

75584

DİREKSİYON MEKANİZMALARININ

KİNEMATİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Cüneyt DAĞDEVİREN
0393Y071

75584

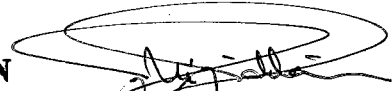
Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Ocak 1999

Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Şubat 1999

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ali G. GÖKTAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Murat EREKE

Doç.Dr. Ahmet GÜNEY



03.03.99



04.03.99



03.03.1999

ŞUBAT 1999

YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
ÖNÜMANTASYON MERKEZİ

ÖNSÖZ

Motorlu taşıtlarda direksiyon mekanizmalarının hatasız dönüş geometrisini sağlamaları açısından optimize edilmeleri için öncelikle mekanizmanın kinematik analizi, daha da özelleştirmek gerekirse, açısal konum analizi yapılması gerekir.

Bu çalışmada direksiyon mekanizması, mekanizma tekniği açısından modellenmiş, bu model üzerinde analiz metodları uygulanmış ve bu metodları baz alan bilgisayar programları hazırlanmıştır. Bu şekilde parametre değerlerinde kolayca tekrar tekrar değişiklik yaparak optimizasyon süreci kısaltılabilir.

Bana bu konuda çalışma imkanı veren ve değerli yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ali G. Göktan'a, verdiği bilgilerle bana destek olan Prof. Dr. Eres Söylemez'e, yine bilgilerinden faydalandığım Otomotiv Anabilim Dalı araştırma görevlilerinden Mak. Yük. Müh. Orhan Atabay'a ve kaynaklara ulaşmamda bana yardımcı olan Mak. Müh. Hakan Öztürk'e teşekkür ederim.

Ocak 1999

Cüneyt Dağdeviren

İÇİNDEKİLER

SEMBOL LİSTESİ	ii
ŞEKİL LİSTESİ	iii
TABLO LİSTESİ	v
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
1. GİRİŞ	1
2. DİREKSİYON SİSTEMLERİ VE TAŞITIN DÖNME HAREKETİ	2
2.1. Taşıtın Dönme Hareketi	2
2.1.1. Taşıtın Dönme Karakteri	10
2.2. Direksiyon Donanımları ve Ön Aks Geometrisi	11
2.2.1. Direksiyon Kinematığı ve Ön Aks Geometrisi	22
2.2.2. Direksiyon Donanımlarının Sınıflandırması	28
3. DİREKSİYON MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ	31
3.1. Direksiyon Mekanizmalarının Konum Analizi İçin Matris Metodu	36
3.2. Kapalı Çözüm Kullanarak Direksiyon Mekanizmalarının Konum Analizi	47
SONUÇLAR	59
KAYNAKLAR	61
EKLER	62
ÖZGEÇMİŞ	78

SEMBOL LİSTESİ

a, lp	: Pitman kolu uzunluğu.
b	: Pitman kolu dönme ekseniniyle king-pin eksenini arasındaki ortak dikme uzunluğu.
c, ld	: Deve boynu uzunluğu.
f	: Pitman kolu dönme merkeziyle ortak dikme arasındaki mesafe
g	: Deve boynu dönme merkeziyle ortak dikme arasındaki mesafe
lk	: King-pin uzunluğu.
α_0	: Pitman kolu başlangıç açısı.
β_0	: Deve boynu başlangıç açısı.
α	: King-pin ekseninin x ekseniniyle yaptığı açı.
β	: King-pin ekseninin y ekseniniyle yaptığı açı.
γ	: King-pin ekseninin z ekseniniyle yaptığı açı.
δ_i , di	: İçteker sapma açısı.
δ_a , da	: Dış teker sapma açısı.
δ_f	: Taşıtın ön aks merkezinin sapma açısı.
δ_r	: Taşıtın arka aks merkezinin sapma açısı.
σ	: King-pin açısı.
τ	: Kaster açısı.
nk	: Yapısal kaster mesafesi.
ρ_A , R	: Dönüş yarıçapı.
[R_{φ,n}]	: Dönme matrisi.
Ua	: Pitman kolu dönme eksenini.
Ub	: King-pin eksenini.
l	: Aks aralığı.
bv	: İz genişliği.
rs	: Direksiyon tekerleği yuvarlanma dairesi yarıçapı.
r	: Direksiyon dirseği boyu.
h_r	: Rot başlarının yarden yüksekliği.
λ	: Direksiyon dirseği açısı.

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Şekil 2.1 : İki akslı bir taşıtın hatasız dönüşü.....	3
Şekil 2.2 : Üç akslı bir taşıtın hatasız dönüşü.....	4
Şekil 2.3 : Dört tekerlek dümenlemede dönüş geometrisi.....	6
Şekil 2.4 : Değişik dört tekerlek dümenleme sistemleri için taşıt yanal kaymaları.....	6
Şekil 2.5 : Yalnız bir tek dingilin tekerleklerinin saptırılmasından dolayı hatalı geometri.....	7
Şekil 2.6 : Çekici ve tek dingilli römork.....	8
Şekil 2.7 : Römork akslarının serbest bırakıldığı bir konstrüksiyonda dönme...	9
Şekil 2.8 : Römork aksının saptırıldığı bir konstrüksiyon.....	9
Şekil 2.9 : Stasyonere dönme hareketinde, dönme karakteri indeksinin merkezkaç ivmeye bağlı değişimi.....	10
Şekil 2.10 : Bazı tipik direksiyon sistemleri ilustrasyonları.....	13
Şekil 2.11 : Trapez mekanizması.....	13
Şekil 2.12 : Ön aks.....	15
Şekil 2.13 : Trapez mekanizmasının konum analizi.....	15
Şekil 2.14 : Trapez mekanizmasında dönme hareketi.....	16
Şekil 2.15 : Direksiyon mekanizmalarında kullanılan bazı çubuk mekanizmaları.....	17
Şekil 2.16 : Temel olarak bir direksiyon sisteminin elemanları.....	18
Şekil 2.17 : Direksiyondan deve boynuna kadar olan mekanizma.....	19
Şekil 2.18 : Dişli-kremayer mekanizması.....	20
Şekil 2.19 : Sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusu.....	21
Şekil 2.20 : Döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusu.....	21
Şekil 2.21 : King-pin açısı.....	22
Şekil 2.22 : Kamber açısı.....	23
Şekil 2.23 : Toe-in ve Toe-out büyüklükleri.....	23
Şekil 2.24 : Kaster açısı ve yapısal kaster mesafesi.....	24
Şekil 2.25 : Tek omuzda aşınma.....	26
Şekil 2.26 : Omuz kenarında aşınma.....	27
Şekil 2.27 : Tek omuzda çökme şeklinde aşınma.....	27
Şekil 2.28 : Testere dişli aşınma	27
Şekil 2.29 : Hidrolik dişli-kremayer mekanizması.....	29
Şekil 2.30 : Tam hidrolik iletimli hidrolik yardımcı direksiyon sistemi.....	30
Şekil 3.1 : Direksiyon kutusu-sol tekerlek-sağ tekerlek arasındaki mekanizma...	33
Şekil 3.2 : Çok akslı bir direksiyon mekanizmasında pitman-deve boynu ve pitmanlar arası mekanizma.....	33

Şekil 3.3 :	RSSR mekanizmasının pozisyon analizi.....	34
Şekil 3.4 :	RSSR mekanizması.....	41
Şekil 3.5 :	Direksiyon mekanizması modeli.....	41
Şekil 3.6 :	King-pin eksenine doğrultu kosinüsleri.....	42
Şekil 3.7 :	Direksiyon kutusu ile king-pin arası mekanizma ve boyutlar.....	43
Şekil 3.8 :	Pitman kolu -deve boynu arasında örnek bir mekanizmada sapma açılarının bulunması için yapılan çizim.....	46
Şekil 3.9 :	Uzaysal 4-çubuk mekanizması.....	48
Şekil 3.10 :	Simetrik 4-çubuk mekanizması.....	50
Şekil 3.11 :	Kapalı çözüm için pitman kolu-deve boynu arasında direksiyon mekanizması.....	53
Şekil 3.12 :	Verilmiş bir taşıt datası için dış tekerlek sapma hatası.....	56
Şekil 3.13 :	İkinci taşıt için hata analizi sonuçları.....	57



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Matris metodu için pitman kolunun 0/+60° sapması durumunda program çıktılarıyla çizimle bulunan sonuçların karşılaştırılması...	45
Tablo 3.2. Kapalı çözümde program çıktılarıyla çizim sonuçlarının karşılaştırılması.....	51
Tablo 3.3. Kapalı çözümde pitman kolunun 0/-60° aralığındaki sapması için çizim sonuçlarıyla program çıktıların karşılaştırılması.....	52
Tablo 3.4. Datası bilinen bir taşıtın direksiyon hesabı sonuçları.....	55
Tablo 3.5. Örnek taşıt için pitman kolunun 0/-40° sapması için program çıktıları.....	58

ÖZET

DİREKSİYON MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ

Bu çalışmada, ilk bölümde, öncelikle taşıt dinamiği açısından, taşıtın dönme hareketi ve karakteri, buna etki eden faktörler, genel olarak direksiyon sistemleri, direksiyon mekanizmaları ve bunların uygulamaları hakkında bilgi verilmiştir. Burada direksiyon mekanizmalarının sağlaması gereken koşulların neler olduğundan da bahsedilmiştir. Ayrıca yine aynı bölümde, direksiyon sistemleriyle ilgili standartlar ve yönetmelikler hakkında, ön aks geometrisi, doğrultu kontrolü ve bunların lastik aşınmalarına etkileri konusunda bilgiler sunulmuştur.

Sonraki bölümde, direksiyon mekanizmalarının optimizasyonu açısından önemli olan kinematik analiz için bir yaklaşım teklif edilmiş, buna uygun analiz metodları incelenmiş ve sonuçları sınanmıştır. Bu metodları kullanarak tek akslı bir direksiyon sistemi için direksiyon kutusundan en son direksiyon tekerleğine kadar pozisyon analizini yapabilen ve çok akslı direksiyon mekanizmalarının hesabı için de temel teşkil edebilecek bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program yardımıyla bazı örnek mekanizma ve taşıt dataları için çıktılar elde edilmiştir. Bu çıktılarından hareket ederek örnek taşıtların dönüş geometrisi hataları, yani dönemece göre iç tekerlek sapmasına karşılık gelen dış tekerlek sapması ve bunun idealden ne kadar uzak olduğu konusunda yorumlar yapılmıştır.

Hatasız dönüş geometrisini sağlaması beklenen, karşılıklı direksiyon tekerlekleri arasında hareket aktarımını sağlayan trapez mekanizmasının öncelikle ele alınıp tasarımının, uygun olacağı düşünülmüştür. Bu mekanizmanın sunduğu koşulları cevaplaması gereken direksiyon kutusu ile ilk direksiyon tekerleği arasındaki mekanizmanın oluşturulması ayrı bir tasarım ve optimizasyon sorunu olarak düşünülmüştür. Bu konuda özellikle pitman koluyla deve boynu arasındaki kısa rot kolunun uzaysal konumunun önemli bir parametre olduğu belirtilmiştir.

THE KINEMATIC ANALYSIS OF VEHICLE STEERING MECHANISMS

SUMMARY

The vehicle steering systems must provide the turning geometry close as much as possible to faultless geometry which is also named "Ackermann geometry", otherwise undesirable tire wear and damaging moments and forces may occur.

In steering system optimization, first problem is the kinematic analysis, in particular position analysis, of the mechanism from steering gearbox to the last steered wheel.

In first section after introduction, information about turning behavior and characteristics of vehicles in terms of vehicle dynamics, types of steering systems and their applications, the conditions and regulations that the steering systems must agree, wheel alignment and its effects on non-uniform tire wear are given. In the next section, kinematic analysis methods are surveyed for steering mechanisms.

The steering mechanisms are considered as the systems consist of spatial four-bar linkages connected one another. If one of this linkage model is analyzed, it is possible to make position analysis of whole mechanism.

In this study, a computer program, which makes the position analysis of steering system with one axle from steering gearbox to the last steered wheel and finds the steering fault of outside wheel related to ideal steering angles, was developed by using closed spatial four-bar linkage mechanisms' kinematic solution.

The Ackermann geometry is provided by means of trapezoidal mechanisms between two steered wheels. As a result of this, it will be better to think this mechanism's position analysis as a separate optimization problem. The maximum steering angles for right and left turning of the steered wheels obtained from such analysis, are the objective of the optimization problem solution of the mechanism between steering gearbox and first steered wheel which consist of steering gear arm, drag link and main steering arm. This mechanism must produce different steering angles while the steering gear arm deflects at the same angles for opposite directions, otherwise driver must apply different steering wheel angles while turning at the same radius for left and right turning. This is caused by the nature of the trapezoidal mechanism. It steers the inside wheel to a greater angle than the outside wheel.

It is difficult to change the dimensions such as wheelbase and track of the vehicle. In this study, it is stated that lengths of the steering gear arm, drag link and main steering arm, the spatial direction of king-pin axis and the vertical distance between steering arm ball joint and the center of the steering gear arm have the most important effects on the optimization. It is possible to achieve a satisfying optimization results by changing these parameters conveniently. It can be seen that these parameters also determine the spatial position of the drag link.



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bir direksiyon sistemi, taşıtın, Ackermann geometrisi de denilen hatasız geometriyle dönmesini sağlamalıdır. Aksi halde oluşacak hatalardan dolayı ortaya çıkacak kaymalar, direksiyon tekerleklerinde istenmeyen aşınmalara ve direksiyon mekanizmasının aşırı kuvvet ve momentlerle zorlanmasına yolaçacaktır.

Direksiyon mekanizmalarının optimizasyonunda öncelikle yapılması gereken, direksiyon kutusundan en son direksiyon tekerleğine kadar olan mekanizmanın kinematik analizi, daha da özelleştirmek gerekirse pozisyon analizidir.

Bu yolla elde edilecek açısal datalar üzerinden hata analizi yapılabilir. Taşıtlarda hatasız dönüşü, yaklaşıklıkla sağlayan mekanizma, karşılıklı direksiyon tekerlekleri arasında hareket aktarımını sağlayan trapez mekanizmasıdır. Direksiyon kutusu ile direksiyon tekerlekleri arasındaki mekanizma ve eğer çok akslı bir direksiyon sistemi üzerinde çalışılıyorsa buna ilaveten pitman kolları arasındaki aktarmayı sağlayan mekanizmalar sistemin diğer elemanlarıdır. Bu açıdan bakıldığında direksiyon mekanizmalarının üç çubuklu ya da mekanizma tekniğindeki adıyla kapalı uzaysal dört-çubuk mekanizmalarının ardarda birleşiminden oluştuğu düşünülebilir.

Bu çalışmada, öncelikle direksiyon sistemleri hakkında genel bilgi verilecek, bağlantıların rijit ve boşluksuz olduğu kabulüyle probleme yaklaşılarak , direksiyon mekanizmalarının kinematik analizi için kullanılabilecek metodlar incelenecek ve bunların hazırlanan bir bilgisayar programıyla yapılmış uygulamaları sunulacak, özellikle direksiyon kutusu ile tekerlekler arasındaki mekanizma ve eğer çok akslı bir direksiyon sisteminden bahsediliyorsa buna ilaveten pitmanlar arası mekanizmanın optimizasyonunda karşılaşılabilecek güçlükler üzerinde durulacaktır.

BÖLÜM 2

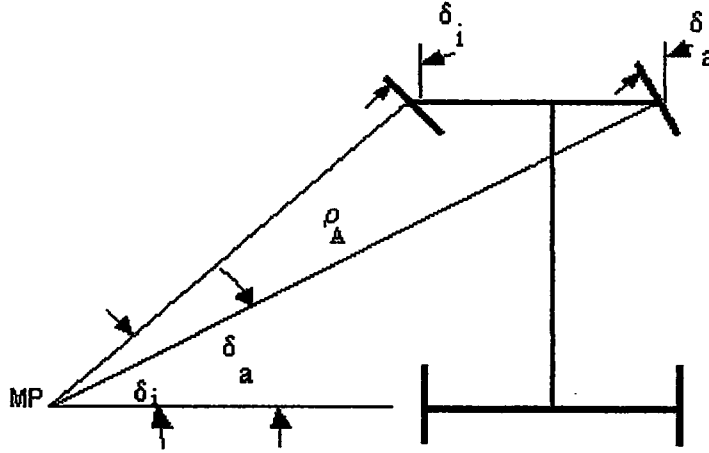
DİREKSİYON SİSTEMLERİ VE TAŞITIN DÖNME HAREKETİ

Direksiyon donanımının fonksiyonu, taşıtın tam doğrultu kontrolü için, sürücünün verdiği komutlara uygun cevaplar üretilip dümenleme tekerleklerinin saptırılmasıdır. Ancak, gerçek sapma açıları süspansiyon sisteminin geometrisi, direksiyon sisteminin geometrisi, direksiyon sisteminin reaksiyonları, önden dümenleme ve önden tahrik durumunda tahrik donanımının geometrisi ve reaksiyonlarına bağlı olarak bir miktar değişmiş olur. Bu bölümde taşıtın ideal dönme hareketi, bu ideal koşulların sağlanıp sağlanamadığı ve kullanılan direksiyon mekanizmaları hakkında örneklenerek bilgi verilecektir.

2.1 Taşıtın Dönme Hareketi

Taşıtların hareketi ilk yaklaşıklıkla bir düzlemsel hareket olarak kabul edilirse, bu hareketi bir ani dönme merkezi ve dönme hızı ile tarif etmek mümkün olur. Taşıt tekniğinde ilk problem taşıt tekerleklerinin akslarının ani dönme merkezine göre durumlarıdır [1]. Tekerlek düzlemlerinin zemine izdüşümleri, tekerlek merkezlerinden ani dönme merkezine çizilen çizgilere dik ise tekerlekler kaymadan dönebilirler. Buna Ackermann dönüş geometrisi de denir (Şekil 2.1). Benzer şekilde çok akslı bir taşıtın hatasız dönüşü Şekil 2.2 de gösterilmektedir. Ancak, biraz sonra bahsedileceği üzere günümüzde bu geometriyi sağlamak konvansiyonel yöntemlerle uygulamada mümkün değildir. Direksiyon sisteminin ve taşıtın tasarımından gelen konstrüktif boyut ve geometriye bağlı olarak belli bir hata ile tekerlekler kayarak taşıtı döndürürler. Kayma sonucu da yol tutuş, frenleme, lastik ömrü gibi faktörleri doğrudan etkileyen lastik aşınmaları kaçınılmaz olur.

Ani dönme merkezi saptırılmayan tekerleklerin aksında uzatılan çizgi üzerinde bulunur. Bu, çok akslı direksiyon mekanizmaları için de böyledir.

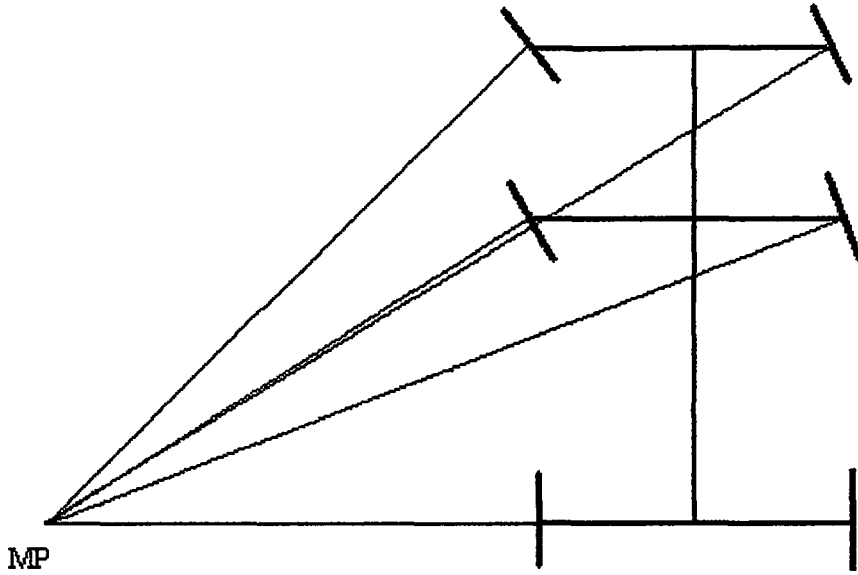


Şekil 2.1 İki Akslı Bir Taşıtın Hatasız Dönüşü [1]

Taşıt veya katarın manevra kabiliyetinin bir ölçüğü tekerleklerinin dönebildiği minimum yarıçaptır. Bu iki akslı bir taşıt için -genel olarak tekerleklerin saptırıldığı aks- ön dış tekerleğin çizebildiği minimum daire yarıçapıdır ve ρ_A için şu yazılabilir;

$$\rho_A = L / \sin \beta_{a,max} \quad (2.1)$$

ρ_A 'yı küçültmek için dingil mesafesi L 'nin küçültülmesi veya β_a 'nın büyütülmesi gerekir. Bir taşıttan beklenen fonksiyonlar çok çeşitlidir. Gerek ana hatlarıyla tasarım ve gerekse detay konstrüksiyonları kaçınılmaz olarak birbirleriyle çelişen hedefler ortaya koyarlar. Belirli özelliklerin iyileştirilmesi genellikle diğer bazı özelliklerden ödün vermeyi gerektirir [2]. Yani L için taşıtın diğer yapısal özelliklerinden ötürü pek fazla birşey yapılamaz. Taşıtı tanımlayan özelliklerin ve taşıt tasarımındaki kriterlerin (direksiyon sisteminin tasarımını da öncelikle seyir özelliklerini etkileyen bir kriter olarak düşünmek mümkündür) çokluğu ve karmaşık etkileşimleri bu boyutla oynamayı zorlaştırır. β_a 'nın değerleri ise binek otomobiller için $34^\circ - 40^\circ$ arasında değişir. Bunun daha fazla büyütülmesine sınır bu hareket için



Şekil 2.2 Üç Akslı Bir Taşıtın Hatasız Dönüşü [1]

gerekli yerin darlığıdır. Ticari taşıtlarda , bilhassa şehir içinde hareket edecek otobüslerde, daha çok manevra kabiliyeti arandığından β a çok daha büyük olabilir ve $\beta=85^\circ$ ye rastlanmıştır [1]. Bu arada ağır ticari vasıtalar da bu değerin büyüklüğüne bağlı olarak manevra durumunda Ackerman koşulundan sapmaların, fazla lastik aşınmalarına sebebiyet vermeyecek seviyelerde olması istenir.

Ayrıca, motorlu taşıtların manevra kabiliyetlerinin belirlenebilmesi için uygulanabilecek bir metod SAE J695’de teklif edilmiştir [3]. Tavsiye edilen bu uygulamada, ön aks konfigürasyonu faktörünün, verilmiş bir ön aks geometrisi için aks aralığının, dönme yarıçapına etkileri ve belli bir dönme yarıçapını sağlayacak konfigürasyonun belirlenmesi için gerekli formülasyonlar açıklanmış ve saha testi prosedürü verilmiştir. Yanı sıra, ağır vasıtalar için dönme yarıçapının detaylı grafik metodla tespiti SP 374’de belirtilmiştir. Hızı 20 km/h’in üstünde lastik tekerlekli arazi araçları için direksiyon sistemi performansı ve test kriterleri bir SAE standardı olan ISO 5010’la eşdeğer SAE J1511’de açıklanmaktadır [4]. Testin uygulanacağı araç tipleri de aynı standartta verilmektedir.

Dönme yarıçapını küçültmenin bir yolu da taşıtın arka dingilindeki tekerleklerinin de saptırılmasıdır. Yalnız bu olanaktan ancak çok alçak hızlarda istifade edilebilir

çünkü arka tekerlekleri saptırılan bir taşıt seyir mekaniği bakımından kararsızdır. Hakikaten ön tekerlekleri direksiyon simidine bağlı bir taşıtta direksiyon simidi serbest bırakılınca taşıt doğrusal bir yörüngeye geçerken, aynı durumda arka tekerlekleri saptırılan bir taşıt doğrulacağı yerde yarıçapı gittikçe küçülen bir eğrisel yörünge izler. Bu nedenle arkadan direksiyonlu taşıtlarda hız yükseltileceği zaman, arka direksiyon tertibatı kilitlenmelidir [1].

İki akslı taşıtlarda dört tekerlekten dümenlemenin yukarıda bahsedilen olumsuzluğuna rağmen, düşük hızda manevra kabiliyetinin yanı sıra yüksek hızda viraj alma kabiliyetinin geliştirilmesinde de kullanılabileceğinden bahsedilmektedir. Mekanik , hidrolik ya da elektronik olanakların kullanıldığı tipik uygulamalarda arka tekerleklerin sapma açıları 5 dereceyle sınırlandırılmıştır ve sadece düşük hızlarda uygulanmıştır (Şekil 2.3) [5]. Ön tekerlek sapma açılarıyla orantılı saptırılan arka tekerlekler için dönüş denklemi şöyledir [5]:

$$\delta_r = \xi \cdot \delta_f \quad (2.2)$$

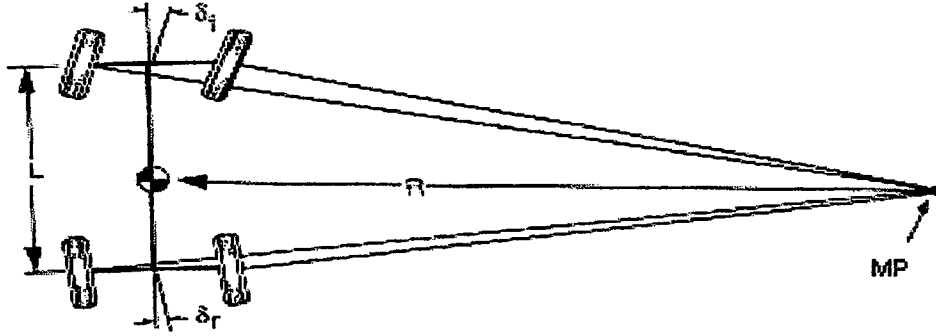
$$\delta_f + \delta_r = \delta_f + \xi \delta_f = \delta_f (1 + \xi) = L / R \quad (2.3)$$

O halde dönüş yarıçapı:

$$R = L / \delta_f (1 + \xi) \quad (2.4)$$

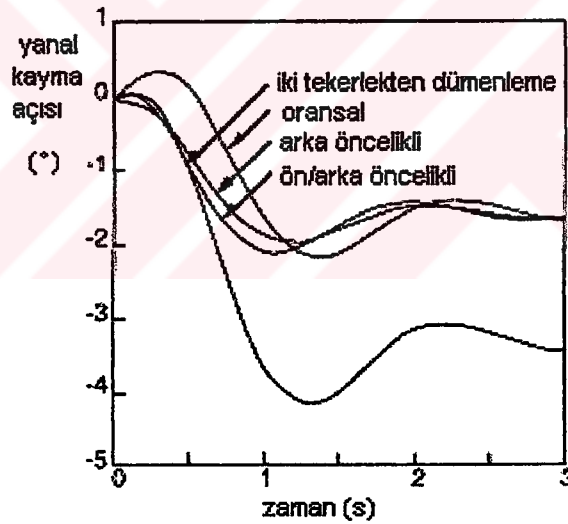
Bu eşitlik, arka tekerleklerin saptırılması durumunda, dönme yarıçapındaki azalmanın açık ifadesini vermektedir. % 50' lik arka teker sapması durumunda dönme yarıçapında üçde birlik bir azalmaya ulaşılır (1 / 1,5). %100'lük arka teker sapmasında (öndekilerle aynı miktarda) dönme yarıçapında yarı yarıya azalma olur (1/2).

Bununla birlikte kaynak [5]'de yüksek hızda (20 mph ve üstü) dört tekerleğin saptırılmasının (4WS) bazı olumlu etkilerinden de bahsedilmektedir. Birincil avantaj olarak, taşıtın dönemeçteki davranışının kontrol edebilmenin ya da taşıt işletiminin bu sistemlerde daha iyi olduğundan bahsedilmektedir. Bu sistemlerde, özellikle taşıt gövdesinin ağırlık merkezinden geçen dik eksen etrafındaki sapma salınımlarının (dönmenin başlangıcında oluşan "yaw oscillation" hareketi) daha kısa bir cevap süresiyle daha iyi damperlendiği söylenmektedir.



Şekil 2.3 Dört Tekerlek Dümenlemede Dönüş Geometrisi [5].

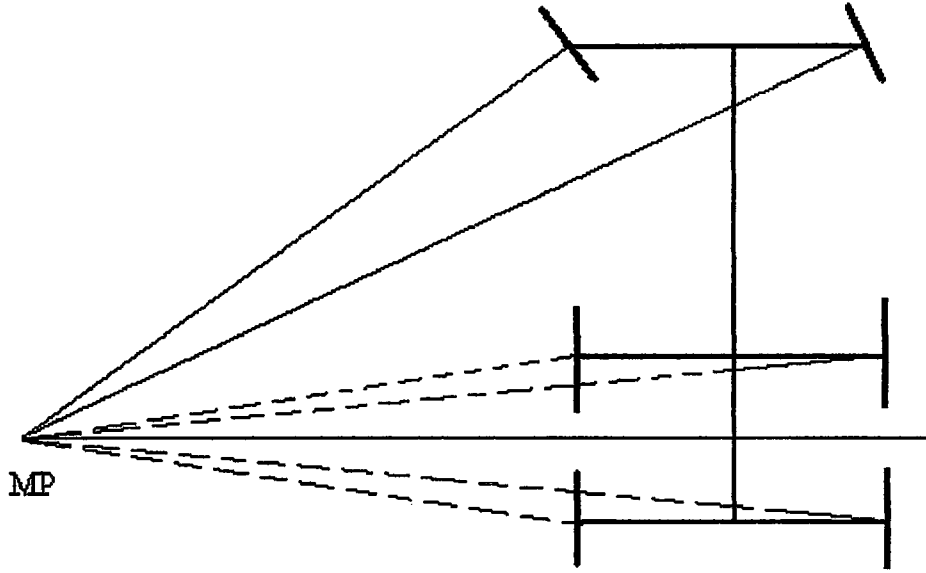
Bir diğer olumlu özellik olarak da dönemeçlerde yanal kayma açılarının salınımlarındaki azalma gösterilmektedir (Şekil 2.4) [5].



Şekil 2.4 Değişik Dört Tekerlek Dümenleme Sistemleri İçin Taşıt Yanal Kaymaları.

Bütün bunlara rağmen daha önce bahsedilen nedenlerden dolayı dört tekerlekten dümenleme (4WS) uygulamalarına pek rastlanmamaktadır.

Çok akslı taşıtlarda bir tek aksın tekerleklerinin saptırılması hatasız geometri için yeterli değildir (Şekil 2.5) [1].



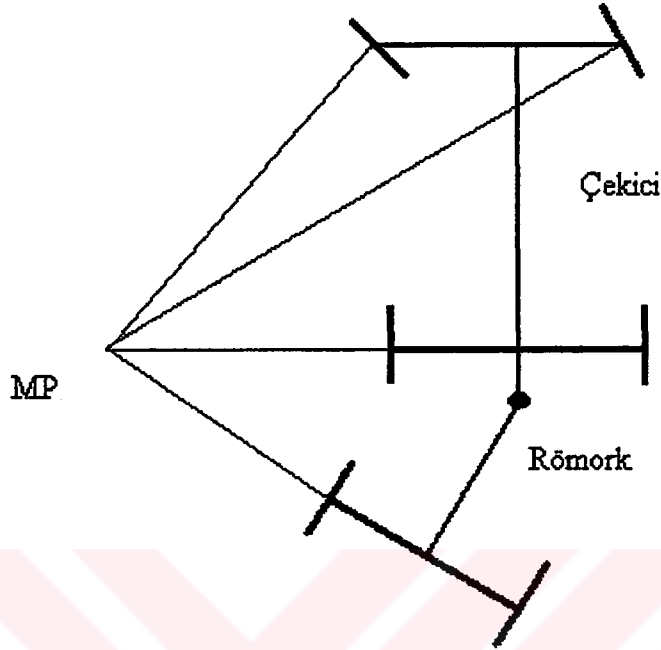
Şekil 2.5 Yalnız Bir Tek Dingilin Tekerleklerinin Saptırılmasından Dolayı Hatalı Geometri [1].

Çok akslı taşıt uygulamaları özellikle ağır ticari vasıtalarda zaman zaman önde çift aks dört tekerlekten dümenleme şeklinde görülebilir. Taşıma kapasitelerinin arttırılma isteğine karşın başvurulmuş bu yöntemin getirdiği külfet manevranın istenen koşullarda olması için karşılaşılan dizayn zorluğudur. Dizaynın hem hacimsel kısıtlamalar hem de Ackerman koşulundan sapmaların bu sefer daha fazla sayıda mekanizmanın birlikteliğinden oluşan karmaşık bir mekanizma üzerinde analiz edilecek olması bu külfetler arasında sayılabilir.

Şimdiye kadar tekerleklerin kaymaması için sadece yön bakımından gerekli olan hususlar incelendi. Ancak şekillerin incelenmesinden iç ve dış ön ve arka tekerleklerin çok değişik yarıçaplı daireler üzerinde döndüğünü, dolayısıyla açısız hızlarının farklı olduğunu görmek mümkündür. O halde tahrik edilsin veya edilmesin, bir taşıtın tekerleklerinin dönme hızları birbirlerinden bağımsız olmalıdır, aksi halde çevresel kaymalar olur [1].

Sorun katarlar için de aynıdır ve çözüm için iki farklı davranış vardır. Birinci tip davranışta römorkun tekerlekleri veya bütün dingili düşey eksenler etrafında hareket serbest bırakılır. Bunun en tanınan örneği tek dingilli römorklardır (Şekil 2.6) [1]. Dairesel harekette römork kendini, dingil eksenini ani dönme merkezini gösterecek şekilde ayarlar. Bu çözüm yalnız tek dingilli römorklara tatbik edilmez,

çok dingilli römorklarda da dingiller serbest bırakılabilir. Buna ait bir örnek Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Bu örnekte taşıt tekniği bakımından üç tane tek dingilli römork arka arkaya bağlanmıştır.

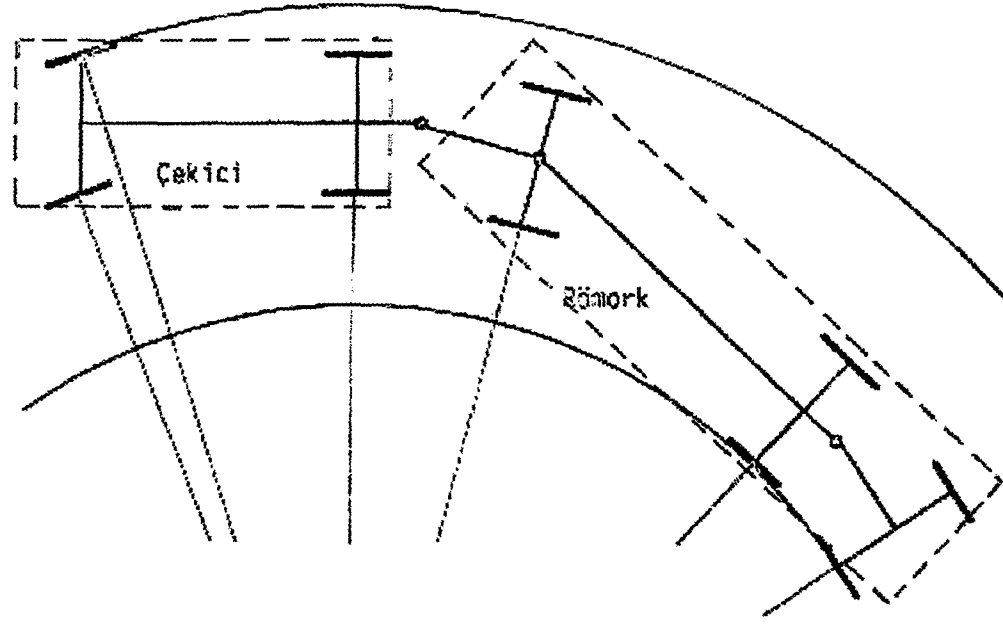


Şekil 2.6 Çekici ve Tek Dingilli Römork.

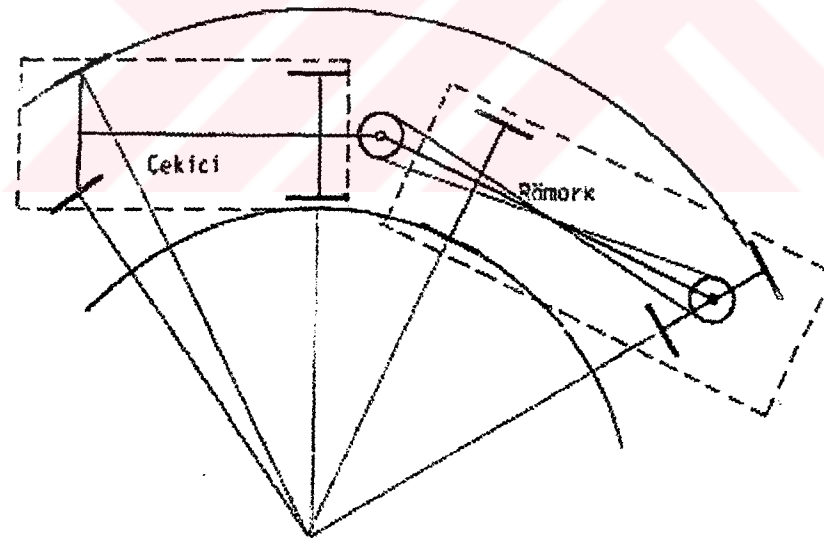
İkinci tip davranışta ise römork tekerlekleri komutayla saptırılır (Şekil 2.8). Bu örnekte römork tekerlekleri, çekici ve römork arasındaki açının bir fonksiyonu olarak saparlar [1].

Bu arada şu da belirtilmelidir ki; bir taşıtta direksiyon geometrisi kusursuz olarak gerçekleştirilse de, ani dönme merkezi tarif edilen nokta değildir. Taşıtlarda, dönemeçte kalabilmek için, merkezkaç kuvvet tekerleklerin yaptığı diyagonal hareket ile karşılanır. Bu hareket nedeniyle de ani dönme merkezi öne doğru kayar.

Diğer bir sorun, bilhassa katarlarda, geri harekettir. Böyle hareketlerde, öne doğru harekette kararlı olan sistem, arkaya doğru kararsız olduğundan zorluklar vardır. Bir çözüm direksiyon tertibatını kilitlemektir, ama bu da manevra yeteneğini azaltır [1].



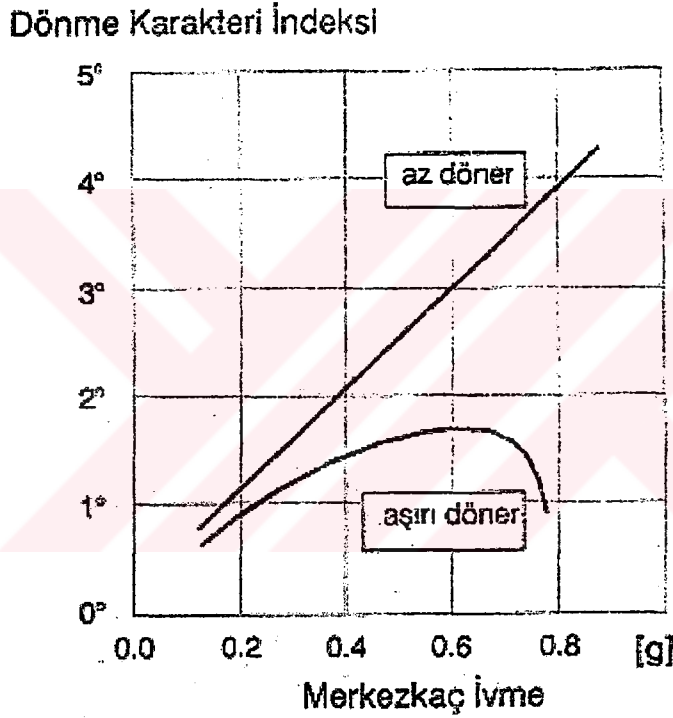
Şekil 2.7 Römork Akslarının Serbest Bırakıldığı Bir Konstrüksiyonda Dönme [1].



Şekil 2.8 Römork Aksının Saptırıldığı Bir Konstrüksiyon [1].

2.1.1 Taşıtın Dönme Karakteri.

Stasyoner dönme hareketi taşıtın dönme karakterini, yani az döner, aşırı döner ya da tarafsız olmasını belirlemektedir. Taşıtın dönme karakterinin çeşitli büyüklüklere bağlı tanımı mümkündür (örneğin, ön ve arka tekerleklerin diyagonal hareket açıları farkı ile). ISO test tekliflerinde, tekerleklerle indirgenmiş direksiyon açısı ile Ackermann açısının (yan kuvvetsiz bir dönme için gereken direksiyon açısı) farkının merkezkaç ivmeye bağlı değişimi, taşıtın dönme karakteri için ölçü olarak alınmaktadır. Şekil 2.9'da aşırı döner ve az döner karakterler örnek olarak görülmektedir. Grafik ordinatında kullanılan dönme karakteri indeksi, gerçek direksiyon açısı ile Ackermann açısı farkıdır.



Şekil 2.9 Stasyoner dönme hareketinde, dönme karakteri indeksinin merkezkaç ivmeye bağlı değişimi.

Şekilde görüldüğü gibi taşıtın dönme karakteri merkezkaç ivmeye bağlı olarak değişmektedir. Bu karakter taşıtın hızına ve viraj yarıçapına bağlı olmakta, ayrıca zeminin kuru veya kaygan olması da taşıtın dönme karakterini değiştirebilmektedir [2]. Bu arada ağırlık merkezinin yeri bu karakterin belirlenebilmesinde parametre olacağı düşünülebilir. Ağırlık merkezi ön aksa yakın olan taşıtların (önden tahrikli binek taşıtlar gibi) az döner karakter gösterme ihtimali daha yüksektir. Bunun karşıtı olan arka aksa yakınlık aşırı dönerliğı destekler. Genel olarak taşıtın tarafsız veya az döner olması tercih edilir.

2.2 Direksiyon Donanımları ve Ön Aks Geometrisi

Direksiyon donanımlarından beklenen şartlar vardır. Örneğın § 38 StVZO'ya (Federal Alman Motorlu Taşıt Emniyet Standartları) göre direksiyon sistemi taşıtın kolay ve emniyetli doğırltu kontrolunu garanti etmelidir : Maksimum 6 saniye içinde ön tekerlekler, 12 metrelik dönme yarıçapına tekabül eden pozisyona getirilebilmelidirler. Direksiyon tahrik kuvveti 250 N'un üzerindeyse güç yardımcılı direksiyon sistemi gereklidir. Eğer böyle bir güç yardımcısı (hidrolik direksiyon sistemi gibi) arızalanırsa, 600 N aşılmamalıdır. Tahrik kuvveti merkezden, son duruş konumuna kadar düzenli olmalıdır ve azalmamalıdır. Taşıtın doğıru olarak sürüşü mümkün olmalı, yani, olağandışı direksiyon düzeltmeleri olmamalıdır. Mekanik parçalarda boşluk, müsaade edilmeyen durumdur.

Mekanik iletim elemanlarının tamamı, işletme sırasında oluşın bütün yükleri ve gerilmeleri karşılayabilmelidir. Alışılmadıık sürüş manevraları sırasında (mesela tümsek gibi engellerin üstünden geçerken), kazaya sebebiyet verebilecek derecede sert koşullar herhangi bir kırılma yada çatlama benzeri sonuçlara yol açmamalıdır [6].

Ayrıca, 70/311/EEC'de motorlu taşıtların direksiyon sistemine göre tip onayı için sağlaması gereken özellikler verilmiştir [7]. Burada, direksiyon parametreleri (direksiyon kontrol eforu, direksiyon süresi, direksiyon açısı, direksiyon oranı,

nominal direksiyon kontrol yarıçapı) tanımlanmış, motorlu taşıtlar için direksiyon transmisyon, direksiyon ekipman ve tipleri belirtilmiş, konstrüksiyon ve tip onayı için test koşulları açıklanmıştır.

Tekerlek saptırmaları:

- 1- Bütün bir aksı tek bir düşey eksen etrafında döndürerek,
- 2- Aynı dingile ait iki tekerleği ayrı, iki, aşağı yukarı düşey eksen etrafında döndürerek yapılır.

Birinci sistem prensip olarak daha basit olmakla beraber;

- 1- Gerekli kuvvetlerin büyüklüğü,
- 2- Taşıtın dayanma yüzeyinin küçülmesi ve bilhassa daralması (dört çeker taşıtlarda bir miktar bunun yaratacağı olumsuzluğun üstesinden gelinebilir).
- 3- Dingil hareketi için büyük bir hacmin serbest bırakılması nedenleri ile ancak römorklarda –o da her zaman değil- ve çok yavaş özel taşıtlarda kullanılır.

İsmine Ackermann sistemi de denilen ikinci sistembugün en çok kullanılan sistemdir.

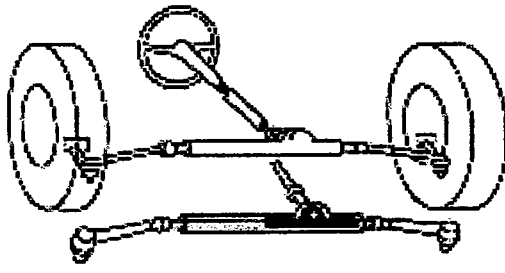
Bu sisteme göre yapılan bir direksiyon sistemi üç kısma ayrılabilir,

- 1- Direksiyon simidi ve mili,
- 2- Direksiyon mekanizması,
- 3- Tekerlekleri mekanizmaya bağlayan bir çubuk sistemi [1].

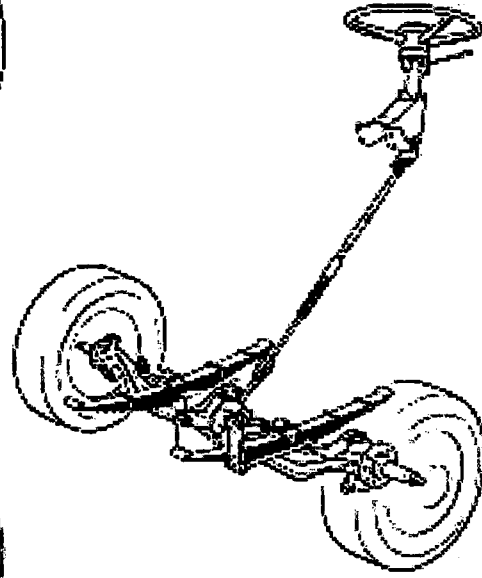
Direksiyon sistemleri, dizayn açısından geniş ve farklılıklara sahip bir dağılım gösterse de fonksiyonel olarak benzerdirler. Şekil 2.10'da bazı direksiyon sistemlerini görmek mümkündür. Orta rod kolunun tekerlek merkezinin ötesine yerleştirildiği düzenlere, önden dümenleme konfigürasyonu denir [5].

Ackermann koşuluna en iyi yaklaşımı trapez mekanizması vermektedir (Şekil 2.11). Sağa sola dönüşlerde, geometrideki asimetriklik, dönüş yönüne göre viraj içindeki tekerleğin daha fazla sapmasını sağlar. Ackermann geometrisinin uygun dizaynı taşıt aks aralığı ve ön aks iz genişliğinin bir faonksiyonudur (Şekil 2.12). Reimpell, bunu şu şekilde ifade etmiştir [8].

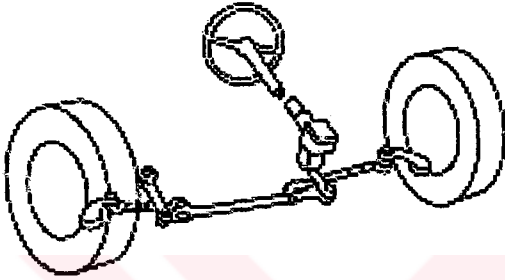
$$\cot \delta_{Aa} = \cot \delta_i + j / l \quad (2.5)$$



Dişli-kremayer mekanizması

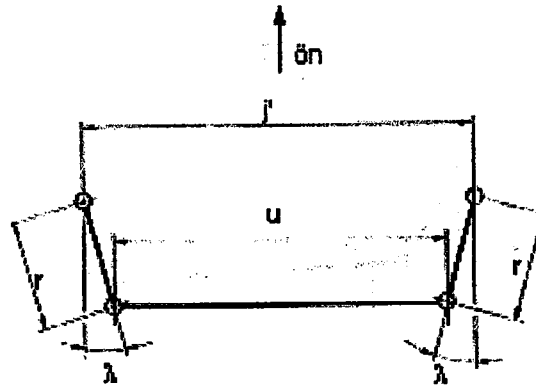


Kamyon direksiyon sistemi



Direksiyon kutulu sistem

Şekil 2.10 Bazı tipik direksiyon sistemleri ilustrasyonları



Şekil 2.11 Trapez mekanizması [8].

Aynı kaynakta [8] dönüş kinematiği açıklanırken, trapez mekanizmasının pozisyon analizi için şu formülasyon teklif edilmiştir (Şekil 2.11) :

$$h = h\tau + r \cdot \cos \lambda \cdot \tan \tau_0 \quad (2.6)$$

ve iç teker sapmasına göre dış teker sapmasının bulunabilmesi için gereken eşitlikler;

$$j' = bv - 2 \cdot (rs + h \cdot \tan \tau_0) \quad (2.7)$$

$$j = bv - 2 \cdot rs \quad (2.8)$$

$$h = j' - 2 \cdot r \cdot \sin \lambda \quad (2.9)$$

Şekil 2.13'de olduğu gibi mekanizma iki üçgen bölgeye ayrılırsa;

$$g = \sqrt{j'^2 + r^2 - 2 j' \cdot r \cdot \sin (\lambda_2 + \delta i)} \quad (2.10)$$

$$\cos \varphi_1 = (g^2 + j'^2 - r^2) / (2 \cdot g \cdot j) \quad (2.11)$$

$$\cos \varphi_2 = (g^2 + r^2 - u^2) / (2 \cdot r \cdot g) \quad (2.12)$$

Şekil 2.14'ü dikkate alarak; gerçekte oluşan dış tekerlek sapması:

$$\delta a_1 = \varphi_1 + \varphi_2 + \lambda_2 - 90^\circ \quad (2.13)$$

Buna göre hata değeri yani Ackermann koşulundan sapma değeri :

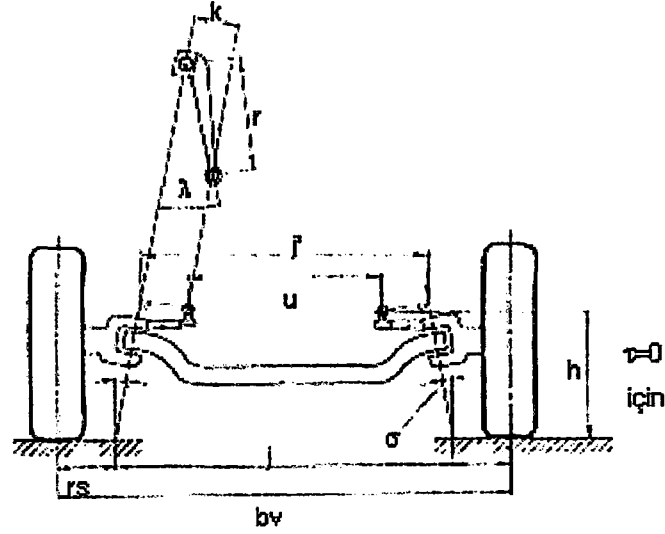
$$\Delta \delta_F = \delta_{Aa} - \delta a_1 \quad (2.14)$$

eşitliğiyle bulunmaktadır [8].

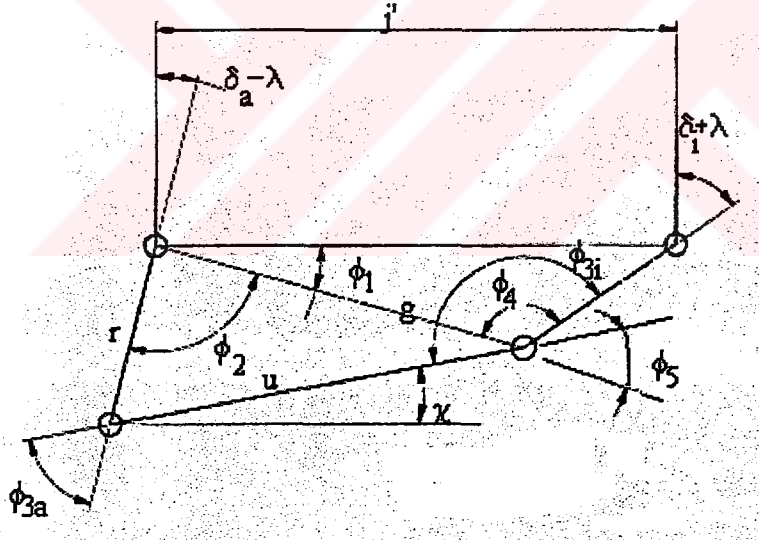
Hiç bir şekilde δa_1 , denklem (2.5) de bulunan değerden küçük olmamalıdır. Bu, dönüş çapının büyümesine ve dar virjlerde tekerleğin daha çok aşınmasına yol açar.

Direksiyon mekanizması tekerleklerin hareketi ile direksiyon milinin hareketi arasındaki en etkili çevrim organıdır. Direksiyon mekanizması için vida sistemleri, sonsuz vida ve dişli-kremayer kullanılır. Son anılan sistem binek taşıtlarda yaygındır. Direksiyon mekanizmalarından az elastiklik ve boşluk ile ayarlanma ve hafif hareket

yeteneği aranır. Kilitlenme özelliği istenmez. Ancak sistem yol arızalarını direksiyon simidine nakletmemelidir.



Şekil 2.12 Ön Aks [8]



Şekil 2.13 Trapez mekanizmasının konum analizi [8].

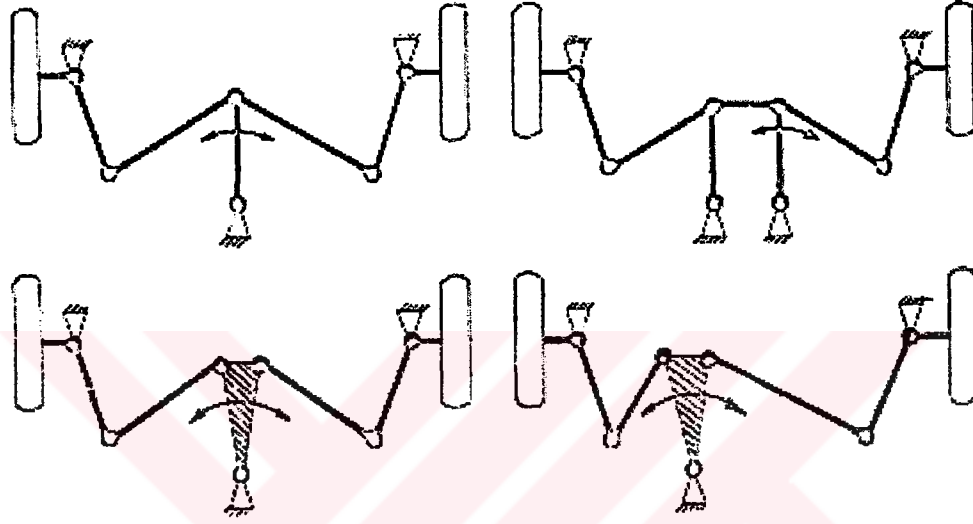
Direksiyon sistemlerindeki çubuk mekanizmalarına ait örnekler Şekil 2.15’de verilmiştir. Çubuk mekanizmalarında hatayı küçük tutmak ve en çok hata ve en az hata çalışma bölgelerini bir dereceye kadar seçmek mümkündür.

Şekil 2.14 Trapez mekanizmasında dönme hareketi [8].

Yüksek çevrim oranları direksiyon momentini azaltır, buna karşılık büyük direksiyon çevirme açıları gerektirir ki bu da rahatsızlık veren bir özelliktir. Bu nedenle ağır taşıtlarda direksiyon sistemine bir servo ilavesi ile sürücünün zorlanması azaltılabilir.

- 1- Yol bozukluklarından kaynaklanan sarsıntılar, direksiyon simidine iletilmeyecek şekilde mümkün olduğunca sönümlenmelidir. Ancak bu sönümlleme sürücünün yol seyir hissini kaybetmesine izin vermemelidir.
- 2- Temel direksiyon kinematiği dizaynı, Ackermann koşulunu sağlamalıdır. Herhangi bir sapma durumunda sağ ve sol direksiyon tekerleklerinin akslarından uzatılan çizgilerle arka akstan çizilen uzantı çizgileri aynı noktada kesişmelidir.

- 3- Direksiyon sisteminin uygun katılığı ile (özellikle eğer elastik plastik bağlantılar kullanılıyorsa), taşıt küçük direksiyon düzeltmelerine reaksiyon göstermelidir.
- 4- Direksiyon simidi bırakıldığında, tekerlekler kendiliğinden düz pozisyona geri dönmeli ve bu pozisyonda stabil kalmalıdır.



Şekil 2.15 Direksiyon donanımlarında kullanılan bazı çubuk mekanizmaları [1].

- 5- Kolay kullanım için, mümkün olduğunca az direksiyon oranı (direksiyonun kilitten kilide dönmesi) olmalıdır. Böylece oluşan direksiyon kuvvetleri sadece direksiyon oranıyla değil, ön aks yükü, dönüş dairesi boyutu, tekerlek süspansiyonu ve doğrultusu (kaster, king pin açısı, direksiyon yuvarlanma dairesi yarıçapı) ve lastik profili ile belirlenir.

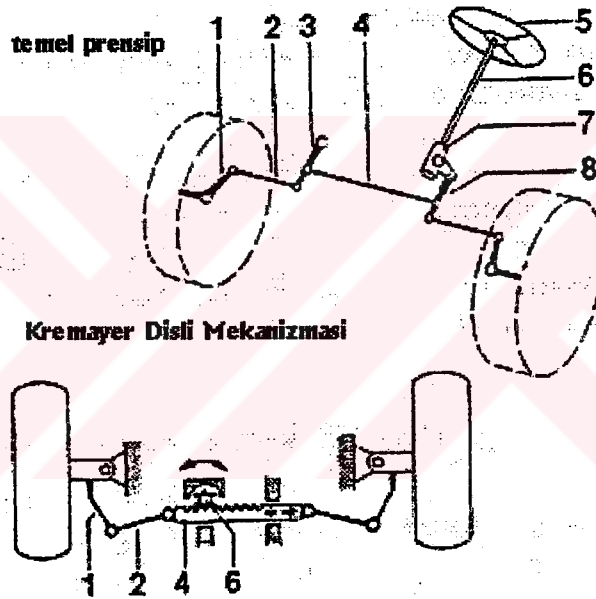
İşletme karakteristiklerinden bahsetmek gerekirse; taşıtın işletme koşullarına karar vermede “aşırı döner” ve “az döner” terimlerinden sık sık yararlanılır. Bir taşıt aşırı döner karakter gösteriyorsa, direksiyon açısının belirlediğinden daha küçük yarıçaplı bir eğri üzerinde döner, az döner bir taşıt ise daha geniş bir yarıçapı kapsar. Artan merkezkaç kuvvetle tekerlek yüklerini etkileyen yanal kuvvet oranı ön ve arka akslarda farklı gelişir. Bu da aşırı ve az dönerlik karakterinin ortaya çıkmasını neden olan farklı diyagonal hareket açılarını doğurur. Normalde, nötr dönüş karakteri gereklilik olarak görülür. Bu, yanal kuvvetlerin optimum kullanımına izin verse de,

taşıtın stabilite limitinin subjektif etkisini azaltır. Ayrıca, hem arkadan hem de önden kopma olabileceğinden, taşıtın kopması hesap edilemez olur. Bundan dolayı, birçok üreticinin hedefi, az az dönerliktir. Çünkü bu durumda, taşıtın kopması, hesap edilebilir, güvenli bir düz yörüngeye izin verir [6].

Temel olarak bir direksiyon sisteminin elemanlarını Şekil 2.16'da görmek mümkündür.

Direksiyon sistemi (diagram).

- 1-Deve boynu 2-rod kolu 3-Serbest kol 4-Ara rod kolu
5-Direksiyon simidi 6-Direksiyon mili 7-Direksiyon kutusu
8-Pitman kolu

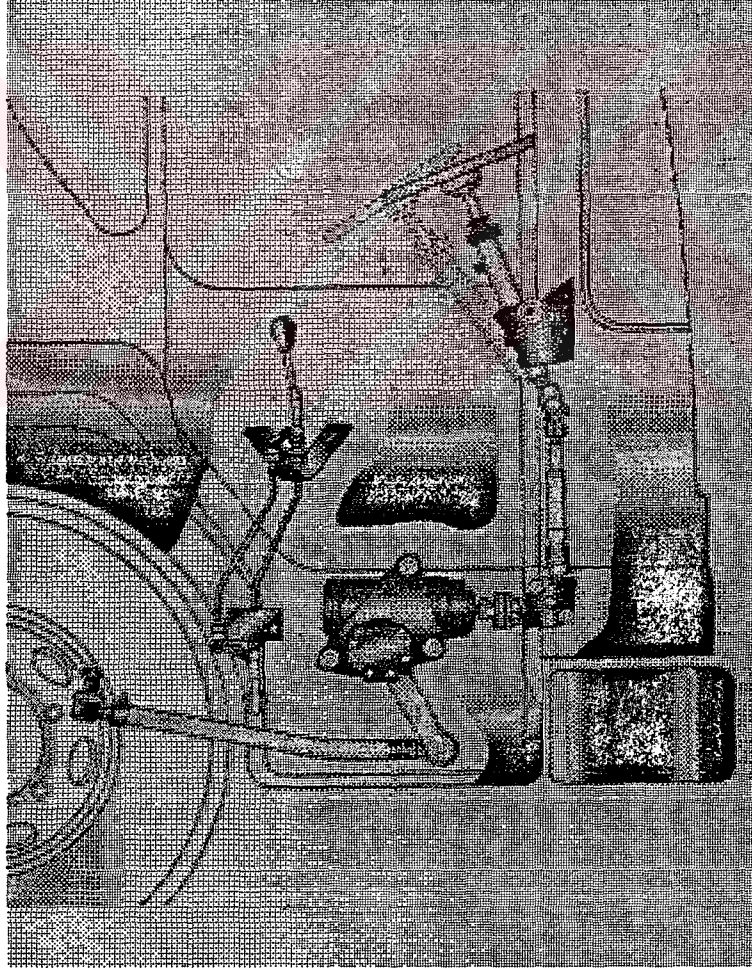


Şekil 2.16 Temel olarak bir direksiyon sisteminin elemanları [6].

Orta rod kolunun direksiyon tekerleklerinin merkezlerinin gerisinde olduğu duruma arkadan dümenleme konfigürasyonu denir. Bir taşıtta Ackermann geometrisine yaklaşım derecesinin, yüksek hızda taşıtın yön değiştirmeye ilgili tepki davranışına etkisi çok azdır. Buna karşın düşük hızda manevralarda kendiliğinden merkezlenme momentine oldukça etkisi vardır. Ackermann ile, direksiyon direnç momenti artan sapma açısıyla sürekli artar. Paralel sapmayla (sıfır

Ackermann) bu moment baştan artarken yaterince geniş açılarda azalacak hatta negatif olacaktır [5].

Dişli-kremayer mekanizmaları binek taşıtlarda kullanılagelmiştir (kompleks olmayan yapıları, özellikle önden tahrikli taşıtlara kolay yerleştirilebilmeleri ve şasi çerçevesi olmayan taşıtlara adapte edilebilmeleri nedeniyle). Ağır vasıtalarda kullanılan dieksiyon mekanizmalarının temel farklılığı, şasi çerçevesine monte edilen bir direksiyon kutusunun, pitman koluyla sol tekerleği uzunlamasına bir rod ve ona bağlanan (küresel mafsallarla) deve boynu ile saptırması, bu sapmanın sağ tekerleğe , bir uzun rod vasıtasıyla (trapez mekanizmasını teşkil edecek şekilde) ulaştırılmasıdır (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 Direksiyondan deve boynuna kadar olan mekanizma

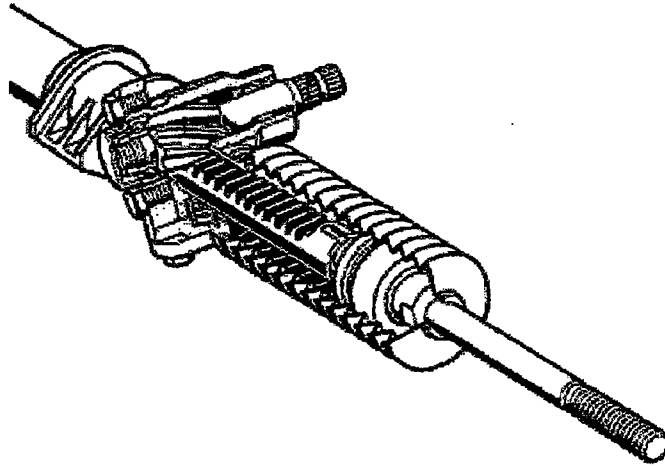
Bir direksiyon kutusu, aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

- 1- Düz gidişte oynamalara sebebiyet vermemelidir,
- 2- Düşük sürtünme ve yüksek verimli olmalıdır,
- 3- Yüksek rijtliğe sahip olmalıdır,
- 4- Tekrar ayarlanabilmelidir.

Bu nedenlere bağlı olarak üç tip kostr ksiyon oluşturulmuştur;

Bunlardan biri dişli-kremayer mekanizmalı direksiyon kutularıdır. Temel olarak mekanizma bir pinyo dişli ve kremayer dişliden oluşmaktadır. Direksiyon oranı pinyon devrinin (direksiyon simidi devri) kremayer dişli ilerlemesine oranıyla bulunur. Kremayerin uygun diş yapısı direksiyon oranının değişken olabildiğini sağlar. Bu tahrik kuvvetini ve direksiyon düzeltmeleri için gerekli hareket mesafesini azaltır (şekil 2.18).

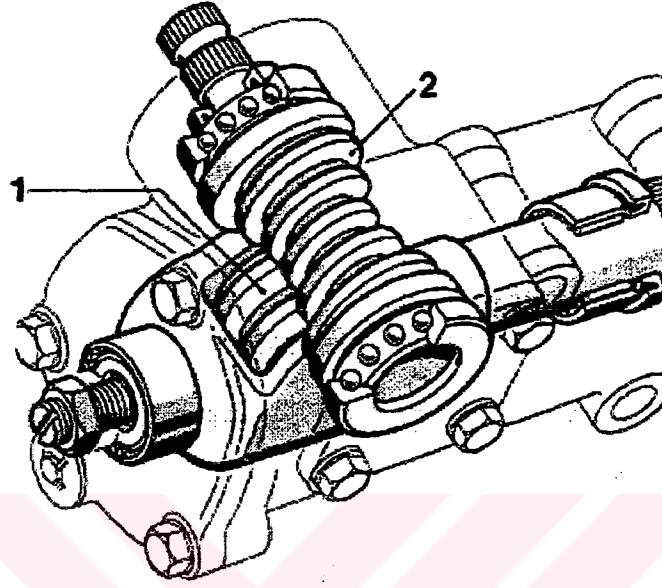
Pinyon Dişli-kremayer mekanizması



şekil 2.18 Dişli-kremayer mekanizmalı dişli kutusu

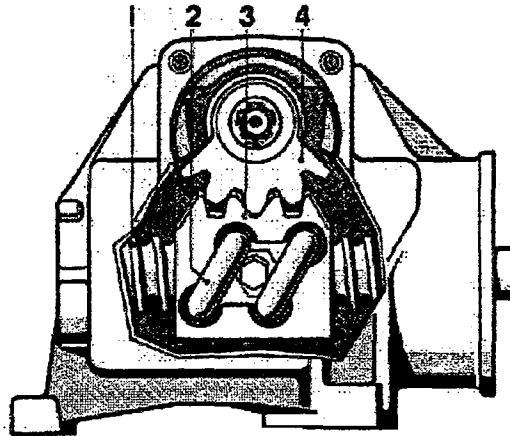
Bir diğ er tip direksiyon kutusu, sonsuz vida rule mekanizmalı direksiyon kutusudur. Direksiyon milinin dişli kısmı yataklanmış sonsuz vida elemanını oluşturur. Mekanizma şekil 2.19’da görülebilir.

1 sektör mili dişlisi 2 sonsuz vida



şekil 2.19 Sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusu.

1-Direksiyon mili ve sonsuz vida 2-Döner bilya kanalı
3-Direksiyon somunu 4-Sektör dişli



şekil 2.20 Döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusu.

Üçüncü tip direksiyon kutusu , döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusudur. Direksiyon vida dişlisi ve direksiyon somunu arasındaki kuvvetler, düşük sürtünmeli bir dizi bilya yardımıyla iletilir. Değişken dişli oranı bu mekanizmalarda mümkündür. (Şekil 2.20).

2.2.1 Direksiyon Kinematiği ve Ön Aks Geometrisi.

Direksiyon kinematiği ve aks dizaynı öyle olmalıdır ki; sürücü, tekerlekler ve yol yüzeyi arasındaki kuvvet bağlantısı ile ilgili geri beslemeler olsa bile, direksiyon simidi, tekerleklerin yaylanma salınımlarından veya tahrik kuvvetinden (önden tahrik durumu için) etkilenmemelidir.

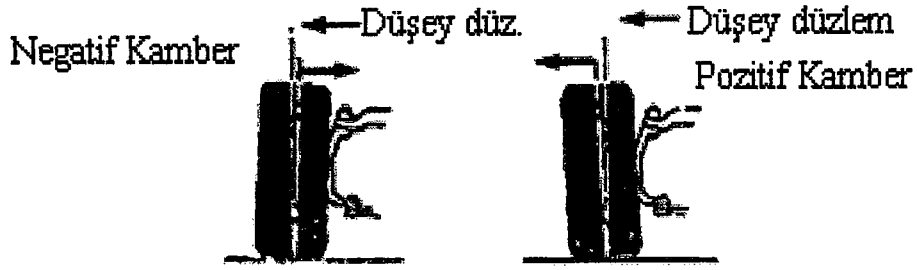
Ackermann sistemi uygulanan ön akslarda tekerleklerin ve saptırma ekseninin, ki adına king-pin denir, konumu taşıt mekanik özelliklerine tesir eden büyüklüklerdir ve taşıt tipine göre çok değişirler (Şekil 2.21).



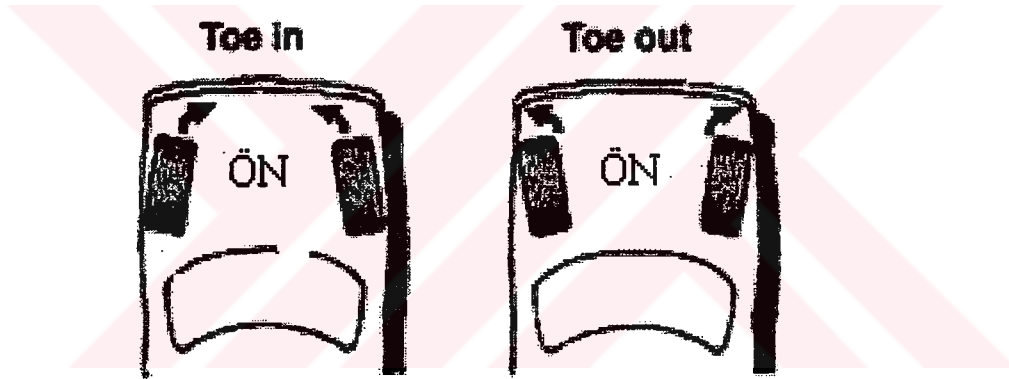
Şekil 2.21 King-pin açısı.

Bir taşıtın ön aks geometrisi aşağıda sıralanan büyüklüklerle saptanır:

- 1- Tekerlek kamberi ξ : Tekerlek düzleminin düşey düzlemle yaptığı açıdır (Şekil 2.22).
- 2- Toe-in , toe-out β_0 : Tekerlek düzlemi-yol düzlemi kesişme doğrusunun taşıt eksenine ile yaptığı açıdır (Şekil 2.23).
- 3- Kaster açısı τ :Tekerleğin saptırıldığı eksenin (king-pin eksenine) taşıt boyuna düzlemde düşeyle yaptığı açıdır (Şekil 2.24).
- 4- Yapısal kaster n_k : King-pin'in yeri deldiği noktanın tekerlek merkezinin düşey izine taşıt eksenine paralel yöndeki mesafesidir (Şekil 2.24).



Şekil 2.22 Kamber açısı.



Şekil 2.23 Toe-in ve Toe-out büyüklükleri.

5- King-pin açısı σ : Tekerleğin döndüğü eksenin taşıt eksenine dik düzlemdeki düşeyle açısıdır.

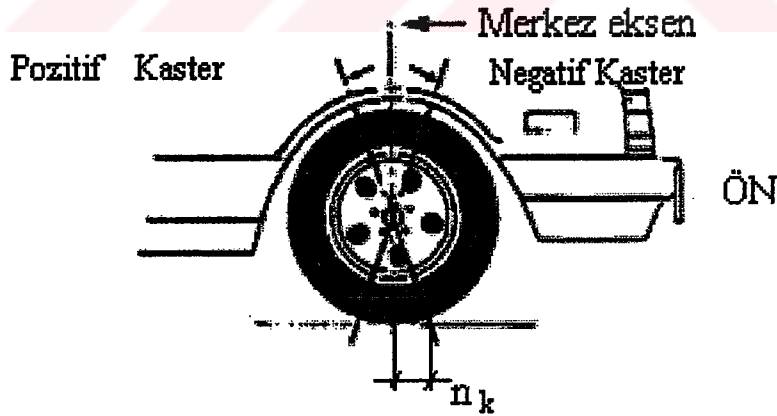
6- Tekerlek sapma dairesi yarıçapı c : King-pin ekseninin yeri kestiği nokta ile tekerlek –yer temas bölgesinin merkezi arasındaki, taşıt eksenine dik düzlemdeki mesafedir (Şekil 2.21).

Bu büyüklüklerin nedenleri ve değıştikleri aralıklar için şunlar açıklanabilir [1]:

Kamber açısı genellikle tekerleğin üst kenarı dışarı bakacak şekildedir. Uygulanış nedenleri için şunlar sıralanabilir:

- a- Eskiden yollar çok bonbe idi. Böyle bir yolda tekerleklerin yola dik oturmaları için bir kamber gereklidir.
- b- Dingiller yük altında eğilir ve bu eğilme neticesi tekerlek düzlemleri düşeyden ayrılır. Önden verilecek bir ters kamber ile bu durum yük altında hafifletilebilir. Bu neden bağımsız tekerlek asılışları için de düşünülebilir.
- c- Kamber açısı ile tekerlek sapma dairesi yarıçapı küçültülebilir.

Fakat bütün bu nedenler kamber sebebini tam olarak izah edememektedir. Bunun en aşıkâr doğrulaması negatif, yani üst kenarı içeri doğru eğik kamber açlarına rastlanmasıdır . Kamber açısı küçük olup en çok 3° 'ye kadar yükselebilir. Binek otomobillerinin yapı tarzlarına göre kamber açısı büyüklükleri incelenirse standart yapıdaki otomobillerin (motor önde, tahrik arkada) kamber açılarının diğer tiplere göre, mutlak olarak daha büyük olduğu görülür [1].



Şekil 2.24 Kaster açısı ve yapısal kaster mesafesi.

Toe-in açısının, kamber açısının etkilerini kompanse etmek amacıyla uygulandığı söylenmektedir. Tekerleklerin içeri kapanık olması şeklindeki uygulamalar en çok rastalanan uygulamalardır. Bu durumda pozitif kamber ve toe-in'den doğan kamber kuvvetleri ile diyagonal hareket kuvvetleri birbirlerine aksi yöndedirler, ancak kamber momenti ile geri çevirme momenti aynı yonde olduklarından lastik için mutlak bir zorlanma azalması yoktur. Toe-in ve toe-out düz seyirde dahi bulunan ve mekanizma üzerinde gerilmelere neden olan kayma açılarıdır ve herhangi bir sapmada hızlı yanal kuvvet gelişimine sebebiyet verirler. Toe-in açısı genellikle çok küçüktür (bir dereceden az) . Toe-in standart yapı otomobillerde en büyük değerine ulaşır. Bu açılar genelde derece olarak değil tekerlek düzlemlerinin ön ve arka açıklığının verilmesiyle tanımlanırlar.

Kaster açısı, yanal kuvvetler için hıza bağımlı geri çevirme momentinin oluşumunu sağlayan moment kolunu oluşturur. Yapısal kaster, viraj sonrası direksiyon serbest bırakılınca taşıtın tekrar doğrusal konuma gelmesini sağlar. Bu, geri çevirme momentinin bir etkisidir. Yapısal kaster, kaster açısı, kaster açıklığı ve statik tekerlek yarıçapının bir fonksiyonudur. Kaster açısı, ön dingil basıncı çok olan önden motorlu ya da ağır araçlarda küçük, ön dingil basıncı düşük arkadan motorlu ya da hafif araçlarda büyüktür. Nadiren negatif kaster açısına rastlanır. Kaster açısı genel olarak 5° olmakla beraber 14°'lik değerler de vardır.

Tekerlek sapma dairesi yarıçapı, direksiyon sisteminin kuvvet dağılımından (fren, tahrik kuvveti) etkilenme derecesini belirleyen bir değerdir. Günümüzdeki eğilim, bu değerın sıfır ya da biraz negatif olması yönündedir. Sapma dairesine neden olarak, duran bir taşıtın tekerleklerinin saptırılmasında bir yuvarlanma hareketi sağlamak, gösterilmektedir. Ancak kaynak [1] 'de ifade edildiği üzere yapılan deneylere göre bu boyutun sapma hareketinde yenilmesi gereken moment üzerinde pek etkisi yoktur. Ayrıca bu boyut nedeniyle direksiyonun yoldan gelen darbelerden etkilenebileceği söylenebilir.

Kaynak [1]' e göre; king-pin açısının nedeni olarak sapma dairesi yarıçapını küçültmek ileri sürülür. King-pin açısı standart yapı otomobillerde en büyük olup, diğer konstrüksiyon şekilleri arasında bu bakımdan pek bir farkı yoktur. King-pin açısı için olağan değerler 5°- 8° arasındadır. Fakat 13°'ye varan örnekler de vardır.

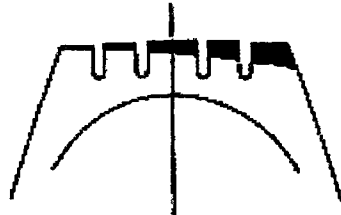
Direksiyon eksenini (king-pin) eğikliği, taşıtın ön bölümünün herhangi bir sapma anında yükselmesine neden olur. Bu durum, direksiyon sapma açısına bağlı bir kaster geri çevirme momentini doğurur. Kaster ve king-pin açıları ve sapma dairesi yarıçapı sonucu tekerlek merkezinin bu aşağı yukarı hareketleri direksiyon simidinde bir dirence sebep olur (bu düşey hareket sağ ve sol tekerleklerde aksi yönde olsa da sapma açıları farklı olduğu için taşıt ön kısmı yine de yükselme gösterebilir). Sapma dairesi yarıçapı standart yapıdaki otomobillerde en büyük önde tahrikli taşıtlarda ise en küçüktür (örnek olarak 20-40 mm.) [1].

Ön aks geometrisindeki hata ya da ayarsızlıkların istenmeyen düzensiz (non-uniform) lastik aşınmalarına neden olacağı açıktır. Düzensiz aşınmaların lastik ve taşıt performansına etkileri şöyle sıralanabilir [9] :

- 1- Faydalı lastik ömrünün kısalması,
- 2- Gürültü ve titreşimlerin artması (komfor azalması),
- 3- Özellikle ıslak zeminde tutunmanın zayıflaması
- 4- Taşıt stabilitesinin bozulması.

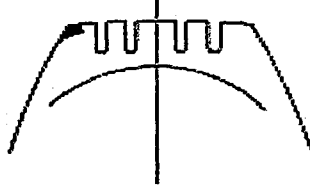
Hatalı ön düzen doğrultusundan kaynaklanan bazı düzensiz aşınma tipleri:

Tek omuzda aşınma: Bir omuz bölgesinde diğer omuza göre fazla, asimetrik aşınma şeklinde olur. Muhtemel sebepleri arasında; tolerans dışı toe ve kamber açıları, içeriye fazla kapalı olmasıdır (toe-in). Direksiyon aksındaki her iki lastiğin dış omuzlarında görülür. Kamber açısının +/- olması durumuna göre bir omuzda görülür (Şekil 2.25).



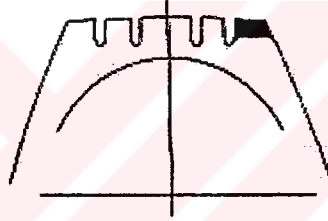
Şekil 2.25 Tek omuzda aşınma

Omuz kenarında aşınma: Omuz riblerinin dış kenarlarında çevresel çöküntü şeklinde oluşur. Tanım dışı ön düzen ayar açıları muhtemel sebeplerdendir (Şekil 2.26).



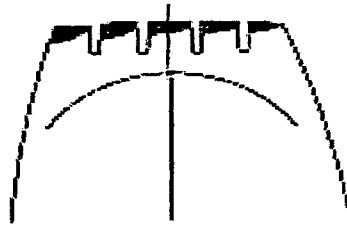
Şekil 2.26 Omuz kenarında aşınma.

Tek omuzda çökme şeklinde aşınma: Omuz ribinde (tek omuzda) çevresel olarak aşınma görülür. Tolerans dışı kamber ve toe açıları muhtemel nedenlerdendir (Şekil 2.27).



Şekil 2.27 Tek omuzda çökme şeklinde aşınma.

Testere dişi aşınma : Lastik sırtına kesit boyunca bakıldığında riblerde testere ağzına benzer aşınma görülür. Tolerans dışı toe açısı, fazla içeri toe-in olması durumunda riblerin içe bakan köşesi keskin (daha yüksek), fazla dışarı açık (toe-out) olması durumunda ise riblerin dışa bakan köşesi keskin (daha yüksek) şekilde aşınmıştır (Şekil 2.28).



Şekil 2.28 Testere dişli aşınma.

2.2.2. Direksiyon Donanımlarının Sınıflandırılması.

38 StVZO, üç tip direksiyon sistemi belirtmektedir. Bunlar sistemin işletiminde kullanılan güç kaynağına göre:

- 1- Adele kuvvetiyle işletilen direksiyon sistemleri. Bu tip direksiyon sistemlerinde doğrultu kontrol kuvveti, sadece sürücü tarafından üretilir (mekanik direksiyon kutusu).
- 2- Bir güç kaynağıyla işletilen direksiyon sistemleri (power steering systems). Bu direksiyon sistemlerinde direksiyon tahrik kuvveti, taşıt üzerindeki bir enerji kaynağından sağlanır. Yüksek hızlı taşıtlar için uygun değildir.
- 3- Güç yardımcılı direksiyon sistemi. Direksiyon tahrik kuvvetinin, sürücünün kas gücüyle ve beraberinde bir enerji kaynağıyla oluşturulduğu direksiyon donanımlarıdır. Yüksek hızlı taşıtlarda da uygulanan bir sistemdir (hidrolik direksiyon sistemleri gibi).

Güç yardımcılı direksiyon sistemlerinde, güç kaynağı, bir pompa (genellikle motordan tahrikli), bir hidrolik yağ deposu, hidrolik taşıyıcı boru ve hortumlardan oluşur. Pompa (genellikle bir kanatlı pompadır), motor relantide olsa bile, direksiyon simidindeki sapma açısı hızının en az $1,5 \text{ s}^{-1}$ olmasını sağlayacak hidrolik yağ akışını temin eder.

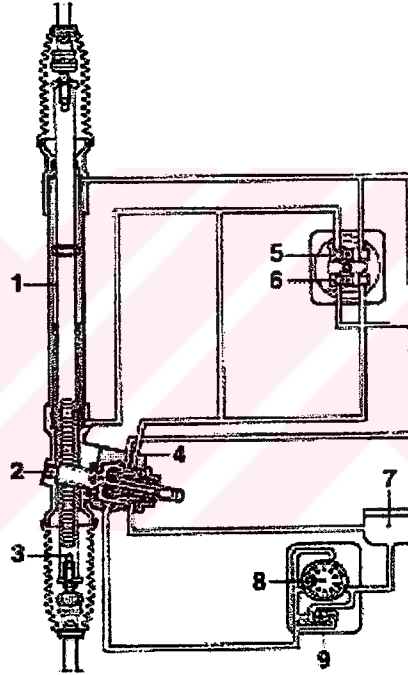
Daha yüksek motor devirlerinde, yağ basıncındaki yükselmeler, pompaya entegre edilmiş akış kontrol valfleriyle engellenir. Keza pompaya entegre edilmiş bir başka valf ünitesi de bir hidrolik sistemin çalışması için gerekli basınç sınırlayıcı valftir. Pompa, hidrolik akışkanın sıcaklığının izin verilmeyen derecelere çıkmasını engelleyecek (max 100 C°), gürültü ve yağda köpürme olmayacak şekilde dizayn edilir.

Kontrol valfi, direksiyon simiti dönme hareketiyle belirlenen uygun miktarda hidrolik akışkanı direksiyon silindrine sağlar. Elastik bir moment ölçme elemanı (torsiyon bar, spiral yay, yaprak yay), momenti, kesin bir doğrulukla ve sıfır sapmayla, mümkün olduğunca küçük kontrol yoluna çevirir. Pahlı veya belli bir eğrilik verilmiş olan kontrol kenarları, kontrol yolu sonucu hareket eder ve gerekli yağ akışına izin veren kesiti şekillendirirler. Kontrol valfleri genellikle açık merkez

prensibine uygun yapılırlar. Yani kontrol valf tahrik edilmediği zaman pompa tarafından basılan hidrolik yağ, sıfır basıçta yağ deposuna geri akar.

Çift yönlü direksiyon silindiri, uygulanan yağ basıncını, sürücünün uygulaması gereken kol gücünü azaltacak şekilde direksiyon tahrik kuvvetini destekleyecek yardımcı kuvvete dönüştürür. Direksiyon silindiri, yüksek piston ve rod sızdırmazlığı temin edecek şekilde düşük sürtünmeyi sağlamalıdır (Şekil 2.29) [6].

1-Direksiyon silindiri 2-3-Dişli kremayer mekanizması 4-Kontrol valf ünitesi 5-6-Tek yönlü emme valfleri 7-Yağ deposu 8-Pompa 9-Akış sınırlama valfi

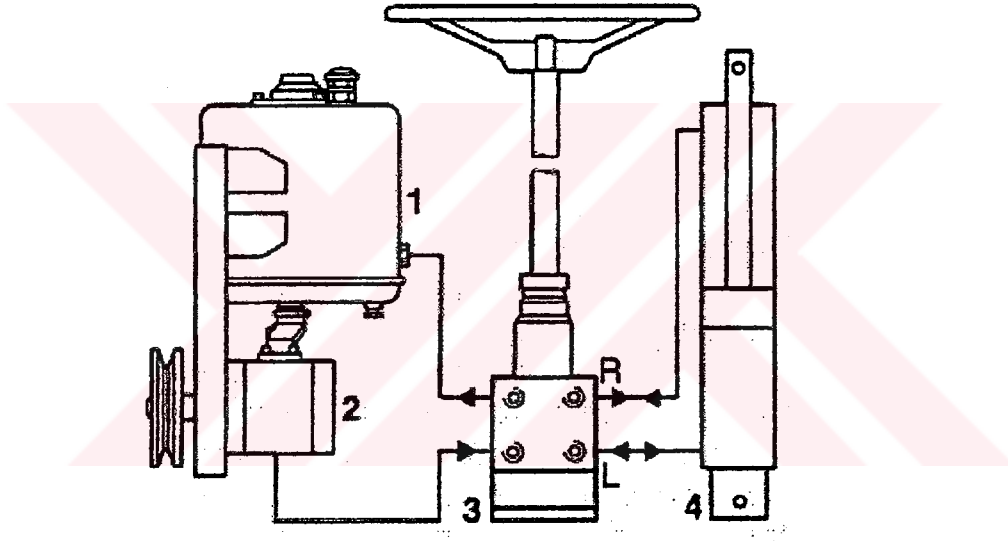


Şekil 2.29 Hidrolik dişli-kremayer mekanizması.

Tam hidrolik iletimli güç yardımcılı direksiyon (hidrostatik de denir) sistemlerinde direksiyon simiti ve direksiyon tekerlekleri arasında herhangi bir mekanik bağlantı yoktur. Direksiyon kuvveti, hidrolik olarak yüklenir ve yine yalnızca hidrolik yollarla iletilir. Kontrol ünitesine yerleştirilen bir ölçme pompası, direksiyon simidinin dönme hareketine tekabül eden yağ basıncını silindire basar. Pompadaki önlenemez kaçak kayıplar, direksiyon simidinin düz konumunu zorlaştırır. Bu nedenle bu tür sistemler genellikle iş makinelerinde kullanılır. Bu sistem için bir çok Avrupa ülkesinde izin verilen maksimum hız 25 km/h'dir (Şekil 2.30). İkili devre

dizaynı, hidrostatik direksiyon sistemlerinde kullanılmamakla birlikte, güç yardımcı sistemlerde mekanik transmisyonla birlikte artan bir şekilde özellikle güç yardımcı sisteminin arıza yapması ve direksiyon kuvvetinin 600 N'u aşması durumuna karşın kullanımı görülmektedir.

- 1-Yağ deposu 2-Pompa 3-Ölçme pompalı kontrol ünitesi
4-Direksiyon silindiri
Bağlantılar: R sağa dönüş için yağ akışı
L sola dönüş için yağ akışı



Şekil 2.30 Tam hidrolik iletimli hidrolik yardımcı direksiyon.

BÖLÜM 3

DİREKSİYON MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ

İkinci bölümde bahsedildiği gibi dönme sırasında bir taşıtın, dönemece göre iç ve dış tekerlekleri arasındaki sapma miktarları farklıdır ve taşıtın iz genişliği-aks aralığı oranına (b / l) bağlı olarak belli değerlerde olması gerekir. Ackermann koşulu da denilen bu koşulun konvansiyonel mekanik sistemlerle gerçekleştirilmeye çalışılması, trapez mekanizmasıyla olmaktadır.

Bir direksiyon mekanizmasının tasarımı ve optimizasyonunda bilinmesi gereken önemli değerler, iç teker sapmasına göre dış tekerlek sapma miktarı ve hatta tüm direksiyon mekanizması için direksiyon kutusundan başlayarak direksiyon tekerleklerine kadar kinematik analiz ya da daha da özelleştirmek gerekirse, mekanizmanın konum analizidir. Bu şekilde belli bir taşıt ve mekanizma için karşılıklı saptırılan tekerlekler arasındaki ilişkiden, dış tekerlek sapma hatası yani ideal koşullardan (Ackermann) ne kadar uzaklaştığı hakkında bilgi sahibi olunabilir. Bu hata değerinin örneğin ticari ağır vasıtalarda büyük tekerlek sapmalarında yani küçük dönme yarıçaplarında fazla olması istenmez. Hatalı sapmanın yüksek olması hem istenmeyen lastik aşınmalarına, hem de oluşan kuvvet ve momentlerden dolayı direksiyon mekanizmasının aşırı zorlanmasına neden olur.

Dizayn ve optimizasyon gibi ardarda parametre taraması gerektiren işlemlerde grafik yollarla yani kağıt üzerinde çizim metodu, zaman alıcı bir yöntemdir. Bu nedenle mekanizmanın modellenerek analitik yollarla kinematik analizinin, hazırlanan bu modele uygun bir bilgisayar programı yardımıyla yapılması zaman kazancı, hassasiyet ve geometrik parametreleri kolayca değiştirebilme gibi faydalar sağlar.

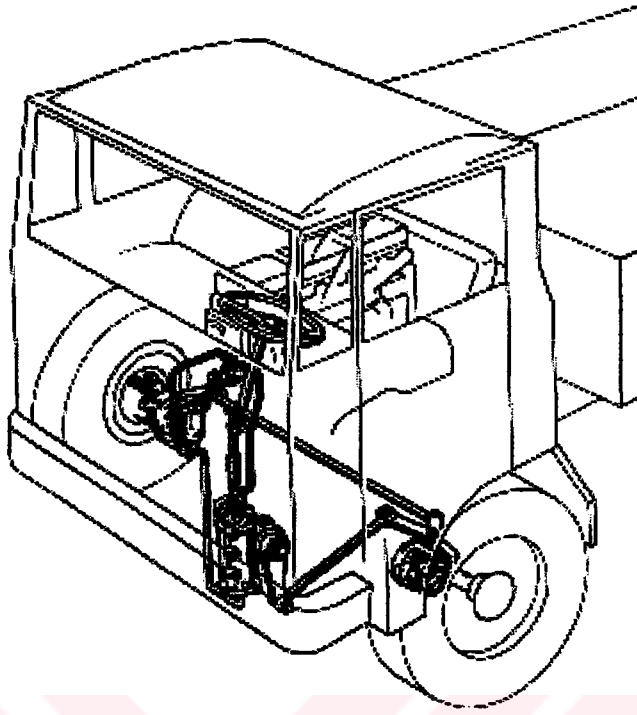
Uzaysal mekanizmaların kinematik analizi için çeşitli metodlar mevcuttur. Uzaysal mekanizma olan direksiyon mekanizmaları incelendiğinde, sistemin, üç çubuk mekanizmalarının birbirine bağlanmasından (özellikle ağır ticari vasıtalarda) oluştuğu görülür. Mekanizma tekniğinde bu üç çubuklu mekanizmalara, kapalı mekanizma çözümünde, dört çubuk mekanizması ya da bağlantı çiftlerinin tiplerini ifade eden Revolute-Spherical (Globular)-Spherical (Globular)-Revolute kelimelerinin baş harflerinden oluşan RSSR veya RGGR mekanizmaları denilmektedir (Şekil 3.3) [10].

Yani, eğer bir RSSR mekanizmasının pozisyon analizi sağlıklı bir şekilde yapılabilirse birbirine bağlı RSSR'lardan oluşan tüm bir direksiyon mekanizmasının konum analizini, hatta çok akslı direksiyon sistemlerinin analizlerini yapmak mümkün olacaktır (Şekil 3.1, 3.2).

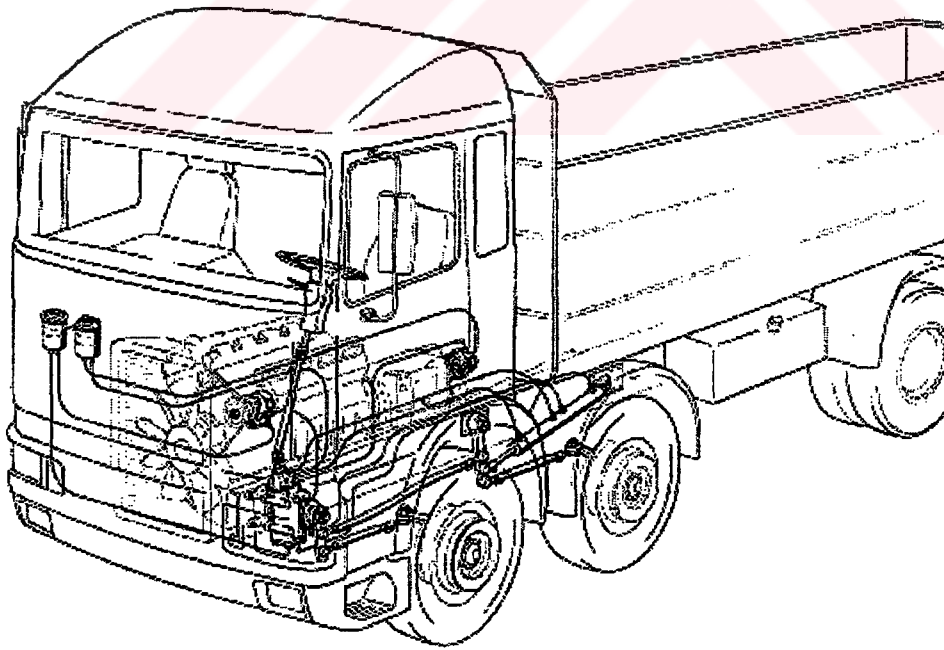
Bu yapıldıktan sonra iç teker sapmasına bağlı olarak dış teker sapma hatası yani ideal koşullardan sapma miktarı tespit edilir ve buradan elde edilecek hata eğrisi üzerinden böyle bir mekanizmaya sahip araçta dönme sırasında direksiyon tekerleklerinde olabilecek kaymaklar üzerinde yorum yapılabilir.

Bu çalışmada, direksiyon mekanizmasının pitman kolu-deve boynu arasındaki aktarma yani konum analizi için önce matris metodu [10] kullanılmış, buna bağlı olarak hazırlanan bilgisayar programından (Visual Basic 5.0 kullanarak) alınan çıktılar tatmin edici bulunmadığı için, daha sonra paralel olmayan 4 çubuk mekanizmaların (skew 4-bar linkages) konum analizinde kullanılan kapalı çözüm metodu uygulanmıştır [11]. Bu metodlara dayalı olarak hazırlanan programların hesap sonuçlarının sınamaları, örnek mekanizma için, anlatılacak olan çizim metodunun AutoCAD' de uygulanarak elde edilen açıların programdan elde edilen açılarla karşılaştırılmasıyla yapılmıştır. Sol tekerlekle sağ tekerlek arasındaki hareket iletimini sağlayan trapez mekanizmasının konum analizi ve bunun sonucu olarak sol tekerlek hata eğrisinin çıkarılması için Reimpell'in teklif etmiş olduğu metod kullanılmıştır [8]. Bu metodla ilgili bilgi ikinci bölümde verilmiştir.

Çizimle analizde dikkat edilmesi gereken nokta, hareket iletim uzvu (coupler link) olan ikinci uzvun yani direksiyon mekanizmasında pitman kolu deve boynu arasındaki uzun rod kolunun her sapmada yatay ve düşey düzlemlerle yaptığı açının değişmesi ve aynı düzlem üzerindeki izdüşümlerinin dahi uzunluklarının farklı

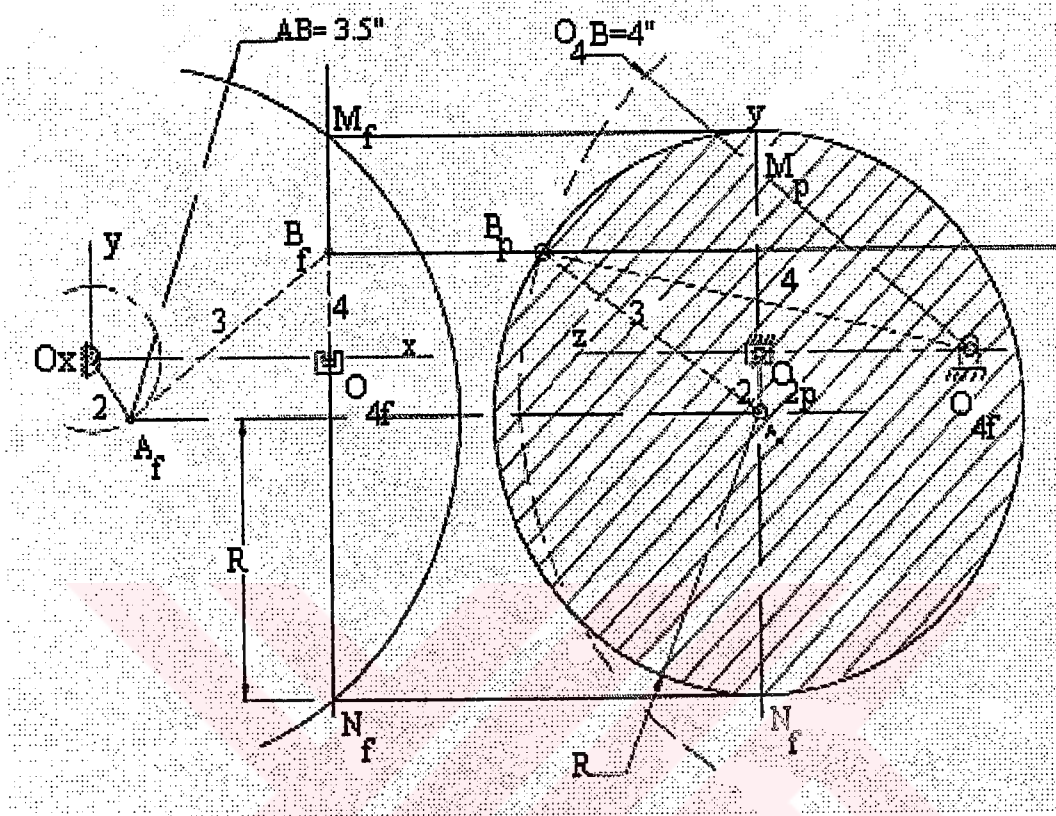


Şekil 3.1 Direksiyon kutusu-sol tekerlek-sağ tekerlek arasındaki direksiyon mekanizması.



Şekil 3.2 Çok akslı bir direksiyon mekanizmasında pitman deve boynu ve pitmanlar arası mekanizma.

olmasıdır. Bunu dikkate alarak, kaynak [12]'deki çizim metodu kullanılabilir. Ayrıca aynı kaynakta, çizimle doğru sonuçlara ulaşabilmek için, gerçek boyutların 2 yada 4 katı daha büyük çizimle çalışılması tavsiye edilmektedir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 RSSR mekanizmasının grafik pozisyon analizi [12].

Şekilde F ve P indisleri sırasıyla önden ve yandan görünüşlerdeki düzlemlere izdüşümleri ifade etmektedir. Öncelikle, her iki görünüşte O_2 , A ve O_4 noktaları yerleştirilir. Yandan görünüşte $O_4B = 4$ (boyutlar örnek olarak verilmektedir) yarıçaplı O_4P merkezli daire çizilir. Bu, B noktasının yörüngesidir. Bu daire önden görünüşte $M_F O_4 F N_F$ dik çizgisi olarak görülür. Sonra, önden görünüşte, hareketi iletim çubuğu olan $AB = 3 \frac{1}{2}$ çubuğunun uzayda çizeceği kürenin sınırı (2 nolu uzuv sabit ve 3 nolu uzuv onun ucunda serbest iken) olan $3 \frac{1}{2}$ yarıçaplı ve A_F merkezli daire çizilir. Eğer $M_F O_4 F N_F$, önden görünüş düzlemine dik düzlemin izdüşümü olarak değerlendirilirse, bu düzlemlerle küre sınırlarının kesişimi yandan görünüşteki gölgeli daire olarak belirir ve çapı $M_P N_P$ kadardır. O_4B yarıçaplı yayla bu daire çemberinin kesişim noktaları iki çözüme işaret eden noktalardır. Bu noktalardan biri B_P olarak seçilir ve tekrar önden görünüşe izdüşürülerek B_F

noktası bulunur. Bu durumda artık önden ve yandan görünüşte 3 ve 4 nolu uzuvlar şekilde kesikli çizgilerle gösterildiği gibi çizilerek, uzaydaki konumları tespit edilebilir.

Daha önce de bahsedildiği gibi bu bölümde direksiyon mekanizmalarının kinematik analizi için uygulanan matris metodu, kapalı çözüm metodu uygulamalarıyla (bilgisayar programları) anlatılacaktır. Bunların dışında bu çalışma da olmamakla birlikte Newton-Raphson iterasyonu ile da uzaysal mekanizmaların çözümü yapılabilmektedir. Metodun çalışması ardarda iterasyonlara dayalıdır. Mekanizmayı temsil eden grup kapama denklemlerinde denilen kapalı lineer olmayan denklem takımının çözümü için iterasyona başlangıçta gerekli tahmin değerinin çözüm değerine yakın bir değer olması gerekir. Aksi takdirde yakınsama olmaz. Dolayısıyla mekanizmanın bir konumu için her iterasyon sonucu elde edilen değer de bir sonraki iterasyona tahmin değeri olarak girilir. Bu metod için grup kapama denklemlerine yaklaşım Şekil 3.5 dikkate alınarak şu şekilde olabilir:

Pitman kolu ve dönme eksen vektörlerinin skaler çarpımdan;

$$(x_{A1}-x_{A0}).U_{Ax} + (y_{A1}-y_{A0}).U_{Ay} + (z_{A1}-z_{A0}).U_{Az} - [U_a].l_p.\cos\psi = 0 \quad (3.1)$$

burada son terim sıfır olacaktır,uzun rotun uzunluğunun sabit kalacağı düşünülerek;

$$(x_{B1}-x_{A1})^2 + (y_{B1}-y_{A1})^2 + (z_{B1}-z_{A1})^2 - l_{uzun-rod}^2 = 0 \quad (3.2)$$

deve boynu uzunluğu;

$$(x_{B1}-x_{B0})^2 + (y_{B1}-y_{B0})^2 + (z_{B1}-z_{B0})^2 - l_d^2 = 0 \quad (3.3)$$

ve deve boynu vektörü ile dönme eksen (king-pin) arasındaki skaler çarpımdan;

$$(x_{B1}-x_{B0}).U_{Bx} + (y_{B1}-y_{B0}).U_{By} + (z_{B1}-z_{B0}).U_{Bz} - [U_b].l_d.\cos\zeta = 0 \quad (3.4)$$

yazılabilir. Burada son terim sıfır olacaktır ve x_{A1} , y_{A1} , z_{A1} koordinatları pitman kolunun her konumu için değişir. Bu koordinatlar pitman kolunun herhangi bir konumu için giriş bilgisi olarak yani bilinen değer olarak kullanılıp bu konum için,

3.2, 3.3, 3.4 denklemlerinden oluşan lineer olmayan denklem takımının Newton-Raphson metoduyla çözümü sonucu elde edilecek olan x_{B1} , y_{B1} , z_{B1} koordinatları deve boynunun uzaydaki konumunu verir ve buradan bir önceki koordinatlarına göre deve boynunun kin-pin eksenini etrafında ne kadar döndüğü dolayısıyla tekerlek sapma miktarı bulunabilir. Lineer olmayan cebirsel denklem takımlarının çözümü için kullanılan bu metodun ayrıntılı açıklamalarını sayısal analiz kitaplarından bulmak mümkündür. Bir mekanik sistemin sabit eksen takımına göre hareketinin genelleştirilmiş koordinatlar cinsinden nasıl tanımlanacağı, sistemdeki genelleştirilmiş koordinatların sayısı ve füzuli koordinatların sayısına bağlı olarak kaç adet lineer olmayan cebirsel denklem takımı bulunacağı ve bunların Newton-Raphson metoduyla çözümü hakkında kaynak [13]'de düzlemsel mekanizmalar için bilgiler bulmak mümkündür. İterasyon metodunun aynı olması nedeniyle uzaysal mekanizmalar için de bu bilgilerden yararlanılabilir.

3.1 Direksiyon Mekanizmalarının Konum Analizi İçin Matris Metodu

Bu metod, kapalı çözümü bulunabilen mekanizmaların kinematik analizinde kullanılabilirdiği gibi, aynı zamanda kapalı olarak çözümü bulunamayan mekanizmaların kinematik analizlerinde de kullanılabilen metodlardan birisidir. Bu özelliğinden dolayı genel amaçlı analiz programları için elverişli bir metod durumundadır. Matris metodu ile analiz yapılırken sık sık kullanılan matrisler şunlardır [10] : Dönme matrisi;

$$[R_{\phi,u}] = \begin{bmatrix} u_x^2 V\phi + C\phi & u_x u_y V\phi - u_z S\phi & u_x u_z V\phi + u_y S\phi \\ u_x u_y V\phi + u_z S\phi & u_y^2 V\phi + C\phi & u_y u_z V\phi - u_x S\phi \\ u_x u_z V\phi - u_y S\phi & u_y u_z V\phi + u_x S\phi & u_z^2 V\phi + C\phi \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

dir. Burada;

$$V\phi = 1 - \cos\phi$$

$$S\phi = \sin\phi$$

$$C\phi = \cos\phi \quad (3.6)$$

kısaltmaları kullanılmıştır. Bu dönme matrisi, u ekseninde yapılan ϕ dönmesini ifade eder. Örneğin a_1 vektörü u ekseninde α kadar döndürülürse, yeni a_2 vektörü şu şekilde ifade edilebilir:

$$a_2 = [R_{\alpha,ub}] a_1 \quad (3.7)$$

Diferansiyel dönme matrisleri;

$$[W] = \frac{d}{dt}[R_{\phi,u}] = \dot{\phi} [Pu] \quad (3.8)$$

$$\phi \rightarrow 0$$

$$[W] = \frac{d^2}{dt^2} [R_{\phi,u}] = \ddot{\phi} [Pu] + \dot{\phi} [Pu'] + \dot{\phi}^2 [Pu] [Pu] \quad (3.9)$$

$$\phi \rightarrow 0$$

dir. Burada;

$$[Pu] = \begin{bmatrix} 0 & -u_z & u_y \\ u_z & 0 & -u_x \\ -u_y & u_x & 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$[Qu] = \begin{bmatrix} u_x^2 & u_x u_y & u_x u_z \\ u_x u_y & u_y^2 & u_y u_z \\ u_x u_z & u_y u_z & u_z^2 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$-[Pu] [Pu] = [1-Qu] \quad (3.12)$$

dır.

RSSR mekanizması için (Şekil 3.4) 3 nolu uzvun boyunun sabit kalmasından;

$$(a-b)^T (a-b) = (a_1-b_1)^T (a_1-b_1) \quad (3.13)$$

yazılabilir. Burada a , b , a_1 , b_1 konum vektörleridir ve;

$$(a) = [R_{\alpha,ua}] (a_1-a_0) + (a_0) \quad (3.14)$$

$$(b) = [R_{\beta,ub}] (b_1-b_0) + (b_0) \quad (3.14)$$

dır. (a) ve (b) yerine koyulacak olursa;

$$E \cos\beta + F \sin\beta + G = 0 \quad (3.15)$$

ifadesi elde edilir. Buradaki E , F , G katsayıları şu şekildedir:

$$E = (a-b_0)^T [1-Q_{ub}] (b_1-b_0)$$

$$F = (a-b_0)^T [P_{ub}] (b_1-b_0)$$

$$G = (a-b_0)^T [Q_{ub}] (b_1-b_0) + 1/2 [(a_1-b_1)^T (a_1-b_1) - (a-b_0)^T (a-b_0) - (b_1-b_0)^T (b_1-b_0)]$$

(3.16)

Buradan $\tan \beta/2 = u$ dönüşümü yapılırsa;

$$\cos \beta = (1-u^2)/(1+u^2) \quad \sin \beta = 2u/(1+u^2) \quad \text{den;}$$

$$E [(1-u^2)/(1+u^2)] + F [2u/(1+u^2)] + G = 0 \quad \text{ve}$$

$$[(G-E)/2] u^2 + F u + [(G+E)/2] = 0 \quad \text{denkleminden;}$$

$$U_{1,2} = (-F \pm \sqrt{E^2 + F^2 - G^2}) / (G-E) = \tan \beta/2$$

$$\beta_{1,2} = 2 \arctan U_{1,2} \quad (3.17)$$

çıkış açısı elde edilir.

Bu denklemden diskriminantın işaretine bağlı olarak, iki değişik çıkış açısı değeri bulunabilir. Bunun nedeni mekanizmanın iki değişik şekilde bağlanabilmesidir. Diskriminantın içinin negatif olması durumunda ise çözüm yoktur yani mekanizma bu konumda bağlanamaz. Mekanizmanın ölü konumlarında diskriminantın değeri sıfırdır.

Bu metodun direksiyon mekanizmalarına uygulanabilmesi için öncelikle, pitman kolu deve boynu arasındaki mekanizmanın modeli çizilmiştir (Şekil 3.5 ve 3.6).

Direksiyon hesabı için giriş verileri aşağıdaki gibi düzenlenmiştir:

Pitman kolu dönme eksen (sektör mili eksen) vektörünün doğrultu kosinüsleri yani U_{ax} , U_{ay} ve U_{az} ;

$$U_a = (1,0,0) \quad (3.18)$$

Şekil 3.6 dikkate alınarak deve boynu dönme eksen vektörünün (king-pin) doğrultu kosinüsleri;

$$U_b = \left(\sqrt{1 - \tan^2 \tau \cdot 1/(\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau + 1)} - 1/(\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau + 1) \right), \\ -\tan \tau \sqrt{1/(\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau + 1)}, \\ \sqrt{1/(\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau + 1)} \quad (3.19)$$

pitman kolu merkezi;

$$A_0 = (0, 0, 0) \quad (3.20)$$

pitman kolunun teşkil ettiği vektör (lp pitman kolu uzunluğu olmak üzere);

$$A_1 = (0, lp \cdot \sin \alpha_0, lp \cdot \cos \alpha_0) \quad (3.21)$$

Burada α_0 pitman kolu başlangıç açısıdır.

deve boynu merkezi (lk king-pin boyu olmak üzere);

$$B_0 = (A-lk \cos\alpha, B +(-lk \cos\beta), C-lk \cos\gamma) \quad (3.22)$$

Buradaki A, B ve C boyutları Şekil 3.7’de gösterilmiştir. $\cos\alpha$, $\cos\beta$ ve $\cos\gamma$ ise king-pin eksenini doğrultu kosinüsleridir ve U_{b_x} , U_{b_y} ve U_{b_z} de denilebilir.

deve boynunun teşkil ettiği vektör (ld deve boynu uzunluğu olmak üzere);

$$B_1 = (B_{0x} -ld \cos\sigma \cos\beta_0, B_{0y} +ld \sin\beta_0, B_{0z} +ld \sin\sigma \cos\beta_0 \cos\tau) \quad (3.23)$$

burada β_0 deve boynu başlangıç açısıdır, σ king-pin açısı, τ ise kaster açısıdır.

Bundan sonra denkelem (3.16)’daki katsayıları (E, F,G) oluşturan matrisler teşkil edilmiştir.Bunun için önce her üç katsayıda da kullanılan (a) matrisi kurulmalıdır;

Denklem (3.6)’daki kısaltmalar açılarak (3.14)’deki matris çarpımı ve toplamundan;

$(a) = (a_1, a_2, a_3)$ ve ϕ , pitman kolu dönme açısı olmak üzere;

$$a_1 = [U_{ax}^2 (1-\cos\phi) + \cos\phi](A_{1x}-A_{0x}) + [U_{ax}U_{ay} (1-\cos\phi) - U_{az} \sin\phi](A_{1y}-A_{0y})$$

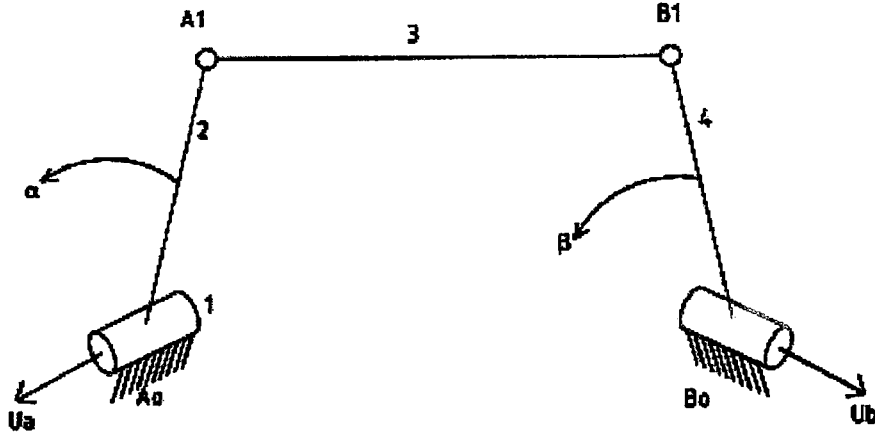
$$+ [U_{ax}U_{az} (1-\cos\phi) + U_{ay} \sin\phi](A_{1z}-A_{0z}) + A_{0x}$$

$$a_2 = [U_{ax}U_{ay} (1-\cos\phi) + U_{az} \sin\phi] (A_{1x}-A_{0x}) + [U_{ay}^2 (1-\cos\phi) + \cos\phi] (A_{1y}-A_{0y})$$

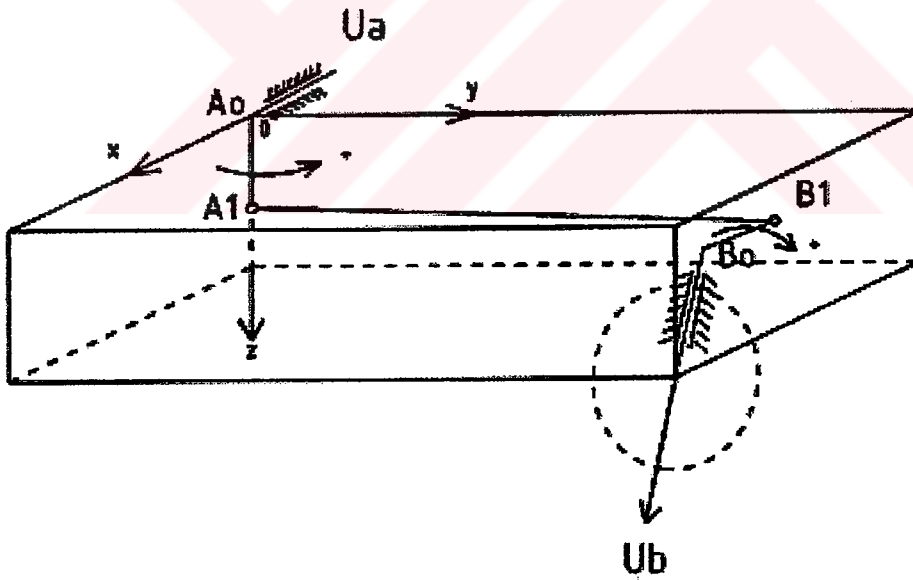
$$+ [U_{ay}U_{az} (1-\cos\phi) - U_{ax} \sin\phi](A_{1z}-A_{0z}) + A_{0y}$$

$$a_3 = [U_{ax}U_{az} (1-\cos\phi) - U_{ay} \sin\phi] (A_{1x}-A_{0x}) + [U_{ay}U_{az} (1-\cos\phi) + U_{ax} \sin\phi] (A_{1y}-$$

$$A_{0y}) + [U_{az}^2 (1-\cos\phi) + \cos\phi] (A_{1z}-A_{0z}) + A_{0z} \quad (3.24)$$

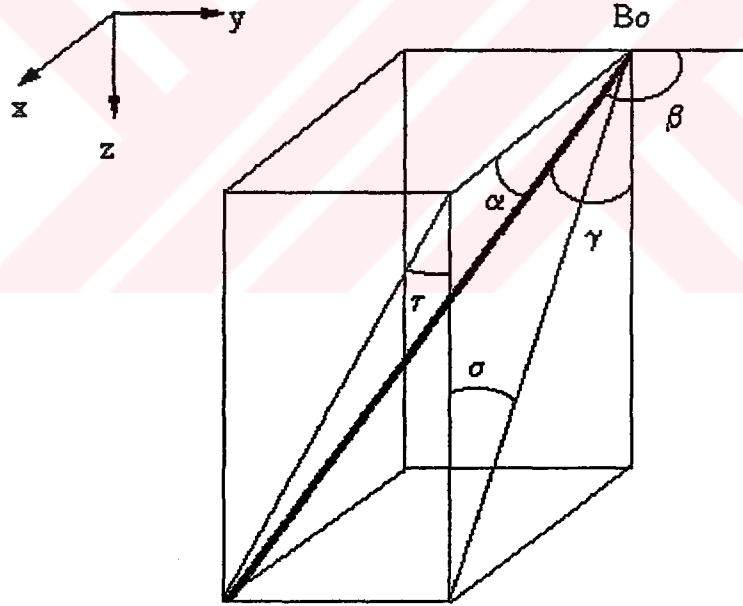


Şekil 3.4 RSSR Mekanizması

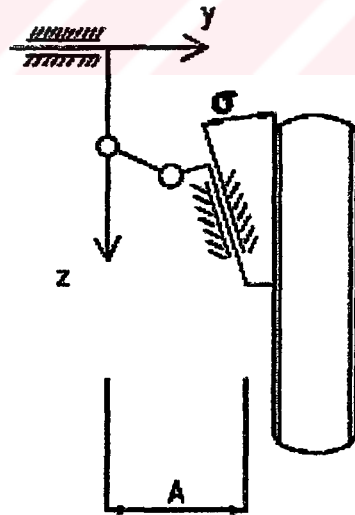
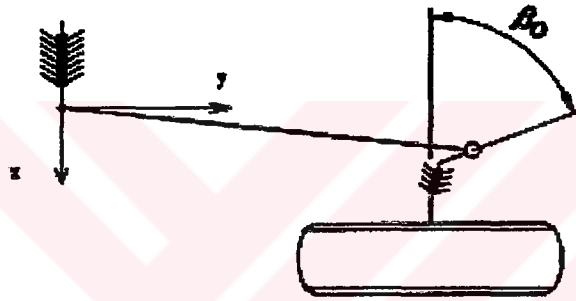
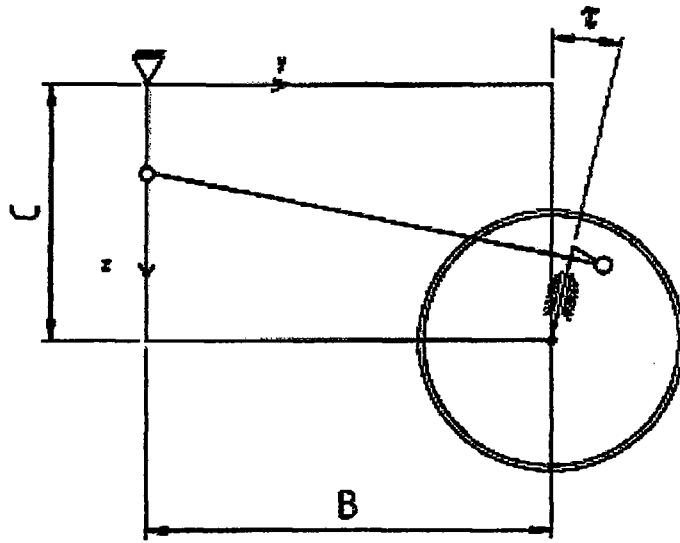


Şekil 3.5 Direksiyon mekanizması modeli.

Buradan (3.18), (3.20) ve (3.21) deki değerler yazılan bilgisayar programında anımlanır (a) matrisi bilgisayar tarafından hesaplanır. Katsayıların bulunmasında kullanılan matrisler EK A'deki program kodunda görülebilir. 3x3'lük matrisleri elemanları, soldan sağa sırayla numaralandırılmıştır. Ayrıca G katsayısının bulunmasında denklem (3.16)'da + işaretinden önceki üç matrisin çarpımından oluşan terim, H olarak adlandırılmıştır. Yine aynı denklemde ikinci terim, K olarak isimlendirilmiştir. Bu terimde parantez içindeki üç adet transpoze matrislerle yapılan çarpımlar sırasıyla L, M, N harfleriyle belirtilmiştir. Diskriminantın negatif çıkma olasılığı (mekanizmanın bağlanamayacağı konuma işaret eder) dolayısıyla ortaya çıkabilecek kompleks sayı problemine karşı çıkış açılarına sıfır değeri atanmıştır. Programda diğer bölümler Hesap sonuçlarının bir grafik üzerinde görülmesi ve oluşturulan bir data dosyası yardımıyla çıktıların bir Rich Text Box'a yazdırılmasıyla ilgilidir.



Şekil 3.6 King-pin eksenini doğrultu kosinüsleri.



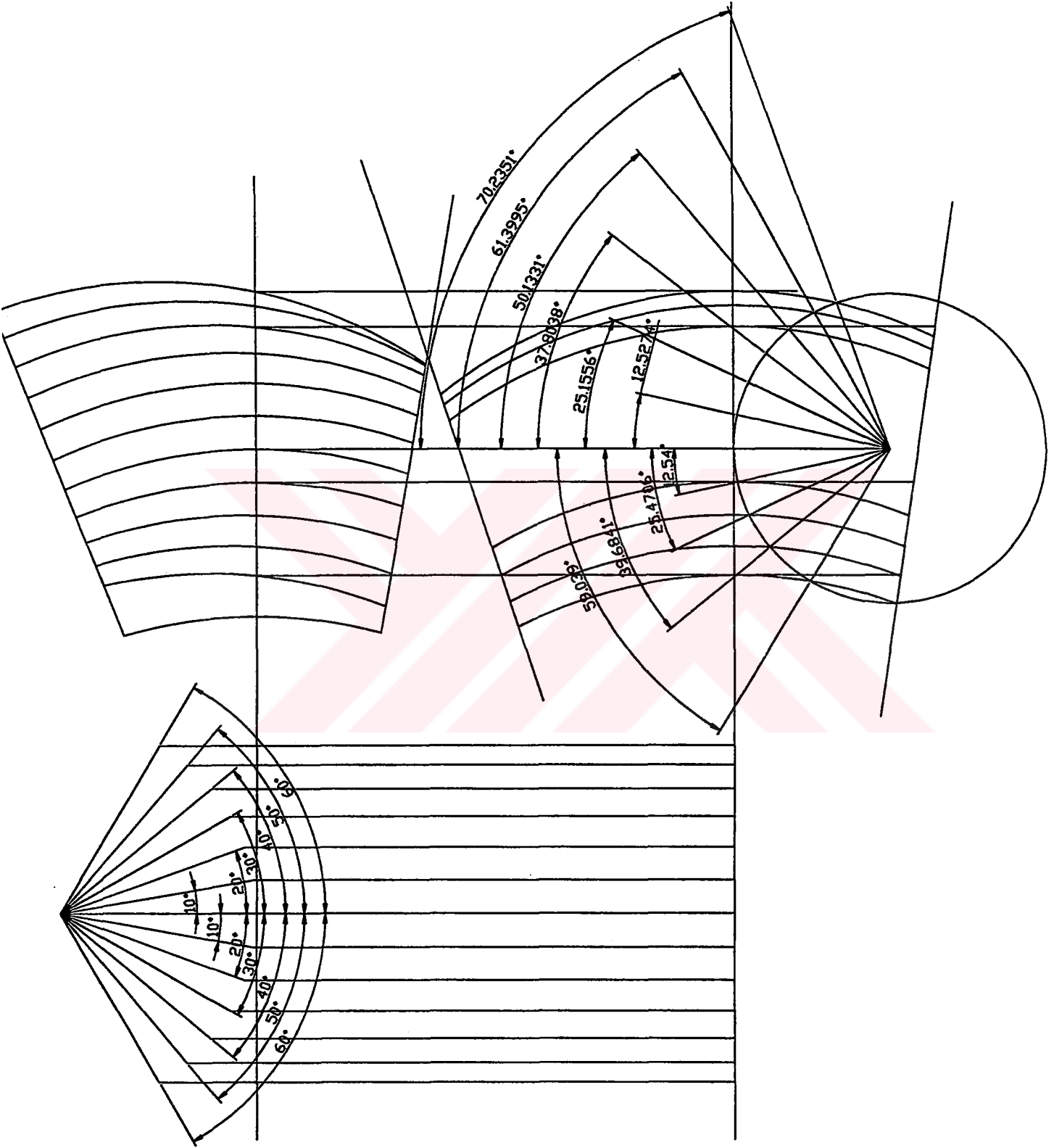
Şekil 3.7 Direksiyon kutusu ile king-pin arası mekanizma ve boyutlar.

Tamamen tahmini boyutlara sahip örnek bir mekanizma AutoCAD’de çizilerek pitman kolunun sağa ve sola saptırılması durumunda oluşan açılar bulunmuş ve sonuçlar Tablo 3.1’de karşılaştırılmıştır (Şekil 3.8). Şekil 3.5’de sağ el kuralına göre düşünülerek pozitif dönme yönü pitman kolunun sağa doğru sapmasıdır ve deve boynu için de aynı yön pozitifdir. AutoCAD çizimlerinde daha önce bahsedildiği gibi kaynak [12]’deki yöntem kullanılmıştır. Örnek mekanizmada giriş uzvu (direksiyon mekanizmasında pitman kolu) boyu 50, çıkış uzvu boyu (direksiyon mekanizmasında deve boynu) 40, bu iki uzvu bağlayan uzun rod boyu 120 olarak alınmıştır. Ayrıca Şekil 3.5 ve 3.7’den Şekil 3.8’e de bakarak, king-pin alt noktasıyla pitman kolu mafsal merkezi arasındaki mesafenin x eksenine izdüşümü yani A boyutu king-pin ve kaster açılarının sıfır olduğu bu mekanizma için deve boynu uzunluğu kadar yani 40 birim olacaktır. Yine king-pin alt noktasıyla pitman merkezi arasındaki mesafenin y eksenine izdüşümü yani B boyutu bu mekanizma için ara rod uzunluğu olan 120 birim olacaktır. King-pin alt noktasıyla pitman merkezi arasındaki mesafenin z eksenine izdüşümü, bu mekanizma için (king-pin ve kaster açıları sıfır ve ara rod sıfır konum halinde yatay ve düşey düzlemlere paralel) king pin boyu ve pitman boyunun toplamı kadar olacaktır. Bu mekanizma için sadece bir dönme eksenine olan king-pin boyunun bir ehemmiyeti yoktur yani herhangi bir değer alınıp pitman boyuyla toplanması yeterlidir. Burada C boyutu king-pin üst noktasının ve tabi bu mekanizma için deve boynu ucunun orijinden ne kadar aşağıda olacağını –ki bu da deve boyunun uzaysal konumunu belirlemede kullanılır- hesap etmede kullanılır. Ama eğer king-pin uzayda eğik dursaydı pek tabi king-pin boyu, king-pin’in doğrultu kosinüslerinin dolayısıyla uzaysal konumunun bulunmasında kullanılacaktı. Ayrıca programa girişler sırasında pitman kolu deve boyunun başlangıç açıları, örnek mekanizmada öyle olduğu için sıfır olarak verilmiştir. Buradaki boyutların gerçek bir direksiyon mekanizmasını temsil etmesi sayısal değerlerden anlaşılacağı gibi pek mümkün değildir. Ama bu, programın bu boyutları kullanarak doğru çalışıp çalışmadığını sınamaya engel değildir. Zaten daha sonra anlatılacak metodun sınamasında da aynı mekanizma kullanılmıştır.

Tablo 3.1 Matris metodu için pitman kolunun 0/+60° sapması durumunda program çıktılarıyla çizimle bulunan sonuçların karşılaştırılması.

$d_{\text{pitman}} [^\circ]$	$d_{\text{db program}} [^\circ]$	$d_{\text{db AutoCAD}} [^\circ]$	$\Delta d_{\text{bd}} [^\circ]$
10	12,1	12,5	0,4
20	23,6	25,5	1,9
30	34,8	37,8	3
40	45,9	50,1	4,2
50	57,3	61,4	4,1
60	69,9	70,2	0,3

Tablo 3.1’de sütunlar sırasıyla pitman kolu, deve boynu, çizimle bulunan sapma açıları ve son sütun programla çizim sonuçları arasındaki farktır. Görüldüğü gibi elde edilen sonuçlar tatmin edici değil hatta olumsuzdur çünkü, 4 dereceye varan hatalar oluşmuştur. Bunun nedeni tabi ki metodun uygulamasında yapılması muhtemel bir hata ya da programın oluşturulmasında yapılmış algoritmik bir hata olabilir. Aynı sına, pitman kolunun zıt yönde yani 0/-90° arası sapması için de yapılmıştır ve elde edilen sonuçlarda artan pitman kolu sapmasıyla fazlalaşan hatalar görülmüştür yani olumsuzdur. Elle yapılan örnek mekanizma çizimlerinde de her ne kadar AutoCAD kadar hassas olmasa da benzer olumsuzluklar görülmüştür. Burada olumsuz sonuçlar elde edilmiş olmasıyla birlikte mekanizmanın modellenmesinde, king-pin’in uzaysal konumunun belirlenmesinde yani direksiyon mekanizmasını taşıt tekniği açısından belirleyen parametrelerin oluşturulmasında izlenen yol, belki analitik olarak mekanizma hareket denklemlerinin yazılarak çözüme ulaşmaya çalışma gibi bir yöntemde de uygulanabilir. Özellikle hareket aktarma kolu olan uzun rod çubuğunun herhangi bir sapma sonucu konumunu tespit eden iki bağlantı noktasının seçilen bir eksen takımı ve orijine göre koordinatlarını belirlemede uygulanacak yöntem analitik çözüm çalışmasında da pek farklı olmayacaktır.



Sekil 3.8 Pitman kolu deve boynu arasında örnek bir mekanizmada sapma açılarının bulunması için yapılan çizim.

3.2 Kapalı Çözüm Kullanarak Direksiyon Mekanizmasının Konum Analizi.

Bu bölümde direksiyon mekanizmasının konum analizi yani pitman kolundaki sapma sonucu deve boynunda ne kadarlık bir sapmanın olacağının analizi için mekanizma tekniğinde isimlendirildiği şekliyle üç adet hareketli uzva sahip uzaysal dört-çubuk mekanizmasının (spatial 4-bar linkage) hızlı analizine ve dolayısıyla ardarda parametre taramasına imkan sağlayan kapalı çözüm metodu kullanılmıştır. Bu metod paralel olmayan (çapraz ya da çarpık da denilebilir) dört-çubuk mekanizmaları için kullanılmaktadır [11].

Böyle bir uzaysal dört-çubuk mekanizması, iki döner bağlantı çifti ve iki de küresel bağlantı çiftinden oluşmaktadır (RSSR). Aradaki hareket iletim uzvunun kendi eksenini etrafında dönmesi dikkate alınmazsa, mekanizmanın bir serbestlik derecesine sahip olduğu söylenebilir. Mekanizma, bir eksen etrafındaki dönme hareketini uzaydaki başka bir eksen etrafında dönme hareketine çevirir [11].

Şekil 3.9’u dikkate alarak;

θ = giriş kolu açısı (Şekil 3.9’da sağ el kuralına göre OF eksenini etrafında saat akrebi tersi yönünde pozitif x ekseninden ölçülen açıdır),

χ = çıkış açısı (Şekil 3.9’da sağ el kuralıyla saat akrebine ters yönde CG eksenini etrafında pozitif x ekseninden ölçülen açıdır),

a = krank (giriş uzvu boyu), direksiyon mekanizması için pitman kolu olacaktır, şekilde 2 nolu uzuv.

b = biyel kolu boyu, direksiyon mekanizması için pitman-deve boynu arasındaki uzun rod lolu olacaktır.

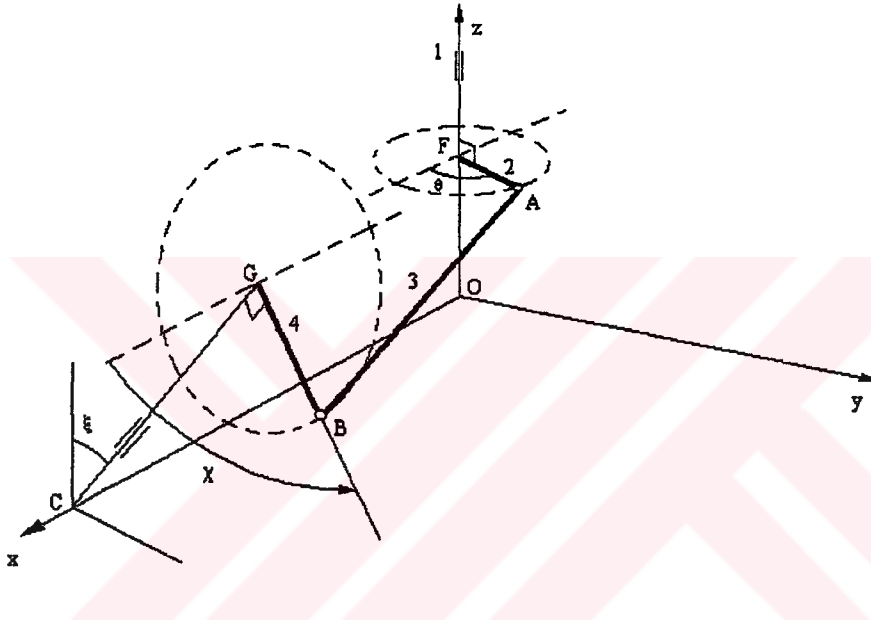
c = çıkış uzvu boyu, direksiyon mekanizması için deve boynu boyu olacaktır.

p = giriş ve çıkış eksenleri (direksiyon mekanizması için sektör mili ve king-pin eksenleri) arasında kalan ortak dikme uzunluğu.

f = krankın (pitman kolu) ortak dikme ayağından uzaklığı (Şekil 3.9'da OF mesafesi).

g = çıkış uzvunun (deve boynu) ortak dikme ayağından uzaklığı (Şekil 3.9'da CG mesafesi)

ξ = giriş ve çıkış uzuvları arasında kalan açı. Bu açı, sağ el kuralına göre pozitif x eksenini etrafında çıkış ekseninden giriş eksenine doğru ölçülen açıdır. Bu açının 90° den sonraki her konumunun bir king-pin açısına tekabül edeceği düşünülmüştür.



Şekil 3.9 Uzaysal 4-çubuk mekanizması [11].

Uzaysal dört-çubuk mekanizmasında giriş ve çıkış kolları sapma açıları arasında şöyle bir ilişki vardır [11] :

$$p_1 - p_2 \cos\theta + p_3 \cos\chi - p_4 \cos\theta \cos\chi - p_5 \sin\theta + p_6 \sin\chi - p_7 \sin\theta \sin\chi = 0 \quad (3.2.1)$$

Bu denklemde katsayılar:

$$p_1 = p^2 + a^2 - b^2 + c^2 + f^2 + g^2 - 2fg \cos \xi$$

$$p_2 = 2 p a$$

$$p_3 = 2 p c$$

$$p_4 = 2 a c$$

$$p_5 = 2 g a \sin \xi$$

$$p_6 = 2 f c \sin \xi$$

$$p_7 = 2 c a \cos \xi \quad (3.2.2)$$

Denklem (3.2.1)'i verilen bir giriş uzvu (krank veya pitman kolu) açısına göre çözmek için denklem üzerinde bazı düzenlemeler yapılırsa;

$$(p_3 - p_4 \cos \theta) \cos \chi + (p_6 - p_7 \sin \theta) \sin \chi + p_1 - p_2 \cos \theta - p_5 \sin \theta = 0 \quad (3.2.3)$$

katsayılara sırasıyla A, B ve C denilirse;

$$A \cos \chi + B \sin \chi + C = 0 \quad (3.2.4)$$

$$u = \tan (\chi / 2), \quad \cos \chi = (1 - u^2) / (1 + u^2), \quad \sin \chi = 2u / (1 + u^2) \text{ dönüşümleriyle;}$$

$$[(C - A)/2] u^2 + B u + (A + C)/2 = 0 \quad (3.2.5)$$

şeklinde u parametresine göre ikinci dereceden bir denklem elde edilir (katsayılar χ ve θ açısına bağlıdır). Bu denklemin çözümünden iki çözüm elde edilir ve mekanizmanın iki farklı konumda bağlanabileceğini gösterir. Bunlardan bir tanesi mekanizmanın bağlanma durumuna göre aranan çözümdür.

Buradan çözüm;

$$u_{1,2} = (-B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (C - A) \quad \text{ve} \quad \chi_{1,2} = 2 \arctan u_{1,2} \quad (3.2.6)$$

dir.

50

Programda pitman kolunun başlangıç konumu olarak 90° yani kolun pozitif y eksenini doğrultusunda olduğu konum yani taşıttan zemine doğru dik uzandığı konum alınmıştır. Bu başlangıç değerini program kodundan değiştirmek (Deklem 3.2.3’de θ yerine $\theta +$ ”başlangıç açısı” yazılarak) ya da program işletilince veri girişi olarak istemesi sağlanabilir. Bu yapılmazsa yani hiç bir başlangıç değeri verilmezse, a, b, c, p, f, g, ξ verileri doğru verildiği yani gerçek bir mekanizma bağlantısını temsil ediyorlarsa elde edilecek hesap sonuçlarında açılar daha önce de bahsedildiği gibi sağ el kuralına göre pozitif x eksenine –ki direksiyon mekanizması için taşıt boyuna eksenini ama geriye doğru pozitif- yapılan açılardır. Yine Şekil 3.8’de çizilen mekanizmanın açılarıyla aynı mekanizma için program çıktıları karşılaştırılmıştır (Tablo 3.2). Burada pitman kolunun pozitif dönme yönü yukarıda anlatıldığı gibi sağ el kuralına ve dönme eksenine göre pozitif x ekseninden saat akrebi tersi yönünde yapılan açıdır yani taşıta soldan bakıldığında pitman kolunun sola (taşıtın ön tarafına doğru) sapmasıdır.

Tablo 3.2 Kapalı çözümde program çıktılarıyla çizim sonuçlarının karşılaştırılması.

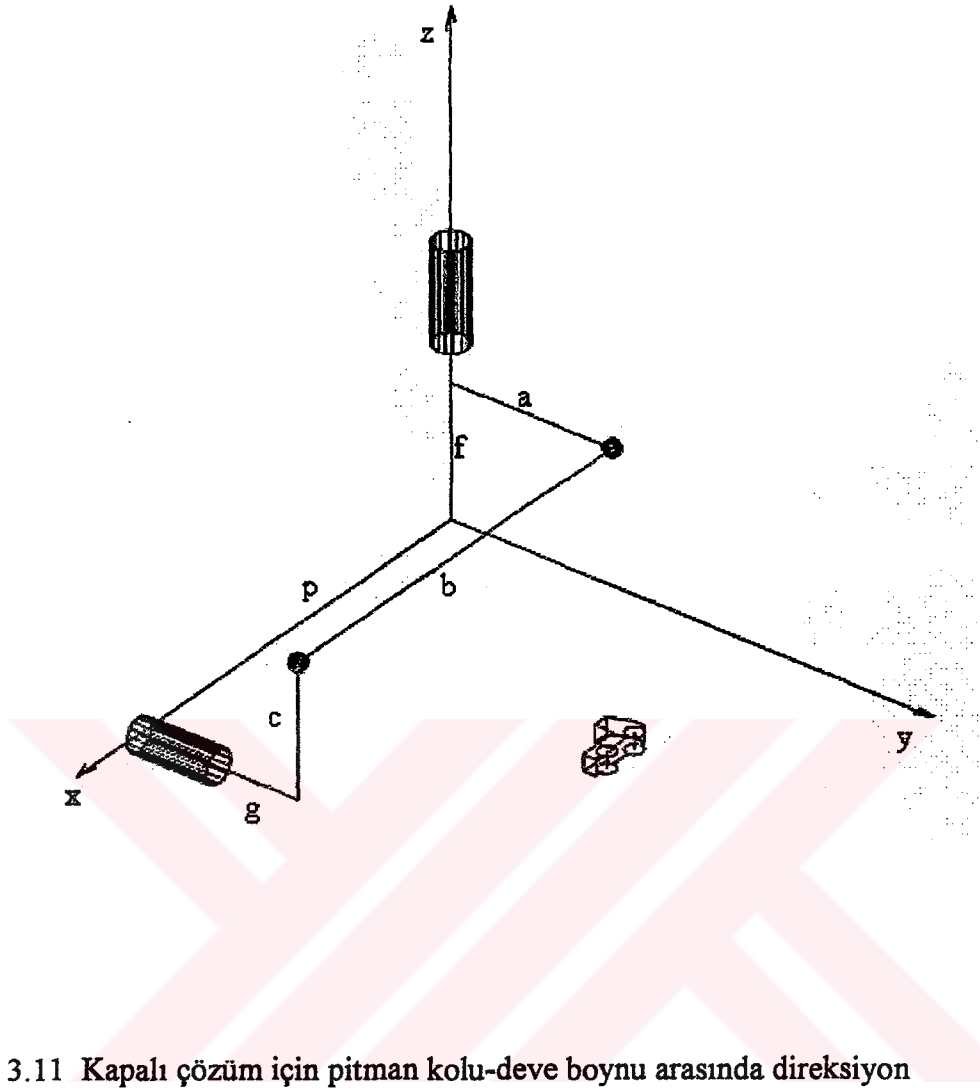
$d_{pitman} [^\circ]$	$d_{db\ program} [^\circ]$	$d_{db\ AutoCAD} [^\circ]$
10	12,5455	12,54
20	25,4705	25,4706
30	39,684	39,6841
40	59,0389	59,039

Görüldüğü gibi program çıktılarıyla çizim sonuçları aynıdır. Aradaki çok küçük farklar yuvarlatmalardan ileri gelmektedir. Daha önce söylendiği gibi d_{bd} terimi deve boynu sapma açısı anlamına gelmektedir. Burada mekanizmanın, deve boynunun 43° den daha ileri bir konuma sapması imkansız olduğundan $0/+40^\circ$ aralığında karşılaştırma yapılabilmektedir. Benzer karşılaştırma Aynı mekanizma için $0/-60^\circ$ aralığında da yapılmıştır (Tablo 3.3).

Tablo 3.3 Kapalı çözümde pitman kolunun 0/-60° aralığındaki sapması için çizim sonuçlarıyla program çıktılarının karşılaştırılması.

$d_{pitman} [^\circ]$	$d_{db\ program} [^\circ]$	$d_{db\ AutoCAD} [^\circ]$
-10	-12,5274	-12,5274
-20	-25,1556	-25,1556
-30	-37,8038	-37,8038
-40	-50,1331	-50,1331
-50	-61,3994	-61,3995
-60	-70,2351	-70,2351

Görüldüğü örnek mekanizmamız için gibi sonuçlar birbirini tam olarak tutmaktadır. Ayrıca elle yapılan bir kaç değişik mekanizma örneği için de hassasiyet azlığından dolayı 1° yi aşmayan hatalar olmuştur. Bu da kapalı çözüm metoduyla yazılan programın pitman deve boynu arasındaki açısal sapma hesabını doğru yaptığını gösterir. King-pin ekseninin bir kaster açısı yapması durumunda giriş ve çıkış eksenleri arasındaki ortak dikmenin geometri yoluyla hesabı da yapılabilir, bu mümkündür. Bu programda pitman kolu-deve boynu hesabında kaster açısı yoktur. Kaynak [1]'de kaster açısının ön dingil basıncı çok –önden motorlu veya ağır taşıtlarda küçük olduğu ve genel olarak 5° ye kadar olduğu yazmaktadır. Zaten dataları bilinen bir ağır ticari vasıtada bu değer 2° dir. Bu taşıt dataları daha sonra örnek hesapta da kullanılacaktır. Bu açının varlığı tabi ki king-pin'in uzaysal konumunu belirleyen bir parametredir. Ayrıca bu durumda çizim metodunun uygulanması da zor ve karmaşık olacak ve bir sınama aracı olarak düşünülmesi pek de yerinde olmayacaktır. Çünkü artık deve boynu yukarıdan bakışta biraz elips görünümünde olacak ve deve boynu düzleminin belirlediği küre kesmesinin tespiti daha zaman alıcı olacaktır (Şekil 3.3). 2° lik kasterin olmasıyla sıfır kaster arasında king-pin doğrultu kosinüslerinin farkı (aynı king-pin açısı için) birinci ve üçüncü doğrultu kosinüsleri için yok denecek kadar az ve ikincisi ($\cos\beta$) için %3 kadar olabilir (Şekil 3.6 ve denlem 3.19). Bunun deve boynu sapma açısına etkisinin çok az olacağı düşünülmektedir (diğer mekanizma boyut ve konumları tam doğru verilerek). Ama belirtildiği gibi bu açının varlığı durumunda da eksenler arası bir ortak dikme tanımlanabilir.



Şekil 3.11 Kapalı çözüm için pitman kolu-deve boynu arasında direksiyon mekanizması.

Çalışmanın bundan sonraki aşaması, sol tekerlekten sağ tekerleğe hareket aktarımının Ackermann koşuluna en yakın halde olmasını yani dış tekerleğin sapma hatasının (ideal dönüş geometrisine göre) en az miktarda gerçekleşmesini sağlaması gereken trapez mekanizması hesabının programa dahil edilmesidir. Bu hesap için daha önce de bahsedildiği gibi açıklamaları Bölüm 2’de verilen Reimpell’in teklif ettiği metod kullanılmıştır [8]. Zaten direksiyon mekanizmalarında hesap ve dizayn

aşamasında karşılıklı saptırılan tekerlekler arasındaki aktarma –ki bu da trapez mekanizmasıyla oluyor- görevini üstlenen bölümü, öncelikle kendi içinde çözümlenmesi gereken (dönüş geometrisi hatasını en aza indirme meselesi açısından) bir mekanizma olarak görmek yerinde olur. Trapez hesabının da yer aldığı programın (DIMKA 3), kodları EK C’de verilmiştir. Program üç adet “Form”dan oluşmaktadır. Form 1, programa giriş ve tanıtım bölümüdür. Form 2, pitman kolunun taşıta soldan bakılması durumunda sola sapması sonucu oluşan deve boynu yani sol tekerlek (iç tekerlek) sapmasını (sola) sonra da trapez hesabıyla sağ tekerlek (dış tekerlek) sapma açısını bulup olması gereken ideal (Ackermann koşulu) değerden farkını yani dış teker sapma hatasını tespit etmektedir ve bu grafik olarak çizilmektedir. Data olarak programa, ilaveten aks aralığı, iz genişliği, teker yuvarlanma dairesi yarıçapı, direksiyon dirseği (trapez giriş ve çıkış kolları) boyu, rot başlarının yerden yüksekliği, direksiyon dirsek açısı, kaster açısı değerleri girilmektedir (Şekil 2.11, 2.12). Form 3 ise pitman kolunun zıt yönde sapmalarına karşılık gelen deve boynu sapmalarını vermektedir. Çıktılar , derece dakika (dış teker hata sapması sadece dakika olarak) gösterimiyle verilmektedir.

Dataları bilinen bir ticari ağır vasıta için program çıktıları Tablo 3.4 ve hata eğrisi Şekil 3.12 verilmiştir. Datalar şu şekilde sıralanabilir:

pitman kolu = 289 mm, uzun rod kolu = 920 mm, deve boynu = 290,5 mm,
king-pin ve sektor mili eksenleri arasındaki ortak dikme = 920 mm,

pitman kolu merkezinin ortak dikmeden uzaklığı = 290,5 mm,

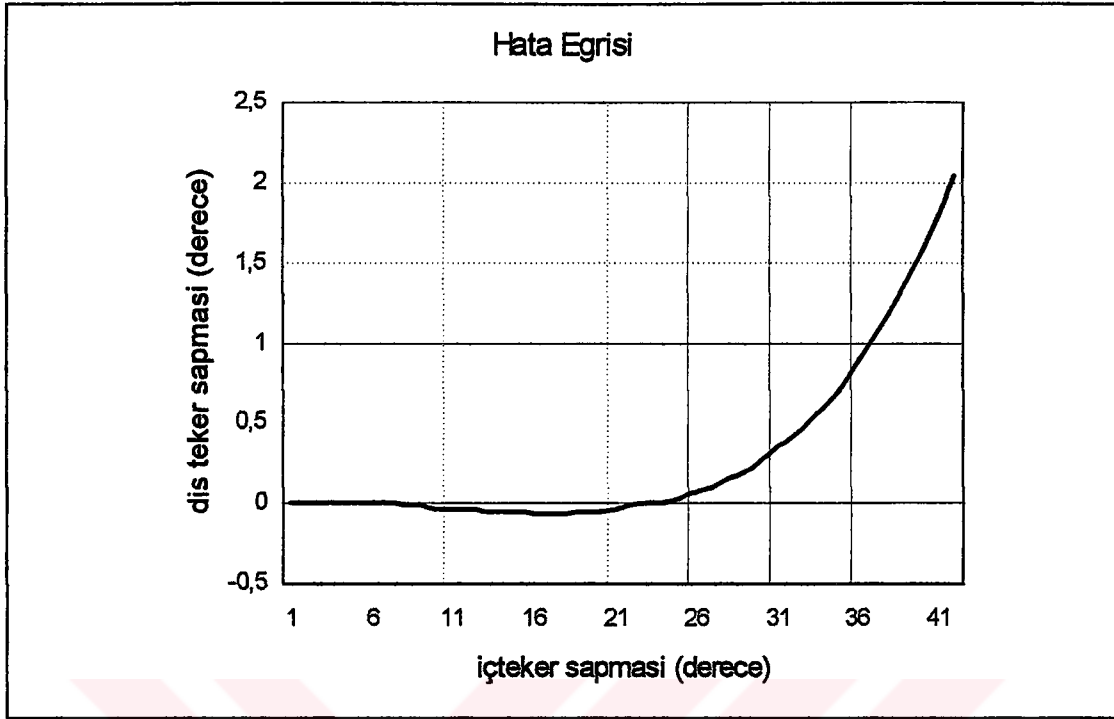
deve boynu merkezinin ortak dikmeden uzaklığı = 289 mm,

$\sigma = 6^\circ$ (king-pin açısı), $\tau = 2^\circ$ (kaster açısı), $l = 5402,5$ mm. (aks aralığı),
 $b_v = 2076$ mm (iz genişliği), $r_s = 67,6$ mm (teker yuvarlanma dairesi yarıçapı),

$r = 161,3$ mm (direksiyon dirseği boyu), $h_{to} = 376,9$ mm (rod başlarının yerden yüksekliği), $\lambda = 16,93^\circ$ (direksiyon dirseği açısı).

Tablo 3.4 Dataları bilinen bir taşıtın direksiyon hesabı sonuçları.

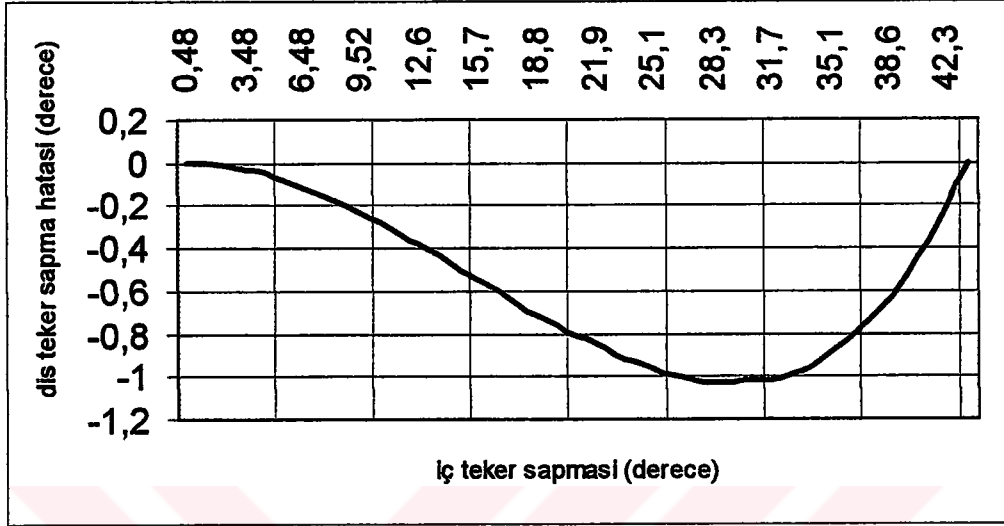
dpitman	di	da_ideal	da_gerçek	hata (dakika)
0 ° 0 '	0 ° 11 '	0 ° 11 '	0 ° 11 '	0 '
1 ° 0 '	1 ° 11 '	1 ° 11 '	1 ° 11 '	0 '
2 ° 0 '	2 ° 11 '	2 ° 9 '	2 ° 9 '	0 '
3 ° 0 '	3 ° 11 '	3 ° 7 '	3 ° 7 '	0 '
4 ° 0 '	4 ° 11 '	4 ° 4 '	4 ° 5 '	0 '
5 ° 0 '	5 ° 11 '	5 ° 1 '	5 ° 2 '	0 '
6 ° 0 '	6 ° 11 '	5 ° 57 '	5 ° 58 '	-1 '
7 ° 0 '	7 ° 11 '	6 ° 52 '	6 ° 54 '	-1 '
8 ° 0 '	8 ° 11 '	7 ° 47 '	7 ° 49 '	-2 '
9 ° 0 '	9 ° 12 '	8 ° 42 '	8 ° 44 '	-2 '
10 ° 0 '	10 ° 12 '	9 ° 36 '	9 ° 38 '	-2 '
11 ° 0 '	11 ° 13 '	10 ° 29 '	10 ° 32 '	-3 '
12 ° 0 '	12 ° 13 '	11 ° 22 '	11 ° 25 '	-3 '
13 ° 0 '	13 ° 14 '	12 ° 14 '	12 ° 18 '	-3 '
14 ° 0 '	14 ° 15 '	13 ° 6 '	13 ° 10 '	-4 '
15 ° 0 '	15 ° 16 '	13 ° 57 '	14 ° 1 '	-4 '
16 ° 0 '	16 ° 17 '	14 ° 48 '	14 ° 53 '	-4 '
17 ° 0 '	17 ° 18 '	15 ° 39 '	15 ° 43 '	-3 '
18 ° 0 '	18 ° 20 '	16 ° 30 '	16 ° 33 '	-3 '
19 ° 0 '	19 ° 22 '	17 ° 20 '	17 ° 22 '	-2 '
20 ° 0 '	20 ° 24 '	18 ° 9 '	18 ° 11 '	-1 '
21 ° 0 '	21 ° 26 '	18 ° 59 '	19 ° 0 '	0 '
22 ° 0 '	22 ° 28 '	19 ° 48 '	19 ° 48 '	0 '
23 ° 0 '	23 ° 31 '	20 ° 37 '	20 ° 35 '	2 '
24 ° 0 '	24 ° 34 '	21 ° 26 '	21 ° 22 '	4 '
25 ° 0 '	25 ° 37 '	22 ° 15 '	22 ° 8 '	6 '
26 ° 0 '	26 ° 41 '	23 ° 3 '	22 ° 54 '	9 '
27 ° 0 '	27 ° 45 '	23 ° 52 '	23 ° 39 '	12 '
28 ° 0 '	28 ° 49 '	24 ° 40 '	24 ° 23 '	16 '
29 ° 0 '	29 ° 54 '	25 ° 29 '	25 ° 8 '	21 '
30 ° 0 '	30 ° 59 '	26 ° 17 '	25 ° 51 '	25 '
31 ° 0 '	32 ° 5 '	27 ° 6 '	26 ° 34 '	31 '
32 ° 0 '	33 ° 11 '	27 ° 54 '	27 ° 16 '	37 '
33 ° 0 '	34 ° 18 '	28 ° 43 '	27 ° 58 '	44 '
34 ° 0 '	35 ° 26 '	29 ° 32 '	28 ° 39 '	52 '
35 ° 0 '	36 ° 34 '	30 ° 22 '	29 ° 20 '	61 '
36 ° 0 '	37 ° 44 '	31 ° 11 '	30 ° 0 '	71 '
37 ° 0 '	38 ° 54 '	32 ° 2 '	30 ° 39 '	82 '
38 ° 0 '	40 ° 5 '	32 ° 52 '	31 ° 18 '	94 '
39 ° 0 '	41 ° 18 '	33 ° 44 '	31 ° 56 '	107 '
40 ° 0 '	42 ° 32 '	34 ° 36 '	32 ° 33 '	122 '



Şekil 3.12 Verilmiş bir taşıt dataları için dış tekerlek sapma hatası.

Burada trapez mekanizmasının sağlaması gereken koşul özellikle ağır ticari vasıtalarda, gerek mukavemet açısından direksiyon sistemine gelebilecek büyük kuvvet ve momentleri önlemek açısından ve gerekse istenmeyen lastik aşınmalarına sebebiyet verilmemesi açısından büyük direksiyon sapmalarında yani küçük dönemeç yarıçaplarında hatanın az olmasını sağlamaktır. Tablo 3.4 'de di içteker sapmasını, da'lar da dış teker sapmalarının ifade etmektedir. Taşıtın yüklü ya da boş olma durumunda bazı boyut ve konumlarda değişecek ve hesabı etkileyecektir. Dolayısıyla taşıtın boş ve maksimum yüklü durumuna göre iki ayrı hesap yapılarak optimizasyona gidilmesi daha uygun olur. Örnek taşıtta, maksimum büyük iç teker sapması durumunda (40° kadar) oluşan hata $1,5^\circ$ kadar olmaktadır. Bu değer kabul edilebilir bir değerdir ancak fazlası özellikle $\pm 3^\circ$ lere varan hatalar olumsuzdur. Dataları kaynak [8]'den alınan ($l=3600$, $b_v=2020$, $r_s=50$, $r=280$, $h_{to}=410$, $\lambda=17.33^\circ$, $\sigma=9.5^\circ$, $\tau=6^\circ$) ikinci bir taşıt için yapılan hata analizinin sonuçları Şekil 3.5'dedir. Bu taşıt için hata sapma başlangıcından itibaren varolmakla birlikte büyük tekerlek sapmalarında düşük hata (1° kadar) olumludur. Birinci taşıtta pitman kolunun 40°

sapmasıyla deve boynu (di) $42^{\circ} 32'$ kadar saptmaktadır. Bu sapma karşı tekerleğe (sağ teker) trapez mekanizmasıyla $32^{\circ} 33'$ olarak iletilmektedir. Direksiyon mekanizmalarında çözümlenmesi gereken bir problem de budur. Pitman kolunun sola (taşıtın ön tarafına doğru) hareketinde, hareket önce sol



Şekil 3.13 İkinci taşıt için hata analizi sonuçları

tekerleğe iletilir sol tekerlek iç teker görevini üstlenir ve trapez mekanizması gereği sağ tekerlek sola göre daha az açıyla sapar. Pitman kolunun sağa dönmesiyle, bu defa sol tekerlek dış teker görevi görecektir yani sağ tekerlekten daha az dönecektir. Aynı pitman kolu sapması için, bu durumda sağ tekerlek (artık iç teker) bir önceki durumda sol tekerleğin saptığı kadar saparken, sol tekerlek de (artık dış teker) bir önceki durumda sağ tekerleğin saptığı kadar yani daha az sapmalıdır. Yani direksiyon kutusundan deve boynuna kadar olan mekanizma öyle olmalıdır ki; pitman kolunun iki yönde maksimum aynı açıda sapmalarında deve boynunda sağa ve sola dönüş için farklı açısal sapmalar elde edilmelidir. Maksimum sapma açısıyla sağa dönerken, sol teker, sağ tekerleğin maksimum sola dönüşte yaptığı açıyla sapmalıdır. Aksi halde aynı dönüş yarıçapları için sağa ve sola dönüşlerde sürücü farklı direksiyon saptırmaları uygulamak zorunda kalır. Trapez mekanizması ortadan tahrik ediliyor olsaydı bu sorunla karşılaşılmazdı ancak birçok ağır ticari vasıtada mekanizma bu şekildedir. Mekanizma taşıtın, orta uzunlumasına eksenine göre bir tarafından tahrik edilir. Dolayısıyla sadece hata değerlerini bilmek yetmez, pitman kolunun diğer yöne sapmasında deve boynu bir anlamda da tekerlek sapmalarını da bilmek gerekir. Bunu programda "Form 3" yapmaktadır ve örnek olarak alınan taşıtta

sonuçlar Tablo 3.5 'de verilmiştir. Tablo 3.4'de, pitman kolu 40° saptığı zaman, deve boynu ya da sol tekerlek 42° 32' sapmaktadır. Pitman kolu zıt yönde -40° saptığında ise (Tablo 3.5) deve boynu bu defa daha az (olması gereken de budur) yani 37°28' sapmaktadır ama bu gereğinden fazla bir sapmadır. Bu durumda deve boynunun alması gereken değer, Tablo 3.4'de maksimum dış teker sapması olan 32°33' olmalıydı. Bu duruma etki eden önemli bir parametrenin uzun rod kolunun uzaysal konumunun özellikle yatay düzlemle yaptığı açı olduğu bilinmektedir. Bu açıyı belirleyen parametreler de, king-pin ekseninin uzaysal konumu (kaster ve özellikle sapma açılarına etkisinin daha yüksek olduğu düşünülen king-pin açısı tarafından belirlenir), pitman kolu ve deve boynunun uzunluklarıdır. Dolayısıyla programda bu parametrelerle oynamak yerinde olur. Bu boyutlarla oynamak, doğal olarak uzun rod boyunda da değişiklikleri beraberinde getirecektir. Programa girişi yapılan parametrelerden bazılarıyla oynamak taşıt konstrüksiyonu açısından pek mümkün değildir. Aks aralığı, iz genişliği, direksiyon tekerlekleriyle direksiyon kutusu arasındaki mesafenin özellikle taşıt uzunlamasına eksen üzerine izdüşümünün uzunluğu, parametreleri değiştirilmesi zor parametrelerdir.

Tablo 3.5 Örnek taşıt için pitman kolunun 0/-40° sapması için program çıktıları.

d _{pitman}	d _{deveboynu}	d _{pitman}	d _{deveboynu}
0 ° 0 '	0 ° 11 '	-21 ° 0 '	-20 ° 21 '
-1 ° 0 '	-0 ° 47 '	-22 ° 0 '	-21 ° 18 '
-2 ° 0 '	-1 ° 47 '	-23 ° 0 '	-22 ° 15 '
-3 ° 0 '	-2 ° 46 '	-24 ° 0 '	-23 ° 12 '
-4 ° 0 '	-3 ° 46 '	-25 ° 0 '	-24 ° 8 '
-5 ° 0 '	-4 ° 45 '	-26 ° 0 '	-25 ° 4 '
-6 ° 0 '	-5 ° 45 '	-27 ° 0 '	-26 ° 0 '
-7 ° 0 '	-6 ° 44 '	-28 ° 0 '	-26 ° 56 '
-8 ° 0 '	-7 ° 43 '	-29 ° 0 '	-27 ° 51 '
-9 ° 0 '	-8 ° 42 '	-30 ° 0 '	-28 ° 46 '
-10 ° 0 '	-9 ° 41 '	-31 ° 0 '	-29 ° 40 '
-11 ° 0 '	-10 ° 40 '	-32 ° 0 '	-30 ° 34 '
-12 ° 0 '	-11 ° 39 '	-33 ° 0 '	-31 ° 28 '
-13 ° 0 '	-12 ° 37 '	-34 ° 0 '	-32 ° 21 '
-14 ° 0 '	-13 ° 36 '	-35 ° 0 '	-33 ° 13 '
-15 ° 0 '	-14 ° 34 '	-36 ° 0 '	-34 ° 5 '
-16 ° 0 '	-15 ° 32 '	-37 ° 0 '	-34 ° 57 '
-17 ° 0 '	-16 ° 30 '	-38 ° 0 '	-35 ° 48 '
-18 ° 0 '	-17 ° 28 '	-39 ° 0 '	-36 ° 38 '
-19 ° 0 '	-18 ° 26 '	-40 ° 0 '	-37 ° 28 '
-20 ° 0 '	-19 ° 24 '		

SONUÇLAR

Uzaysal üç çubuk mekanizmalarının ya da mekanizma tekniğindeki adıyla 4-çubuk veya RSSR mekanizmalarının birleşiminden oluştuğu düşünülen direksiyon mekanizmalarının pozisyon analizi için kullanılan kapalı çözüm metodunun sonuçları tatmin edici bulunmuştur özellikle direksiyon kutusundan direksiyon tekerleğine kadar olan mekanizma için hazırlanan örnek modeller üzerinde yapılan çalışmada grafik metodla, kapalı çözüm metodunun sonuçları aynı olmuştur.

Direksiyon tekerlekleri arasındaki aktarmayı sağlayan trapez mekanizmasının –ki bu mekanizma hatasız dönüş geometrisini sağlaması gereken mekanizmadır- analizi için [8]'de teklif edilen metod uygulanmıştır. İki metodu kullanarak çalışan ve direksiyon kutusundan direksiyon tekerleklerine kadar açısal konum analizi ve iç teker sapmasına göre dış tekerlek hata analizini yapan bir bilgisayar programı hazırlanmış ve örnek taşıt dataları için çıktılar alınmıştır.

Direksiyon mekanizması optimizasyonunda , hatasız dönüş geometrisini sağlaması istenen trapez mekanizmalarını (çok akslı direksiyon sistemleri için her saptırılan direksiyon aksında bir tane) sistemin diğer bölümlerinden ayrı olarak ele alıp üzerinde çalışmak yerinde olur. Bu çalışmada dönüş yönüne göre iç ve dış tekerleklerin maksimum sapma açıları elde edilir. Bu açıların direksiyon kutusuyla tekerlekler arasındaki mekanizma tarafından sağlanmasındaki güçlük, mekanizmanın bu bölümü için optimizasyon sorununu doğurur. Bu güçlüğü'n nedeni, sol tekerleğin saptırılıp bu sapmanın trapez ile sağ tekerleğe aktarılmasıdır. Yani, pitman kolu her iki yönde mesela maksimum açıda saparken sağa dönüş için deve boynu, sağ tekerleğin sola dönüşünde saptığı açı kadar, sola dönüş için ise, sağ tekerleğin sağa dönüşte saptığı açı kadar sapmalıdır. Eğer trapez mekanizması ortadan tahrik edilseydi, böyle bir zorluğun olmayacağı açıktır.

King-pin ekseninin uzaysal doğrultusu (king-pin ve kaster açılılarıyla belirlenen), deve boynu merkeziyle pitman kolu merkezi arasındaki yükseklik farkı (bu parametre taşıtın yüklü ya da boş olma durumuna göre de değişir), pitman kolu boyu, kısa rot kolu boyu ve deve boynu boyu parametreleri değiştirilerek bu soruna optimum bir çözüm bulunabilir. Anlaşılacağı gibi bu parametreler özellikle kısa rotun açısısal konumunu etkilemektedir. Dolayısıyla bu kolun açısısal konumu, mekanizmanın optimizasyonunda önemli bir parametre olarak düşünülebilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Erzi A. I**, 1979. Motorlu Taşıtlar Ders Notları.
- [2] **Göktan A. G.**, 1992. Taşıt Tasarımı Ders Notları.
- [3] **SAE-J695 DEC89**, Turning Ability and Off Tracking-Motor Vehicles. *Recommended Practice*.
- [4] **JSAE-J1511 OCT90**, Steering for Off-road, Rubber-Tired Machines- *SAE Standard*.
- [5] **Gillespie T. D.**, 1992. Fundamentals Of Vehicle Dynamics. *SAE, Inc., Warrendale*.
- [6] **Automotive Hanbook Bosch**, 1986. *Under SAE licence. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf*.
- [7] **EEC/70/311**, Feb/1996. European Community Council Directive on The Approximation Of The Laws Of The Member States Relating To The Steering Equipment For Motor Vehicles And Their Trailers.
- [8] **Reimpell J.**, 1984. Fahrwerktechnik : Lenkung. *Vögel-Buchverlag Würzburg*.
- [9] **Özen C.**, 1997. Non-Uniform Wear Of Vehicle Tires And The Causes, *BRISA*.
- [10] **Söylemez E. ve Keleş Ö.**, 1993. Uzak Mekanizmalarının Bilgisayar Destekli Kinematik Analizi. 6. *Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu Eylül 1993, Trabzon*.
- [11] **Söylemez E. and Freudenstein F.**, 1982. Transmission Optimization of Spatial 4-Link Mechanisms. *Mechanisms and Machine Theory Vol.17 No.4 263-283. 1982*.
- [12] **Shigley J. E. and Uicker J. J.**, 1980. Theory of Machines and Mechanisms. *McGraw-Hill Inc. Tokyo*.
- [13] **Paul B.**, 1979. Kinematics and Dynamics of Planar Machinery. *Prentice-Hall. New Jersey*.

Matris Metodu İçin Yazılan Program.

```
Dim black, blue, helblue, green, drkgreen, cyan, red, magenta
Dim yellow, hlyellow, white, drkgrey, grey
Dim rnk(30)
Private Sub Command2_Click()
    Load Form3
    Form3.Show
End Sub
Private Sub Form_Initialize()
    black = RGB(0, 0, 0)
    blue = RGB(0, 0, 255)
    helblue = RGB(0, 255, 255)
    green = RGB(0, 255, 0)
    drkgreen = RGB(0, 128, 0)
    cyan = RGB(0, 255, 255)
    red = RGB(255, 0, 0)
    magenta = RGB(255, 0, 255)
    yellow = RGB(255, 255, 0)
    hlyellow = RGB(255, 255, 232)
    white = RGB(255, 255, 255)
    drkgrey = RGB(100, 100, 100)
    grey = RGB(192, 192, 192)
    drkbraun = RGB(194, 0, 0)
    braun = RGB(128, 64, 64)
    hlbraun = RGB(128, 0, 0)
    orange = RGB(255, 128, 0)
    rnk(29) = black
    rnk(28) = RGB(128, 64, 64)
    rnk(27) = RGB(0, 128, 64)
    rnk(26) = RGB(194, 0, 0)
    rnk(25) = helblue
    rnk(24) = blue
    rnk(23) = RGB(0, 128, 128)
    rnk(22) = RGB(64, 0, 128)
    rnk(21) = RGB(128, 0, 128)
    rnk(20) = RGB(255, 0, 128)
    rnk(19) = RGB(255, 128, 128)
    rnk(18) = RGB(128, 0, 64)
    rnk(17) = RGB(64, 0, 64)
    rnk(16) = RGB(178, 128, 0)
    rnk(15) = grey
    rnk(14) = RGB(192, 220, 192)
```

```

rnk(13) = RGB(160, 160, 160)
rnk(12) = RGB(255, 255, 200)
rnk(11) = RGB(128, 128, 64)
rnk(10) = RGB(128, 128, 255)
rnk(9) = RGB(0, 94, 94)
rnk(8) = RGB(128, 0, 0)
rnk(7) = red
rnk(6) = orange
rnk(5) = yellow
rnk(4) = green
rnk(3) = RGB(0, 178, 0)
rnk(2) = RGB(0, 128, 178)
rnk(1) = RGB(255, 255, 255)
End Sub
'Grafik eksenlerini hazirlama rutini
Private Sub grafeks(x0, x1, x2, xs, xnam$, y0, y1, y2, ys, ynam$, grafnam$, p)
'x0, y0 : eksenlerin kesim noktasi
'x1, y1 : minimum değerler
'x2, y2 : maksimum değerler
'xs, ys : adým uzunluklari
'xnam$, ynam$ : eksen isimleri
'grafnam$ : grafik ismi
'p : picture numarasý
dx = x2 - x1: dy = y2 - y1
Pictur(p).Cls
Pictur(p).Scale (x1 - dx / 7, y2 + dy / 10)-(x2 + dx / 15, y1 - dy / 7)
Pictur(p).Line (x1, y1)-(x2, y2), hlyellow, BF
For i = y1 + ys To y2 Step ys
    Pictur(p).Line (x1, i)-(x2, i), grey
Next i
Pictur(p).Line (x1, y0)-(x2, y0), drkgrey
For i = x1 + xs To x2 Step xs
    Pictur(p).Line (i, y1)-(i, y2), grey
Next i
Pictur(p).Line (x0, y1)-(x0, y2), drkgrey
For i = y1 To y2 - ys Step ys
    hane = Len(Str$(i))
    Pictur(p).CurrentX = x1 - dx / 18 - hane * dx / 80
    Pictur(p).CurrentY = i + dy / 35
    Pictur(p).Print i
Next i
Pictur(p).CurrentX = x1 - dx / 8
Pictur(p).CurrentY = y2 + dy / 15
Pictur(p).Print ynam$
For i = x1 To x2 - xs Step xs
    Pictur(p).CurrentX = i - dx / 60
    Pictur(p).CurrentY = y1 - dy / 25
    Pictur(p).Print i
Next i
Pictur(p).CurrentX = x2 - 0.3 * xs - dx / 6

```

```

Pictur(p).CurrentY = y1 - 2 * dy / 25
Pictur(p).Print xnam$
Pictur(p).CurrentX = x1 + dx / 5
Pictur(p).CurrentY = y2 + dy / 10
Pictur(p).Print grafnam$
End Sub
***** ANA PROGRAM*****
Private Sub Command1_Click()
Close
Open "sonuc1.dat" For Output As #1
    PI = 3.141592654
    LP = InputBox("Pitman kolunun uzunlugunu gir")
    LD = InputBox("Deve boynunun uzunlugunu gir")
    LK = InputBox("King-pin uzunlugunu gir")
    SIGMA = InputBox("King-pin acisini gir")
    TOO = InputBox("Kaster acisini gir")
    ALFA0 = InputBox("Pitman kolu baslangic acisini giriniz")
    BETA0 = InputBox("Deve boynu baslangic acisini gir")
'KONSTRUKTIF BOYUTLAR
    OX = InputBox("king-pin alt uc noktasiyla pitman kolu mafsali merkezi
arasindaki mesafenin x ekseni uzerindeki izdusumunu yaz")
    OY = InputBox("king-pin alt uc noktasiyla pitman kolu mafsali merkezi
arasindaki mesafenin y ekseni uzerindeki izdusumunu yaz")
    OZ = InputBox("king-pin alt uc noktasiyla pitman kolu mafsali merkezi arasindaki
mesafenin z ekseni uzerindeki izdusumunu yaz")
Dim ALFA(1000)
'CIKIS ACISI YANI DEVE BOYNU ACISI
Dim BET1(1000), BET2(1000), BETA1(1000), BETA2(1000) As Double
'HESAPTA KULLANILACAK MATRISLER
Dim MATA1(1000), MATA2(1000), MATA3(1000)
Dim MAT11(1000), MAT12(1000), MAT13(1000)
Dim MAT31(1000), MAT32(1000), MAT33(1000)
Dim MAT21, MAT22, MAT23, MAT24, MAT25, MAT26, MAT27, MAT28,
MAT29
Dim E1(1000), E2(1000), E3(1000), E(1000)
Dim MAT41, MAT42, MAT43, MAT44, MAT45, MAT46, MAT47, MAT48,
MAT49
Dim F1(1000), F2(1000), F3(1000), F(1000)
Dim MAT51, MAT52, MAT53, MAT54, MAT55, MAT56, MAT57, MAT58,
MAT59
Dim H1(1000), H2(1000), H3(1000), H(1000)
Dim L1(1000), L2(1000), L3(1000), L(1000)
Dim M(1000)
Dim N(1000)
Dim K(1000)
Dim G(1000)
'KURESEL MAFSAL MERKEZLERI ICIN KOORDINAT DEGISKENLERI
Dim A1X, A1Y, A1Z
Dim B1X, B1Y, B1Z
'KING-PIN uzerindeki donme merkezi Noktasinin Koordinat Degiskenleri

```

```

Dim B0X, B0Y, B0Z
'SEKTOR MILI DOGRULTUSU
    UAX = 1
    UAY = 0
    UAZ = 0
'KING-PIN DOGRULTU COS LARININ BULUNMASI
    UBX = Sqr(1 - UBY ^ 2 - UBZ ^ 2)
    UBY = -Tan(PI * TOO / 180) * UBZ
    UBZ = Sqr(1 / (Tan(PI * SIGMA / 180) ^ 2 + Tan(PI * TOO / 180) ^ 2 + 1))
'Grafik on hazirligi
x0 = 0
x1 = 0
x2 = 400
xs = 20
xnam$ = "ALFA giris acisi [°]"
y0 = 0
y1 = -100
y2 = 200
ys = 20
ynam$ = "BETA cikis acisi [°]"
p = 0
Call grafeks(x0, x1, x2, xs, xnam$, y0, y1, y2, ys, ynam$, grafnam$, p)
Print #1, " *****PITMAN KOLU-DEVE BOYNU ARASINDAKI KONUM
ANALIZI *****"
Print #1, "*****GIRIS UZVUNA VERILEN ACIYA GORE CIKIS UZVUNUN
DONME ACISI*****"
Print #1,
Print #1, Tab; "Pitman Kolu Uzunlugu="; LP; "mm"
Print #1, Tab; "Deve Boynunun uzunlugu = "; LD; "mm"
Print #1, Tab; "Kin-pin Uzunlugu"; " = "; LK; "mm"
Print #1, Tab; "King-pin acisi"; " = "; SIGMA; "°"
Print #1, Tab; "Kaster acisi"; " = "; TOO; "°"
Print #1, Tab; "Pitman kolu baslangic acisi"; " = "; ALFA0; "°"
Print #1, Tab; "Deve boynu baslangic acisi"; " = "; BETA0; "°"
Print #1, Tab; "kingpin alt uc noktasi-pitman mafsali x'e izdusumu"; " = "; OX;
"mm"
Print #1, Tab; "kingpin alt uc noktasi-pitman mafsali y'e izdusumu"; " = "; OY;
"mm"
Print #1, Tab; "kingpin alt uc noktasi-pitman mafsali z'e izdusumu"; " = "; OZ;
"mm"
Print #1,
Print #1,
Print #1, " giris acisi°"; Tab; "cikis acisi°"
Print #1, " _____ "

```

Pictur(0).PSet (0, 0), red

For i = 1 To 360

'E*COS(BET)+F*SIN(BET)+G=0 DAKI E,F,G,KATSAYILARININ
BULUNMASI

'GIRIS ACISI

ALFA(i) = i

'A0 noktası

A0X = 0

A0Y = 0

A0Z = 0

'A1 noktası

A1X = 0

A1Y = LP * Sin(PI * ALFA0 / 180)

A1Z = LP * Cos(PI * ALFA0 / 180)

'B0 noktası

B0X = OX - LK * UBX

B0Y = OY + (-LK * UBY)

B0Z = OZ - LK * UBZ

'B1 noktası

B1X = B0X - LD * Cos(PI * SIGMA / 180) * Cos((PI / 180) * BETA0)

B1Y = B0Y + LD * Sin((PI / 180) * BETA0)

B1Z = B0Z + LD * Sin(PI * SIGMA / 180) * Cos((PI / 180) * BETA0) *

Cos(PI * TOO / 180)

'MATA

MATA1(i) = (UAX ^ 2 * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) + Cos(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1X - A0X) + (UAX * UAY * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) - UAZ * Sin(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1Y - A0Y) + (UAX * UAZ * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) + UAY * Sin(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1Z - A0Z) + A0X

MATA2(i) = (UAX * UAY * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) + UAZ * Sin(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1X - A0X) + (UAY ^ 2 * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) + Cos(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1Y - A0Y) + (UAY * UAZ * (1 - Cos(PI * ALFA(i) / 180)) - UAX * Sin(PI * ALFA(i) / 180)) * (A1Z - A0Z) + A0Y

MATA3(i) = (UAX * UAZ * (1 - Cos(PI * 1 / 180)) - UAY * Sin(PI * 1 / 180)) * (A1X - A0X) + (UAY * UAZ * (1 - Cos(PI * 1 / 180)) + UAX * Sin(PI * 1 / 180)) * (A1Y - A0Y) + (UAZ ^ 2 * (1 - Cos(PI * 1 / 180)) + Cos(PI * 1 / 180)) * (A1Z - A0Z) + A0Z

'MAT1=(A-B0)

MAT11(i) = MATA1(i) - B0X

MAT12(i) = MATA2(i) - B0Y

MAT13(i) = MATA3(i) - B0Z

'MAT2

MAT21 = 1 - UBX ^ 2

MAT22 = -UBX * UBY

MAT23 = -UBX * UBZ

MAT24 = -UBX * UBY

MAT25 = 1 - UBY ^ 2

MAT26 = -UBY * UBZ

MAT27 = -UBX * UBZ

MAT28 = -UBY * UBZ

MAT29 = 1 - UBZ ^ 2

'MAT3=(B1-B0)

MAT31(i) = B1X - B0X

$$\text{MAT32}(i) = \text{B1Y} - \text{B0Y}$$

$$\text{MAT33}(i) = \text{B1Z} - \text{B0Z}$$

'E KATSAYISININ BULUNMASI

$$\text{E1}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT21} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT24} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT27}$$

$$\text{E2}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT22} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT25} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT28}$$

$$\text{E3}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT23} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT26} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT29}$$

$$\text{E}(i) = \text{E1}(i) * \text{MAT31}(i) + \text{E2}(i) * \text{MAT32}(i) + \text{E3}(i) * \text{MAT33}(i)$$

'MAT4

$$\text{MAT41} = 0$$

$$\text{MAT42} = -\text{UBZ}$$

$$\text{MAT43} = \text{UBY}$$

$$\text{MAT44} = \text{UBZ}$$

$$\text{MAT45} = 0$$

$$\text{MAT46} = -\text{UBX}$$

$$\text{MAT47} = -\text{UBY}$$

$$\text{MAT48} = \text{UBX}$$

$$\text{MAT49} = 0$$

'F KATSAYISININ BULUNMASI

$$\text{F1}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT41} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT44} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT47}$$

$$\text{F2}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT42} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT45} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT48}$$

$$\text{F3}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT43} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT46} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT49}$$

$$\text{F}(i) = \text{F1}(i) * \text{MAT31}(i) + \text{F2}(i) * \text{MAT32}(i) + \text{F3}(i) * \text{MAT33}(i)$$

'MAT5

$$\text{MAT51} = \text{UBX}^2$$

$$\text{MAT52} = \text{UBX} * \text{UBY}$$

$$\text{MAT53} = \text{UBX} * \text{UBZ}$$

$$\text{MAT54} = \text{UBX} * \text{UBY}$$

$$\text{MAT55} = \text{UBY}^2$$

$$\text{MAT56} = \text{UBY} * \text{UBZ}$$

$$\text{MAT57} = \text{UBX} * \text{UBZ}$$

$$\text{MAT58} = \text{UBY} * \text{UBZ}$$

$$\text{MAT59} = \text{UBZ}^2$$

'H

$$\text{H1}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT51} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT54} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT57}$$

$$\text{H2}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT52} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT55} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT58}$$

$$\text{H3}(i) = \text{MAT11}(i) * \text{MAT53} + \text{MAT12}(i) * \text{MAT56} + \text{MAT13}(i) * \text{MAT59}$$

$$\text{H}(i) = \text{H1}(i) * \text{MAT31}(i) + \text{H2}(i) * \text{MAT32}(i) + \text{H3}(i) * \text{MAT33}(i)$$

'L=(A1-B1)

$$\text{L1}(i) = \text{A1X} - \text{B1X}$$

$$\text{L2}(i) = \text{A1Y} - \text{B1Y}$$

$$\text{L3}(i) = \text{A1Z} - \text{B1Z}$$

$$\text{L}(i) = \text{L1}(i)^2 + \text{L2}(i)^2 + \text{L3}(i)^2$$

'M

$$\text{M}(i) = \text{MAT11}(i)^2 + \text{MAT12}(i)^2 + \text{MAT13}(i)^2$$

'N

$$\text{N}(i) = \text{MAT31}(i)^2 + \text{MAT32}(i)^2 + \text{MAT33}(i)^2$$

'K

$$\text{K}(i) = 1/2 * (\text{L}(i) - \text{M}(i) - \text{N}(i))$$

'G KATSAYISI

```

    G(i) = H(i) + K(i)
    *****CIKIS ACILARININ ELDE EDILMESI*****
    If (E(i) ^ 2 + F(i) ^ 2 - G(i) ^ 2) < 0 Then
        BET1(i) = 0
        BET2(i) = 0
        BETA1(i) = 0
        BETA2(i) = 0
    Else
        'CIKIS UZVUNUN ACISININ BULUNMASI
        '1. ACI
        BET1(i) = 2 * Atn((-F(i) + Sqr(E(i) ^ 2 + F(i) ^ 2 - G(i) ^ 2)) / (G(i) - E(i)))
        '2.ACI
        BET2(i) = 2 * Atn((-F(i) - Sqr(E(i) ^ 2 + F(i) ^ 2 - G(i) ^ 2)) / (G(i) - E(i)))
        'CIKIS ACILARININ DERECE OLARAK DEGERLERI
        BETA1(i) = (180 / PI) * BET1(i)
        BETA2(i) = (180 / PI) * BET2(i)
        End If
        Print #1, ALFA(i); Tab; Tab;
        Print #1, BETA1(i)
    Pictur(0).Line -(ALFA(i), BETA1(i)), red
    Next I
End Sub
Private Sub Command3_Click()
Close
    End
End Sub

```

Kapalı Çözüm Metoduyla Pitman Kolu Deve Boynu Arasında Hesap Yapan Program:

Dim black, blue, helblue, green, drkgreen, cyan, red, magenta
Dim yellow, hlyellow, white, drkgrey, grey
Dim rnk(30)

Private Sub Command3_Click()
End
End Sub

Private Sub Command4_Click()
Load Form3
Form3.Show
End Sub

Private Sub Form_Initialize()
black = RGB(0, 0, 0)
blue = RGB(0, 0, 255)
helblue = RGB(0, 255, 255)
green = RGB(0, 255, 0)
drkgreen = RGB(0, 128, 0)
cyan = RGB(0, 255, 255)
red = RGB(255, 0, 0)
magenta = RGB(255, 0, 255)
yellow = RGB(255, 255, 0)
hlyellow = RGB(255, 255, 232)
white = RGB(255, 255, 255)
drkgrey = RGB(100, 100, 100)
grey = RGB(192, 192, 192)
drkbrown = RGB(194, 0, 0)
brown = RGB(128, 64, 64)
hlbrown = RGB(128, 0, 0)
orange = RGB(255, 128, 0)
rnk(29) = black
rnk(28) = RGB(128, 64, 64)
rnk(27) = RGB(0, 128, 64)
rnk(26) = RGB(194, 0, 0)
rnk(25) = helblue
rnk(24) = blue
rnk(23) = RGB(0, 128, 128)
rnk(22) = RGB(64, 0, 128)
rnk(21) = RGB(128, 0, 128)
rnk(20) = RGB(255, 0, 128)

```

mk(19) = RGB(255, 128, 128)
mk(18) = RGB(128, 0, 64)
mk(17) = RGB(64, 0, 64)
mk(16) = RGB(178, 128, 0)
mk(15) = grey
mk(14) = RGB(192, 220, 192)
mk(13) = RGB(160, 160, 160)
mk(12) = RGB(255, 255, 200)
mk(11) = RGB(128, 128, 64)
mk(10) = RGB(128, 128, 255)
mk(9) = RGB(0, 94, 94)
mk(8) = RGB(128, 0, 0)
mk(7) = red
mk(6) = orange
mk(5) = yellow
mk(4) = green
mk(3) = RGB(0, 178, 0)
mk(2) = RGB(0, 128, 178)
mk(1) = RGB(255, 255, 255)
End Sub
'Grafik eksenlerini hazirlama rutini
Private Sub grafeks(x0, x1, x2, xs, xnam$, y0, y1, y2, ys, ynam$, grafnam$, p)
'x0, y0 : eksenlerin kesim noktasy
'x1, y1 : minimum değerler
'x2, y2 : maksimum değerler
'xs, ys : adým uzunluklary
'xnam$, ynam$ : eksen isimleri
'grafnam$ : grafik ismi
'p : picture numarasý
dx = x2 - x1: dy = y2 - y1
Pictur(p).Cls
Pictur(p).Scale (x1 - dx / 7, y2 + dy / 10)-(x2 + dx / 15, y1 - dy / 7)
Pictur(p).Line (x1, y1)-(x2, y2), hlyellow, BF
For i = y1 + ys To y2 Step ys
    Pictur(p).Line (x1, i)-(x2, i), grey
Next i
Pictur(p).Line (x1, y0)-(x2, y0), drkgrey
For i = x1 + xs To x2 Step xs
    Pictur(p).Line (i, y1)-(i, y2), grey
Next i
Pictur(p).Line (x0, y1)-(x0, y2), drkgrey
For i = y1 To y2 - ys Step ys
    hane = Len(Str$(i))
    Pictur(p).CurrentX = x1 - dx / 18 - hane * dx / 80
    Pictur(p).CurrentY = i + dy / 35
    Pictur(p).Print i
Next i
Pictur(p).CurrentX = x1 - dx / 8
Pictur(p).CurrentY = y2 + dy / 15
Pictur(p).Print ynam$

```

```

For i = x1 To x2 - xs Step xs
    Pictur(p).CurrentX = i - dx / 60
    Pictur(p).CurrentY = y1 - dy / 25
    Pictur(p).Print i
Next i
Pictur(p).CurrentX = x2 - 0.3 * xs - dx / 6
Pictur(p).CurrentY = y1 - 2 * dy / 25
Pictur(p).Print xnam$
Pictur(p).CurrentX = x1 + dx / 5
Pictur(p).CurrentY = y2 + dy / 10
Pictur(p).Print grafnam$

```

End Sub

***** ANA PROGRAM*****

```

Private Sub Command1_Click()
Close
Open "sonuc1.dat" For Output As #1
Dim teta(1000) As Double
Dim X(1000) As Double
Dim Y(1000) As Double
Dim Z(1000) As Double
Dim fi1(1000) As Double
Dim fi2(1000) As Double
Dim fi1d(1000) As Double
Dim fi2d(1000) As Double
a = InputBox("giris uzvu yani pitman kolu uzunlugunu giriniz")
b = InputBox("coupler link yani uzun rod uzunlugunu giriniz")
c = InputBox("cikis uzvu yani deve boynu uzunlugunu giriniz")
L = InputBox("giris (sektor mili) ve cikis (king-pin) eksenleri arasindaki ortak dikme uzunlugunu giriniz")
F = InputBox("pitman kolu merkeziyle ortak dikme ayagi arasindaki uzunlugu girin")
G = InputBox("deve boynu merkeziyle ortak dikme arasindaki uzunlugu giriniz")
SIGMA = InputBox("king-pin acisini giriniz")
'Grafik on hazirligi
x0 = 0
x1 = 0
x2 = 90
xs = 5
xnam$ = "teta giris acisi [°]"
y0 = 0
y1 = -100
y2 = 100
ys = 20
ynam$ = "fi cikis acisi [°]"
p = 0
Call grafeks(x0, x1, x2, xs, xnam$, y0, y1, y2, ys, ynam$, grafnam$, p)

```

```

Print #1, "*****PITMAN KOLU-DEVE BOYNU ARASINDAKI KONUM
ANALIZI *****"
Print #1, "***GIRIS UZVUNA VERILEN ACIYA GORE CIKIS UZVUNUN
DONME ACISI**"
Print #1,
Print #1, Tab; "Pitman Kolu Uzunlugu a="; a; "mm"
Print #1, Tab; "Coupler link yani uzun rod uzunlugu b="; b; "mm"
Print #1, Tab; "Deve Boynunun uzunlugu c="; c; "mm"
Print #1, Tab; "King-pin ve sektor mili eksenlerinin arasindaki ortak dikmenin
uzunlugu p"; " = "; L; "mm"
Print #1, Tab; "Pitman kolu merkezinin ortak dikme ayagindan uzakligi f"; " = "; F;
"mm"
Print #1, Tab; "Deve boynu merkezinin ortak dikme ayagindan uzakligi g"; " = "; G;
"mm"
Print #1, Tab; "King-pin acisi"; " = "; SIGMA; "°"
Print #1,
Print #1,
Print #1, " giris acisi°"; Tab; "cikis acisi°"
Print #1, " _____ "
    Pictur(0).PSet (0, 0), red
For i = 0 To 90
    teta(i) = i
    ' not: 0/-90 derece arasında analiz için (form 3 yapıyor) bu değer -i olacaktır.
    PI = 3.141592654
    si = (90 + SIGMA) * (PI / 180)
    p1 = L ^ 2 + F ^ 2 + G ^ 2 + a ^ 2 - b ^ 2 + c ^ 2 - 2 * G * F * Cos(si)
    p2 = 2 * L * a
    p3 = 2 * L * c
    p4 = 2 * a * c
    p5 = 2 * G * a * Sin(si)
    p6 = 2 * F * c * Sin(si)
    p7 = 2 * c * a * Cos(si)
    X(i) = p3 - p4 * Cos((PI / 180) * (90 + teta(i)))
    Y(i) = p6 - p7 * Sin((PI / 180) * (90 + teta(i)))
    Z(i) = p1 - p2 * Cos((PI / 180) * (90 + teta(i))) - p5 * Sin((PI / 180) * (90 + teta(i)))
    '*****CIKIS ACILARININ ELDE EDILMESI*****
    If (X(i) ^ 2 + Y(i) ^ 2 - Z(i) ^ 2) < 0 Then
        fi1(i) = 0
        fi2(i) = 0
        fi1d(i) = 0
        fi2d(i) = 0

    Else
        'CIKIS UZVUNUN ACISININ BULUNMASI
        fi2(i) = 2 * Atn((-Y(i) + Sqr(X(i) ^ 2 + Y(i) ^ 2 - Z(i) ^ 2)) / (Z(i) - X(i)))
        fi2d(i) = -(((180 / PI) * fi2(i)) + 90)

```

```
End If

Print #1, teta(i); Tab; Tab;
Print #1, fi2d(i)

Pictur(0).Line -(teta(i), fi2d(i)), red
Next i

End Sub

Private Sub Command2_Click()

Close
RichTextBox1.LoadFile "sonuc1.dat", 1
'not: Form 3 de sonuclar sonuc2.dat dosyasina yazdırılmaktadır.
End Sub
```



EK C

Kapalı çözüm metoduyla pitman kolu-deve boynu arasındaki mekanizmanın ve Reimpell'in teklif ettiği metodla trapez mekanizmasının hesabını ve hata analizini yapan program:

Program "Ana Program" bölümü hariç EK B' deki ile aynıdır. Burada derece dakikalı gösterim ve "Ana Program"a "Hata Hesabı" ilave edilmiştir;

```
Sub dedal(derece, gosterge)
    tam = Fix(derece)
    kusurat = derece - tam
    dakika = Fix(kusurat * 60)
    If gosterge = 1 Then
        Print #1, tam; " °"; dakika; " '"; Tab; Tab;
    End If
    If gosterge = 0 Then
        Print #1, tam; " "
    End If
End Sub

***** ANA PROGRAM *****

Private Sub Command1_Click()
    Close
    Open "sonuc1.dat" For Output As #1

    Dim teta(1000) As Double
    Dim X(1000) As Double
    Dim Y(1000) As Double
    Dim Z(1000) As Double
    Dim fi1(1000) As Double
    Dim fi2(1000) As Double
    Dim fi1d(1000) As Double
    Dim fi2d(1000) As Double
    Dim did(1000) As Double
    Dim di(1000) As Double
    Dim da(1000) As Double
    Dim dad(1000) As Double
    Dim gdiz(1000) As Double
    Dim cosphi1diz(1000) As Double
    Dim cosphi2diz(1000) As Double
    Dim phi1diz(1000) As Double
    Dim phi2diz(1000) As Double
    Dim phi1d(1000) As Double
    Dim phi2d(1000) As Double
    Dim daistd(1000) As Double
    Dim hata(1000) As Double
```

```

a = InputBox("giris uzvu yani pitman kolu uzunlugunu giriniz")
b = InputBox("coupler link yani uzun rod uzunlugunu giriniz")
c = InputBox("cikis uzvu yani deve boynu uzunlugunu giriniz")
L = InputBox("giris (sektor mili) ve cikis (king-pin) eksenleri arasindaki ortak dikme uzunlugunu giriniz")
F = InputBox("pitman kolu merkeziyle ortak dikme ayagi arasindaki uzunlugu girin")
G = InputBox("deve boynu merkeziyle ortak dikme arasindaki uzunlugu giriniz")
SIGMA = InputBox("king-pin acisini giriniz")
le = InputBox("aks araligini giriniz")
bv = InputBox("iz genisligini giriniz")
rs = InputBox("teker yuvarlanma dairesi yaricapini giriniz")
rdyn = InputBox("dinamik teker yaricapini giriniz")
re = InputBox("direksiyon dirsegi boyunu giriniz")
hto = InputBox("rod baslarinin yerden yuksekligini giriniz")
lam = InputBox("direksiyon dirsek acisini giriniz")
too = InputBox("kaster acisini giriniz")

```

```

'*****

```

```

'Grafik on hazirligi

```

```

x0 = 0
x1 = 0
x2 = 50
xs = 10
xnam$ = "ic teker sapmasi [°]"
y0 = 0
y1 = -1
y2 = 2
ys = 0.5
ynam$ = "dis teker sapma hatasi [°]"
p = 0

```

```

Call grafeks(x0, x1, x2, xs, xnam$, y0, y1, y2, ys, ynam$, grafnam$, p)

```

```

'*****

```

```

Print #1, "*****PITMAN KOLU-DEVE BOYNU ARASINDAKI KONUM ANALIZI VE *****"

```

```

Print #1, "*****DIS TEKER SAPMA HATASI*****"

```

```

Print #1,
Print #1, Tab; "Pitman Kolu Uzunlugu a="; a; "mm"
Print #1, Tab; "Coupler link yani uzun rod uzunlugu b="; b; "mm"
Print #1, Tab; "Deve Boynunun uzunlugu c="; c; "mm"
Print #1, Tab; "King-pin ve sektor mili eksenlerinin arasindaki ortak dikmenin uzunlugu p"; " = "; L; "mm"
Print #1, Tab; "Pitman kolu merkezinin ortak dikme ayagindan uzakligi f"; " = "; F; "mm"
Print #1, Tab; "Deve boynu merkezinin ortak dikme ayagindan uzakligi g"; " = "; G; "mm"
Print #1, Tab; "King-pin acisi"; " = "; SIGMA; "°"
Print #1,
Print #1, Tab; "aks araligi l="; le; "mm"

```

```

Print #1, Tab; "iz genisligi bv="; bv; "mm"
Print #1, Tab; "teker yuvarlanma dairesi yaricapi rs="; rs; "mm"
Print #1, Tab; "dinamik teker yaricapi rdyn="; rdyn; "mm"
Print #1, Tab; "direksiyon dirsegi boyu r="; re; "mm"
Print #1, Tab; "rod baslarinin yerden yuksekligi hto="; hto; "mm"
Print #1, Tab; "direksiyon dirsek acisi lambda="; lam; "mm"
Print #1, Tab; "kaster acisi too="; too; "mm"
Print #1,
Print #1, "dpitman"; Tab; Tab; "di"; Tab; Tab; "da_Soll"; Tab; Tab; "da_Ist"; Tab;
Tab; "hata (dakika)"
Print #1,
"
Pictur(0).PSet (0, 0), red

For i = 0 To 40
teta(i) = i

PI = 3.141592654
si = (90 + SIGMA) * (PI / 180)

p1 = L ^ 2 + F ^ 2 + G ^ 2 + a ^ 2 - b ^ 2 + c ^ 2 - 2 * G * F * Cos(si)
p2 = 2 * L * a
p3 = 2 * L * c
p4 = 2 * a * c
p5 = 2 * G * a * Sin(si)
p6 = 2 * F * c * Sin(si)
p7 = 2 * c * a * Cos(si)
X(i) = p3 - p4 * Cos((PI / 180) * (90 + teta(i)))
Y(i) = p6 - p7 * Sin((PI / 180) * (90 + teta(i)))
Z(i) = p1 - p2 * Cos((PI / 180) * (90 + teta(i))) - p5 * Sin((PI / 180) * (90 + teta(i)))

*****CIKIS ACILARININ ELDE EDILMESI*****
If (X(i) ^ 2 + Y(i) ^ 2 - Z(i) ^ 2) < 0 Then
    fi1(i) = 0
    fi2(i) = 0
    fi1d(i) = 0
    fi2d(i) = 0
Else
    'CIKIS UZVUNUN ACISININ BULUNMASI
    fi2(i) = 2 * Atn((-Y(i) + Sqr(X(i) ^ 2 + Y(i) ^ 2 - Z(i) ^ 2)) / (Z(i) - X(i)))
    fi2d(i) = -(((180 / PI) * fi2(i)) + 90)
End If

*****REIMPELL ILE HATA HESABI*****
ha = hto + re * Cos(lam * (PI / 180)) * Tan(too * (PI / 180))
jussu = bv - 2 * (rs + ha * Tan(SIGMA * (PI / 180)))
j = bv - 2 * rs
uu = jussu - 2 * re * Sin(lam * (PI / 180))
did(i) = fi2d(i)
di(i) = did(i) * (PI / 180)

```

```

da(i) = 1 / Tan(di(i)) + j / le
da(i) = Atn(1 / da(i))
dad(i) = da(i) * (180 / PI)
gdiz(i) = Sqr(jussu ^ 2 + re ^ 2 - 2 * jussu * re * Sin((lam + did(i)) * (PI / 180)))
cosphi1diz(i) = (gdiz(i) ^ 2 + jussu ^ 2 - re ^ 2) / (2 * gdiz(i) * jussu)
cosphi2diz(i) = (gdiz(i) ^ 2 + re ^ 2 - uu ^ 2) / (2 * re * gdiz(i))

phi1diz(i) = Atn(-cosphi1diz(i) / Sqr(-cosphi1diz(i) * cosphi1diz(i) + 1)) + 2 *
Atn(1)
phi2diz(i) = Atn(-cosphi2diz(i) / Sqr(-cosphi2diz(i) * cosphi2diz(i) + 1)) + 2 *
Atn(1)
phi1d(i) = phi1diz(i) * (180 / PI)
phi2d(i) = phi2diz(i) * (180 / PI)
daistd(i) = phi1d(i) + phi2d(i) + lam - 90
hata(i) = Fix((dad(i) - daistd(i)) * 60)
    Call dedal(teta(i), 1)
    Call dedal(did(i), 1)
    Call dedal(dad(i), 1)
    Call dedal(daistd(i), 1)
    Call dedal(hata(i), 0)

    Pictur(0).Line -(did(i), (dad(i) - daistd(i))), red

Next i

End Sub

Private Sub Command2_Click()

    Close
    RichTextBox1.LoadFile "sonuc1.dat", 1
End Sub

```

ÖZGEÇMİŞ

1971 yılında İstanbul'da doğdu. 1988 yılında Ataköy Lisesinden mezun olduktan sonra aynı yıl Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başladı. 1992 yılındaki mezuniyetinden sonra, 1993 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Programında Yüksek Lisans yapmaya hak kazandı. Halen Uzel Makina Sanayii. A.Ş. Ürün Geliştirme Bölümü'nde çalışmaktadır.

10. JURISDIKTIONELLE VERFAHREN
VERHANDLUNGEN