

MARCELO ARRONILAS FERNANDES

ESTUDOS EM SISTEMAS DE DIREÇÃO VEICULAR

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre
Profissional em Engenharia Automotiva.

São Paulo

2005

MARCELO ARRONILAS FERNANDES

ESTUDOS EM SISTEMAS DE DIREÇÃO VEICULAR

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre
Profissional em Engenharia Automotiva.

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:
Professor Doutor
Roberto Spinola Barbosa

São Paulo
2005

FICHA CATALOGRÁFICA

Arronilas Fernandes, Marcelo

**Estudo em sistemas de direção veicular / M. Arronilas. --
São Paulo, 2005.
p.**

**Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em
Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo.**

**1.Direção veicular (Sistemas) I.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica II.t.**

DEDICATÓRIA

A Teresa Cristina, minha esposa, com amor, admiração e gratidão por sua compreensão, carinho, presença e incansável apoio ao longo do árduo período de elaboração deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa, pela atenção e apoio durante o processo de definição e orientação.

Ao Prof. Dr. Celso Pupo Pesce, pela atenção e apoio durante o processo de definição de meu trabalho.

À TRW, pela oportunidade de realização do curso de mestrado profissional em engenharia automotiva.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	I
LISTA DE FIGURAS.....	V
LISTA DE TABELAS.....	IX
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	X
RESUMO.....	XII
ABSTRACT	XIII
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO	2
2.1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO	3
2.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO & CREMALHEIRA.....	3
2.1.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO CREMALHEIRA SEM ASSISTÊNCIA	3
2.1.1.1.2 Sistema de Direção Pinhão Cremalheira com Assistência	8
2.1.1.2 SISTEMA DE DIREÇÃO ROLETE E SEM-FIM.....	19
2.1.1.3 SISTEMA INTEGRAL DE DIREÇÃO HIDRÁULICA (FIG).....	20
2.2 GEOMETRIA DE ACKERMAN.....	23
2.3 ERROS DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO	24
2.3.1 ERRO DE CONVERGÊNCIA	25
2.3.2 ESTERÇAMENTO POR EFEITO DE ROLAGEM OU ROLL STEER	26
2.4 GEOMETRIA DA RODA DIANTEIRA	26
2.4.1 PINO MESTRE ("KINGPIN").....	26
2.4.2 CASTER	28
2.4.3 CAMBER E CONVERGÊNCIA	31
2.5 FORÇAS E MOMENTOS DO SISTEMA DE DIREÇÃO	33
2.5.1 FORÇA VERTICAL	34

2.5.1.1	Ângulo do Pino Mestre (Kingpin)	35
2.5.1.2	Ângulo de Caster	36
2.5.2	FORÇA LATERAL	37
2.5.3	FORÇA DE TRAÇÃO.....	38
2.5.4	TORQUE DE ALINHAMENTO	39
2.5.5	RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO E MOMENTO DE SOBRE-ROTAÇÃO	39
2.6	SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO DE MANOBRA DE CURVA	39
2.6.1	MANOBRA DE ESTERÇAMENTO COM VEÍCULO ESTÁTICO.....	40
2.6.1.1	Torque de Esterçamento	40
2.6.2	MANOBRA DE CURVA DINÂMICA	41
2.6.2.1	FORÇAS GERADAS PELA MANOBRA DE CURVA.....	41
2.6.2.2	Equações de Curva	42
2.7	DINÂMICA DE MÁQUINAS	47
3	METODOLOGIA.....	47
3.1	MODELAGEM DO SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO ESTÁTICA (SISTEMA ESTÁTICO).....	47
3.2	MODELAGEM DA GEOMETRIA DO SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO DINÂMICA (SISTEMA DINÂMICO)	48
3.3	DELINEAMENTO EXPERIMENTAL PARA A DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UM MECANISMO DE DIREÇÃO HIDRÁULICA PINHÃO&CREMALHEIRA	48
4	MODELAGEM.....	49
4.1	SISTEMA ESTÁTICO.....	49
4.1.1	MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO DO SISTEMA DE DIREÇÃO .	49
4.1.2	MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO DA GEOMETRIA DA ACKERMAN	50
4.1.3	MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO DO TORQUE GERADO NOS PNEUS.....	52
4.2	SISTEMA DINÂMICO.....	52

4.2.1	MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO.....	52
4.2.2	MODELAGEM EM ADAMS/CHASSIS	53
4.2.2.1	SUSPENSÃO TRASEIRA.....	54
4.2.2.2	Suspensão Dianteira	55
4.2.2.3	Sistema de Direção	56
4.2.2.4	Executando o Modelo no ADAMS	58
5	SIMULAÇÃO E RESULTADOS	59
5.1	SISTEMA ESTÁTICO.....	59
5.1.1	DETERMINAÇÃO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA ENTRE O VOLANTE E AS RODAS DO VEÍCULO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO ADAMS/CHASSIS	59
5.1.2	COMPARAÇÃO DO EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO SIMPLIFICADO E DETALHADO PARA CÁLCULO DA GEOMETRIA DE ACKERMAN	61
5.1.3	CÁLCULO DO EQUACIONAMENTO DO TORQUE GERADO NOS PNEUS	63
5.2	SISTEMA DINÂMICO.....	63
5.2.1	SIMULAÇÃO ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO DO VEÍCULO (MANOBRA DE CURVA COM RAIOS CONSTANTES DE 15 M REFERENCIADO AO CG DO VEÍCULO)	63
5.2.2	SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ADAMS DO VEÍCULO REALIZANDO MANOBRA DE CURVA COM RAIOS CONSTANTES DE 15 M REFERENCIADO AO CG DO VEÍCULO PARA ESQUERDA	65
6	DELINEAMENTO EXPERIMENTAL E RESULTADOS	68
7	ANÁLISE DOS RESULTADOS	72
7.1	SISTEMA ESTÁTICO.....	72
7.1.1	DETERMINAÇÃO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA ENTRE O VOLANTE E AS RODAS DO VEÍCULO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO ADAMS UTILIZANDO OS DADOS DO FIAT PALIO [13] ..	72
7.1.2	COMPARAÇÃO DOS EQUACIONAMENTOS CINEMÁTICOS SIMPLIFICADO POR GILLESPIE [4] E O MODELO DO AUTOR PARA CÁLCULO DA GEOMETRIA DE ACKERMAN UTILIZANDO OS DADOS DO FIAT PALIO [13]	72
7.2	SISTEMA DINÂMICO.....	73
7.3	EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE DIREÇÃO	75

8	CONCLUSÃO.....	78
9	ATIVIDADES FUTURAS	80
10	LISTA DE REFERÊNCIAS.....	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.	Sistema de suspensão e direção completo [7]	4
Figura 2.	Sistema de suspensão do Ford Fiesta [7]	4
Figura 3.	Vista explodida de um mecanismo manual [7]	4
Figura 4.	Componentes do mecanismo de direção manual [7]	5
Figura 5.	Mecanismo manual cortado na região de engrenamento [7]	6
Figura 6.	Engrenamento Pinhão & Cremalheira [7]	6
Figura 7.	Corte ilustrando o engrenamento Pinhão & Cremalheira [7]	6
Figura 8.	Mecanismo em corte na região da bucha da cremalheira [7]	7
Figura 9.	Mecanismo em corte na região da bucha da cremalheira [7]	7
Figura 10.	Mecanismo em corte na região do Yoke [7]	8
Figura 11.	Sistema de direção hidráulicamente assistido [7]	8
Figura 12.	Mecanismo de direção hidráulica [7]	9
Figura 13.	Mecanismo de direção hidráulica em vista explodida [7]	9
Figura 14.	Vista em corte da região do pistão [7]	11
Figura 15.	Válvula do mecanismo de direção em neutro [7]	12
Figura 16.	Válvula do mecanismo de direção esterçando para esquerda [7]	12
Figura 17.	Válvula do mecanismo de direção esterçando para direita [7]	13
Figura 18.	Esquema do sistema de direção EPHS [7]	14
Figura 19.	Sistema de direção EPHS [7]	15
Figura 20.	Montagem do sistema de direção EPHS em quadro de suspensão [7]	15
Figura 21.	Esquema do sistema de coluna elétrica EPAS [7]	16
Figura 22.	Sistema EPAS montado com volante [7]	17
Figura 23.	Sistema de direção EPAS completo [7]	17
Figura 24.	Vista em corte do EPAS [7]	18
Figura 25.	Sistema de direção Rack Drive [7]	18

Figura 26.	Sistema de direção Pinion Drive [7]	19
Figura 27.	Vista em corte de um mecanismo Rolete & Sem-Fim (Crouse [6]).....	20
Figura 28.	Vista explodida de um mecanismo rolete & Sem-Fim (Crouse [6]).....	20
Figura 29.	Vista translúcida de um FIG [7].....	21
Figura 30.	Vista em corte de dois mecanismos do tipo FIG [7].....	21
Figura 31.	Vista translúcida de um FIG montado com braço pitman [7].....	22
Figura 32.	Desenho 3D de um mecanismo tipo FIG sem braço pitman [7].....	22
Figura 33.	Configuração da geometria de Ackerman (Gillespie [4]).....	23
Figura 34.	Geometria Trapezoidal (Gillespie [4]).....	24
Figura 35.	Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4]).....	25
Figura 36.	Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4]).....	25
Figura 37.	Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4]).....	26
Figura 38.	Ilustração do ângulo do Pino Mestre (Crouse [6]).....	27
Figura 39.	Simulação do efeito do ângulo de Pino Mestre (Gillespie [4]).....	28
Figura 40.	Variação da altura do disco quando rotacionado (Crouse [6]).....	28
Figura 41.	Roda dianteira esquerda (Vista do assento do motorista) com Caster positivo (Crouse [6])	29
Figura 42.	Caster negativo, onde a roda se posiciona na direção em que a mesa é empurrada (Crouse [6])	29
Figura 43.	Roda esquerda com Caster positivo em curva para direita (Crouse [6])	30
Figura 44.	Roda direita com Caster positivo em curva para direita (Crouse [6])	31
Figura 45.	Vista superior da suspensão dianteira de um veículo (Crouse [6]).....	31
Figura 46.	Efeito do ponto de intersecção abaixo e acima da pista (Crouse [6]).....	32
Figura 47.	Sistema de eixos das forças e momentos no pneu (Gillespie [4]).....	33
Figura 48.	Forças e momentos reagindo na roda direita (Gillespie [4]).....	34
Figura 49.	Momento gerado pela força vertical devido ao âng. Pino Mestre (Gillespie [4]) ..	35
Figura 50.	Torques de esterçamento devido ao ângulo do Pino Mestre (Gillespie [4]).....	36

Figura 51.	Momento gerado pelo ângulo de Caster (Gillespie [4]).....	36
Figura 52.	Torques de esterçamento devido ao ângulo de Caster (Gillespie [4])	37
Figura 53.	Momento gerado pela força lateral (Gillespie [4])	38
Figura 54.	Momento gerado pela força de tração (Gillespie [4])	38
Figura 55.	Propriedades da força gerada pela curva no pneu (Gillespie [4])	41
Figura 56.	Variáveis que afetam a rigidez de curva do pneu (Gillespie [4]).....	42
Figura 57.	Diagrama de corpo livre.....	43
Figura 58.	Modelo da bicicleta na condição de curva (Gillespie [4])	44
Figura 59.	Esquema de coordenadas esféricas (Mabie [14]).....	47
Figura 60.	Desenho em AutoCAD da geometria de direção	49
Figura 61.	Modelo simplificado da geometria de direção	49
Figura 62.	Esquema da geometria de Ackerman.....	51
Figura 63.	Esquema retirado do ADAMS da Suspensão traseira.....	54
Figura 64.	Esquema da suspensão dianteira Macpherson	55
Figura 65.	Esquema do sistema de direção pinhão e cremalheira.....	57
Figura 66.	Modelo gerado no ADAMS a partir das coordenadas do veículo em estudo	58
Figura 67.	Gráfico gerado pelo ADAMS de ângulos de esterçamento do volante e da roda esquerda.....	59
Figura 68.	Gráfico gerado pelo ADAMS de ângulos de esterçamento do volante e da roda direita.....	60
Figura 69.	Gráfico do ângulo da roda esquerda v.s. ângulo teórico de Ackerman	60
Figura 70.	Gráfico do ângulo da roda direita v.s. ângulo teórico de Ackerman	61
Figura 71.	Gráfico do erro gerado no raio de curva entre o equacionamento aproximado e o detalhado para o cálculo do esterçamento segundo a Geometria de Ackerman da roda interna.....	62
Figura 72.	Gráfico do erro gerado no raio de curva entre o equacionamento aproximado e o detalhado para o cálculo do esterçamento segundo a Geometria de Ackerman da roda externa..	63

Figura 73.	Gráfico do modelo bicicleta dos ângulos de deriva (Raio 15 m).....	64
Figura 74.	Gráfico da força lateral em função da aceleração lateral	64
Figura 75.	História temporal da aceleração lateral para o raio constante de 15 m.....	65
Figura 76.	História temporal do ângulo do volante para o veículo Palio descrever uma curva com raio de 15 m com 0,4 g de aceleração lateral.....	66
Figura 77.	Gráfico gerado pelo ADAMS dos ângulos de deriva traseiro e dianteiro para raio de 15 m e aceleração lateral de 0,4 g	66
Figura 78.	História temporal das forças laterais nos 4 pneus do veículo para raio de 15 m e aceleração lateral de 0,4 g	67
Figura 79.	História temporal das forças verticais durante a manobra de raio de 15 m e 0,4 g	67
Figura 80.	Amostra montada na bancada IST	68
Figura 81.	Amostra montada na bancada IST	68
Figura 82.	Dois transdutores de pressão.....	68
Figura 83.	Notebook e Software Labview.....	68
Figura 84.	Controlador de Temperatura	69
Figura 85.	Pórticos de Pressão.....	69
Figura 86.	Unidade Hidráulica	69
Figura 87.	Esquema de um mecanismo de direção hidráulica	70
Figura 88.	Software de Controle e Aquisição Instron Schenck.....	70
Figura 89.	Gráfico das aquisições realizadas na bancada Instron Schenck.....	71
Figura 90.	Gráfico da aquisição de pressão das câmaras do mecanismo	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Componentes do mecanismo de direção manual [7].....	5
Tabela 2 - Componentes da Figura 4 [7]	5
Tabela 3 - Componentes do mecanismo de direção hidráulica [7]	10
Tabela 4 - Componentes do sistema de direção EPHS [7]	14
Tabela 5 - Variáveis do veículo FIAT Palio [13]	51
Tabela 6 - Carga da roda dianteira esquerda e pressão do veículo FIAT Palio.....	52
Tabela 7 - Dados de carga dos eixos dianteiros e traseiros e suas respectivas rigidezes de curva.....	53
Tabela 8 - Descrição dos pontos da geometria traseira	54
Tabela 9 - Descrição das coordenadas dos pontos da geometria traseira.....	55
Tabela 10 - Descrição dos pontos da geometria dianteira.....	56
Tabela 11 - Descrição das coordenadas dos pontos da geometria dianteira.....	56
Tabela 12 - Descrição dos pontos do sistema de direção	57
Tabela 13 - Descrição das coordenadas dos pontos do sistema de direção.....	57
Tabela 14 - Ângulos de esterçamento da roda externa para raios de curva de 12, 15 e 20 m	61
Tabela 15 - Ângulos de esterçamento da roda interna para raios de curva de 12, 15 e 20 m.....	62
Tabela 16 - Distribuição das forças laterais no instante 4 segundos	73
Tabela 17 - Distribuição das forças verticais no instante 4 segundos	74
Tabela 18 - Distribuição das forças laterais no modelo da bicicleta	74
Tabela 19 - Distribuição das forças verticais no modelo da bicicleta	74
Tabela 20 - Valores resultantes da aquisição de dados	75

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EPAS – Electric Power Assisted System (Sistema assistido eletricamente)

EPHS – Electric Power Hydraulic System (Sistema hidráulico eletricamente assistido)

FIG – Fully Integral Gear (Mecanismo integral de direção hidráulica)

OBJ – Outer Ball Joint (Terminal articulado externo ou tirante externo)

IBJ – Inner Ball Joint (Terminal articulado interno ou tirante interno)

HPS – Hydraulic Power System (Mecanismo de direção hidráulica)

ECU – Unidade eletrônica de controle

3D – Tridimensional

SAE – Society of Automotive Engineers

IST – Instron

g – gravidade

LISTA DE SÍMBOLOS

° – graus

rad – radianos

N – Newton

kgf – quilograma força

lb – libra

m – metros

m² – metro quadrado

km – quilômetro

mm – milímetro

ft – pés

h – hora

s – segundos

°C – graus Celsius

g – m/s²

RESUMO

Este trabalho busca o entendimento da funcionalidade do sistema de direção veicular. Com este intuito, foi realizado, para a condição estática do veículo de estudo FIAT Palio [13], o modelo geométrico do sistema de direção utilizando formulações matemáticas simplificadas extraídas do Gillespie [4]. Esta formulação foi detalhada por este Autor e seus resultados foram comparados, visando determinar as variações geradas. Para a condição dinâmica, também foram utilizadas as formulações do Gillespie [4] para a determinação das propriedades de inscrição em curva do veículo FIAT Palio [13]. A mesma condição foi avaliada utilizando o modelo completo do sistema de direção do mesmo veículo, desenvolvido no software de simulação ADAMS/Chassis. Através dos cálculos e simulações em ADAMS, foi obtida a função de transferência do volante do veículo para as rodas dianteiras esquerda e direita e a correlação do ângulo do volante para inscrição em curva de raio constante. Também determinaram-se as características de eficiência e consumo de energia do mecanismo de direção hidráulica aplicado na família Palio, onde através de um delineamento experimental em bancada de testes de durabilidade, determinaram-se as grandezas físicas que possibilitaram estes cálculos.

ABSTRACT

This work searches the knowledge of vehicular steering system functionality. Aiming to acquire this knowledge, a steering system of FIAT Palio [13] geometric model was built by applying simplified equation extracted from Gillespie [4]. This equation was detailed by this Author and the results were compared, aiming to define the results variations. For the dynamic condition, the Gillespie's equation [4] was applied to determine the curve inscription. The same condition was evaluated by simulating the complete model of FIAT Palio steering system [13] in ADAMS/Chassis software. The transferring function of the steering wheel angle and the wheels were determined by the calculations and simulations of ADAMS. Through the ADAMS, it was correlated the steering wheel angle with the curve inscription of a constant radio.

It was also determined the efficiency and energy consumption characteristics of the Palio family hydraulic steering gear by experimental evaluation on wear test bench.

1 INTRODUÇÃO

O sistema de direção veicular é o componente que transforma a necessidade direcional que o condutor do veículo identifica em realidade. Esta realidade pode ser atingida de diferentes formas no que tange ao nível de esforço, ângulo do volante, sensibilidade da pista pelo condutor e comportamentos distintos em função da velocidade do veículo.

O trabalho visa explorar os comportamentos dos sistemas de direção nas condições estática e dinâmica. Tomou-se como referência à geometria de um veículo FIAT Palio [13], onde cálculos e simulações serão delineados para ambas condições. O referido veículo é composto por um sistema de direção pinhão e cremalheira, suspensão dianteira MacPherson e traseira com braços oscilantes. O delineamento matemático do sistema de direção na condição dinâmica, conforme Gillespie [4], foi demonstrado e verificado seus resultados de forma comparativa através de software de simulação ADAMS. Na condição estática, foram realizadas análises comparativas do modelo matemático proposto pelo Gillespie [4], com a formulação detalhada por este Autor no que tange a aplicações em elevados ângulos de esterçamento. Verificou-se também o desempenho da geometria de direção do veículo em estudo, com relação a geometria de Ackerman, através do software de simulação ADAMS/Chassis.

Foi também abordado, através de um delineamento experimental, a característica de eficiência e consumo de energia de um mecanismo de direção hidráulica pinhão e cremalheira aplicado na família de veículos FIAT Palio.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO

Conforme Gillespie [4], o sistema de direção dos veículos automotores possui grande importância no comportamento estático e dinâmico. A função do sistema de direção é gerar ângulos nas rodas dianteiras e/ou traseiras em resposta às necessidades impostas pelo condutor para que haja o controle do veículo. Contudo, os ângulos de esterçamento efetivos são modificados pela geometria do sistema de suspensão, direção e condições de tracionamento para os veículos de tração dianteira. Já Bastow [3], salienta a importância do sistema de direção no que tange a aceitar as irregularidades verticais impostas pelas pistas das quais perturbações são frequentes. Do mesmo modo, para as irregularidades das pistas na direção horizontal, o sistema de direção deve absorvê-las sem que haja distúrbios direcionais. No projeto de um sistema de direção, um dos maiores desafios é o compromisso da isolamento dos choques gerados pelas pistas, sem que haja o bloqueio da sensibilidade da pista o que prejudicaria a perfeita condução do veículo. Outro importante compromisso é o baixo esforço ao “esterçar” em manobras de estacionamento ou baixa velocidade e manter os esforços suficientes para proporcionar a sensibilidade do condutor nas manobras em médias e altas velocidades.

Segundo Dixon [5], o volante do veículo foi implementado por Benz e quase universalmente utilizado em 1900. Testes realizados em sistemas de controle verificaram que o volante é a melhor maneira de se combinar grandes e rápidos movimentos com fina precisão. O Autor também afirma a importância do sistema de direção que se conecta com as rodas gerando a relação apropriada de engrenamento, como também o atendimento das restrições geométricas e erros da geometria que serão abordados neste texto. Além dos esforços com baixo nível sem prejudicar a condução em alta velocidade, tem-se a eficiência reversa como sendo o fator filtro para a transmissão dos distúrbios e aspereza das pistas para o condutor que não pode ser em demasia elevado, pois se perderia a sensibilidade do estado de atrito proporcionado pela pista. O Autor também salienta a dependência de outros fatores que determinam o direcionamento efetivo do veículo, onde se pode citar o ângulo de convergência, as variações da posição da suspensão em detrimento dos efeitos de pitch (efeito onde se observa a retração da suspensão dianteira e expansão da traseira ou vice versa) e roll ou rolagem (efeito semelhante ao pitch com a diferença de se aplicar às rodas direita e esquerda), as folgas e características elásticas das uniões assim como as folgas e elasticidade da coluna de direção.

2.1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO

Comumente os sistemas de direção são divididos em três famílias: Sistema Pinhão & Cremalheira, Sistema Integral de Direção Hidráulica e Sistema de Rolete e Sem-Fim.

O volante é conectado ao mecanismo de direção através do sistema de coluna de direção que é composto de eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações em algumas aplicações. Através desta conexão, o mecanismo de direção é acionado e transforma o movimento de rotação do volante em ângulos de esterçamento das rodas. A transformação do ângulo do volante para o ângulo nas rodas é realizada de maneiras diferenciadas a partir das três concepções de sistemas de direção anteriormente mencionadas como descrito a seguir:

2.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO & CREMALHEIRA

O mecanismo de direção normalmente é fixado na carroceria ou na suspensão, podendo estar localizado à frente ou atrás das rodas. Através do engrenamento pinhão e cremalheira, o movimento de rotação do volante que resulta no mesmo movimento de rotação do pinhão é transformado em movimento de translação da cremalheira. Em cada extremidade da cremalheira, existem barras laterais biarticuladas que tem a função de promover a união da cremalheira com as mangas de eixo. Portanto o movimento de translação da cremalheira aciona as mangas de eixo que geram os ângulos de esterçamento das rodas esquerda e direita, onde as mangas de eixo descrevem um arco em torno do eixo de esterçamento da roda ou pino mestre. Esta concepção é largamente empregada em veículos de passeio e comerciais leves. Já existem protótipos para comerciais médios, mas ainda estão em desenvolvimento.

2.1.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO CREMALHEIRA SEM ASSISTÊNCIA

A característica deste sistema é a redução do torque no volante necessário para girar as rodas do veículo apenas pela redução de engrenamento e geometria do sistema. A Figura 1 ilustra um sistema de direção e suspensão dianteiro de um veículo de passeio. A Figura 2 ilustra um mecanismo de direção mecânico (ou manual) montado no conjunto suspensão.

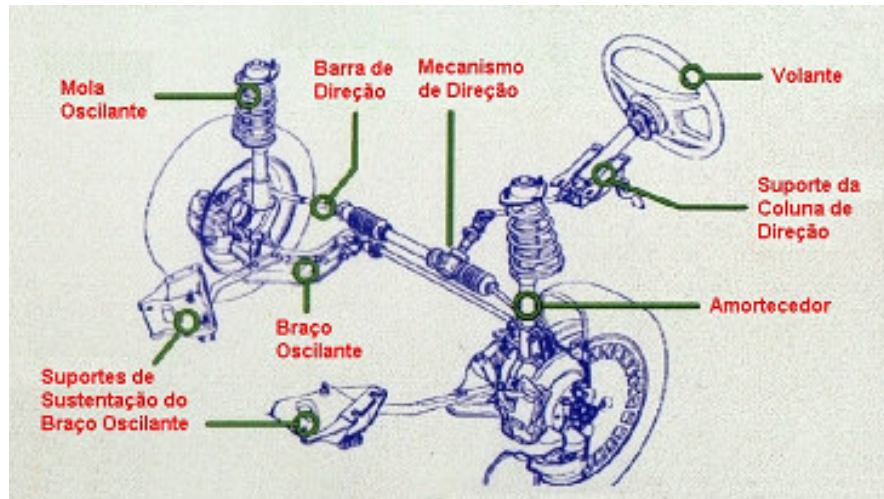


Figura 1. Sistema de suspensão e direção completo [7]



Figura 2. Sistema de suspensão do Ford Fiesta [7]

As Figuras 3 e 4 e as Tabelas 1 e 2 ilustram o mecanismo de direção em uma vista explodida, onde se podem verificar todos os componentes que o constitui.

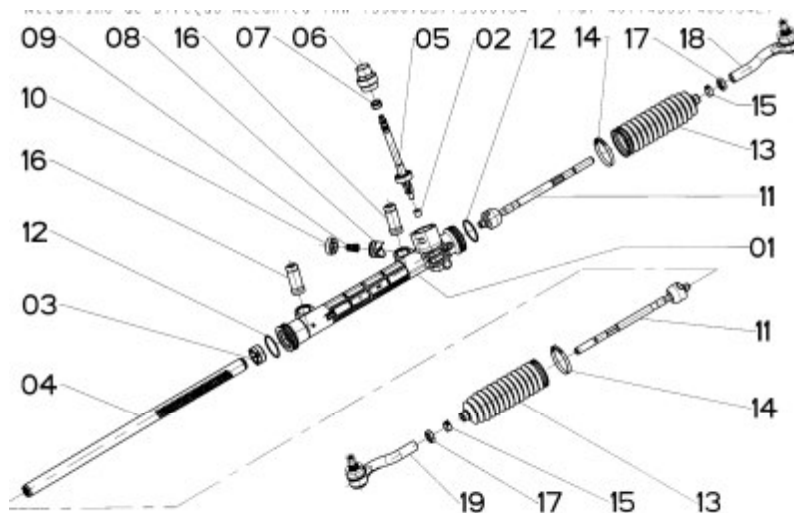


Figura 3. Vista explodida de um mecanismo manual [7]

Tabela 1 - Componentes do mecanismo de direção manual [7]

01. Carcaça	11. Tirante Interno
02. Rolamento ou Bucha	12. Anel “O”
03. Bucha da cremalheira	13. Sanfona de Vedação
04. Cremalheira	14. Abraçadeira Maior
05. Conjunto Pinhão	15. Abraçadeira Menor
06. Tampão do Pinhão	16. Silent Block
07. Vedador do Pinhão	17. Porca do Tirante Externo
08. Yoke	18. Tirante Externo
09. Mola	19. Tirante Externo
10. Tampa do Yoke	

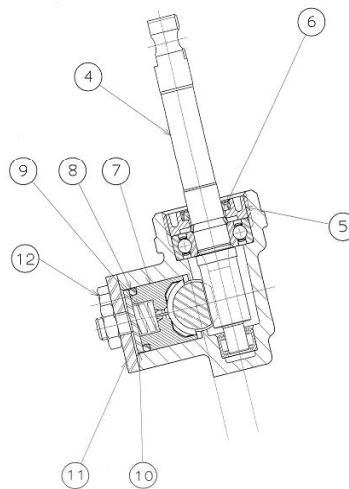


Figura 4. Componentes do mecanismo de direção manual [7]

Tabela 2 - Componentes da Figura 4 [7]

12	PARAFUSO HEX. M8x1,25x20
11	CONJ. TAMPA E PAR. DE AJUSTE
10	ARRUELA ELÁSTICA
9	CONJ. TAMPA E PAR. DE AJUSTE
8	ANEL "O" TAMPA G. DE APOIO
7	CONJUNTO GARFO DE APOIO
6	VEDADOR
5	TAMPA DO PINHÃO
4	CONJUNTO DO PINHÃO

As Figuras 5 a 7 apresentam os detalhes do engrenamento pinhão e cremalheira. O veículo possui a característica de torques no volante da ordem de 12 a 16 N.m em manobra de esterçamento com o veículo estático, conforme determina a geometria da suspensão e do sistema de direção. Como exemplo têm-se a relação de engrenamento de 32:1 utilizada na família Palio e a relação de 34:1 aplicada no Uno. O torque necessário apenas para deslocar os mecanismos de direção de batente a batente é da ordem de 1,5 a 2,2 Nm, com o número de revoluções de 3,7 a 3,8 conforme modelo.



Figura 5. Mecanismo manual cortado na região de engrenamento [7]

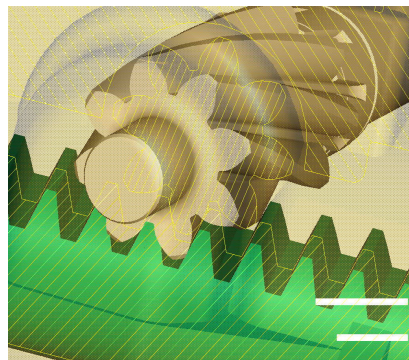


Figura 6. Engrenamento Pinhão & Cremalheira [7]

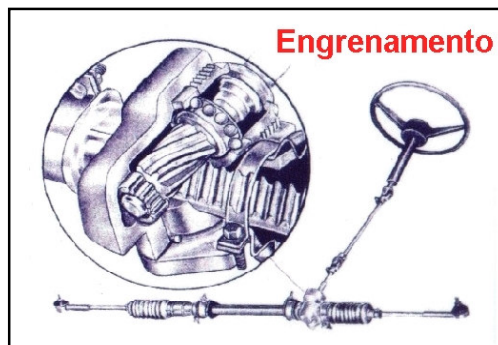


Figura 7. Corte ilustrando o engrenamento Pinhão & Cremalheira [7]

As Figuras 8 a 10 ilustram com detalhes os componentes internos de um mecanismo de direção manual. As Figuras 8 e 9 ilustram a bucha da cremalheira, que é o mancal oposto ao do engrenamento, podendo ser construída de material plástico (polímeros), metálicos com banho de material anti-atrito (Teflon), material sinterizado entre outros.

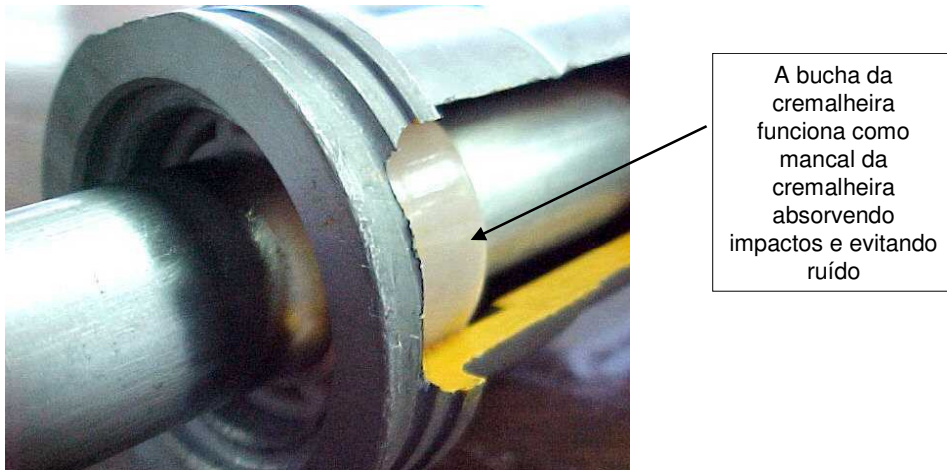


Figura 8. Mecanismo em corte na região da bucha da cremalheira [7]

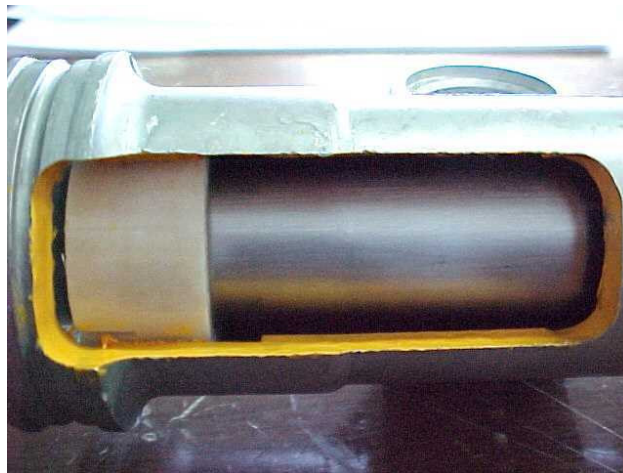


Figura 9. Mecanismo em corte na região da bucha da cremalheira [7]

A Figura 10 ilustra a região de regulação do sistema de Yoke do mecanismo de direção que através de uma mola que proporciona contato contínuo do Yoke sobre a cremalheira e através do tampão superior a regulação da folga. A folga em questão se faz necessária para compensar as variações dimensionais dos componentes do mecanismo de direção.



Figura 10. Mecanismo em corte na região do Yoke [7]

2.1.1.1.2 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA

Os sistemas assistidos podem ser divididos em três categorias:

- a) Hidráulico convencional
- b) Eletro-Hidráulico
- c) Elétrico

2.1.1.1.2.1 Sistema de direção hidráulicamente assistido convencional

O sistema é semelhante ao mecanismo de direção manual a menos da redução do torque imposto ao motorista através da ação da assistência hidráulica. O torque que o motorista tem percepção é da ordem de 5 a 7 Nm em manobra de esterçamento com o veículo estático. A Figura 11 exemplifica um sistema completo de direção hidráulica.

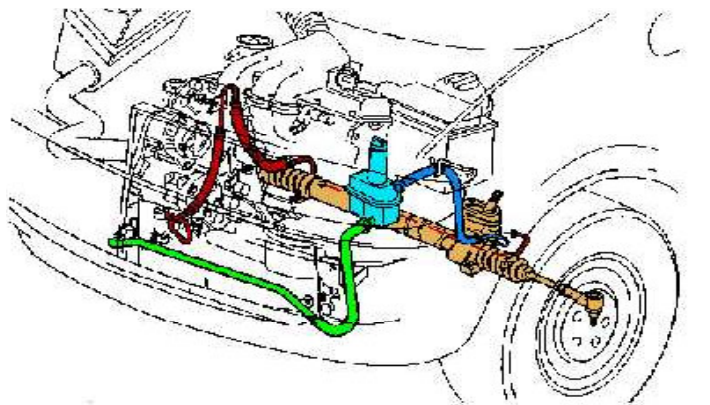


Figura 11. Sistema de direção hidráulicamente assistido [7]

As Figuras 12, 13 e 14 e a Tabela 3 detalham o mecanismo de direção hidráulicamente assistido. A Figura 14 explicita o detalhe da região do pistão que sofre a pressão hidráulica resultando na força na cremalheira, determinante pela característica da assistência.

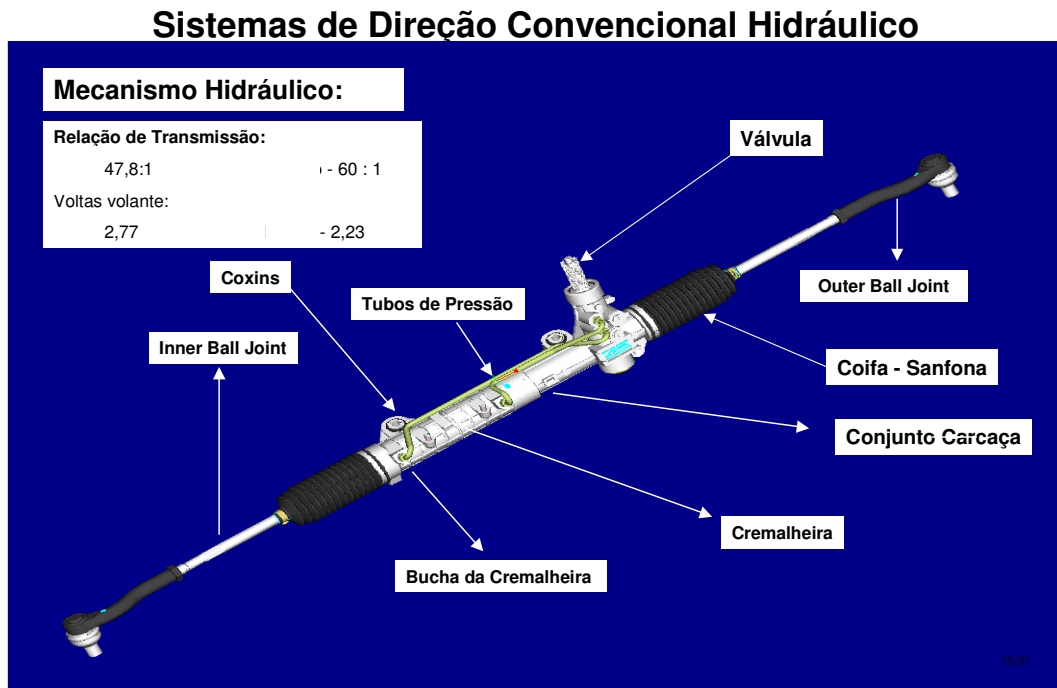


Figura 12. Mecanismo de direção hidráulica [7]

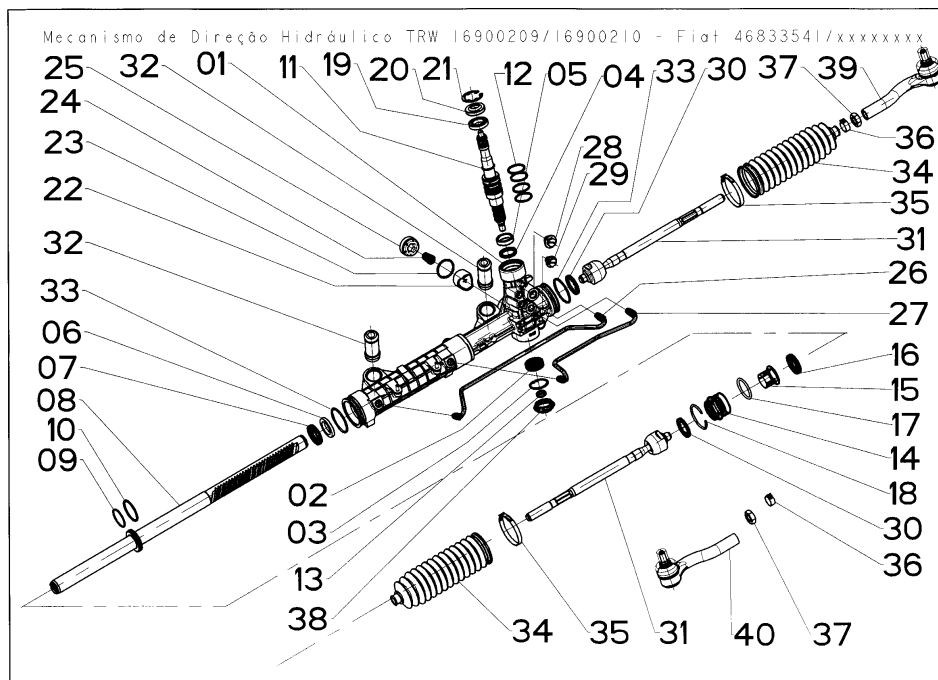


Figura 13. Mecanismo de direção hidráulica em vista explodida [7]

Tabela 3 - Componentes do mecanismo de direção hidráulica [7]

01. Carcaça	20. Vedador da Árvore Entrada
02. Rolamento do Pinhão	21. Anel Elástico
03. Anel Elástico	22. Yoke
04. Vedador do Pinhão	23. Anel “O”
05. Bucha do Pinhão	24. Mola
06. Anel Suporte do Vedador	25. Tampa do Yoke
07. Vedador da Cremalheira	26. Tubo de Pressão Longo
08. Cremalheira	27. Tubo de Pressão Curto
09. Anel “O”	28 / 29. Tampões
10. Anel do Pistão	30. Espaçador
11. Válvula	31. Tirante Interno
12. Anéis da Válvula (x 4)	32. Silent Block
13. Anel Elástico	33. Anel “O”
14. Bucha da Cremalheira	34. Sanfona
15. Inserto da Bucha	35. Abraçadeira Maior
16. Vedador da Cremalheira	36. Abraçadeira Menor
17. Anel “O”	37. Porca
18. Anel Retentor da Bucha	38. Tampão da Válvula
19. Bucha da Árvore Entrada	39 / 40. Tirante Externo

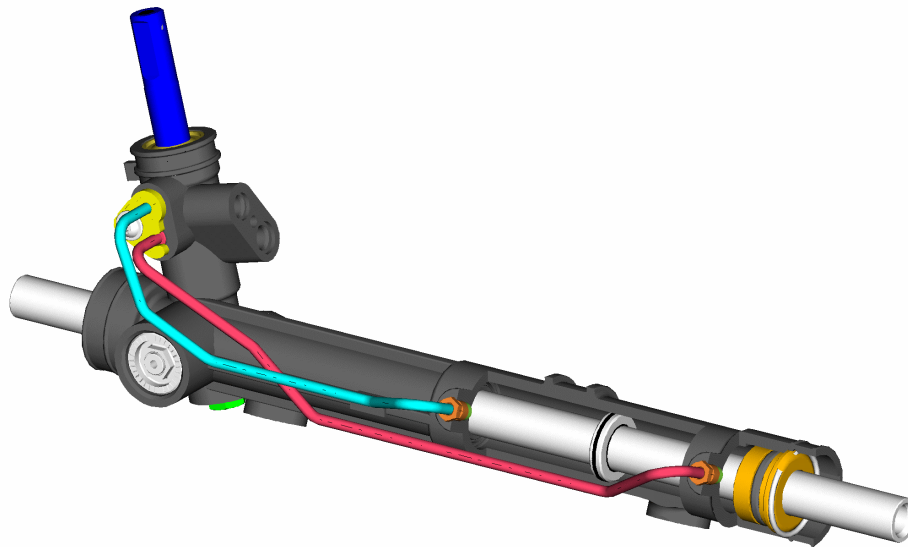


Figura 14. Vista em corte da região do pistão [7]

A válvula do mecanismo direção com assistência hidráulica é responsável pela característica de assistência do sistema, isto é, ela é responsável pela função de resposta das entradas geradas pelo condutor do veículo e saída nas rodas. Conforme sua construção ela pode gerar mais ou menos assistência e portanto exigir maior ou menor esforço do condutor ao esterçar o volante. A calibração deste sistema é normalmente determinada pelas montadoras, onde seus especialistas em dirigibilidade determinam as necessidades. As Figuras 15 a 17 ilustram o funcionamento da válvula de um mecanismo de direção hidráulica, em neutro (Figura 15), esterçando para esquerda (Figura 16) e direita (Figura 17).

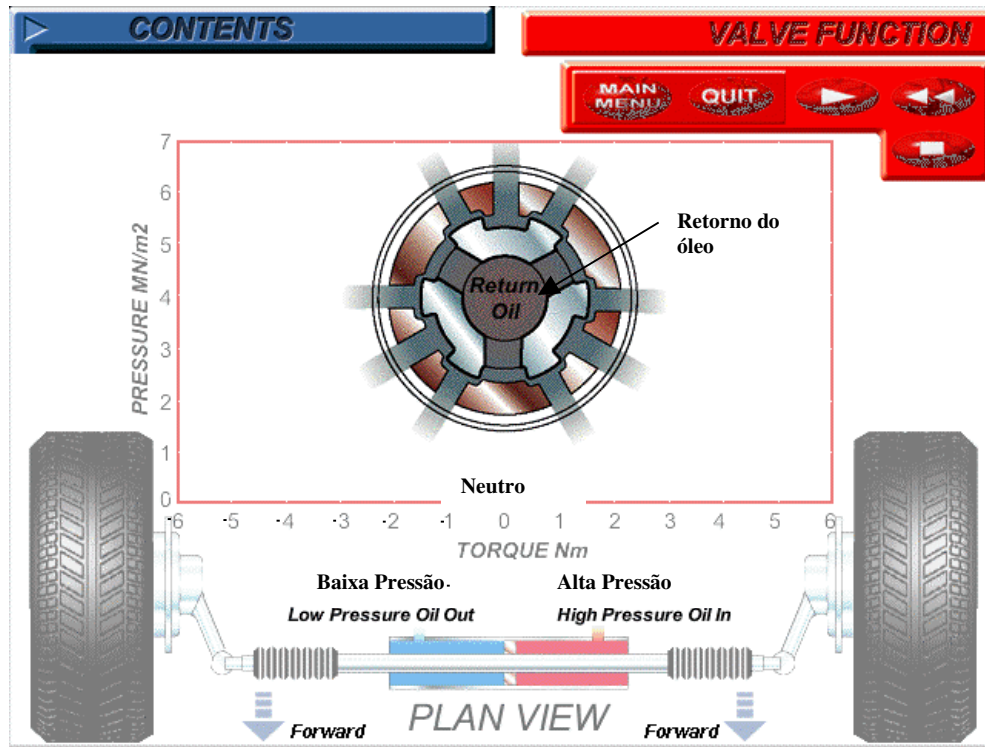


Figura 15. Válvula do mecanismo de direção em neutro [7]

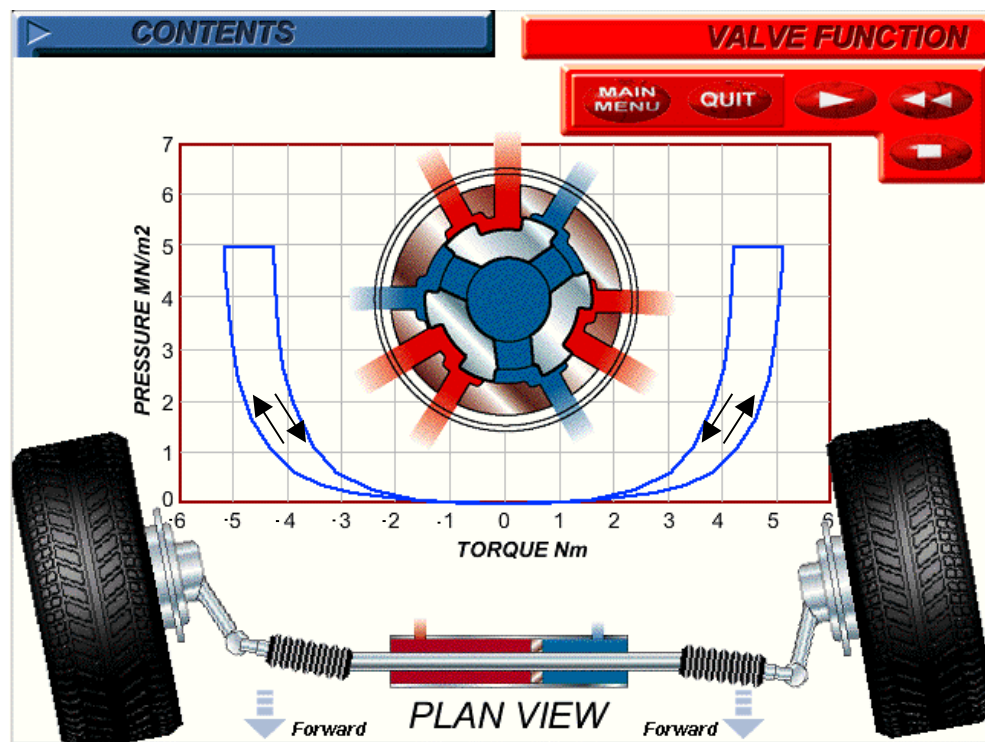


Figura 16. Válvula do mecanismo de direção esterçando para esquerda [7]

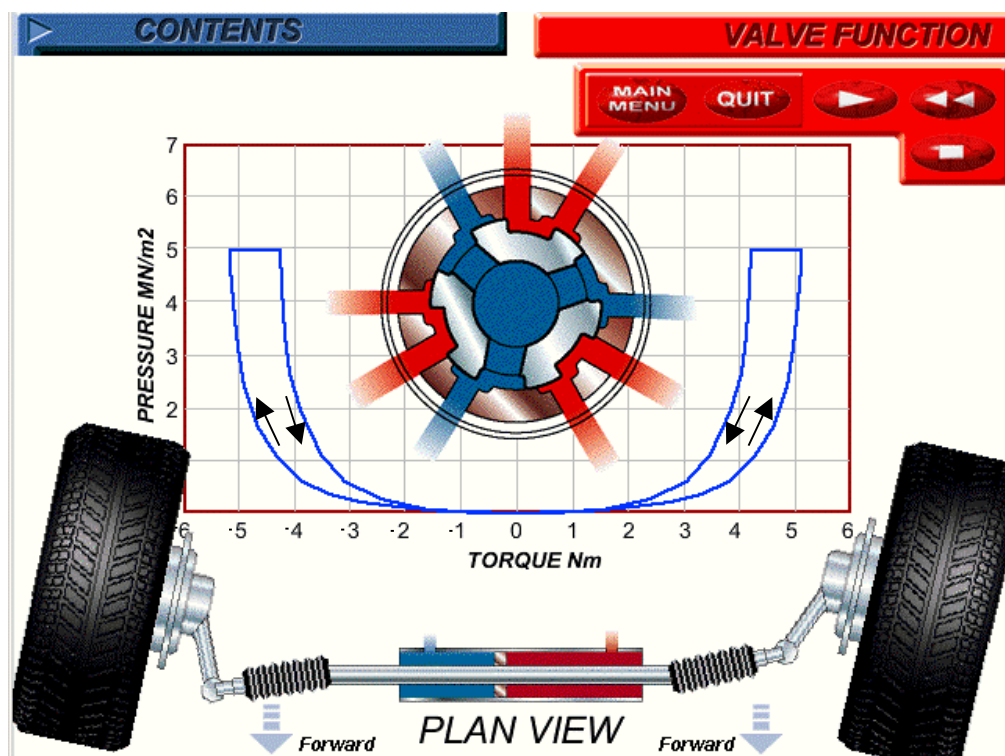


Figura 17. Válvula do mecanismo de direção esterçando para direita [7]

Os gráficos expostos nas Figuras 16 e 17 são chamados de curva de válvula. O gráfico é composto no eixo x por valores de torque de entrada do mecanismo de direção e o eixo y os valores de pressão. Portanto quanto mais aberta a curva de válvula, isto é, maiores valores atingidos no eixo x, mais torque ou esforço o condutor irá necessitar para conduzir o veículo. A condição de menores valores no eixo x determina menores esforços ao se conduzir o veículo.

2.1.1.1.2.2 Sistema de Direção Eletro-Hidráulico ou EPHS

O sistema de direção EHPS é assistido eletricamente através de conexão via cabos ao sistema elétrico do veículo. Este conjunto pode ser instalado no veículo no lugar de um mecanismo de direção manual ou do sistema de direção hidráulica tipo pinhão e cremalheira convencional, com idênticas interfaces à coluna de direção e suspensão do veículo.

O sistema consiste de uma Bomba Hidráulica convencional movimentada por um motor elétrico, que fornece assistência hidráulica ao mecanismo de direção pinhão cremalheira.

O sistema inicia sua operação após receber na ECU (unidade eletrônica de controle) um sinal da ignição e um sinal do alternador do veículo. O sistema é controlado por velocidade e consumo de corrente elétrica em resposta a aplicação de torque no volante do veículo pelo

motorista, e este torque provoca o fechamento do conjunto pinhão e válvula rotativa do mecanismo, causando assim um aumento na pressão hidráulica do sistema de direção e por consequência um aumento no torque do eixo da bomba hidráulica que é movimentada pelo motor elétrico. Dessa forma este aumento de torque gera um aumento do consumo de corrente elétrica do motor elétrico que é detectado pela ECU.

A Figura 18 representa de forma esquemática o sistema EPHS. A Tabela 4 identifica os componentes do sistema.

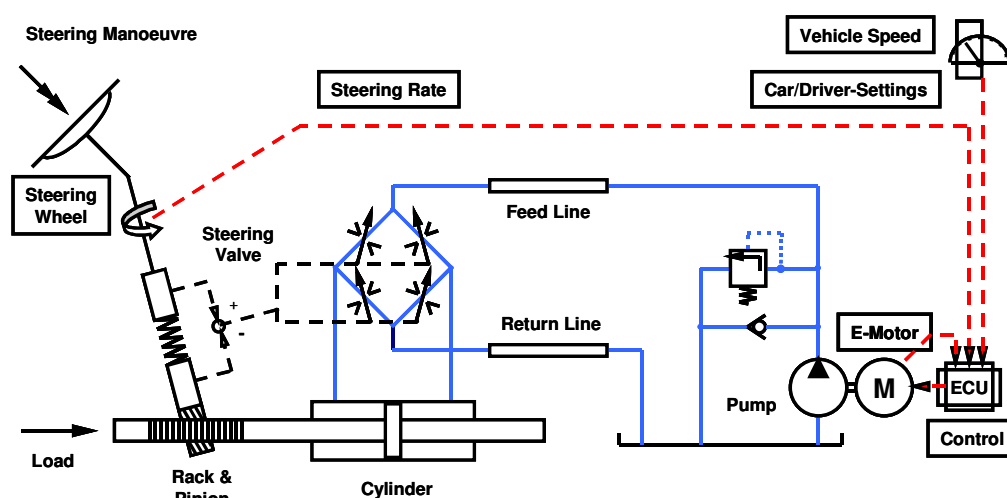


Figura 18. Esquema do sistema de direção EPHS [7]

Tabela 4 - Componentes do sistema de direção EPHS [7]

1	Pump - Bomba	7	Vehicle Speedy - Informação de Velocidade
2	E-Motor - Motor Elétrico	8	Feed line - Linha de alimentação
3	Steering valve - Válvula de direção	9	Return Line - Linha de retorno
4	ECU - Unidade Eletrônica de Controle	10	Steering Rate - Relação do mecanismo
5	Cylinder - Cilindro Hidráulico	11	Rack & Pinion - Cremalheira e pinhão
6	Steering Manoeuvre – Giro do Volante	12	Car/Driver-Settings - Configurações de veículo
		13	Load - Carga

As Figuras 19 e 20 ilustram os sistemas EPHS montados em quadros de suspensão.



Figura 19. Sistema de direção EPHS [7]

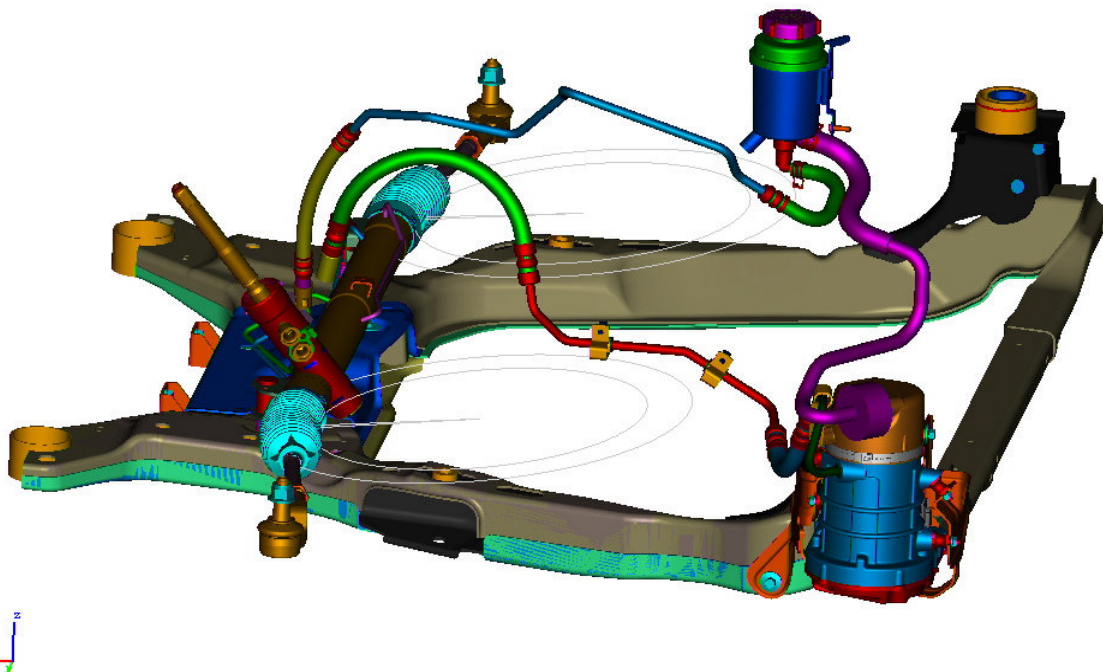


Figura 20. Montagem do sistema de direção EPHS em quadro de suspensão [7]

2.1.1.1.2.3 Sistema de Direção Elétrico – EPS

O sistema de direção elétrica pode ser subdividido em 3 famílias. A família da coluna de direção elétrica ou Column Drive, a família da cremalheira elétrica ou Rack Drive e a família do pinhão elétrico ou Pinion Drive.

O sistema de coluna elétrica, largamente aplicado na Europa e no Brasil, teve início no veículo FIAT Stilo. O sistema é composto por um atuador Elétrico formado por um motor elétrico acoplado ao sem-fim engrenado a uma coroa solidária ao eixo da coluna de direção. São aplicados sensores visando medir o torque e posição da coluna, como também sensores para medir as condições internas do sistema. A unidade de controle eletrônico (ECU) tem a função de processar os sinais dos sensores, calcular a assistência de acordo com os sinais dos sensores e o status do veículo e controlar o motor. A Figura 21 ilustra esquematicamente um sistema de direção eletricamente assistido.

Configuração Esquemática do Sistema

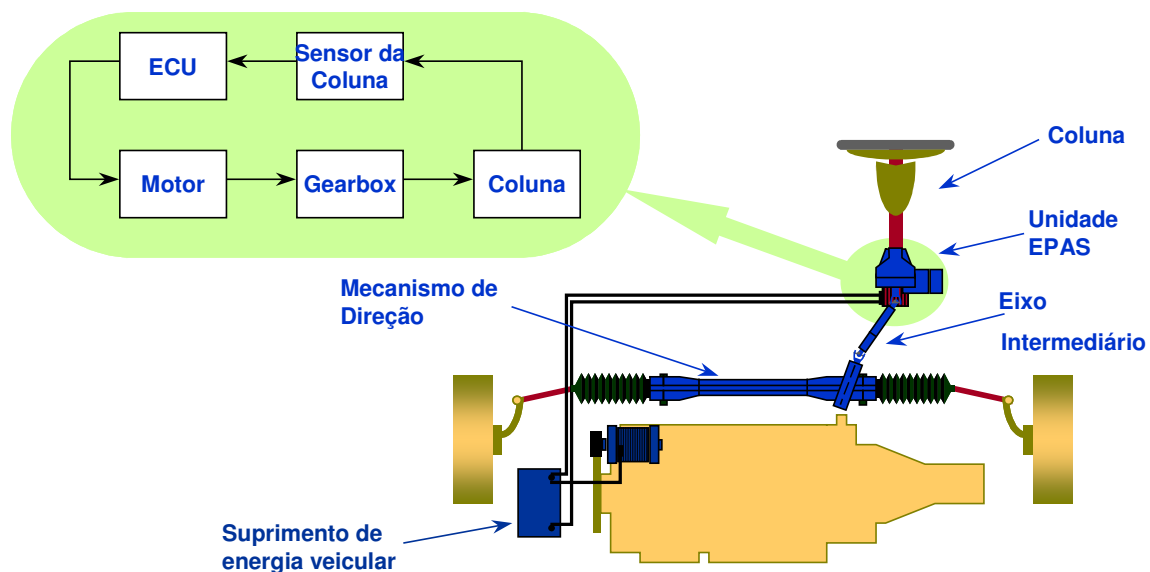


Figura 21. Esquema do sistema de coluna elétrica EPAS [7]

A Figura 22 ilustra da Figura 21 os itens Coluna e Unidade EPAS e a Figura 23 o sistema de direção completo.



Figura 22. Sistema EPAS montado com volante [7]



Figura 23. Sistema de direção EPAS completo [7]

A Figura 24 ilustra o conceito mecânico a unidade EPAS, onde se observa o engrenamento da coroa que é solidária ao eixo da coluna de direção e o sem-fim que transmite o torque gerado pelo motor elétrico que é controlado pela ECU.

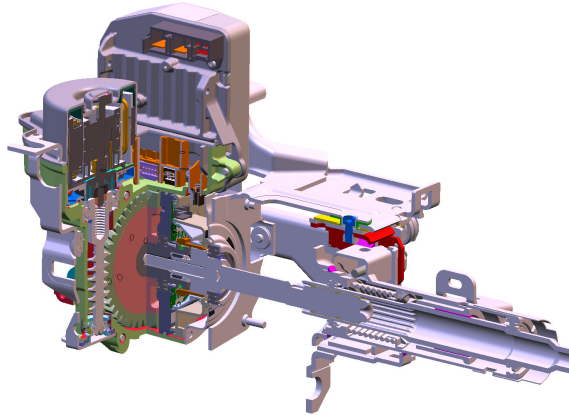


Figura 24. Vista em corte do EPAS [7]

As outras famílias citadas usam o mesmo conceito do motor, mas a transmissão é realizada no caso do Rack Drive, por um sistema de esferas recirculantes na cremalheira do mecanismo de direção, vide Figura 25 e na família Pinion Drive o torque é transmitido por um engrenamento no pinhão em série com o engrenamento da cremalheira, vide Figura 26.



Figura 25. Sistema de direção Rack Drive [7]



Figura 26. Sistema de direção Pinion Drive [7]

2.1.1.2 SISTEMA DE DIREÇÃO ROLETE E SEM-FIM

O mecanismo de direção conforme Figura 27, é empregado em veículos de passeio e comerciais leves. O sistema é composto de um eixo de entrada, onde o volante é acoplado, que possui um sem-fim que fica engrenado no rolete que pertence ao eixo de saída, vide Figura 28. Portanto com a rotação do sem-fim, verifica-se o deslocamento angular do eixo de saída, onde se acopla o braço de direção (“Pitman”). No extremo deste braço acoplam-se os barramentos de direção que tem como função a transmissão do movimento para as mangas de eixo e por sua vez às rodas. Entre o sistema pinhão e cremalheira e o rolete e sem-fim, conforme Gillespie [4], verifica-se a maior aplicação do sistema pinhão e cremalheira pelo menor nível de complexidade, facilidade em acomodação e a não obrigatoriedade de longarinas. Outro fato é a utilização de assistência apenas no caso dos sistemas pinhão e cremalheira.

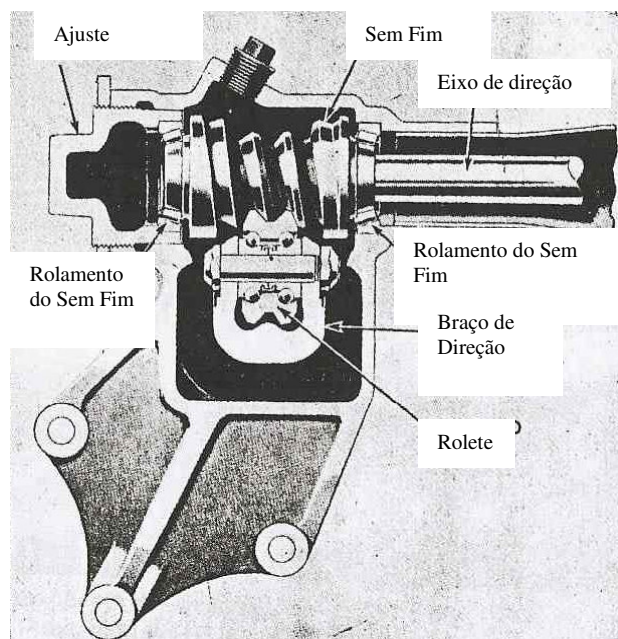


Figura 27. Vista em corte de um mecanismo Rolete & Sem-Fim (Crouse [6])

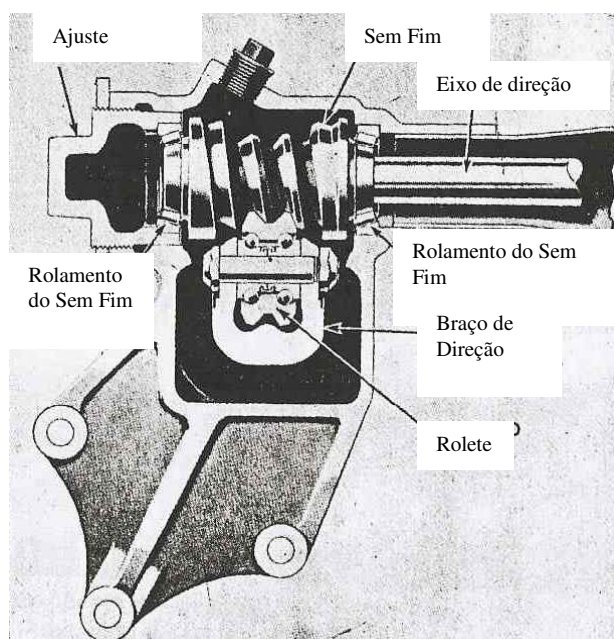


Figura 28. Vista explodida de um mecanismo rolete & Sem-Fim (Crouse [6])

2.1.1.3 SISTEMA INTEGRAL DE DIREÇÃO HIDRÁULICA (FIG)

Empregado em comerciais leves aos pesados, o sistema é composto por um conjunto mecanismo integral de direção hidráulica, vide Figura 32, que possui um eixo de entrada que incorpora uma válvula hidráulica e um sem-fim que se acopla ao pistão cremalheira por meio de um engrenamento de esferas recirculantes, vide Figura 29. Este pistão cremalheira está engrenado a um eixo setor, vide Figura 30, portanto no momento do acionamento do eixo de

entrada existe uma parcela de torque de origem puramente mecânica que é amplificado pelo sistema de reduções dos engrenamentos de esferas recirculantes e o denticado do pistão cremalheira e eixo setor. Outra parcela de torque é gerada pelo acréscimo da pressão controlado pela válvula hidráulica que é aplicado na área do pistão gerando uma força que se transforma em torque no eixo setor pela multiplicação dela pelo primitivo do pistão cremalheira e o eixo setor. O eixo setor possui um braço Pitman, vide Figura 31, que se liga a uma das mangas de eixo através de uma barra de direção. O movimento é transmitido para a outra roda através de uma segunda barra chamada de ligação.

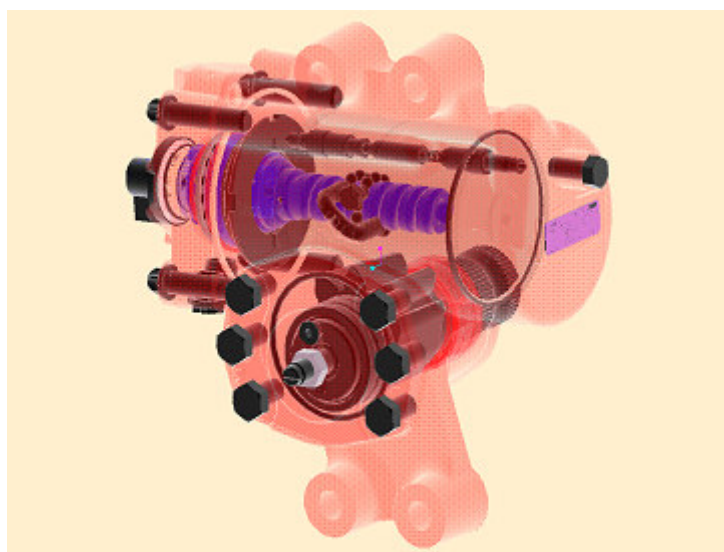


Figura 29. Vista translúcida de um FIG [7]

THP60

TAS65

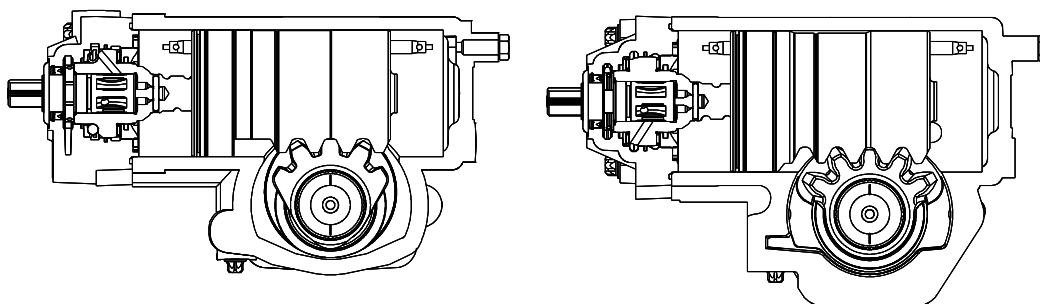


Figura 30. Vista em corte de dois mecanismos do tipo FIG [7]



Figura 31. Vista translúcida de um FIG montado com braço pitman [7]



Figura 32. Desenho 3D de um mecanismo tipo FIG sem braço pitman [7]

2.2 GEOMETRIA DE ACKERMAN

Segundo Gillespie [4], as translações laterais transmitidas pelos mecanismos de direção através de barramentos às rodas direita e esquerda possuem uma importante característica geométrica. A geometria cinemática deste sistema de barras não é um paralelogramo que produz ângulos de esterçamento iguais para ambas às rodas, mas sim um trapezóide que mais se aproxima da geometria de “Ackerman”, onde a roda interna tem um maior ângulo de esterçamento que a externa, conforme Figura 33.

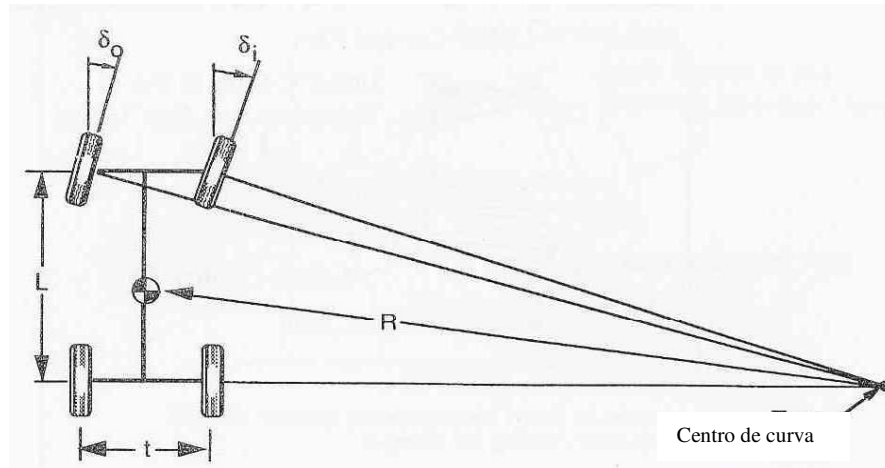


Figura 33. Configuração da geometria de Ackerman (Gillespie [4])

Conforme Gillespie [4], o cálculo dos ângulos interno e externo atendendo a geometria de “Ackerman” podem ser aproximados conforme as seguintes equações:

$$\delta_o = \text{atan} (L/(R+t/2)) \cong L/(R+t/2) \quad (1)$$

$$\delta_i = \text{atan} (L/(R-t/2)) \cong L/(R-t/2) \quad (2)$$

A aproximação acima descrita pode ser considerada para pequenos ângulos, que são os mais comumente encontrados e portanto os arcotangentes destes ângulos são aproximadamente iguais aos próprios ângulos em radianos.

A perfeita geometria de Ackerman é dificilmente atendida com o projeto da geometria de suspensão, mas é aproximada através do conceito de trapezóide, conforme Figura 34.

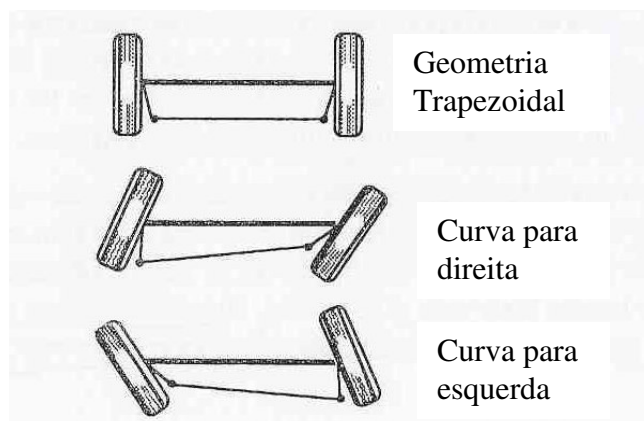


Figura 34. Geometria Trapezoidal (Gillespie [4])

Portanto o efeito desejado de maior ângulo de esterçamento da roda interna em relação à externa é gerado através da geometria trapezoidal.

O grau do atendimento da geometria de Ackerman no veículo tem pouca influência no comportamento direcional para altas velocidades, mas tem influência na auto centralização em manobras em baixas velocidades. Com o atendimento da geometria de Ackerman, também se verifica progressividade do torque de resistência em função do ângulo de esterçamento. Vale salientar que com o esterçamento paralelo entre as rodas, determina-se inicialmente o crescimento do torque com o ângulo, contudo a partir de um dado ângulo, o torque tende a diminuir ou até ficar negativo para grandes ângulos de esterçamento.

2.3 ERROS DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO

O Autor Gillespie [4] afirma que a função das barras articuladas do sistema de direção é transmitir o movimento do mecanismo de direção para as rodas do veículo. Contudo com a variação da posição da suspensão, a geometria do sistema de direção se altera causando os erros da geometria de direção.

O sistema de direção ideal é formado por um sistema de barras articuladas, onde o arco descrito pela suspensão quando a mesma sofre deflexões é também descrito perfeitamente pelas mesmas barras. Vale salientar que não há estercimentos do sistema de direção nesta condição ideal. Normalmente a condição ideal não é atingida em decorrência de limitações de condicionamento físico dos componentes, não linearidades nos movimentos da suspensão e pelas alterações da geometria quando o sistema está fora de sua posição central. Conseqüentemente com as deflexões da suspensão teremos variação na convergência das rodas que poderão gerar ângulos de esterçamento em ambas as rodas ou combinações.

O centro da esfera da barra oposta ao ponto em que se conecta a manga de eixo é a posição que determina os erros do sistema de direção. A condição ideal está abaixo ilustrada na Figura

35. A determinação deste ponto pode ser através de sistemas de CAD ou métodos geométricos tais como círculo de inflexão, construção de Hatmann ou Bobillier [1, 2]

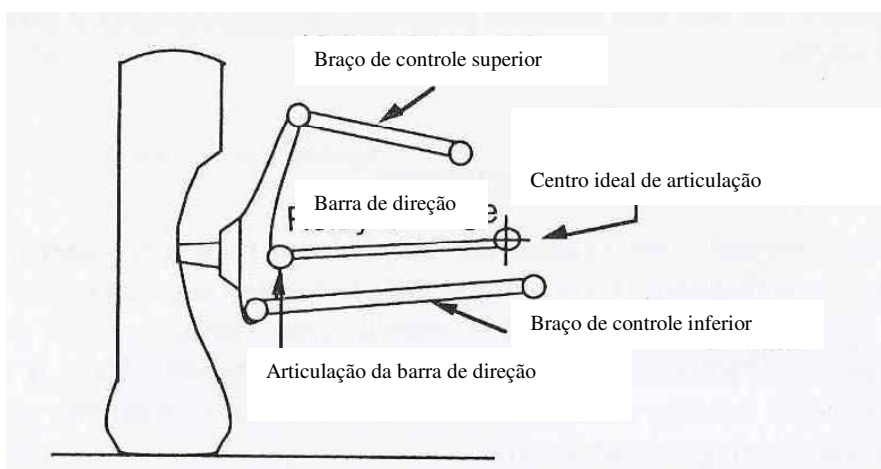


Figura 35. Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4])

2.3.1 ERRO DE CONVERGÊNCIA

Segundo Gillespie [4], a Figura 36 ilustra o centro da barra de direção permanecendo no centro ideal, contudo seu comprimento é inferior ao ideal, podendo também ser superior ao ideal na condição estudada.

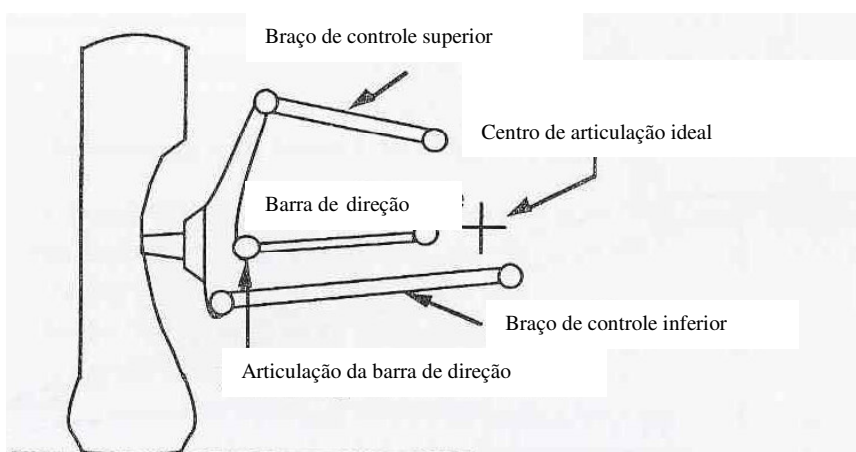


Figura 36. Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4])

Neste caso quando a roda esquerda sobe ou desce, verifica-se a diferença de arcos, onde o arco da barra de direção é menor que o descrito pela suspensão que é composta pelos braços superiores e inferiores, gerando o deslocamento da barra de direção para a direita, que resulta em um ângulo de esterçamento da roda esquerda para a esquerda, considerando-se a barra de direção atrás do centro da roda. Similarmente o mesmo efeito ocorre na roda direita com um ângulo de esterçamento para direita. Portanto o erro de convergência irá ocorrer conforme a

carga imposta ao eixo dianteiro, pois determina esterçamentos do sistema de direção e devem ser interpretados como um erro da geometria de direção.

2.3.2 ESTERÇAMENTO POR EFEITO DE ROLAGEM OU ROLL STEER

Conforme ilustrado na figura 37, onde se verifica a vista traseira da roda esquerda, o centro de articulação da barra de direção está abaixo do centro ideal.

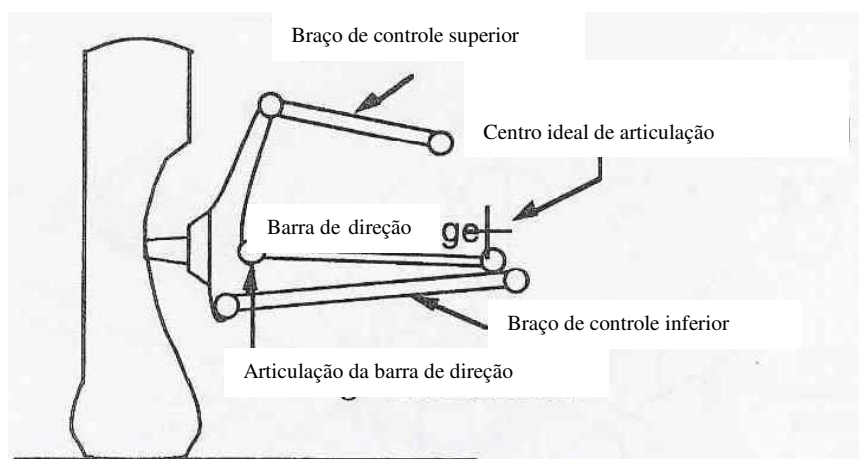


Figura 37. Esquema da suspensão esquerda (Gillespie [4])

O resultado é que devido à simetria, ambas as rodas irão esterçar para a mesma direção quando a carroceria do veículo rolar, isto é, as suspensões traseira e dianteira de um dos lados se fecham e a do outro lado se abrem. Como exemplo, utilizando a Figura 33, em uma curva para a direita, a carroceria do veículo rola para a esquerda, gerando o fechamento da suspensão esquerda e a abertura da suspensão direita. Como resultado, a suspensão esquerda fechada determina um arco maior que a barra de direção causando um esterçamento para a esquerda da roda esquerda; já a roda direita com a suspensão aberta descreve um arco menor que o da barra de direção, resultando em um esterçamento também para a esquerda. Com este conceito de sistema de direção adiciona-se o efeito sob-esterçante (Madureira [12]) à resposta direcional do veículo, ocorrendo o oposto, isto é, efeito sobre-esterçante (Madureira [12]), se o centro da articulação da barra de direção se localizar acima do centro ideal.

2.4 GEOMETRIA DA RODA DIANTEIRA

2.4.1 PINO MESTRE ("KINGPIN")

Conforme Gillespie [4], além dos efeitos dos possíveis posicionamentos das barras de direção, existe outro fator de grande influência no desempenho do sistema de direção que é o eixo de rotação de esterçamento das rodas. Este eixo é chamado historicamente de eixo do Pino

Mestre ou Kingpin e é definido em alguns casos pela articulação inferior e a articulação superior ou rolamento nas torres do amortecedor. Na maioria das aplicações este eixo possui uma inclinação, convergente para o centro do veículo, que é chamada inclinação do pino mestre. Normalmente verificam-se valores de 0-5° para caminhões e 10-15° para veículos de passeio. A intersecção do eixo do Pino Mestre com o solo é chamada Scrub e é considerada positiva quando é interior ao centro da intersecção do solo com a roda. Esta variação de distância é utilizada visando a acomodação dos componentes dos sistemas de freios, suspensão e direção. A variação do Scrub também resulta na alteração da sensibilidade do motorista em relação à estrada, como também a redução dos esforços de esterçamento em decorrência do efeito de rolamento do pneu que substitui o efeito de arraste que resulta em maiores esforços. O Autor Crouse [6] transmite de forma mais intuitiva os efeitos do Pino Mestre, conforme ilustração da Figura 38.

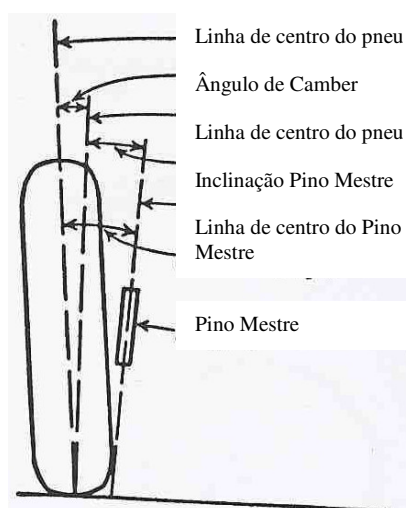


Figura 38. Ilustração do ângulo do Pino Mestre (Crouse [6])

A utilização do ângulo do pino mestre é gerar efeitos desejáveis da estabilidade do sistema de direção com a tendência do veículo em permanecer em trajetória de linha reta, após manobra de curva, a redução já mencionada dos esforços de esterçamento, particularmente na condição estacionária do veículo e por final a redução do desgaste dos pneus. O Autor ilustra de forma didática o efeito através de um lápis e um disco descritos na Figura 39. O lápis representa o eixo do Pino Mestre e o disco a roda do veículo. A inclinação do lápis apoiado em uma superfície plana é o ângulo do Pino Mestre.

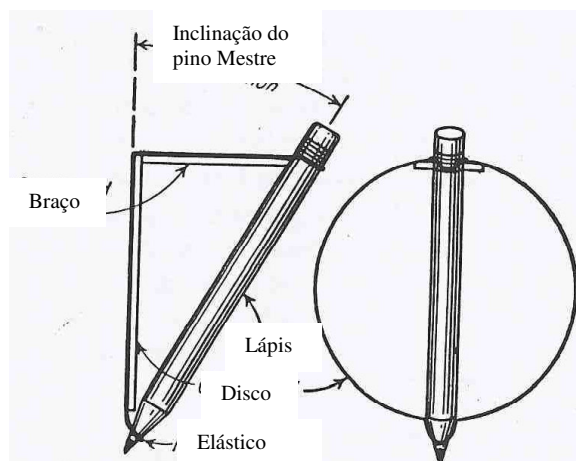


Figura 39. Simulação do efeito do ângulo de Pino Mestre (Gillespie [4])

O passo seguinte é rotacionar o lápis no eixo inclinado. Conforme Figura 40, em ambos sentidos de rotação, verifica-se que a altura do disco se reduz abaixo da altura que possuía quando se posicionava na condição da Figura 39.

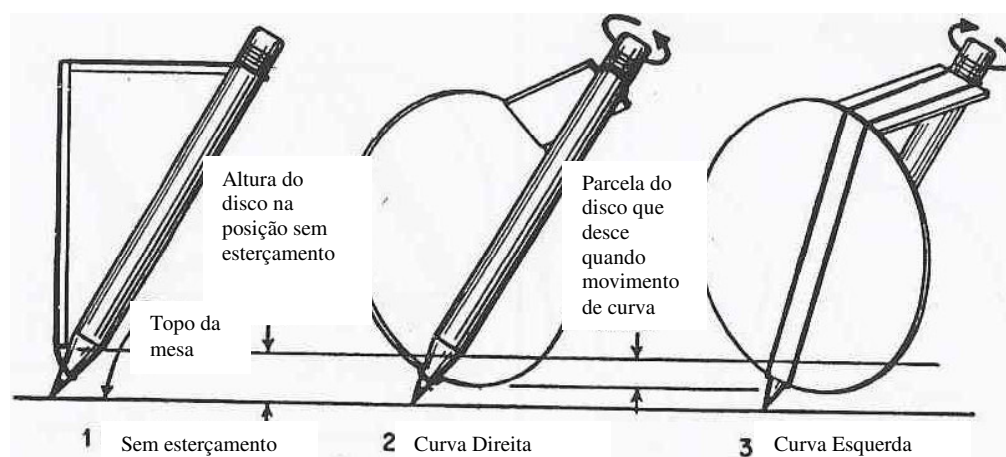


Figura 40. Variação da altura do disco quando rotacionado (Crouse [6])

Esta redução da altura do disco se transforma no levantamento do veículo, que determina a tendência de manter o veículo na condição de trajetória de linha reta.

2.4.2 CASTER

Segundo Gillespie [4], o eixo de esterçamento quando inclinado no plano longitudinal do veículo tem o ângulo resultante desta inclinação chamado de Caster. Este é considerado como positivo quando sua intersecção com o solo determina um ponto à frente do centro de contato do pneu dianteiro. Normalmente verificam-se ângulos de Caster de $0 - 5^\circ$ que podem sofrer variações com a deflexão da suspensão. O Autor Crouse [6] explicita que através do Caster o eixo do pino mestre pode se posicionar à frente ou atrás do eixo vertical conforme a Figura 41.

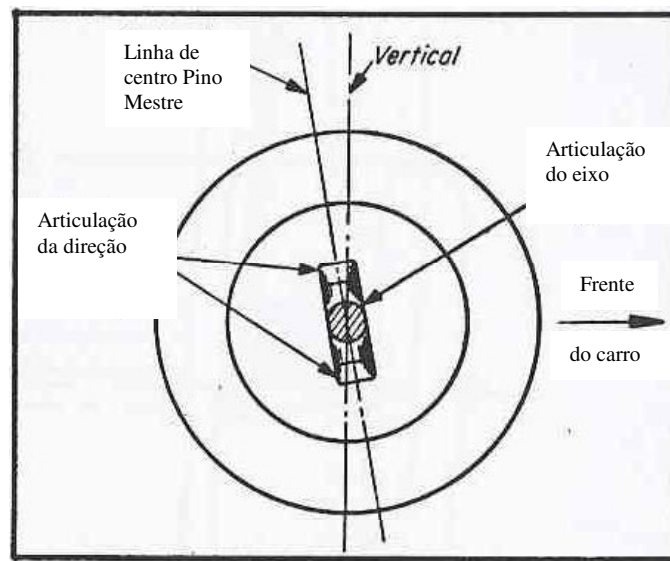


Figura 41. Roda dianteira esquerda (Vista do assento do motorista) com Caster positivo (Crouse [6])

A característica do Caster positivo melhora a estabilidade direcional, desde que a linha de centro do Pino Mestre passe através da superfície da pista a frente da linha de centro da roda. Portanto verifica-se a posição do Pino Mestre à frente da força de resistência de rolagem do pneu. O efeito de alinhamento da roda conforme a trajetória imposta pode ser verificado para o Caster negativo. A Figura 42 ilustra esta condição com um sistema de rodas de uma mesa.

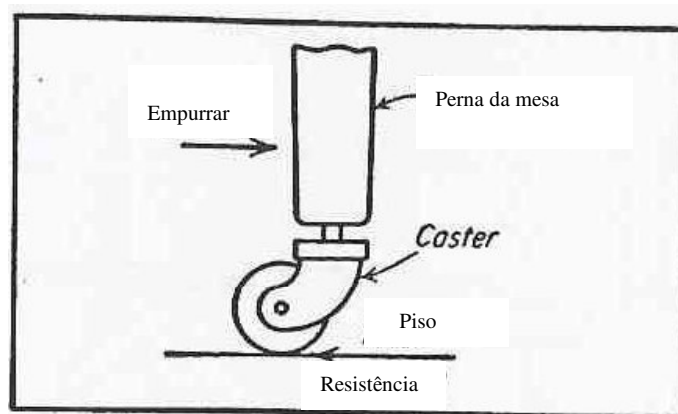


Figura 42. Caster negativo, onde a roda se posiciona na direção em que a mesa é empurrada (Crouse [6])

Outro efeito do Caster positivo pode ser ilustrado, conforme Figuras 43 e 44, com um disco e um lápis. Vale salientar que através da Figura 43, verifica-se o comportamento da roda esquerda em uma curva para direita e a Figura 44 o comportamento da roda direita em uma curva para direita. Em ambas as condições não foi aplicado o ângulo do Pino Mestre e portanto o lápis e o disco estão aderidos e o Caster é positivo. Na Figura 43, quando se verifica a condição de esterçamento em B, observa-se o levantamento do disco, contudo no veículo este efeito se traduz no abaixamento do eixo de rotação da roda e portanto o veículo abaixaria no lado esquerdo dianteiro.

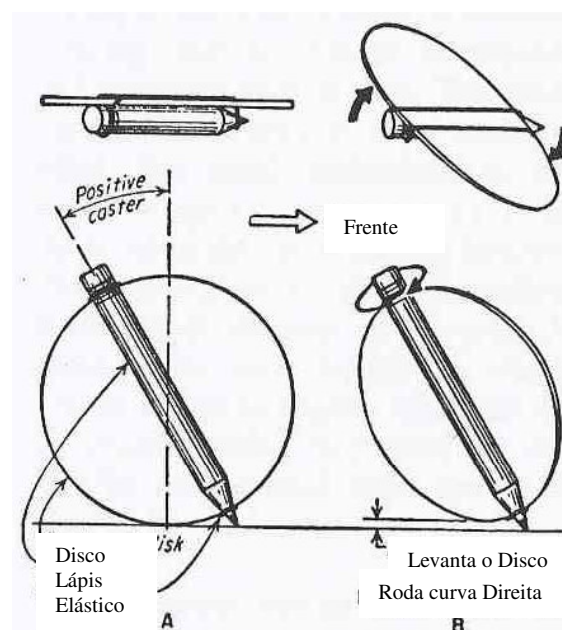


Figura 43. Roda esquerda com Caster positivo em curva para direita (Crouse [6])

Na Figura 44 verifica-se o comportamento oposto, onde o lápis é suspenso e o veículo sobe e apresenta o efeito de rolamento ou roll. Este efeito é indesejável, pois se soma ao efeito do rolamento gerado pela força centrífuga nas curvas. Vale mencionar que o Caster negativo combate este efeito.

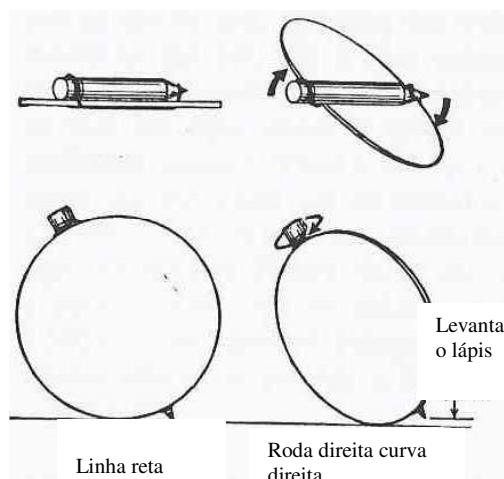


Figura 44. Roda direita com Caster positivo em curva para direita (Crouse [6])

Outro importante efeito é que o Caster positivo tende a convergência das rodas dianteiras para dentro, também chamado de convergência fechada ("toe in"). O efeito ocorre devido aos pivôs das rodas se posicionarem internamente e quando o veículo tende a abaixar com seu próprio peso verifica-se o efeito, vide Figura 45 que ilustra o toe in, onde a distância A é menor que B.

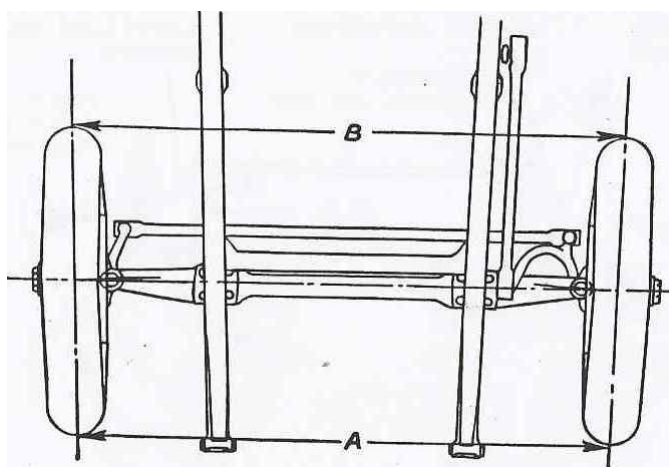


Figura 45. Vista superior da suspensão dianteira de um veículo (Crouse [6])

Portanto Caster positivo e eixo do pino mestre positivo aumentam o esforço de esterçamento, pois ambos geram momentos com a tendência a manter o veículo em trajetória de linha reta. Para caminhões pesados existe uma tendência em se utilizar o Caster negativo, com objetivo de reduzir este efeito do aumento do esforço. A retornabilidade do sistema de direção fica determinada apenas a partir do ângulo do pino mestre.

2.4.3 CAMBER E CONVERGÊNCIA

Segundo Gillespie [4], a convergência e o Camber têm efeito secundário em altas velocidades e normalmente são definidos para que quando o veículo esteja em marcha, as forças

direcionais e de rolamento na suspensão resultem em ângulos próximos a zero. Vale mencionar que o efeito principal verificado é o desgaste de pneus.

Já Crouse [6] detalha de forma mais didática os efeitos gerados pelo Camber e a convergência.

A inclusão do Camber junto ao ângulo do Pino Mestre é importante, pois determina o ponto de intersecção dos centros da roda e do eixo do Pino Mestre, vide Figura 46. Esta configuração da suspensão determina a tendência de trabalho da suspensão no que tange a convergência aberta ou fechada (toe in ou toe out). A divergência ou toe out é determinada quando as rodas se direcionam para fora e a convergência fechada ou toe in é a configuração oposta. Os veículos com convergência aberta ou fechada tendem a caracterizar o desgaste mais rápido nos pneus.

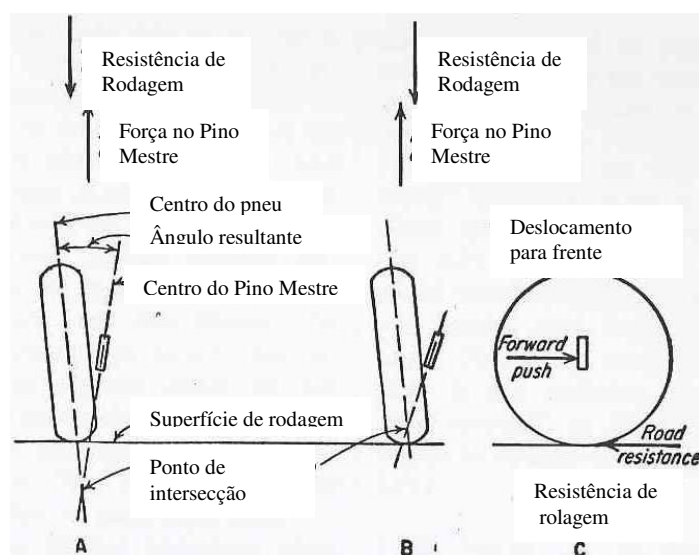


Figura 46. Efeito do ponto de intersecção abaixo e acima da pista (Crouse [6])

Na condição A da Figura 46, onde o ponto de intersecção apresenta-se abaixo da superfície da pista, verifica-se o desalinhamento das forças de resistência de rolamento do pneu (Road resistance at tire) e a força que move o veículo (Forward push) que gera o momento que determina a tendência da convergência aberta. O fenômeno oposto ocorre em B, onde o momento gerado determina a convergência fechada. Se a intersecção se desse exatamente na superfície as forças estariam alinhadas e nenhuma tendência de convergência seria verificada.

O ajuste da convergência aberta no sistema de direção pode ser aplicado para compensar os efeitos apresentados na Figura 46 no caso A. Portanto quando o veículo estiver na condição de marcha verificar-se-ia o paralelismo das rodas.

2.5 FORÇAS E MOMENTOS DO SISTEMA DE DIREÇÃO

Segundo Gillespie [4] e a convenção SAE a Figura 47 explicita as forças e momentos em ângulos envolvidos no sistema de direção. Vale mencionar que as forças são convenientemente medidas no centro do contato do pneu com o solo para a análise das reações de esterçamento.

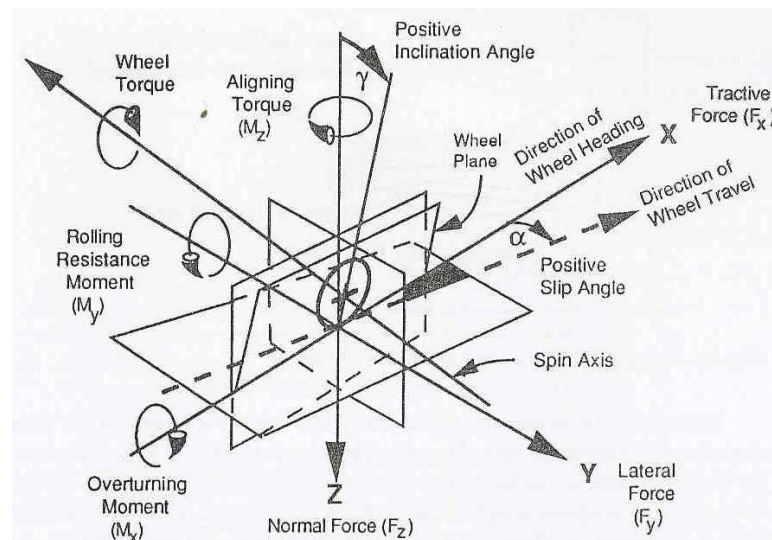


Figura 47. Sistema de eixos das forças e momentos no pneu (Gillespie [4])

As reações descritas foram geradas pelos seguintes momentos e forças:

Força normal (Normal Force)

Força de Tração (Tractive Force)

Força Lateral (Lateral Force)

Torque de Alinhamento (Aligning Torque)

Momento de resistência ao rolamento (Rolling Resistance Moment)

Momento de Sobrerotação (Overturning Moment)

Para os veículos de tração dianteira o momento gerado pela força de tração deve ser considerado, pois o mesmo afeta o comportamento dinâmico do veículo.

Portanto a somatória de todos os momentos das rodas direita e esquerda resulta nas forças transmitidas nas barras de direção que através do mecanismo de direção (onde temos a eficiência do mesmo e relação de transmissão) geram o torque a que o condutor do veículo tem percepção.

A Figura 48 explicita as forças e momentos que agem em uma roda dianteira direita.

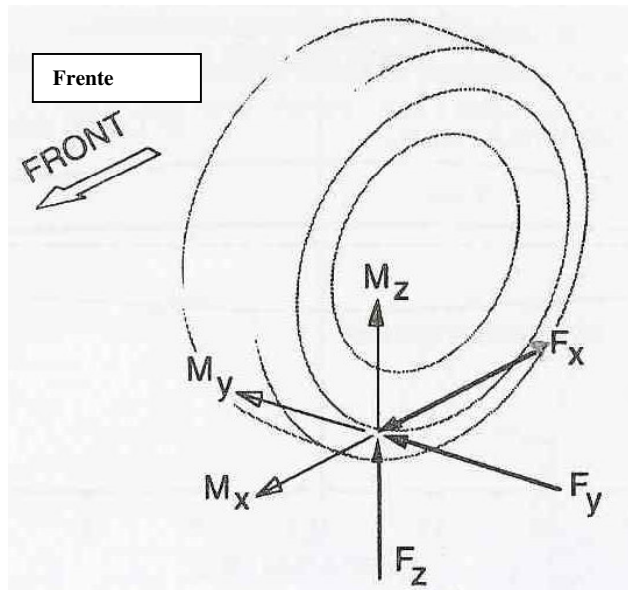


Figura 48. Forças e momentos reagindo na roda direita (Gillespie [4])

2.5.1 FORÇA VERTICAL

De acordo com a convenção SAE a orientação positiva da força vertical F_z reativa do solo sobre a pneu, referenciada de baixo para cima. Em decorrência do eixo de esterçamento ser inclinado com os ângulos de Caster e Pino Mestre, momentos são gerados. O equacionamento abaixo sugerido por Gillespie [4] pode ser considerado como uma aproximação dos momentos verticais para pequenos ângulos de esterçamento:

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr})d \sin \lambda \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr})d \sin v \cos \delta \quad (3)$$

Onde:

M_v – Momento total vertical das rodas esquerda e direita

F_{zl} , F_{zr} – Carga vertical das rodas direita e esquerda

d – Distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no plano do solo

λ – Ângulo do Pino Mestre

δ – Ângulo de esterçamento

v – Ângulo de Caster

A equação acima descrita será analisada a seguir separando-se a primeira parcela correspondente ao efeito do ângulo do Pino Mestre e a segunda parcela referente à inclinação do ângulo de Caster.

2.5.1.1 ÂNGULO DO PINO MESTRE (KINGPIN)

A Figura 49 descreve o sistema de forças e momentos de um sistema de direção considerando apenas a inclinação do ângulo do Pino Mestre nas condições com e sem esterçamento. Segundo Gillespie (4), verifica-se que, devido à inclinação, a força vertical se decompõe em $F_z \sin \lambda$, sendo que na condição onde há o ângulo de esterçamento, observa-se a aparição do momento em torno do pino mestre. O braço de momento é $d \sin \delta$ e a componente vertical da força vertical é $F_z \sin \lambda$. Vale salientar que este efeito ocorre em ambas as rodas e depende do carregamento do eixo dianteiro, como também depende da convergência das rodas. A Figura 49 ilustra o momento gerado, associado ao ângulo de inclinação do Pino Mestre, que para o motorista se traduz no efeito da tendência do sistema de direção permanecer no centro quando o veículo está em movimento ou em uma parcela do torque necessário para virar o volante do veículo.

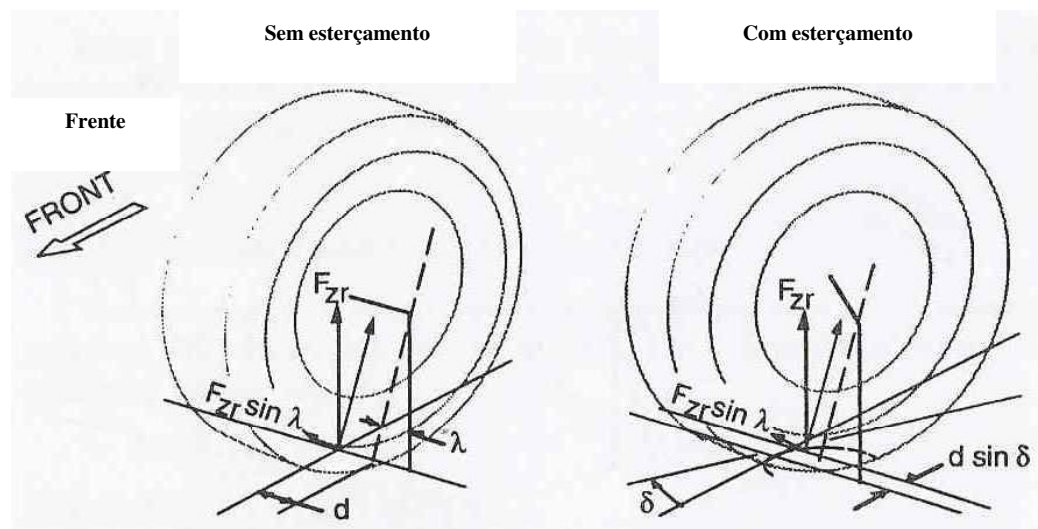


Figura 49. Momento gerado pela força vertical devido ao âng. Pino Mestre (Gillespie [4])

A Figura 50 é um gráfico onde se verifica o comportamento do torque, referente à inclinação do Pino Mestre, necessário para virar o volante em função do ângulo de esterçamento. O gradiente da função descrita é função de “d”, do ângulo de inclinação do Pino Mestre e da carga do eixo dianteiro. A função em questão é $T = -(F_z l + F_z r) d \sin \lambda \sin \delta$. O gráfico leva em consideração 1 polegada de “d” e ângulo do Pino Mestre de 10° .

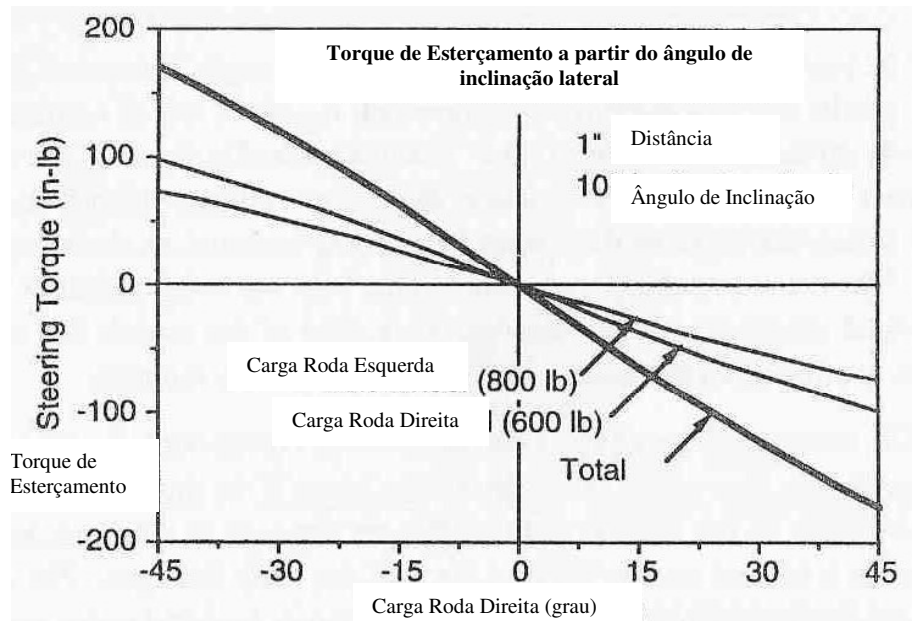


Figura 50. Torques de esterçamento devido ao ângulo do Pino Mestre (Gillespie [4])

2.5.1.2 ÂNGULO DE CASTER

Gillespie [4] explicita que o ângulo de Caster é responsável pela parcela da força vertical $F_{z\text{sen}\nu}$, conforme ilustrado na Figura 51. O momento gerado é decorrente da componente da força, previamente mencionada e a distância $d\cos\delta$, contudo a resultante do torque vem da diferença da resultante da força F_z direita e esquerda, pois os momentos gerados são opostos.

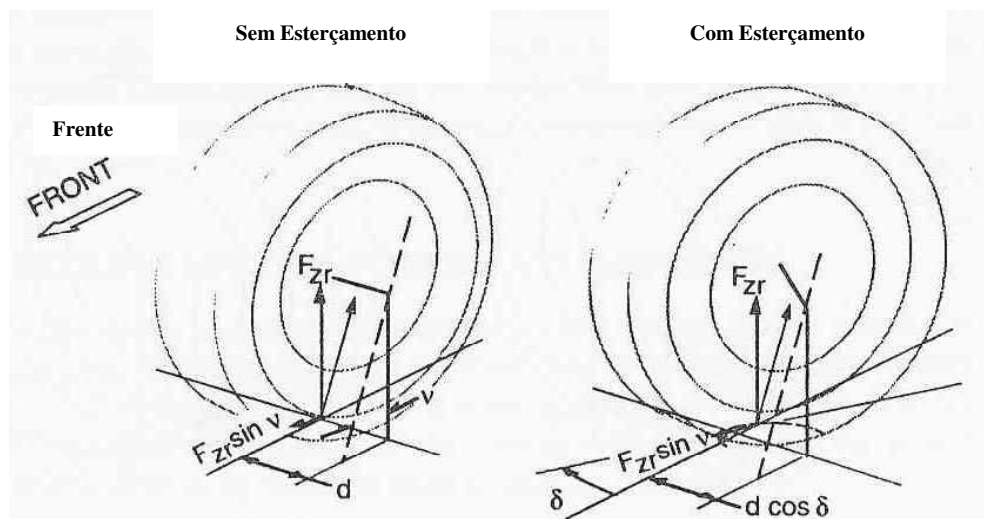


Figura 51. Momento gerado pelo ângulo de Caster (Gillespie [4])

$$\text{Torque} = (F_{zr} - F_{zl}) d \sin \nu \cos \delta$$

O comportamento do torque pode ser verificado no gráfico que está ilustrado na Figura 52. Considera-se um ângulo de Caster de 5° , a distância d de 1 polegada, carga na roda esquerda de 800 lb e direita 600 lb. Outras considerações devem ser levadas em conta para a característica do ângulo de Caster, como o rolamento do pneu ao esterçar e a sensibilidade ao

desbalanceamento das cargas das rodas direita e esquerda que pode também ter origem na assimetria das molas da suspensão. O Autor deste trabalho conclui que este desbalanceamento das cargas resulta em um torque (Total) que ocorrerá apenas em um sentido de esterçamento, conforme Figura 52. Esta é uma característica indesejável para o motorista, pois resulta em um torque maior ao girar o volante em um dos sentidos. Vale salientar a característica de um possível desbalanceamento na retornabilidade que dependendo dos níveis poderia causar outros efeitos indesejáveis, tais como ao aguardar o retorno do volante ao centro após uma manobra, o mesmo passasse da posição central e gerando um efeito de pendulação (Yaw).

Segundo Gillespie [4], o gradiente do torque está correlacionado com o valor da distância “d”, o ângulo de Caster e a diferença de cargas das rodas direita e esquerda ao esterçar. A diferença de carga é função da rigidez ao rolamento das suspensões dianteira e traseira, altura do centro de rolamento da suspensão, altura do centro de gravidade e o nível de aceleração lateral.

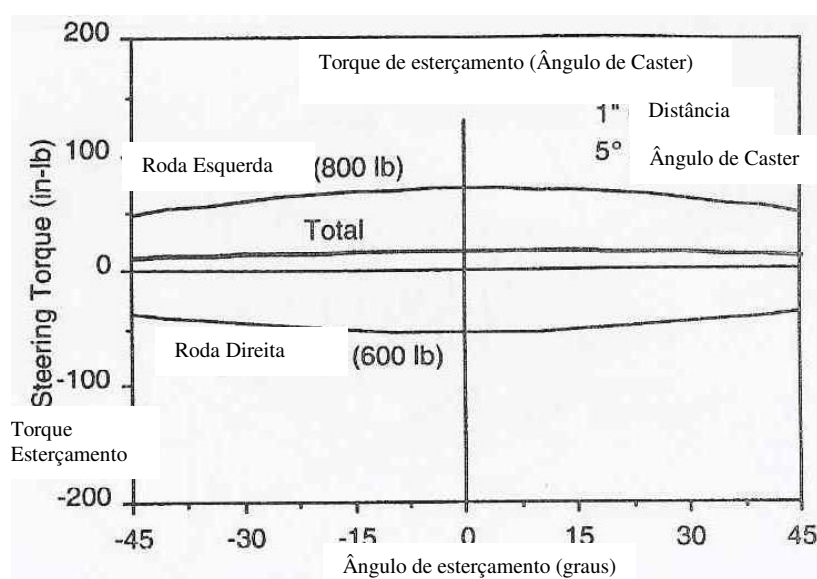


Figura 52. Torques de esterçamento devido ao ângulo de Caster (Gillespie [4])

2.5.2 FORÇA LATERAL

Segundo Gillespie [4], a força lateral de contato com o solo, tem grande importância para o comportamento dinâmico do veículo em manobras de curva. A força age no centro da banda de rodagem do pneu e devido à distância entre este centro e o centro de rotação de esterçamento, causado pelo Caster, verifica-se a geração de momentos, vide Figura 53 para o entendimento geométrico.

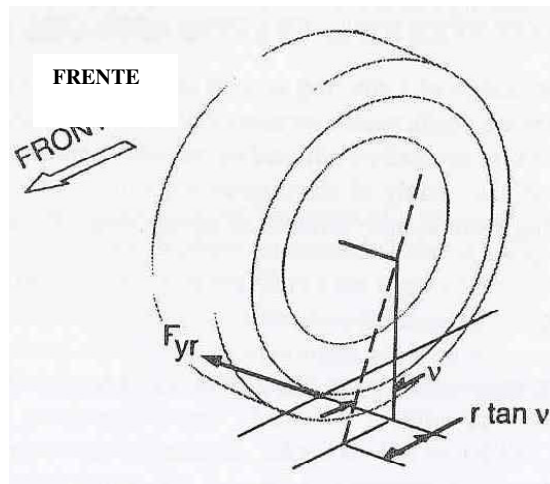


Figura 53. Momento gerado pela força lateral (Gillespie [4])

O equacionamento destes momentos está descrito a seguir:

$$ML = (F_{yl} + F_{yr}) r \tan v \quad (4)$$

Onde:

F_{yl} e F_{yr} – Forças laterais nas rodas direita e esquerda (positiva para a direção da direita).

r – Raio do pneu.

v - Ângulo de Caster

Portanto a força lateral é função do ângulo de esterçamento e a condição de manobra em curva, onde o Caster positivo produz um momento que tende a esterçar o veículo fora da curva, sendo ela um dos maiores responsáveis pela característica de sob-esterçamento.

2.5.3 FORÇA DE TRAÇÃO

De acordo com Gillespie [4], o momento produzido por esta força está vinculado a distância “ d ”, ilustrada na Figura 54, que é função do ângulo do Pino Mestre.

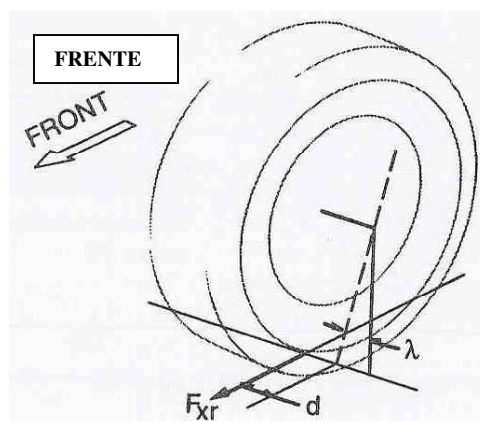


Figura 54. Momento gerado pela força de tração (Gillespie [4])

Portanto o equacionamento fica:

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr}) d \quad (5)$$

Onde:

F_{xl} e F_{xr} – São as forças de tração das rodas direita e esquerda (Positivas para frente)

A equação determina que os momentos direito e esquerdo são opostos e tendem ao balanceamento. Variações das forças direita e esquerda podem gerar um desbalanceamento, e decorrentes momentos de esterçamento, por exemplo nos casos de estouro de pneu, variação de atrito das superfícies de contato dos pneus ou sistema de freio desbalanceado.

2.5.4 TORQUE DE ALINHAMENTO

Segundo Gillespie [4], o torque de alinhamento M_z atua verticalmente e pode ser resolvido em uma componente que age paralelamente ao eixo de esterçamento. Como momentos associados a binários de forças, podem ser transladados sem a alteração da magnitude, o torque de alinhamento pode ser representado a partir da seguinte equação:

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos \sqrt{(\lambda^2 + v^2)} \quad (6)$$

onde:

M_{zl} e M_{zr} – São torques de alinhamento das rodas direitas e esquerdas.

O torque de alinhamento, na maioria das condições, age contrário ao movimento de esterçamento, gerando o efeito de sob-esterçamento. Apenas em condições extremas de frenagens verifica-se o efeito contrário.

2.5.5 RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO E MOMENTO DE SOBRE-ROTAÇÃO

O efeito gerado por estes dois momentos é secundário nas análises dos torques do sistema de direção, segundo Gillespie [4].

2.6 SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO DE MANOBRA DE CURVA

Gillespie [4] define que o sistema de direção e o condutor são um sistema de malha fechada, onde o condutor observa a direção e posição do veículo e o corrige visando atingir o deslocamento desejado. Contudo para o melhor entendimento das características do comportamento do veículo, considera-se o sistema como sendo de malha aberta. Portanto ter-se-á específicos ângulos de esterçamento e se verificará a resposta direcional.

2.6.1 MANOBRAS DE ESTERÇAMENTO COM VEÍCULO ESTÁTICO

Nesta condição o veículo não desenvolve forças laterais, ou caso existam são desprezíveis. Como resultado não serão considerados o efeito de rolagem nem de escorregamento dos pneus e a Figura 33 pode ser considerada como real. Portanto com a garantia de que as perpendiculares aos planos verticais das quatro rodas passem por um mesmo centro, determina-se o perfeito rolamento dos pneus sem que haja escorregamento. Esta característica geométrica é chamada geometria de Ackerman.

Assumindo pequenos ângulos pode-se equacionar os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras como sendo:

$$\delta_o \cong L/(R+t/2) \quad (7)$$

$$\delta_i \cong L/(R-t/2) \quad (8)$$

O ângulo de Ackerman definido em Gillespie [8], pode ser considerado para pequenos ângulos como sendo:

$$\delta = L/R \quad (9)$$

Os erros ou desvios da geometria de Ackerman podem ter significativa influência no desgaste dos pneus dianteiros. Os erros não determinam influências significativas na resposta direcional Gillespie [9], contudo afetam os torques de centralização do sistema de direção. O Autor Gillespie [4] (1992, pág. 196) descreve “Com a correta geometria de Ackerman os torques de esterçamento tendem a aumentar consistentemente com o ângulo de esterçamento, portanto promovendo ao condutor uma sensibilidade natural no volante. Com o sistema de direção na condição extrema de paralelismo, os torques cresceriam com o ângulo de esterçamento inicialmente, mas diminuiriam a partir de um certo ponto e até se tornariam negativos (tendendo esterçar mais na curva). Este tipo de comportamento é indesejável”.

2.6.1.1 TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Outra variável a ser abordada é a máxima força de esterçamento na condição estática do veículo que é dada através da formulação seguinte segundo Bastow [3]:

$$T = \mu W^{3/2} / 3 P^{1/2} \quad (10)$$

Onde:

T – Torque (Nm)

μ – Coeficiente de atrito (Pode-se utilizar como referência o valor 1 para concreto ou asfalto)

W – Carga (N)

P – Pressão do pneu (N/m^2)

O Autor salienta que existem diversas condições em que a formulação não se aplica, como por exemplo a formulação não considerar a largura da banda de rodagem do pneu, mas de forma geral pode ser utilizada. No entanto como pode ser observado na equação (10), a força de esterçamento depende implicitamente da área de contato através da pressão.

2.6.2 MANOBRA DE CURVA DINÂMICA

Nesta condição se faz presente à aceleração lateral, resultando em forças laterais e ângulos de deriva (Madureira [12]) em cada roda.

2.6.2.1 FORÇAS GERADAS PELA MANOBRA DE CURVA

Quando o veículo está descrevendo uma trajetória curva, os pneus sofrem a ação da força lateral que gera um escorregamento lateral. A diferença entre o ângulo da roda e o ângulo da trajetória efetiva que o pneu descreve é chamado de ângulo de deriva α , conforme Gillespie [8]. A Figura 55 ilustra como a função deste ângulo de deriva ocorre.

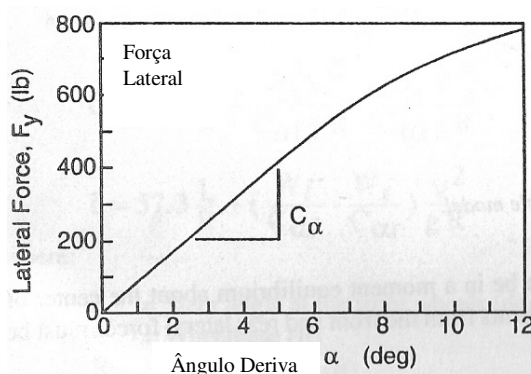


Figura 55. Propriedades da força gerada pela curva no pneu (Gillespie [4])

A força lateral F_y descrita na Figura 55 que também é chamada de força gerada pela manobra de curva, foi determinada para Camber com zero graus. Como descrito no gráfico da Figura 55, o ângulo de deriva até aproximadamente 5° , cresce linearmente com a força lateral. Nesta condição pode-se aplicar a formulação:

$$F_y = C_\alpha * \alpha \quad (11)$$

A constante de proporcionalidade C_α é conhecida como rigidez de curva que é a tangente do gráfico da Figura 55. O ângulo de deriva positivo gera uma força negativa no pneu e portanto

a constante C_α deve ser negativa, contudo a SAE define a rigidez de curva como negativa e a constante deve ser positiva para que a força tenha a correta orientação. Existem diversos fatores que afetam a rigidez de curva [11], o tipo e tamanho do pneu, características construtivas como o número de cintas, ângulos das tramas, raio, entre outros. A condição em que o pneu opera também é fundamental para o desempenho do mesmo. As variáveis carga e pressão de calibração são as principais. A Figura 56 ilustra que o fator velocidade não influencia fortemente as forças geradas pela manobra de curva produzidas no pneu.

A maior dependência da força de curva está vinculada à carga ou força peso F_z e propriedades do pneu e devido a esta característica determinou-se o coeficiente de curva CC_α , onde:

$$CC_\alpha = C_\alpha / F_z \quad (12)$$

O coeficiente de curva normalmente apresenta elevados valores para baixas cargas. Com 100% de carga aplicada, normalmente verificam-se valores por volta de 0,2 N de força de curva / N carga / grau de ângulo de deriva.

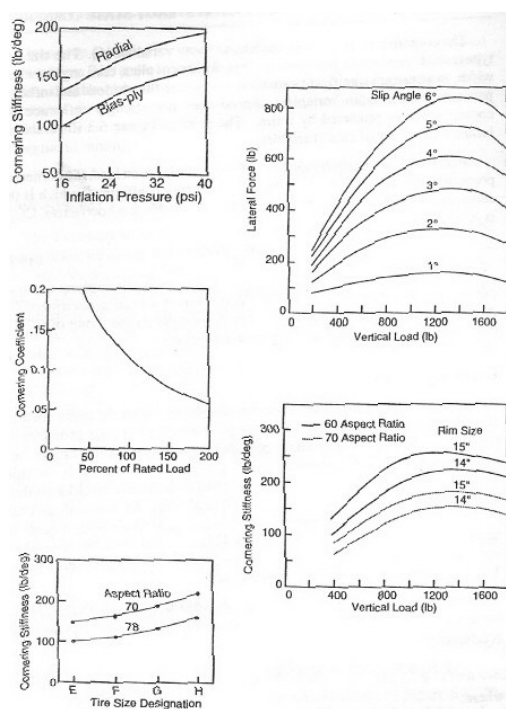


Figura 56. Variáveis que afetam a rigidez de curva do pneu (Gillespie [4])

2.6.2.2 EQUAÇÕES DE CURVA

Segundo Gillespie [4], as equações de curva são determinadas a partir da aplicação da segunda lei de Newton e a adição do ângulo de deriva dos pneus. Para a determinação destas curvas utilizaremos um modelo de uma bicicleta, conforme Figura 58. Este modelo é válido

para o par de rodas dianteiras e traseiras de um veículo levando em conta as considerações que para altas velocidades têm-se grandes raios que são muito maiores que a distância entre eixos do veículo e que para pequenos ângulos de esterçamento a diferença do ângulo de esterçamento externo e interno são desprezíveis.

Usando o teorema do movimento do baricentro (TMB):

$$m \vec{a}_{CG} = \sum \vec{F}_{ext} \quad (13)$$

Observando a Figura 57 que representa o diagrama de corpo livre abaixo descrito.

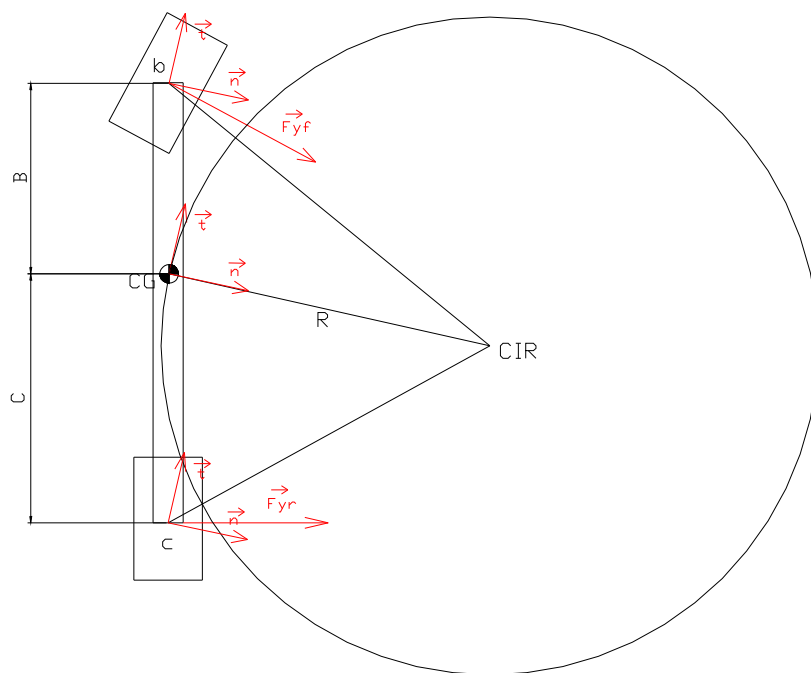


Figura 57. Diagrama de corpo livre

Para o instante t com trajetória circular à velocidade constante e referencial no CG se determina:

$$\vec{a}_{CG} = \vec{a}_t + \left(\frac{V^2}{R} \right) \vec{n} \quad (14)$$

Para velocidade tangencial constante.

$$\therefore \vec{a}_t = 0 \quad (15)$$

e

$$\vec{a}_{CG} = (V^2 / R) \vec{n} \quad (16)$$

Portanto:

$$M \vec{a}_{CG} = \Sigma \vec{F}_{ext} \quad (17)$$

$$M a_{CGt} = F_{tf} + F_{tr} \quad (\text{Na direção } \vec{t}) \quad (18)$$

$$M a_{CGn} = F_{nf} + F_{nr} \quad (\text{Na direção } \vec{n}) \quad (19)$$

$$a_{CGt} = 0 \quad (20)$$

$$F_{tf} = -F_{tr} \quad (21)$$

$$M (V^2 / R) = F_{nf} + F_{nr} \quad (22)$$

Portanto através do Gillespie [8]:

$$\Sigma F_y = F_{yf} + F_{yr} = M V^2 / R \quad (23)$$

onde:

F_{yf} – componente da força lateral na direção do raio de curvatura a partir do CG

F_{yr} – componente da força lateral na direção do raio de curvatura a partir do CG

M – massa do veículo

V – velocidade para frente

R – raio de curva

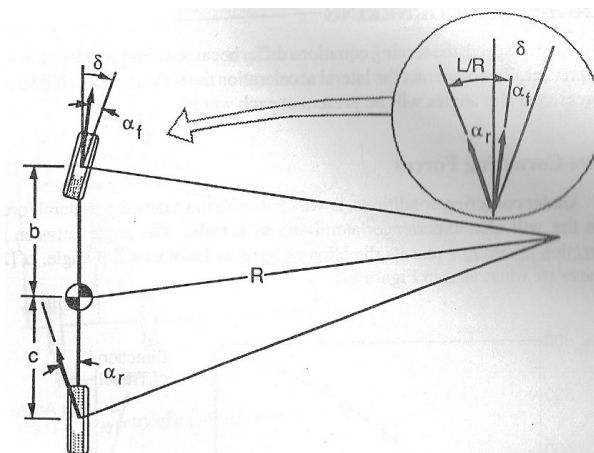


Figura 58. Modelo da bicicleta na condição de curva (Gillespie [4])

Aplicando o TMA (Teorema do Movimento Angular)

$$\frac{d}{dt} [\vec{i} \quad \vec{j} \quad \vec{k}] [\vec{I}]_{CG} [\vec{W}] + m (\vec{CG} - \vec{O}) \wedge \vec{a}_o = \sum \vec{M}_{ext} \quad (24)$$

Considerando o pólo em CG e $[\vec{i} \quad \vec{j} \quad \vec{k}]$ solidário ao veículo pode-se escrever:

$$J_{CGz} \dot{\omega}_z = \sum \vec{M}_{ext} \quad (25)$$

Para o veículo com aceleração angular nula (neutro) $\omega_z = cte.$

$$\therefore \dot{\omega}_z = 0 \text{ (Situação comportamento neutro do veículo)} \quad (26)$$

$$J_{CGz} 0 = (c - CG) \wedge F_{yr} + (b - CG) \wedge F_{yf} \quad (27)$$

$$0 = c F_{yr} + b F_{yf} \cos(\delta) \quad (28)$$

Considerando pequenos ângulos de esterçamento (δ) o $\cos(\delta) = 1$.

Admitindo que o veículo não apresenta derrapagem têm-se:

$$F_{yf} * b - F_{yr} * c = 0 \quad (29)$$

$$\therefore F_{yf} = F_{yr} * c / b \quad (30)$$

Substituindo na eq. (23):

$$M V^2 / R = F_{yr} * (c / b + 1) = F_{yr} L / b \quad (31)$$

$$F_{yr} = M b / L (V^2 / R) \quad (32)$$

Sendo que $M b / L$ é a proporção de carregamento do veículo no eixo traseiro, tem-se a força lateral como W_r/g vezes a aceleração lateral neste ponto. A mesma analogia pode ser aplicada para o eixo dianteiro com W_f/g .

Aplicando a força lateral nos pneus, tem-se o ângulo de deriva que aplicado na eq. (11) resulta:

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C\alpha_f g R) \quad (33)$$

e

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C\alpha_r g R) \quad (34)$$

De acordo com a Figura 58, tem-se a composição do ângulo de esterçamento da roda em graus:

$$\delta = 57,3 L / R + \alpha_f - \alpha_r \quad (35)$$

Substituindo em eq. (33) e eq. (34):

$$\delta = 57,3 L / R + W_f V^2 / (C\alpha_f g R) - W_r V^2 / (C\alpha_r g R) \quad (36)$$

$$\delta = 57,3 L / R + (W_f / C\alpha_f - W_r / C\alpha_r) V^2 / (g R) \quad (37)$$

Onde:

δ – Ângulo de esterçamento da roda dianteira (graus)

L – Distância entre eixos (m)

R – Raio da curva (m)

V – Velocidade (m/s)

g – aceleração da gravidade (m/s^2)

W_f – Carga no eixo dianteiro (N)

W_r – Carga no eixo traseiro (N)

$C\alpha_f$ – Rigidez de curva do pneu dianteiro (Ny/grau)

$C\alpha_r$ – Rigidez de curva do pneu traseiro (Ny/grau)

O efeito de ângulo de deriva caracteriza o comportamento do veículo durante as manobras de curva chamados de esterçamento neutro, sob-esterçamento, sobre-esterçamento. A equação seguinte determina a maneira de se caracterizar o comportamento dinâmico do veículo nesta condição.

$$\delta = 57,3 L / R + k a_y \quad (38)$$

Onde:

K – Gradiente de sob-esterçamento (graus / g (m/s^2))

a_y – Aceleração lateral (g (m/s^2))

Portanto:

Esterçamento Neutro: $W_f / C\alpha_f = W_r / C\alpha_r$ ou $\alpha_f = \alpha_r \therefore K = 0$

Sob-esterçamento: $W_f / C\alpha_f > W_r / C\alpha_r$ ou $\alpha_f > \alpha_r \therefore K > 0$

Sobre-esterçamento: $W_f / C\alpha_f < W_r / C\alpha_r$ ou $\alpha_f < \alpha_r \therefore K < 0$

2.7 DINÂMICA DE MÁQUINAS

Para o delineamento matemático da cinemática do sistema de direção, utilizou-se Mabie [14] para a determinação da aplicação do sistema de coordenadas esféricas, pois segundo o Autor, estas facilitam o cálculo em se tratando de um sistema espacial. O sistema segue conforme Figura 59.

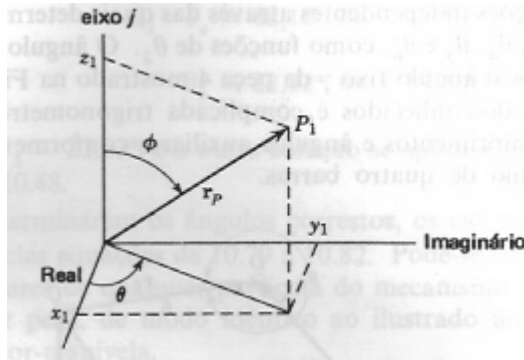


Figura 59. Esquema de coordenadas esféricas (Mabie [14])

O equacionamento baseia-se em:

$$\theta = \arctg (y_1/x_1) \quad (39)$$

$$\phi = \arctg ((x_1^2 + y_1^2) / z_1) \quad (40)$$

$$r_p = (x_1^2 + y_1^2 + z_1^2)^{0,5} \quad (41)$$

3 METODOLOGIA

3.1 MODELAGEM DO SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO ESTÁTICA (SISTEMA ESTÁTICO)

A modelagem visa determinar a função de transferência do ângulo imposto pelo condutor do veículo e os ângulos resultantes nas rodas dianteiras direita e esquerda. O desenvolvimento do estudo baseou-se nos dados da geometria de um sistema de direção de um veículo Palio [13]. Este modelo é válido na condição de ausência de forças laterais e de tração. Determinaram-se as equações que regem a cinemática da geometria de direção e realizaram-se os cálculos através do software de simulação ADAMS Chassis. Vale salientar que o software possui um maior nível de detalhamento em seu modelo, permitindo considerar por exemplo, as rigidezes dos componentes, itens não explorados na modelagem matemática proposta.

Modelou-se também o sistema de direção segundo a geometria de Ackerman, na forma simplificada, proposta por Gillespie [4] e na forma proposta pelo Autor desta dissertação.

3.2 MODELAGEM DA GEOMETRIA DO SISTEMA DE DIREÇÃO NA CONDIÇÃO DINÂMICA (SISTEMA DINÂMICO)

A modelagem visa determinar a correlação do ângulo das rodas do veículo imposto pelo condutor e os raios que o centro de gravidade do mesmo veículo descreve na condição dinâmica. O desenvolvimento do estudo baseou-se nos dados da geometria de um sistema de direção e suspensão de um veículo Palio [13]. Para a modelagem matemática, consideram-se as forças laterais e seus efeitos utilizando o equacionamento proposto por Gillespie [4], com um modelo simplificado de duas rodas, dianteira e traseira, chamado modelo de bicicleta. Também realizou-se a modelagem no software de simulação ADAMS/Chassis, sistema este com maior nível de detalhamento. O modelo matemático proposto, entre outras diferenças com o ADAMS, não considera as rigidezes dos componentes do veículo.

3.3 DELINEAMENTO EXPERIMENTAL PARA A DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE UM MECANISMO DE DIREÇÃO HIDRÁULICA PINHÃO&CREMALHEIRA

O objetivo é avaliar, através de cálculos e dados empíricos obtidos através de instrumentação em laboratório, os valores de energia que envolvem a operação de um conjunto mecanismo de direção pinhão e cremalheira hidráulico, visando a determinação de sua eficiência. O mecanismo em questão é o atualmente aplicado na família FIAT Palio. A bancada de teste utilizada é do fabricante Instron Schenck e possui três canais de controle, onde dois são lineares e um rotacional. Os canais lineares controlam a carga e posição e o rotativo torque e ângulo. Também foi utilizado um sistema de aquisição de dados National Instruments para a aquisição de valores de pressão em dois pontos.

Considerou-se no modelo o sistema de coordenadas esféricas, determinou-se o eixo J no mesmo centro de rotação do eixo do Pino Mestre (Kingpin). Portanto a barra 2 se movimenta no plano I R. Os ângulos formados pelas barras e o eixo R são chamados de θ e com o eixo J são chamados ϕ .

Portanto:

$$a + i b + j c = r_2 (e^{i\theta_2} \cos \phi_2 + j \sin \phi_2) + r_3 (e^{i\theta_3} \cos \phi_3 + j \sin \phi_3) \quad (42)$$

onde:

a – projeção no eixo R da coordenada do IBJ

b – projeção no eixo I da coordenada do IBJ

c – projeção no eixo J da coordenada do IBJ

r_2 – comprimento da barra 2 disposta entre o centro da articulação do OBJ e o eixo do Pino Mestre

θ_2 – ângulo formado pela barra 2 e o eixo R

ϕ_2 – ângulo formado pela barra 2 e o eixo J

r_3 – comprimento da barra 3 distância entre centros da articulação do OBJ e IBJ

θ_3 – ângulo formado pela barra 3 e o eixo R

ϕ_3 – ângulo formado pela barra 3 e o eixo J

Visando obter os resultados da solução da eq.(42), utilizou-se o módulo de Chassis do software de simulação ADAMS.

4.1.2 MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO DA GEOMETRIA DA ACKERMAN

A Figura 61 ilustra a geometria de Ackerman, onde o modelo matemático detalhado se embasa. Conforme Gillespie [4], pode-se aproximar para a equação $\delta = L / R$ eq.(9) em 9.6.1, já mencionada, quando o sistema opera descrevendo grandes raios de curvatura. Visando observar os valores em que este equacionamento é válido, foi detalhado por este Autor o modelo sem aproximações, visando comparar a faixa de erro com a fórmula simplificada.

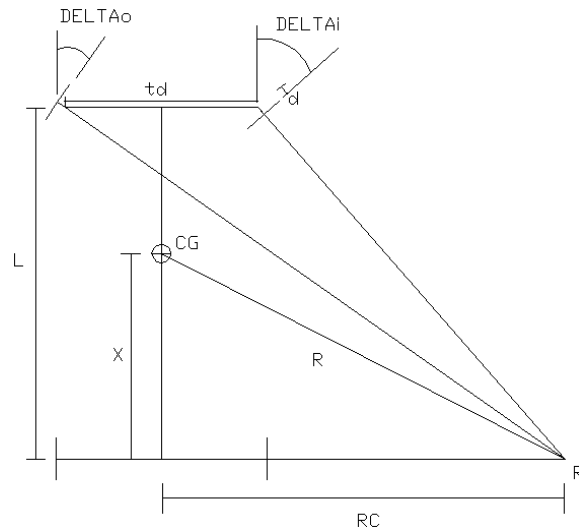


Figura 62. Esquema da geometria de Ackerman

O modelo sem aproximações ou detalhado é descrito nas seguintes equações:

$$\tan \delta_o = (L + d \sin \delta_o) / ((td / 2) + d * \cos \delta_o + (R^2 - X^2)^{0.5}) \quad (43)$$

$$\tan \delta_i = (L + d \sin \delta_i) / (-(td / 2) - d * \cos \delta_i + (R^2 - X^2)^{0.5}) \quad (44)$$

Onde:

d – Distância entre o OBJ e o eixo de rotação do Pino Mestre

td – Distância entre os ‘eixos’ de rotação do Pino Mestre direito e esquerdo

X – Distância entre o “eixo” traseiro e centro de gravidade do veículo

δ_o – Ângulo de esterçamento da roda externa a curva

δ_i – Ângulo de esterçamento da roda interna a curva

A Tabela 5 define as dimensões geométricas das variáveis acima mencionadas, conforme FIAT Palio [13].

Tabela 5 - Variáveis do veículo FIAT Palio [13]

d	60,85 mm
X	975,31 mm
L	2345,59 mm
td	645,11 mm

4.1.3 CÁLCULO ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO DO TORQUE GERADO NOS PNEUS

Calculou-se também o torque máximo do veículo na condição estática conforme Bastow [3], onde aplicou-se a equação:

$$T = \mu W^{3/2} / 3 P^{1/2} \quad (45)$$

Tabela 6 - Carga da roda dianteira esquerda e pressão do veículo FIAT Palio

Wfl	3426,29 N
P	193053,2 N/m ²

4.2 SISTEMA DINÂMICO

4.2.1 MODELAGEM ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO

Para o modelagem matemática aplicou-se o modelo da bicicleta, conforme Gillespie [4], vide Figura 58.

Na condição dinâmica determina a aparição das forças laterais e ângulos de deriva. Portanto o ângulo de esterçamento para um dado raio de curvatura R é determinado como segue:

Admitindo que o veículo está em equilíbrio dinâmico e para maior clareza foram repetidos os equacionamentos como seguem:

$$F_{yf} * b - F_{yr} * c = 0 \quad \text{eq. (29)}$$

$$\therefore F_{yf} = F_{yr} * c / b \quad \text{eq. (30)}$$

$$M V^2 / R = F_{yr} * (c / b + 1) = F_{yr} L / b \quad \text{eq. (31)}$$

$$F_{yr} = M b / L (V^2 / R) \quad \text{eq. (32)}$$

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C\alpha_f g R) \quad \text{eq. (33)}$$

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C\alpha_r g R) \quad \text{eq. (34)}$$

$$\delta = 57,3 L / R + \alpha_f - \alpha_r \quad \text{eq. (35)}$$

$$\delta = 57,3 L / R + W_f V^2 / (C\alpha_f g R) - W_r V^2 / (C\alpha_r g R) \quad \text{eq. (36)}$$

$$\delta = 57,3 L / R + (W_f / C\alpha_f - W_r / C\alpha_r) V^2 / (g R) \quad \text{eq. (37)}$$

Onde:

δ – Ângulo de esterçamento da roda dianteira (graus)

L – Distância entre eixos (m)

R – Raio da curva (m)

V – Velocidade (m/s)

g – aceleração da gravidade (m/s^2)

Wf – Carga no eixo dianteiro (N)

Wr – Carga no eixo traseiro (N)

$C\alpha_f$ – Rigidez de curva do pneu dianteiro (Ny/grau)

$C\alpha_r$ – Rigidez de curva do pneu traseiro (Ny/grau)

Os dados que compõem o equacionamento eq. (37) acima, estão informados na Tabela 7, como segue:

Tabela 7 - Dados de carga dos eixos dianteiros e traseiros e suas respectivas rigidezes de curva

Wf	6852,59 N
Wr	4877,40 N
$C\alpha_f$	1128,29 N/grau
$C\alpha_r$	1084,93 N/grau

As rigidezes de curva foram extraídas dos gráficos do Gillespie [4] (1992, pág. 200).

4.2.2 MODELAGEM EM ADAMS/CHASSIS

Para a modelagem em ADAMS/Chassis, foram corrigidas as coordenadas fornecidas pela FIAT [13], onde a diferença entre as coordenadas de origem referenciadas no ADAMS para as fornecidas pela FIASA em X são 1767,15 mm, em Y tem-se a mesma referência e em Z tem-se 481,08 mm.

4.2.2.1 SUSPENSÃO TRASEIRA

A Figura 63 é o esquema da geometria de suspensão traseira utilizada. As Tabelas 08 descreve os pontos do modelo e a Tabela 09 são as coordenadas principais que foram consideradas e inseridas no software.

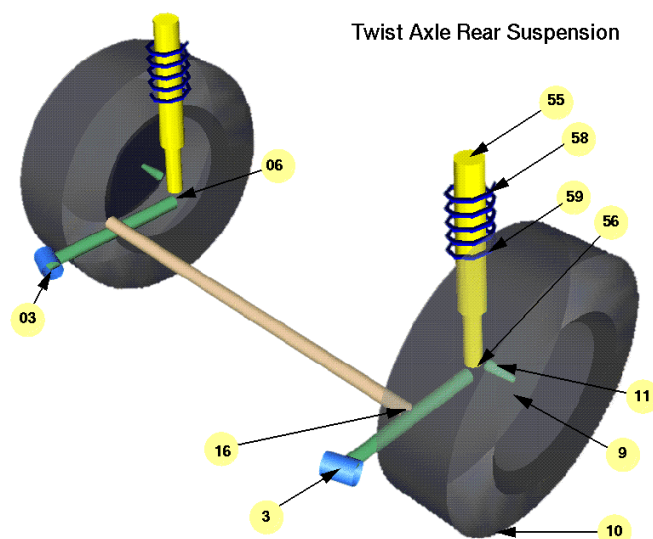


Figura 63. Esquema retirado do ADAMS da Suspensão traseira

Tabela 8 - Descrição dos pontos da geometria traseira

3	Articulação do braço inferior	6	Eixo do braço de articulação
9	Centro da roda	10	Área de contato com a pista
11	Eixo de alinhamento	58	Assento superior da mola
59	Assento inferior da mola	16	Eixo de ligação
55	Amortecedor superior	56	Amortecedor inferior

Tabela 9 - Descrição das coordenadas dos pontos da geometria traseira

Pt	x	y	z	Pt	x	y	z
3	-1956,1	362	34,9	6	2360	400	47
9	-2360	689	47	10	-2369	689	-231
11	-2360	430	47	58	-2197	460	200,5
59	-2220	460	53	16	-3943,28	-524	463,07
55	-2363	525	556,6	56	-2392,5	524	90

4.2.2.2 SUSPENSÃO DIANTEIRA

A Figura 64 é o esquema da geometria de suspensão dianteira utilizada. A Tabela 10 descreve os pontos do modelo e a Tabela 11 contém as coordenadas principais que foram consideradas e inseridas no software

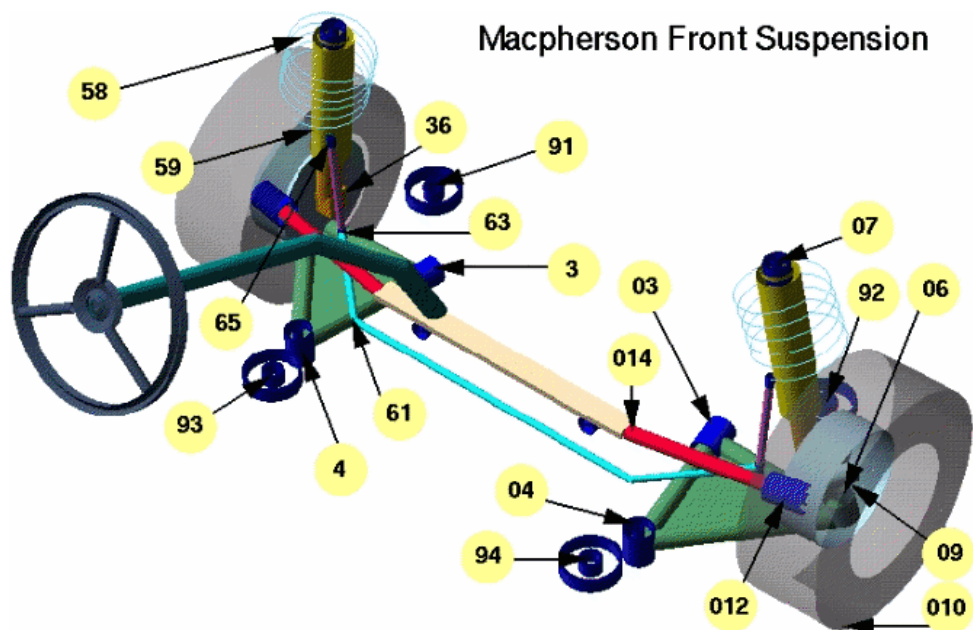


Figura 64. Esquema da suspensão dianteira Macpherson

Tabela 10 - Descrição dos pontos da geometria dianteira

3	Bucha da bandeja	4	Bucha da bandeja
6	Pivô	7	Topo do amortecedor
9	Centro da roda	10	Área de contato
11	Eixo de alinhamento	12	OBJ – Terminal do Dir. Hidr.
14	IBJ – Haste articulada interna	58	Assento da mola superior
59	Assento da mola inferior	36	Nó do Amortecedor
61	bucha da barra estabiliz. (esquerda)	63	Barra de ligação (esquerda)

Tabela 11 - Descrição das coordenadas dos pontos da geometria dianteira

Pt	x	y	z	Pt	x	y	z
3	1855,97	-337,5	391,13	4	2100,97	-337,5	391,13
6	1776,18	-671,6	357,66	7	1805,97	-545	1019,77
9	1781,56	-705,96	464,07	10	1781,56	-709,2	214,11
11	1781,56	-705,96	464,07	12	1901,57	-653,8	491,77
14	1948,22	-294	505,13	58	1806,47	-554,34	970,33
59	1797,21	-584,62	782,29	36	1784,37	-580,7	521,96
61	2146,15	-392,5	430,08	63	1783,15	-581,6	424,58

4.2.2.3 SISTEMA DE DIREÇÃO

A Figura 65 é o esquema da geometria do sistema de direção utilizado. A Tabela 12 descreve os pontos do modelo e a Tabela 13 contém as coordenadas principais que foram consideradas e inseridas no software.

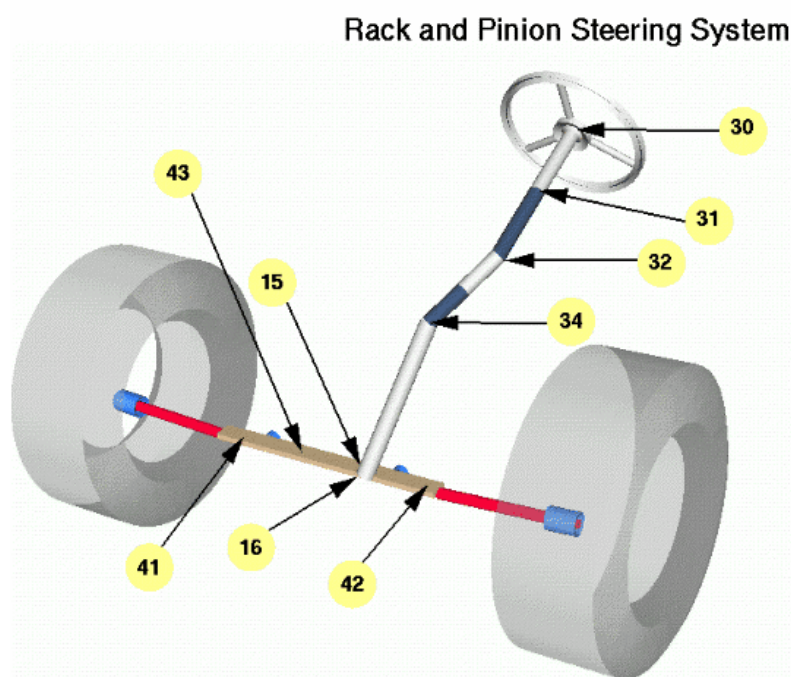


Figura 65. Esquema do sistema de direção pinhão e cremalheira

Tabela 12 - Descrição dos pontos do sistema de direção

30	Centro do volante	31	União
32	Junta universal	34	Junta universal
15	Pinhão	16	Cremalheira
41	Fixação da carcaça do mec. (esq.)	42	Fixação da carcaça do mec. (dir.)

Tabela 13 - Descrição das coordenadas dos pontos do sistema de direção

Pt	x	y	z	Pt	x	y	z
30*	2701	-304	1037	31*	2700	-304	1036,5
32*	2146	-300,43	774,84	34*	2007	-216,39	650
15	1933,22	-165	511,28	16	1948,22	0	505,13
41	1984,47	-123	489,88	42	1984,47	-123	489,88

*Valores assumidos conforme modelo BECAR disponível no ADAMS.

Vale salientar outras informações do modelo como a relação de engrenamento de 47,8 mm para uma volta, como o máximo curso da cremalheira partindo da posição central de 65 mm.

4.2.2.4 EXECUTANDO O MODELO NO ADAMS

A Figura 66 é a representação do modelo gerado pelo software com as condições de contorno definidas nos itens 4.2.2.1 a 4.2.2.3.

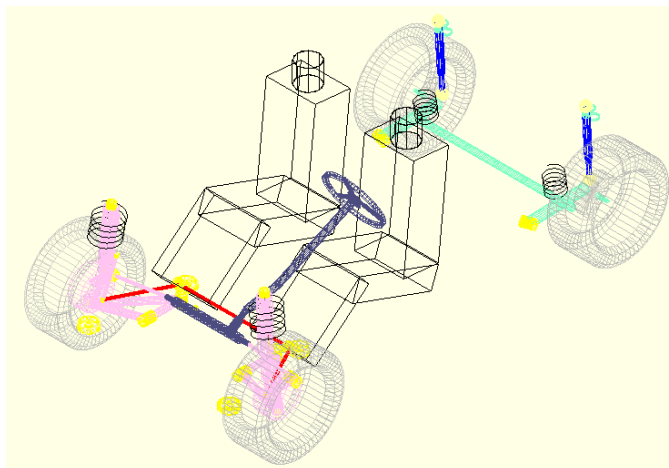


Figura 66. Modelo gerado no ADAMS a partir das coordenadas do veículo em estudo

5 SIMULAÇÃO E RESULTADOS

5.1 SISTEMA ESTÁTICO

5.1.1 DETERMINAÇÃO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA ENTRE O VOLANTE E AS RODAS DO VEÍCULO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO ADAMS/CHASSIS

A partir deste modelo simulou-se o esterçamento do sistema de direção de batente a batente que resulta em 990° de giro do volante ou 495° para cada sentido de esterçamento. As Figuras 67 e 68 ilustram os gráficos gerados pelo software, onde verificam-se os ângulos de giro do volante versus os ângulos das rodas direita e esquerda.

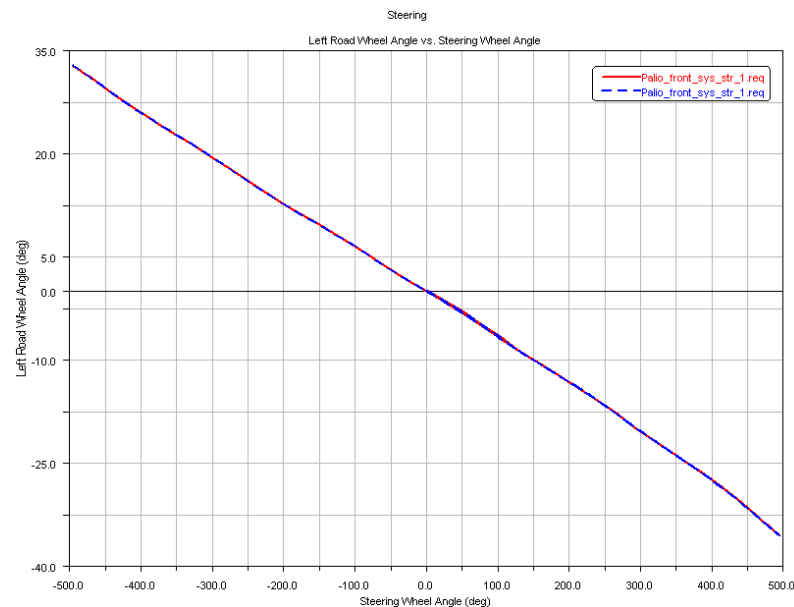


Figura 67. Gráfico gerado pelo ADAMS de ângulos de esterçamento do volante e da roda esquerda

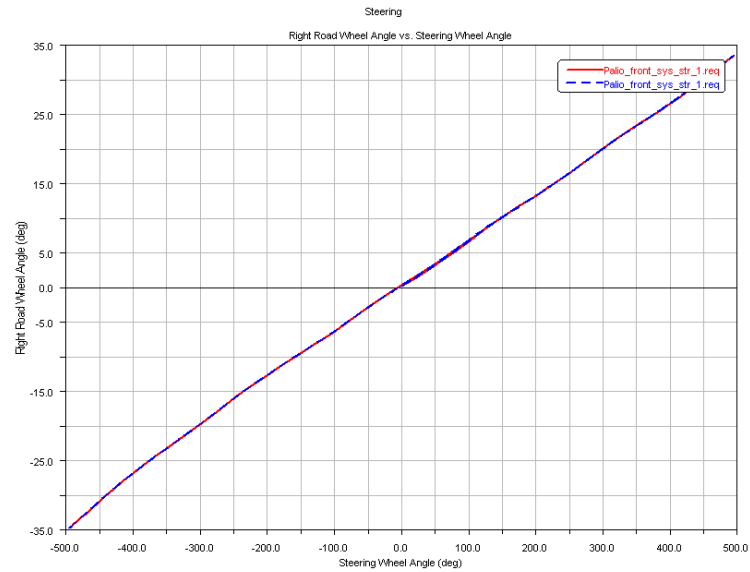


Figura 68. Gráfico gerado pelo ADAMS de ângulos de esterçamento do volante e da roda direita

Através da simulação, avaliou-se o desempenho do sistema de direção em relação aos ângulos teóricos gerados pela geometria de Ackerman. As Figuras 69 e 70 representam esta comparação das rodas dianteiras direita e esquerda.

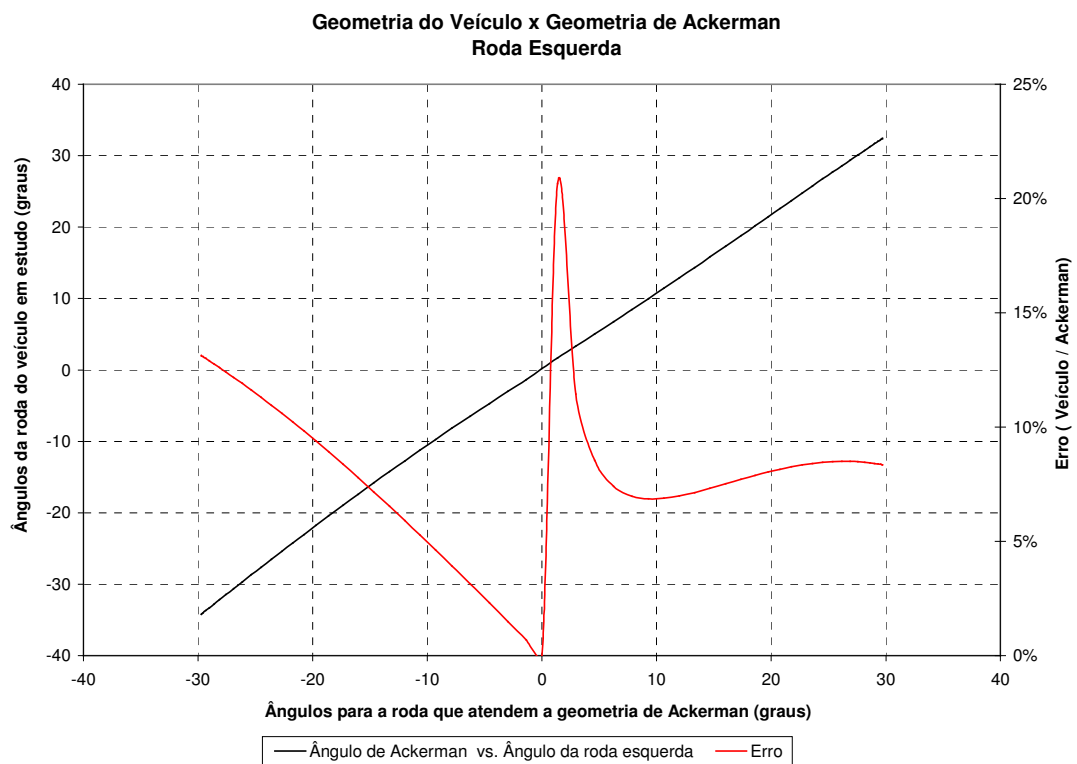


Figura 69. Gráfico do ângulo da roda esquerda v.s. ângulo teórico de Ackerman

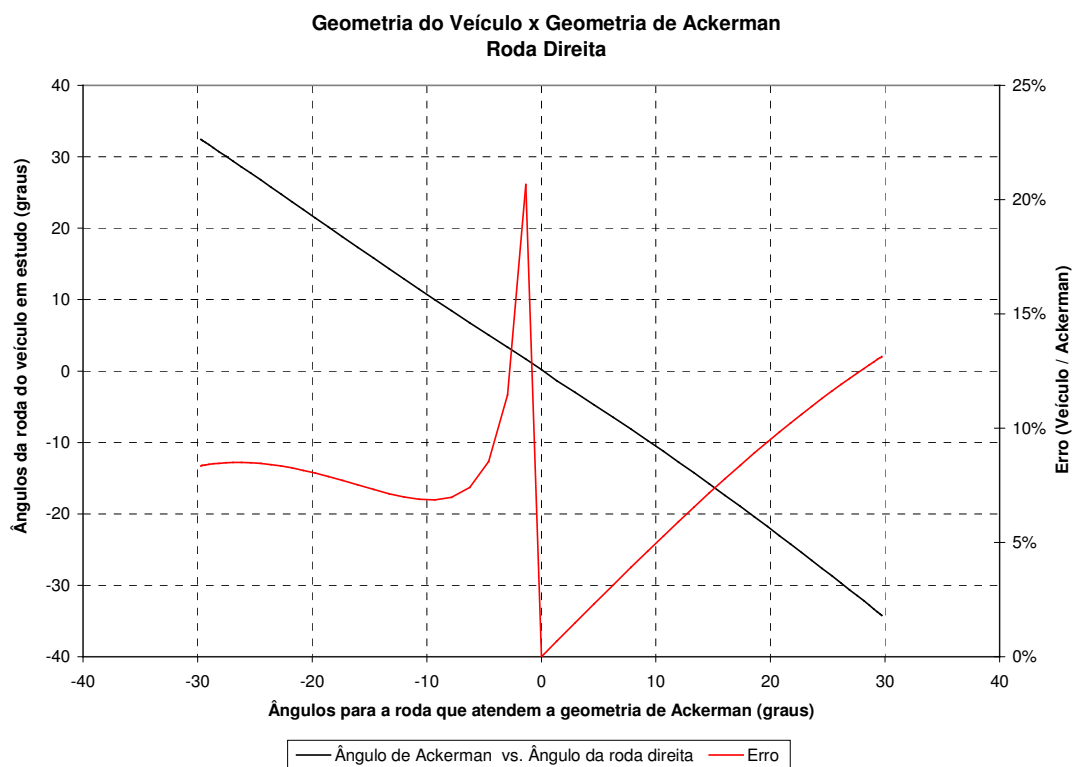


Figura 70. Gráfico do ângulo da roda direita v.s. ângulo teórico de Ackerman

Vale salientar a determinação do erro da geometria do veículo em estudo em relação a geometria de Ackerman, representada de forma gráfica nas Figuras 69 e 70.

5.1.2 COMPARAÇÃO DO EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO SIMPLIFICADO E DETALHADO PARA CÁLCULO DA GEOMETRIA DE ACKERMAN

A simulação foi realizada em Excel, onde calcularam-se os ângulos de esterçamento conforme modelo da bicicleta, Gillespie [4], e desconsideraram-se forças laterais. As Tabelas 14 e 15 determinam os ângulos de esterçamento para os raios de curva de 12, 15 e 20 m.

Tabela 14 - Ângulos de esterçamento da roda externa para raios de curva de 12, 15 e 20 m

δ_o (graus)	δ_o (rad)	R (m)	Raprox. (m)	Erro (%)	$\delta_{aprox.}$ (rad)	$\delta_{aprox.}$ (graus)	Erro (%)
11,7113	0,204401	12	11,47545	4,37	0,195466	11,19937	4,37
9,300327	0,162321	15	14,45029	3,66	0,156373	8,959492	3,66
6,918316	0,120747	20	19,42559	2,87	0,117279	6,71962	2,87

Tabela 15 - Ângulos de esterçamento da roda interna para raios de curva de 12, 15 e 20 m

δ_i (graus)	δ_i (rad)	R (m)	Raprox. (m)	Erro (%)	$\delta_{aprox.}$ (rad)	$\delta_{aprox.}$ (graus)	Erro (%)
10,54093	0,183974	12	12,74958	-6,25	0,195466	11,19937	-6,25
8,54363	0,149114	15	15,73013	-4,87	0,156373	8,959494	-4,87
6,489269	0,113259	20	20,70995	-3,55	0,117279	6,71962	-3,55

Os gráficos ilustrados nas Figuras 71 e 72 apresentam o comportamento do equacionamento para os ângulos de esterçamento na condição aproximada e detalhada para as rodas internas e externas.

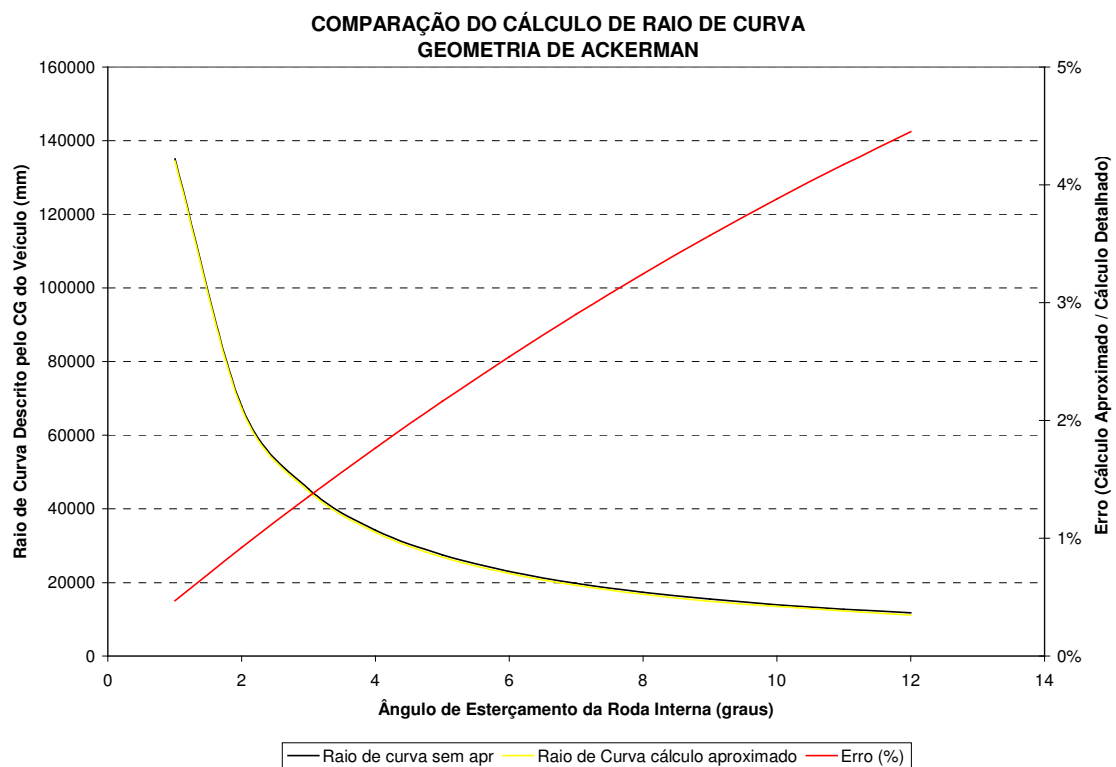


Figura 71. Gráfico do erro gerado no raio de curva entre o equacionamento aproximado e o detalhado para o cálculo do esterçamento segundo a Geometria de Ackerman da roda interna

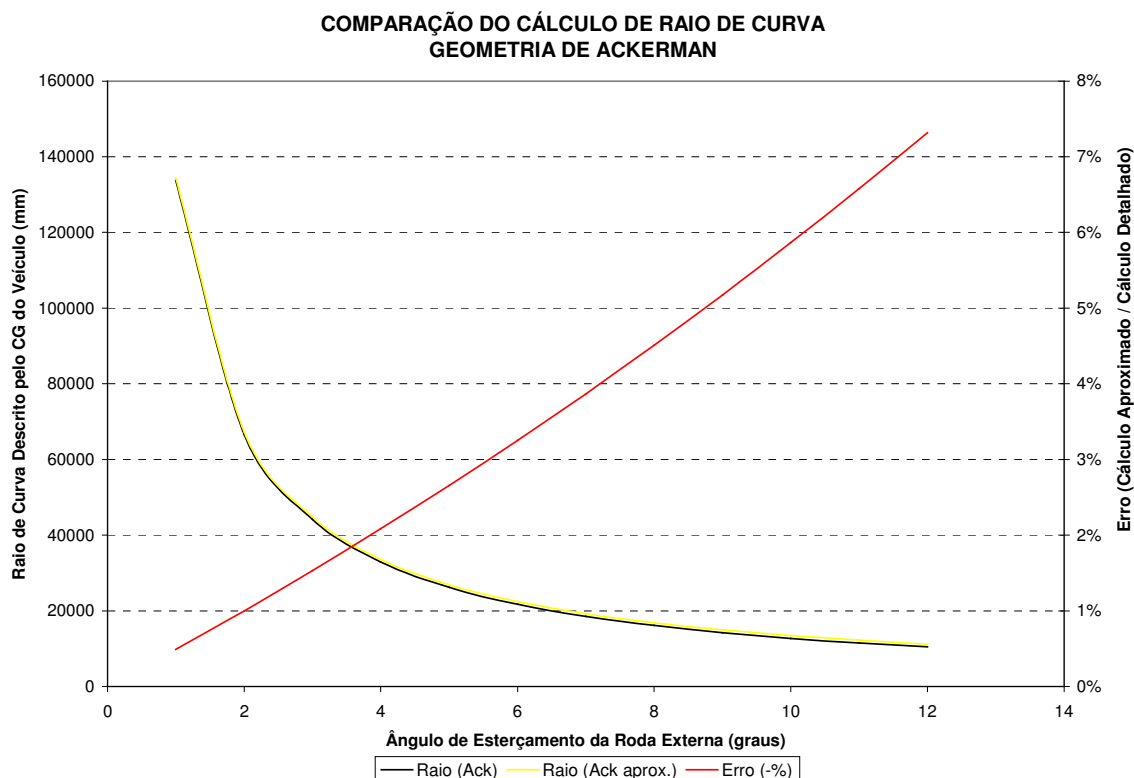


Figura 72. Gráfico do erro gerado no raio de curva entre o equacionamento aproximado e o detalhado para o cálculo do esterçamento segundo a Geometria de Ackerman da roda externa

5.1.3 CÁLCULO DO EQUACIONAMENTO DO TORQUE GERADO NOS PNEUS

O torque na roda gerado segundo o equacionamento proposto para a roda dianteira esquerda do veículo por Bastow [3] é:

$$T = \mu W^{3/2} / 3 P^{1/2} \quad \text{eq.(45)}$$

$$T = 1 (3426,29)^{3/2} / 3 (193053,2)^{1/2} = 152,15 \text{ Nm}$$

5.2 SISTEMA DINÂMICO

5.2.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DE EQUACIONAMENTO DO VEÍCULO (MANOBRA DE CURVA COM RAIOS CONSTANTES DE 15 M REFERENCIADO AO CG DO VEÍCULO)

Durante a simulação o veículo é conduzido em velocidades crescentes a partir do zero até atingir a aceleração lateral de 0,4 g correspondente à velocidade de 27,62 km/h.

A Figura 73 ilustra os resultados do ângulo de deriva em função do acréscimo da aceleração lateral do modelo da bicicleta. Para a simulação determinou-se que o CG modelo deve descrever uma trajetória circular com o raio de 15 m.

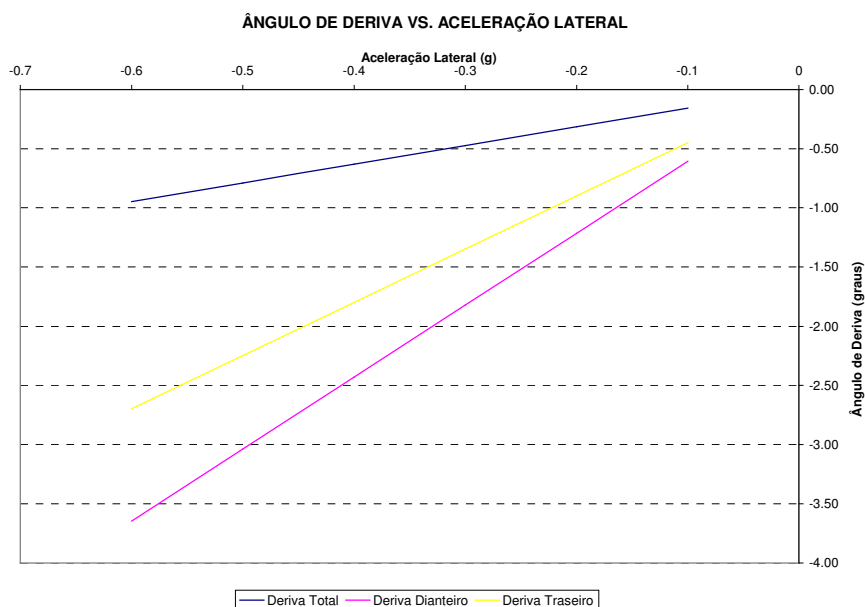


Figura 73. Gráfico do modelo bicicleta dos ângulos de deriva (Raio 15 m)

O ângulo de deriva total é formado pela somatória do ângulo de deriva da roda dianteira e traseira.

O gráfico da Figura 74 determina a variação para o modelo da bicicleta da força lateral pela aceleração lateral.

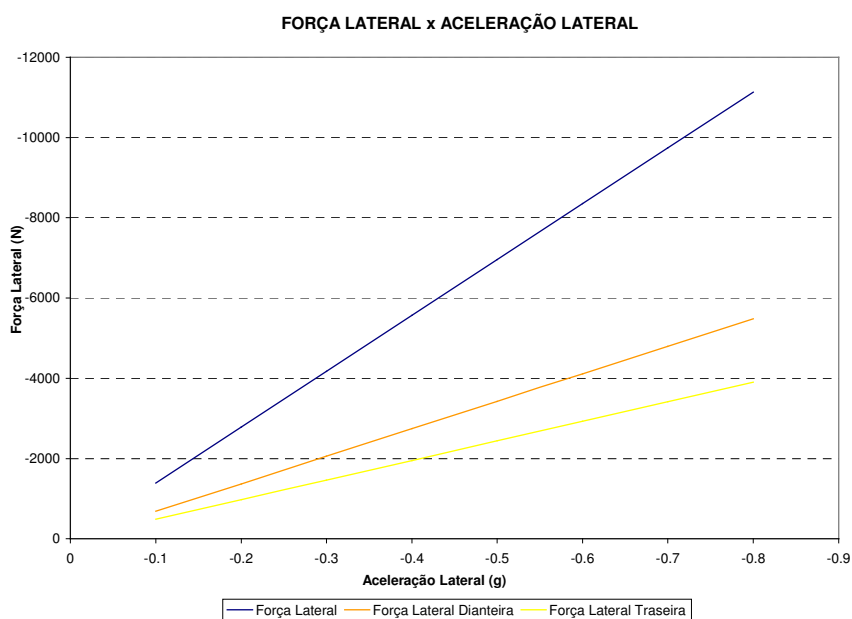


Figura 74. Gráfico da força lateral em função da aceleração lateral

Da equação $\delta = 57,3 L / R + (W_f / C\alpha_f - W_r / C\alpha_r) V^2 / (g R)$ eq.(37), pode-se calcular o ângulo de esterçamento aproximado da roda.

$$\delta = 57,3 \cdot 2345,59 / 15000 + (6852,59 / 1128,29 - 4877,40 / 1084,93) \cdot 7,62^2 / (9,81 \cdot 15)$$

$$\delta = 8,96 + 0,62$$

$$\delta = 9,53^\circ$$

5.2.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ADAMS DO VEÍCULO REALIZANDO MANOBRA DE CURVA COM RAIOS CONSTANTES DE 15 M REFERENCIADO AO CG DO VEÍCULO PARA ESQUERDA

A simulação foi realizada incrementando-se linearmente a velocidade produzindo a aceleração lateral conforme Figura 75. Portanto aos 4 segundos determina-se o valor máximo de aceleração de 0,4 g (Velocidade de 27,62 km/h).

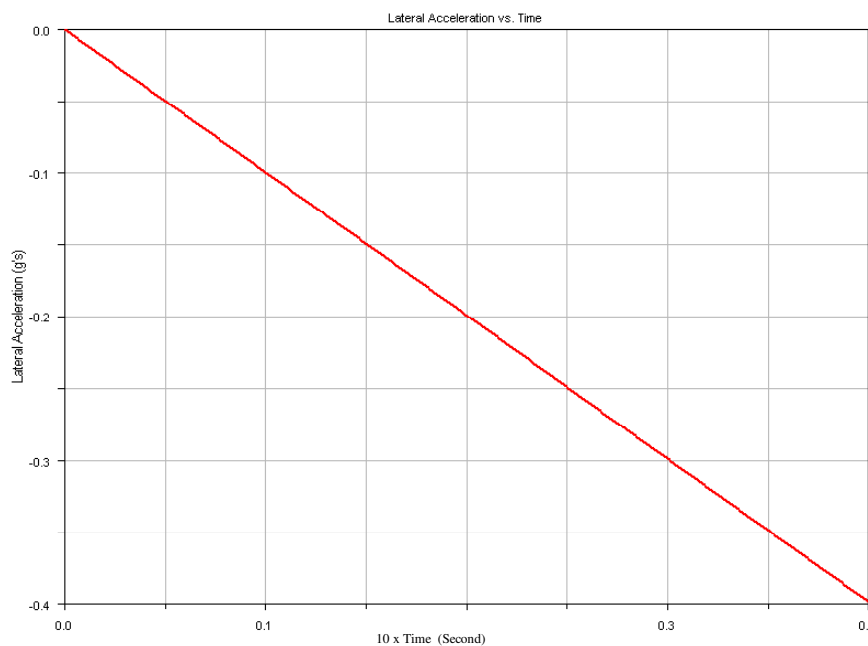


Figura 75. História temporal da aceleração lateral para o raio constante de 15 m

O gráfico da Figura 76 determina a história temporal de aplicação do ângulo no volante para atingir um raio de 15 m com uma aceleração lateral de 0,4 g.

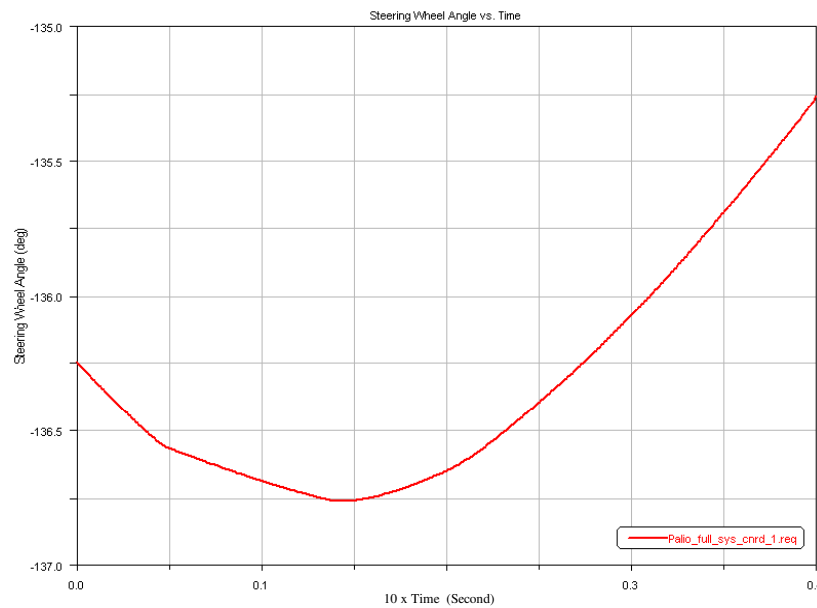


Figura 76. História temporal do ângulo do volante para o veículo Palio descrever uma curva com raio de 15 m com 0,4 g de aceleração lateral

Através do gráfico da Figura 76, determinam-se os ângulos das rodas direita e esquerda correlacionando seus valores com os gráficos das Figuras 67 e 68 no instante 4 s.

A Figura 77 determina o gráfico do ângulo de deriva dos eixos dianteiro e traseiro.

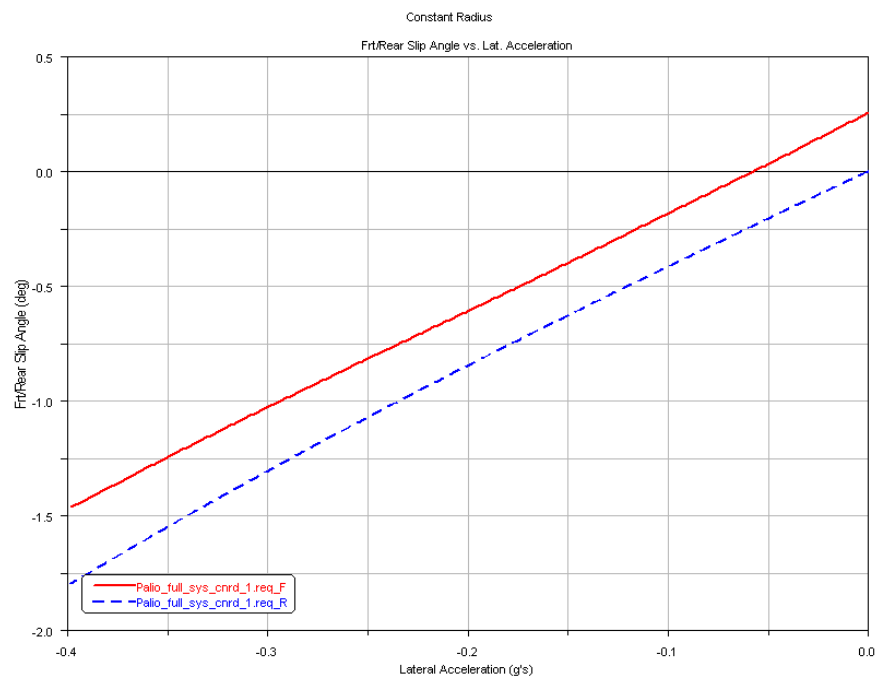


Figura 77. Gráfico gerado pelo ADAMS dos ângulos de deriva traseiro e dianteiro para raio de 15 m e aceleração lateral de 0,4 g

O gráfico da Figura 78 determina a distribuição das forças laterais nos quatro pneus do veículo.

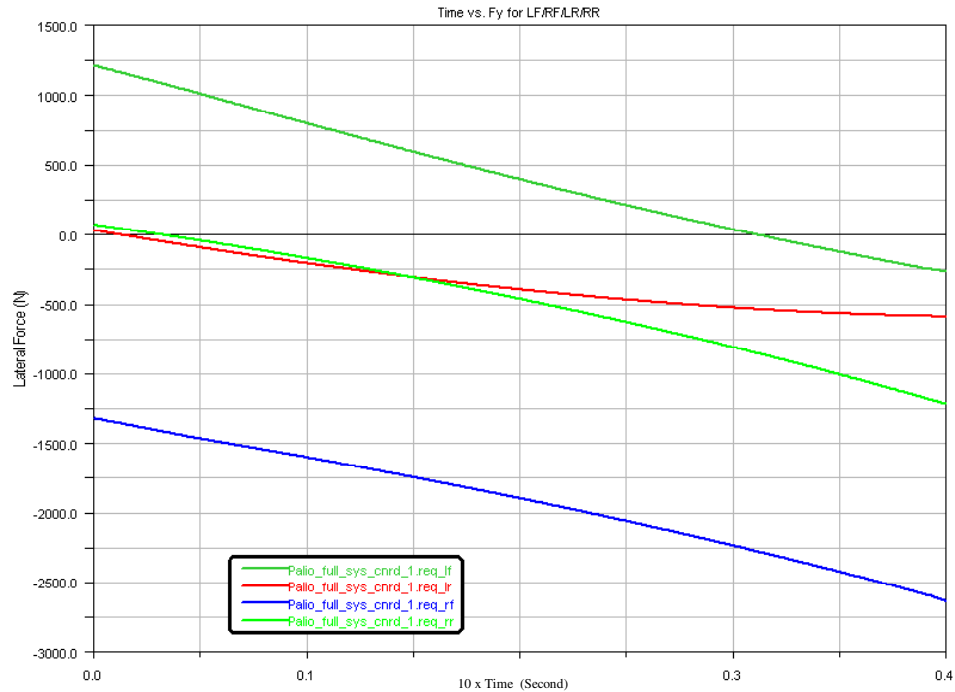


Figura 78. História temporal das forças laterais nos 4 pneus do veículo para raio de 15 m e aceleração lateral de 0,4 g

O gráfico da Figura 79 determina a distribuição para cada roda do veículo das forças verticais durante a manobra da simulação em questão.

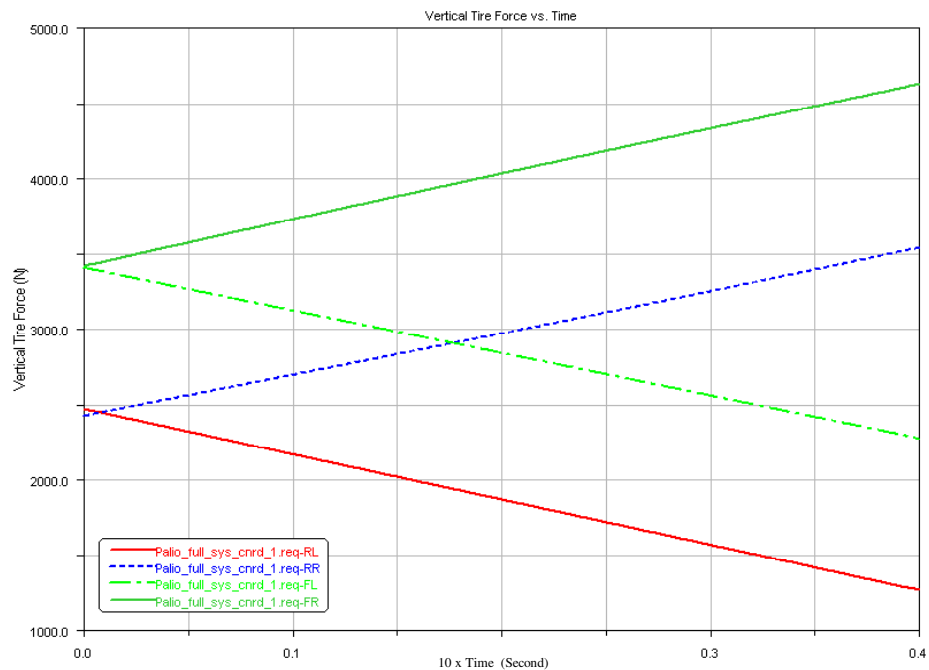


Figura 79. História temporal das forças verticais durante a manobra de raio de 15 m e 0,4 g

6 DELINEAMENTO EXPERIMENTAL E RESULTADOS

Visando avaliar a eficiência do trabalho realizado pelo mecanismo de direção delineou-se um experimento, onde um mecanismo de direção foi montado em uma bancada de teste de durabilidade Instron Schenck (IST), vide Figuras 80 e 81. A bancada simula a condição de montagem no veículo, contudo neste caso as barras laterais foram montadas no mesmo eixo da cremalheira, visando facilitar os cálculos.



Figura 80. Amostra montada na bancada
IST



Figura 81. Amostra montada na bancada
IST

Instalaram-se dois transdutores de pressão nas duas câmaras de pressão do mecanismo acoplados a um sistema de aquisição de dados National Instruments, conforme Figuras 82 e 83.



Figura 82. Dois transdutores de pressão



Figura 83. Notebook e Software
Labview

O mecanismo é alimentado através dos pórticos (Figura 85), por uma bomba hidráulica, conforme Figura 86. A temperatura do óleo hidráulico fornecido foi controlada através de um sistema de controle de temperatura conforme Figura 84.



Figura 84. Controlador de Temperatura



Figura 85. Pórticos de Pressão



Figura 86. Unidade Hidráulica

O delineamento experimental buscou determinar as seguintes variáveis, ilustradas na Figura 87:

P1 : Pressão na Câmara 01

P2 : Pressão na Câmara 02

Ap : Ângulo do Pinhão

Tp : Torque no Pinhão

F1 : Força lado esquerdo

F2 : Força lado direito

R : Posição da cremalheira

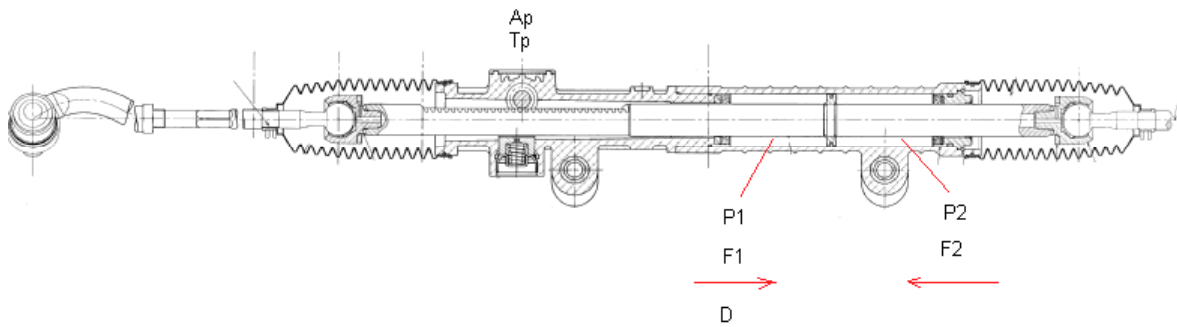


Figura 87. Esquema de um mecanismo de direção hidráulica

Executou-se um ciclo de testes, onde acionou-se o mecanismo de direção de batente a batente e realizou-se a aquisição de dados através do software da bancada de testes, vide Figura 88 e o sistema da National Instruments. O valor de carga restritiva a que o mecanismo de direção foi submetido, deve ser considerado representativo para uma manobra estática.

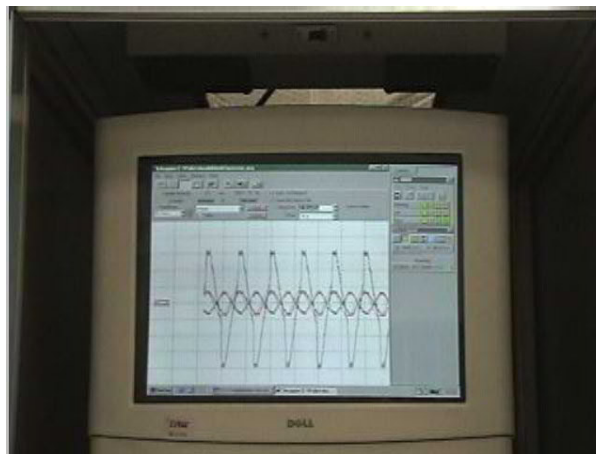


Figura 88. Software de Controle e
Aquisição Instron Schenck

Os dados da bancada Instron Schenck foram agrupados em Excel e apresentados na forma gráfica, conforme Figura 89.

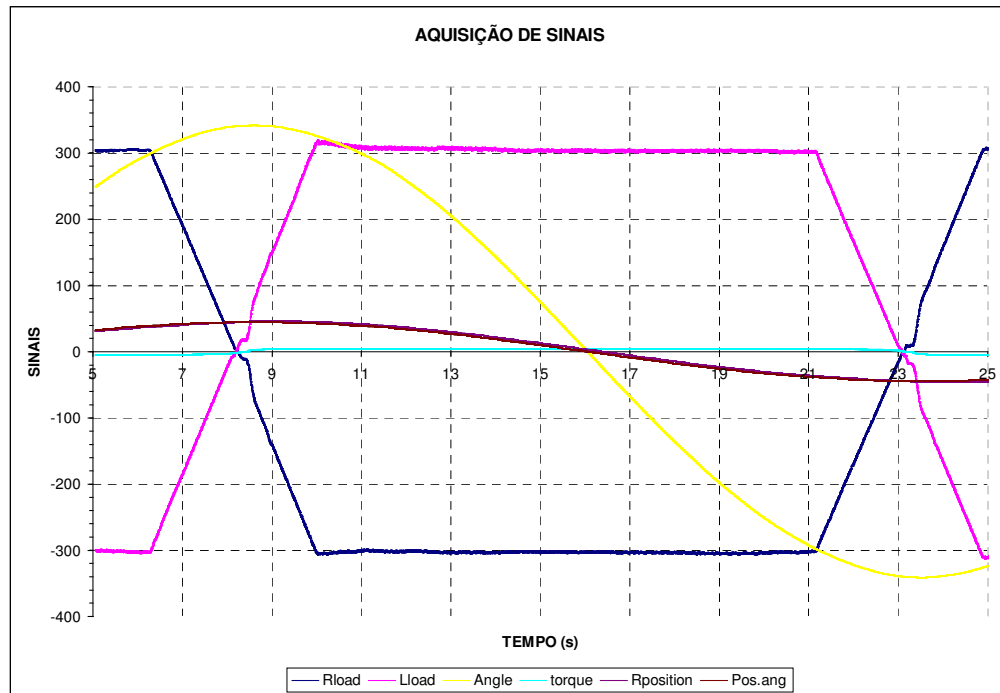


Figura 89. Gráfico das aquisições realizadas na bancada Instron Schenck

A Figura 90 ilustra o gráfico da aquisição das pressões das câmaras do mecanismo de direção, coletados pelo sistema National Instruments.

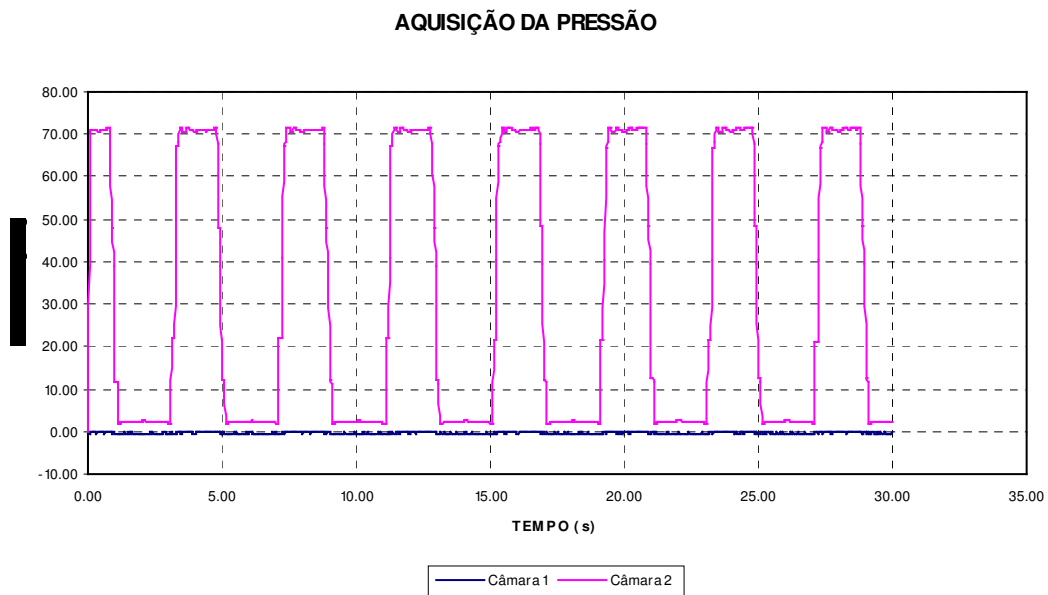


Figura 90. Gráfico da aquisição de pressão das câmaras do mecanismo

7 ANÁLISE DOS RESULTADOS

7.1 SISTEMA ESTÁTICO

7.1.1 DETERMINAÇÃO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA ENTRE O VOLANTE E AS RODAS DO VEÍCULO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO ADAMS UTILIZANDO OS DADOS DO FIAT PALIO [13]

De acordo com os resultados extraídos da simulação realizada no ADAMS, conforme Figuras 67 e 68, verificou-se a definição da função de transferência da aplicação de ângulos no volante e seus respectivos ângulos em cada roda dianteira.

Quanto à análise da geometria do veículo em estudo no atendimento da geometria de Ackerman, constatou-se que a roda externa apresenta um comportamento de erro para maior no esterçamento em relação a Ackerman. Para esterçamentos de $4,6^\circ$ a $29,7^\circ$ os erros permanecem entre 6,85% a 8,55%, vide Figuras 69 e 70. Para ângulos de esterçamentos de 0° a 3° , observa-se erros de até 20,65%. Na análise da roda interna a curva, o erro ocorre com uma tendência de crescimento linear desde a posição zero de esterçamento e erro zero, até o máximo esterçamento com um valor máximo de 13,13%. Comparando-se a variação dos resultados das rodas externa e interna do veículo em estudo com relação a geometria de Ackerman gerada pelo ADAMS, a roda externa é quem tem menores erros para grandes ângulos de esterçamento, contudo seu erro está permanentemente presente. Já a roda interna apresenta menores erros para esterçamentos da roda de até $13,29^\circ$.

7.1.2 COMPARAÇÃO DOS EQUACIONAMENTOS CINEMÁTICOS SIMPLIFICADO POR GILLESPIE [4] E O MODELO DO AUTOR PARA CÁLCULO DA GEOMETRIA DE ACKERMAN UTILIZANDO OS DADOS DO FIAT PALIO [13]

O equacionamento aproximado apresenta erros em relação ao detalhado, para as condições do CG do veículo descrevendo os raios de 12 m / 20 m. Calcularam-se, pelo equacionamento do autor, respectivamente os ângulos de esterçamento para a roda interna a curva de $11,71^\circ$ / $6,91^\circ$ e para a externa $12,75^\circ$ / $6,49^\circ$. Os raios resultantes destes ângulos de esterçamento calculados através do equacionamento simplificado foram respectivamente para a roda interna de 11,475 m / 19,425 m e para roda externa de 12,749 m / 20,710 m. Portanto têm-se respectivamente os erros para roda interna 4,37% / 2,87% e para a roda externa - 6,25% / - 3,55% quando aplica-se o modelo simplificado nas condições mencionadas.

7.2 SISTEMA DINÂMICO

Os itens de 5.2.1 e 5.2.2 foram analisados juntamente devido à necessidade da análise dos resultados.

Todas as análises foram realizadas no instante 4 segundos, pois neste instante foi determinada a aceleração lateral máxima de 0,4 g que resulta na velocidade de 27,62 km/h, conforme Figura 75, para o CG do veículo em estudo descrever um raio de 15 m. Nesta condição de aceleração lateral e descrição de um raio de 15 m, o veículo necessitou de 136,24° de esterçamento do volante, vide Figura 76. Os 136,42° do volante, determinaram os ângulos das rodas direita e esquerda correlacionando seus valores com os gráficos das Figuras 67 e 68. Portanto os ângulos das rodas direita e esquerda são respectivamente 8,94° e 8,68°. O ângulo de esterçamento, para condição em questão, calculado pelo modelo da bicicleta determinou um ângulo de esterçamento de roda de 9,53°. A variação entre os resultados pode ser verificada devido às divergências do modelo simplificado e o detalhado do ADAMS. Analisando-se inicialmente os ângulos de deriva gerados pelo ADAMS, para as rodas dianteiras têm-se 1,4606° e para traseira 1,7929°. O modelo da bicicleta gerou ângulos de deriva para a roda dianteira 2,4294° e para a traseira 1,7982°. As variações verificadas entre os resultados dos ângulos de deriva do ADAMS e o modelo da bicicleta são para o ângulo de deriva da roda dianteira de 60,12% e para a traseira 0,29%. As possíveis explicações vêm das simplificações utilizadas no modelo da bicicleta. O ADAMS considera as quatro rodas, a geometria do sistema de direção de acordo com o veículo em estudo, os valores das forças laterais e verticais em cada roda, conforme Figuras 78 e 79. Os valores das forças laterais estão descritos na Tabela 16, onde podem-se verificar as diferenças das forças laterais entre as rodas direita e esquerda e eixos traseiro e dianteiro.

Tabela 16 - Distribuição das forças laterais no instante 4 segundos

Força Lateral (N)	Esquerda	Direita
Dianteira	-264,38	-2635,55
Traseira	-587,92	-1218,86

As forças verticais, no instante de estudo, apresentam os valores conforme Tabela 17.

Tabela 17 - Distribuição das forças verticais no instante 4 segundos

Força Vertical (N)	Esquerda	Direita
Dianteira	2276,29	4632,01
Traseira	1267,44	3536,93

Realizando a analogia com o modelo da bicicleta, constata-se o efeito da força lateral apenas nos eixos dianteiro e traseiro, conforme Tabela 18.

Tabela 18 - Distribuição das forças laterais no modelo da bicicleta

Força Lateral (N)	Roda	Somatória *	(%)
Dianteira	2741,03	2899,93	5,48
Traseira	1950,96	1806,78	- 7,98

* Somatória dos resultados gerados pelo Adams das rodas esquerda e direita.

A força lateral é diretamente proporcional para o cálculo do ângulo de deriva, portanto os erros das aproximações têm influência direta nos resultados.

Outro fator a ser ressaltado foi a determinação da rigidez de curva dos pneus. O modelo da bicicleta determina forças verticais conforme a Tabela 19.

Tabela 19 - Distribuição das forças verticais no modelo da bicicleta

Forças verticais (N)	Roda
Dianteira	6852,59
Traseira	4877,40

Os valores dos coeficientes de rigidez de curva dos pneus foram extraídos de um gráfico de Gillespie [4] (1992, pág 200), como referência. As entradas para a determinação dos coeficientes foram as forças verticais do eixo dianteiro e traseiro. Portanto o efeito de rolamento do veículo determinado pela manobra de curva para esquerda, determina o acréscimo das cargas das rodas do lado direito do veículo, que não é considerado no modelo da bicicleta.

7.3 EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE DIREÇÃO

$$W_r = W_h + W_t - W_{a/e} - W_{pd} \quad (46)$$

Onde:

W_r – Trabalho real (J)

W_h – Trabalho do sistema hidráulico (J)

W_t – Trabalho gerado pelo engrenamento (J)

$W_{a/e}$ – Energia absorvida pelas forças de atrito (J)

W_{pd} – Trabalho gerado pela perda de carga (J)

Os valores descritos na Tabela 20 são os valores médios obtidos no experimento entre 15 e 17 s:

Tabela 20 - Valores resultantes da aquisição de dados

$T_e = 4,56 \text{ N.m}$
$P_1 = 2,36 \text{ bar}$
$P_2 = 71,18 \text{ bar}$
$F_1 = -303,03 \text{ kgf}$
$F_2 = 303,16 \text{ kgf}$
$D = 18,56 \text{ mm}$

Onde:

P_1 : Pressão na Câmara 01

P_2 : Pressão na Câmara 02

A_p : Ângulo do Pinhão

T_p : Torque no Pinhão

F_1 : Força lado esquerdo

F2 : Força lado direito

R : Posição da cremalheira

Trabalho Real

$$W_r = F_a * D_a \quad (47)$$

Onde:

F_a – Força dos atuadores mantida constante na direção do deslocamento (N)

D_a – Deslocamento dos atuadores (m)

$$W_r = (303,16 + 303,03) * 9,81 * 18,56 * 0,001$$

$$W_r = 110,36 \text{ J}$$

Trabalho Hidráulico

$$W_h = \int p_h dv_h \quad (48)$$

Onde:

p_h – pressão do sistema hidráulico (Pa)

dv – volume deslocado pelo sistema hidráulico (m³)

$$W_h = 7118000 * 18,56 * 0,001 (41,25^2 * 3,1415 - 24,968^2 * 3,1415)$$

$$W_h = 118,86 \text{ J}$$

Trabalho da Perda de Carga

$$W_{pd} = \int p_c dv_c \quad (49)$$

p_c – Pressão gerada pela perda de carga do mecanismo (Pa)

v_c – Volume deslocado para tanque (m³)

$$W_{pd} = 236000 * 18,56 * 0,001 (41,25^2 * 3,1415 - 24,968^2 * 3,1415)$$

$$W_{pd} = 3,71 \text{ J}$$

Trabalho gerado pelo torque de entrada

$$T_e = 4,56 \text{ N.m}$$

$$\text{Diâmetro primitivo} = 15,7 \text{ mm}$$

$$\text{Força resultante} = T_e / (D_i \text{âmp}/2) = 4,56 / ((15,7 \cdot 10^{-3})/2) = 580,89 \text{ N} \quad (50)$$

$$W_t = F_e \cdot D_e \quad (51)$$

Onde:

F_e – Força no engrenamento (N)

D_e – Deslocamento da cremalheira (m)

$$W_t = 508,89 \cdot 18,56 \cdot 0,001 = 10,78 \text{ J}$$

Portanto:

$$W_{a/e} = W_h - W_r + W_t - W_{pd} \quad (52)$$

$$W_{a/e} = 118,86 - 110,36 + 10,78 - 3,71$$

$$W_{a/e} = 15,57 \text{ J}$$

Trabalho gasto em perdas:

$$W_{perdas} = W_{a/e} + W_{pd} \quad (53)$$

$$W_{perdas} = 19,26 \text{ J}$$

Trabalho Gerado:

$$W_{gerado} = W_{hidráulico} + W_{torque} \quad (54)$$

$$W_{gerado} = 118,86 + 10,78 = 129,64 \text{ J}$$

Rendimento

$$\eta = 1 - W_{perdas} / W_{gerado} = 1 - 19,26 / 129,64 \cdot 100 = 85,14 \% \quad (55)$$

Os resultados do estudo demonstram que o sistema opera com uma eficiência de 85,14 % para a condição de operação em questão. Vale salientar que a energia hidráulica consumida gera uma perda de 0,16 hp para o motor na condição de avaliação mencionada.

8 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizado o modelo geométrico do sistema de direção utilizando formulações matemáticas simplificadas extraídas de Gillespie [4]. Esta formulação foi detalhada por este Autor e seus resultados foram comparados.

Foram utilizadas as fórmulas dinâmicas de Gillespie [4] para a determinação das propriedades de inscrição em curva. A mesma situação foi avaliada utilizando o modelo completo do sistema de direção de um veículo Palio [13] desenvolvido no software de simulação ADAMS/Chassis.

Foram obtidas as seguintes informações:

Função de transferência do volante do veículo para as rodas dianteiras esquerda e direita.

Correlação do ângulo do volante para inscrição em curva de raio constante.

Durante as simulações foram obtidos os resultados de:

- Ângulos de esterçamento das rodas
- Ângulos de esterçamento do volante
- Forças verticais
- Forças Horizontais
- Raios de curvas
- Acelerações Laterais
- Ângulos de deriva

Analisando os resultados obtidos pode-se constatar:

Quando compara-se a aplicação da formulação simplificada $\delta = L / R$ eq. (9) proposta por Gillespie [4] para o cálculo dos ângulos de esterçamento segundo a geometria de Ackerman, com as formulações detalhadas (eq.(43) e eq.(44)) propostas por este Autor, a ressalva para a aplicação da equação simplificada para pequenos ângulos de esterçamento δ informada por Gillespie [4] se justifica, pois quando avaliados expressivos ângulos de esterçamento da roda na ordem de 12° e 7° , verificaram-se respectivamente erros para roda interna 4,37% / 2,87% e para a roda externa - 6,25% / - 3,55%. Vale salientar a característica da roda externa apresentar maiores erros em comparação a interna.

Ainda na condição estática, na análise da geometria do veículo em estudo quanto ao atendimento da geometria de Ackerman, constatou-se que a roda externa apresenta um comportamento de erro para maior esterçamento em relação a Ackerman. Para esterçamentos de $4,6^\circ$ a $29,7^\circ$ os erros permanecem entre 6,85% a 8,55%, vide Figuras 69 e 70. Para ângulos de esterçamentos de 0° a 3° , observa-se erros de até 20,65%. Na análise da roda interna à curva, o erro ocorre com uma tendência de crescimento linear desde da posição zero de esterçamento e erro zero, até o máximo esterçamento calculado com um valor máximo de 13,13%. Comparando-se a variação dos resultados das rodas externa e interna do veículo em estudo com relação à geometria de Ackerman gerada pelo ADAMS, a roda externa é quem tem menores erros para grandes ângulos de esterçamento, contudo seu erro está permanentemente presente. Já a roda interna apresenta menores erros para esterçamentos da roda de até $13,29^\circ$.

Na condição dinâmica, o equacionamento simplificado proposto (modelo da bicicleta) por Gillespie [4], quando comparado com modelo detalhado gerado em ADAMS/Chassis, na condição de aceleração lateral 0,4 g com o centro de gravidade do veículo descrevendo um raio de 15 m, verificam-se diferenças de resultados. O modelo da bicicleta determina um esterçamento da roda de $9,53^\circ$ e o calculado pelo ADAMS/Chassis para a roda externa a curva $8,94^\circ$ e a interna $8,68^\circ$. A variação pode ser justificada devido às simplificações do modelo do Gillespie [4] e o não atendimento à indicação do Autor para aplicação do equacionamento apenas para pequenos ângulos de esterçamento. A maior variação verificada foi no ângulo de deriva da roda dianteira que apresentou valor 60,12% maior que a calculada pelo modelo detalhado em ADAMS.

Buscando determinar a eficiência de um mecanismo de direção hidráulica pinhão cremalheira na condição baixa velocidade de deslocamento da cremalheira com força constante, delineou-se um experimento em laboratório de testes, onde constatou-se que o mecanismo em estudo apresenta uma eficiência de 85,14% e seu consumo de energia para o motor do veículo é de 0,16 hp. Apesar de não avaliado neste trabalho, o sistema de direção completo demanda a adição do consumo de mais potência do motor do veículo, devido às eficiências da bomba hidráulica, perda de carga do circuito de mangueiras, a transmissão por polias/correias e condições de velocidades angulares do volante elevadas.

Foram adquiridos conhecimentos na área de simulações de sistemas de direção, bem como experiência com modelos matemáticos simplificados. Através destas ferramentas o Autor

obteve expressivo ganho de entendimento referente ao comportamento de sistema de direção nas condições dinâmica e estática.

9 ATIVIDADES FUTURAS

Aprofundamento na compreensão do comportamento do erro do sistema de direção do veículo em estudo, quando comparado com a geometria de Ackerman, onde verificam-se para ângulos de até 3° , a roda externa apresenta um elevado erro conforme os gráficos ilustrados pelas Figuras 69 e 70.

Aprofundamento em modelos matemáticos mais complexos de veículos para análise de resultados na condição dinâmica.

Desenvolvimento de conhecimento do software de simulação ADAMS, cuja utilização demonstrada neste trabalho, corresponde a uma pequena parte de seu potencial.

10 LISTA DE REFERÊNCIAS

- [1] (Gillespie) Hall, A.S., Jr., Kinematics and Linkages Design, Pretice Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1961.
- [2] (Gillespie) Dijksman, E.A., Motion Geometry of Mechanisms, Cambridge University Press, Cambridge, England, 1976.
- [3] Bastow, Donald, Car Suspension and Handling, 3rd ed. / rev. by Geoffrey P. Howard, London, Warrendale, PA, USA : Pentech Press: Society of Automotive Engineers, c1993
- [4] Gillespie, T. D. (Thomas D.), Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers, c1992
- [5] Dixon, John C., Tires, Suspension, and Handling, Warrendale, PA; London : Society of Automotive Engineers: Arnold, c1996
- [6] Crouse, William Harry, Automotive Mechanics, New York: McGraw-Hill, 4th edition, 1960.
- [7] Acervo TRW
- [8] (Gillespie) Vehicle Dynamics Terminology, SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (Appendice A)
- [9] (Gillespie) Lugner, P., and Springer, H., Uber den Einfluss der Lenkgeometrie auf die stationare Kurventfahrt eines LKW, Automotive Engineer, November 1974, pp 21-25
- [10] (Gillespie) Pitts, S., and Wildig, A. W., Effect of Steering Geometry on Self-Centering Torque and 'Feel' During Low-Speed Maneuvers, Automotive Engineer, Instution of Mechanical Engineers, June-July 1978, pp 45-48.
- [11] (Gillespie) Nordeen, D. L., and Cortese, A.D., Force and Moment Characteristics of Rolling Tires, SAE Paper No 640028 (723A0), 1963, 13p.
- [12] Madureira, O. M., Dinâmica de Veículos, Apostila da Escola Politécnica da USP, 2002.
- [13] Documentação fornecida via email pela FIASA em 2005.
- [14] Mabie, H.H. e Ocvirk, F. W., Dinâmica das Máquinas, tradução de Edival Ponciano de Carvalho, 2 ed., Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1980.