

VALDECK ALMEIDA JUNIOR

**PARAMETRIZAÇÃO DOS VALORES DE GEOMETRIA DO SISTEMA
DE SUSPENSÃO DE VEÍCULOS DE PASSAGEIROS**

**Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Automotiva.**

São Paulo

2007

VALDECK ALMEIDA JUNIOR

**PARAMETRIZAÇÃO DOS VALORES DE GEOMETRIA DO SISTEMA
DE SUSPENSÃO DE VEÍCULOS DE PASSAGEIROS**

**Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Automotiva.**

**Área de Concentração:
Engenharia Automotiva (Mestrado
Profissionalizante).**

**Orientador: Prof. Dr.
Gilberto Francisco M. de Souza**

**São Paulo
2007**

FICHA CATALOGRÁFICA

Almeida Junior, Valdeck

Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros / V. Almeida Junior. -- São Paulo, 2007.

104 p.

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

1.Veículos de passageiros 2.Suspensão mecânica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica II.t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha esposa Katia, ao meu filho Matheus e não menos importante, minha mãe, Dra. Maria Teresa, que, junto com meu pai e irmãos, tem sido minha base, grande razão e incentivo para a realização, não só deste trabalho, mas de todas as conquistas de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meu mestre, Prof. Dr. Gilberto Francisco M. de Souza, que compartilhou parte de seu tempo e de seu conhecimento com sua precisa orientação.

Aos meus amigos da IV Turma de Mestrado em Engenharia Automotiva, pela união e pela amizade e companheirismo.

Aos meus queridos pais e esposa, pelo eterno suporte e infinita paciência.

Finalmente, agradeço ao time de engenheiros da GM, especialmente a Engenheira Andréa Rodrigues, os Engenheiros Wellington Prestes e Ângelo Nuti e também a todos aqueles que direta ou indiretamente colaboraram para a realização deste trabalho.

Tem gente que sonha com realizações importantes, e há quem vai lá e realiza.

[Bernard Shaw, George (1856/1950)].

RESUMO

A falta de um procedimento consolidado, que atenda as condições de Manufatura para a verificação e o ajuste dos valores de geometria de veículos de passageiros, permite a liberação de unidades fora das especificações de engenharia, bem como, o registro de dados não confiáveis, que são obtidos neste processo de medição dos parâmetros de geometria. Dados estes que, quando identificados como não compatíveis com os parâmetros especificados, podem ser utilizados indevidamente como referência para a correção do processo de montagem da carroceria e de seus componentes estruturais, o que na prática estará gerando ações corretivas desnecessárias em função da falta de confiabilidade destes registros. O objetivo deste estudo é o desenvolvimento de um processo consolidado e confiável, que elimine a possibilidade da liberação de veículos com os valores de geometria fora das especificações de engenharia e que conseqüentemente impossibilite o uso indevido de dados de geometria não consolidados no processo de fabricação. O estudo apresenta também sugestões que podem eventualmente ser consideradas em trabalhos futuros, como o desenvolvimento de um processo adicional a ser direcionado ao setor de pós-vendas, que é o responsável pela manutenção dos veículos no campo, e atualmente enfrenta a mesma falta de confiabilidade e de um procedimento consolidado que garanta a correta execução dos eventuais ajustes dos valores de geometria da suspensão, dentro dos parâmetros especificados pela engenharia e a análise do impacto da falta deste controle dos parâmetros de geometria no comportamento dinâmico do veículo.

Palavras-chave: Valores de geometria. Parâmetros. Processo confiável. Especificações de Engenharia.

ABSTRACT

The lack of a consolidated procedure, that meet the manufacturing conditions for passengers vehicles geometry values adjustment and verification, allows the release of units that are out of engineering specifications, as well as, the register of not reliable data, gotten in this geometry measurement process. These data when interpreted as not compatible with the specified parameters can wrongly be used as reference for the body assembly process and structural components correction, what can generate unnecessary corrective actions due to the lack of data confidence. The objective of this study is the development of a consolidated and reliable process, which will eliminate the vehicles liberation possibility with the geometry values out of the engineering specifications and that consequently to make impossible the use of not consolidated geometry data in the manufacturing process. This study also include a set of suggestions that can eventually can be considered in future studies as the development of an after-sales additional process that is the responsible for the field vehicles maintenance, and currently faces the same lack of trustworthiness and a consolidated procedure, that guarantees the accomplishment of suspension geometry values adjustments that meets the specified engineering parameters and the impact analysis about the lack of geometry parameters control on vehicle dynamics behavior.

Keywords: Geometry values. Parameters. Reliable process. Engineering specifications.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Obéisante (Obediente) de Amedee Bollee.....	18
Figura 2 – Decauville 1898.....	18
Figura 3 – Delage 1898	19
Figura 4 – Rolls-Royce Silver Ghost 19813.....	20
Figura 5 – Bugatti Tipo 13 (1920).....	20
Figura 6 – Auto Union Modelo Gran Prix Tipo A (1933).....	21
Figura 7 – Alfa Romeo P3 (1933).....	21
Figura 8 – Citroen Modelo DS.....	22
Figura 9 – Lótus 99T	23
Figura 10 – Modelo Short Long Arm (SLA)/Braços Curto e Longo	24
Figura 11 – Modelo Mac Pherson.....	26
Figura 12 – Modelo Trailing Arm (Barras Paralelas).....	27
Figura 13 – Modelo Mult-link (Barras Múltiplas).....	28
Figura 14 – Modelo Trailing Arm Corvette (Braços Paralelos).....	29
Figura 15 – Modelo Semi-trailing Arm (Braços Parciais).....	30
Figura 16 – Modelo Swing Axle (Eixo Articulado).....	31
Figura 17 – Modelo Hotchkiss (Eixo Sólido).....	32
Figura 18 – Modelo Four Link (Quatro Barras).....	33
Figura 19 – Parâmetros de alinhamento.....	33
Figura 20 – Detalhes de convergência e divergência.....	34
Figura 21 – Desgaste da banda de rodagem devido ao desalinhamento das rodas.....	38
Figura 22 – Detalhe do caster negativo e positivo.....	38
Figura 23 – Identificação de camber positivo e negativo.....	41
Figura 24 – Pontos chave de determinação do ângulo de camber.....	43
Figura 25 – Variação do alinhamento em função da altura do veículo.....	44
Figura 26 – Diagrama de fluxo das atividades deste estudo.....	47
Figura 27 – Valores especificados de geometria.....	49
Figura 28 – Gráfico com os valores de alinhamento da suspensão dianteira.....	51
Figura 29 – Gráfico com os valores de alinhamento da suspensão traseira.....	51
Figura 30 – Veículos segregados para as medições dos valores de geometria.....	52

Figura 31 – Dispositivo pneumático para puxar o veículo.....	53
Figura 32 – Macaco hidráulico para erguer a suspensão dianteira.....	54
Figura 33 – Macaco hidráulico para erguer a suspensão traseira.....	54
Figura 34 – Gráfico da variação do ângulo de caster.....	56
Figura 35 – Curvas de alinhamento dianteiro com direção assistida/hidráulica.....	56
Figura 36 – Curvas de alinhamento dianteiro com direção mecânica.....	57
Figura 37 – Curvas de camber dianteiro.....	57
Figura 38 – Curvas de alinhamento traseiro.....	58
Figura 39 – Curvas de camber traseiro.....	58
Figura 40 – Diferença de alinhamento dianteiro entre a altura de desenho/projeto e a altura em vazio (Veículo com direção assistida/Hidráulica).....	61
Figura 41 – Diferença de alinhamento dianteiro entre a altura de desenho/projeto e a altura em vazio (Veículo com direção mecânica).....	61
Figura 42 – Diferença de camber dianteiro entre a altura de desenho/projeto e a altura em vazio.....	62
Figura 43 – Diferença de alinhamento traseiro entre a altura de desenho/projeto e a altura em vazio.....	62
Figura 44 – Diferença de camber traseiro entre a altura de desenho/projeto e a altura em vazio.....	63
Figura 45 – Projeto virtual do dispositivo de levantamento do veículo.....	64
Figura 46 – Vista superior do dispositivo, adaptado no equipamento de medição de geometria.....	65
Figura 47 – Vista inferior do dispositivo na valeta de inspeção.....	65
Figura 48 – Detalhe do cilindro traseiro.....	66
Figura 49 – Detalhe da torre traseira completa.....	66
Figura 50 – Vista das sapatas traseiras.....	67
Figura 51 – Detalhe inferior da travessa dianteira.....	67
Figura 52 – Vista superior da travessa dianteira.....	68
Figura 53 – Detalhe do projeto do cavalete dianteiro da auditoria da qualidade.....	69
Figura 54 – Detalhe do projeto do cavalete traseiro da auditoria da qualidade.....	69
Figura 55 – Gráfico de distribuição da amostra do alinhamento dianteiro.....	71
Figura 56 – Gráfico de distribuição da amostra do alinhamento traseiro.....	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	12
1.2 OBJETIVO.....	13
1.3 OBJETO DE ESTUDO.....	14
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	15
2.1 Atitude geométrica.....	15
2.2 Geometria de um veículo.....	16
2.3 Suspensão.....	16
2.3.1 Suspensões Dianteiras Independentes	24
2.3.1.1 SLA - Short Long Arm (Braços Desiguais)	24
2.3.1.2 Mac Pherson Strut	25
2.3.1.3 Trailing Arm Suspension (Suspensão de Braços Arrastados)	27
2.3.2 Suspensões Traseiras	27
2.3.2.1 Modelo Multi-link (Barras Múltiplas)	27
2.3.2.2 Modelo Trailing Arm (Braços Arrastados)	29
2.3.2.3 Modelo Semi Trailing Arm (Braços Semi-Arrastados)	29
2.3.2.4 Modelo Swing Axle (Eixo Articulado)	30
2.3.2.5 Modelo Hotchkiss (Eixo Sólido)	31
2.3.2.6 Modelo Four Link (Quatro Barras)	32
2.4 PARÂMETROS DE ALINHAMENTO.....	33
2.4.1 Alinhamento das rodas	34
2.4.2 Caster	38
2.4.3 Camber	40
2.4 EFEITO DA VARIAÇÃO DA ALTURA DO VEÍCULO NOS PARÂMETROS	43
3 METODOLOGIA	45
4 ESTUDO DE CASO	48
4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	48
4.2 ANÁLISE DO PROBLEMA.....	49
4.3 ELABORAÇÃO DAS CURVAS PARAMETRIZADAS.....	52
4.4 COMPARAÇÃO DOS PROCESSOS DE MEDIÇÃO.....	59

4.5 DEFINIÇÃO E IMPLEMENTAÇÃO DO NOVO PROCEDIMENTO.....	63
4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	70
5 CONCLUSÕES.....	72
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	73
ANEXO A - Valores Médios de Alinhamento Dianteiro (Direção Hidráulica).....	75
ANEXO B - Valores médios de Alinhamento Dianteiro(Direção Mecânica).....	76
ANEXO C - Valores médios de Camber Dianteiro.....	77
ANEXO D - Valores médios de Alinhamento Traseiro.....	78
ANEXO E - Valores médios de Camber Traseiro.....	79
ANEXO F - Alturas dos Veículos Sedan	80
ANEXO G - Altura dos Veículos 5 portas.....	82
ANEXO H - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 1.....	84
ANEXO I - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 2.....	85
ANEXO J - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 3.....	86
ANEXO K - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 4.....	87
ANEXO L - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 5.....	88
ANEXO M - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 1.....	89
ANEXO N - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 2.....	90
ANEXO O - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 3.....	91
ANEXO P - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 4.....	92
ANEXO Q - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 5.....	93
ANEXO R - Levantamento da curva media de alinhamento dianteiro.....	94
ANEXO S - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 1.....	95
ANEXO T - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 2.....	96
ANEXO U - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 3.....	97
ANEXO V - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 4.....	98
ANEXO X - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 5.....	99
ANEXO Z - Levantamento da curva de câmber traseiro – veículo 1.....	100
ANEXO A1 - Levantamento da curva de câmber traseiro – veículo 2.....	101
ANEXO B1 - Levantamento da curva de câmber traseiro – veículo 3.....	102
ANEXO C1 - Levantamento da curva de câmber traseiro – veículo 4.....	103
ANEXO D1 - Levantamento da curva de câmber traseiro – veículo 5.....	104

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Analisando o processo atual de verificação e ajuste dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros, identificou-se uma grande inconsistência no procedimento atualmente utilizado pela manufatura de veículos.

Os parâmetros de geometria de um veículo são desenvolvidos e definidos pela Engenharia de Produtos em uma altura de carroceria pré-determinada (altura de projeto) em relação ao solo, a qual, quando observada dentro dos valores especificados, garante um correto ajuste e conseqüentemente, o adequado funcionamento dos componentes dos sistemas de suspensão e direção.

Por inviabilidade no atual processo de fabricação (devido ao grande número de operações e ao alto volume de produção), a manufatura não consegue atender este pré-requisito da altura de projeto, pois seria necessário baixar a carroceria até esta coordenada e garantir ao mesmo tempo a sua estabilidade até a conclusão do processo de verificação e ajuste dos parâmetros de geometria.

Sem este controle da altura do veículo, quando o mesmo está sendo medido e ajustado, a regulagem e o comportamento dos sistemas de suspensão e direção ficam comprometidos, bem como, a fidelidade das informações que são utilizadas como referência para a correção das eventuais discrepâncias na carroceria e em componentes estruturais encontradas neste processo.

A criação de uma curva parametrizada destes valores de geometria em relação à variação da altura do veículo permitirá a re-adequação da atual condição de montagem do veículo na Manufatura (veículo vazio) aos requisitos de projeto, garantindo assim, a liberação das unidades dentro das especificações do produto.

Com a definição desta curva, poder-se-á verificar e confirmar o real impacto nos valores de geometria, quando não se considera esta variação da altura em relação à altura de projeto e assim, obter os subsídios necessários para a definição um novo procedimento de verificação e ajuste destes valores que atenda as restrições de manufatura.

1.2 OBJETIVO

Este estudo visa criar a parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros em relação à altura da carroceria (altura em relação ao solo) e possibilitar a definição e consolidação de um procedimento confiável, o qual é necessário para uma correta verificação e regulagem dos parâmetros de geometria, dentro das tolerâncias de projeto, e com isso garantir a fidelidade dos dados aferidos neste processo, os quais são usados nas ações corretivas e eventuais ajustes no processo de fabricação de veículos.

Esta parametrização permitirá à manufatura a adoção de um procedimento controlado e estável, eliminando assim a influência das variações dimensionais da carroceria do veículo e dos componentes dos sistemas de suspensão e direção.

Com a consolidação deste novo procedimento, será possível garantir a uniformidade desta operação e conseqüentemente, a aprovação e liberação de veículos, atendendo as especificações da Engenharia de Produtos.

Com o controle do processo em questão, será também eliminada a possibilidade da manufatura receber deméritos indevidos durante a inspeção de auditoria da qualidade do produto. Além das melhorias em termos de manufatura do veículo, há também uma excelente oportunidade de se obter uma grande redução nos custos de garantia. Em função da liberação de veículos dentro das tolerâncias especificadas pela engenharia, estar-se-á reduzindo sensivelmente os desgastes prematuros dos pneus, dos componentes da suspensão e do sistema de direção, entre outros.

Outro ganho potencial será a eliminação do comportamento irregular que é verificado na dirigibilidade do veículo, quando a suspensão do veículo está fora dos parâmetros especificados.

Todas estas melhorias buscam um objetivo maior que é atingir a excelência na fabricação de veículos e garantir a satisfação e o entusiasmo dos clientes.

Como resultado final deste estudo, é esperado que se possa confirmar as distorções entre o procedimento atualmente utilizado pela manufatura e o proposto e implementar uma solução efetiva para garantir um correto procedimento de ajuste e verificação dos parâmetros de geometria da suspensão em veículos de passageiros.

Vale ressaltar mais uma vez que este estudo visa apenas a criação de um novo procedimento que seja factível pela manufatura de veículos e que possa garantir que os parâmetros pré-estabelecidos pela Engenharia de Produtos como ideais para o correto funcionamento dos sistemas de suspensão e direção sejam atendidos.

Não há intenção neste estudo de qualquer questionamento sobre o cálculo e a definição dos parâmetros ideais de geometria veicular, que são parte da fase conceitual do projeto dinâmico do veículo, e são efetuados no início de seu desenvolvimento pela Engenharia de Produtos.

1.3 OBJETO DE ESTUDO

O veículo escolhido como base para este estudo é um modelo compacto de passageiros, que apresenta alto índice de discrepâncias nas verificações de auditoria da qualidade na manufatura, bem como crescentes índices de reclamações de campo (garantia) com respeito a vibrações no volante de direção, a desvios direcionais durante a rodagem e frenagens, além de desgaste prematuro dos pneus, entre outros. Esta plataforma também foi escolhida devido à farta disponibilidade de veículos para a realização das medições e levantamentos necessários para a realização deste estudo. Após a conclusão deste estudo e confirmação da sua eficácia, ele poderá ser estendido para as outras plataformas atualmente em produção, visando uniformizar o processo dentro da organização.

Será utilizado para a execução deste estudo o Sistema Internacional de Unidades.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 ATITUDE GEOMÉTRICA

A atitude geométrica de um veículo se refere à condição geométrica de todas as peças as quais contribuem na determinação da posição das rodas, quando elas estão em movimento, tanto em linha reta quanto em curvas.

Esta atitude geométrica somente pode ser verificada no estado estático, quando o veículo está parado e com as rodas alinhadas, em um equipamento específico e com dimensões controladas.

Quando o veículo está em movimento, com todas as possíveis condições de carregamento, têm-se inúmeras forças afetando o sistema, que são criadas pela resistência ao movimento ou rolamento, pelo peso, pela aceleração e desaceleração causada pela aplicação do motor, pela força centrífuga e pelos freios entre outras, as quais tendem a modificar a atitude geométrica do mesmo.

Quando se ajusta a atitude geométrica do veículo de acordo com as especificações determinadas pela Engenharia de Produtos, todas estas variações são levadas em consideração e o correto balanceamento destas forças e dos seus pontos de aplicação, quando o veículo está em movimento, pode ser atingido.

Em outras palavras isto significa que, os parâmetros de geometria são determinados para que o veículo tenha a sua suspensão ajustada na condição estática, de maneira que, o balanceamento real de forças pode ser representado como se o veículo estivesse em movimento, ou seja, os valores determinados para a condição estática levam em consideração as forças que atuam na suspensão, que alteram a sua atitude geométrica, indo para uma condição ideal de funcionamento do conjunto e buscando sempre obter a melhor configuração possível, para a condição real de uso deste veículo. Condição esta que possa absorver todas estas variações citadas anteriormente e acima de tudo garantir a melhor estabilidade, conforto e dirigibilidade do veículo, além de reduzir significativamente os desgastes prematuros dos seus componentes.

2.2 GEOMETRIA DE UM VEÍCULO

Como condições básicas da geometria de um veículo, têm-se as características dos ângulos das rodas, onde elas devem satisfazer certas condições na regulagem de simetria e perpendicularidade dos seus eixos. Estas condições serão abordadas mais adiante neste texto.

Uma condição muito importante a ser levada em consideração é a distribuição de carga no veículo e o seu conseqüente efeito no nivelamento lateral e longitudinal em relação ao solo, uma vez que o veículo pode ser usado vazio (com um motorista), com passageiros e também com volume total de combustível e bagagem.

A influência desta condição de carregamento variável na compressão das partes elásticas da suspensão aliada aos efeitos de várias forças atuantes quando o veículo está em movimento, implicam em atitudes geométricas variáveis nas rodas, as quais não são nominais (entenda-se por nominal a dimensão primária usada para a caracterização da medida, sem as tolerâncias de projeto) em todos os casos.

A partir desta premissa, pode-se considerar que um conhecimento minucioso da geometria das rodas e dos efeitos gerados pelas condições de uso do veículo é necessário para se fazer uma interpretação correta das especificações de engenharia das montadoras e das suas tolerâncias aplicadas.

2.3 SUSPENSÃO

A palavra suspensão é usada para descrever o conjunto dos componentes que conectam as rodas com o chassi do veículo.

Um sistema de suspensão tem a função de absorver as irregularidades da superfície pavimentada de ruas e estradas, garantir certo grau de suavidade e conforto de dirigibilidade aos passageiros ou produtos que estão sendo transportados, além de evitar a exposição dos componentes mecânicos a desgastes excessivos.

O sistema de suspensão deve também garantir que os pneus estejam em contato constante com o solo para se atingir uma boa estabilidade e o correto

funcionamento do sistema de direção, ressaltando mais uma vez que os parâmetros de geometria são os responsáveis pela atitude geométrica ideal da suspensão e garantem o seu correto funcionamento.

A história oficial das suspensões veiculares começa no início do século VIII, com uma primária tentativa de suspensão com correntes de ferro, numa carruagem real puxada a burros. Kenneth (2006) narra que um cesto de vime era preso às quatro pontas de uma plataforma com rodas através das correntes.

Os viajantes tinham que ser imunes a enjôos neste tipo de estrutura, pois ela balançava ininterruptamente, subindo e descendo, produzindo um ruído terrível. No entanto, este sistema seria o princípio básico de todas as suspensões por quase dez séculos.

Segundo Kenneth (2006) no século XV o coche, originado nos reinos da Bavária e Hungria, teve seu uso popularizado. As correntes foram substituídas por quatro tiras de couro e mais tarde elas foram colocadas abaixo da carroceria das carruagens. Finalmente no século XVII, a mola de metal surgiu, mas as tiras de couro agora eram fixadas às pontas das molas de lâmina em forma de “C” e as outras pontas eram fixadas ao chassi da carruagem. Por atrito entre as lâminas, estas molas reduziam o balanço, mas o resultado tinha que ser robusto, já que muitas carruagens pesavam mais que dez toneladas.

Um século depois, com o desenvolvimento de novas tecnologias e o aperfeiçoamento das técnicas de forjamento e têmpera em aço, foi possível desenvolver veículos mais leves e resistentes.

Em 1804, Obadiah Elliot construiu o primeiro veículo de tração animal realmente leve, rápido e seguro. Eram as carrocerias de oito molas, com duas molas de lâmina opostas em cada uma das quatro rodas. Isto eliminou os chassis pesados. Deste modo, as carrocerias podiam ser fixadas aos eixos por meio das molas.

Desde de 1873, Obéissante (Obediente) de Amedee Bollee (Figura 1) era suspensa nas quatro rodas independentes, molas duplas elípticas na frente e planas na traseira. Alguns anos mais tarde, mais precisamente em 1897, o Daimler de duplo cilindro foi contruído com uma suspensão de molas helicoidais e assim continuou.



Figura 1 - Obéissante (Obediente) de Amedee Bollee

Em 1898, o Decauville (Figura 2) foi o primeiro veículo a utilizar suspensão dianteira independente, na competição Paris-Madrid. O recorde de velocidade neste ano foi de 65 km/h. Estabelecido em 18 de dezembro, por Gaston de Chasseloup-Laubat, no carro de Jeantaude Duc, movido à eletricidade. Suspensões dianteiras independentes foram adotadas em 1905 por Sizaire e Naudin, em carros leves de corrida, e mais tarde, em 1908, adotadas em seus carros de série. Em 1921, a Lancia também adotou suspensões dianteiras independentes em seu “Lambda”, mas elas somente seriam popularizadas em 1931, no Peugeot 201C, e em 1932, por outros fabricantes. Em 1940, Earle MacPherson, projetista da Ford, inventou a suspensão independente que leva seu nome, largamente utilizada atualmente, implementada inicialmente em 1950, num pequeno Ford Inglês.



Figura 2 – Decauville 1898

Entre 1902 e 1903, a maioria dos carros de competição passou a utilizar amortecedores hidráulicos em conjunto com as molas de lâminas. Em maio de 1903, apareceram alguns carros com amortecedores hidráulicos duplos. Naquela época os maiores carros tinham cerca de 900 kg, com motores de 80 a 90 CV.

Essa solução foi quase que imediatamente adotada por todos os fabricantes de carros, que utilizaram variações deste sistema, combinando amortecedores hidráulicos com amortecedores de inércia e fricção. Os carros de competição já estavam atingindo velocidades entre 120 e 130 km/h.

Em 1905, Delage adotou tensionadores e posicionadores no eixo traseiro de seu carro (Figura 3), o que foi adotado em seguida em carros de luxo (Delaunay-Belleville), e mais tarde nos modelos esportivos da Bugatti. Este tipo de suspensão que teve uma de suas variações (a Hotchkiss totalmente flutuante), utilizada em larga escala, até surgirem os carros de tração dianteira. Em 1905 os carros já estavam atingindo velocidades de 170 km/h.



Figura 3 – Delage 1905

Entre 1908 e 1914, os carros de competição começaram a adotar amortecedores de fricção, como o Rolls-Royce Silver Ghost (Figura 4), que consistiam de uma alavanca conectando um eixo a um disco ou uma série de discos, que permanecia em contato com outro disco, e desta forma dissipava a energia. Nesta época, o recorde de velocidade era de 190 km/h. A partir de 1919, o amortecedor de fricção foi adotado em carros de série de luxo e esportivos e teve seu uso generalizado a

partir de 1926, sendo utilizado até 1936, quando surgiram versões mais sofisticadas dos amortecedores hidráulicos, utilizados até hoje.



Figura 4 – Rolls-Royce Silver Ghost 1913

A partir de 1920, a Bugatti (Figura 5) começou a adotar grandes ângulos de caster e camber nas suspensões dianteira de seus carros de competição. Adotados a partir de então em carros esportivos, foi utilizado em carros de suspensão dianteira de eixo rígido.



Figura 5 – Bugatti Tipo 13 (1920)

Em 1933, a Auto Union lançou o modelo Gran Prix Tipo A (Figura 6), que utilizava barras de torção. Esta solução foi adotada pela Mathis em 1933, e pela Citroen em seu modelo Traction Avant em 1934. A partir de 1945, teve o seu uso popularizado através do VW Sedan e do Citroen 2CV. Com o desenvolvimento de motores maiores e mais potentes, o recorde de velocidade já passava dos 200 km/h, o que obrigava o desenvolvimento de suspensões mais robustas e eficientes.



Figura 6 - Auto Union modelo Gran Prix Tipo A (1933)

Também em 1933 a Alfa Romeo usou um sistema fechado de molas helicoidais múltiplas no modelo P3 (Figura 7), de oito cilindros. Esta solução foi adotada de forma simplificada em carros de série, em 1934 pela General Motors, em 1937 pela Fiat no modelo 508 e em 1938 pela Simca.

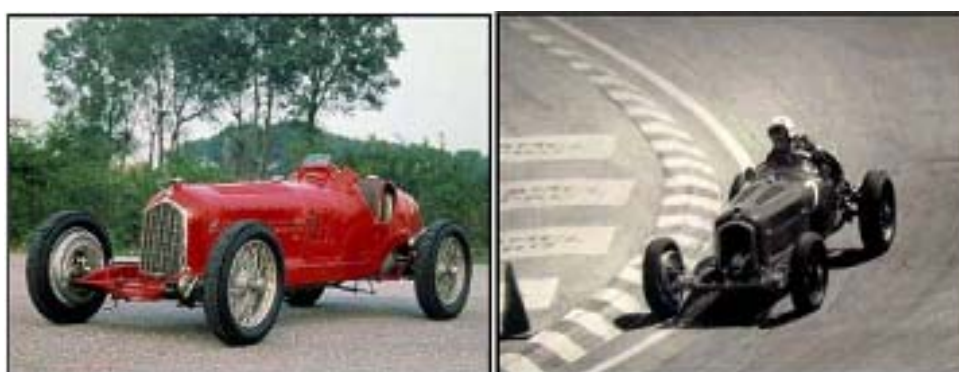


Figura 7 – Alfa Romeo P3 (1933)

Em 1955, a Citroen lançou o modelo DS (Figura 8), com uma suspensão hidropneumática que, automaticamente ajustava sua altura e podia se adaptar aos mais diferentes terrenos. No final dos anos 60, chegou a ser testada uma evolução desta suspensão, com sistema anti-rolagem, mas nunca foi produzida. Segundo Wilson (2000), o sistema de suspensão do Citroen DS, apesar de revolucionário, tinha uma manutenção muito complexa, além de não ser confiável. O DS foi produzido até 1975.



Figura 8 - Citroen modelo DS

A partir dos anos 60, os modelos de competição começaram a utilizar sistemas de suspensão "multi-link" (barras múltiplas), onde os braços de suspensão foram substituídos por pequenas barras de ligação com juntas esféricas nas pontas, em conjunto com chassi monobloco. Este tipo de suspensão bastante sofisticado ainda é utilizado pelos carros da Fórmula 1, e pode ser encontrado atualmente no conjunto traseiro do Honda Civic e no Honda Accord.

Em 1972, a "Automotive Products" projetou um sistema de suspensão ativo altamente sensível, com rápida ação de autonivelamento e sistema anti-rolagem, e construiu um protótipo que foi instalado em um Rover experimental. O sistema foi apresentado em Washington, nos Estados Unidos. Ele era constituído de uma bomba com pressão de 200 bar, e um sistema hidráulico que acionava os atuadores de cada roda, através de válvulas que por sua vez eram acionadas por um sistema de pêndulos, que detectavam as acelerações do veículo.

Cerca de quinze anos depois, com o avanço da eletrônica, a Lotus adotou um sistema com o mesmo princípio, mas comandado agora por acelerômetros e um microcomputador, em seu Lotus 99T. Este sistema de suspensão ativa foi denominado "Active Ride". A Lotus já vinha estudando este sistema de suspensão desde 1981. A suspensão usada no Lotus 99T (Figura 9), obteve sucesso em duas provas, Mônaco e Detroit, circuitos sinuosos e de baixa velocidade. O sistema foi banido da Fórmula 1 em 1995, junto a todos os outros sistemas eletrônicos, até então implementados como o controle de tração e o câmbio automático devido à necessidade da categoria em reduzir os altos custos de desenvolvimento e limitar a velocidade final dos bólidos para garantir a segurança na categoria .

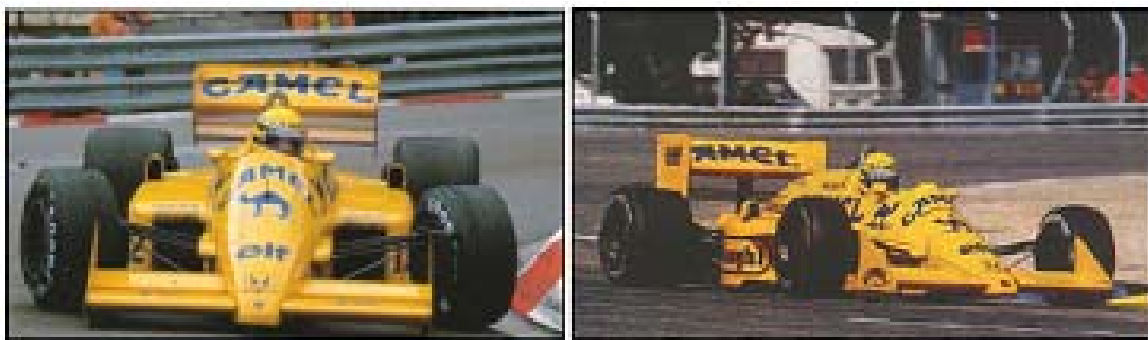


Figura 9 – Lótus 99T

Atualmente a suspensão ativa pode ser encontrada em alguns carros de passeio como o Citroën Xantia Activa.

Em 1996, a Ford lançou um Cadillac com um sistema chamado CVRSS (*continuous variable road-sensing suspension*), o qual é composto por uma série de sensores que acionam os amortecedores hidráulicos das quatro rodas, melhorando o conforto e o amortecimento. O sistema se ajusta em centésimos de segundo, o equivalente para o carro percorrer 30 cm estando a 100 km/h.

A Land Rover desde 1999, oferece no Land Rover Discovery Series II o sistema ACE, "*active cornering enhancement*". Este sistema é o primeiro a ser oferecido em veículos SUV, "*sport utility vehicle/utilitários esportivos*". Ele utiliza um sistema hidráulico que substitui as barras estabilizadoras da suspensão dianteira e traseira, aplicando um torque ao chassi, utilizando uma configuração de dois pistões com alavanca. O sistema tem a capacidade de reagir a até 1.0 g de aceleração lateral em 250 milisegundos.

A Mercedes-benz, desde 2000, oferece o seu modelo CL500 com um sistema de suspensão totalmente ativo (*ABC - Active Body Control*), que usa 13 sensores, que alimentam quatro atuadores servo-hidráulicos posicionados no topo de cada mola. O computador ABC ajusta a suspensão a cada 10 milisegundos.

A criação deste sistema é o resultado de mais de 20 anos de pesquisa e desenvolvimento dentro da Mercedes-benz.

Através da história pode-se perceber que o processo intuitivo utilizado no desenvolvimento de suspensões foi baseado em tentativas e erros e atende as demandas de conforto, estabilidade e dirigibilidade até os dias atuais.

Mas, sendo realista, ele dificilmente poderá responder pelas necessidades dos novos veículos, que são desenvolvidos cada vez mais em tempos recordes e com

critérios de qualidade e desempenho sem precedentes na história da indústria automotiva.

De maneira a atender os diferentes tipos de construções de veículos, existe uma grande variedade de sistemas de suspensão disponíveis atualmente no mercado.

Estas variações de sistemas são necessárias para atender os inúmeros conceitos adotados pelos fabricantes de automóveis devido aos diferentes requisitos de utilização e às condições características de solicitação das suspensões dos veículos a serem produzidos para os vários tipos de mercados e consumidores.

2.3.1 Suspensões Dianteiras Independentes

2.3.1.1 SLA (*Short-Long Arm/ Barras Desiguais*)

Este é o modelo mais comum para suspensões dianteiras nos carros americanos após a segunda guerra mundial, usando dois braços de controle laterais para segurar a roda. Os braços de controle superior e inferior são usualmente de comprimentos distintos, razão pela qual surgiu o nome Short-Long Arm (Figura 10).

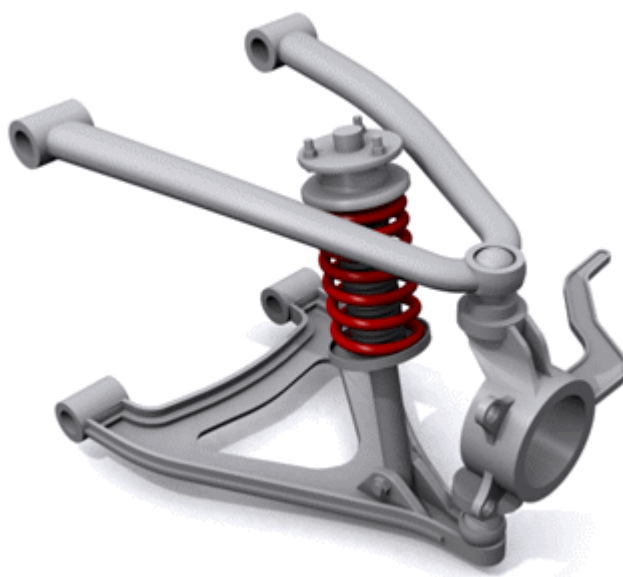


Figura 10 – Modelo Short Long Arm (SLA)/ Barras Desiguais

Os braços são chamados comumente de “A-arm” nos Estados Unidos e de “Wishbones” na Inglaterra. Segundo Gillespie (1992) este modelo, algumas vezes aparece com o braço superior substituído por um tirante lateral simples, ou com o braço inferior substituído por um tirante lateral e uma barra tensora em ângulo, mas são funcionalmente similares.

O SLA é bem adaptado para motores dianteiros em veículos com tração traseira devido ao espaço disponível no compartimento do motor provido pela sua disposição longitudinal. Adicionalmente, ele é mais bem ajustado para veículos com quadro separado para a montagem da suspensão e absorção das cargas.

O modelo de geometria para uma suspensão SLA requer um cuidadoso refino para se obter um bom desempenho.

A geometria de camber de um sistema de braços desiguais pode melhorar o camber do lado de fora da roda por efeito oposto do mesmo, devido à rolagem da carroceria, mas usualmente carrega com isto um camber desfavorável no lado interno da roda (braços paralelos de mesma dimensão eliminam esta condição desfavorável no lado interno da roda, mas em compensação, há perdas no outro lado da roda).

Ao mesmo tempo, a geometria deve ser selecionada de maneira a minimizar a mudança de bitola (distância entre o centro das rodas dianteiras ou largura do eixo dianteiro) nas condições de queda de roda e no fechamento total da suspensão. Condição esta que visa a redução do desgaste excessivo dos pneus.

2.3.1.2 Mac Pherson Strut

Earle S. MacPherson desenvolveu uma suspensão com geometria similar ao conceito de suspensão dianteira com braços desiguais usando uma configuração de escora (Figura 11).

A escora é um membro telescópico com o amortecedor incorporado e que tem a roda fixada à sua parte inferior, de maneira que esta estrutura mantém a roda na direção do camber.

A parte superior é fixada à carroceria ou chassi e a inferior é travada por tirantes os quais recebem as forças laterais e longitudinais. Por causa da necessidade de alojar a parte inferior desta estrutura dentro da roda, as rodas impõem uma carga nesta

estrutura com um momento giratório o qual adiciona fricção à mesma. Isto é minimizado pela aplicação da mola no mesmo ângulo da estrutura.



Figura 11 – Modelo MacPherson

Segundo Gillespie (1992) a suspensão do tipo MacPherson proporciona maior vantagem de instalação em veículos com motores transversais e também é usada largamente em veículos com tração nas quatro rodas.

Devido à separação dos pontos de fixação com a carroceria, esta opção se adapta melhor a veículos de concepção de carroceria monobloco.

Esta estrutura tem vantagens adicionais de ter poucos componentes e capacidade de espalhar as cargas da suspensão para a estrutura da carroceria sobre uma grande área.

Como principal desvantagem, o sistema requer uma grande altura de instalação, a qual limita a possibilidade de desenvolver veículos com a tampa do motor em uma posição mais baixa.

2.3.1.3 Trailing Arm Suspension (Suspensão de Braços Arrastados)

Este é um dos mais simples e econômicos modelos de suspensão dianteira independente e foi largamente usado pela Volkswagen e Porsche durante a Segunda Guerra Mundial.

Esta suspensão usa braços paralelos de mesma dimensão que são conectados na parte dianteira da estrutura da carroceria a barras de torção laterais, as quais permitem o balanço do conjunto.

Com este modelo as rodas permanecem paralelas com a carroceria e com o camber durante a rolagem da mesma (Figura 12).

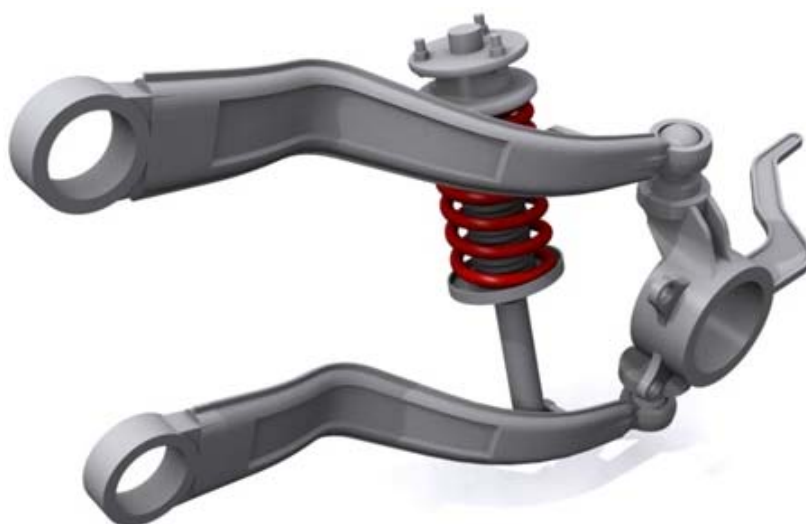


Figura 12 – Modelo Trailing Arm (Braços Arrastados)

2.3.2 Suspensões Traseiras

2.3.2.1 Modelo Multi-Link (Barras Múltiplas)

Nos anos recentes, versões de suspensões traseiras com barras múltiplas se tornaram populares (Figura 13).

Este tipo de suspensão é caracterizado por conexões por pinos esféricos nos finais das barras, de maneira que elas não sofram momentos de dobramento.

Em poucas palavras, segundo Reimpel; Stoll e Betzler (2002) os sistemas de quatro barras são requeridos para proporcionar controle longitudinal e lateral das rodas e reagir aos torques de frenagem. Ocasionalmente cinco barras são usadas, como na suspensão traseira do Mercedes Benz.

Uma barra adicional restringe a roda, mas capitaliza na submissão das buchas em permitir um controle mais meticuloso dos ângulos de convergência em conversões. O uso de barras provê flexibilidade para os projetistas atingirem a movimentação desejada das rodas.

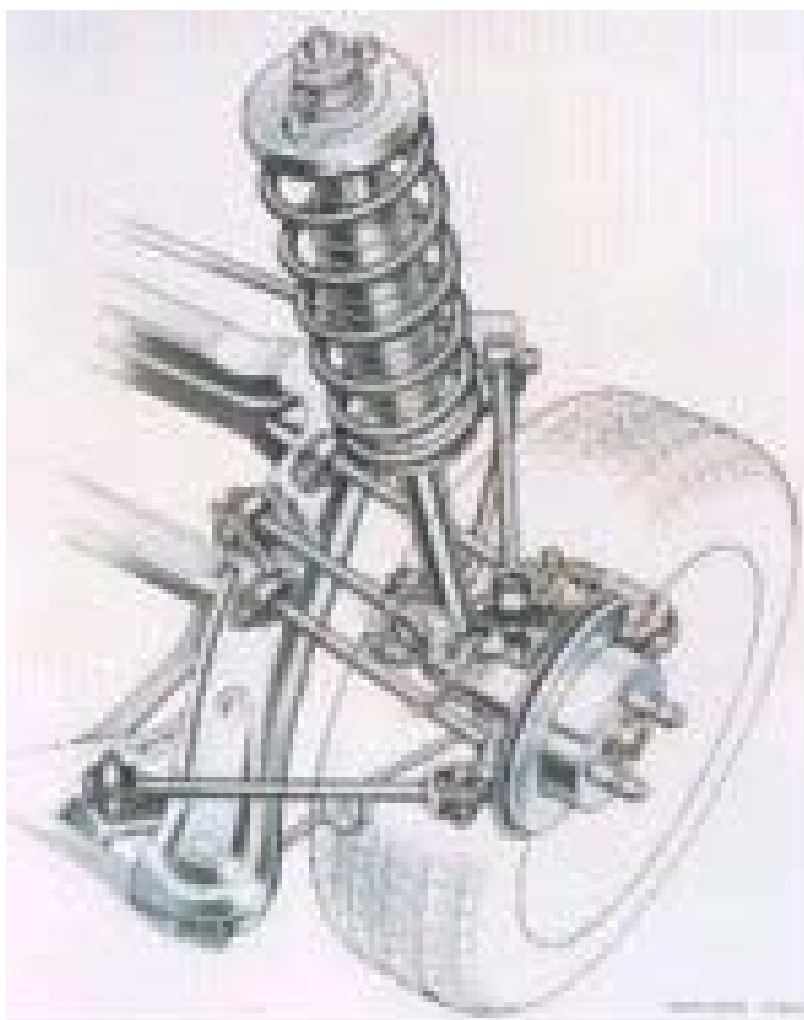


Figura 13 – Modelo Multi-Link (Barras Múltiplas)

2.3.2.2 Modelo Trailing Arm (Braços Arrastados)

Suspensões deste tipo são frequentemente usadas em carros mais caros e de alto desempenho. Um exemplo de um popular carro Americano é o Corvette (Figura 14). Os braços de controle absorvem as forças longitudinais e os momentos de frenagem além de controlar o movimento de abaixamento e levantamento da suspensão. O modelo usado no Corvette é um semi-eixo (com juntas universais) que atua como um braço de controle lateral superior com uma escora tubular simples funcionando como um braço inferior lateral. O sistema de suspensão independente tem a vantagem de reduzir a massa da suspensão devido à montagem do diferencial fixado à carroceria.

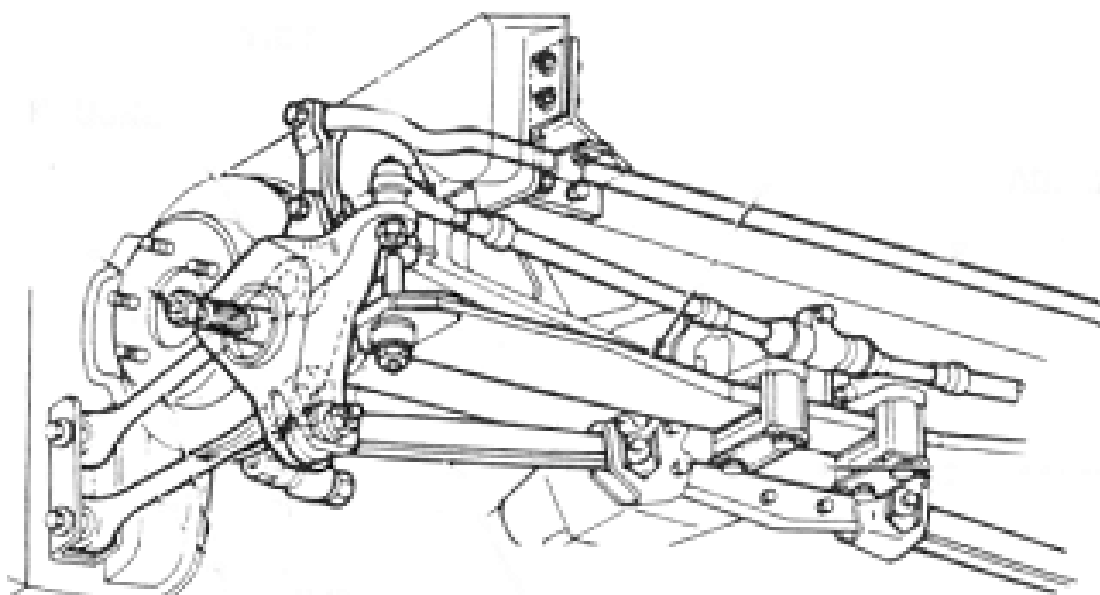


Figura 14 – Modelo Trailing Arm Corvette (Braços Arrastados)

2.3.2.3 Modelo Semi-trailing Arm (Braços Semi-Arrastados)

A suspensão traseira do tipo semi-trailing foi popularizada pela BMW e pela Mercedes Benz. Este estilo (Figura 15) proporciona um camber da roda traseira

entre um puro “trailing arm” (nenhuma alteração de camber em relação com a carroceria) e um “swing axle”. Seus eixos de pivotamento são usualmente posicionados a 25 graus em relação á linha de rolagem do veículo. Este sistema produz um efeito de esterçamento quando as roda se movem da posição de queda de roda até o fechamento total da suspensão.



Figura 15 – Modelo Semi-Trailing Arm BMW (Barras Parciais)

2.3.2.4 Modelo Swing Axle (Eixo Articulado)

A maneira mais fácil de conseguir uma suspensão traseira independente é por meio de um eixo articulado (Figura 16). Edmund Rumpler é creditado pela invenção deste sistema no início do século passado, e que a partir de 1930 passou a ser usado largamente nos veículos Europeus, mais notadamente no Volkswagen Sedan.

O comportamento do camber é estabelecido inteiramente pelo pivotamento dos braços do eixo com juntas universais posicionadas junto ao diferencial. O raio de torção é menor e então a mudança do camber, na posição de queda de roda e no

fechamento total da suspensão, pode ser grande. Como resultado, é muito difícil conseguir um bom comportamento em curvas com este sistema.

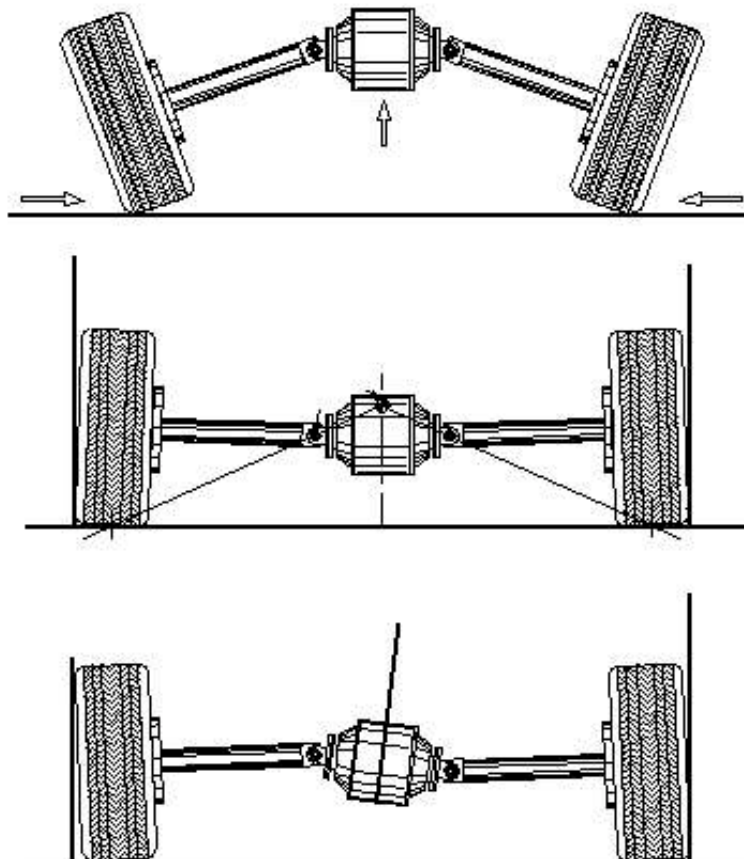


Figura 16 - Modelo Swing Axle (Eixo Articulado)

2.3.2.5 Modelo Hotchkiss (Eixo Sólido)

Esta é a forma mais familiar de eixo sólido tracionado. O eixo é fixado em feixes de molas semi-elípticas e tracionado por um eixo longitudinal com juntas universais no eixo e na transmissão (Figura 17). As molas, montadas longitudinalmente, são conectadas ao chassi pelas suas extremidades e o eixo é fixado no seu ponto médio. Feixes de molas são talvez o mais simples e o sistema menos caro de todas as suspensões. Ele foi largamente usado durante os anos 60 e continua a ser aplicado na maioria das caminhonetes pequenas e médias.



Figura 17 - Modelo Hotchkiss (Eixo Sólido)

2.3.2.6 Modelo *Four Link* (Quatro Barras)

Em resposta às fraquezas da suspensão com feixe de molas, a suspensão traseira de quatro barras foi escolhida nas décadas recentes para o uso em grandes carros de passageiros que usam eixos sólidos com tração traseira. Os braços de controle inferiores proporcionam controle longitudinal do eixo enquanto os braços superiores absorvem os torques de frenagem e as forças laterais (Figura 18). Segundo Bastow (2004) ocasionalmente, os dois braços superiores são substituídos por um simples braço triangular, mas mantendo similaridade funcional do sistema de quatro barras. A habilidade de usar molas espirais ou molas a ar no lugar de feixes de molas proporcionou um melhor comportamento de dirigibilidade e menos ruído devido à eliminação das fricções pertinentes ao sistema de feixe de molas.

Apesar de mais caras que o sistema de feixe de molas, o desenho geométrico do sistema de quatro barras permite um melhor controle da posição do centro de rolagem, desempenho de antimergulho e propriedades de rolagem de direção.



Figura 18 – Modelo Four Link (Quatro barras)

2.4 PARÂMETROS DE ALINHAMENTO

Os três principais parâmetros de alinhamento em um carro são; a convergência, o camber e o caster. É certo que temos outros parâmetros que também são importantes como o raio de rolagem ou arraste, mais conhecido como scrub radius, a inclinação do pino mestre ou KPI, o ângulo incluído, entre outros (Figura 19), mas são parâmetros que não são verificados na produção e não será objeto deste estudo.

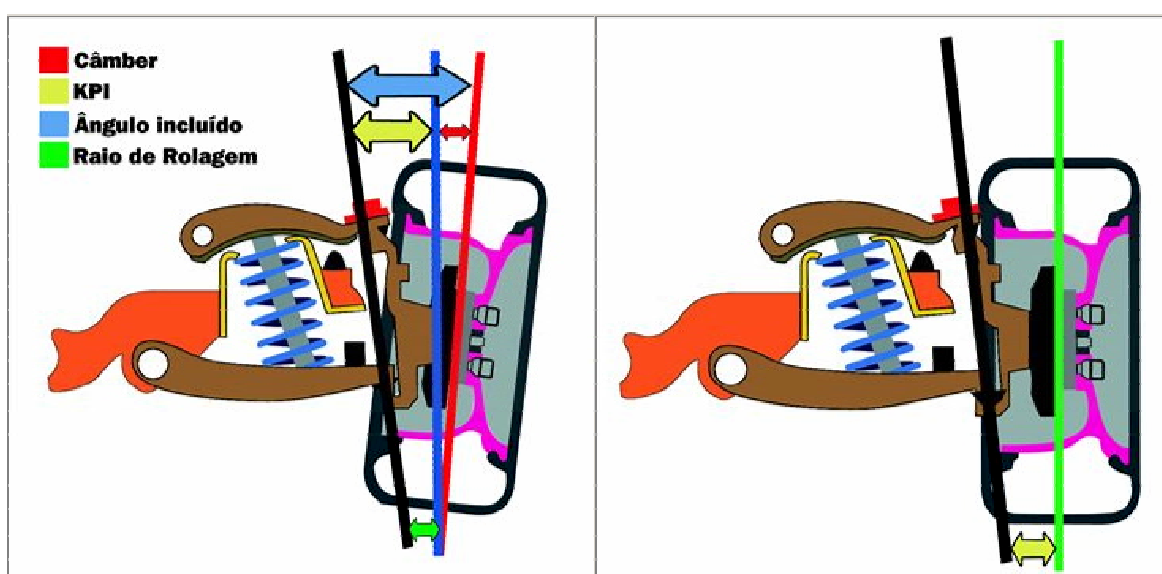


Figura 19 – Parâmetros de alinhamento

2.4.1 Alinhamento das Rodas

O objetivo das montadoras é obter um alinhamento das rodas dianteiras igual a zero quando o carro estiver em movimento, o que elimina o arrasto lateral dos pneus e minimiza o desgaste.

Se for um veículo com tração traseira, as rodas dianteiras saem da condição de descanso e sofrem um deslocamento para fora da linha central do veículo. Em outras palavras, ficarão divergentes (TOE OUT). Se o veículo for com tração dianteira, as rodas dianteiras apresentarão um deslocamento para a linha central do mesmo. Em outras palavras ficarão convergentes (TOE IN). Ambas as situações (Figura 20) estão em ajuste estático e buscam atingir o valor ideal igual a zero, quando o veículo estiver em movimento.

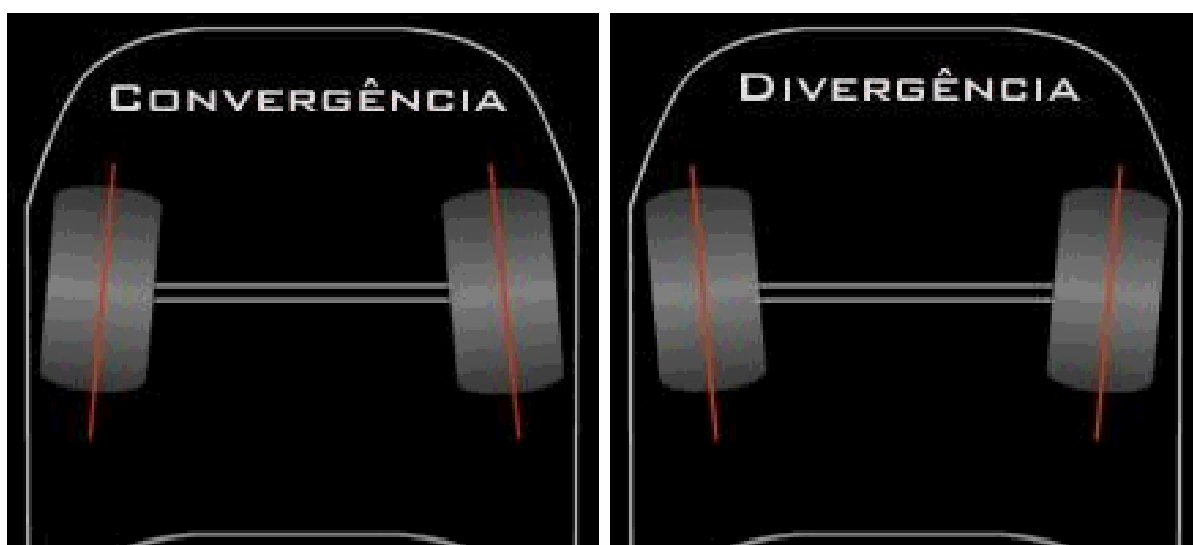


Figura 20 - Detalhe de convergência e divergência.

O alinhamento da roda é a medida formada pela linha central da roda e a linha central longitudinal do veículo, olhando o veículo de cima. A soma dos valores de alinhamento cada roda é o valor total da convergência ou divergência.

Quando as extensões das linhas centrais da roda tendem a se encontrar na frente do veículo, no sentido do seu curso, temos uma condição convergente (toe – in), porém, se as linhas tendem a se encontrar atrás do sentido do curso do veículo, temos uma condição de divergência (toe – out).

Quando as extensões das linhas de centro das rodas são paralelas, temos a condição conhecida como posição zero. Sob o efeito de carga, que deforma os paralelogramos da suspensão, e sob o efeito da tração do motor, que pode atuar nas rodas, são observadas grandes variações na convergência.

O valor da convergência pode ser expresso em graus ou milímetros e é definido como o ângulo ou medida em que as rodas estão fora da linha paralela, ou melhor, a diferença entre as larguras das trilhas do curso do veículo, segundo a medida feita entre as bordas tracionadas e as bordas arrastadas dos pneus ou das rodas.

Os ajustes de convergência afetam três áreas principais de desempenho: o desgaste de pneus, a estabilidade em linha reta e a estabilidade na entrada de curvas.

Para minimizar o desgaste do pneu e a perda de tração, as rodas em um dado eixo de um carro devem apontar diretamente adiante quando o carro está andando em uma linha reta. Uma excessiva convergência (toe - in) ou divergência (toe - out) faz com que os pneus arrastem, visto que eles estão sempre desalinhados em relação ao sentido do curso.

Um demasiado toe - in (convergência) causa o desgaste acelerado nas bordas externas dos pneus, enquanto um demasiado toe-out (divergência) pode causar o desgaste acelerado nas bordas internas.

Assim, se para atender a condição mínima de desgaste de pneus e de arrasto quando o veículo está em movimento, deve-se ter o alinhamento tendendo a zero, por que se deve ter o parâmetro de alinhamento? A resposta é que o ajuste de alinhamento é necessário porque tem um grande impacto na estabilidade direcional.

Com o volante de direção centralizado, a convergência (toe-in) faz as rodas tenderem a rolar ao longo de cursos, que se cruzam. Nesta condição, as rodas estão em conflito entre elas, e não resultam em desvios direcionais.

Quando a roda em um lado do carro encontra um obstáculo ou buraco, essa roda é empurrada para trás sobre seu eixo direcional, movimento este ocasionado pela deformação das buchas do braço de controle em função da resultante recebida pelo impacto no obstáculo. Esta ação puxa também a outra roda no mesmo sentido do eixo direcional. Se for um impacto pequeno, a roda afetada deslocará muito pouco, talvez de maneira que esteja rodando alinhada ao invés de ligeiramente convergente. Mas com este leve aumento do esterçamento, o sentido de giro das rodas ainda não

descreve uma curva. As rodas absorvem a irregularidade sem significativa mudança na direção do veículo.

Neste caso, a convergência (toe-in) é a responsável pela estabilidade do veículo em linha reta.

Quando o veículo é ajustado com alinhamento divergente (toe-out), as rodas dianteiras estão alinhadas de modo que pequenos obstáculos desloquem seu sentido de giro para fora da linha de centro do veículo e fazem com que elas assumam um sentido de rolamento que descreve uma curva.

Qualquer minuto aumentado no ângulo de esterçamento, além da posição perfeitamente centrada fará com que a roda interna descreva uma curva com um raio mais reduzido do que a roda externa. Assim, o carro sempre estará tentando fazer uma curva, ao contrário do desejável que é manter uma linha reta de curso.

Desta maneira fica evidente que veículos ajustados com divergência (toe-out) favorecem a iniciação de uma curva, enquanto veículos ajustados com convergência (toe-in) desfavorecem esta condição.

O ajuste do alinhamento de um dado veículo é basicamente a busca do equilíbrio entre a estabilidade do veículo, quando está andando em linha reta (que é proporcionada pela convergência), e a resposta rápida de direção (que é promovida pela divergência).

Ninguém deseja que seu veículo fique instável durante a sua utilização e também não quer o incômodo de ter que corrigir a sua direção constantemente. Mas, pilotos de corrida estão dispostos a sacrificar um pouco a estabilidade em linha reta para obter um melhor desempenho em curvas.

Com suspensão independente nas quatro rodas, o alinhamento deve também ser ajustado na parte traseira do carro. O ajuste do alinhamento na parte traseira tem essencialmente, o mesmo efeito no desgaste, na estabilidade e no esterçamento, como acontece no ajuste dianteiro.

É preciso enfatizar mais uma vez que o alinhamento mudará ligeiramente de uma situação estática para uma dinâmica. Isto é mais visível nos veículos de tração dianteira. Quando o torque do motor é aplicado às rodas, elas tendem a girar para a linha de centro do veículo criando uma convergência (toe - in). Esta é outra razão porque muitos veículos de tração dianteira são ajustados com divergência (toe - out) na parte dianteira, justamente para compensar este comportamento. Do mesmo modo, uma roda não tracionada tenderá a divergir (toe out) quando sofrer um

deslocamento em função da aceleração do veículo. Este comportamento é mais visível em veículos com tração traseira.

O valor de convergência ou divergência definido para um dado veículo é dependente do comportamento da suspensão e das características de estabilidade desejadas no escopo do projeto. Para melhorar a qualidade da dirigibilidade, os veículos de passeio são equipados com buchas de borracha em seus braços da suspensão, e assim eles podem se mover em uma amplitude determinada, quando são carregados e reduzir sensivelmente a transferência de vibrações para a carroceria.

Nos carros de corrida, em contraste a esta condição, são montados rolamentos esféricos de aço ou poliuretano de alta dureza em conjunto com buchas de metal ou plástico para fornecer melhor rigidez e controle dos braços da suspensão. Deste modo, fica claro que um veículo de passeio requer uma maior convergência estática (toe - in) do que um carro da corrida, para compensar a condição dinâmica, onde as deformações das buchas permitem que as rodas assumam um sentido divergente (toe - out).

Recentemente, os projetistas têm usado a deformação das buchas em veículos de passeio para seu próprio benefício. Para maximizar a resposta transiente, é desejável usar pouca convergência na parte traseira para alterar a geração dos ângulos de araste e também das forças laterais nos pneus traseiros.

Se permitirmos um pouco de deformação nas barras laterais dianteiras de uma suspensão do tipo “braço de controle”, o eixo traseiro irá convergir com o centro do veículo quando o mesmo efetuar uma curva.

Com o veículo se deslocando em linha reta, onde nenhuma carga lateral está atuando, as buchas permanecem uniformes e permitem que o alinhamento seja ajustado com um ângulo que otimize as características de desgaste e de estabilidade dos pneus. Tal projeto é um tipo de sistema de direção de quatro rodas passivas.

A Figura 21 a seguir mostra claramente os efeitos do desalinhamento das rodas dianteiras em função do aumento de atrito, onde a banda lateral do pneu sofre uma sobrecarga e um desgaste excessivo. O desalinhamento do sistema de suspensão e direção de um veículo é uma consequência inevitável com o uso normal e consta como um item de manutenção periódica obrigatória, o qual merece total atenção dos proprietários para se evitar este tipo de dano prematuro no pneu e também aos outros componentes da suspensão.



Figura 21 - Desgaste da banda de rodagem devido ao desalinhamento das rodas

2.4.2 Caster

É uma medida onde determinamos quanto o eixo de articulação de esterçamento está inclinado para frente ou para trás contra a linha vertical em relação ao solo que passa pelo centro da roda, em uma vista lateral do veículo (Figura 22).

Se este eixo é inclinado para trás (isto é, o pivô superior está posicionado mais atrás do que o pivô inferior), então o caster é positivo, se ele está inclinado para frente, então o caster é negativo.

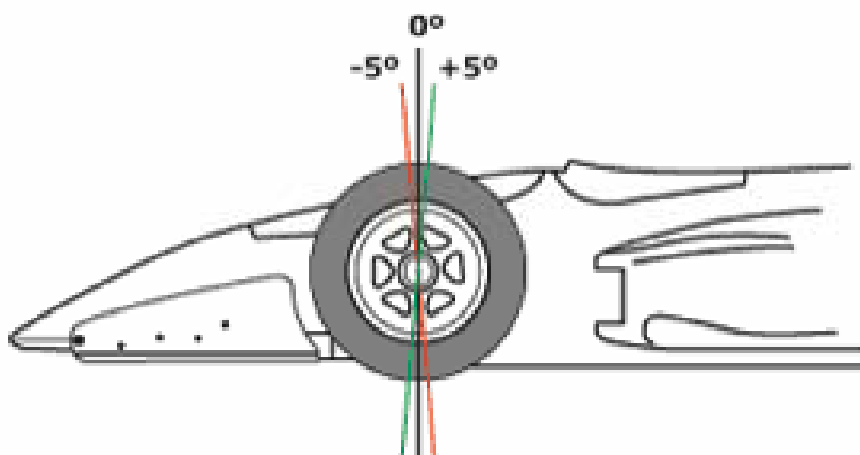


Figura 22 Detalhe do caster negativo e positivo.

Caster positivo tem a tendência de endireitar as rodas quando o veículo está se movimentando para frente e é usado para realçar a estabilidade em linha reta. Ele influi diretamente na estabilidade direcional e quanto maior for o valor do caster, mais intensas serão as forças de realinhamento da direção após a realização de curvas. Em contrapartida, um caster menor faz a direção ficar mais leve. A diferença entre a regulagem das rodas também é importante, pois um caster muito desigual faz a direção puxar para o lado em que o valor é menor.

De fato, no caso de caster positivo, a roda é puxada, e neste caso é a linha de aplicação da força que atua no eixo que passa em frente do ponto médio das rodas, sem considerar a direção de deslocamento do veículo, cada tentativa feita pela roda de desviar da linha central de deslocamento será neutralizada diretamente pela força gerada e pela resistência ao rolamento da roda.

Entretanto, no caso de caster negativo, onde a roda é empurrada, a linha de aplicação da força que atua no eixo passa atrás do ponto médio da roda, sem considerar a direção de deslocamento do veículo.

Cada tentativa feita pela roda para desviar da linha central de deslocamento será ajudada e aumentada pela força gerada e pela resistência ao rolamento da roda.

Conseqüentemente, a melhor condição de estabilidade quando se busca um comportamento alinhado de direção é obtido com um valor de caster positivo e com a roda sendo puxada. Durante o esterçamento, se o valor de caster é igual à zero, o eixo de giro irá coincidir com o ponto central de contato da roda com o solo, e neste caso o comportamento das rodas é neutro e sensível a qualquer força de perturbação ou obstáculo que tente modificar a posição da linha de rodagem, bem como o fato de não termos a ação da força de retorno na direção nesta condição.

Se a roda tem um valor de caster positivo, quando ela é esterçada sobre o eixo do pino mestre, seus pontos de contato com o solo são deslocados e, conseqüentemente, o ponto no qual a força que representa a resistência ao rolamento está aplicada (a força da extensão do pino mestre), entretanto, sempre agindo na mesma direção. Isto conduz a um movimento de retorno criado por forças de resistência ao rolamento e à extensão do eixo do pino mestre, o qual tende a levar a roda de volta à posição alinhada com o sentido de rolamento do veículo.

Se a roda tem um valor de caster negativo, quando ela é esterçada sobre o eixo do pino mestre, seu ponto de contato com o solo é deslocado e, conseqüentemente, o ponto no qual a força que representa a resistência ao rolamento é aplicada, (a força

da extensão do pino mestre), contudo, sempre agindo na mesma direção. Isto conduz a uma tendência de aumentar o efeito de esterçamento na roda e impedir o retorno da direção, gerado pela força de resistência ao rolamento e a extensão do eixo do pino mestre.

No caso mais comum, com um valor de caster positivo, o qual cria o retorno da direção, movimento de esterçabilidade será realizado quando o motorista fizer uma manobra. Então, pode-se dizer que, quanto mais positivo for o valor de caster, maior será a força necessária para estercar as rodas, mas por outro lado, haverá um aumento de igual proporção na conservação do alinhamento do veículo com a linha de curso do veículo.

Se o valor de caster é diferente, quando se comparam as duas rodas, o veículo apresentará algumas variações na sua reação. Ele tenderá a desviar da trajetória espontaneamente, para o lado que o valor for maior em termos absolutos. Este efeito é contra produtivo para a estabilidade do veículo, quando ele estiver em acelerações ou frenagem.

O fenômeno de retorno da direção para a posição de alinhamento no sentido de rolamento do veículo é garantido pela inclinação transversa do pino mestre em conjunto com o valor de caster que também contribui para o mesmo efeito.

2.4.3 Camber

É a medida entre a linha de centro da roda em relação à componente vertical do veículo, visto de frente ou pela traseira. Se as rodas tendem a estar inclinadas para dentro do veículo, temos um camber negativo, por outro lado, se as rodas tendem a estar inclinadas para fora do veículo, o camber é positivo (Figura 23). O parâmetro de camber da roda é o valor, medido em graus ou milímetros, entre a linha de centro da roda e a linha perpendicular ao solo, olhando o veículo de frente. Se o pneu está perfeitamente posicionado no piso e o desgaste na sua banda de rodagem é simétrico, isto significa que seu valor de camber é igual à zero (perfeitamente perpendicular ao solo), para todas as condições que são criadas durante o trajeto de uso do veículo. Uma vez que estas condições são extremamente variáveis, a

existência de um ajuste deste valor, seja ele positivo ou negativo, deve ser reconhecida em certos casos específicos.

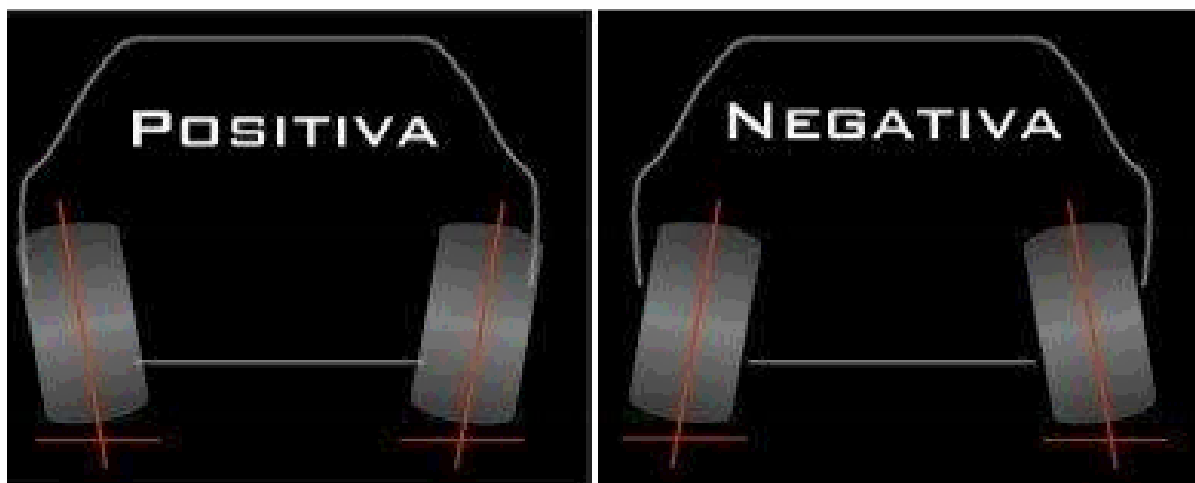


Figura 23 - Identificação de camber positivo e negativo

Para reduzir a quantidade de interferências no sistema de direção, o uso de pneus calibrados com alta pressão, foi substituído pelo uso de pneus de baixa pressão (radiais), os quais, devido à sua grande área de banda de rodagem, sustentam o mesmo peso com uma menor pressão de calibração, proporcionando um contato mais suave com o solo. Entretanto, o efeito de um forte camber na roda com um pneu mais macio trás resultados negativos, devido à parte externa dos pneus ficarem deformadas, onde, em conversões em pequenos raios de giro teremos a parte interna afetada, com o conseqüente aumento do desgaste da parte externa da banda de rodagem.

Pode-se dizer que a largura do pneu (banda de rodagem) terá um perfil cônico contra o solo, o qual tende a divergir a roda para o lado de fora, causando um desgaste irregular da banda de rodagem e uma considerável instabilidade direcional, principalmente se o valor de camber das duas rodas não for o mesmo.

Conseqüentemente, o valor de camber deve ser reduzido, mas isto deverá uma vez mais aumentar o deslocamento do pino mestre conhecido como “offset”, e haverá um desgste acentuado dos pneus quando forem solicitados pelo freio.

Em alguns casos o ângulo de camber da roda pode ser reduzido consideravelmente, saindo com um valor pequeno para compensar a deformação do eixo causado pelo efeito da carga em veículos de eixo rígido. Ao mesmo tempo, isto pode ser ligado com a redução no deslocamento do pino mestre e o efeito negativo que isto tem no

esterçamento. Pode-se dizer neste caso, que as rodas tendem para um camber de valor igual a zero sobre o efeito de uma carga de deformação.

Com os avanços nas técnicas de construção e com a introdução de braços independentes de suspensão, os valores de camber das rodas tendem para um número muito próximo de zero na condição média de carregamento. Deve-se levar em conta que o valor de camber das rodas tenderá a variar quando o veículo estiver se movimentando.

Quando a suspensão está na condição totalmente comprimida, mais conhecida como jounce, a posição de batente da roda será mais alta em relação à carroceria, em contrapartida, com a condição de abertura total da suspensão, mais conhecida como rebound, o batente da roda será mais baixo que a carroceria. Durante estes movimentos de fechamento e abertura total da suspensão, a roda, que teoricamente tem sua posição ideal como perpendicular ao solo, terá como característica um valor negativo de camber durante a compressão (fechamento) da suspensão e um valor positivo durante a extensão (abertura) da mesma.

Isto é gerado pela combinação de fatores que são relacionados com a movimentação do paralelogramo, que é formado pelos braços superiores e inferiores da suspensão e o pino mestre.

Isto foi apenas um dos muitos fatores que levam as suspensões de braços independentes a serem preferidas em detrimento das suspensões de eixo rígido.

Os benefícios destes efeitos são mais aparentes em curvas, quando a compressão da suspensão na parte externa das rodas causada pela força centrífuga, produz um camber negativo nas mesmas e que agem contra a derrapagem do veículo e isto não ocorre em um veículo dotado de um sistema de suspensão com eixo rígido.

O valor de camber positivo ou negativo é determinado pela distância entre "A" e "B" (Figura 24), dependendo se estas duas distâncias forem as mesmas e pela posição dos braços de controle em relação ao solo, em condições normais de uso.

Se, por exemplo, for decidido que a roda deve ter um valor de camber igual à zero, na condição de carregamento normal, então, obviamente isto só será obtido na condição de ponto médio do curso total do movimento da suspensão, entre a abertura total e seu completo fechamento.

O camber vai tender para positivo quando o veículo estiver vazio e negativo quando estiver totalmente carregado, se o sistema de suspensão estiver em uma posição clássica, a condição descrita acima será satisfeita.

De fato, com o sistema de suspensão neste arranjo, o qual significa que a distância “A” será diferente da distancia “B” um mínimo para cima ou para baixo, o movimento do ângulo de camber da roda irá inevitavelmente mudar, por um grande número de razões, e não é sempre possível para os fabricantes seguir as regras clássicas deste arranjo e também um complexo número de possibilidades que se levantam disto, devido ao arranjo geométrico dos sistemas de suspensão.

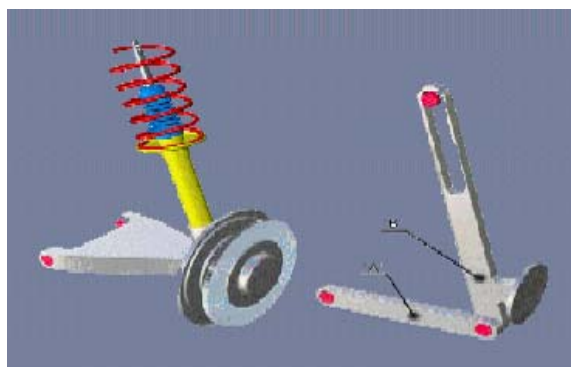


Figura 24 - Pontos chave de determinação do ângulo de camber.

2.5 EFEITO DA VARIAÇÃO DA ALTURA DO VEÍCULO NOS PARÂMETROS

Segundo Reimpell; Stoll e Betzler (2002) a variação de altura de um veículo afeta significativamente a cinemática dos parâmetros de alinhamento. Todos estes parâmetros e suas mudanças devido ao curso da suspensão (compressão total e abertura total) afetam a resposta dinâmica do veículo em rolagem, estabilidade ou ambos. A localização dos pontos fixos ou “hardpoints” determina os valores estáticos e suas eventuais mudanças durante o curso da roda para estes parâmetros de suspensão. Existem vários programas de dinâmica veicular que podem ser aplicados a qualquer tipo de carroceria para auxiliar a determinação destas variações e que simulam estas condições, visando a otimização destes parâmetros para se obter o melhor equilíbrio e estabilidade do veículo.

Um dos programas mais utilizados pela indústria automotiva é o ADAMS/CAR, e é uma das ferramentas básicas para a determinação dos parâmetros ideais de geometria. As curvas geradas nestes desenvolvimentos possibilitam o refino dos

pontos fixos para a obtenção do compromisso entre estabilidade e conforto para um dado veículo (Figura 25).

Para a conferência e ajuste do veículo dentro destes parâmetros ideais que foram definidos pela engenharia de produtos, é determinada uma altura média de trabalho, que corresponde à distribuição de carga equivalente a um motorista e um passageiro além de meio tanque de combustível. Nesta altura, conhecida como altura de projeto, são determinados os valores estáticos de geometria com suas respectivas tolerâncias de processo. Quando não é respeitada esta altura de projeto, o veículo está sendo ajustado fora dos parâmetros ideais definidos pela engenharia de produtos, e assim alterando estes “hardpoints” que visam garantir o melhor equilíbrio do veículo em todas as posições do curso da suspensão quando o veículo está em movimento.

Somente um processo confiável na verificação e regulagem destes parâmetros pode garantir que a cinemática da suspensão vai atender a todas as premissas definidas em projeto. A falta de um processo confiável neste controle permite entre outros, o ajuste incorreto do alinhamento da rodas e como consequência tem-se um comportamento irregular dos sistemas de direção e suspensão que, dependendo das condições da pista, causam um grande desconforto ao motorista devido à instabilidade direcional do veículo.

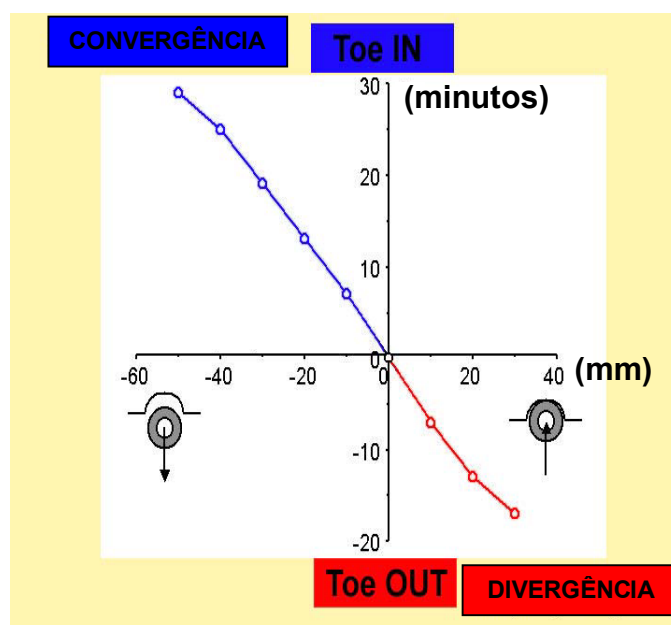


Figura 25 - Variação do alinhamento em função da variação da altura do veículo

3. METODOLOGIA

O método de pesquisa a ser aplicado neste estudo será o experimental, onde, para consolidarmos a metodologia proposta, serão envolvidas as áreas de conhecimento de Engenharia (responsável pelo desenvolvimento de sistemas de suspensão, direção, geometria, etc.), a partir de artefatos físicos, experimentos descritivos, projetos de Manufatura e Engenharia Avançada. Serão utilizados também estudos estatísticos da condição atual de liberação de veículos, com referência aos parâmetros de geometria, bem como estudos da nova condição após a implementação da nova metodologia de verificação e ajuste destes mesmos parâmetros, para confirmação da sua eficácia.

As fontes de evidências que serão utilizadas neste estudo serão obtidas através de relatórios dimensionais, informes do sistema de gerenciamento de dados de garantia, relatórios de desenvolvimento e validação em campo de provas e dados oriundos de levantamentos dimensionais previamente coletados na manufatura de veículos e na Engenharia Experimental (Campo de Provas).

Como o método de pesquisa a ser aplicado neste estudo é o de experimento, para tanto, serão utilizadas as áreas tecnológicas de Engenharia como, a análise virtual e simulação em modelos matemáticos, montagem experimental e validação das propostas em campo de provas a partir de artefatos físicos (dispositivos de medição e controle), experimentos de validação do novo processo de medição dos valores de geometria pela engenharia de processos na manufatura, além de projetos específicos de dispositivos e equipamentos para estruturar a linha de montagem aos novos requisitos necessários à implementação do novo procedimento a ser utilizado no processo de verificação e ajuste dos parâmetros de geometria.

As fontes de evidências utilizadas neste estudo foram obtidas através de relatórios dimensionais efetuados em unidades segregadas da produção pelo campo de provas para este fim, bem como os informes de garantia, os relatórios de validação em campo de provas e os dados oriundos de levantamentos de registros dos valores de geometria que são verificados em 100% dos veículos na Produção pela manufatura.

Outra fonte utilizada foi a “Auditoria de Qualidade de Veículos”, que emite diariamente, um relatório das discrepâncias encontradas na produção, onde é controlada estatisticamente a qualidade de fabricação do produto, no final da linha de montagem.

O experimento necessário para a criação desta parametrização foi desenvolvido nas oficinas do Campo de Provas, onde foram efetuados a aferição e o ajuste dos valores de geometria, em veículos de uma plataforma compacta específica, premissa para a parametrização correta dos valores de geometria.

Esta atividade visa obter veículos para a base de estudo, com os valores de geometria ajustados para os parâmetros nominais de projeto. A partir desta condição de ajuste, é efetuada a medição dos valores de geometria, variando a altura do veículo de dez em dez milímetros, da posição de fechamento total da suspensão ou “jounce” até a posição de queda total de roda ou “rebound”.

Será necessário o desenvolvimento de um dispositivo específico, para garantir o paralelismo da carroceria em relação à linha de solo (linhas e coordenadas de projeto), durante a movimentação da carroceria, neste processo de medição.

Os dados obtidos nesta fase serão processados, gerando uma curva parametrizada de cada componente de geometria (camber, caster e convergência) em relação à variação da altura do veículo.

Paralelamente, será efetuado um levantamento de dados junto à manufatura de veículos, em um número pré-determinado de cem unidades, para a verificação das alturas médias da carroceria em relação ao solo, em todos os modelos disponíveis nesta plataforma (entendam-se como modelos, os veículos com diferentes níveis de opcionais agregados, que geram uma grande variação na sua altura final, devido ao incremento de peso destes componentes adicionais).

Com a determinação das alturas das diferentes configurações destas unidades na atual condição de verificação dos parâmetros de geometria (veículo vazio), pode-se efetuar uma comparação contra as curvas parametrizadas dos valores de geometria (que serão obtidas no experimento realizado no Campo de Provas) e comprovar a existência uma diferença objeccionável em relação aos valores especificados para a altura de desenho/projeto, e que esta discrepância é a causa das irregularidades no comportamento dos sistemas de suspensão e direção e dos desgastes prematuros de seus componentes, citadas na introdução deste estudo.

Consolidada a diferença destas duas configurações, será definida uma nova altura padrão, mais alta que a maior altura encontrada no levantamento das cem unidades sem carga (vazio) na manufatura.

Esta nova altura garantirá uma condição de processo uniforme e que atenda a toda esta gama de modelos disponíveis, estabilizando os veículos a uma altura fixa. Assim, podem-se utilizar os valores de geometria parametrizados para esta nova condição e garantir uma verificação e uma regulagem correta, conforme as especificações de engenharia.

Para implementar esta nova condição no processo atual da manufatura, será proposto o desenvolvimento de um dispositivo que eleve os veículos na nova altura padrão, junto ao equipamento de alinhamento na linha de montagem de veículos, garantindo assim a repetibilidade e a estabilidade deste novo procedimento.

É necessário também, o desenvolvimento de um novo dispositivo a ser utilizado pela auditoria da Qualidade, que reproduza a mesma condição do processo desenvolvido para a manufatura, no que se refere ao novo procedimento de verificação e regulagem dos valores de geometria.

A Figura 26 mostra com um diagrama de fluxo, a sequência das atividades necessárias utilizada para a obtenção da curva parametrizada deste estudo.

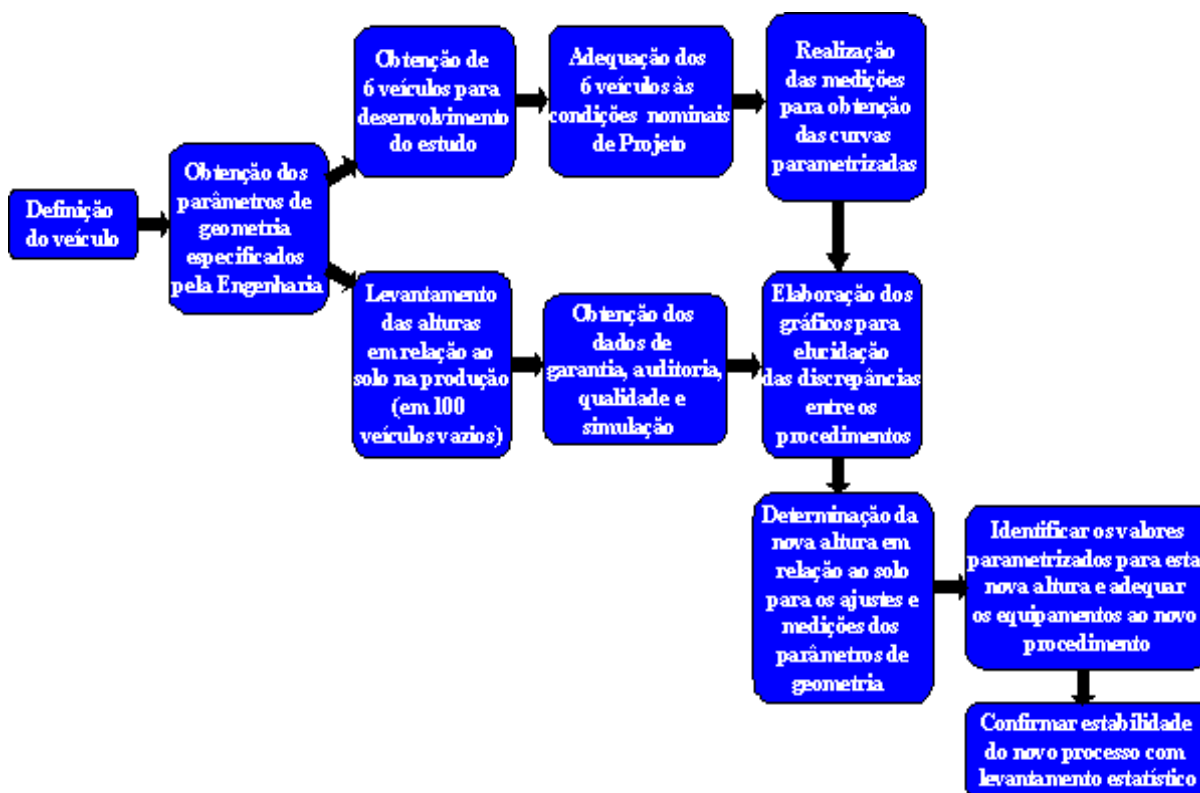


Figura 26 – Diagrama de fluxo das atividades deste estudo

4. ESTUDO DE CASO

4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Baseado nos fundamentos técnicos sobre os sistemas de suspensão e os parâmetros necessários para um bom desempenho destes conjuntos, apresentados anteriormente, ficou evidente a necessidade de se utilizar um processo confiável de verificação e regulagem destes parâmetros de geometria para garantir que os veículos sejam liberados dentro das especificações de engenharia e que, conseqüentemente, se reduzam os desgastes prematuros dos seus componentes estruturais, bem como os comportamentos irregulares na sua dirigibilidade.

Com a crescente busca pela excelência na qualidade final na produção de veículos, a manufatura está constantemente sendo pressionada a solucionar e minimizar os altos índices de discrepância encontrados nas auditorias de qualidade. Discrepâncias estas que tem como um dos dez itens críticos mais reportados, a falta de capacidade no processo de verificação e regulagem dos parâmetros de geometria da suspensão.

Vários estudos foram elaborados sobre este assunto na busca por uma solução para estes desvios dimensionais, que são constantemente reportados pela área de qualidade, mas sem se obter um sucesso efetivo até o momento.

O objetivo maior deste estudo é encontrar uma alternativa viável, para a manufatura poder liberar os veículos com os valores de geometria dentro das especificações de engenharia.

Os valores especificados pela engenharia e suas tolerâncias são ilustrados na Figura 27 e se referem ao veículo compacto escolhido para este estudo e estão expressos em graus para o caster e em milímetros para o alinhamento e para o camber uma vez que temos as duas possibilidades de leitura dimensional devido ao equipamento de inspeção de geometria usar um sistema de projeção.

Total Dianteiro	Valor Nominal	Máximo	Mínimo
Alinhamento	1,0 mm	2,0 mm	0 mm
Camber	-1,16 mm	-0,46 mm	-1,86 mm
Caster	1,83°	2,83°	0,83°
Total Traseiro	Valor nominal	Máximo	Mínimo
Alinhamento	1,0 mm	3,0 mm	0 mm
Camber	-1,50 mm	-1,0 mm	-2,0 mm

Figura 27 - Valores especificados de geometria

4.2 ANÁLISE DO PROBLEMA

Analisando em detalhes as especificações da engenharia do produto sobre este processo de verificação e ajuste dos parâmetros de geometria de veículos de passageiros, fica explícito que os mesmos são determinados em função da altura de projeto, que por sua vez é baseada na altura média de uso do veículo.

Na impossibilidade de puxar os veículos até esta altura, é recomendado o acondicionamento de sacos de areia em uma disposição que leve o veículo a esta altura de projeto (Para o veículo em questão é recomendado acondicionar 70 kg em cada banco dianteiro e mais o equivalente a meio tanque de combustível no porta-malas).

Como este procedimento é completamente inviável para uma linha de produção contínua, a manufatura não consegue atender este requisito de projeto.

Em visita realizada à linha de montagem, constatou-se que os veículos são 100% inspecionados e ajustados no final da linha de montagem, sem qualquer preocupação com o atendimento da especificação de baixar o veículo até a altura de projeto, conforme os requisitos da engenharia de produtos.

Ficou registrado que, as medições de camber, caster e os ajustes de alinhamento de direção são executados com o veículo vazio (sem nenhuma carga).

Questionando quanto ao registro destas medições na ficha de aprovação do veículo e as eventuais ações corretivas no caso de rejeição, constatou-se que os dados obtidos nesta inspeção não são utilizados para correções do processo e servem apenas como referência para eventuais conferências de rotina.

Após a apuração destes detalhes de produção ficou evidente que, na maioria dos casos, estão sendo liberados e aprovados para venda, veículos fora do especificado.

Em virtude da falta de consistência deste processo, a manufatura também pode estar informando indevidamente irregularidades em veículos que eventualmente podem estar dentro do especificado.

Apesar da manufatura não estar usando corretamente a ferramenta de controle de verificação dos parâmetros de geometria para corrigir o seu processo de fabricação, este fato, por sorte, tem evitado correções indevidas no processo de fabricação, que seriam baseadas em dados inconsistentes, uma vez que foram obtidos de um procedimento totalmente fora das especificações de engenharia.

Analisando também o processo de verificação dos parâmetros de geometria feito pela auditoria da qualidade, foi verificado que neste departamento é feita a distribuição de sacos de areia para simular uma condição de carga conforme processo especificado pela engenharia, deixando o veículo em uma altura em relação ao solo, diferente da utilizada pela manufatura, e conseqüentemente obtendo valores totalmente discrepantes dos coletados previamente na produção. Ficou latente que estes processos estão completamente sem padronização e causam grave erro na interpretação dos dados obtidos nas verificações dos valores de geometria.

Apesar da falta de consistência dos dados, os relatórios de auditoria mostram altos níveis de discrepância encontrados na produção (Figuras 28 e 29), que caracterizam uma grande dispersão do processo atual.

Estes gráficos mostram os valores de convergência da suspensão dianteira e traseira de vinte veículos medidos no final da produção pela auditoria da qualidade, onde fica claro que 35% dos veículos estão completamente fora do especificado. Porém é necessário enfatizar que este cenário está totalmente mascarado pelo fato de não existir um procedimento padronizado de medição e ajuste dos valores de geometria na manufatura.

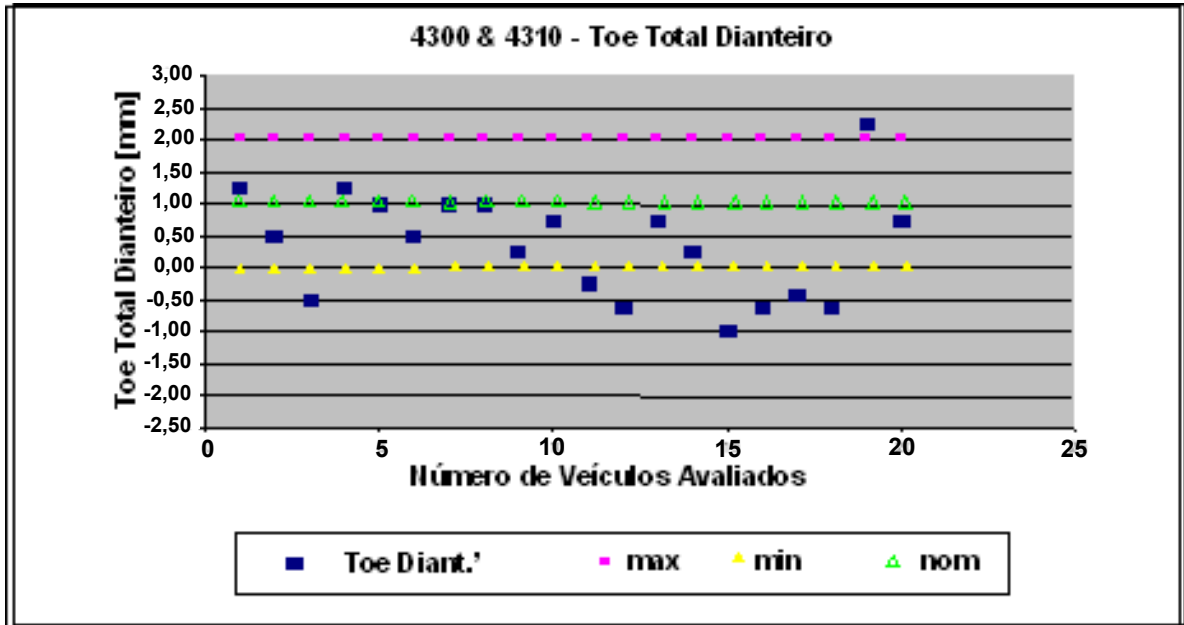


Figura 28 - Gráfico com Valores de Alinhamento da Suspensão Dianteira.

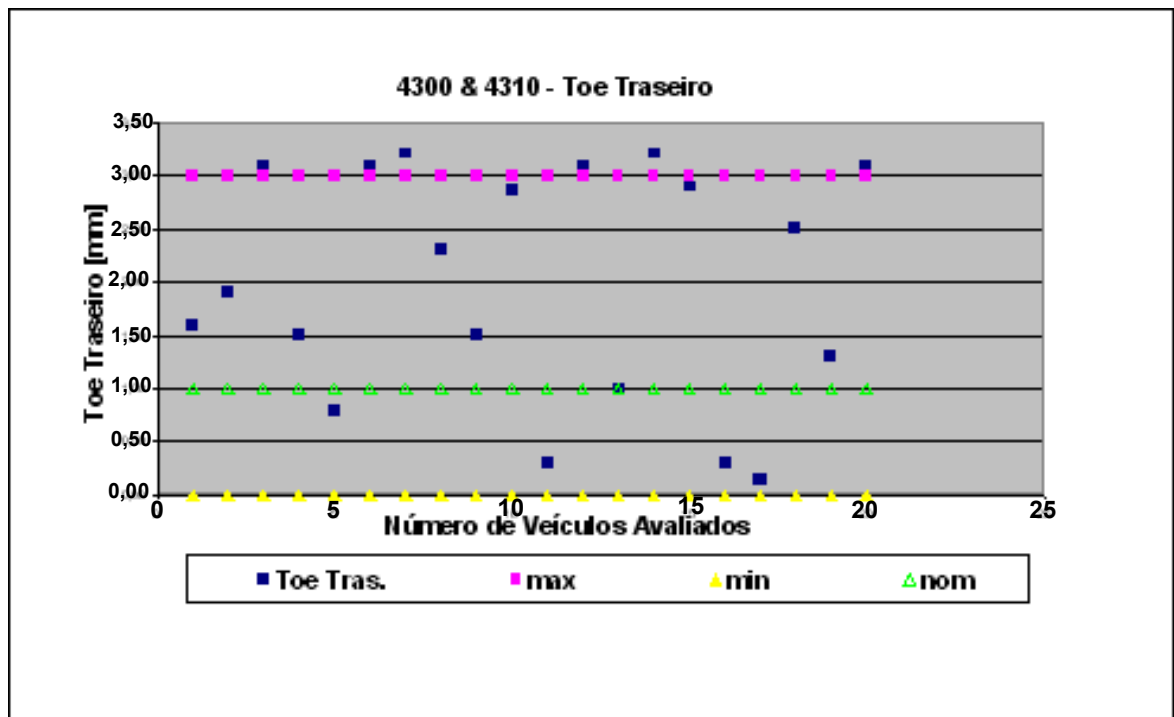


Figura 29 - Gráfico com Valores de Alinhamento da Suspensão Traseira.

4.3 ELABORAÇÃO DAS CURVAS PARAMETRIZADAS

Após a constatação da inconsistência do processo atual, a primeira ação foi segregar seis veículos zero km na produção, cujas características estão listadas na Figura 30, e encaminha-los ao Campo de Provas para iniciar os estudos dimensionais e iniciar as atividades para a obtenção das curvas parametrizadas dos valores de geometria.

	Veículo # 1	Veículo # 2	Veículo # 3	Veículo # 4	Veículo # 5	Veículo # 6
Número de Série	158,950	157,538	153,317	156,332	154,948	154,259
Barra Estabilizadora	Sim	Sim	Não	Não	Sim	Sim
Sistema de Direção	HPS	HPS	Mecânica	Mecânica	HPS	HPS
Ar Condicionado	Sim	Sim	Não	Não	Sim	Sim
Pneus	GPS3 175/65R14	GPS3 175/65R14	GPS3 175/65R14	GPS3 175/65R14	GPS3 175/65R14	GPS3 175/65R14

Figura 30 - Veículos segregados para as medições dos valores de geometria

Estes veículos foram inicialmente medidos conforme o processo atualmente utilizado pela manufatura (veículo vazio) para verificação e o registro de seus valores de geometria. A partir desta atividade, os veículos foram re-adequados às condições nominais de projeto.

Esta atividade consiste em ajustar todos os componentes da suspensão, com o uso de calços e espaçadores, de maneira que se possa obter um veículo dentro dos valores “nominais” das especificações de engenharia, para o camber, o caster e o alinhamento, considerando o veículo na altura de projeto, conforme definido em especificações técnicas.

Assim que se concluiu os ajustes dos seis veículos iniciou-se a fase da medição da variação dos valores de geometria em função da altura do mesmo em relação ao solo.

Para a execução desta atividade usou-se uma valeta de inspeção onde adaptou-se um dispositivo pneumático, especialmente projetado pelo time do Campo de Provas,

para puxar o veículo até o fechamento total da suspensão e macacos hidráulicos para erguer o veículo até a abertura total da suspensão, mantendo o plano horizontal do veículo sempre estável.

Este conjunto de dispositivos possibilitou dispor-se de um processo controlado e confiável para a determinação prática das curvas características dos valores de geometria, sempre em função da altura do veículo em relação ao solo.

Para um entendimento melhor do sistema usado, as Figuras 31, 32 e 33, mostram os equipamentos utilizados neste processo.

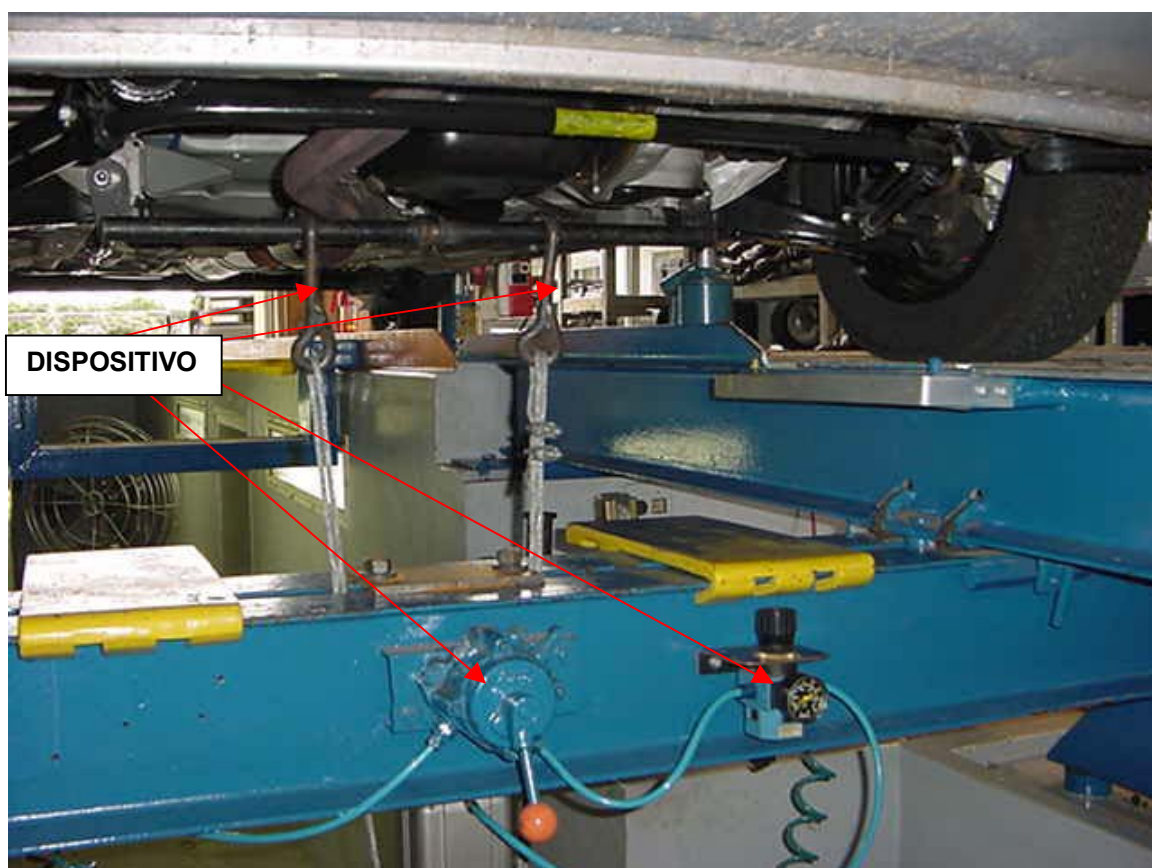


Figura 31 - Dispositivo pneumático para puxar o veículo



Figura 32 – Macaco hidráulico para erguer a suspensão dianteira



Figura 33 - Macaco hidráulico para erguer a suspensão traseira

Este conjunto de equipamentos permitiu a execução das medições com um controle apurado da variação da altura da suspensão do veículo em relação ao solo onde, a partir da condição de fechamento total da suspensão foram registrados os valores de geometria (camber, caster e alinhamento) de 10 em 10 mm, até a abertura total da suspensão.

Para facilitar o processo de medição de altura do veículo, correlacionou-se os valores obtidos nos pontos de medição especificados em projeto (Quadro Dianteiro e Longarinas Traseiras em relação ao solo) às alturas das abas das caixas de rodas dianteiras e traseiras, em relação aos respectivos centros de roda.

Com a análise dos dados obtidos e o cálculo das médias deste levantamento, foi possível montar as curvas características dos valores de geometria em relação à variação de altura do veículo, que é o objeto maior deste estudo (valores estes, consolidados em função da estabilidade encontrada nas medições dos seis veículos estudados).

De posse dos gráficos, iniciou-se a análise pelos valores obtidos em relação ao valor de caster, verificou-se que sua variação em função da altura não foi significativa.

Na prática este resultado já era esperado, em função de que as suas componentes geométricas quase não variam em função da altura do veículo.

Conforme a Figura 34, a diferença entre o valor encontrado na altura de projeto ($1,83^\circ$) e o valor com o veículo vazio ($2,00^\circ$) não chega a 10% da tolerância especificada, logo, este parâmetro não necessitará de uma correlação para o novo procedimento a ser proposto.

No caso dos valores de alinhamento e do camber o impacto é muito mais significativo, conforme previsto no escopo do estudo, e pode ser claramente verificado nas Figuras 35 a 39, que foram geradas a partir dos dados constantes dos Anexos A, B, C, D e E. Estas ilustrações mostram as curvas da variação nominal dos valores de geometria (Alinhamento e Camber Dianteiro e Traseiro) com suas respectivas tolerâncias e a barra vertical que identifica a altura de projeto do veículo.

4300 - Câster Dianteiro

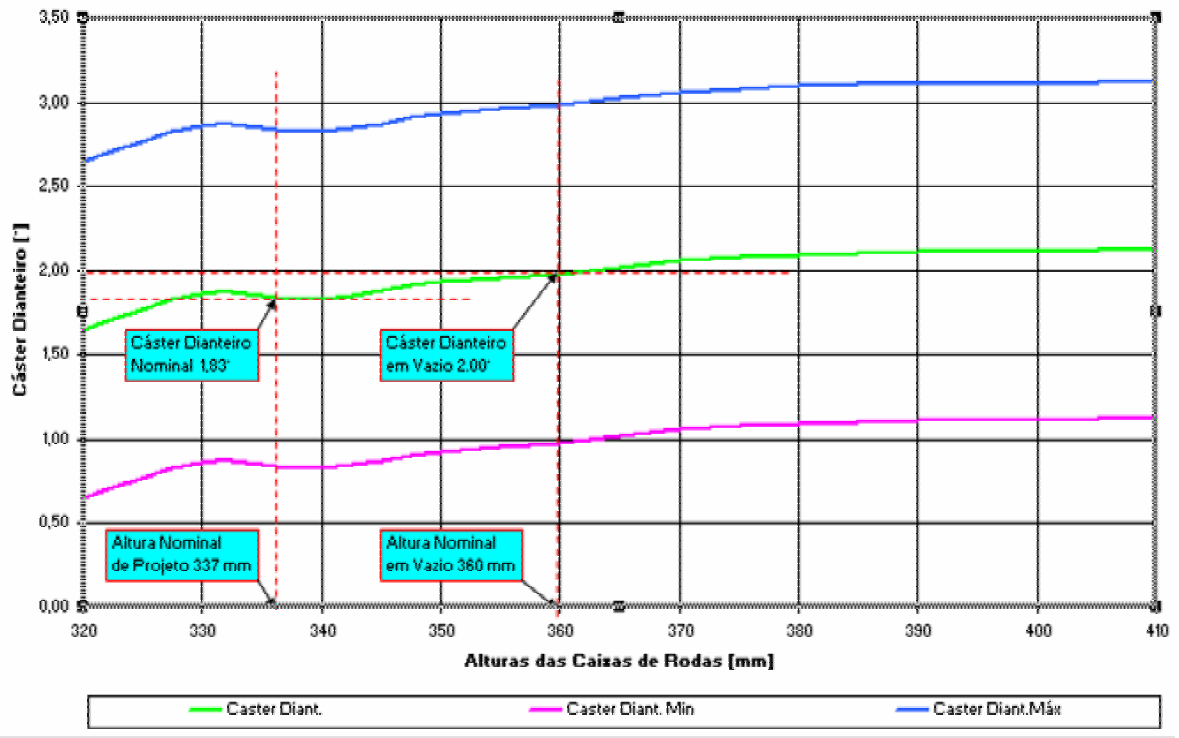


Figura 34 - Gráfico da Variação do ângulo de Caster

4300 e 4310 com Direção Assistida
Toe Total Dianteiro x Altura de Suspensão

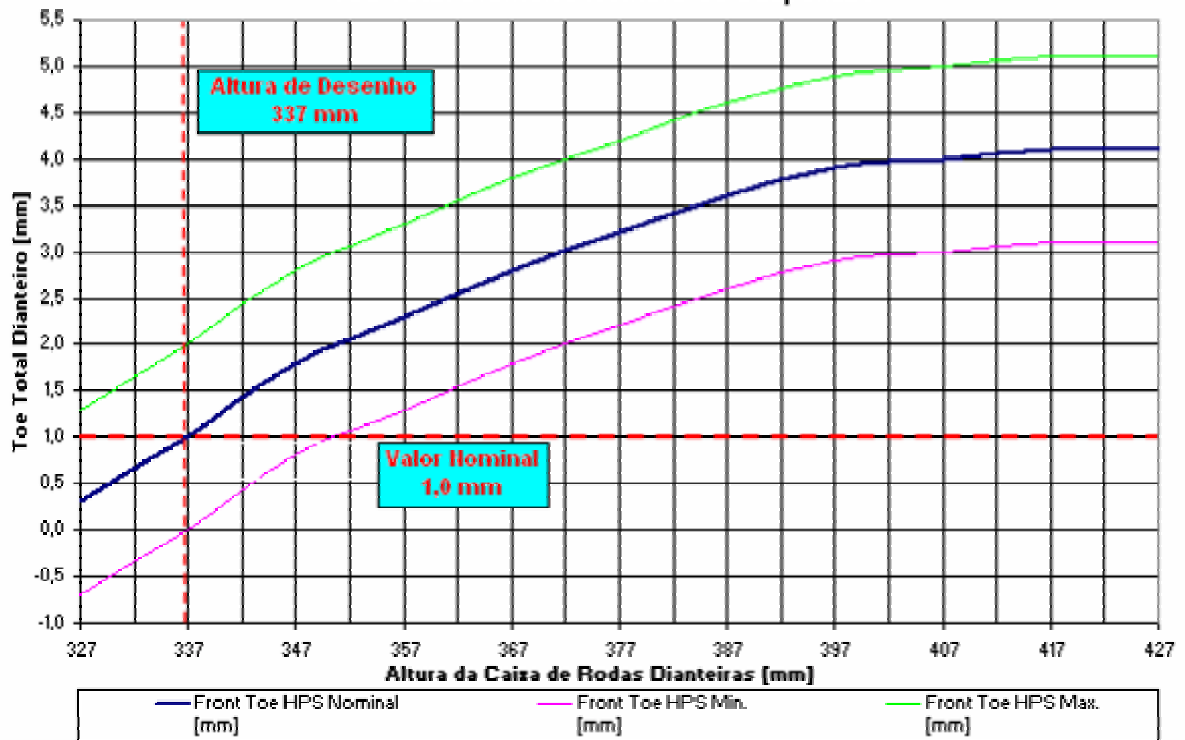


Figura 35 - Curvas de Alinhamento Dianteiro com Direção Assistida/Hidráulica

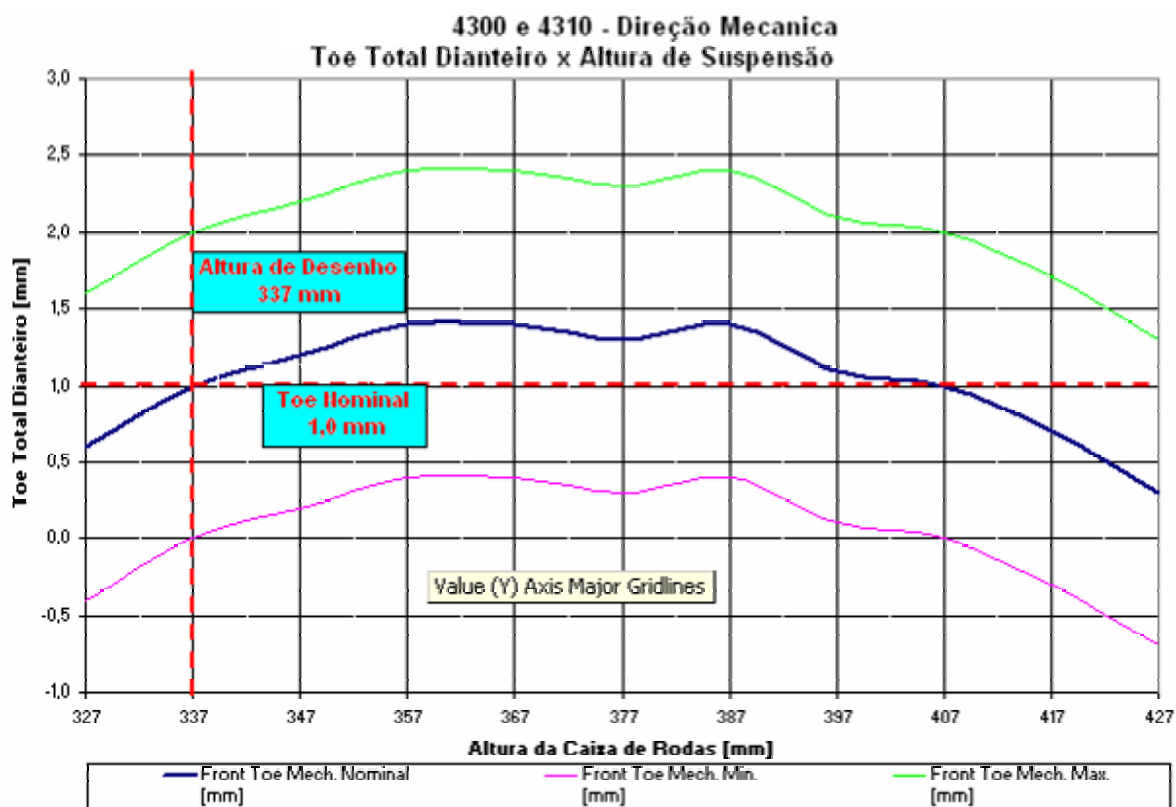


Figura 36 - Curvas de Alinhamento Dianteiro com Direção Mecânica

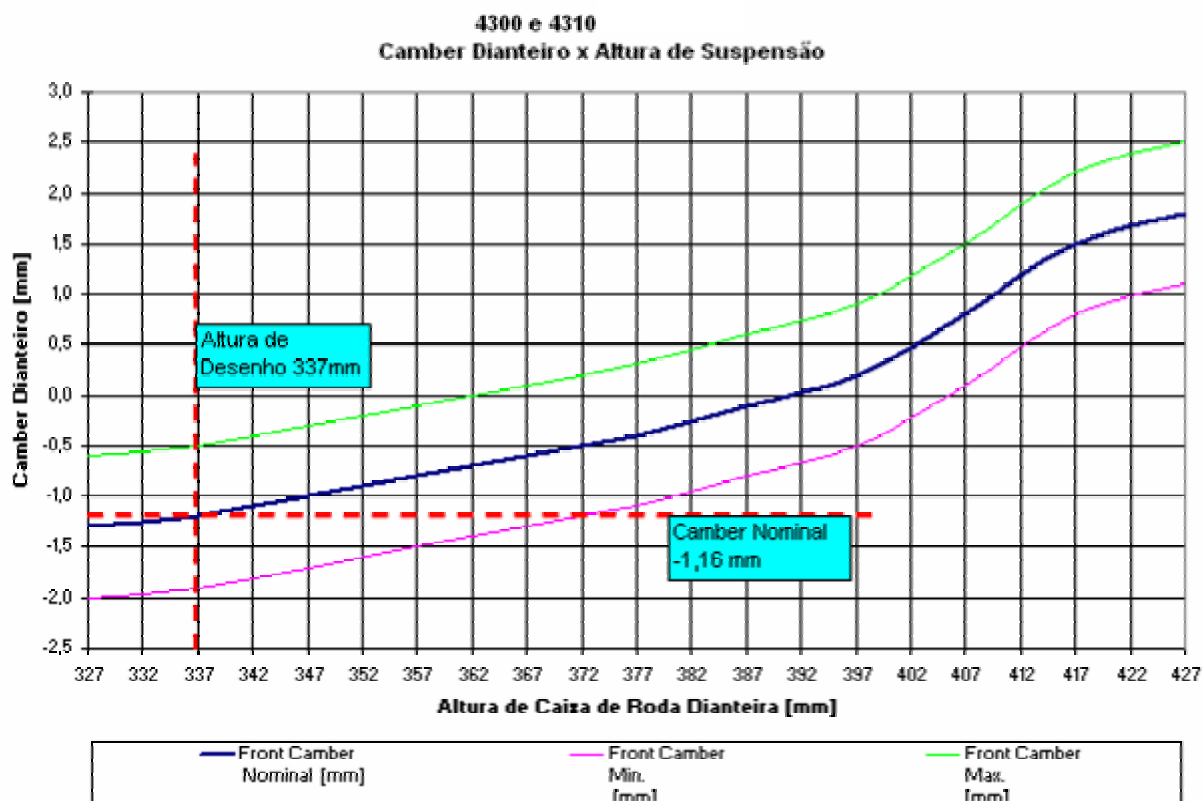


Figura 37 - Curvas de Camber Dianteiro

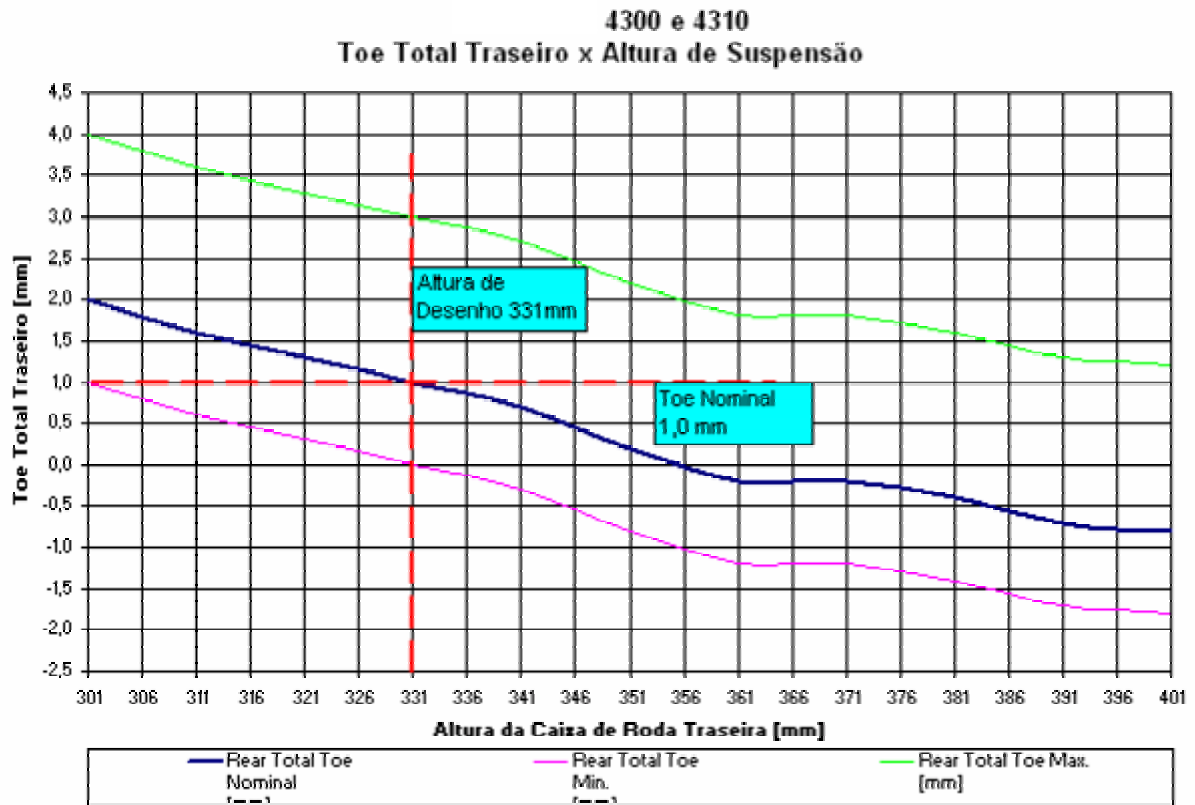


Figura 38 - Curvas de Alinhamento Traseiro

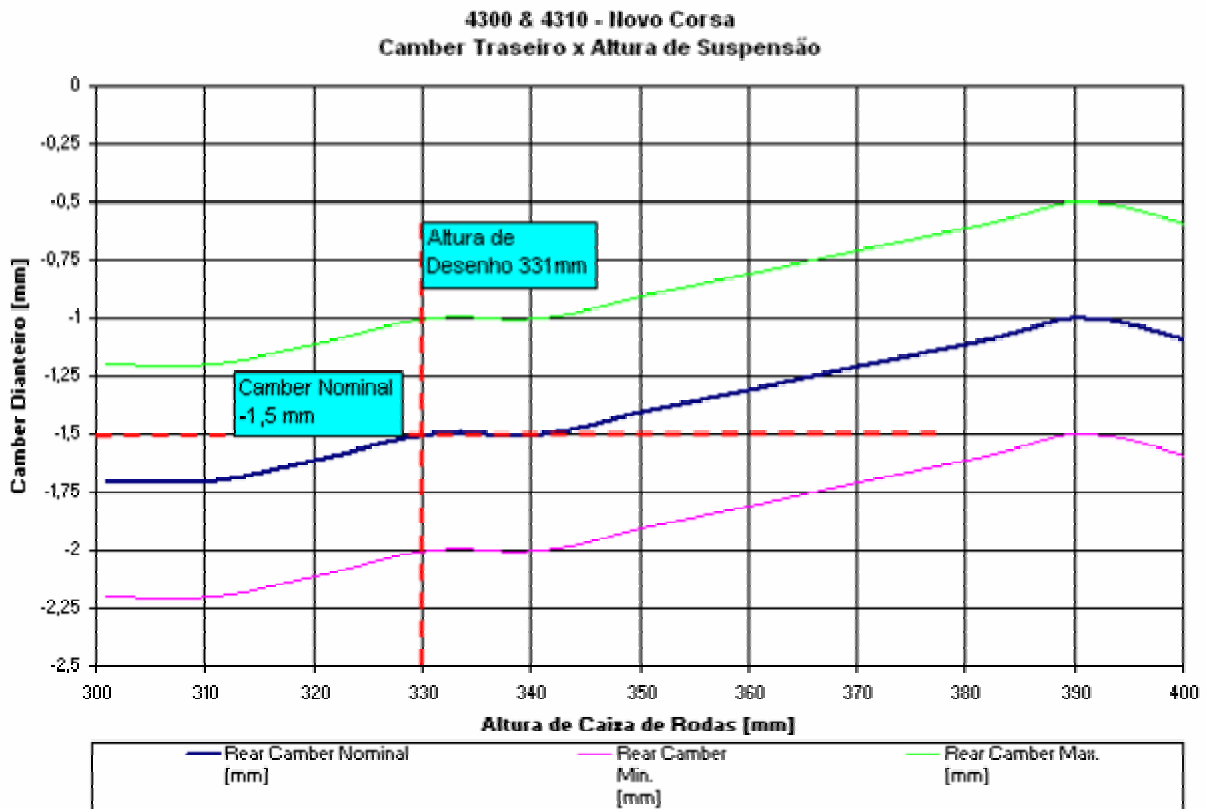


Figura 39 - Curvas de camber traseiro

4.4 COMPARAÇÃO DOS PROCESSOS DE MEDIÇÃO

Para confirmar que o impacto de efetuar-se a verificação e os ajustes em alturas diferentes da recomendada em projeto, com relação aos valores de geometria, solicitou-se à equipe de manufatura um levantamento das alturas das caixas de roda dianteiras e traseiras em relação ao centro das rodas, em um lote de 100 veículos (0 km) segregados aleatoriamente na linha de montagem.

A idéia principal foi avaliar a distribuição e a tendência das alturas da suspensão dianteira e traseira do veículo em estudo, na linha de montagem (sendo 50 versões Sedan e 50 versões Hatchback, com e sem direção assistida/hidráulica).

Nos Anexos F e G indicam-se os dados referentes às medições dos 50 veículos Sedan e dos 50 veículos na versão Hatchback, incluindo os valores das alturas encontrados, as amplitudes e as suas médias calculadas. De posse deste levantamento, voltou-se para a análise dos gráficos que mostram grande variação das curvas de alinhamento e camber em função da variação da altura de suspensão dos veículos. Na suspensão dianteira, observa-se uma pronunciada variação nos valores de alinhamento em função da variação de altura de suspensão quando se comparam veículos com sistemas de direção assistida/hidráulica e com direção mecânica. Esta característica é evidenciada pelo fato de utilizar-se uma manga de eixo, mais conhecida como “steering knuckle”, específica para cada uma das configurações para obter uma resposta de direção adequada ao esforço de esterçamento. Veículos com direção assistida apresentam maior variação de geometria quando comparados aos de direção mecânica, quando submetidos à variação da altura de suspensão, portanto, os valores de medição e aferição de geometria, na linha de produção, devem ser específicos para cada uma das configurações de direção. Na suspensão traseira, encontra-se um comportamento linear na curva de geometria das rodas em função da variação da altura de suspensão onde uma suspensão mais alta implica em rodas mais divergentes independentemente das configurações de veículos e seus agregados e acessórios.

Para identificar claramente as diferenças de leitura provocadas pela verificação e ajuste de veículos fora da altura de projeto, aplica-se aos gráficos pré-determinados no levantamento das curvas de geometria uma linha vertical identificadora da altura

média de um veículo vazio, para poder comparar a condição especificada de projeto com a condição atual de manufatura.

As alturas de carroceria encontradas na manufatura estão entre 340 e 360 mm tanto na suspensão dianteira quanto na traseira. Vamos adotar como referência à condição de altura de veículo vazio em 360 mm, para a demonstração da sua influência negativa na leitura dos valores de geometria. Note que em relação à altura de desenho/projeto temos 23 mm de diferença na suspensão dianteira e 29 mm na suspensão traseira, valores estes, quando referendados nos gráficos das curvas parametrizadas, mostram claramente o erro que se comete quando não é respeitada a recomendação do uso da altura de projeto.

Como observa-se na Figura 40, tem-se uma variação de alinhamento de aproximadamente 1,5 mm em veículos com direção assistida/hidráulica, se compararmos a condição atual de regulagem de alinhamento de direção contra a especificação de engenharia. Na prática, quando encontramos um veículo na condição atual de manufatura (veículo vazio), com o seu alinhamento convergente em 1 mm, o que “teoricamente” estaria dentro do especificado, na verdade este veículo está com o alinhamento divergente em 0,5 mm na altura de projeto e totalmente fora das condições ideais de funcionamento do sistema de suspensão e direção. Esta mesma condição é verificada nos outros gráficos de alinhamento dos veículos com direção mecânica, camber dianteiro e traseiro (Figuras 41 a 44), o que comprova a suspeita inicial deste estudo, no que se refere à inconsistência dos valores de geometria obtidos no atual processo de verificação e ajuste feito pela manufatura. Com esta comprovação temos uma base consolidada para servir de guia para o desenvolvimento do novo procedimento de alinhamento e verificação dos parâmetros de geometria na manufatura que deve ter como premissa o controle efetivo da altura dos veículos a serem inspecionados e ajustados contra valores diretamente correlacionados da curva parametrizada para esta nova altura, obtida neste estudo (360 mm).

Usando os parâmetros especificados, corrigidos para a nova altura do veículo em relação ao solo, eliminar-se-á definitivamente a possibilidade de liberação de veículos fora das especificações de engenharia e conseqüentemente ter-se-á um grande aumento na qualidade e durabilidade do produto final, isto sem contar com a satisfação do cliente em comprar um produto com excelência em manufatura.

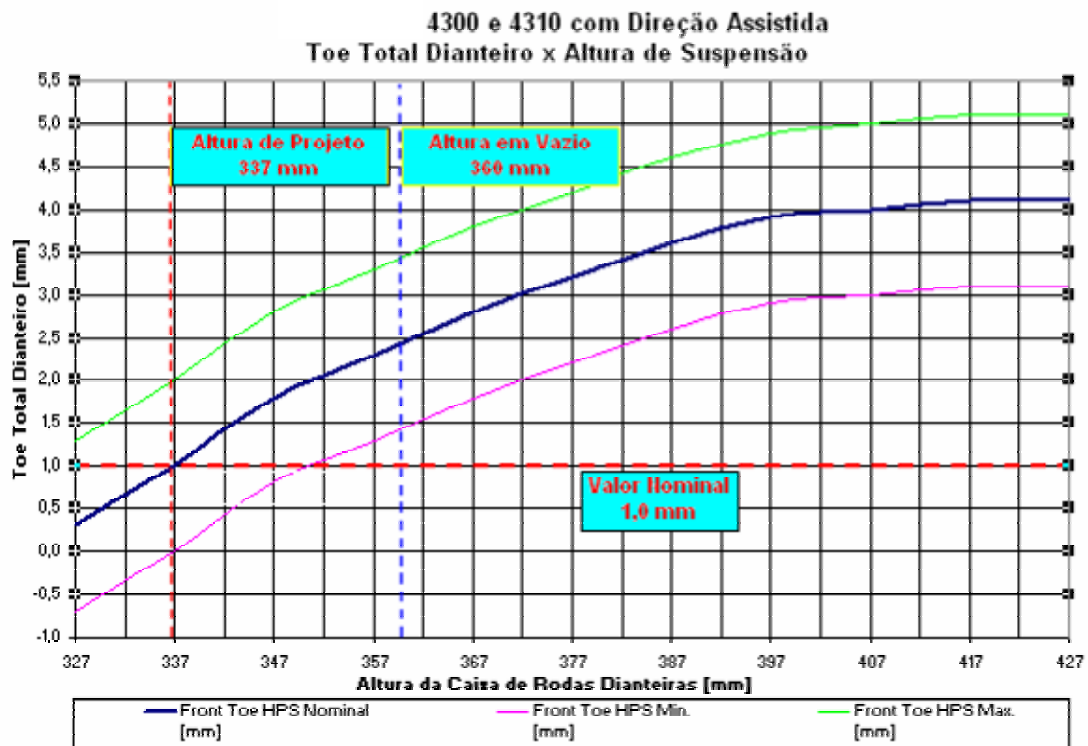


Figura 40 - Diferença de alinhamento dianteiro entre a altura de projeto e a altura em vazio (Veículo com direção assistida/hidráulica)

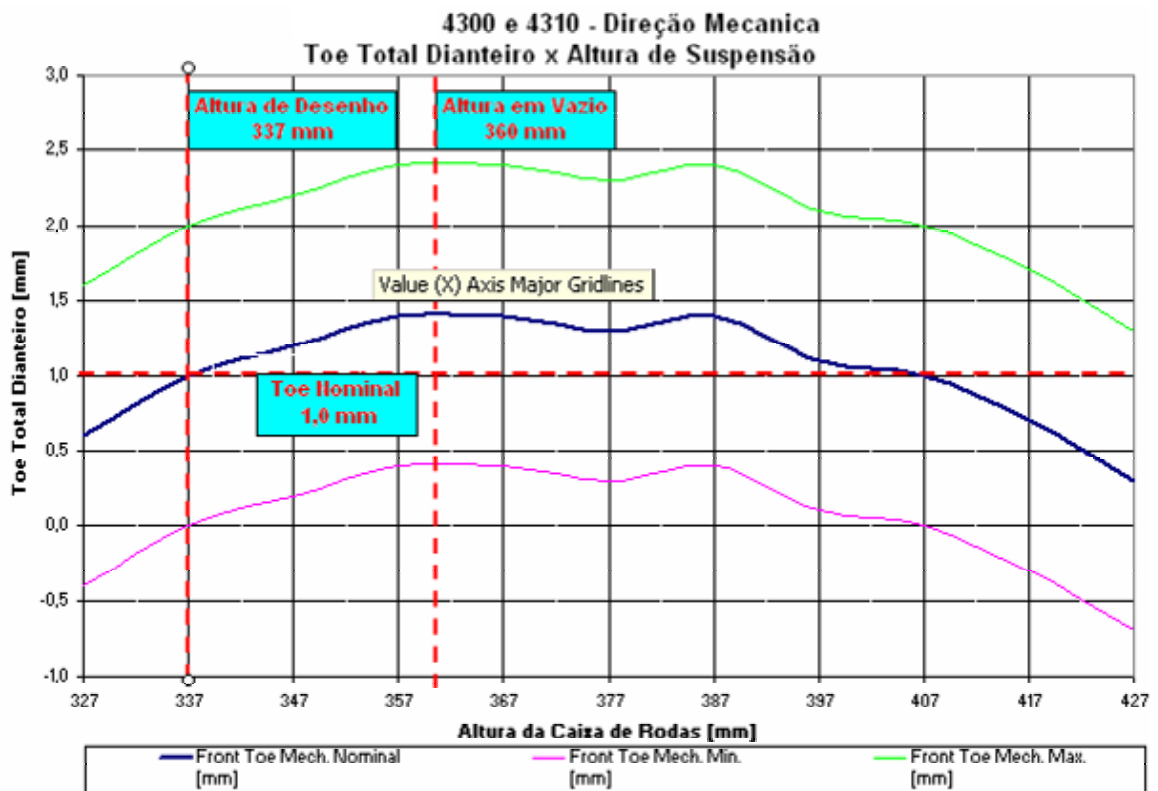


Figura 41 - Diferença de alinhamento dianteiro entre a altura de projeto e a altura em vazio (Veículo com direção mecânica)

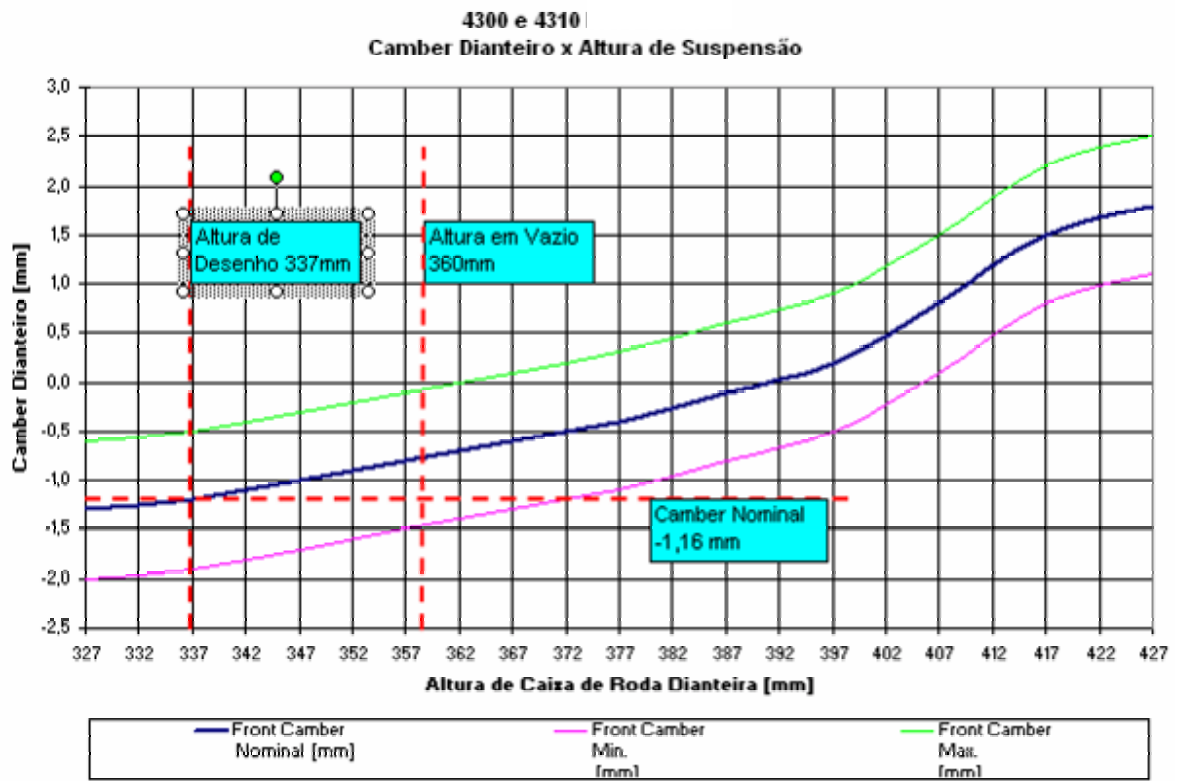


Figura 42 - Diferença de camber dianteiro entre a altura de projeto e a altura em vazio

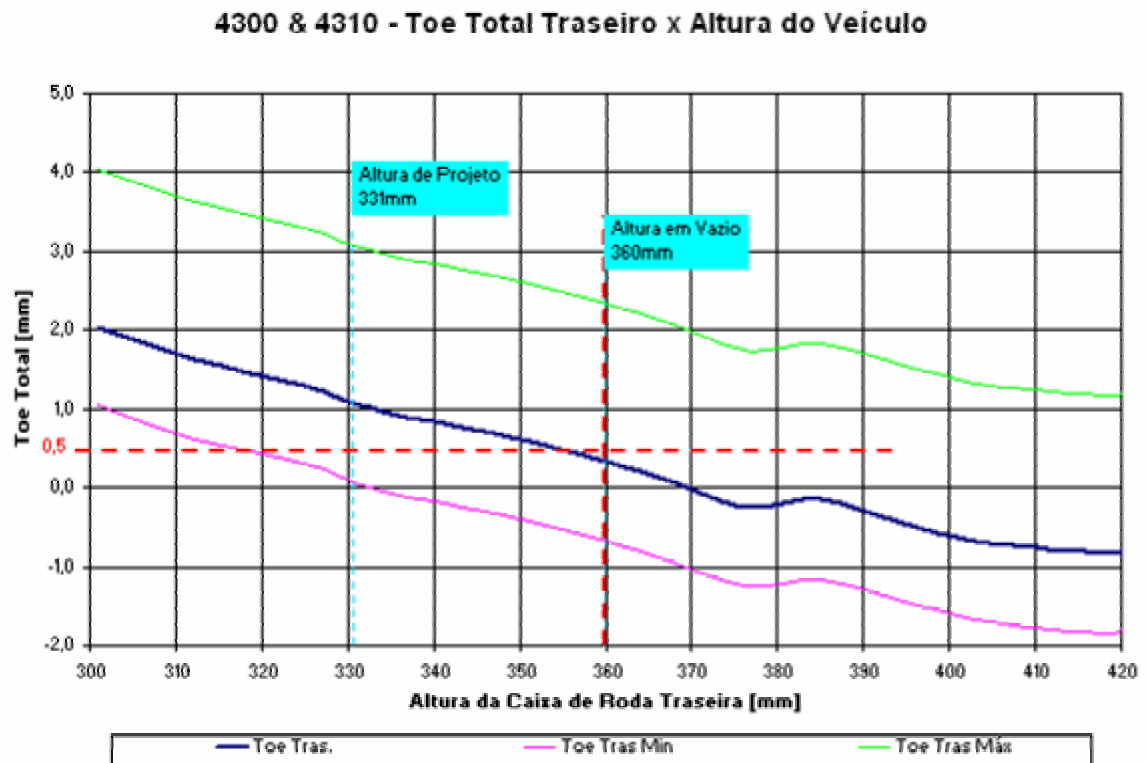


Figura 43 - Diferença de alinhamento traseiro entre a altura de projeto e a altura em vazio

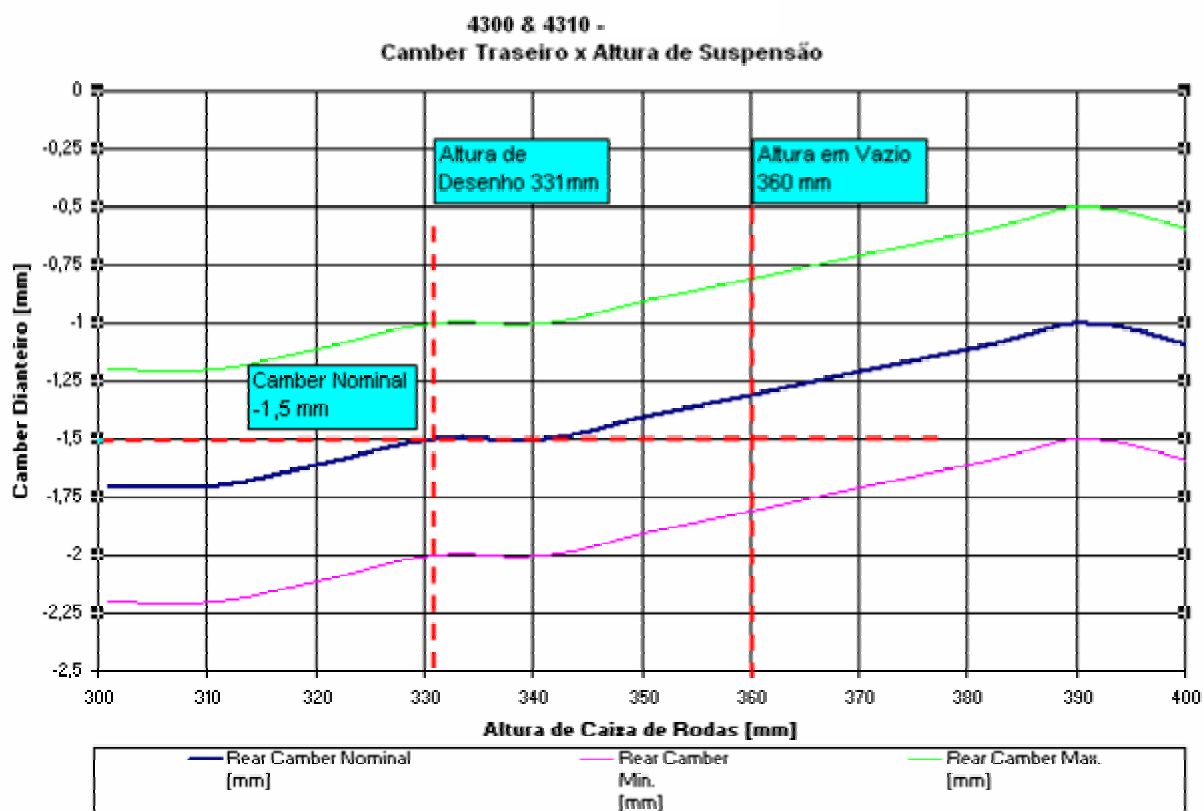


Figura 44 - Diferença de camber traseiro entre a altura de projeto e a altura em vazio

4.5 DEFINIÇÃO DO NOVO PROCEDIMENTO

A idéia para a padronização deste processo se baseia na implementação de um novo dispositivo pneumático, que será montado junto ao atual equipamento de inspeção dos valores de geometria, de maneira que ele garanta a estabilidade dos veículos em uma nova altura padronizada, na manufatura de veículos. A manufatura dispõe hoje de um alinhador computadorizado da marca Hoffman, composto por quatro cabeças medidoras com leitura nas quatro rodas, oito sensores infravermelhos e oito inclinômetros, modelo Geoligner. Este equipamento de geometria passará a usar como padrão os novos valores parametrizados correlacionados para esta nova altura, garantindo assim que 100% das unidades estarão sendo aprovadas em um processo padronizado e que as mesmas serão alinhadas dentro dos valores especificados por engenharia.

Quando encontrados quaisquer desvios nos ângulos de alinhamento, camber ou caster ter-se-á a garantia de que os dados a serem usados para as devidas correções no processo terão total confiabilidade.

Analisando o levantamento das alturas dos diferentes tipos de combinações de carrocerias e opcionais disponíveis para o veículo objeto deste estudo, buscou-se definir como altura padrão uma cota que esteja acima do veículo mais alto, atualmente em produção. Valor este definido a partir das médias calculadas no levantamento dos cem veículos da produção (Anexos F e G), com o objetivo final de garantir que todos os veículos produzidos sejam erguidos na mesma altura durante este processo de ajuste e medição dos parâmetros de geometria (repetibilidade). Esta altura ficou definida em 360 mm (valor medido entre o centro da roda e a abertura do pára-lama). O projeto inicial deste dispositivo (Figura 45) foi elaborado em modelo matemático, e em uma análise virtual detalhada que culminou na construção do dispositivo final e na adaptação da linha de montagem conforme Figuras 46 a 52.

Este dispositivo consiste de quatro torres com cilindros pneumáticos que foram adaptadas na valeta de inspeção que, programadas por computador, identificam o veículo e elevam o mesmo até a nova altura de ajuste e, uma vez que o alinhador já está programado com os valores correlacionados para esta nova altura, temos finalmente a garantia de ajuste e da liberação de veículos dentro dos padrões de geometria estabelecidos em projeto.

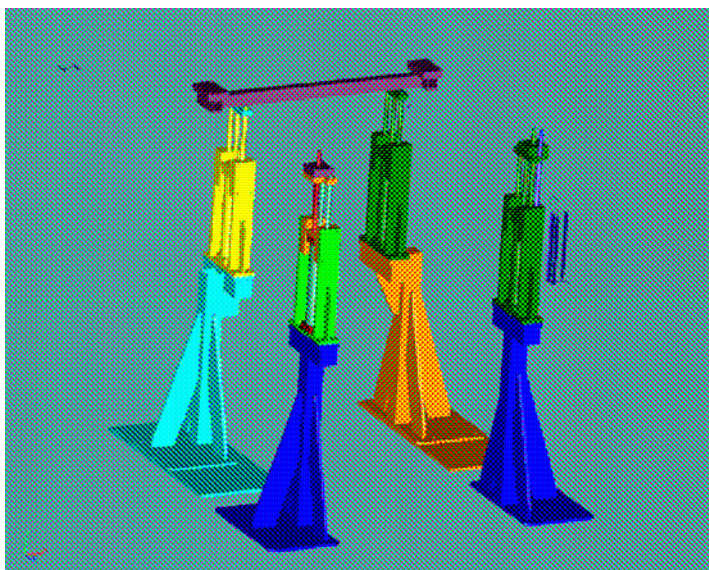


Figura 45 - Projeto virtual do dispositivo de levantamento do veículo

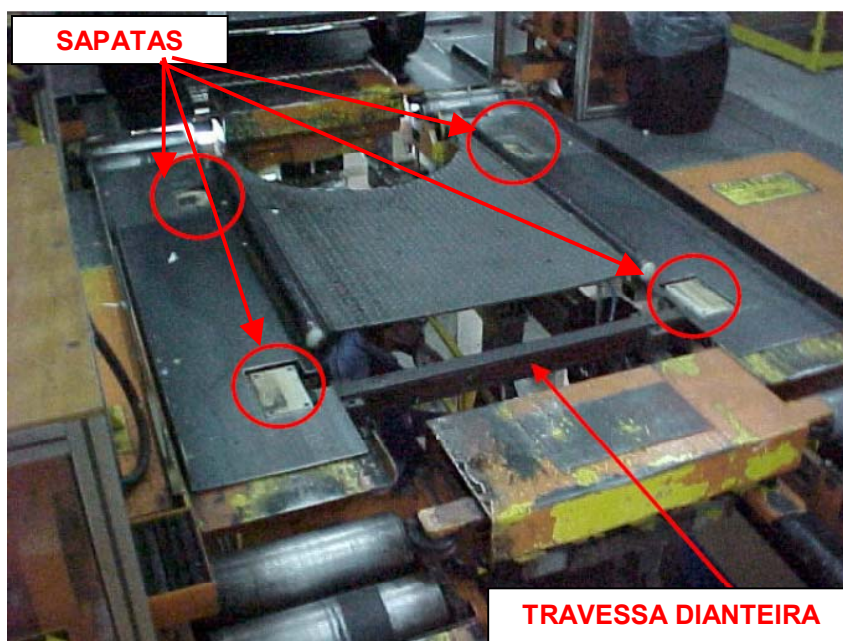


Figura 46 - Vista superior do dispositivo, adaptado no equipamento de medição de geometria

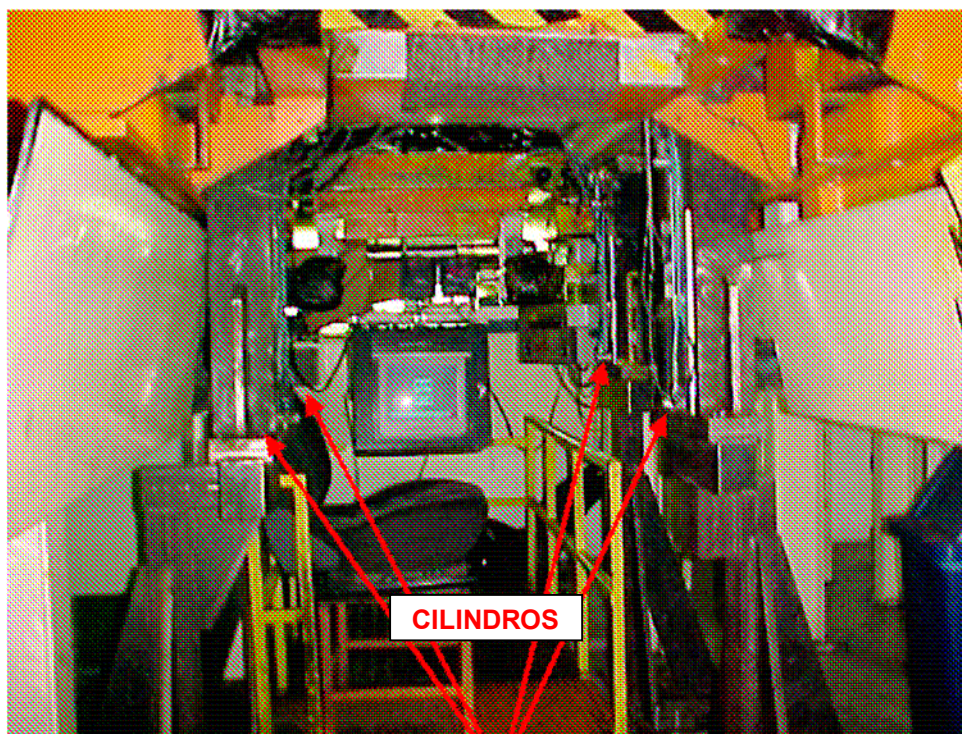


Figura 47 - Vista inferior do dispositivo na valeta de inspeção

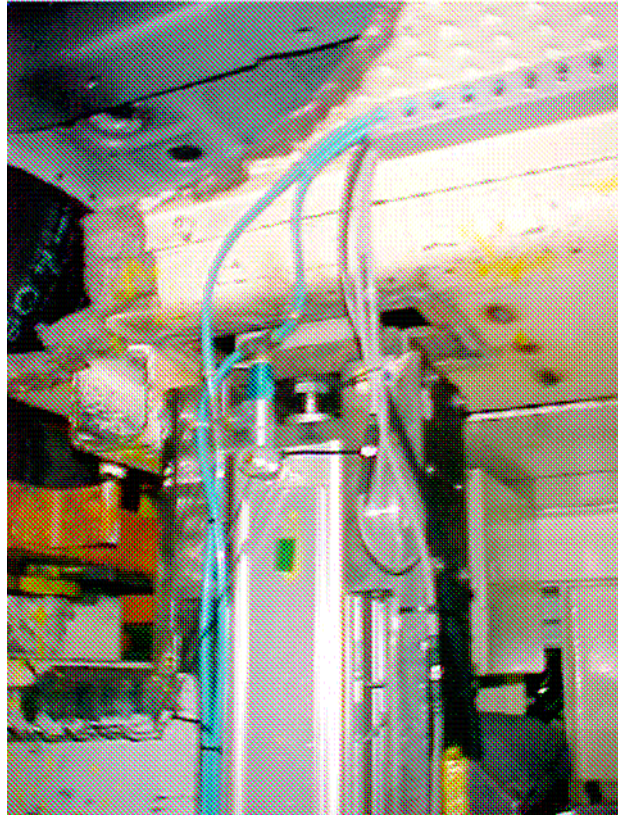


Figura 48 - Detalhe do cilindro traseiro

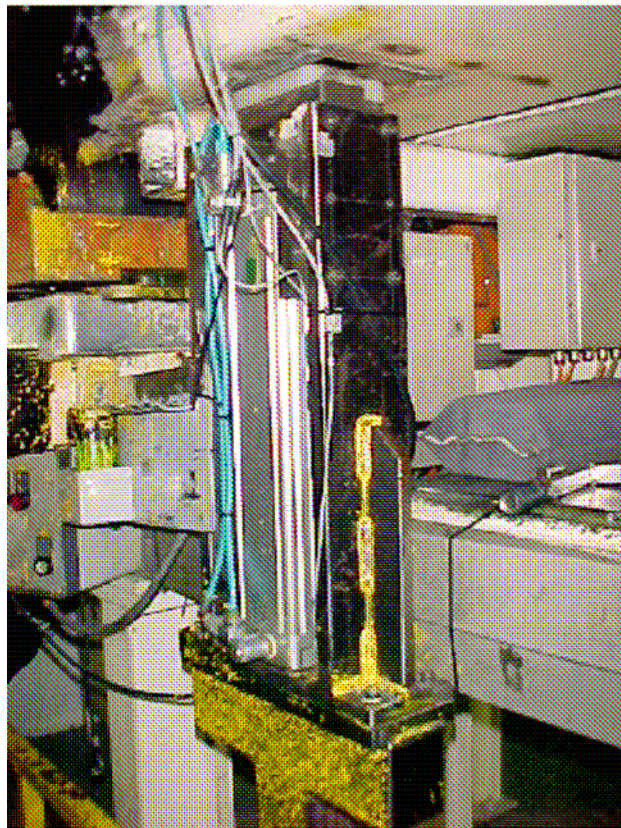


Figura 49 - Detalhe da torre traseira completa



Figura 50 - Vista das sapatas traseiras



Figura 51 - Detalhe inferior da travessa dianteira



Figura 52 - Vista superior da travessa dianteira

Uma vez garantido o processo de verificação e ajuste dos parâmetros de geometria na manufatura, é necessária a re-adequação do setor da auditoria da qualidade à nova realidade de produção, garantindo assim que estaremos comparando os valores obtidos nesta auditoria dentro de um processo compatível com o usado na linha de montagem.

Um novo dispositivo (cavalete) foi desenvolvido para esta re-adequação, conforme Figuras 53 e 54, garantindo à auditoria da qualidade o uso dos mesmos parâmetros da manufatura. Devido à pequena quantidade de veículos auditados por dia (cerca de quatro unidades por turno), é possível termos um processo mais simples, onde o veículo é posicionado sobre cavaletes previamente ajustados, na nova altura de medição e assim garantindo a mesma condição do novo procedimento a ser usado pela manufatura.

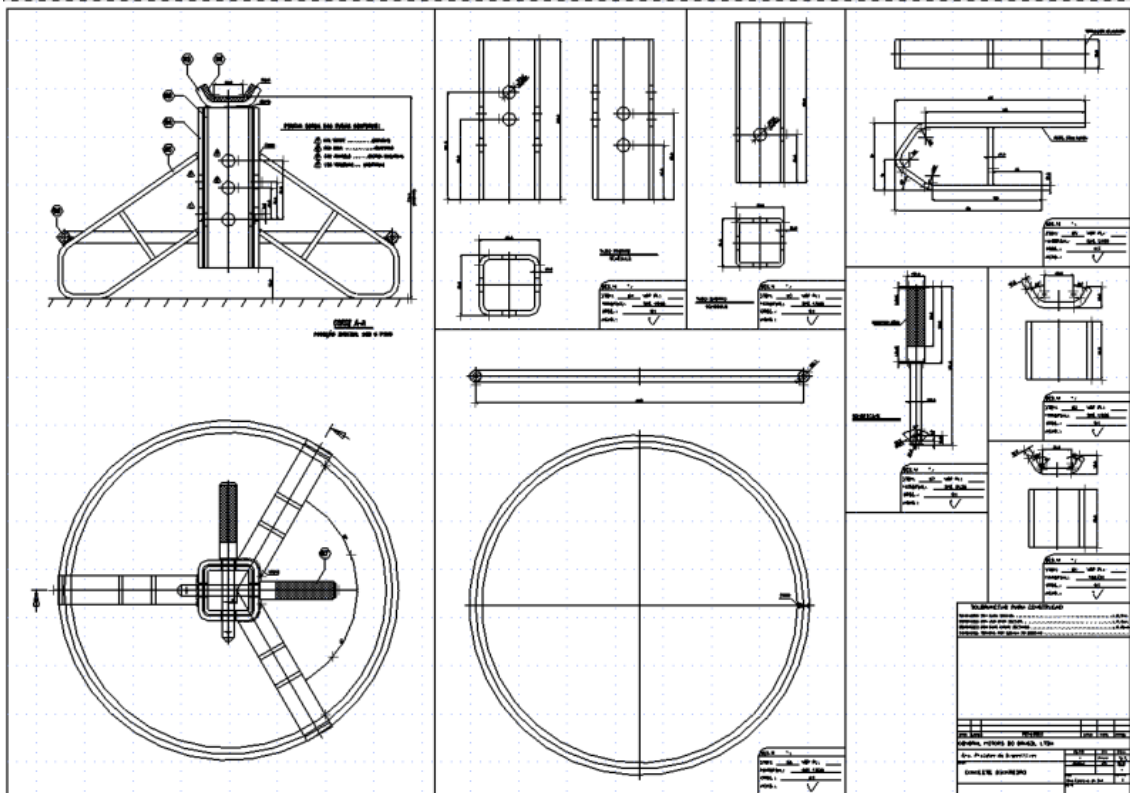


Figura 53 - Detalhe do projeto do caveleto dianteiro da auditoria da qualidade

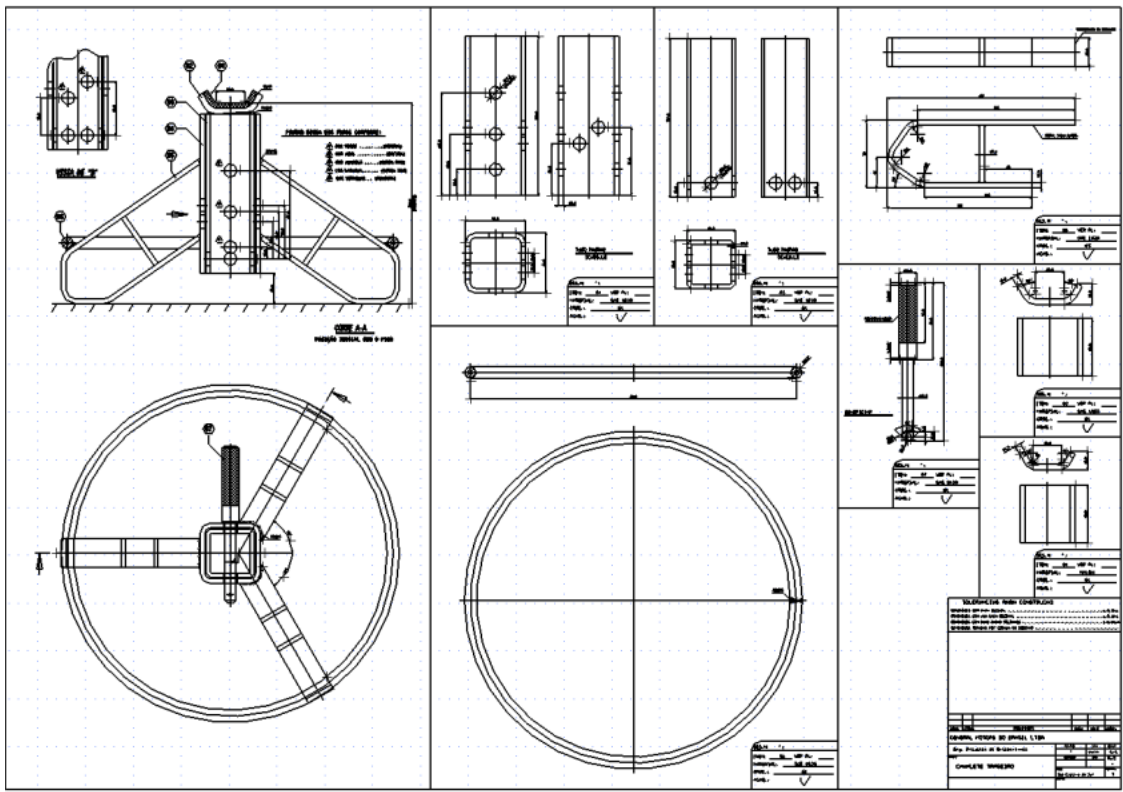


Figura 54 - Detalhe do projeto do caveleto traseiro da auditoria da qualidade

4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Após a implementação deste novo procedimento e de seus dispositivos na linha de montagem e na auditoria, verificou-se um incremento significativo de veículos produzidos pela manufatura que estão atendendo as especificações da Engenharia de Produtos. Esta estabilidade no processo está sendo confirmada pelos relatórios diários de controle emitidos pela auditoria da qualidade de veículos.

Para a confirmação efetiva da eficiência deste novo processo, realizou-se um novo levantamento, com medições dos parâmetros de geometria em um lote de 20 veículos, segregados aleatoriamente na linha de montagem, produzidos com o novo procedimento definido neste estudo, com os valores parametrizados e correlacionados para a nova altura de verificação e ajuste do veículo.

As medições deste levantamento foram feitas na altura de projeto para confirmar a sua correlação com os valores de geometria parametrizados neste estudo.

Como resultado, confirmou-se que a correlação está correta e que os veículos estão sendo produzidos e ajustados dentro das especificações da engenharia de produtos. As Figuras 55 e 56 mostram que o processo está sob controle e atendendo os valores especificados em projeto.

Com a sua eficácia comprovada, este novo procedimento já está sendo usado como padrão para o desenvolvimento de novas curvas parametrizadas, buscando a padronização do processo de verificação e ajuste dos valores de geometria das outras plataformas que atualmente estão em produção na manufatura.

Este procedimento também está sendo incorporado como rotina de projeto para o desenvolvimento de novos sistemas de suspensão e direção em novos desenvolvimentos.

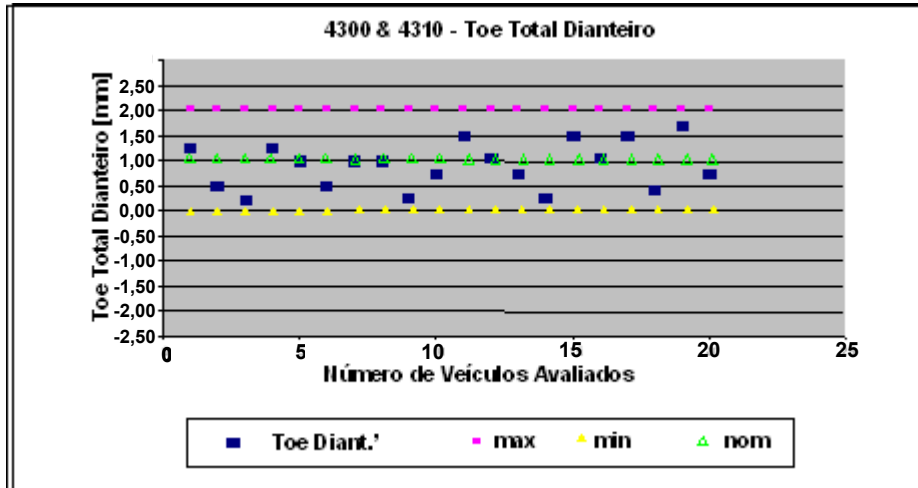


Figura 55 - Gráfico de distribuição da amostra do alinhamento dianteiro

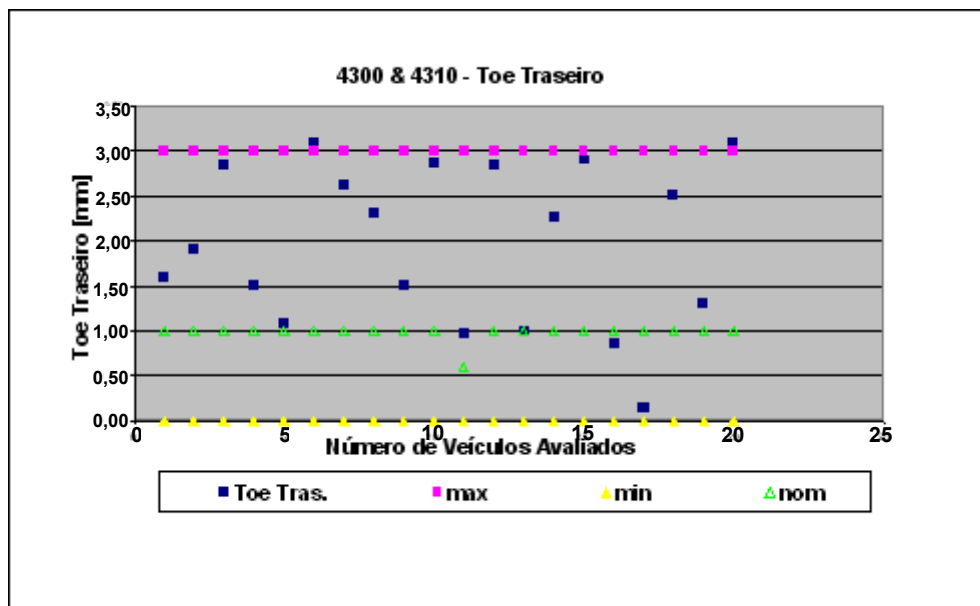


Figura 56 - Gráfico de distribuição da amostra do alinhamento traseiro

5. CONCLUSÕES

A importância deste novo procedimento para a manufatura de veículos ficou evidenciada a partir da sua implementação, onde se possibilitou o controle e o ajuste efetivo da condição de fabricação baseado em dados confiáveis obtidos de um processo controlado. A redução dos índices de discrepâncias encontrados no alinhamento dos veículos denota o ganho na qualidade final dos veículos produzidos bem como na redução significativa de re-trabalhos e correções no processo.

Esta nova realidade na qualidade dos ajustes dos parâmetros de geometria, conforme as especificações da engenharia de produtos, em médio prazo, reduzirá significativamente os custos de garantia no que se refere à substituição e manutenção dos componentes da suspensão e direção dos veículos.

Durante a execução deste estudo, observaram-se outras oportunidades para o complemento deste tópico, que merecem ser desenvolvidas com brevidade.

Em função da necessidade de desenvolverem-se veículos com suspensões mais resistentes e mais altas, devido às péssimas condições de pavimentação das nossas vias públicas, as molas, os batentes e os amortecedores, originalmente calibrados para atender o mercado Europeu, são redimensionados e alteram a altura média de trabalho do veículo (altura de projeto). Como os nossos veículos, na média, trabalham em uma condição mais alta do que a originalmente projetada, qual é o impacto desta condição dos veículos nacionais nos parâmetros de geometria e no comportamento dinâmico do veículo em relação ao projeto original europeu.

Uma outra oportunidade seria a abordagem da necessidade do desenvolvimento de um processo similar ao demonstrado neste estudo, a ser aplicado na rede de concessionárias e oficinas especializadas em manutenção de sistemas de suspensão e direção. Este desenvolvimento proporcionará às mesmas, um processo confiável de ajuste e conferência dos valores de geometria no mesmo nível do obtido para a manufatura. Este novo estudo deve ser encarado como um importante passo para se garantir também a qualidade dos serviços prestados na pós-venda, com respeito à manutenção dos veículos no campo, durante sua vida útil, além da consolidação da busca pelo entusiasmo dos nossos clientes com os nossos produtos.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BASTOW, D.; HOWARD, G.; WHITEHEAD, J.P. **Car Suspension and handling**. 4. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2004. 425 p.

COSTIN, M.; PHILIPPS, D. **Racing and sports car chassis design**. 2. ed. Cambridge: Robert Bentley, 1980. p. 109-125.

DOHNER, A.R. New chassis technology in Japanese Accord. **Automotive engineering**. Detroit, v. 105, n. 10, p. 39-44, out. 97.

DOUGHTY, S. **Mechanical of machines**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1988. 467 p.

DUARTE, M.L.M.; MISAEL, M.R.; FREITAS FILHO, L.E. Heavy vehicle dynamics-comparison between leaf spring and hidropneumatic suspensions. In: **CONFERENCE & EXPOSITION ON STRUCTURAL DYNAMICS**, 20.,2002, Los Angeles Anais...Los Angeles: Society for Experimental Mechanics, 2002. p. 1376-1381.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 p.

HONDA, S. **Honda por honda**. São Paulo: Sigla Editora, 1981. 248 p.

IACOCCA, L.; Novak, W. **Iacocca: uma autobiografia**.São Paulo: Livraria Cultura Editora, 1985. 399 p.

KENNETH, Bruce. **A short history of suspension**. São Paulo: 2006. Disponível em: <<http://www.citroen.mb.ca/citroenet/miscellaneous/suspension/suspension1.html>>. Acesso em 10 dez. 2006.

OKABE, E.P. **Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular**. 2003. 180 p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 2003.

OKABE, E.P. **Modelagem de um sistema de direção no software Working Model 3D**, 1999. 65 p. Trabalho de Curso (Graduação) – Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 1999.

POWELL, A.; HENRY, J.; FITZHORN, P. As-Assembled Suspension Geometry Measurement using Photogrammetry. In: MOTORSPORTS ENGINEERING CONFERENCE & EXHIBITION, 2006, Michigan. **Anais...** Michigan: SAE International, 2006. 16 p. SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2006-01-3618

ROBERSON, R.E.; SCHWERTASSEK, R. **Dynamics of multibody systems**. Berlin: Springer Verlag, 1988. 460 p.

REIMPEL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J.W. **The automotive chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2002. 444 p.

REIMPEL, J.; STOLL, H. **The automotive chassis: engineering principles**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 410 p.

SANTOS, I.F. **Dinâmica de sistemas mecânicos**. São Paulo: Makron Books, 2001, 272 p.

SHIM, T.; VELUSAMY, P.C. Influence of Suspension Properties on Vehicle Roll Stability. In: SAE AUTOMOTIVE DYNAMICS, STABILITY AND CONTROLS CONFERENCE AND EXHIBITION, 2006, Michigan. **Anais...** Michigan: SAE International, 2006. 13 p. SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2006-01-1950.

STANIFORTH, A. **Competition car suspension: design, construction, tuning**. 3. ed. Sparkford: Haynes Publishing, 1999. 268 p.

WILSON, Q. **O Livro dos carros clássicos**. Rio de Janeiro: Ediouro Publicações, 2000. 224 p.

ANEXOS

ANEXO A – Valores Médios de Alinhamento Dianteiro (Direção Assistida/Hidráulica)

4300 & 4310 – Direção assistida (HPS)			
Alinhamento (TOE) Dianteiro Total x Variação da Suspensão			
Altura da Caixa de Roda Dianteira [mm]	Alinhamento Dianteiro Nominal [mm]	Alinhamento Dianteiro Min. [mm]	Alinhamento Dianteiro Max. [mm]
327	0,3	-0,7	1,3
337	1,0	0,0	2,0
347	1,8	0,8	2,8
357	2,3	1,3	3,3
367	2,8	1,8	3,8
377	3,2	2,2	4,2
387	3,6	2,6	4,6
397	3,9	2,9	4,9
407	4,0	3,0	5,0
417	4,1	3,1	5,1
427	4,1	3,1	5,1

**ANEXO B - Valores médios de Alinhamento Dianteiro
(Direção Mecânica)**

4300 & 4310 – Direção Mecânica			
Alinhamento (Toe) Dianteiro Total x Variação da Suspensão			
Altura da Caixa de Roda Dianteira [mm]	Alinhamento Dianteiro Nominal [mm]	Alinhamento Dianteiro Min. [mm]	Alinhamento Dianteiro Max. [mm]
327	0,6	-0,4	1,6
337	1,0	0,0	2,0
347	1,2	0,2	2,2
357	1,4	0,4	2,4
367	1,4	0,4	2,4
377	1,3	0,3	2,3
387	1,4	0,4	2,4
397	1,1	0,1	2,1
407	1,0	0,0	2,0
417	0,7	-0,3	1,7
427	0,3	-0,7	1,3

ANEXO C - Valores médios de Camber Dianteiro

4300 e 4310			
Camber Dianteiro x Variação da Suspensão			
Altura da Caixa de Roda Dianteira [mm]	Camber Dianteiro Nominal [mm]	Camber Dianteiro Min. [mm]	Camber Dianteiro Max. [mm]
327	-1,3	-2,0	-0,6
337	-1,2	-1,9	-0,5
347	-1,0	-1,7	-0,3
357	-0,8	-1,5	-0,1
367	-0,6	-1,3	0,1
377	-0,4	-1,1	0,3
387	-0,1	-0,8	0,6
397	0,2	-0,5	0,9
407	0,8	0,1	1,5
417	1,5	0,8	2,2
427	1,8	1,1	2,5

ANEXO D - Valores médios de Alinhamento Traseiro

4300 & 4310			
Alinhamento (TOE) Traseiro Total x Variação da Suspensão			
Altura da Caixa de Roda Traseira [mm]	Alinhamento Traseiro Nominal [mm]	Alinhamento Traseiro Min. [mm]	Alinhamento Traseiro Max. [mm]
301	2,0	1,0	4,0
311	1,6	0,6	3,6
321	1,3	0,3	3,3
331	1,0	0,0	3,0
341	0,7	-0,3	2,7
351	0,2	-0,8	2,2
361	-0,2	-1,2	1,8
371	-0,2	-1,2	1,8
381	-0,4	-1,4	1,6
391	-0,7	-1,7	1,3
401	-0,8	-1,8	1,2

ANEXO E - Valores médios de Camber Traseiro

4300 & 4310			
Câmbler Traseiro x Variação da Suspensão			
Altura da Caixa de Roda Traseira [mm]	Câmbler Traseiro Nominal [mm]	Câmbler Traseiro Min. [mm]	Câmbler Traseiro Max. [mm]
301	-1,7	-2,2	-1,2
311	-1,7	-2,2	-1,2
321	-1,6	-2,1	-1,1
331	-1,5	-2	-1
341	-1,5	-2	-1
351	-1,4	-1,9	-0,9
361	-1,3	-1,8	-0,8
371	-1,2	-1,7	-0,7
381	-1,1	-1,6	-0,6
391	-1	-1,5	-0,5
401	-1,1	-1,6	-0,6

ANEXO F – Alturas dos Veículos Sedan

Unidade	Modelo	DIANT.LE	DIANT.LD	TRAS.LE	TRAS.LD
1	SEDAN - C60/N40	348,0	348,0	358,0	355,0
2	SEDAN - C60/N40	348,0	347,0	360,0	352,0
3	SEDAN - C60/N40	358,0	355,0	355,0	353,0
4	SEDAN - C60/N40	347,0	352,0	358,0	357,0
5	SEDAN - C60/N40	348,0	348,0	359,0	353,0
6	SEDAN - C60/N40	348,0	352,0	355,0	353,0
7	SEDAN - C60/N40	350,0	349,0	358,0	353,0
8	SEDAN - C60/N40	348,0	347,0	356,0	350,0
9	SEDAN - C60/N40	348,0	353,0	355,0	354,0
10	SEDAN - C60/N40	352,0	356,0	357,0	356,0
11	SEDAN - N40	349,0	351,0	358,0	354,0
12	SEDAN - N40	354,0	352,0	360,0	351,0
12	SEDAN - N40	348,0	355,0	358,0	354,0
14	SEDAN - N40	351,0	355,0	359,0	357,0
15	SEDAN - N40	354,0	354,0	358,0	351,0
16	SEDAN - N40	352,0	348,0	355,0	354,0
17	SEDAN - N40	348,0	349,0	358,0	353,0
18	SEDAN - N40	358,0	359,0	359,0	352,0
19	SEDAN - N40	358,0	358,0	357,0	357,0
20	SEDAN - N40	354,0	355,0	358,0	354,0
21	SEDAN - N40	353,0	357,0	357,0	358,0
22	SEDAN - N40	348,0	347,0	356,0	356,0
23	SEDAN - N40	358,0	360,0	356,0	356,0
24	SEDAN - N40	353,0	352,0	358,0	355,0
25	SEDAN - N40	357,0	356,0	354,0	351,0
26	SEDAN - N40	347,0	350,0	358,0	356,0
27	SEDAN - N40	345,0	347,0	354,0	355,0
28	SEDAN - N40	345,0	345,0	358,0	355,0

29	SEDAN - N40	350,0	353,0	358,0	355,0
30	SEDAN - N40	348,0	352,0	356,0	358,0
31	SEDAN - N40	352,0	355,0	357,0	355,0
32	SEDAN	360,0	362,0	358,0	352,0
33	SEDAN	349,0	349,0	357,0	354,0
34	SEDAN	348,0	354,0	358,0	357,0
35	SEDAN	349,0	354,0	356,0	358,0
36	SEDAN	347,0	350,0	358,0	357,0
37	SEDAN	347,0	352,0	356,0	358,0
38	SEDAN	348,0	353,0	356,0	357,0
39	SEDAN	350,0	353,0	358,0	359,0
40	SEDAN	349,0	351,0	357,0	350,0
41	SEDAN	348,0	348,0	356,0	351,0
42	SEDAN	357,0	352,0	349,0	354,0
43	SEDAN	352,0	352,0	357,0	353,0
44	SEDAN	348,0	350,0	357,0	358,0
45	SEDAN	347,0	356,0	358,0	355,0
46	SEDAN	354,0	358,0	358,0	358,0
47	SEDAN	352,0	354,0	356,0	355,0
48	SEDAN	354,0	355,0	358,0	353,0
49	SEDAN	357,0	356,0	355,0	352,0
50	SEDAN	354,0	353,0	358,0	356,0
AMPLITUDE		345 a 360	345 a 362	349 a 360	350 a 358
		350,9	352,6	357,0	354,6

ANEXO G – Altura dos Veículos 5 portas

Unidade	Modelo	DIANT.LE	DIANT.LD	TRAS.LE	TRAS.LD
1	5PTAS - C60/N40	345,0	344,0	348,0	346,0
2	5PTAS - C60/N40	342,0	342,0	348,0	350,0
3	5PTAS - C60/N40	348,0	349,0	350,0	348,0
4	5PTAS - C60/N40	354,0	355,0	352,0	345,0
5	5PTAS - C60/N40	349,0	345,0	349,0	348,0
6	5PTAS - C60/N40	344,0	351,0	347,0	348,0
7	5PTAS - C60/N40	358,0	356,0	348,0	348,0
8	5PTAS - C60/N40	347,0	347,0	343,0	347,0
9	5PTAS - C60/N40	355,0	353,0	347,0	343,0
10	5PTAS - C60/N40	348,0	356,0	357,0	356,0
11	5PTAS - C60/N40	346,0	349,0	349,0	347,0
12	5PTAS - N40	351,0	348,0	348,0	345,0
12	5PTAS - N40	342,0	350,0	357,0	342,0
14	5PTAS - N40	352,0	352,0	350,0	342,0
15	5PTAS - N40	351,0	350,0	347,0	344,0
16	5PTAS - N40	347,0	346,0	344,0	340,0
17	5PTAS - N40	346,0	347,0	350,0	346,0
18	5PTAS - N40	349,0	352,0	349,0	348,0
19	5PTAS - N40	342,0	344,0	343,0	347,0
20	5PTAS - N40	352,0	352,0	350,0	348,0
21	5PTAS - N40	346,0	348,0	354,0	355,0
22	5PTAS - N40	353,0	356,0	354,0	356,0
23	5PTAS	350,0	347,0	348,0	348,0
24	5PTAS	348,0	349,0	353,0	353,0
25	5PTAS	343,0	346,0	344,0	345,0
26	5PTAS	347,0	349,0	349,0	345,0
27	5PTAS	345,0	350,0	360,0	352,0
28	5PTAS	345,0	347,0	345,0	347,0

29	5PTAS	344,0	350,0	347,0	346,0
30	5PTAS	342,0	342,0	346,0	348,0
31	5PTAS	348,0	351,0	349,0	351,0
32	5PTAS	347,0	348,0	355,0	348,0
33	5PTAS	345,0	342,0	350,0	350,0
34	5PTAS	343,0	347,0	347,0	350,0
35	5PTAS	345,0	346,0	346,0	345,0
36	5PTAS	344,0	352,0	347,0	347,0
37	5PTAS	346,0	354,0	352,0	352,0
38	5PTAS	352,0	352,0	355,0	349,0
39	5PTAS	347,0	348,0	346,0	347,0
40	5PTAS	345,0	352,0	347,0	346,0
41	5PTAS	351,0	354,0	356,0	358,0
42	5PTAS	344,0	345,0	346,0	348,0
43	5PTAS	350,0	351,0	353,0	346,0
44	5PTAS	353,0	356,0	357,0	353,0
45	5PTAS	354,0	357,0	356,0	350,0
46	5PTAS	358,0	356,0	359,0	351,0
47	5PTAS	356,0	357,0	356,0	349,0
48	5PTAS	349,0	354,0	358,0	352,0
49	5PTAS	354,0	356,0	354,0	348,0
50	5PTAS	352,0	352,0	353,0	347,0
AMPLITUDE		342 a 358	342 a 357	343 a 360	342 a 358
		348,3	350,0	350,4	348,2

ANEXO H - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 1

		Alt. Diant.	Toe DLE 1	Toe DLD 1	Toe D Total 1
143	0	143	-0,5	-0,2	-0,7
	10	153	-0,1	0,2	0,1
	20	163	0,4	0,4	0,8
	30	173	0,4	0,6	1,1
	40	183	0,7	0,9	1,6
	50	193	0,9	1	1,9
	60	203	1,1	1,1	2,2
	70	213	1,3	1,2	2,5
	80	223	1,3	1,2	2,6
	90	233	1,5	1,2	2,7
	100	243	1,5	1,1	2,7
	110	253	1,7	1	2,7
	120	263	1,8	0,9	2,7
	130	273	1,8	1,9	2,7

ANEXO I - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 2

		Alt. Diant.	Toe DLE 2	Toe DLD 2	Toe D Total 2
143	0	143	0,3	0,1	0,4
	10	153	0,5	0,3	0,8
	20	163	0,6	0,4	1
	30	173	0,7	0,6	1,3
	40	183	0,7	0,6	1,3
	50	193	0,7	0,7	1,3
	60	203	0,6	0,8	1,4
	70	213	0,4	0,7	1,2
	80	223	0,4	0,7	1,2
	90	233	0,3	0,8	1
	100	243	0,3	0,7	1
	110	253	0,3	0,5	0,8
	120	263	0,1	0,4	0,5
	130	273			

ANEXO J - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 3

		Alt. Diant.	Toe DLE 3	Toe DLD 3	Toe D Total 3
143	0	143	-0,5	-0,6	-1,1
	10	153	0,1	0	0
	20	163	0,5	0,5	1
	30	173	0,9	0,7	1,6
	40	183	1,2	0,9	2,1
	50	193	1,4	1,1	2,4
	60	203	1,6	1,4	3
	70	213	1,8	1,6	3,4
	80	223	1,9	1,6	3,5
	90	233	2,1	1,5	3,7
	100	243	2,3	1,5	3,8
	110	253	2,2	1,4	3,6
	120	263	2,2	1,3	3,5
	130	273	2,1	1,3	3,3

ANEXO K - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 4

		Alt. Diant.	Toe DLE 4	Toe DLD 4	Toe D Total 4
143	0	143	0,3	0,4	0,6
	10	153	0,5	0,6	1
	20	163	0,5	0,6	1,1
	30	173	0,5	0,8	1,2
	40	183	0,4	0,7	1,2
	50	193	0,3	0,8	1,1
	60	203	0,3	0,8	1,1
	70	213	0,1	0,7	0,8
	80	223	0	0,6	0,6
	90	233	-0,2	0,5	0,2
	100	243	-0,4	0,4	0
	110	253	-0,7	0,3	-0,4
	120	263	-0,9	0,2	-0,7
	130	273	-0,9	0,2	-0,8

ANEXO L - Levantamento da curva de alinhamento dianteiro – veículo 5

		Alt. Diant.	Toe DLE 5	Toe DLD 5	Toe D Total 5
143	0	143	-0,2	0	-0,2
	10	153	0,2	0,4	0,6
	20	163	0,5	0,7	1,2
	30	173	0,8	0,9	1,8
	40	183	1,1	1,2	2,3
	50	193	1,4	1,4	2,8
	60	203	1,6	1,5	3,1
	70	213	1,7	1,6	3,3
	80	223	1,9	1,5	3,4
	90	233	2	1,5	3,5
	100	243	2	1,6	3,6
	110	253	2	1,6	3,6
	120	263	2	1,5	3,6
	130	273	2	1,6	3,6

ANEXO M - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 1

		Alt. Diant.	Camber DLE 1	Camber DLD 1
143	0	143	-1,1	-1,3
	10	153	-0,9	-1,2
	20	163	-0,7	-1,1
	30	173	-0,5	-1
	40	183	-0,3	-0,7
	50	193	-0,1	-0,5
	60	203	0,1	-0,2
	70	213	0,4	0,1
	80	223	0,8	0,4
	90	233	1,1	0,7
	100	243	1,5	1
	110	253	1,8	1,3
	120	263	2	1,5
	130	273	2,2	1,5

ANEXO N - Levantamento da curva de camber dianteiro – veículo 2

		Alt. Diant.	Camber DLE 2	Camber DLD 2
143	0	143	-1,3	-1
	10	153	-1,1	-0,9
	20	163	-0,9	-0,8
	30	173	-0,7	-0,6
	40	183	-0,5	-0,5
	50	193	-0,4	-0,2
	60	203	-0,1	0,1
	70	213	0,2	0,3
	80	223	0,5	0,5
	90	233	0,8	0,9
	100	243	1,2	1,2
	110	253	1,5	1,5
	120	263	1,7	1,7
	130	273		

ANEXO O - Levantamento da curva de camber dianteiro - veículo 3

		Alt. Diant.	Camber DLE 3	Camber DLD 3
143	0	143	-1,5	-1,1
	10	153	-1,3	-1
	20	163	-1,2	-0,8
	30	173	-1	-0,6
	40	183	-0,8	-0,5
	50	193	-0,6	-0,3
	60	203	-0,3	-0,1
	70	213	0	0,2
	80	223	0,2	0,5
	90	233	0,5	0,8
	100	243	0,8	1,2
	110	253	1,2	1,5
	120	263	1,5	1,7
	130	273	1,7	1,8

ANEXO P - Levantamento da curva de camber dianteiro - veículo 4

		Alt. Diant.	Camber DLE 4	Camber DLD 4
143	0	143	-1,3	-1,2
	10	153	-1,2	-1,1
	20	163	-1,3	-0,8
	30	173	-1	-0,7
	40	183	-0,6	-0,6
	50	193	-0,4	-0,3
	60	203	-0,2	-0,1
	70	213	0,1	0,2
	80	223	0,4	0,4
	90	233	0,8	0,7
	100	243	1,1	1
	110	253	1,4	1,4
	120	263	1,7	1,6
	130	273	1,8	1,5

ANEXO Q - Levantamento da curva de camber dianteiro - veículo 5

		Alt. Diant.	Camber DLE 5	Camber DLD 5
143	0	143	-1,2	-1
	10	153	-1	-0,9
	20	163	-0,8	-0,7
	30	173	-0,6	-0,5
	40	183	-0,4	-0,2
	50	193	-0,1	0
	60	203	0,2	0,3
	70	213	0,5	0,6
	80	223	0,8	0,9
	90	233	1,1	1,2
	100	243	1,4	1,6
	110	253	1,7	1,7
	120	263	1,7	1,7
	130	273	1,7	1,7

ANEXO R - Levantamento da curva media de alinhamento dianteiro

		Alt. Diant.	Media Toe Dianteiro
143	0	143	1,8
	10	153	1,425
	20	163	1,075
	30	173	0,7
	40	183	0,475
	50	193	0
	60	203	-0,375
	70	213	-0,325
	80	223	-0,55
	90	233	-0,825
	100	243	-0,9
	110	253	-1,025
	120	263	-1
	130	273	-0,4

ANEXO S - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 1

		Alt. Tras.	Toe TLE 1	Toe TLD 1	Toe T Total 1
358	0	358	0,7	0,8	1,5
	10	368	0,4	0,5	1
	20	378	0,3	0,4	0,7
	30	388	0,3	0,1	0,4
	40	398	0,2	0	0,2
	50	408	0,1	-0,1	0
	60	418	0	-0,4	-0,3
	70	428	-0,1	-0,5	-0,6
	80	438	-0,2	-0,7	-0,9
	90	448	-0,4	-0,8	-1,2
	100	458	-0,3	-0,8	-1,1
	110	468	-0,3	-0,9	-1,2
	120	478	-0,2	-0,9	-1,1
	130	488			

ANEXO T - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 2

		Alt. Tras.	Toe TLE 2	Toe TLD 2	Toe T Total 2
358	0	358	0,8	1	1,8
	10	368	0,8	0,8	1,6
	20	378	0,6	0,5	1,1
	30	388	0,6	0,1	0,7
	40	398	0,5	-0,1	0,4
	50	408	-0,1	-0,6	-0,6
	60	418	-0,2	-1	-1,2
	70	428	-0,1	-0,9	-1
	80	438	-0,1	-1	-1,2
	90	448	-0,2	-1	-1,3
	100	458	-0,3	-1	-1,3
	110	468	-0,3	-1	-1,3
	120	478	-0,2	-1	-1,3
	130	488			

ANEXO U - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 3

		Alt. Tras.	Toe TLE 3	Toe TLD 3	Toe T Total 3
358	0	358	0,5	1,8	2,2
	10	368	0,6	0,9	1,5
	20	378	0,5	0,7	1,1
	30	388	0,5	0	0,5
	40	398	0,1	0,1	0,1
	50	408	0,2	-0,4	-0,2
	60	418	0	-0,7	-0,7
	70	428	0,3	-0,4	0
	80	438	0,2	-0,5	-0,2
	90	448	0,1	-0,6	-0,5
	100	458	-0,1	-0,7	-0,7
	110	468	-0,2	-0,8	-0,9
	120	478	-0,1	-0,8	-0,9
	130	488	-0,1	-0,8	-0,9

ANEXO V - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 4

		Alt. Tras.	Toe TLE 4	Toe TLD 4	Toe T Total 4
358	0	358	0,7	0,9	1,7
	10	368	0,6	0,8	1,5
	20	378	0,6	0,7	1,3
	30	388	0,6	0,6	1,2
	40	398	0,6	0,4	1
	50	408	0,4	0,3	0,7
	60	418	0,4	0,1	0,4
	70	428	0,2	0	0,2
	80	438	0,1	-0,1	0
	90	448	0	-0,2	-0,3
	100	458	-0,2	-0,4	-0,6
	110	468	-0,3	-0,5	-0,8
	120	478	-0,2	-0,5	-0,7
	130	488	-0,1	-0,5	-0,7

ANEXO X - Levantamento da curva de alinhamento traseiro – veículo 5

		Alt. Tras.	Toe TLE 5	Toe TLD 5	Toe T Total 5
358	0	358	0,8	1,1	2
	10	368	0,6	0,9	1,5
	20	378	0,5	0,7	1,3
	30	388	0,3	0,7	1
	40	398	0,1	0,7	0,7
	50	408	-0,1	0,2	0,1
	60	418	-0,2	-0,1	-0,4
	70	428	-0,3	-0,2	-0,4
	80	438	-0,4	-0,3	-0,8
	90	448	-0,6	-0,5	-1,1
	100	458	-0,8	-0,4	-1,1
	110	468	-0,8	-0,2	-1
	120	478	-0,9	0	-1
	130	488	-1,1	0,2	-0,9

ANEXO Z - Levantamento da curva de câmbor traseiro – veículo 1

		Alt. Tras.	Camber TLE 1	Camber TLD 1
358	0	358	-1,5	-1,7
	10	368	-1,5	-1,6
	20	378	-1,4	-1,6
	30	388	-1,2	-1,8
	40	398	-1,3	-1,6
	50	408	-1,4	-1,4
	60	418	-1,2	-1,6
	70	428	-1,3	-1,4
	80	438	-1,1	-1,6
	90	448	-1,2	-1,4
	100	458	-0,9	-1,6
	110	468	-1	-1,4
	120	478	-0,8	-1,6
	130	488		

ANEXO A1 - Levantamento da curva de câmbor traseiro – veículo 2

		Alt. Tras.	Camber TLE 2	Camber TLD 2
358	0	358	-1,7	-1,7
	10	368	-1,7	-1,7
	20	378	-1,6	-1,7
	30	388	-1,4	-1,8
	40	398	-1,3	-1,8
	50	408	-1,3	-1,7
	60	418	-1,3	-1,6
	70	428	-1,3	-1,7
	80	438	-1,3	-1,6
	90	448	-1,3	-1,6
	100	458	-1	-1,7
	110	468	-0,8	-1,8
	120	478	-0,7	-1,8
	130	488		

ANEXO B1 - Levantamento da curva de câmbor traseiro – veículo 3

		Alt. Tras.	Camber TLE 3	Camber TLD 3
358	0	358	-1,6	-1,5
	10	368	-1,6	-1,5
	20	378	-1,6	-1,4
	30	388	-1,4	-1,6
	40	398	-1,5	-1,4
	50	408	-1,3	-1,5
	60	418	-1,3	-1,5
	70	428	-1,3	-1,5
	80	438	-1,3	-1,5
	90	448	-1,2	-1,5
	100	458	-1,3	-1,3
	110	468	-1	-1,5
	120	478	-1,1	-1,3
	130	488	-1,1	-1,3

ANEXO C1 - Levantamento da curva de câmbor traseiro – veículo 4

		Alt. Tras.	Camber TLE 4	Camber TLD 4
358	0	358	-1,7	-1,5
	10	368	-1,7	-1,4
	20	378	-1,6	-1,5
	30	388	-1,5	-1,6
	40	398	-1,3	-1,7
	50	408	-1,3	-1,6
	60	418	-1,2	-1,7
	70	428	-1,3	-1,6
	80	438	-1,2	-1,6
	90	448	-1,2	-1,5
	100	458	-1	-1,6
	110	468	-1	-1,5
	120	478	-0,7	-1,8
	130	488	-1	-1,4

ANEXO D1 - Levantamento da curva de câmbor traseiro – veículo 5

		Alt. Tras.	Camber TLE 5	Camber TLD 5
358	0	358	-1,5	-1,5
	10	368	-1,4	-1,5
	20	378	-1,3	-1,5
	30	388	-1,4	-1,4
	40	398	-1,7	-1
	50	408	-1,6	-1
	60	418	-1,3	-1,3
	70	428	-1	-1,5
	80	438	-1,1	-1,5
	90	448	-1,3	-1
	100	458	-1,1	-1,1
	110	468	-1,1	-1,1
	120	478	-1,1	-1,1
	130	488	-0,9	-1,3