

ROSALVO BERTOLUCCI FILHO

**PROJETO BÁSICO DE UM EIXO AGRÍCOLA
DIANTEIRO, TRATIVO, DIRECIONAL E SUSPENSO**

Trabalho de Curso apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Automotiva (Mestrado
Profissionalizante)

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva (Mestrado
Profissionalizante)

Orientador:
Prof. Dr.
Ronaldo de Breyne Salvagni

São Paulo
2002

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
TERMO DE JULGAMENTO
DE
TRABALHO FINAL DE CONCLUSÃO DE CURSO

Aos 25 dias do mês de outubro de 2002, às 09:00 horas ,
no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo, presente a
Comissão Julgadora, integrada pelos Senhores Professores
Doutores Ronaldo de Breyne Salvagni,
Orientador(a) do(a) candidato(a), Nicola Getschko
e João Paulo Pereira Marcicano, iniciou-se o Trabalho
Final de Conclusão de Curso do(a) Sr(a). **ROSALVO**
BERTOLUCCI FILHO

Título do Trabalho Final de Conclusão de Curso:

"PROJETO BÁSICO DE UM EIXO AGRÍCOLA, DIANTEIRO,
TRATIVO, DIRECIONAL E SUSPENSO"

Concluída a arguição, procedeu-se ao julgamento na forma
regulamentar, tendo a Comissão Julgadora considerado o(a)
candidato(a):

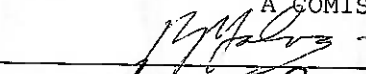
Prof.Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni.....(Aprovado)

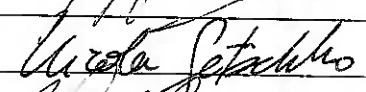
Prof.Dr. Nicola Getschko.....(Aprovado)

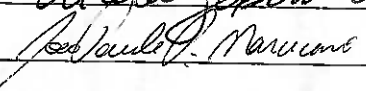
Prof.Dr. João Paulo Pereira Marcicano.....(Aprovado)

Para constar, é lavrado o presente termo, que vai
assinado pela Comissão Julgadora e pela Coordenação do
Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva.

São Paulo, 25 de outubro de 2002.
A COMISSÃO JULGADORA







Coordenador:

Prof. Dr. Ronaldo de B. Salvagni



Homologado pela C.P.G. em reunião realizada 18/11/02.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Omar Moore de Madureira pela preciosa assistência e presteza.

Ao Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni por viabilizar este trabalho.

Ao meu pai, mãe e irmã pelo apoio e incentivo.

Aos meus colegas de trabalho pela cooperação.

RESUMO

A crescente disponibilidade de produtos com alta tecnologia que privilegiam, não só produtividade, mas também conforto, no mercado agrícola brasileiro e mundial, incentivou o desenvolvimento de um eixo agrícola dianteiro, trativo, direcional e suspenso. O presente artigo irá desenvolver o projeto básico de um eixo para trator agrícola com as características anteriormente citadas. Como primeira etapa deste projeto, surge o planejamento, onde ficarão bem caracterizadas as funções a serem desempenhadas pelo eixo, o mercado no qual ele se insere, o cronograma mestre, o ciclo de vida do produto e os valores objetivos para os custos, investimentos e lucratividade. A segunda etapa trata da viabilidade do projeto. Ali serão apontadas algumas alternativas e com base em critérios técnicos, econômicos e financeiros uma das opções será escolhida. Na terceira e última etapa será desenvolvido o projeto básico da opção ganhadora. Através de um modelo computacional desenvolvido com o software *PRO/Engineer*, serão determinadas graficamente as articulações fixas e móveis dos braços da suspensão, será verificada a variação dos parâmetros de posição da roda e serão calculados os esforços nos componentes da suspensão resultantes de choques com as irregularidades do terreno.

ABSTRACT

The increasing availability of high-tech products in agricultural market, focusing not only productivity but also comfort was the trigger to develop a front-driven-steered-suspended-agricultural-axle. This article comprises the basic project for such axle. The first stage of this project contains the planning, where it will be defined: axle functions, market characteristics, timeline, product lifecycle and goals for costs, investments and profitability. In the second stage, a feasibility study will be done. The different axle alternatives will be evaluated based on technical, economical and financial criteria. In the third and last stage, the winning alternative will be further analyzed. A PRO/Engineer computational model from the suspension will be built to evaluate its kinematics. It will also be verified the variations of wheel-position-parameters and evaluated the forces acting in suspension components.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE GRÁFICOS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE ABREVIACÕES

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. PLANEJAMENTO DO PRODUTO.....	2
2.1 Objetivos e requisitos do projeto.....	2
2.1.1 Funções a desempenhar.....	2
2.1.2 Mercado a que se destina.....	4
2.1.3 Prazo para o desenvolvimento e lançamento.....	11
2.1.4 Ciclo de vida do produto.....	12
2.1.5 Investimentos, custos e lucratividade.....	14
2.2 Especificação dos requisitos.....	15
2.2.1 Requisitos funcionais.....	15
2.2.2 Requisitos operacionais.....	17
2.2.3 Requisitos construtivos.....	17
3. VIABILIDADE.....	18
3.1 Viabilidade econômica.....	19
3.2 Viabilidade financeira.....	21
4. PROJETO BÁSICO.....	23
4.1 Análise da suspensão.....	23
4.1.1 Projeto cinemático da suspensão.....	24

4.1.1.1 Determinação dos centros de curvatura das trajetórias dos pontos C e D.....	28
4.1.2 Resultados.....	29
4.2 Estudo básico da suspensão.....	37
4.2.1 Cálculo da rigidez da mola.....	38
4.2.2 Cálculo do fator de amortecimento viscoso médio entre tração e compressão.....	41
4.2.3 Cálculo dos esforços na suspensão.....	41
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	50

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LITERATURA RECOMENDADA

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Mercado de tratores nacionais 4x4 em 2001.....	9
Tabela 2 – Frota de tratores e índice de mecanização em 1998 (Brasil e Mundial)...	11
Tabela 3 – Projeções de vendas para o eixo.....	21
Tabela 4 – Dados da geometria da suspensão.....	31

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Cronograma Mestre.....	12
Figura 2 – Eixo rígido com amortecedor.....	18
Figura 3 – Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos.....	19
Figura 4 – Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor.....	19
Figura 5 – Orientação dos eixos X, Y e Z.....	23
Figura 6 – Modelo geométrico computacional da suspensão.....	25
Figura 7 – Posicionamento de O_2 e O_4	26
Figura 8 – Interface do módulo da suspensão com componentes já existentes.....	27
Figura 9 – Carcaça intermediária.....	28
Figura 10 – Centros de curvatura O_C e O_D	29
Figura 11 – Sobreposição das posições de máximo curso.....	30
Figura 12 – Vista superior da roda.....	32
Figura 13 – Modelo de translação com 2 GL.....	39
Figura 14 – Vista lateral dos esforços na carcaça de articulação.....	42
Figura 15 – Vista superior dos esforços na carcaça de articulação.....	44
Figura 16 – Vista frontal dos esforços na carcaça de articulação.....	45
Figura 17 – Forças no braço superior (plano XY, sistema de coordenadas no braço da suspensão).....	46
Figura 18 – Forças no braço inferior visto no plano YZ.....	47
Figura 19 – Forças no braço inferior visto no plano XY.....	48

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – 4x2 versus 4x4.....	7
Gráfico 2 – Vendas de tratores nacionais 4x4.....	8
Gráfico 3 – Mercado de tratores nacionais 4x4 em 2001.....	9
Gráfico 4 – Ciclo de vida do produto.....	14
Gráfico 5 – Deslocamento da mola-amortecedor.....	33
Gráfico 6 – Variação do ângulo de câmbor.....	33
Gráfico 7 – Deslocamento transversal da roda (ponto D).....	34
Gráfico 8 – Deslocamento longitudinal da articulação dupla.....	35
Gráfico 9 – Variação do ângulo da barra de direção.....	35
Gráfico 10 – Variação da convergência da roda (por roda).....	36

LISTA DE SÍMBOLOS

CG – Centro de gravidade.

$F_{n1,2}$ - Frequência natural em Hertz.

F_{bd} – Força na barra de direção.

F_{cix} – Força na carcaça de articulação, lado inferior, direção x.

F_{ciy} – Força na carcaça de articulação, lado inferior, direção y.

F_{ciz} – Força na carcaça de articulação, lado inferior, direção z.

F_{cs} - Força na carcaça de articulação, lado superior, direção do braço superior da suspensão.

F_{csx} – Força na carcaça de articulação, lado superior, direção x.

F_{csy} – Força na carcaça de articulação, lado superior, direção y.

F_{csz} – Força na carcaça de articulação, lado superior, direção z.

$F_{ix1,2}$ - Força no apoio do braço inferior da suspensão, direção x.

$F_{iy1,2}$ - Força no apoio do braço inferior da suspensão, direção y.

$F_{iz1,2}$ - Força no apoio do braço inferior da suspensão, direção z.

F_{ms} – Força na mola da suspensão.

F_{mh} – Força decorrente de impacto com irregularidades do solo, componente horizontal.

F_{mv} – Força decorrente de impacto com irregularidades do solo, componente vertical.

$F_{r1,2}$ – Forças decompostas nas direções perpendiculares ao braço inferior da suspensão.

$F_{sx1,2}$ - Força no apoio do braço superior da suspensão, direção x.

$F_{sy1,2}$ - Força no apoio do braço superior da suspensão, direção y.

F_x – Força resultante no ponto x.

G – aceleração da gravidade.

K_m – Rigidez da mola.

K_p – Rigidez do pneu

K_{susp} – Rigidez da suspensão.

$W_{n1,2}$ – Frequência natural em radianos por segundo.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA – Associação dos Fabricantes de Veículos Automotores

FINAME – Agência Especial de Financiamento Industrial

GEIA – Grupo Executivo da Indústria Automobilística

GL – Grau de liberdade

VLP – Valor Líquido Presente

1. INTRODUÇÃO

O mercado agrícola, brasileiro e mundial vem se sofisticando nos últimos anos. A disponibilidade de produtos com alta tecnologia que privilegiam, não só produtividade, mas também conforto, é crescente.

Baseado nesse cenário surgiu o interesse em desenvolver um eixo agrícola dianteiro, trativo, direcional e suspenso. A novidade aqui fica por conta da suspensão, já que as outras características são comuns no mercado.

O presente trabalho irá desenvolver o projeto básico de um eixo para trator agrícola com as características anteriormente citadas. Como primeira etapa deste projeto, surge o planejamento, onde ficarão bem caracterizadas as funções a serem desempenhadas pelo eixo, o mercado no qual ele se insere, o cronograma mestre, o ciclo de vida do produto e os valores objetivos para os custos, investimentos e lucratividade.

A segunda etapa trata da viabilidade do projeto. Ali serão apontadas algumas alternativas e com base em critérios técnicos e econômicos, uma das opções será escolhida.

Na terceira e última etapa será desenvolvido o projeto básico da opção ganhadora. Através de um modelo computacional desenvolvido com o software *PRO/Engineer*, serão determinadas graficamente as articulações fixas e móveis dos braços da suspensão, compondo o quadrilátero articulado que gera o movimento da roda no plano vertical transversal YZ em relação ao veículo.

Definida a geometria, será verificada a variação dos parâmetros de posição da roda: convergência e ângulo de câmbio resultantes do deslocamento vertical da roda.

Finalmente serão determinados esforços nos componentes do mecanismo decorrentes de choques nas irregularidades do solo.

2. PLANEJAMENTO DO PRODUTO

2.1 Objetivos e requisitos do projeto

Esse capítulo definirá quais as funções o eixo deve desempenhar e faz uma análise do mercado ao qual ele se destina. Será desenvolvido um cronograma mestre contendo as principais etapas do projeto, será determinado o ciclo de vida do produto sob três óticas distintas (um ciclo estimado, um pessimista e um otimista) e serão definidos os valores objetivos dos custos, investimentos e lucratividade.

Todos os tópicos acima visam ao levantamento e análise de informações que serão importantes ferramentas na tomada de decisão quanto à exequibilidade ou não do projeto.

A metodologia de desenvolvimento de produtos utilizada nesse projeto segue o Curso de Planejamento e Desenvolvimento de Produtos, ministrado pelo Prof. Omar Moore Madureira.

Essa etapa no desenvolvimento do projeto é de extrema importância, pois dependendo dos prazos e custos impostos pelas necessidades do cliente, sem uma correta análise e planejamento de todo o projeto, pode-se tomar uma decisão inconsistente. Como resultados indesejados da falta de planejamento tem-se falta de lucratividade, atrasos ao longo do projeto e até mesmo a constatação de que não existe capacidade humana e produtiva para o desenvolvimento do produto.

2.1.1 Funções a desempenhar

Ao se desenvolver um produto, seja ele totalmente novo ou uma variação de algum já existente, algumas funções devem ser desempenhadas, funções estas que passam pelos requisitos de desempenho e vão até a necessidade da empresa de lançar produtos inovadores.

Para o eixo agrícola com suspensão em questão, as exigências não seriam diferentes. Dessa forma, abaixo serão caracterizadas cada uma das funções a serem desempenhadas pelo eixo:

1) Necessidade de mercado: As montadoras de tratores têm ultimamente se preocupado não só com a performance de seus equipamentos, mas também com o conforto dos operadores. Isso fica evidente quando se observa que os últimos lançamentos em tratores contemplam equipamentos como cabines fechadas e ar condicionado. Seguindo esta mesma tendência, um eixo com suspensão, indiscutivelmente, aumenta o conforto ao rodar, uma vez que os solavancos, agora são parcialmente absorvidos pela suspensão.

2) Necessidade da empresa em oferecer novos produtos: Eixos com suspensão têm sido cada vez mais freqüentes em exposições e feiras da área agrícola, especialmente no exterior. Adiantar essa tendência no mercado nacional pode representar uma vantagem competitiva significativa para a empresa. Esse pioneirismo pode implicar no domínio de um nicho do mercado, até que os concorrentes tenham tempo para desenvolver um produto semelhante, além de ser altamente positivo para a imagem institucional da empresa.

3) Requisitos de desempenho:

O eixo a ser desenvolvido deve:

- Exercer sua função de forma segura e durável, convertendo o peso que atua no eixo dianteiro do trator em força de tração e frenagem.
- Ser dimensionado para trator da linha média-pesada, com potência máxima variando entre 85 e 135 cv e utilizado em todos os tipos de cultura. Outros dados sobre o trator estão enunciados no capítulo 4.

- Sustentar as cargas estruturais, transferir forças e direcionar as rodas dianteiras.
- Amortecer impactos provenientes da rodagem sobre terreno acidentado, aumentando o conforto do operador.
- Manter as rodas perpendiculares ao solo por ocasião da movimentação da suspensão, garantindo tração e dirigibilidade em condições adversas.

2.1.2 Mercado a que se destina

O lançamento de um novo produto surge da identificação de uma necessidade do mercado. Nada mais lógico, portanto, do que o estudo e entendimento do mercado em que se atua, possibilitando assim, a antecipação de tendências e aumentando as chances de se lançar um produto com boa aceitação.

Ao se fazer o planejamento de um novo produto, obviamente algumas decisões são baseadas em projeções, uma vez que respostas para perguntas, tais quais, - “Quantos eixos serão vendidos ao ano?” e “Qual a rentabilidade unitária?” – não podem ser respondidas com absoluta precisão no tempo presente. Sem dúvida alguma, experiências passadas que a empresa possa ter tido com outros desenvolvimentos, são altamente importantes e determinantes nas tomadas de decisão, sendo o conhecimento do mercado, um dos componentes do que se chamou aqui de experiência.

O tão aqui alardeado conhecimento do mercado será destrinchado em três etapas, que intuitivamente se divide em: passado, presente e futuro.

1) Passado: A análise do tempo passado se mostra em alguns aspectos a mais fácil das três, uma vez que os fatos já são conhecidos. O grande trabalho se concentra no tratamento e análise que se fará dos fatos já ocorridos. A seguir será dado um panorama do histórico do mercado de tratores sobre rodas em nosso país.

O início da produção de tratores no Brasil data de 1960. Antes disto, a demanda interna por estes equipamentos era suprida por importações. Em 1959, com a instituição do Plano Nacional da Indústria de Tratores Agrícolas pelo GEIA (Grupo Executivo da Indústria Automobilística), a produção de máquinas agrícolas passou a ser considerada assunto estratégico e a produção nacional passou a ser protegida por mecanismos fiscais e de reserva de mercado.

A agricultura brasileira nesse mesmo período apresentava baixos índices de produtividade e mecanização. A necessidade de elevar esse índices e também a exploração de novos mercados agrícolas recém abertos nas regiões Centro-Oeste e Norte do país, eram motivos mais do que suficientes para justificar a adoção de uma política de substituição de importações.

Ao longo da década de 60, o mercado era abastecido tanto pelas montadoras locais, como também por máquinas importadas, mas a partir da década de 70 toda a demanda nacional passou a ser suprida pela produção doméstica. No fim da década de 70, a produção doméstica já permitia, inclusive, geração de excedentes visando à exportação.

No início da década de 80, a produção de tratores seguiu a tendência da economia brasileira, que era recessiva. Os números do mercado agrícola só mostraram sinal de recuperação a partir de 1984 com a retomada de crescimento na economia nacional. Mas esse crescimento foi interrompido em 1987, quando houve uma diminuição do crédito agrícola como um todo e do crédito para investimentos, em particular. A situação se tornou crítica em 1991-1992, quando os níveis de produção se equipararam aos de 1970. Entretanto, além do crédito de investimento, existem outros mecanismos facilitadores para a aquisição de máquinas agrícolas. Um exemplo disso é a Agência Especial de Financiamento Industrial (FINAME). Foi através do FINAME Agrícola que se conseguiu em 1993 reverter a tendência de queda do mercado, uma vez que nesse período o FINAME Agrícola respondeu por

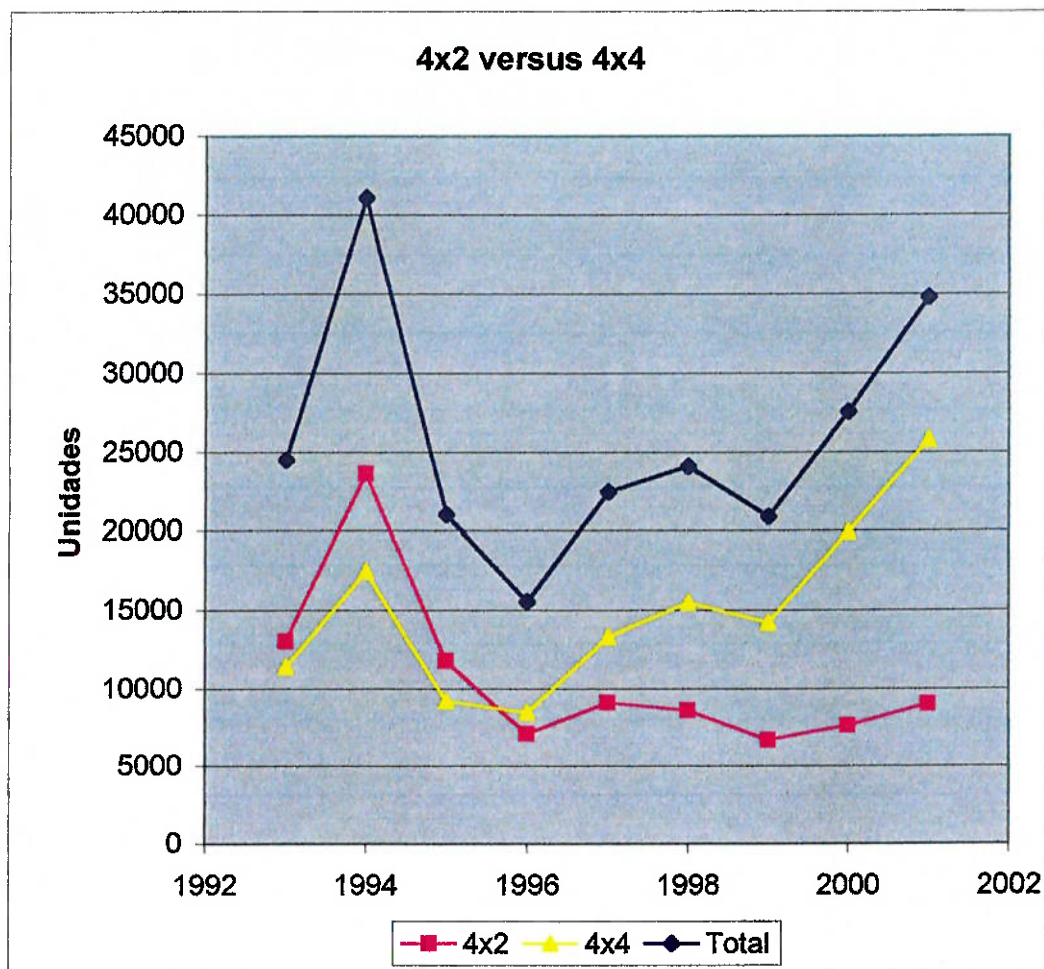
90% das vendas de tratores agrícolas e colheitadeiras no Brasil (Gazeta Mercantil, 30/07/93 apud Ferreira, 1995).

A evolução do mercado a partir de 1993 pode ser melhor analisada com o auxílio do Gráfico 1. Ali, observa-se a forte queda nas vendas em 1995-1996, devido principalmente, à deterioração da renda no setor agrícola e ao elevado endividamento/inadimplência, que afasta os produtores dos financiamentos voltados para a aquisição de máquinas agrícolas (Vegro; Ferreira; Barbosa, 1997). Nos anos subsequentes, a inclinação da reta das vendas internas é ascendente (com exceção de 1999).

Esse breve histórico do mercado agrícola brasileiro nos permite tirar algumas conclusões:

- A disponibilidade de crédito agrícola de investimento e venda de tratores de roda se correlacionam. O coeficiente de correlação entre essas variáveis no Brasil, no período de 1985 a 1995, foi de 0,78. A correlação obtida confirma a hipótese de que a maioria dos produtores não utiliza recursos próprios na aquisição de bens de capital, como tratores de rodas (Prognóstico, 1996 apud Vegro; Ferreira; Barbosa, 1997). A diminuição desse tipo de incentivo reduz as aquisições e estimula a racionalização da utilização, o que implica em uma maior preocupação com a conservação e manutenção da frota existente (ANJOS et al., 1988 apud Vegro; Ferreira; Barbosa, 1997).
- O indicativo das condições de acesso às máquinas agrícolas por parte dos produtores é a relação de troca produto/máquina agrícola. A queda no preço dos produtos agrícolas significa que mais unidades serão necessárias para a compra do maquinário.
- Os números do mercado agrícola acompanham as oscilações na economia nacional e mundial.

GRÁFICO 1



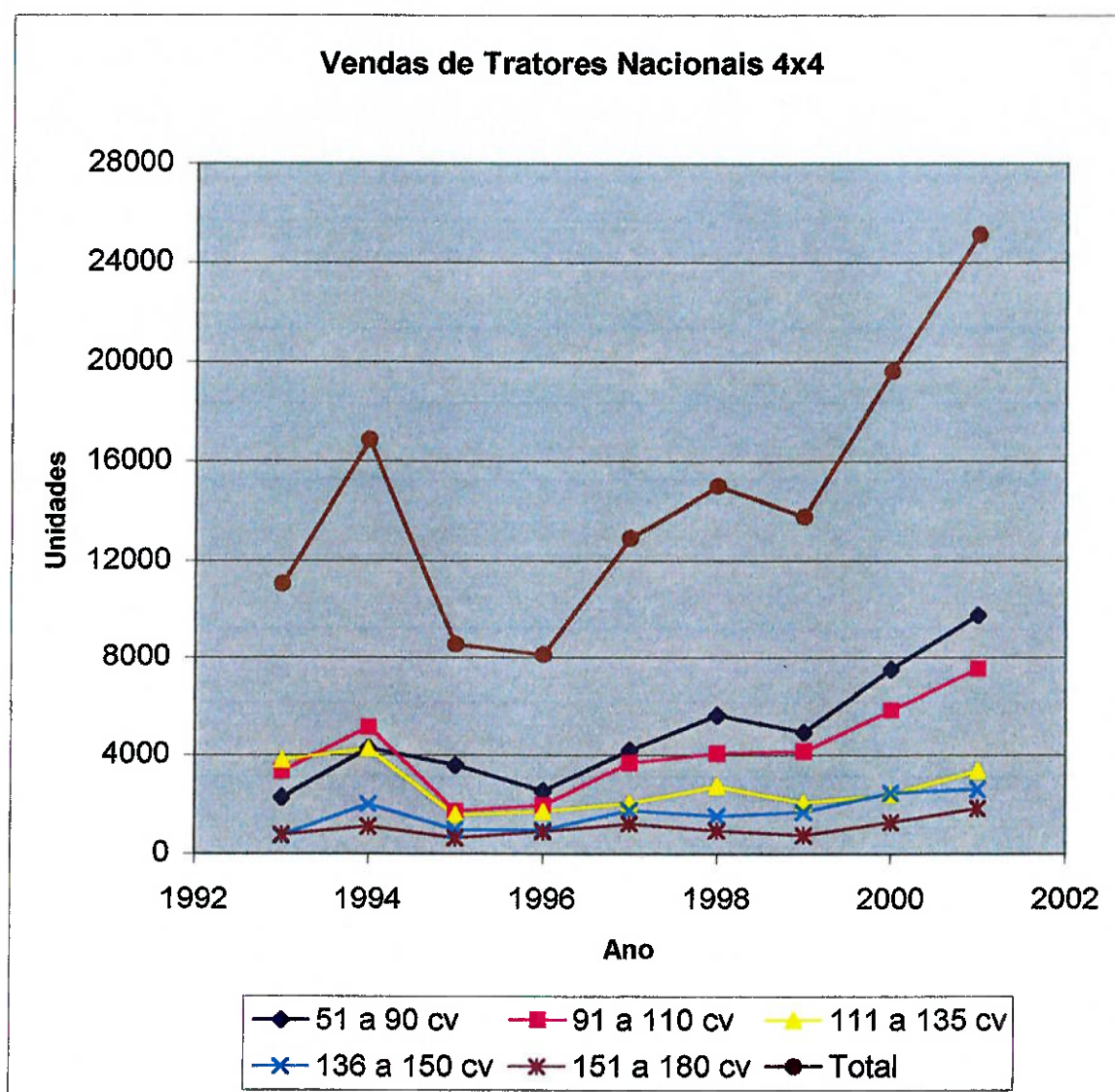
Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

Focando a análise um pouco mais no Gráfico 2, que mostra as vendas de tratores 4x4 divididos por faixa de potência, nota-se que a demanda maior é por tratores com potência entre 51 a 90cv e 91 a 110 cv. Tal ocorrência pode ser justificada por 2 fatos principais:

- A diferença de preço entre tratores com potência inferior a 50cv e os de uma classe imediatamente acima, é pequena, compensando assim o maior investimento, uma vez que os tratores mais potentes oferecem maiores possibilidades de uso.

- A utilização de implementos agrícolas com maior área de atuação para a otimização das atividades, requer maior potência na barra de tração.

GRÁFICO 2



Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

2) Presente: Atualmente existem 4 grandes montadoras que representam 96% do mercado (ANFAVEA, 2002) (ver Gráfico 3 e Tabela 1). Em relação a 2000, o crescimento do mercado de tratores 4x4 (de 51 a 180 cv) foi de 29,3% (ANFAVEA, 2002).

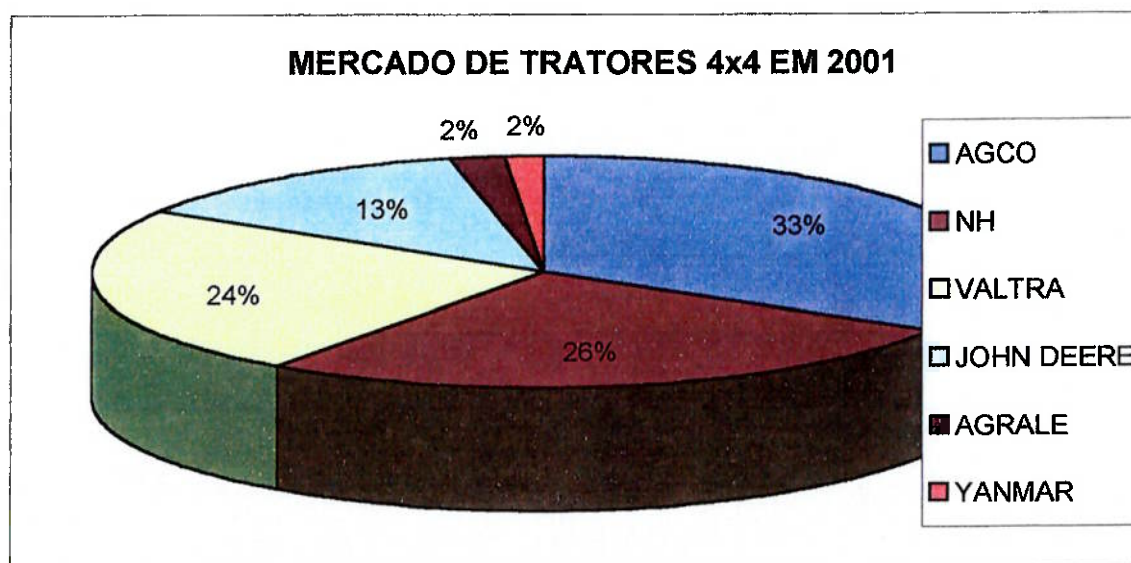
Ao mesmo tempo em que houve um aumento significativo do mercado de tratores, a importação de máquinas agrícolas caiu 46,6%. Em 1999, foram importadas 653 unidades entre tratores e colhedoras. Em 2000 esse número caiu 19,5%, com 526 máquinas importadas. No ano passado, foram importadas 282 unidades, uma redução de quase 47% em relação a 2000. Neste ano a tendência observada se mantém. No primeiro trimestre de 2002, foram importadas 19 máquinas, ante 95, no mesmo período de 2001 (O Estado de São Paulo, 01/05/02).

TABELA 1

MERCADO DE TRATORES NACIONAIS 4x4 EM 2001	
Fabricante	Vendas internas
AGCO	8631
NH	6786
VALTRA	6201
JOHN DEERE	3277
AGRALE	453
YANMAR	393
CASE	27
MULLER	9
Total	25777

Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

GRÁFICO 3



Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

OBS: Case e Muller não perfizeram 1% e não foram representados.

No Brasil, atualmente são produzidos equipamentos agrícolas sobre uma plataforma global, ou seja, na mesma plataforma de um trator podem ser feitos ajustes mecânicos e tecnológicos, conforme as necessidades de cada tipo de lavoura e país. Tal flexibilidade é uma das saídas que possibilitam ao atendimento, com maior eficiência e qualidade, dos anseios dos clientes brasileiros e estrangeiros. Diante deste cenário, facilmente se compreende a redução das importações que vem ocorrendo nos últimos anos.

Entre as modificações que podem ser feitas nas plataformas globais, tem-se: diferentes tipos de cabines, motores mais potentes e menos poluentes, freio simultâneo nas quatro rodas e menor raio de giro.

Outro fator que contribui para a redução das importações de máquinas agrícolas é o fato de que as linhas de crédito oficiais contemplam apenas equipamentos com no mínimo 60% de nacionalização. Dessa forma, os fabricantes não têm outra saída a não ser a produção de equipamentos mais modernos no Brasil, e neste caso, o conceito de plataforma global, é muito bem vindo.

O fato de tratores serem bens de produção e no processo de aquisição não se analisar o seu preço e sim o seu valor, comprova que agregar valor ao produto com itens que aumentem o desempenho, produtividade e conforto operacional dos equipamentos agrícolas é uma medida mais do que acertada.

3) Futuro: O panorama para o mercado brasileiro de máquinas agrícolas é bastante promissor. O Programa de Modernização da Frota de Tratores e Máquinas Agrícolas (Moderfrota) vai receber mais R\$ 2 bilhões para a safra de 2002/2003 (O Estado de São Paulo, 01/05/02). Como visto anteriormente, existe uma íntima ligação entre a disponibilidade de crédito e a venda de máquinas agrícolas. Com esta liberação de verba, espera-se uma modernização da frota brasileira, passando de uma idade média que era de 18 anos em 1999, para algo entre 8 a 12 anos nos próximos três anos.

Um bom indicativo do que se pode esperar para os próximos anos é o índice de mecanização (ver Tabela 2).

Ao se comparar o índice de mecanização do Brasil com o de outros países, pode-se perceber que o índice brasileiro é relativamente baixo, o que demonstra potencial para crescimento nas vendas.

TABELA 2

FROTA DE TRATORES E ÍNDICE DE MECANIZAÇÃO EM 1998 (BRASIL E MUNDIAL)			
PAÍS	FROTA (UNIDADES)	ÁREA CULTIVADA (1000 ha)	ÍNDICE DE MECANIZAÇÃO (ha/trator de rodas)
Brasil *	450.000	53.300	118,4
Argentina	280.000	25.000	89,3
Canadá	711.335	45.560	64,0
USA	4.800.000	176.950	36,9
França	1.270.000	18.320	14,4
Reino Unido	500.000	6.381	12,8

* os dados referem-se a 2000

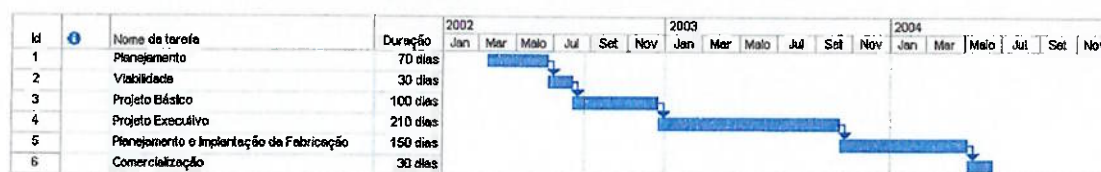
Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

Em resumo, o baixo índice de mecanização na agricultura brasileira, aliado a uma elevada idade média da frota e a disponibilidade de linhas de crédito, criam um cenário bastante favorável para o crescimento do mercado de máquinas agrícolas no Brasil.

2.1.3 Prazo para o desenvolvimento e lançamento

O desenvolvimento de um novo produto engloba uma série de 6 etapas principais, que são: Planejamento, Viabilidade, Projeto Básico, Projeto Executivo, Planejamento e Implantação da Fabricação e Comercialização. A elaboração de um cronograma mestre é muito importante para que se possa estimar a duração total do projeto e avaliar se ele atende às necessidades da empresa e do mercado. O cronograma mestre do projeto em questão pode ser visto na Figura 1

FIGURA 1 – Cronograma Mestre



Uma vez que este trabalho abordará o desenvolvimento do eixo agrícola até a etapa de Projeto Básico (esta é a etapa do desenvolvimento que o produto atualmente se encontra), a seguir será dada uma breve amostra das atividades que contemplam as demais etapas.

- **Projeto Executivo:** programação dos eventos e atividades através de métodos como o PERT/CPM, projeto dos conjuntos, projeto dos componentes, projeto das peças, construção de protótipos, testes de verificação e certificação do projeto.
- **Planejamento e Implantação da Fabricação:** programação dos eventos e atividades através de métodos como o PERT/CPM, projeto das instalações, projeto dos processos, projeto dos moldes e ferramentas, construção e montagem dos equipamentos, desenvolvimento experimental dos processos, fabricação do lote piloto e certificação da fabricação.
- **Comercialização:** treinamento da rede de assistência técnica e distribuição do produto aos clientes ou rede autorizada.

2.1.4 Ciclo de vida do produto

O ciclo de vida de um produto compreende o período entre o seu lançamento e a sua retirada de produção. É importante que se tenha uma idéia do comportamento do produto no mercado ao longo do tempo, pois quando se inicia o declínio das vendas, um novo produto para substituir o atual deverá estar pronto ou em fase de conclusão.

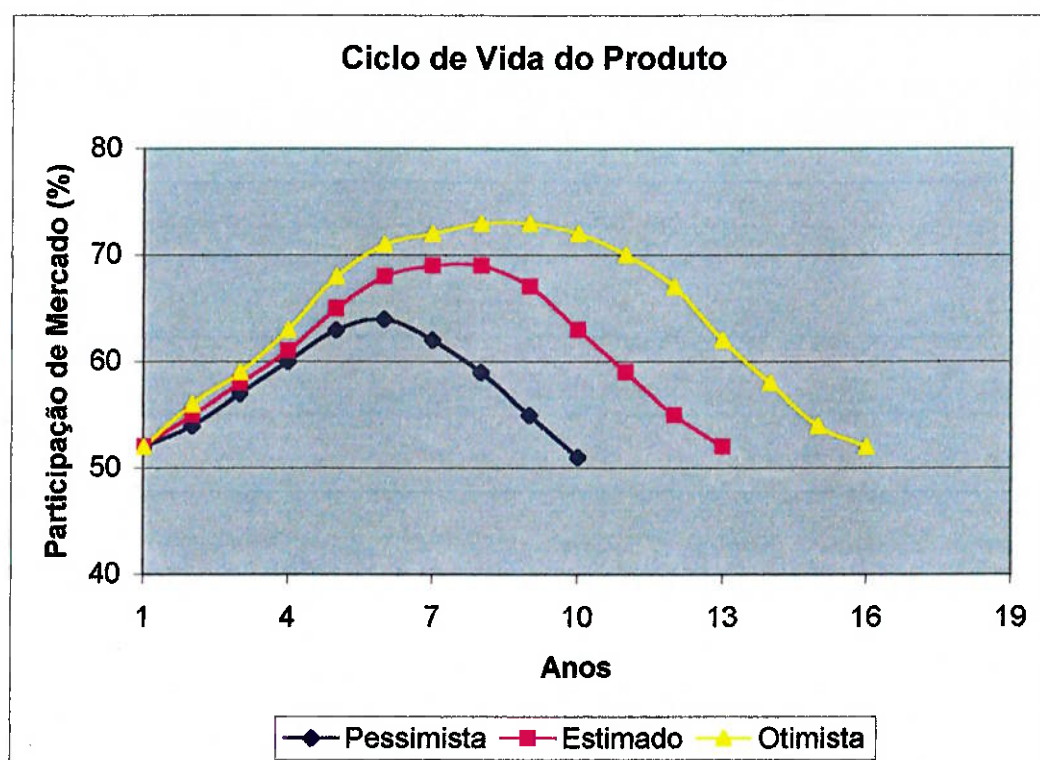
Logicamente a receptividade do mercado ao produto pode interferir nas projeções iniciais. É por isso que normalmente se trabalha com três projeções: uma estimada, uma otimista e uma pessimista.

O tempo que o produto se mantém no mercado também influencia na viabilidade do mesmo. Um produto com perspectiva de pouca permanência no mercado e que requer grande investimento para ser produzido, realmente não faz sentido. É por essa razão que o grau de tecnologia aplicado ao produto também é definido pelo seu ciclo de vida. No exemplo anterior, o problema pode ser contornado prevendo-se atualizações do produto ao longo de sua vida útil, que reduzirão o investimento inicial e facilitarão a viabilidade do projeto.

Baseado em experiências anteriores com outros eixos agrícolas elaborou-se o ciclo de vida do eixo com suspensão (ver Gráfico 4). A atual linha de eixos está no mercado há cerca de 15 anos. A adoção da suspensão representará um acréscimo no valor agregado do eixo, mas ao mesmo tempo, espera-se um mercado mais competitivo no futuro, exigindo novos produtos. Portanto, estimou-se o ciclo de vida do eixo em 13 anos.

Como mostrado no Gráfico 4, o eixo com suspensão terá uma importante participação na retomada do mercado de eixos agrícolas como um todo (com e sem suspensão). Já estão incluídas nas previsões de ciclo de vida duas atualizações no produto. São elas: a opção de diferencial hidráulico com 100% de bloqueio e controle eletrônico da suspensão.

GRÁFICO 4



2.1.5 Custos, investimentos e lucratividade

O desenvolvimento de um novo produto envolve grandes custos. Quanto mais inovador e sofisticado ele for, mais caro será o seu desenvolvimento. Por isso, é importante que durante a fase de planejamento se defina o volume de recursos que se deseja investir, se estabeleça os limites dos custos de produção e a lucratividade desejada.

Baseado no que foi exposto acima, o eixo a ser projetado irá utilizar peças de eixos já existentes, sendo necessário, portanto, o desenvolvimento de um número menor de componentes. Os principais são:

- O módulo da suspensão, composto pelos braços inferior e superior mais o conjunto mola-amortecedor

- A carcaça intermediária que fará a interface entre o módulo da suspensão e a carcaça central já existente
- O eixo de acionamento junto com a articulação dupla (será uma peça comprada pronta)
- Modificação da carcaça de articulação existente

No restante, todas as engrenagens e componentes significativos serão comuns aos eixos já existentes. Pequenos componentes como, arruelas, buchas e parafusos, não serão considerados por ora.

Com o uso dessa filosofia será possível racionalizar os investimentos. Os custos de produção se manterão em níveis conhecidos e a lucratividade do produto também.

É importante mencionar aqui, que por desejo da empresa que está desenvolvendo esse eixo, houve inicialmente uma maior preocupação quanto ao aspecto técnico do mesmo, uma vez que se trata de um desenvolvimento inédito. Existe, portanto, interesse em se fazer esse estudo, pois o mesmo representa ganho de *know how*. Obviamente, o aspecto econômico e financeiro não foi e nem será negligenciado. Apenas nesse primeiro momento, não houve um detalhamento no mesmo patamar do aspecto técnico.

Por essa razão, ainda não existem números definidos para os investimentos. Para os custos de produção e a lucratividade, o raciocínio já foi mencionado. Maiores detalhes serão vistos no capítulo 3.

2.2 Especificação dos requisitos

2.2.1 Requisitos funcionais

1) DESEMPENHO

O eixo em questão será adequado para a utilização em tratores de até 135 cv. Suportará um valor de torque contínuo de 11.000 N.m e um torque de pico de 28.000 N.m. A máxima carga estática sobre o eixo dianteiro será 33.000 N. A redução final do eixo poderá variar de 10:1 até 24:1. Quanto ao desempenho direcional, o ângulo máximo de esterçamento será 52° e o máximo erro geométrico de Ackermann 4,5°. O máximo curso da suspensão será 75mm, tanto na posição superior, como na inferior. Deverá ser capaz de manter as características operacionais em temperaturas de +40 a -50°C.

2) ESTÉTICA E ERGONOMIA

O eixo deverá combinar com a figura harmônica do trator. Os pontos que necessitarem manutenção periódica (se existirem), deverão ter acesso facilitado.

3) SEGURANÇA

O eixo não deverá criar nenhum risco para o operador ou observadores. Rebarbas, cantos vivos e partes móveis expostas não deverão existir.

Em caso de sobrecarga, o torque de pico não poderá ser utilizado durante mais do que 10% da vida útil do eixo.

A suspensão deverá ser capaz de suportar impactos da ordem de seis vezes a carga estática (6G), inclinada a 45° em relação a vertical, sem perder suas características funcionais.

4) PROTEÇÃO AMBIENTAL

O máximo nível de pressão sonora admitida produzida pelo eixo será 80 dB. Outros tipos de emissões poluentes, como vazamentos, não deverão acontecer caso sejam cumpridos os intervalos de manutenção recomendados.

2.2.2 Requisitos operacionais

1) CONFIABILIDADE

O tempo médio entre falhas (*mtbf, mean time between failures*) do eixo será 15.000 horas. Os seus sub-sistemas (sistema de vedação, por exemplo) poderão ter uma confiabilidade menor, da ordem de 1.000 horas.

2) MANTENABILIDADE

O intervalo mínimo para troca de óleo deverá ser de pelo menos 1.000 horas. Os pontos lubrificados com graxa deverão ser verificados a cada 3 meses.

3) DURABILIDADE

A durabilidade mínima em operação sob torque contínuo a 7 km/h deverá ser de 1.000 horas.

2.2.3 Requisitos construtivos

Serão listados a seguir as principais dimensões e o peso desejado para o eixo:

- Largura total: 2.130 a 2.150 mm
- Distância entre flanges: 1.776 a 1.910 mm
- Profundidade (com mancais montados): \approx 500 mm
- Altura: \approx 400 mm
- Peso: \approx 3.500 N

3. VIABILIDADE

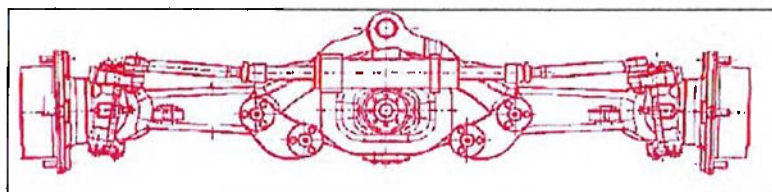
Foram estudadas 3 alternativas para o eixo com suspensão. São elas:

- Eixo rígido com amortecedor
- Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos
- Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor

Analisando mais detalhadamente cada uma das alternativas, tem-se:

- Eixo rígido com amortecedor (Figura 2): representa um pequeno avanço em relação aos eixos rígidos sem suspensão. A adição de um amortecedor na conexão entre o eixo e o trator, apesar de significar um ganho de conforto, não proporciona a dirigibilidade e tração conseguidas com um arranjo de braços sobrepostos. Portanto, não será levada adiante.

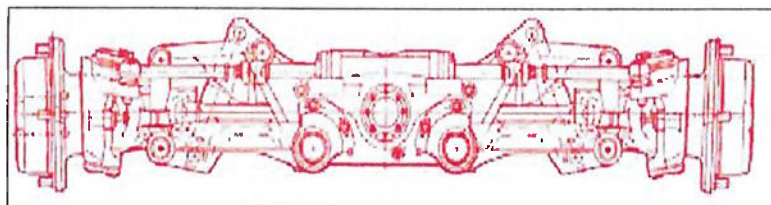
FIGURA 2 – Eixo rígido com amortecedor



Fonte: Carraro

- Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos (Figura 3): Essa opção foi a escolhida, pois oferece ganhos em dirigibilidade, tração e conforto, além de permitir a utilização de componentes de eixos já existentes. Obviamente assim, consegue-se reduzir os custos de desenvolvimento.

FIGURA 3 - Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos



Fonte: Carraro

- Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor (Figura 4): esta opção do ponto de vista funcional é igual à segunda. Entretanto, é necessário usar o bloco do motor como componente estrutural e, portanto, implica em grandes mudanças no trator e custos para o cliente. Foi descartada por esse motivo.

FIGURA 4 - Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor



Fonte: John Deere

Após a primeira análise apenas uma alternativa sobreviveu e iremos agora submetê-la a uma análise econômica.

3.1 Viabilidade econômica

Para tornar a fabricação do produto compensadora é necessário que a soma de todos os custos de produção seja menor do que a receita gerada pela venda do produto. Os investimentos feitos também devem poder ser amortizados antes do final do ciclo de vida do produto.

Os investimentos feitos serão divididos em dois tipos: projeto e desenvolvimento e implantação da fabricação.

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 6000 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho média R\$ 40,00, tem-se um custo de R\$ 240.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R\$ 200.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R\$ 220.000,00.

Para as duas atualizações previstas para o produto, o raciocínio se repete. A implantação do diferencial hidráulico, 2 anos após o lançamento do produto, vai consumir:

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 700 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho média R\$ 40,00, tem-se um custo de R\$ 28.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R\$ 30.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R\$ 25.000,00.

Por último, a implantação do controle eletrônico da suspensão, 4 anos após o lançamento, implicará:

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 500 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho média R\$ 40,00, tem-se um custo de R\$ 20.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R\$ 100.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R\$ 100.000,00.

É necessário também que se estime os custos de produção. Aqui, visando à simplificação, será definido o valor de lucro unitário esperado. Assim, garante-se que os custos fixos e variáveis serão cobertos. O valor definido é R\$ 250,00.

A partir desses elementos, é possível fazer a análise de viabilidade financeira.

3.2 Viabilidade financeira

O método utilizado para determinar a viabilidade do projeto, será o Método do Valor Líquido Presente (VLP). A idéia aqui é levar todos os investimentos e o lucro líquido conseguido com as vendas para a data presente, utilizando uma taxa de retorno pré-definida.

Será considerado que os desembolsos para a atualização do produto ocorrerão um ano antes da implantação e a taxa de retorno será de 12 % ao ano. O ciclo de vida do produto considerado será o pessimista.

A expectativa de vendas do eixo, ano a ano é a mostrada na Tabela 3.

TABELA 3 – Projeção de vendas para o eixo suspenso

Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
800	900	1.000	1.100	1.200	1.100	1.000	900	800	700

Calculando o VLP:

$$VPL = VP_{lucro} - VP_{investimentos}$$

$$VLP = \frac{800 * 250}{1,12} + \frac{900 * 250}{(1,12)^2} + \frac{1.000 * 250}{(1,12)^3} + \frac{1.100 * 250}{(1,12)^4} + + \frac{700 * 250}{(1,12)^{10}} -$$

$$660.000 - \frac{83.000}{(1,12)^1} - \frac{220.000}{(1,12)^3}$$

$$VLP = 1.352.632 - 890.698 = 461.934$$

Como o valor VLP é positivo, isto é, o lucro das vendas na data presente é maior que os investimentos necessários, pode-se concluir que o projeto é financeiramente viável.

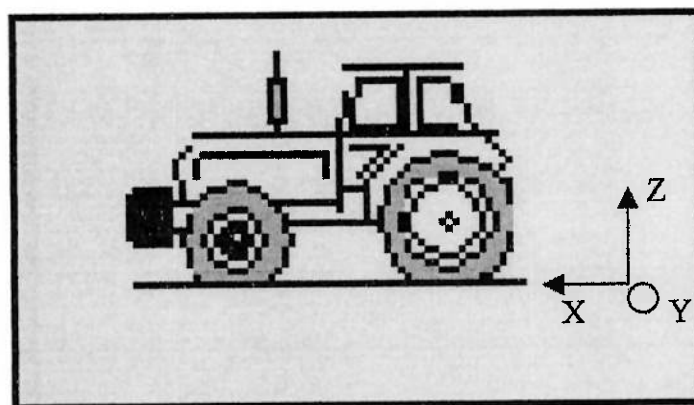
4. PROJETO BÁSICO

4.1 Análise da geometria da suspensão

A análise da variação da geometria da suspensão durante a sua movimentação é de extrema importância para garantir que a mesma exerça suas funções adequadamente ao longo do seu curso. Para que esse estudo fosse possível, foi utilizado o software PRO\Engineer, com o qual se construiu um modelo virtual da suspensão. Deste modelo foi extraída uma série de informações sobre a geometria da suspensão. Antes de analisarmos esses resultados, iremos primeiro, conhecer um pouco mais sobre a maneira como o modelo computacional foi construído.

A orientação dos eixos X, Y e Z foi definida da seguinte forma (Figura 5): eixo x na direção do eixo longitudinal do trator com sentido positivo a favor do movimento do mesmo; eixo y ao longo do eixo dianteiro do trator com sentido positivo apontando para o lado esquerdo (visto da posição do motorista); eixo z perpendicular ao plano formado pelos 2 eixos anteriores com sentido positivo apontando para cima (saindo do solo).

FIGURA 5 – Orientação dos eixos X, Y e Z



O eixo a ser desenvolvido é simétrico em relação ao eixo longitudinal do trator e para efeito de análise, será considerado apenas o lado direito do mesmo. Os resultados

encontrados serão válidos também para o lado esquerdo devido à simetria anteriormente mencionada.

A movimentação dos componentes da suspensão foi analisada no plano YZ (vista frontal do eixo) uma vez que para o arranjo de braços sobrepostos escolhido o movimento dos componentes é plano (movimento ascendente e descendente da suspensão).

4.1.1 Projeto cinemático da suspensão

O posicionamento dos componentes da suspensão fica sujeito a algumas limitações de aspectos geométricos e funcionais. São elas:

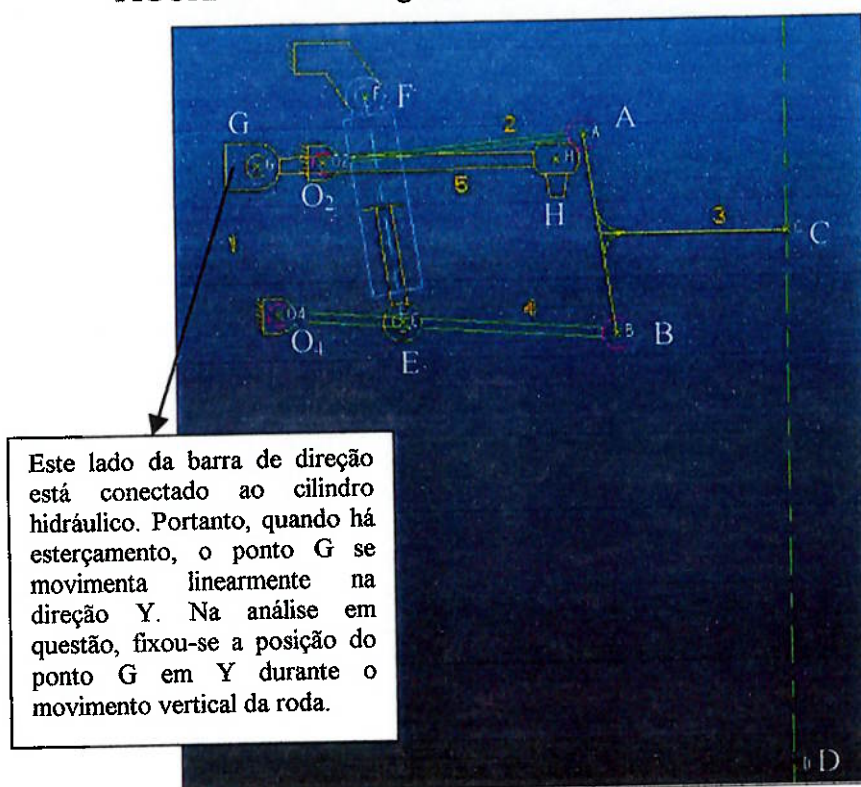
- As articulações fixas dos braços da suspensão (pontos O_2 e O_4) têm seu posicionamento limitado pelo trator. Dentro deste espaço físico restrito, esses pontos devem ser posicionados em função das trajetórias ótimas dos pontos C e D (respectivamente o centro da roda e o contato do pneu com o solo).
- A distância entre as articulações móveis (pontos A e B) é definida pela carcaça de articulação e, portanto, não pode ser alterada sem que se utilize uma nova peça.

A Figura 6 facilita o entendimento do que foi exposto acima. Ali, também são mostrados o conjunto mola-amortecedor (a mola não está representada) e barra de direção. A reta pontilhada que passa pelos pontos C e D é o eixo de simetria do conjunto roda-pneu. Os elementos foram numerados de 1 a 5, sendo:

- Peça 1: estrutura onde estão O_2 , O_4 e F
- Peça 2: braço superior da suspensão (O_2A)
- Peça 3: peça rígida única (ABCD, carcaça de articulação + roda e pneu)
- Peça 4: braço inferior da suspensão (O_4B)
- Peça 5: barra de direção (GH)

Ainda referindo-se a Figura 6, o ponto E representa a conexão do conjunto mola-amortecedor com o braço inferior da suspensão e o ponto F é o ponto de fixação do conjunto ao eixo. O ponto F é, portanto, fixo. No ponto G a barra de direção é articulada, enquanto que no ponto H ela se move solidária ao elemento 2.

FIGURA 6 – Modelo geométrico computacional da suspensão



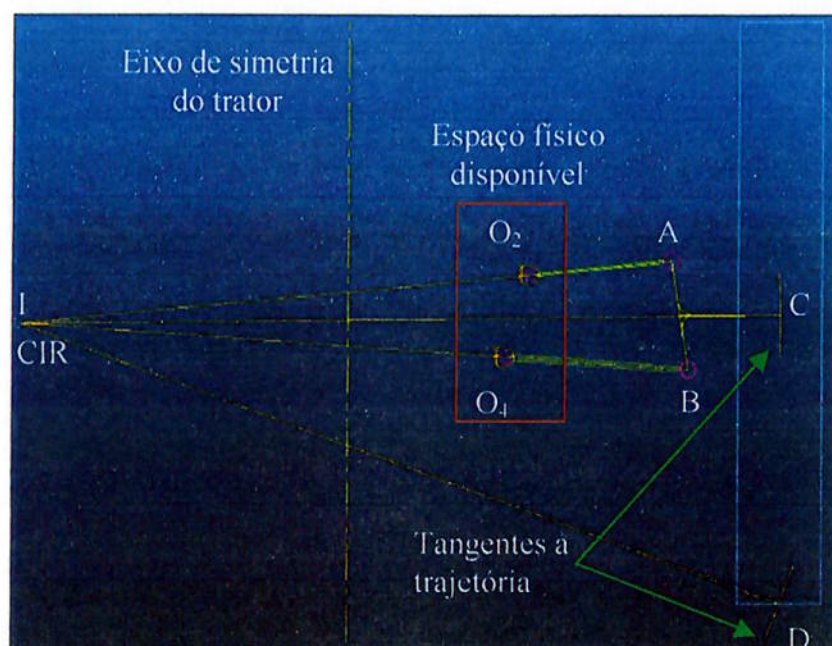
Tendo em mente as limitações acima expostas e visando às trajetórias ótimas dos pontos C e D, definiu-se a posição dos pontos O_2 e O_4 como se segue:

- Na posição de repouso com carga nominal, traçou-se uma reta tangente a uma trajetória considerada boa para os pontos C e D. Entende-se por boa trajetória aquela que mantém as variações dos parâmetros de posição da roda dentro de valores contidos.
- Em seguida, foram criadas retas perpendiculares às tangentes, passando pelos pontos C e D. O ponto onde as retas perpendiculares se cruzam, define o

centro instantâneo de rotação (CIR) do movimento da roda em relação à estrutura do eixo.

- Com o CIR definido, os pontos O_2 e O_4 podem ser alocados sobre as retas IA e IB dentro do espaço físico disponível no trator (ver Figura 7).

FIGURA7 – Posicionamento de O_2 e O_4

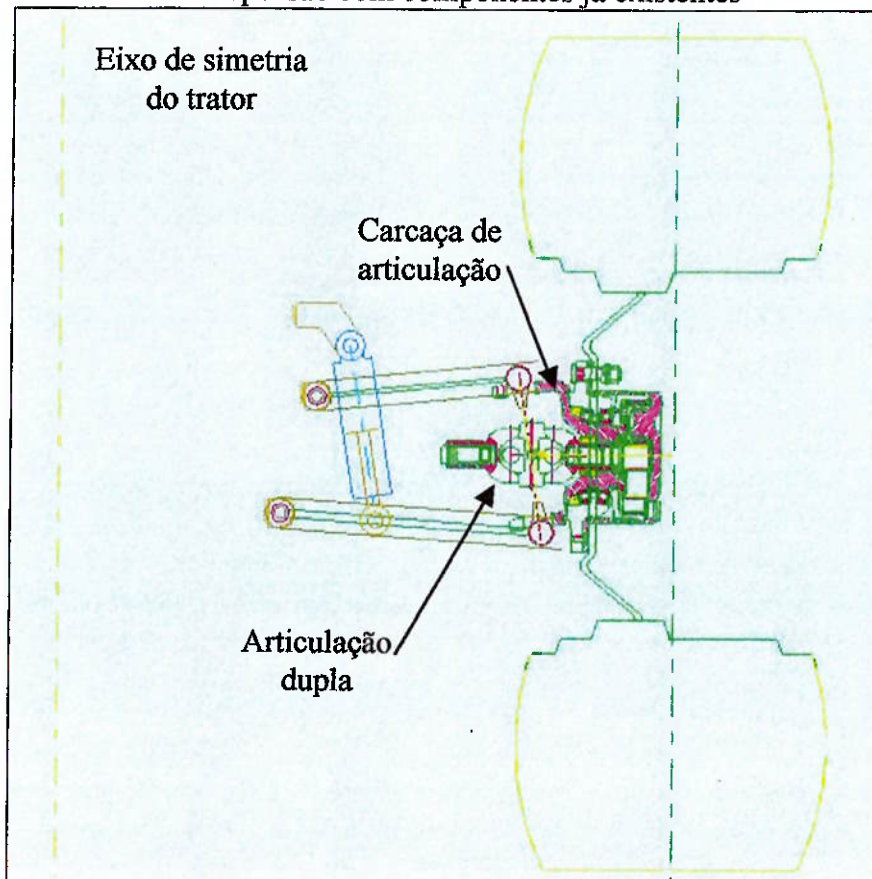


Outro fator também foi considerado para posicionar as articulações fixas:

- A movimentação dos pontos O_2 e O_4 ao longo das retas IA e IB altera a largura do eixo e conseqüentemente a bitola dianteira do trator. Esta bitola deve ser mantida dentro do especificado nos requisitos construtivos.

Como dito anteriormente, o projeto do eixo suspenso vai utilizar algumas peças já existentes. Um exemplo disso é a carcaça de articulação e o conjunto planetário da roda. Na figura 8, pode-se observar a interface dos braços da suspensão com os componentes já existentes.

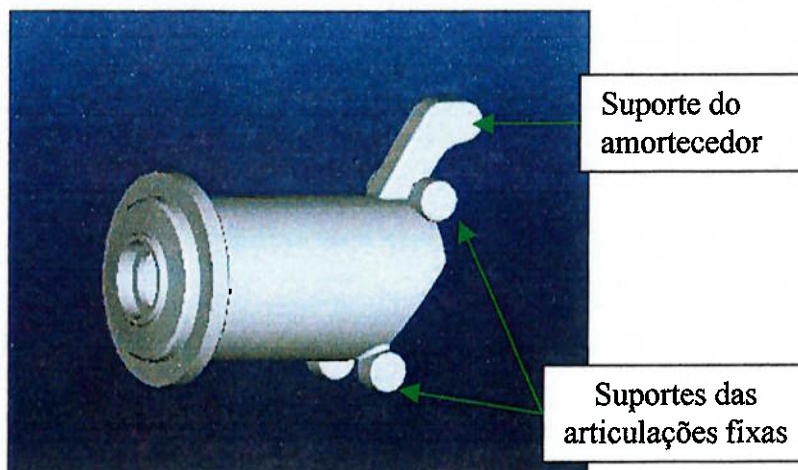
FIGURA 8 – Interface do módulo da suspensão com componentes já existentes



Notar a necessidade de modificação na carcaça da articulação para se adequar à nova fixação através de pivôs (atualmente a carcaça de articulação é vinculada ao eixo através do pino mestre). O espaço necessário para o alojamento da articulação dupla também é mostrado.

A Figura 9 mostra uma possível solução para a carcaça intermediária citada anteriormente. Esta carcaça será o elemento de ligação entre o módulo da suspensão e a fixação ao trator.

FIGURA 9 – Carcaça intermediária



4.1.1.1 Determinação dos centros de curvatura das trajetórias dos pontos C e D

Tendo-se os pontos I, O₂, A, O₄ e B pode-se usando a equação de Euler-Savary determinar a circunferência de inflexão pelos pontos I, J_A e J_B (Madureira, 1975).

$$\frac{1}{IA} - \frac{1}{IO_2} = \frac{1}{IJ_A}$$

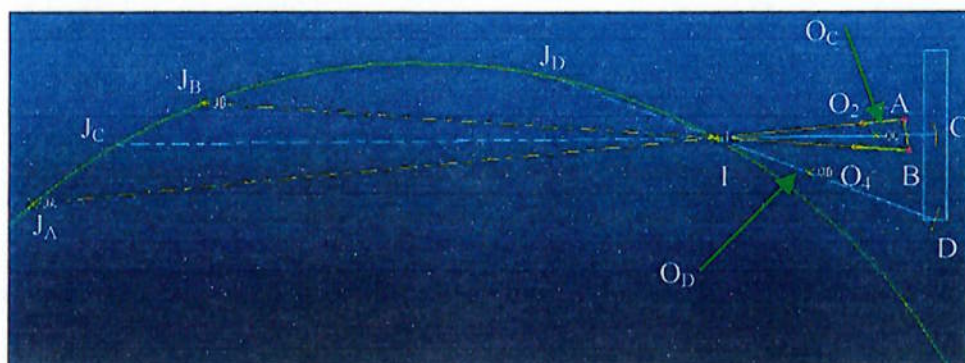
Obtendo as distâncias necessárias do modelo computacional da suspensão, tem-se:

$$\frac{1}{1556} - \frac{1}{1219} = \frac{1}{IJ_A} \Rightarrow \overline{IJ_A} = -5628 \text{ mm}$$

Analogamente:

$$\frac{1}{IB} - \frac{1}{IO_4} = \frac{1}{IJ_B} \Rightarrow \frac{1}{1593} - \frac{1}{1156} = \frac{1}{IJ_B} \therefore \overline{IJ_B} = -4213 \text{ mm}$$

A Figura 10 auxilia na compreensão do exposto acima.

FIGURA 10 – Centros de curvatura O_C e O_D 

A circunferência de inflexão passa por I, J_A e J_B e corta as retas IC e ID nos pontos J_C e J_D . Pode-se assim determinar os centros de curvatura O_C e O_D , aplicando novamente a equação de Euler-Savary.

$$\frac{1}{IC} - \frac{1}{IO_C} = \frac{1}{IJ_C} \Rightarrow \frac{1}{1809} - \frac{1}{IO_C} = -\frac{1}{4912} \therefore \overline{IO_C} = 1322 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{ID} - \frac{1}{IO_D} = \frac{1}{IJ_D} \Rightarrow \frac{1}{1931} - \frac{1}{IO_D} = -\frac{1}{1452} \therefore \overline{IO_D} = 828 \text{ mm}$$

Portanto, os centros de curvatura dos pontos C e D são os pontos O_C e O_D mostrados na Figura 10.

4.1.2 Resultados

Os principais objetivos do projeto cinemático da suspensão eram assegurar movimentos adequados da roda em relação ao trator e ao solo, bem como, obter medidas precisas dos deslocamentos dos pontos mais relevantes.

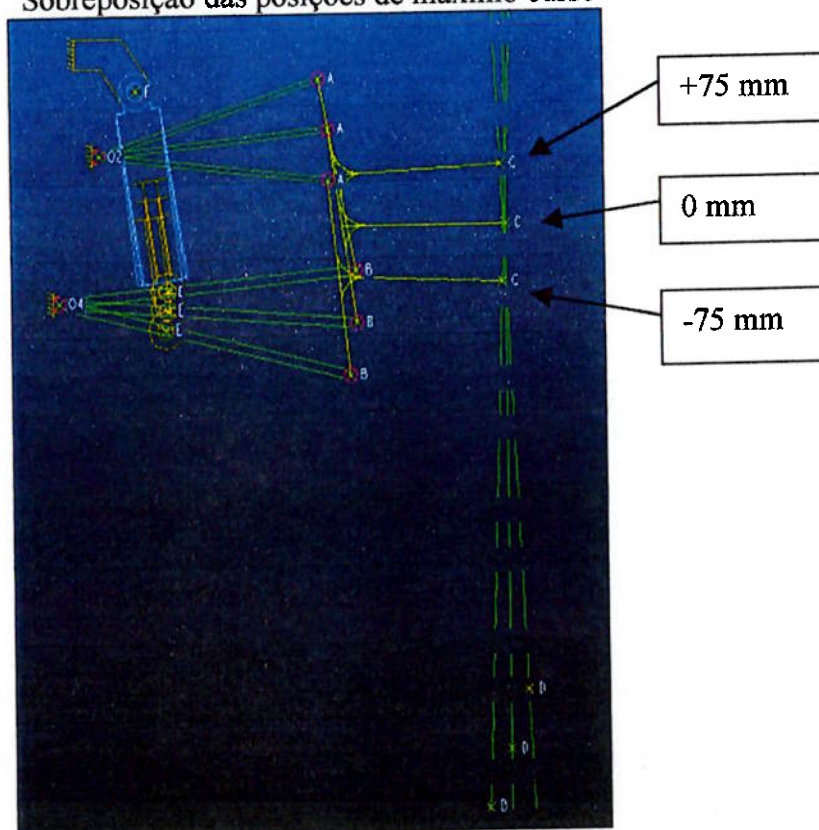
A visualização da movimentação dos componentes é muito importante, pois é necessário garantir que não haja interferência entre os mesmos, e também, deve-se garantir que a roda mantenha ao máximo possível o seu perpendicularismo com o solo.

Para possibilitar a medida dos deslocamentos mencionados acima, foram criados alguns pontos auxiliares. Cada dimensão medida possui um par de pontos e estes pontos foram referenciados de duas maneiras diferentes. O primeiro ponto do par foi atrelado a um referencial fixo, enquanto que ao segundo, a alguma parte móvel da suspensão. Desta forma, na posição de repouso, cada par de pontos se sobrepõe, mas ao se provocar um deslocamento, os pontos se afastam e a distância entre eles pode ser medida. A Figura 11 mostra uma sobreposição das posições de máximo curso, inferior e superior, além da posição de repouso. Notar a variação na posição dos pontos em cada situação.

Simulando diversas posições da suspensão ao longo do seu curso, várias medidas foram feitas no modelo computacional, como mostra a Tabela 4.

Os ângulos medidos seguem a seguinte orientação: positivo no sentido horário e negativo no sentido anti-horário.

FIGURA 11
Sobreposição das posições de máximo curso



O único valor que não foi diretamente medido no modelo computacional foi a variação da convergência. Esta variação se deve à diferença nos raios e centros das trajetórias da carcaça de articulação e da barra de direção. Para calcular este valor então, primeiramente mediu-se a movimentação relativa entre os pontos A e H (ver Figura 6). A distância do ponto de conexão da barra de direção na carcaça de articulação até o centro do eixo, no plano XY, é 172 mm. Com essas informações, calculou-se o arco-tangente do ângulo formado pelo deslocamento dos pontos A e H e a distância de 172 mm (ver Figura 12).

TABELA 4 – Dados da geometria da suspensão

	Ângulo do Braço Superior (°)	Ângulo do Braço Inferior (°)	Ângulo de Câmbier (°)	Ângulo da Barra de Direção (°)	Curso da Mola-Amortecedor (mm)
Repouso	5,50	-3,87	0,02	0,59	0,00
Movimento ascendente	7,00	-2,69	-0,30	1,89	3,22
	9,00	-1,11	-0,75	3,63	7,53
	11,00	0,45	-1,23	5,36	11,85
	13,00	2,01	-1,72	7,01	16,17
	15,00	3,57	-2,23	8,79	20,48
	17,00	5,18	-2,75	10,48	24,79
Movimento descendente	4,00	-5,05	0,34	-0,71	-3,23
	2,00	-6,64	0,76	-2,44	-7,51
	0,00	-8,23	1,15	-4,16	-11,79
	-2,00	-9,82	1,53	-5,87	-16,05
	-4,00	-11,41	1,89	-7,56	-20,28
	-6,00	-13,01	2,23	-9,47	-24,49

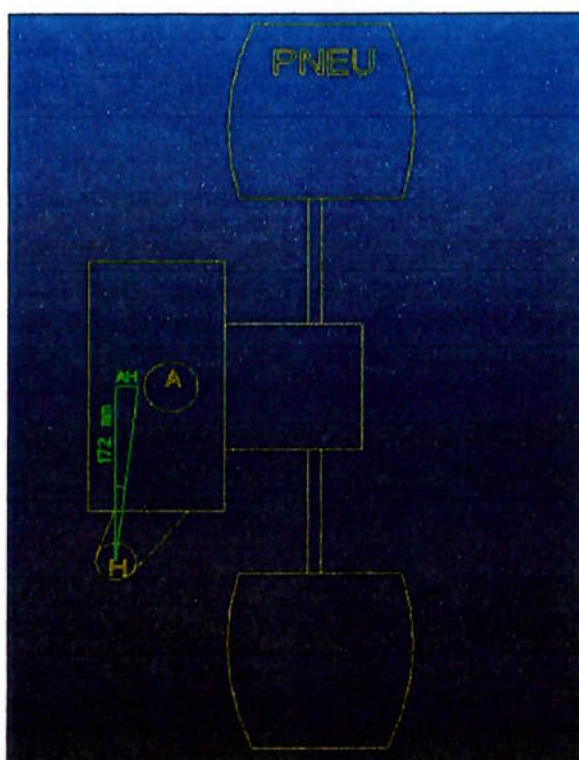
Continuação da Tabela 4

Deslocamento da Articulação Dupla (mm)		Deslocamento da Roda (mm) (ponto D)		Projeção da distância entre os pontos A e H no eixo Y (mm)	Deslocamento relativo entre os pontos A e H (mm)	Variação na convergência da roda (°) (em uma roda)
Δy	Δz	Δy	Δz			
0,00	0,00	0,00	0,00	34,74	0,00	0,00
0,22	8,90	0,05	11,22	33,96	-0,78	-0,26
0,84	20,75	0,31	23,98	32,89	-1,85	-0,62
1,83	32,55	0,81	37,83	31,76	-2,98	-0,99
3,18	44,30	1,55	51,75	30,56	-4,18	-1,39
4,89	55,95	2,68	69,03	29,31	-5,43	-1,81
6,96	67,53	3,84	79,76	27,98	-6,76	-2,25
-0,01	-8,92	0,06	-10,30	35,47	0,73	0,24
0,30	-20,83	0,31	-23,86	36,41	1,67	0,56
0,98	-32,74	0,75	-37,32	37,30	2,56	0,85
2,03	-44,64	1,35	-50,67	38,14	3,40	1,13
3,46	-56,51	2,11	-63,90	38,94	4,20	1,40
5,26	-68,34	3,00	-77,00	39,68	4,94	1,65

Fonte: modelo geométrico computacional da suspensão

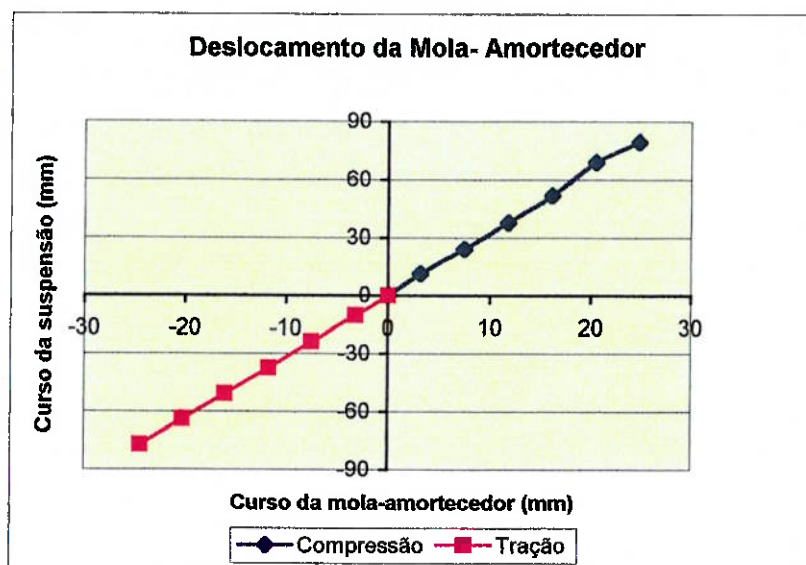
Convencionou-se que os valores de ângulos positivos indicam divergência e os negativos, convergência.

FIGURA 12 – Vista superior da roda



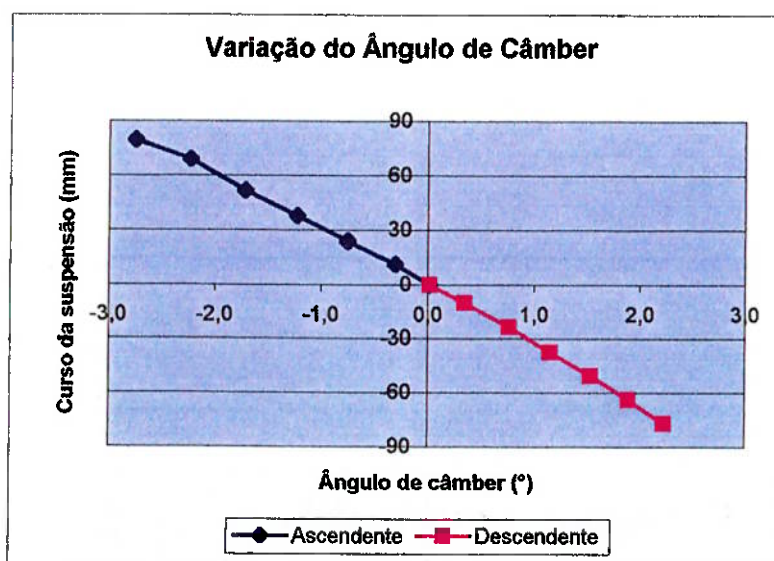
A seguir, para complementar a análise dos resultados, serão mostrados alguns gráficos que indicam que as trajetórias e a variação dos parâmetros geométricos da suspensão ao longo do seu curso são adequados. Os dados utilizados são os mostrados na Tabela 4.

GRÁFICO 5



No gráfico 5, pode-se observar a variação do curso do conjunto mola-amortecedor durante a movimentação da suspensão. Os valores de deslocamento foram medidos no eixo do próprio conjunto.

GRÁFICO 6



A variação do ângulo de câmbor mostrada no Gráfico 6 é um importante indicativo da manutenção da perpendicularidade entre o pneu e o solo. Na posição de máximo curso ascendente, encontra-se o maior valor do ângulo de câmbor. O valor negativo indica que na vista lateral, a extremidade superior do pneu está mais próxima do eixo de simetria do veículo, do que a extremidade inferior (ver na Figura 11 a inclinação das retas pontilhadas que ilustram as situações extremas de variação de câmbor).

O Gráfico 7 mostra a variação transversal da roda em relação ao solo durante a movimentação da suspensão. Em outras palavras, é a movimentação transversal do ponto D. A Figura 11 também auxilia neste sentido.

O deslocamento transversal do ponto D tem influência no desgaste do pneu. Pelo fato de tratores trafegarem normalmente sobre solos arenosos e os valores encontrados estarem dentro do esperado, pode-se considerar que a suspensão está corretamente projetada neste aspecto.

GRÁFICO 7

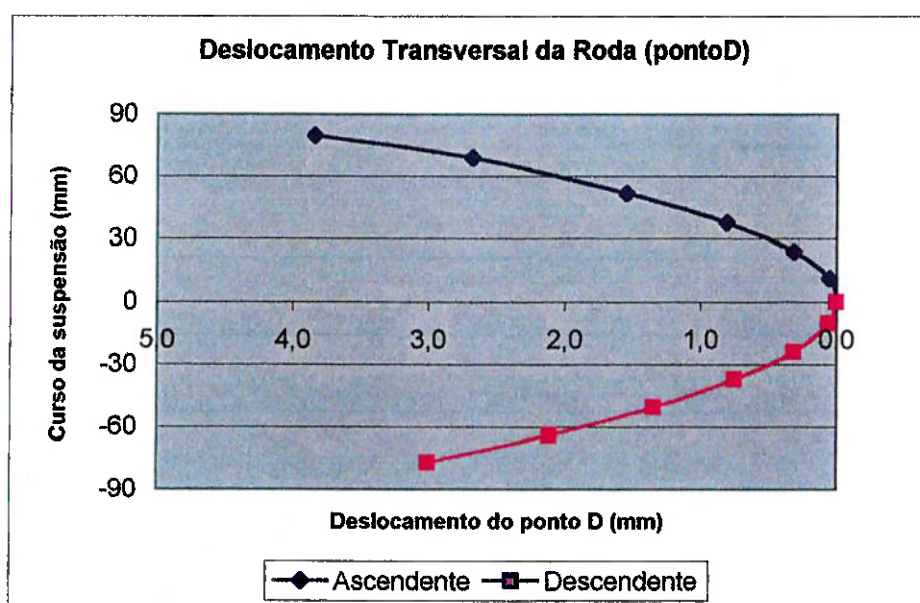
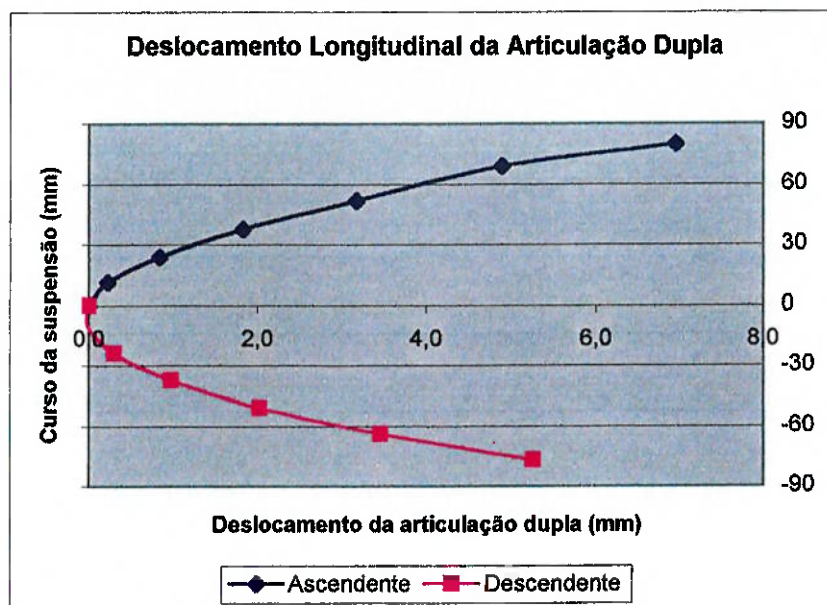
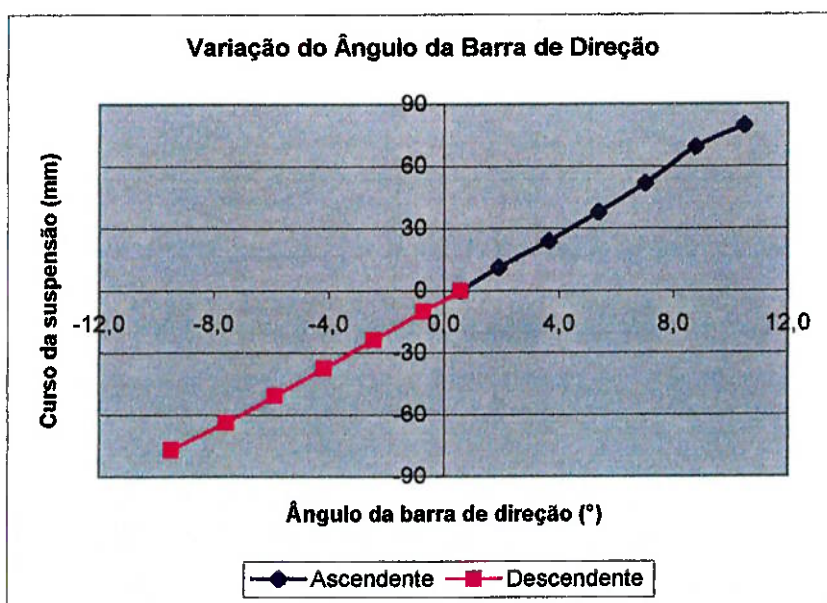


GRÁFICO 8



O conhecimento do deslocamento longitudinal (eixo Y) da articulação dupla é necessário para que se dimensione corretamente o curso necessário no eixo de ligação entre o diferencial e articulação dupla. Esse deslocamento é mostrado no Gráfico 8.

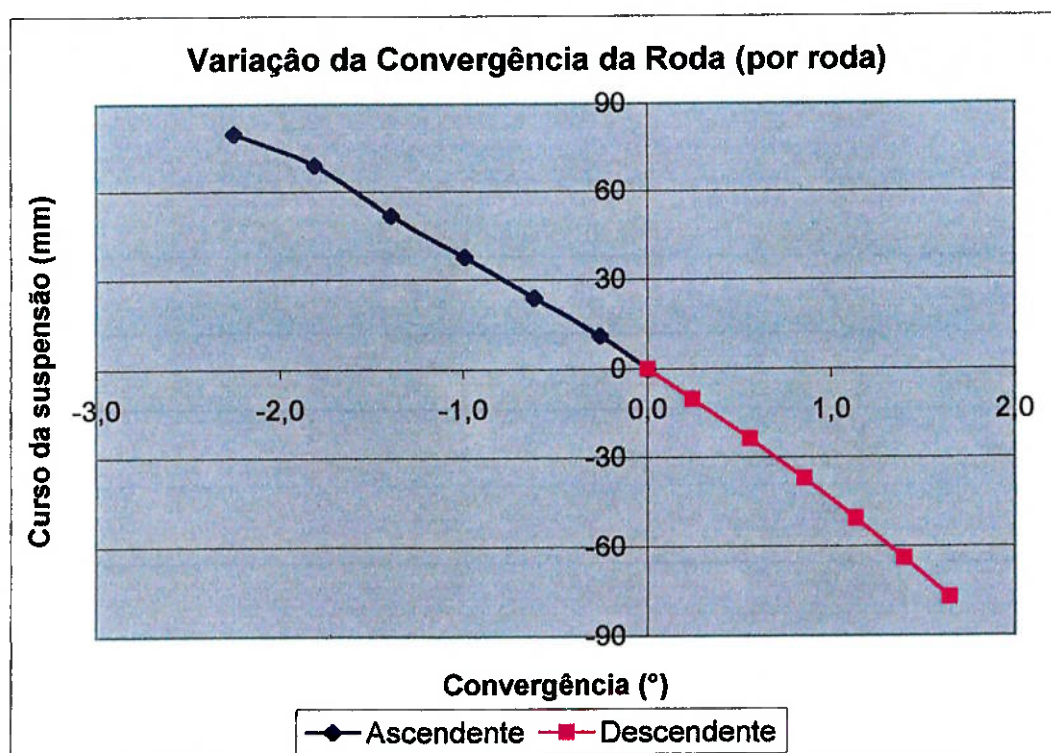
GRÁFICO 9



Uma vez que se pretende usar uma barra de direção já existente (utilizada em um eixo sem suspensão) e que, portanto, não tem deflexões no YZ, as informações contidas no Gráfico 9 são bastante importantes. Os valores de deflexão encontrados nas posições de máximo e mínimo curso da suspensão não representarão problemas, já que a especificação da barra atual garante uma deflexão mínima total de 24° .

Finalmente, o Gráfico 10 mostra a variação da convergência da roda com a movimentação da suspensão. O método utilizado para chegar até esses valores já foi discutido anteriormente e os valores obtidos estão dentro do esperado e, portanto, não alterarão o comportamento dinâmico do trator.

GRÁFICO 10



4.2 Estudo básico da suspensão

Uma vez que a verificação do funcionamento da suspensão quanto à movimentação de seus componentes foi concluída, deve-se agora calcular o valor da rigidez da mola da suspensão, o fator de amortecimento do amortecedor e os esforços que irão agir na carcaça de articulação e nos braços da suspensão.

A seguir serão enunciados os dados básicos de um trator da linha média que será utilizado nos cálculos.

- Dados básicos do trator:

- Massa total = 8.300 kg
- Massa sobre o eixo dianteiro = 3.360 kg
- Massa sobre o eixo traseiro = 4.940 kg
- Distância entre eixos = 2.590 mm
- Distância do CG ao eixo dianteiro = 1.560 mm
- Altura do CG (estimada) = 1.600 mm
- Raio do pneu (sem carga) = 725 mm
- Raio do pneu (com carga de 24.500 N) = 650 mm
- Massa do pneu 18.4R26 = 125 kg
- Massa da roda = 70 kg

A massa do pneu foi obtida junto ao fabricante (Firestone, 2002). A partir dos dados do raio do pneu, com e sem carga, calculou-se o valor da rigidez do pneu (admitiu-se que o pneu deforma-se linearmente com o acréscimo de carga):

$$F = K_p \cdot X \Rightarrow 24500 = K \cdot (725 - 650) \Rightarrow K_p = 327 \text{ N/mm}$$

onde:

F = força

K = rigidez

X = deformação

Para atenuar o erro cometido ao se considerar o comportamento linear do pneu, o valor utilizado nos cálculos será 30% maior. O valor da rigidez do pneu precisou ser estimado dessa forma, já que o fabricante não informou o valor exato.

A massa da roda foi estimada com base em suas dimensões (SAE Handbook, 1993).

- Dados complementares do eixo:

- Massa do braço inferior da suspensão: 23 kg
- Massa do braço superior da suspensão: 14 kg
- Massa do semi-eixo de tração: 10 kg

A massa dos dois braços foi estimada com base nas dimensões definidas no modelo computacional e a do semi-eixo de tração baseada em peça já existente.

Toda as dimensões necessárias para os cálculos realizados abaixo foram extraídas diretamente do modelo computacional da suspensão.

4.2.1 Cálculo da rigidez da mola

O modelo que utilizaremos para estudar o comportamento dinâmico do veículo suspenso considera duas massas: uma suspensão m_2 , apoiada com mola e amortecedor sobre uma massa m_1 , por sua vez apoiada no solo pelo pneu (ver Figura 13).

Este modelo com 2 graus de liberdade tem duas frequências correspondentes aos dois modos de vibração, cujos valores são dados aproximadamente por (Madureira, 2001a):

$$W_{n1} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad \text{e} \quad W_{n2} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}}$$

Para o trator em questão será imposto que a frequência da carroceria sobre a suspensão (f_{n1}) será 1,2 Hz. (frequência aproximada de uma caminhada e portanto confortável para o condutor).

Dessa forma:

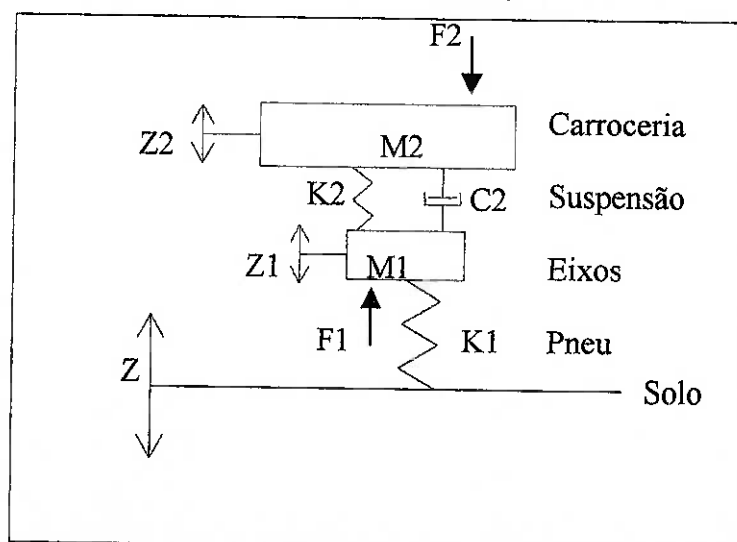
$$W_{n1} = 2 * \pi * f_{n1} = 2 * \pi * 1,2 = 7,5 \text{ rd / s}$$

A massa suspensa do trator será metade da massa total sobre o eixo dianteiro (está sendo considerado uma roda apenas), mais 50% da massa dos braços da suspensão (os braços também estão ligados ao trator e, portanto, será feita essa distribuição entre massa suspensa e não suspensa).

Prosseguindo:

$$W_{n1} = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}} \Rightarrow 7,5 = \sqrt{\frac{K_2}{\frac{3.360}{2} + \frac{23 + 14}{2}}} \Rightarrow K_2 = 95,5 \text{ N / mm}$$

FIGURA 13 – Modelo de translação com 2 GL



Fonte:Madureira, 2001a

A rigidez da suspensão dianteira é duas vezes o valor de K_2 (o eixo dianteiro possui 2 rodas). Portanto: $K_{\text{susp}} = 191 \text{ N/mm}$.

A outra frequência é dada por:

$$W_{n2} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}} = \sqrt{\frac{(327 * 1,3 + 95,5) * 1.000}{125 + 70 + 10 + \frac{23 + 14}{2}}} = \sqrt{\frac{520.600}{223,5}}$$

$$W_{n2} = 48,3 \text{ rd / s}$$

Logo:

$$W_{n2} = 2 * \pi * f_{n2} \Rightarrow 48,3 = 2 * \pi * f_{n2} \Rightarrow f_{n2} = 7,7 \text{ Hz}$$

A frequência f_{n2} corresponde à oscilação do eixo entre a carroceria e solo

É sabido que em uma suspensão independente, o conjunto mola amortecedor não está alinhado com o eixo da roda. Este conjunto se encontra deslocado para o interior do eixo e é conectado à roda pelos braços da suspensão. Portanto, a rigidez da mola não pode ser obtida diretamente do modelo de dois graus de liberdade. Entretanto, através da teoria de trabalhos virtuais, é possível calcular esse valor (para uma roda) pela seguinte formulação (Madureira, 2001a):

$$K_m = \left(\frac{\Delta_{zr}}{\Delta_{zm}} \right)^2 * K_2 = \left(\frac{23,98}{7,53} \right)^2 * 95,5 = 968 \text{ N / mm}$$

Δ_{zr} = deslocamento do centro da roda (ponto C)

Δ_{zm} = deslocamento da mola

Os valores de deslocamento da roda e da mola foram obtidos quando o braço superior da suspensão varia sua posição de $5,5^\circ$ para 9° .

4.2.2 Cálculo do fator de amortecimento viscoso médio entre tração e compressão

O fator de amortecimento viscoso médio entre tração e compressão será fixado em 35% do amortecimento crítico. A fórmula que permite o cálculo deste valor é (Madureira, 2001a):

$$C_{crit} = 2 * m_2 * w_1 \Rightarrow 2 * \frac{3.360}{2} * 7,5$$

$$C_{crit} = 25.200 \text{ N.s / m}$$

$$C_2 = 35\% . C_{crit} = 25.200 * 0,35 = 8.820 \text{ N.s / m}$$

Como o eixo dianteiro possui 2 rodas, $C_{susp} = 17.640 \text{ N.s/m}$.

Utilizando o mesmo princípio utilizado para a calcular a rigidez da mola, agora para o amortecedor:

$$C_{amort} = \left(\frac{\Delta_{Zr}}{\Delta_{Zamort}} \right)^2 * C_2 = \left(\frac{23,98}{7,53} \right)^2 * 8.820 = 89,5 \text{ N.s / mm} \quad (\text{por roda})$$

Δ_{Zr} = deslocamento do centro da roda (ponto C)

Δ_{Zm} = deslocamento do amortecedor

4.2.3 Cálculo dos esforços na suspensão

Os componentes da suspensão também têm uma função estrutural no trator. Para que possam desempenhar bem este papel, devem estar corretamente dimensionados. Uma das situações mais exigentes para suspensão é quando o trator atinge obstáculos no terreno, como buracos. Os esforços produzidos por uma situação como esta são grandes e para efeito dos cálculos, se considerará que a força resultante do impacto incidirá em um ângulo de 45° e terá magnitude de 6G.

Sabendo que a reação no solo do eixo dianteiro é 33.000 N, tem-se em cada roda:

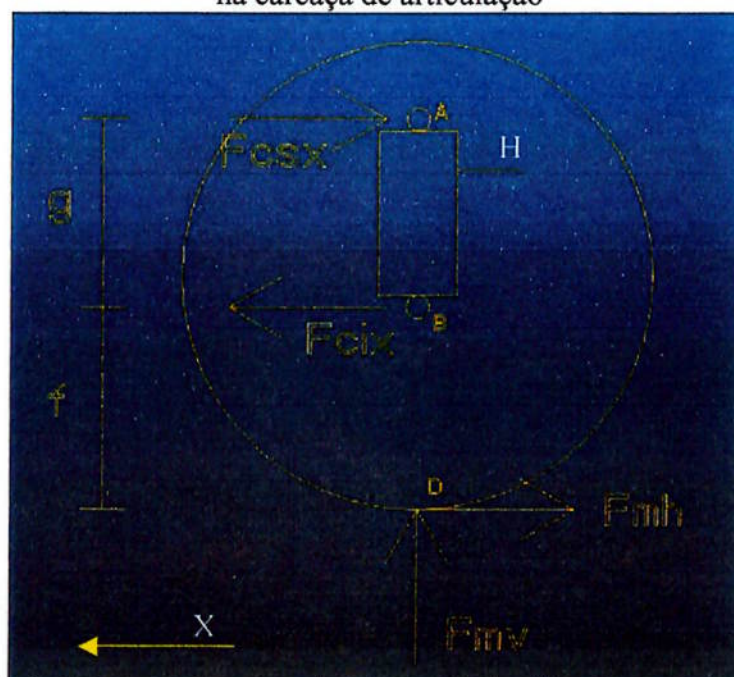
$$F_m = 6 * G = \frac{3.360 * 9,8}{2} * 6 = 99.000 \text{ N}$$

$$F_{mh} = F_m * \cos 45^\circ = 70.000 \text{ N}$$

$$F_{mv} = F_m * \sin 45^\circ = 70.000 \text{ N}$$

A força resultante do impacto foi decomposta nos eixos X e Z. A partir delas iremos calcular os esforços na carcaça de articulação e posteriormente nos braços superior e inferior (ver Figura 14). Deve-se lembrar que por ocasião do impacto, a suspensão se encontra na posição de máximo curso superior, ou seja, 75 mm. Nestas condições o batente da suspensão se encontra com $\frac{3}{4}$ do seu comprimento comprimido. Caso o impacto seja muito forte, e a resistência dos componentes elásticos não seja suficiente para limitar o curso da suspensão, existirá ainda um limitador de curso que agirá mecanicamente (contato metal-metal).

FIGURA 14 – Vista lateral dos esforços na carcaça de articulação



Dando prosseguimento aos cálculos, tem-se no plano XZ:

$$\sum M_B = F_{mh} * f - F_{csx} * g = 0 \Rightarrow 70.000 * 560,7 - F_{csx} * 255,2 = 0$$

$$F_{csx} = 153,7 \text{ kN}$$

$$\sum F_{hor} = 0 \Rightarrow F_{mh} + F_{csx} = F_{cix} \Rightarrow 70.000 + 153.700 = F_{cix}$$

$$F_{cix} = 223,7 \text{ kN}$$

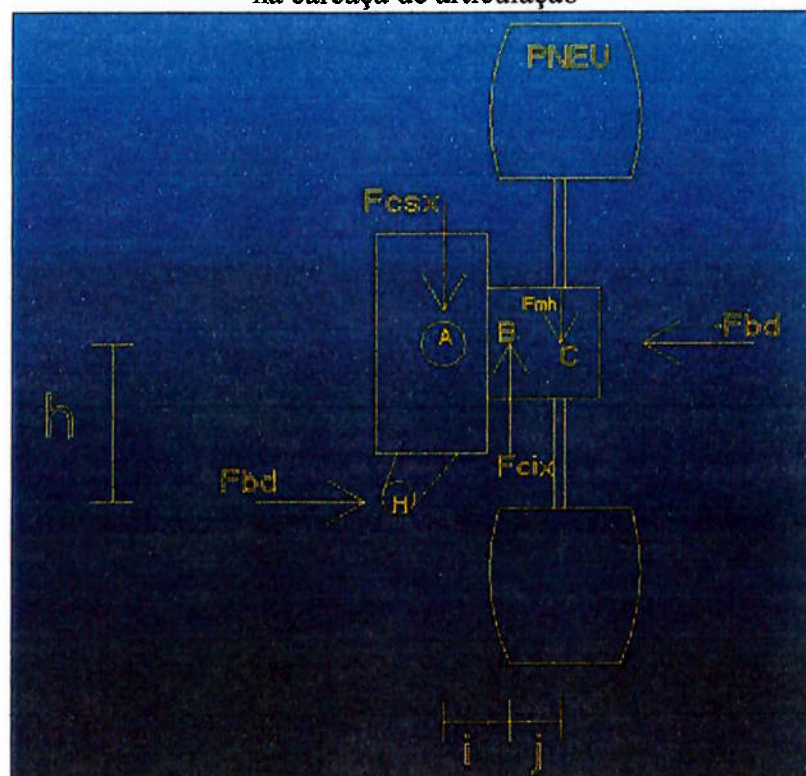
Serão calculados agora os esforços da carcaça de articulação no plano XY. Ver Figura 15).

$$\sum M_c = F_{bd} * h + F_{csx} * (i + j) - F_{cix} * j = 0 \Rightarrow F_{bd} * 172 + 153,7 * (49,5 + 219,6) - 223,7 * 219,6 = 0$$

$$F_{bd} = -45,1 \text{ kN}$$

O resultado negativo indica que o sentido da força F_{bd} é contrário ao indicado na Figura 10. Notar que a força $-F_{bd}$ também indicada na figura é necessária para equilibrar a força F_{bd} , uma vez que não existe nenhuma outra força na mesma direção.

FIGURA 15 – Vista superior dos esforços na carcaça de articulação



E finalmente, no plano YZ (ver Figura 16).

$$\sum M_B = F_{cs} * a - F_{bd} * k - F_{bd} * f - F_{mv} * j = 0 \Rightarrow F_{cs} * 260 - 45,1 * 223,9 - 45,1 * 560,7 - 70 * 219,6 = 0$$

$$F_{cs} = 195,2 \text{ kN}$$

Quando o curso da roda atinge 75 mm, o braço da suspensão está com uma inclinação de 16° e, portanto as componentes da força F_{cs} no plano YZ, são:

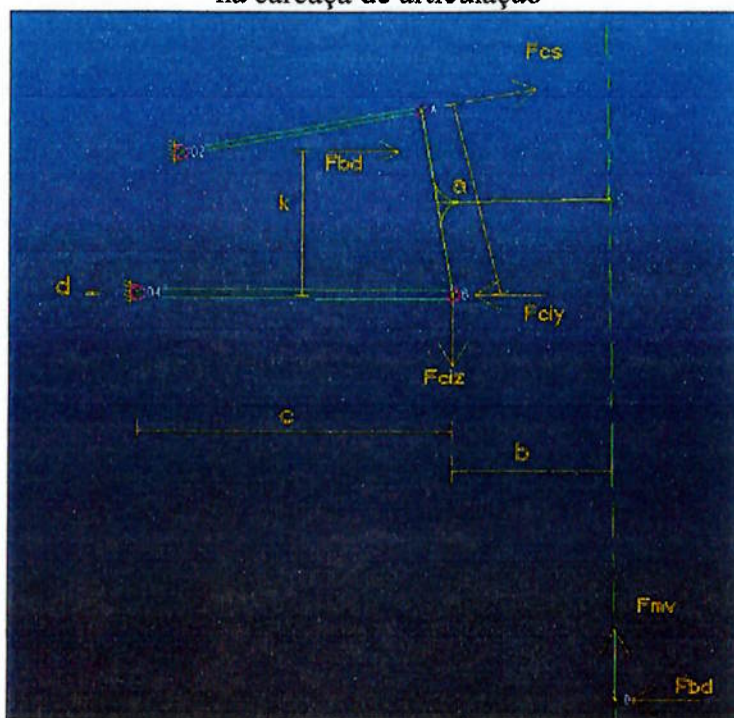
$$F_{csy} = F_{cs} * \cos 16^\circ = 187,6 \text{ kN}$$

$$F_{csz} = F_{cs} * \sin 16^\circ = 53,8 \text{ kN}$$

Fazendo o equilíbrio das forças horizontais e verticais, tem-se:

$$\sum F_{hor} = 0 \Rightarrow F_{csy} = F_{ciy} \Rightarrow F_{ciy} = 187,6 kN$$

FIGURA 16 – Vista frontal dos esforços na carcaça de articulação



$$\sum F_{ver} = 0 \Rightarrow F_{ciy} - F_{csz} - F_{mv} = 0 \Rightarrow F_{ciy} = 53,8 + 70 = 123,8 kN$$

Como foi mostrado acima, os esforços na carcaça de articulação foram determinados. O próximo passo é calcular as forças nos braços da suspensão. Nos pontos de contato entre os braços e a carcaça, os esforços têm mesma direção e intensidade, mas sentido inverso aos até aqui calculados (ver Figura 17).

Dessa forma:

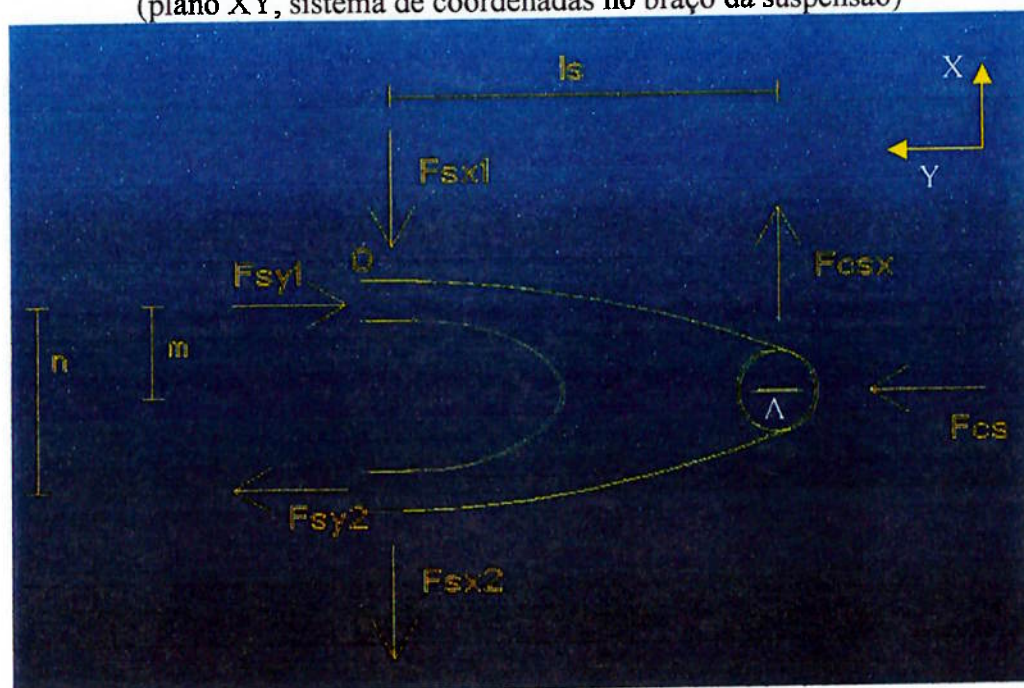
$$\sum M_o = F_{csx} * l_s - F_{cs} * m - F_{sy2} * n = 0 \Rightarrow 153,7 * 327 - 195,2 * 100 - F_{sy2} * 200 = 0$$

$$F_{sy2} = 153,7 kN$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{sy2} + F_{cs} - F_{sy1} = 0 \Rightarrow 153,7 + 195,2 - F_{sy1} = 0$$

$$F_{sy1} = 348,9 \text{ kN}$$

FIGURA 17 – Forças no braço superior
(plano XY, sistema de coordenadas no braço da suspensão)



Para que se tenha o equilíbrio das forças nos apoios, em relação ao ponto A:

$$(n - m) * F_{sy2} = l_s * F_{sx2} \Rightarrow 100 * 153,7 = 327 * F_{sx2} \Rightarrow F_{sx2} = 47 \text{ kN}$$

$$F_{sx1} + F_{sx2} = F_{csx} \Rightarrow F_{sx1} = 153,7 - 47 = 106,7 \text{ kN}$$

No caso do braço inferior, existe uma força adicional devido à fixação do amortecedor. No restante o processo é análogo.

Desta forma, calcula-se primeiro o valor da força na mola, quando ela está comprimida na posição de máximo curso superior.

$$F_{ms} = K_m * \Delta X \Rightarrow F_{ms} = 968 * 22,5 = 21,8 \text{ kN}$$

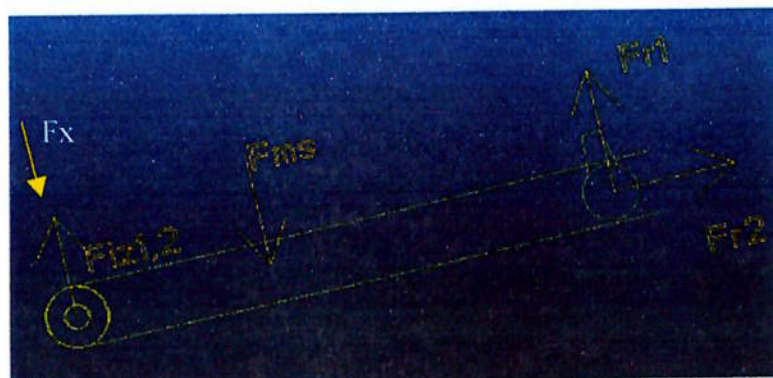
Será admitido um valor de 30 kN para a pré-carga da mola. Desta forma a força $F_{ms}=51,8 \text{ kN}$.

Para facilitar os cálculos, as forças serão decompostas nas direções perpendiculares ao braço inferior (Figura 18). Na condição de máximo curso superior, o braço inferior da suspensão forma um ângulo de 5° com a horizontal, portanto:

$$F_{r1} = F_{clz} * \cos 5^\circ - F_{cly} * \sin 5^\circ \Rightarrow F_{r1} = 123,8 * \cos 5^\circ - 197,7 * \sin 5^\circ = 106,9 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = F_{clz} * \sin 5^\circ + F_{cly} * \cos 5^\circ \Rightarrow F_{r1} = 123,8 * \sin 5^\circ + 197,7 * \cos 5^\circ = 197,7 \text{ kN}$$

FIGURA 18 - Forças no braço inferior visto no plano YZ



Calculando a força resultante no ponto X (Figura 19), tem-se:

$$F_x = F_{r1} - F_{ms} \Rightarrow F_x = 106,9 - 51,8 = 55,1 \text{ kN}$$

Daí consegue-se calcular $F_{iz1,2}$.

$$\sum M_s = 0 \Rightarrow -F_{iz1} * (p+q) - F_x * q \Rightarrow -F_{iz1} * 210 - 55,1 * 105 = -27,5 kN$$

$$\therefore F_{iz2} = 27,5 kN$$

Analisando os esforços no plano XY, resulta:

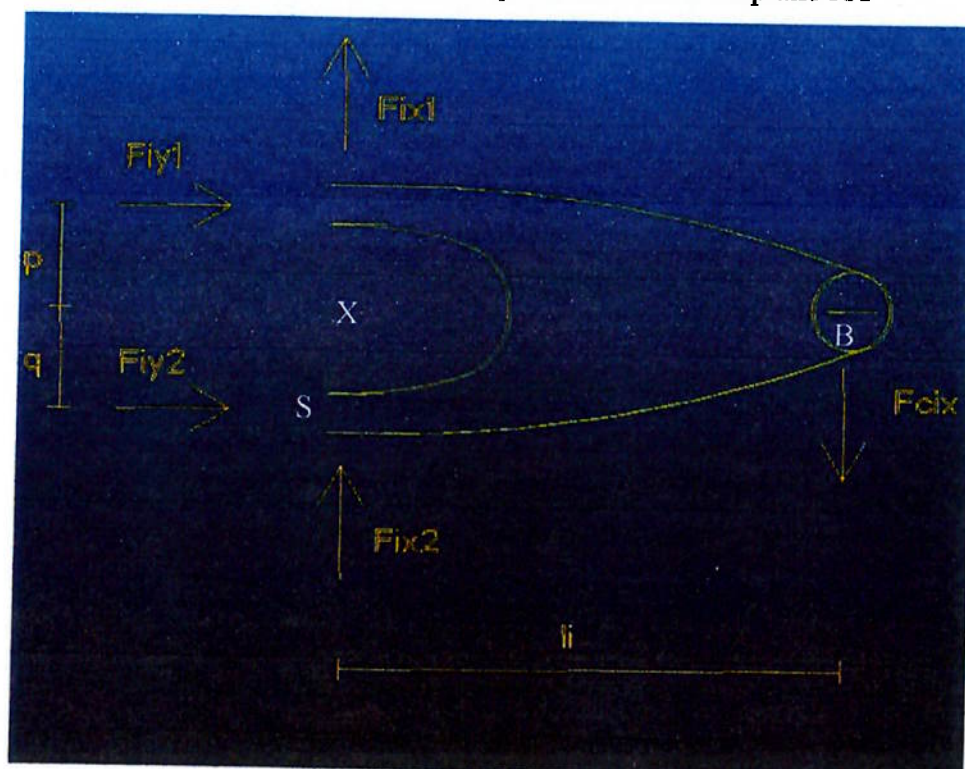
$$\sum M_s = -F_{cix} * l_i - F_{r2} * q - F_{iy1} * (p+q) = 0 \Rightarrow -223,7 * 437 - 197,7 * 105 - F_{iy1} * 210 = 0$$

$$F_{iy1} = 564 kN$$

$$-F_{iy2} = F_{iy1} + F_{r2} \Rightarrow F_{iy2} = 564 + 197,7$$

$$F_{iy2} = -761,7 kN$$

FIGURA 19 – Forças no braço inferior visto no plano XY



Faltam apenas as forças F_{ix1} e F_{ix2} que serão calculadas de modo análogo ao braço superior.

Para que se tenha o equilíbrio das forças nos apoios, em relação ao ponto B:

$$(p - q) * F_{iy2} = l_s * F_{ix2} \Rightarrow 105 * (-761,7) = 437 * F_{ix2} \Rightarrow F_{ix2} = -183,1 \text{ kN}$$

$$F_{ix1} + F_{ix2} = F_{cix} \Rightarrow F_{ix1} = 223,7 + 183,1 = 406,8 \text{ kN}$$

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho mostrou as etapas do desenvolvimento de um eixo agrícola dianteiro, trativo, direcional e suspenso.

Foi comprovado que o mercado agrícola está disposto a adquirir produtos que tenham tecnologia e agreguem valor. Portanto, neste aspecto o eixo suspenso é um produto com potencial.

A viabilidade do projeto também se mostrou adequada. Apesar de ter sido um pouco simplificada, forneceu elementos para estudos mais detalhados no futuro.

No aspecto técnico, o projeto do eixo se mostrou bastante promissor, não apresentando nenhum problema. A geometria da suspensão se comportou dentro do esperado, e poderá cumprir as funções previamente definidas. Com os esforços calculados será possível dimensionar corretamente os componentes e dar início ao projeto executivo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRASIL. Anfavea. **Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira**. São Paulo: Anfavea, 2002.

BRASIL. Madureira Engenharia e Treinamento SC Ltda. **Curso Dinâmica de veículos**: apresentação e discussão dos fatos básicos. São Paulo: 1º período de 2001a. 56p.

BRASIL. Madureira Engenharia e Treinamento SC Ltda. **Curso de Planejamento e Desenvolvimento de produtos**: metodologia integrada para a execução de gestão de projetos. São Paulo: mar.2001b. 92p.

CARRARO. Itália. **Agricultural axles**. Disponível em <http://www.carraro.it>. Acesso em: 01 de ago. 2002.

FÁVARO, T. Brasil monta trator para cerrado ou deserto. **O Estado de São Paulo**, 1 Maio 2002. Suplemento Agrícola, p.G4.

FÁVARO, T. Importação de máquinas cai 47%. **O Estado de São Paulo**, 1 Maio 2002. Suplemento Agrícola, p.G5.

FERREIRA, M.J.B. **A Indústria Brasileira de Tratores Agrícolas e Colheitadeiras: as estratégias de suas empresas e o desenvolvimento de vantagens competitivas**. Campinas, 1995. 80p. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Economia, Universidade Estadual de Campinas.

FIRESTONE. Estados Unidos. **Farm Tires**. Disponível em <http://www.firestone.com>. Acesso em: 01 de ago. 2002.

John Deere. Estados Unidos. **Tractors**. Disponível em <http://www.deere.com>. Acesso em: 01 de ago. 2002.

MADUREIRA, O. M. de. **Projeto de Mecanismos**. São Paulo, 1975 – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

VEGRO, C.L.R.; FERREIRA, C.R.R.P.T.; CARVALHO, F.C.de. Indústria Brasileira de Máquinas Agrícolas: evolução e mercado, 1985-95. **Informações Econômicas**, São Paulo, v.27, n.1, p.11-25, jan.1997.

1993 SAE handbook: On-Highway Vehicles and Off- Highway Machinery. Society of Automotive Engineers, Inc. 1993. v.4.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

ESTADOS UNIDOS. General Motors Institute. **Fundamentals Of Vehicle Dynamics**. [s.L]: 1969. 342p.

GIRONNET, B. **Construire une voiture de course: suspension-châssis**. 2.ed. Paris: Dunod, 1979. Cap.1., p.1-31: Cinématique et dynamique des suspensions. Direction.

INSTITUTO DE ECONOMIA AGRÍCOLA. São Paulo. **Mercado Agrícola**. Secretaria de Agricultura e Abastecimento. Disponível em: <http://www.iesa.gov.br>. Acesso em abr. de 2002.

MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRCIO EXTERIOR. Brasília. **Tratores e Máquinas Agrícolas**. Secretária de Política Industrial. Disponível em <http://www.mdci.gov.br>. Acesso em abr. de 2002.

OLIVEIRA, M.D.M. Renovação de frota de tratores agrícolas de pneus: uma aplicação do método do custo anualizado equivalente. **Informações Econômicas**, São Paulo, v.31, n.11, p.39-46, nov. 2001.

REIMPELL, J. **Fahrwerktechnik: Konstruktion und Kinematik der Radaufhängungen Berechnungs-, Werkstoff- und Wirtschaftlichkeitshinweise** Fahrwerk und Gesamtfahrzeug Raeder und Reifen. [s.L]: Vogel-Verlag, v.1., p.334-357: Doppel-Querlenker-Radaufhängung.

VEGRO, C.L.R.; FERREIRA, C.R.R.P.T.; BARBOSA, M.Z. Estrutura de mercado e desempenho das empresas produtoras de máquinas agrícolas automotrizes – colhedoras. **Informações Econômicas**, São Paulo, v.31, n.4, p.23-34, abr. 2001.