

PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO
PLANETÁRIA POR ROLOS DE TRAÇÃO

*Este exemplar corresponde à versão final
da Tese defendida por Franco G. D'Almeida e aprovada
pela Comissão julgadora em 12.12.85*

F. G. D'Almeida

113/85

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de: MESTRADO

Título da Tese: PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO PLANETÁ-
RIA POR ROLOS DE TRAÇÃO

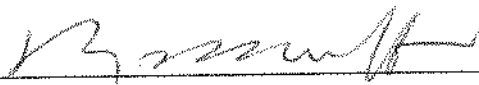
Autor: FRANCO GIUSEPPE DEDINI

Orientador: Prof. Dr. HANS INGO WEBER

Aprovado por



Prof. Dr. HANS INGO WEBER, Presidente



Prof. Dr. ROSALVO TIAGO RUFFINO



Prof. Dr. CARLOS AMADEU PALLEROSI

Campinas, 17 de Dezembro de 1985.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. HANS INGO WEBER pela paciência e incentivo para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. CARLOS AMADEU PALLEROSI pelo auxílio nos estudos de confiabilidade.

Ao pessoal do GEPROM - professores e funcionários sem os quais este trabalho não teria sido o mesmo.

A COPESP na pessoa do Dr. GILBERTO GOMES DE ANDRADE pelo apoio e seção de parte do material necessário à construção da máquina de ensaios.

Ao estagiário ILMAR F. SANTOS pela colaboração nas medidas e ensaios de lubrificantes.

RESUMO

Este trabalho reúne alguns aspectos básicos utilizados no projeto e otimização das transmissões por tração. As transmissões por tração são objeto de uma revisão histórica, através da descrição dos principais modelos de transmissões continuamente variáveis por tração (TCVT) e planetários de razão fixa, em uso no mundo.

Apresentam-se também princípios de elasticidade dos corpos e lubrificação aplicados a estas transmissões. O conceito de otimização é apresentado como função da vida esperada para o equipamento dentro de uma dada confiabilidade. A análise de vida para os elementos da transmissão e um resumo sobre confiabilidade e distribuição de Weibull são subsídios para a elaboração de cartas de referência para a geometria otimizada de diversas transmissões planetárias por tração. Uma máquina para ensaios de lubrificantes é descrita e são apresentados resultados para diversos lubrificantes nacionais.

ABSTRACT

Some basic aspects of the design and optimization of traction drives are presented. An historic review is made and several continuously variable transmissions are described as well as planetary fixed rate traction drives.

There is made a brief presentation of the related principles of elasticity and hydrodynamic lubrication. The optimization is done for a maximal expected life given a certain reliability. The analysis of expected life for the elements of the transmission is made and a synopsis of reliability and the Weibull distribution is presented. This allows to define reference charts for the optimized geometry of fixed rate planetary traction drives.

There is also described the operation of a test rig for the analysis of lubricants and the several results for brazilian lubricants are presented.

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 1 - AS TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO	
1.1. A ORIGEM DAS TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO	2
1.2. TIPOS DE TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO	3
1.3. TRANSMISSÕES CONTINUAMENTE VARIÁVEIS	
1.3.1. T.C.V. por disco	4
1.3.2. T.C.V. por cones	7
1.3.3. T.C.V. por toróides	12
1.3.4. T.C.V. por esferas	16
1.4. TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO DE RAZÃO FIXA	16
1.4.1. Transmissão Pratt e Whitney	16
1.4.2. Transmissão G.M.	17
1.4.3. Transmissão NASVYTRAC	19
1.5. A APLICAÇÃO DAS TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO	21
CAPÍTULO 2 - DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NOS CONTATOS	
2.1. INTRODUÇÃO	22
2.2. A FORMA DA REGIÃO DE CONTATO	23
2.3. CORPOS ELÁSTICOS SEM ATRITO	25
2.3.1. Pressão entre dois corpos esféricos em con- tato sem atrito	26
2.3.2. Pressão entre uma esfera e um plano em con- tato sem atrito	33
2.3.3. Caso geral para contato de dois corpos elás- tico submetido à força normal sem atrito ..	33

	<u>Pág.</u>
2.3.4. Contato entre cilindros	38
2.3.5. Uma forma mais completa para o caso geral .	39
2.3.6. Solução simplificada para o caso de contato elíptico no modelo de HAMROCK e DOWSON	43
2.3.7. A influência das forças tangenciais	46
2.3.8. Conclusão	48
 CAPÍTULO 3 - LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	
3.1. INTRODUÇÃO	49
3.2. NOTAÇÃO UTILIZADA	51
3.3. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	52
3.4. ANÁLISE DIMENSIONAL	53
3.5. COMPORTAMENTO DA FORMA DO FILME LUBRIFICANTE E DA DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO PARA VÁRIAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO	54
3.6. EQUAÇÕES PARA A ESPESSURA DO FILME LUBRIFICANTE ..	56
3.7. O COEFICIENTE DE TRAÇÃO	59
 CAPÍTULO 4 - CONFIABILIDADE	
4.1. AS APLICAÇÕES DA CONFIABILIDADE	60
4.2. O MODELO MATEMÁTICO	63
4.3. A CONFIABILIDADE $R(t)$ EM UM INSTANTE	65
4.4. PROBABILIDADE CONDICIONAL $P_c(t)$	65
4.5. TAXA DE AVARIA INSTANTÂNEA $\lambda(t)$	65
4.6. A DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL	67
4.7. A CARTA DE WEIBULL	69
4.8. AS APLICAÇÕES DA DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL	73

CAPÍTULO 5 - EQUAÇÕES DE VIDA

5.1. A INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE CONTATO NA VIDA DE CORPOS EM CONTATO	74
5.2. A ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DE VIDA PA- RA O CONTATO ELÍPTICO	80
5.3. ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DE VIDA PARA O CONTATO LINEAR	85
5.4. A APLICAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE VIDA	86

CAPÍTULO 6 - SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DE VIDA

6.1. DESCRIÇÃO DO MODELO ESCOLHIDO	89
6.2. A GEOMETRIA DA TRANSMISSÃO	89
6.3. NOTAÇÃO ADOTADA	92
6.4. DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	94
6.4.1. Relações geométricas independentes de A, C, BR6 e CR6	95
6.4.2. Limitações geométricas da relação de trans- missão I1	98
6.4.3. Limitações geométricas da relação de trans- missão I2	100
6.4.4. Valor do I3 e IT em função de D e A	102
6.4.5. Determinação da relação de transmissão máxi- ma com as equações dos parâmetros A e D ...	103
6.4.6. Valor de I2 e I3 em função de BR6 e CR6 ...	105
6.4.7. Região de valores possíveis para BR6 e CR6.	106
6.5. DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS NOS CONTATOS	112
6.6. DETERMINAÇÃO DA VIDA PARA CADA TRANSMISSÃO GERADA.	115
6.7. OBTENÇÃO DAS CURVAS DE VIDA	117

	<u>Pág.</u>
6.8. DESENHO DA TRANSMISSÃO IDEAL COM O AUXÍLIO DE COM PUTADOR	120
 CAPÍTULO 7 - LUBRIFICANTES PARA TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO	
7.1. INTRODUÇÃO	134
7.2. A MÁQUINA DE ENSAIOS	135
7.3. ENSAIO DE LUBRIFICANTES	140
7.4. RESULTADOS	141
 CAPÍTULO 8 - CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS	 144
 BIBLIOGRAFIA	 145

INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta os princípios básicos para o estudo e projeto de transmissões por tração. No capítulo 1 desenvolve-se um breve estudo das principais transmissões por tração e suas aplicações, mostrando-se a riqueza de geometrias e soluções, e também a escassez de informações precisas sobre vida e confiabilidade.

No capítulo 2 faz-se uma breve discussão sobre as condições de contato de corpos elásticos, cujas soluções são integradas às do capítulo 3 sobre lubrificação, possibilitando, no capítulo 5, um estudo das condições de vida dos contatos metálicos que é por sua vez baseada na confiabilidade e na teoria de Lundberg Palmgreen apresentadas no capítulo 4.

Como exemplo de aplicação das teorias de vida e síntese por computador, apresenta-se no capítulo 6 o desenvolvimento e resultados para transmissões de alto desempenho, semelhantes à NASVYTRAC (descrita na sec. 1.4.3). Neste capítulo apresentam-se gráficos de parâmetros adimensionais que permitem a construção de unidades com condições de vida otimizadas.

Finalmente, como é evidenciado no capítulo 3, a lubrificação é fundamental nestas transmissões e para tanto, procurou-se desenvolver no capítulo 7 uma descrição do projeto, da construção e dos resultados obtidos em uma máquina de testes de lubrificantes. Na verdade, quase todos os lubrificantes têm utilidade, porém, a capacidade do lubrificante de sofrer pseudo-polimerização quando submetido a altas pressões possibilita um substancial incremento na potência e na vida da transmissão onde é utilizado.

Procura-se deste modo integrar os diversos aspectos relativos às transmissões por tração e apesar dos capítulos serem aparentemente estanques, eles, na realidade, compõem o quadro mínimo indispensável para o projeto e estudo de transmissões por tração.

CAPÍTULO 1

AS TRANSMISSÕES POR TRACÇÃO

1.1. A ORIGEM DAS TRANSMISSÕES POR TRACÇÃO

As transmissões por tração tem uma geometria semelhante às transmissões por atrito, com as quais são, ainda hoje, muitas vezes confundidas. Elas possuem o mesmo princípio geométrico de transmissão, isto é, utilizam o contato entre duas superfícies em movimento relativo. Mas existem entre elas diferenças básicas e marcantes. As transmissões por atrito são caracterizadas pela utilização de materiais com alto coeficiente de atrito nos contatos, geralmente um metal e um composto ou material não metálico, trabalhando a seco e com escorregamento acentuado. As transmissões por tração normalmente utilizam aços especiais em todos os contatos, trabalham sob lubrificação específica e tem alta capacidade de transmissão de energia, em razão das altíssimas pressões existentes no contato entre os elementos da transmissão.

Conhecidas e utilizadas desde o início do século, as transmissões por tração tiveram grande desenvolvimento na década de trinta, com o desenvolvimento de aços com alta resistência à fadiga superficial, e na década de sessenta, com o surgimento de grandes famílias de lubrificantes sintéticos e especiais. Despontam, hoje, como resposta à crise energética em muitos setores da indústria moderna pela possibilidade de otimizar o fluxo de potência entre fonte e carga e, graças à facilidade com que se pode construir transmissões continuamente variáveis com elementos de tração (T.C.V.T.) de alta eficiência e baixo ruído. A maior prova disto é a quantidade e a diversidade de modelos construídos e comercializados nos países mais desenvolvidos. A grande gama de aplicações militares para estes sistemas que normalmente são muito compactos e silenciosos comparados à potência transmitida, tem sido um fator que dificulta sua difusão comercial mais abrangente em países fora do clube das grandes potências.

1.2. TIPOS DE TRANSMISSÕES POR TRACÇÃO

Utilizando o princípio geométrico e os fundamentos físicos da transmissão por tração existem dois tipos de transmissão : As transmissões continuamente variáveis por tração e as transmissões planetárias de relação de transmissão fixa. Estes modelos têm sua aplicação garantida em condições de trabalho para as quais as transmissões convencionais normalmente não são adequadas. São, por exemplo, utilizados como redução direta em turbinas e motores de alta rotação permitindo a estes, graças à sua flexibilidade, o funcionamento em regime ótimo de operação, o que se traduz por melhor desempenho e maior economia.

Aplicadas com sucesso em automóveis, tratores, aviões, nas indústrias de papel e tecidos, em moto variadores de emprego geral e principalmente na indústria bélica, podemos destacar como características positivas a operação com baixo nível de ruído e sem geração de frequências marcantes, alta eficiência, alta densidade de potência, operação a velocidades elevadas, larga faixa de relações de transmissão e vida previsível para condições determinadas. No entanto, são sensíveis a choques e à contaminação do lubrificante.

Pela necessidade de se obter altas pressões nos contatos, a construção das transmissões continuamente variáveis é normalmente muito robusta. Já nas de relação de transmissão fixa, a montagem planetária é aproveitada para a distribuição de esforços, que de outro modo, seriam, como nas T.C.V.T., aplicados nos eixos e mancais (fig. 1.1).

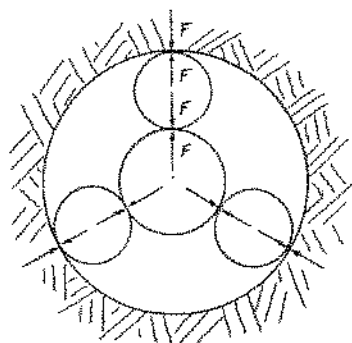


Figura 1.1 - Em transmissões planetárias o esforço normal é de tal forma distribuído, que eixos e mancais são especialmente poupados.

As transmissões por tração podem ser divididas em duas grandes famílias:

- Transmissões Continuamente Variáveis.
- Transmissões de relação de transmissão fixa.

O primeiro grupo pode ser subdividido segundo a forma do elemento principal da transmissão, ou seja, pelo princípio geométrico que permite a variação da relação de transmissão. Estes tipos serão mostrados a seguir, utilizando-se para isto a descrição sucinta dos principais tipos de T.C.V.T. existentes.

As transmissões de razão fixa mostradas são todas de construção planetária subdividindo-se segundo a origem do projeto.

1.3. TRANSMISSÕES CONTINUAMENTE VARIÁVEIS

1.3.1. *Transmissões Continuamente Variáveis por Disco*

Foram as primeiras transmissões reais por tração. Existem evidências que, já em 1912 nos Estados Unidos, utilizava-se T.C.V.T. em veículos automotores. Mas foi na Inglaterra que comprovadamente surgiu a primeira T.C.V.T. comercial. Utilizava discos.

1.3.1.1. *Discos BEIER*

Começou a ser comercializado em 1922 na Inglaterra pela REEVES PULLEY C.O. Em 1949 foi relançada pela mesma empresa e continua em produção até hoje. Modelo semelhante é, desde 1949, construído pela SUMIMOTO no Japão (fig. 1.2).

Com eixo central contendo de 6 a 20 discos e (três) eixos paralelos de distanciamento variável, as unidades mais modernas possibilitam a transmissão de potências variando de 5 a 200 HP (3,8 a 150 kW), porém com baixo torque. As relações de transmissão variam de 1:1 até 4,5:1, com uma eficiência média de 88% [1,2,3].

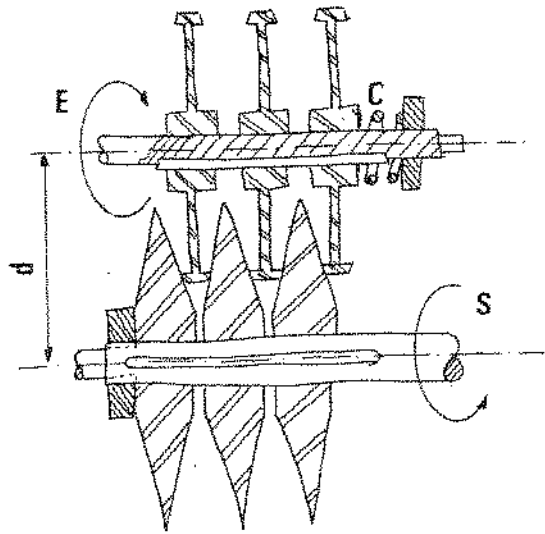


Figura 1.2 - Corte esquemático da transmissão com disco BEIER.

1.3.1.2. Discos e rolo intermediário

Em 1936 a SOCIÉTÉ DES FABRICANTS UNICUM lançou na França o seu modelo de T.C.V.T. conhecido como F.U. Utiliza discos paralelos em eixos não coaxiais e um rolo de eixo inclinado deslocável. Com o deslocamento do rolo intermediário muda-se a geometria, os raios efetivos, de modo que há alteração na relação de transmissão. Na figura 1.3 é mostrado um esquema simplificado desta transmissão.

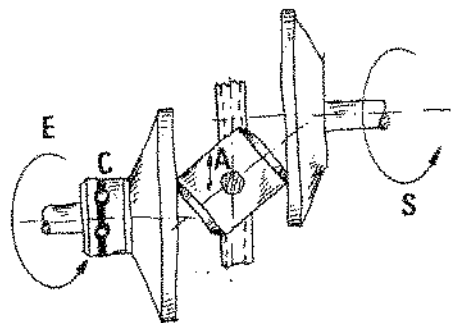


Figura 1.3 - Esquema de funcionamento da Transmissão F.U.

Na figura 1.3 estão ainda representados: o mecanismo de carga (C), a direção de deslocamento do rolo (A) e os sentidos de rotação nos eixos de entrada e saída (E e S).

Este primeiro modelo com potência de 4 HP (3 kW) permitia relações de transmissão variando de 2:1 até 8:1.

Relançado em 1965, permite a transmissão de 130 HP (98 kW) com eficiência nominal de 90%. Sua nova geometria, mostrada na figura 1.4 passou a utilizar montagem anelar e mecanismo de carga hidráulico [1 e 3].

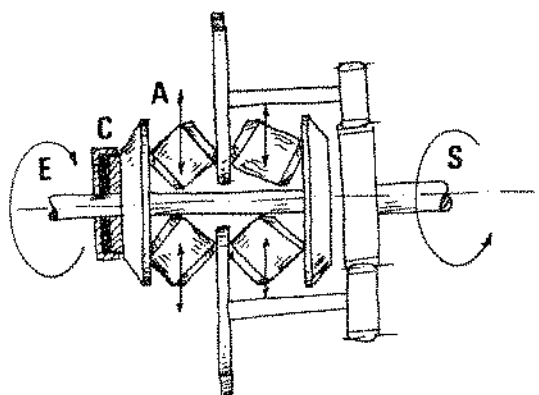


Figura 1.4 - Com 8 rolos e mecanismo de carga hidráulico, o novo F.U. permite a transmissão de até 130 HP.

1.3.1.3. Planetário com disco BEIER

Produzido pela TSUBAKI desde 1960, permite a transmissão de até 30 HP (22,7 kW) com eficiência variando de 75 a 85%. Possibilita também relações de transmissão de 1,4:1 até 8,4:1 com torque máximo de 34 N.m.

Em sua montagem são utilizados de três a cinco planetas em forma de disco, com anel externo e disco solar bipartidos, mostrados na figura 1.5.

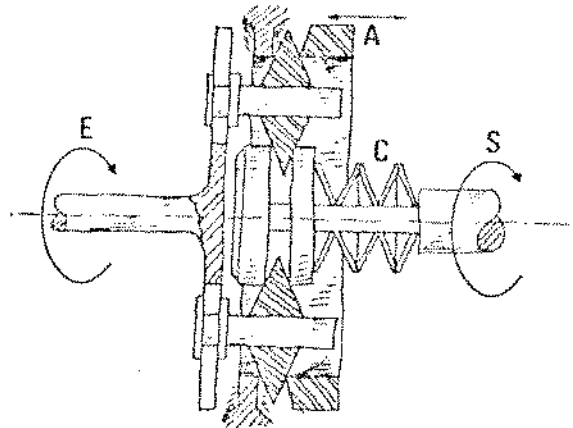


Figura 1.5 - Esquema da transmissão TSUBAKI mostrando o mecanismo de carga por molas prato (C) e os elementos bipartidos associados ao deslocamento radial dos discos planetários.

O ajuste da relação de transmissão é feito através do anel externo com o maior ou menor distanciamento dos segmentos e a conseqüente aproximação ou afastamento dos discos planetários. [3 e 4].

1.3.2. T.C.V.T. utilizando cones

1.3.2.1. Cones e anel rígido

Em 1936 a PLESSEY-HEYNAU desenvolveu sua T.C.V.T. utilizando cones expansivos e anel rígido metálico. A VAN DOORNE, firma holandesa, utilizou-a com sucesso em diversos veículos automotores, a partir desse mesmo ano.

Muito simples e robusta esta transmissão tinha eficiência entre 80 a 85% nos modelos antigos, chegando a 96% nas suas versões modernas.

Nestes modelos são comuns potências de até 50 HP (38kW) com relação de transmissão variando de 1:3,1 até 2,9:1. O esquema básico da transmissão PLESSEY-HEYNAU é mostrado na figura 1.6. [1 e 3].

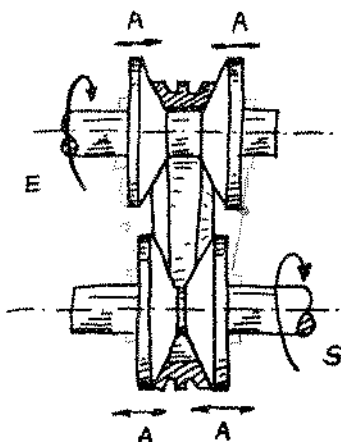


Figura 1.6 - Desenho esquemático da transmissão com polias expansivas e anel rígido.

Esta transmissão é às vezes confundida com as transmissões a corrente metálica, como a que era utilizada nos automóveis D.A.F., ou correia metálica, como a UNOMATIC utilizada pela FIAT. As duas utilizam polias expansivas, porém, não são transmissões por tração.

1.3.2.2. Transmissão por cones e anel deslocante

Produzida desde 1943 pela SHIMPO no Japão, esta transmissão está sendo também comercializada no Brasil pela SHIMPO com o nome de RINGCONE RC. Com o deslocamento do anel rígido pelas superfícies dos cones paralelos pode-se obter relações de transmissão que variam continuamente de 1:2 até 2:1 para uma potência de até 3 HP (2,3 kW). Para rotações de saída entre 500 e 2000 rpm a eficiência é de 90% [1 e 5].

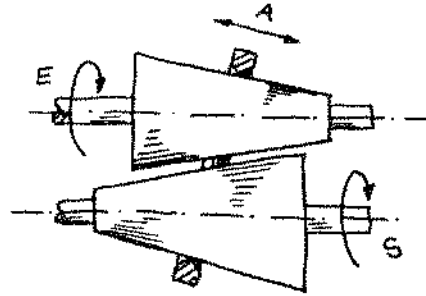


Figura 1.7 - Esquema básico das transmissões tipo - RINGCONE RC.

1.3.2.3. Cones em montagem planetária

1.3.2.3.1. Em 1935 começou a ser produzida a transmissão GRAHAM-DRIVE nos Estados Unidos. Transmissão planetária híbrida Tração-Engrenagem, ela permite relações de transmissão de 1:1,5 até 1:0 com potência de 5 HP [3,8 kW] e eficiência máxima de 90% [2].

O controle da rotação é feito com o deslocamento do anel rígido externo sobre os cones planetários e permite rotação zero na saída mesmo com rotação constante na entrada.

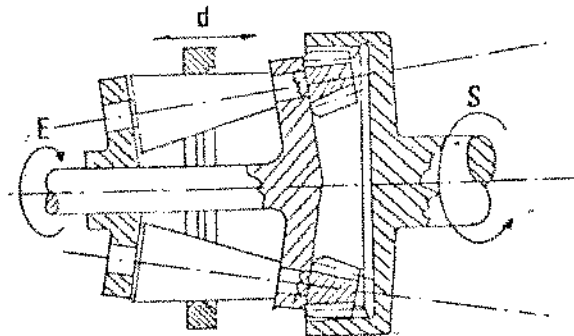


Figura 1.8 - Representação das características básicas das Transmissões tipo GRAHAM.

1.3.2.3.2. No BRASIL a SHIMPO é a empresa que tem a maior linha de modelos de T.C.V.T. Entre eles o modelo RINGCONE SC já era produzido no Japão em 1943, chegando até nós por volta dos anos sessenta. Planetário totalmente por tração é composto por cinco co-

nes duplos, um anel rígido externo e um cone solar, como mostra a figura 1.9. A relação de transmissão, ajustada pelo deslocamento do anel externo, pode variar de 4:1 até 16:1.

A carga normal nos contatos é obtida através de um mecanismo de camos no suporte dos eixos dos cones planetários, e é proporcional ao torque aplicado. O torque máximo pode chegar a 170 N.m para transmissões de 20 HP (15 kW) e eficiência entre 80 e 85% [1,2,3 e 5].

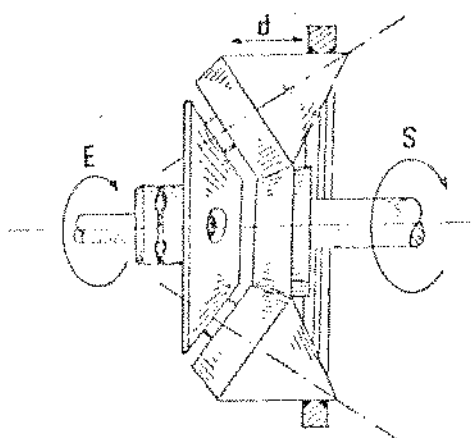


Figura 1.9 - Desenho da Transmissão tipo RINGCONE SC.

1.3.2.3.3. A companhia METALOMECÂNICA produz, no Brasil, sob licença o variador KOPP. Esta T.C.V.T. foi criada em 1954, na Suíça, por Jean Koop e produzida no exterior pela KOPPERS-KOOP e suas subsidiárias.

É a transmissão por tração mais vendida no mundo (figura 1.10).

Neste planetário o suporte dos cones não gira e seu deslocamento axial é o responsável pela variação da relação de transmissão, que vai de 1:1,7 até 7:1.

Utilizando o lubrificante da MONSANTO conhecido como SANTOTRAC pode transmitir potências da ordem de 100 HP (76 kW) e Torques de 70 N.m com eficiência entre 83 e 93% [2,3,6,7].

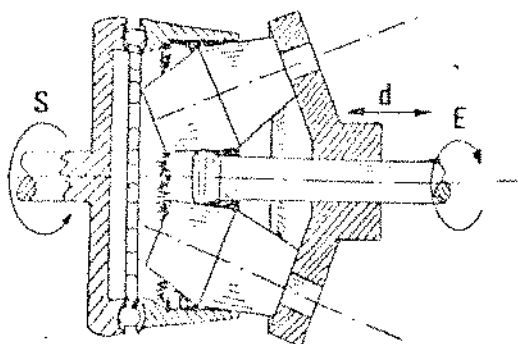


Figura 1.10 - Esquema do variador KOPP mostrando os sistemas de carga nos eixos de entrada e saída.

1.3.2.3.4. Em 1960 a SHIMPO modificou seu modelo SC e criou o modelo RINGCONE OM, mostrado na figura 1.11. Para potências de até 5 HP (3,8 kW), tem torque máximo na ordem de 200 N.m, com relações de transmissão variando de 6:1 até 90:1. Sistemas de carga por camo atuam nos eixos de entrada e saída [5].

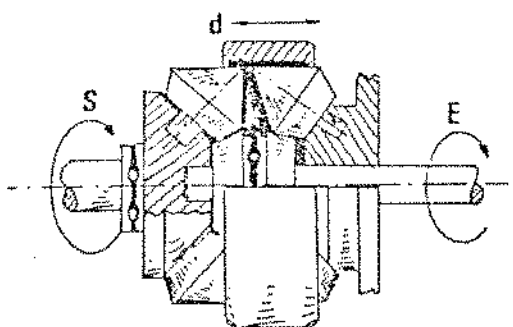


Figura 1.11 - Esquema da transmissão RINGCONE OM.

1.3.2.3.5. A mais nova e compacta das transmissões planetárias por cones é a N.T.D. (Nutating Traction Drive). Desenvolvida em 1980 pela VADETEC nos E.U.A. tem sido motivo de vários estudos e publicações, em particular por Yves Kemper [8 e 9].

Capaz de transmitir 300 HP (230 kW) e um torque máximo de 340 N.m na saída, permite relações de transmissão que variam de 1,4:1 até 2,7:1 com eficiência máxima de 96%. Transmissão planetária híbrida (fig. 1.12) utiliza como lubrificante o óleo SANTOTRAC 50 e tem nos contatos de tração pressões de até 2,1 GPa. Vale-se da relação entre rotação e mutação do cone duplo para realizar a redução [8 e 9].

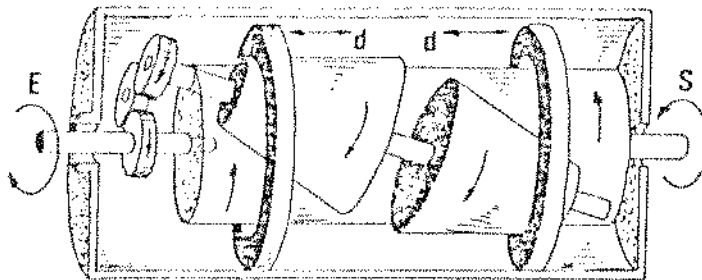


Figura 1.12 - Transmissão N.T.D.

1.3.3. TCVT utilizando toróides

1.3.3.1. Toróides e cones

Desenvolvida em 1960 pela TRACOR INC., a transmissão CRTD (Continue Roller Toroidal Drive) foi bastante utilizada em veículos experimentais nos cinco anos seguintes. Com 4 cones e 4 toróides a transmissão permitia a transmissão de 86 HP (66 kW) em regime ou 180 HP (140 kW) por curtos períodos.

Uma destas transmissões, instalada em 1961 em um automóvel FORD PINTO e utilizada como transmissão automática, permitiu melhoras de até 50% no tempo de percurso da milha e um ganho de 40% na aceleração do veículo, isto quando comparadas as características originais do veículo equipado com transmissão automática. Este veículo acumulou um total de 121.000 Km sem que fossem efetuadas trocas do lubrificante da transmissão. O lubrificante utilizado foi o MIL-L-23699, óleo específico de turbinas. A relação de transmissão da CRTD variava de 1:1,85 até 6,48:1 com eficiên-

cia variando de 92 a 98% [2,6,10,11,17].

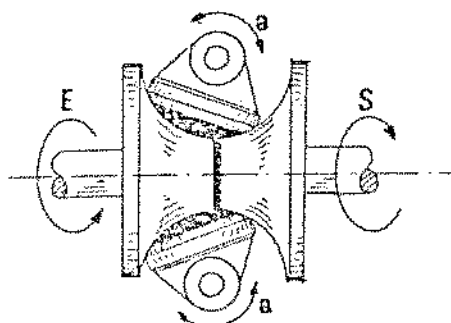


Figura 1.13 - Esquema mostrando a posição dos cones e toróides na transmissão CRTD.

1.3.3.2. Toróides e rolos

1.3.3.2.1. Entre os anos de 1934 e 1938 a AUSTIN utilizou para seus veículos de linha, transmissões continuamente variáveis desenvolvidas pela HAYES GEAR. Pouco se sabe dessas transmissões mas, segundo consta, a METRON, empresa inglesa, retomou o projeto em 1954 e adaptou-o para potências entre 5 e 20 HP (3,8 a 15 kW). Esta transmissão tem relação de transmissão variando continuamente de 1:6 até 6:1, uma faixa enorme, mas com eficiência média por volta de 70%. A transmissão METRON utiliza como lubrificante graxa sintética. Mostra-se na figura 1.14 um esquema deste tipo de transmissão. São hoje fabricantes desta transmissão: na

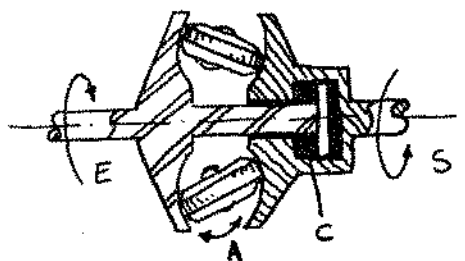


Figura 1.14 - Nesta figura pode-se ver, além da posição dos rolos e toróides, o sistema de carga hidráulico utilizado nas transmissões de maior potência.

Inglaterra a HOFFMAN, na Suécia a BROTTBY, na França a KSG e finalmente na Bélgica a SADIVAR [1 e 2].

1.3.3.2.2. Surgiu em 1965 na Inglaterra, como evolução lógica da transmissão METRON, a transmissão NRDC da PERBURY DRIVE. Como transmissão híbrida a NRDC foi utilizada em veículos da BRITISH LEYLAND permitindo a transmissão de até 100 HP (76 kW). Nestes veículos a eficiência da transmissão era de 88% com 5000 rpm na entrada e 91% a 2500 rpm. O torque máximo próximo a 130 N.m e a relação de transmissão variado de 1:2 até 2,7:1. Além de aplicações automobilísticas as transmissões PERBURY foram utilizadas em caminhões-fora-de-estrada de 200 HP (150 kW) e alternadores de avião, com potência de 18 HP (14 kW).

A figura 1.15 mostra uma transmissão PERBURY utilizada sem o planetário de engrenagens que caracteriza a transmissão NRDC veicular. [1, 7 e 18].

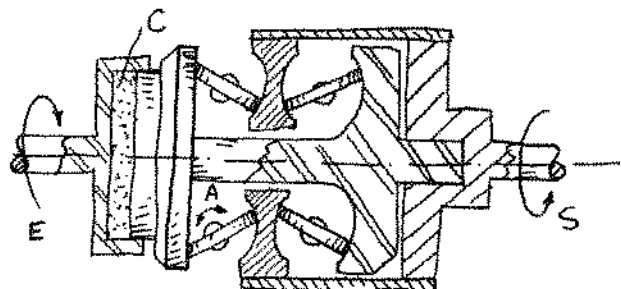


Figura 1.15 - Desenho do módulo básico das transmissões PERBURY.

1.3.3.2.3. A empresa americana TRACTION PROPULSION tem a mais nova versão para as transmissões - TOROIDE-ROLO. Desenvolvida em 1971 e chamada de SPOOL DRIVE esta transmissão utiliza um único rolo excêntrico e dois toróides para transmitir até 50 HP (38 kW) com eficiência entre 85 e 93%. A relação de transmissão varia de 1:2,5 até 2,5:1 o lubrificante é o SANTOTRAC 50 e o mecanismo de carga é hidráulico (fig. 1.16) [2,7].

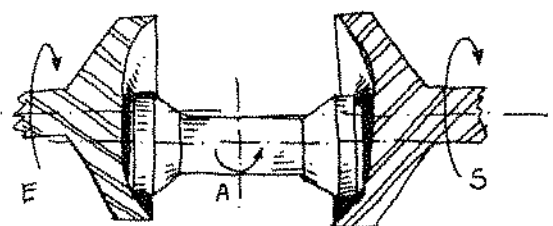


Figura 1.16 - Desenho esquemático da transmissão SPOOL DRIVE

1.3.3.3. Toróides em montagem planetária

A TEXTRON INC., E.U.A., através da sua divisão FAFNIR BEARING desenvolveu em 1977 uma transmissão híbrida planetária para pequenos tratores de jardim. Esta transmissão pode transmitir até 50 HP (38 kW) com eficiência média de 85% e sua relação de transmissão pode variar de 1:3 até 3:1. A carga é dada por molas prato e o lubrificante utilizado é o SANTOTRAC [7 e 12].

Pode-se ver na figura 1.17 a disposição dos dois planetários e dos anéis externos de controle.

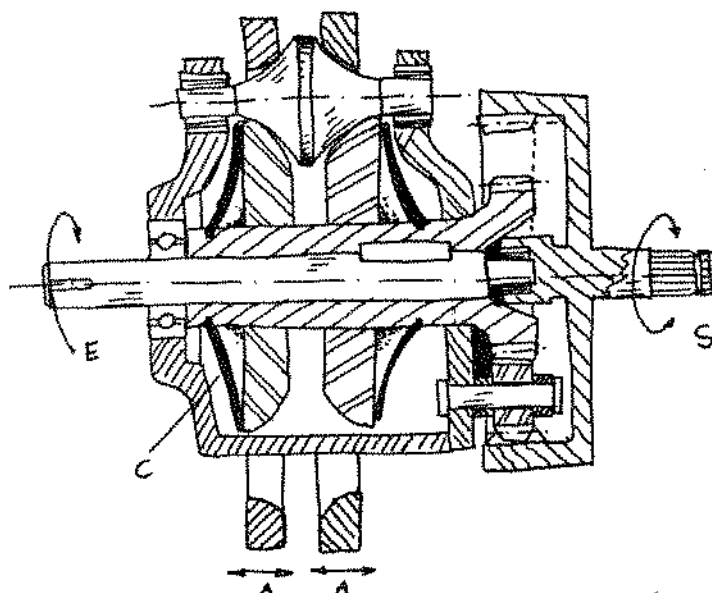


Figura 1.17 - Desenho da Transmissão FAFNIR RING ROLLER.

1.3.4. T.C.V.T. usando esferas

A única transmissão deste tipo que realmente se difundiu foi a TILTING BALL desenvolvido pela FLOYD DRIVES em 1967 nos E.U.A. Pequena, capaz de conduzir até 15 HP (11,5 kW), tem a relação de transmissão variando de 1:3 até 3:1 com eficiência entre 70 e 91%. O controle da relação de transmissão se dá através da rotação do eixo principal das esferas (fig. 1.18) [2].

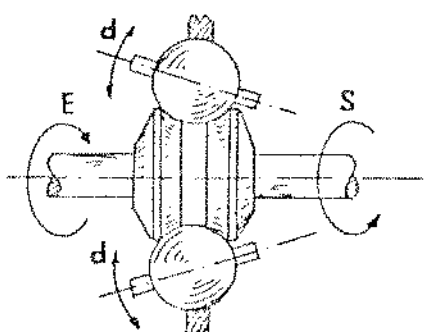


Figura 1.18 - Transmissão TILTING BALL

1.4. TRANSMISSÕES POR TRACÇÃO DE RAZÃO FIXA

Particularmente as transmissões por tração com relação de transmissão única são todas em montagem planetária. Isto pode ser explicado em parte pela própria geometria da montagem planetária onde todos os esforços normais podem ser compensados internamente já que não se necessita mudanças de geometria.

Todos, com exceção da transmissão NASVITRAC, são utilizados apenas como redutores, porém, de alta eficiência.

1.4.1. Transmissão Pratt e Whitney

Utilizada como redução em uma retífica pneumática, pela PRATT & WHITNEY em 1959, a transmissão mostrada na figura 1.19 tinha relação de transmissão de 5:1 e potência de 1 HP (0,76 kW).

Sabe-se que ela foi calculada através de equações de deformação simplificadas e que a eficiência teórica girava em torno de 93%. Apesar de lubrificada, nesta transmissão não se consideraram os efeitos elastohidrodinâmicos do filme lubrificante para efeito de cálculo [13 e 14].

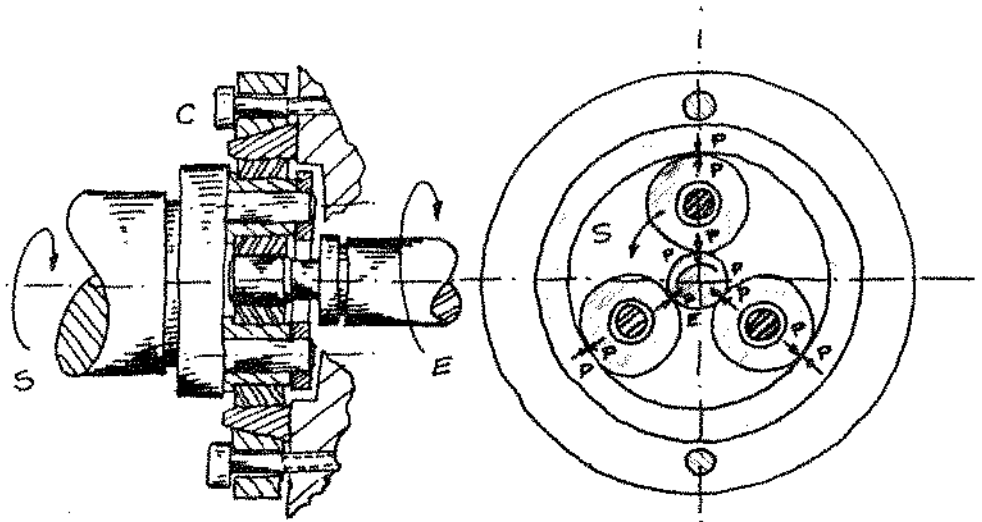


Figura 1.19 - Esquema da transmissão PRATT & WHITNEY.

1.4.2. Transmissão G.M.

Desenvolvida por Lubomyr O. Hewko em 1967 e utilizada pela General Motors Corporation em veículos automotores e submarinos, a transmissão mostrada na figura 1.20 foi construída em 3 versões, com 100 HP (76 kW), 500 HP (380 kW) e 6 HP (4,6 kW). Esta última para um submarino oceanográfico da G.M.

Hewko publicou [16] os resultados de uma série de testes e medidas a que submeteu sua transmissão comparando-a a uma transmissão planetária convencional de mesmo porte. Como conclusão de seu trabalho pode-se verificar na figura 1.21 que a eficiência da transmissão por tração é sempre superior à sua equivalente convencional, o ruído gerado tem 24 db a menos que a equivalente convencional, além de ter menos picos característicos, como se pode ver na figura 1.22 [15 e 16].

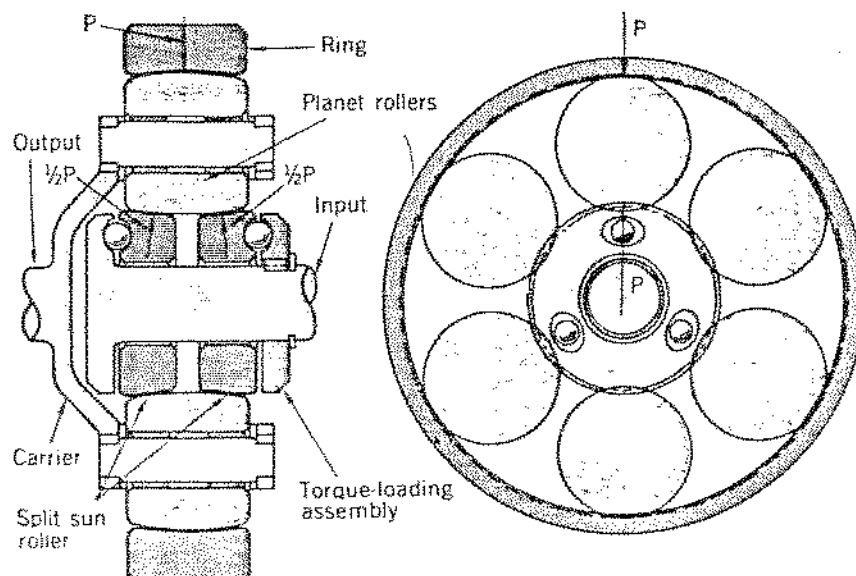


Figura 1.20 - Desenho típico das transmissões por tração da GENERAL MOTORS [15].

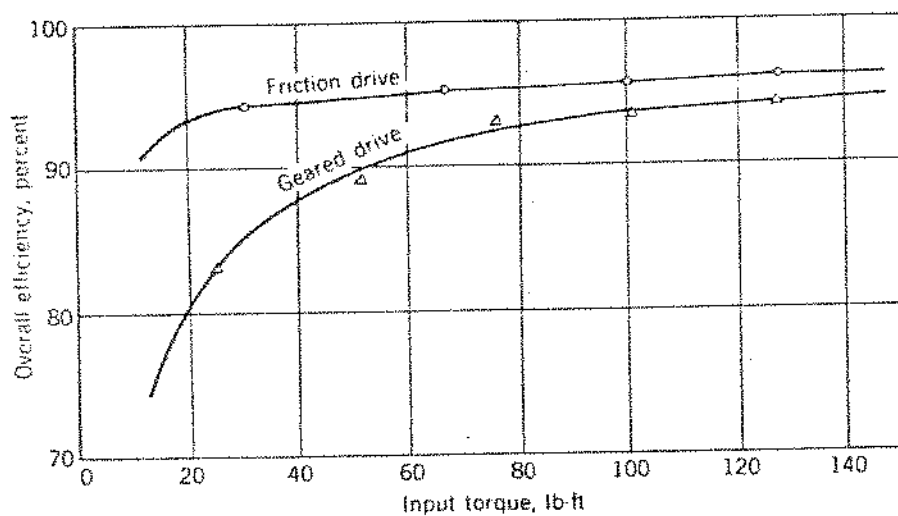


Figura 1.21 - Comparação entre planetário por rolos de tração e um planetário convencional [15].

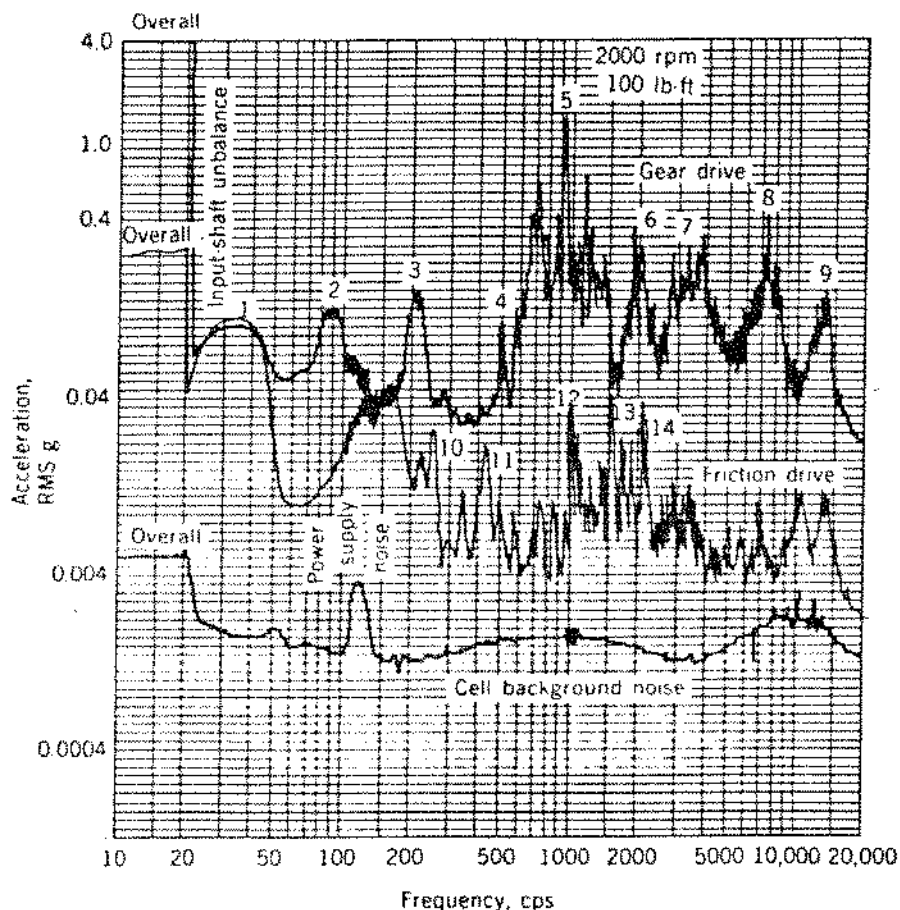


Figura 1.22 - Comparação do ruído gerado pelas mesmas transmissões [16].

1.4.3. A transmissão NASVYTRAC

Algirdas Nasvytis [19] ao publicar, em 1966, os resultados de uma série de testes a que submeteu suas várias versões de transmissões por tração multi-carreira, já se encontrava ligado à indústria bélica norte-americana. A primeira transmissão testada (com eficiência de 95%) utilizada em torpedos, tinha três carreiras de rolos em montagem planetária com relação de transmissão total de 48,2:1. Capaz de transmitir até 500 HP (373 kW), a partir de uma turbina a gás com 53.000 rpm, esta transmissão pesava apenas 930 N e tinha um diâmetro externo de 430 mm. Outra transmissão, com 5 HP (3,7 kW) e relação de transmissão de 120:1 foi operada por 43 horas a 360.000 rpm na entrada e sem lubrificação.

Criadas por Nasvytis, as transmissões com várias carreiras de rolos, permitiram relações de transmissão muito superiores

ãs que eram obtidas pelas transmissões planetárias convencionais. Por exemplo, uma transmissão com 4 planetas, em montagem simples, tinha uma relação de transmissão máxima de até 6,8:1 e com 5 planetas até 4,8:1. Com as transmissões multi-carreira pode-se chegar a relações de transmissão de até 150:1 [21].

A transmissão multi-nível conhecida como NASVYTRAC foi "adotada" pela NASA (National Aeronautics and Space Administration) e pela AVRADCOM (Research and Technology Laboratories), respectivamente órgãos de pesquisa ligados a aeronáutica e exército norte-americanos. Deste modo, só em 1978, surgem novas referências sobre as transmissões NASVYTRAC com LOEWENTHAL et al [20], sendo que em 1981 quatro trabalhos introduzem a otimização de vida da transmissão NASVYTRAC [21, 22, 26, 30].

Esta transmissão, pelas suas características inéditas é, sem dúvida, a mais versátil transmissão por tração de razão fixa. Bem sucedida na área militar, onde está sendo testada em helicópteros com 3000 HP (2.250 kW) [7], ela está em franca expansão para aplicações não bélicas e civis.

Um esquema desta transmissão pode ser visto na figura 1.23.

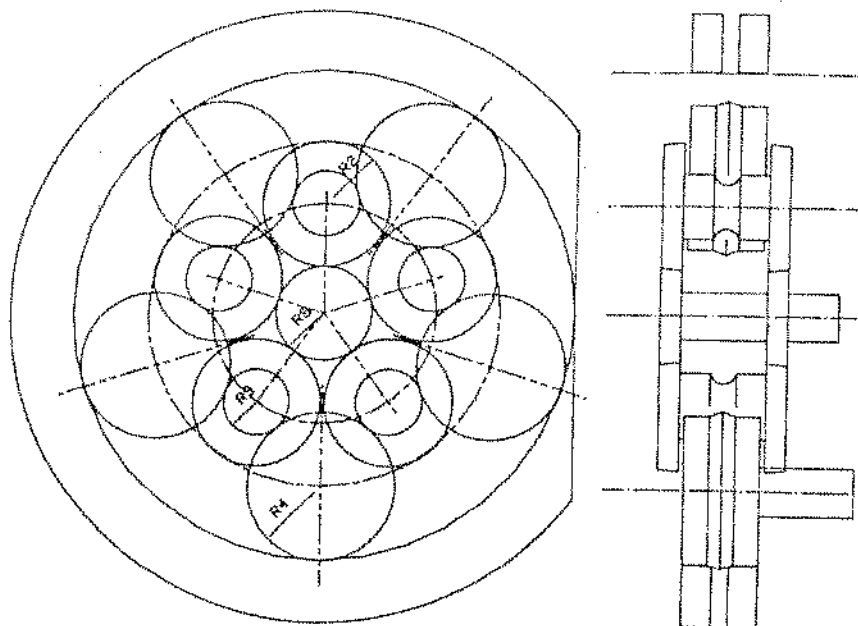


Figura 1.23 - Geometria simplificada de uma transmissão NASVYTRAC com duas carreiras de rolos planetários.

1.5. A APLICAÇÃO DAS TRANSMISSÕES POR TRAÇÃO

A grande variedade de formas construtivas mostrada nas seções anteriores, não esgota e nem pretende ser uma análise exaustiva das transmissões por tração. Existem dezenas de outras formas construtivas comercializadas no mundo, porém, todas elas se enquadram em algum dos princípios apresentados.

Apesar da imensa variedade de modelos disponíveis, não se sente uma plena aceitação, por parte de empresas do terceiro mundo, destes em aplicações não convencionais, e existe ainda hoje, uma certa desconfiança da capacidade destas transmissões de desempenharem seu papel com eficiência.

Parece haver, portanto, um impasse: Uma variedade fantástica de modelos disponíveis para um mercado restrito e temeroso. Porém, o que acontece na verdade é que são poucas as empresas a produzir transmissões por tração de uso geral, cujas características de vida e capacidade estejam bem determinadas. Em geral estas transmissões são fruto de aplicações específicas de, e para, uma mesma empresa. Algumas das transmissões comercializadas estão sem dúvida bem longe das condições de vida máxima, e em geral são poucas as pessoas a dominar o campo de modo a discernir qual a transmissão por tração mais aplicável a determinada tarefa.

Pode-se notar que é, na verdade, a ignorância das capacidades e potencialidades das transmissões por tração que ainda dificulta a sua ampla difusão. Vem daí o objetivo maior deste trabalho: apresentar alguns aspectos e características destas transmissões, de modo a divulgar informações que permitam uma análise correta de sua aplicabilidade e projeto.

CAPÍTULO 2

DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NOS CONTATOS

2.1. INTRODUÇÃO

No estudo das transmissões por tração o ponto crítico está sem dúvida no contato entre os diversos elementos de transmissão. Assim, o conhecimento das características e da forma da distribuição de pressão na região de contato é imprescindível para a compreensão do mecanismo da transmissão.

Na região de contato das transmissões por tração assim como nos rolamentos, o fenômeno que costumeiramente origina as falhas é conhecido como fadiga de rolamento ou fadiga superficial. É caracterizado pela formação de covas ("pits") e/ou descamamentos ("spalls") na região superficial deformada ciclicamente pelas tensões de contato nos elementos de transmissão em movimento.

Sabe-se que em estados de rolamento puro, sem escorregamento, existe a formação de uma região danificada, após certo número de ciclos, a uma certa profundidade e paralela à superfície. Já, quando há rolamento com escorregamento, existe a formação de "conchas" que iniciando-se próximas à superfície se propagam para o interior do corpo. O estudo das distribuições de pressão e tensão nas regiões de contato nos permitem compreender e avaliar estes fenômenos [23].

De HERTZ (1881) até hoje numerosos pesquisadores se dedicaram ao estudo das condições de contato para corpos elásticos. Dentre eles, LUNDBERG, em 1939, desenvolveu uma teoria geral para corpos semi-infinitos elásticos, onde utilizava três funções potenciais, correspondentes às três componentes da tensão, aplicadas ao longo dos três eixos coordenados com origem localizada no centro do contato. MINDLIN, em 1949, e SMITH e LIU [24], em 1953, ampliam esta teoria generalizando-a para qualquer corpo, e incluindo no estudo o efeito da aplicação de uma força tangencial à for-

ça normal no contato. Em 1977 BREWE e HAMROCK [25] apresentam uma solução numérica simplificada para condições de contato elíptico que seria posteriormente ampliada e utilizada por COY [26], em 1981, na determinação de vida de uma transmissão por tração. Também em 1981, ROHN et al [27] descrevem um processo bastante simplificado para o mesmo caso geral e mesma aplicação.

São apresentadas a seguir as formas mais utilizadas no estudo simplificado das condições de contato entre dois corpos elásticos e as formas úteis ao estudo das transmissões por tração.

2.2. A FORMA DA REGIÃO DE CONTATO

Para a determinação das pressões e tensões máximas no contato faz-se também necessária a determinação da forma e dimensões da região de contato.

A forma da região de contato depende basicamente da forma dos elementos em contato, das características físicas dos mesmos e da condição dinâmica do contato. Normalmente pode-se tomar de modo simplificado como determinante da forma da região de contato para corpos elásticos apenas a geometria dos mesmos.

Exemplificando, pode-se ver na figura 2.1.a a 2.1.b que duas esferas em contato ou uma esfera e um plano em contato, geram uma superfície deformada de forma circular. A rigor, esta superfície deformada teria uma forma de ovóide para determinadas condições, porém, a circularidade mesmo assim seria muito grande, de modo que, normalmente se toma a forma como sendo um círculo perfeito. Na figura 2.2 pode-se notar que dois cilindros em contato ou um cilindro e um plano em contato geram uma superfície com a forma de um retângulo. Também aqui a forma real seria influenciada pela dimensão finita nos extremos, onde uma certa curvatura surgiria nos cantos da superfície de contato, porém, normalmente é o retângulo perfeito a forma adotada. O caso mais geral é o que se obtém pelo contato de dois corpos genéricos onde a região deformada assume uma forma elíptica, figura 2.3. É mais geral pelo fato de, matematicamente, podermos gerar pela mudança da elipicidade,

tanto superfícies circulares, como superfícies quasi retangulares.

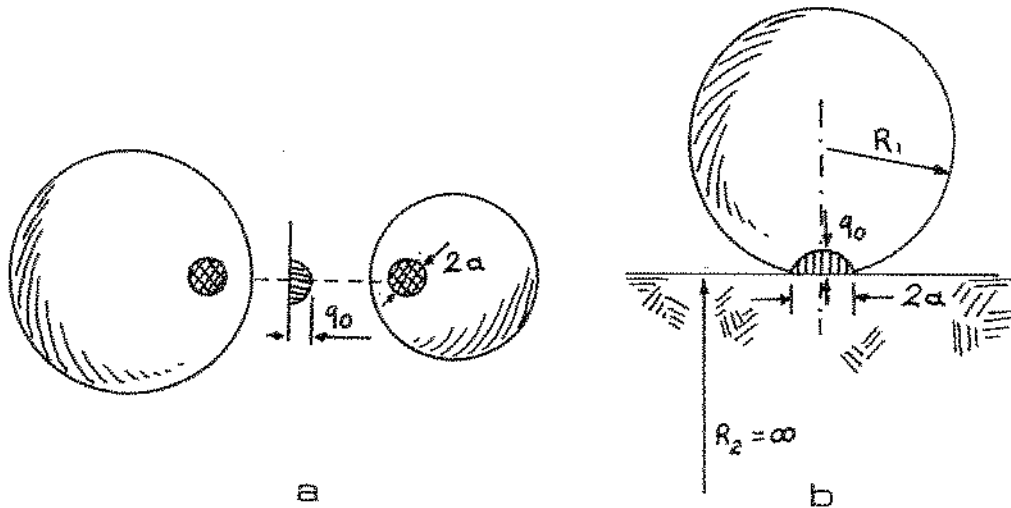


Figura 2.1.a - Contato elástico de duas esferas
 b - Contato elástico plano-esfera.

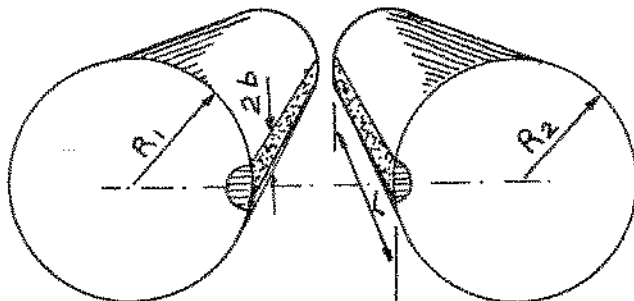


Figura 2.2 - Contato elástico de dois cilindros.

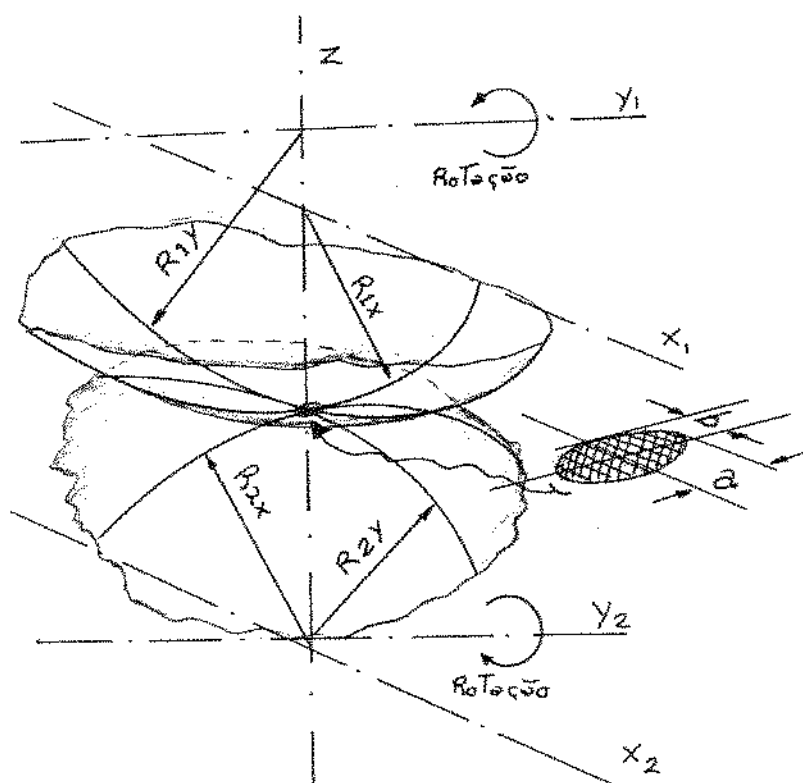


Figura 2.3 - Forma geral.

O contato circular ou elíptico é imprópriamente mais conhecido como contato pontual, já o contato retangular é conhecido como contato linear, figura 2.2.

As dimensões das áreas de contato são definidas pelas dimensões dos semi-eixos da região deformada. Para sua representação utiliza-se as letras minúsculas a e b , sendo a utilizada para a dimensão paralela ao eixo principal de rotação dos elementos como se pode ver na figura 2.3.

As demais características serão definidas para cada uma das situações mostradas a seguir.

2.3. CORPOS ELÁSTICOS SEM ATRITO [28]

A teoria desenvolvida inicialmente por HERTZ de 1881 a

1895 pode ser resumidamente apresentada através de seus resultados para o contato entre duas esferas, esfera e plano, dois cilindros, cilindro e plano e para corpos genéricos. A distribuição de pressão é considerada elíptica para o caso mais geral e utilizam-se as constantes definidas a seguir:

E_n - módulo de elasticidade do corpo n

ν_n - coeficiente de Poisson para o corpo n

$\bar{E}_n = \frac{1 - \nu_n^2}{\pi E_n}$ - constante elástica para o corpo n

Os parâmetros utilizados são:

P - força normal na área de contato

q_0 - pressão máxima na área de contato

α - deslocamento dos corpos com a aplicação de P

a - semieixo paralelo ao eixo coordenada x

b - semieixo paralelo ao eixo coordenada y

L - largura para o cilindro de contato

R_n - raios principais de curvatura no plano de rotação

R'_n - raios principais de curvatura

ψ - ângulo entre os planos de rotação

n - índice para os corpos em contato

r - distância de um ponto genérico ao centro de contato

2.3.1. Pressão entre dois corpos esféricos em contato sem atrito

Consideremos inicialmente um ponto M sobre uma esfera de raio R_1 a uma distância r do eixo Z_1 como mostrado na figura 2.4.

Podemos obter geometricamente da figura a seguinte expressão:

$$R_1^2 = r^2 + (R_1 - Z)^2 ,$$

onde Z é a distância na direção do eixo Z_1 entre os pontos M e O .

Desenvolvendo essa equação temos:

$$r^2 = 2R_1Z - Z^2$$

Assim se considerarmos que r tem um valor muito pequeno em relação a R_1 o termo Z^2 tende a zero e obtemos, isolando Z :

$$Z = \frac{r^2}{2R_1} \tag{2.1}$$

Assim se tomarmos agora duas esferas de raios R_1 e R_2 em contato e dois pontos, respectivamente, M e N em sua superfície, a uma distância r do eixo Z , como mostrado na figura 2.5, temos que:

$$Z_1 = \frac{r^2}{2R_1} \quad \text{e} \quad Z_2 = \frac{r^2}{2R_2} .$$

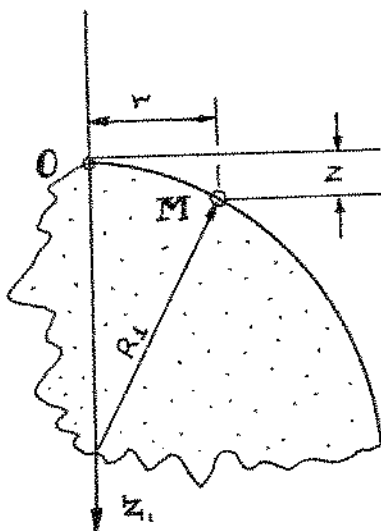


Figura 2.4 - Posição do ponto M em uma esfera de raio R_1 .

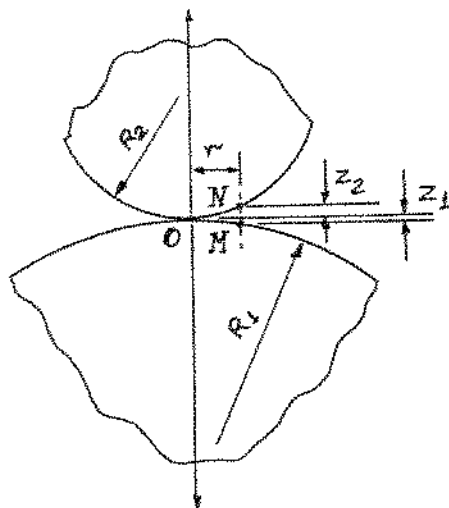


Figura 2.5 - Posição dos pontos M e N em duas esferas de raios R_1 e R_2 .

A distância entre M e N é então dada por

$$z_1 + z_2 = r^2 \left(\frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2} \right) = \frac{r^2 (R_1 + R_2)}{2R_1 R_2} \quad (2.2)$$

Se as esferas forem agora comprimidas, ao longo da normal em O , pela força P , existirá uma deformação local na vizinhança do ponto de contato, gerando uma área circular, que vem a ser a superfície de contato. Com a deformação os pontos M e N sofrem um deslocamento na direção Z , respectivamente w_1 e w_2 , e os centros das esferas se aproximam de uma distância α . Assim a distância entre os pontos M e N diminuirá de $\alpha - (w_1 + w_2)$. Se finalmente os pontos M e N forem abrangidos pela área de contato teremos que:

$$z_1 + z_2 - \alpha + (w_1 + w_2) = 0$$

ou

$$\alpha - (w_1 + w_2) = z_1 + z_2 = \frac{(R_1 + R_2)}{2R_1 R_2} r^2.$$

Se fizermos $\beta = \frac{(R_1 + R_2)}{2R_1 R_2}$ então a equação fica

$$\alpha - (w_1 + w_2) = \beta r^2 \quad \text{ou}$$

$$w_1 + w_2 = \alpha - \beta r^2 \quad (2.3)$$

Vem da teoria da elasticidade que para um sólido de revolução submetido a um estado de tensão axisimétrico o deslocamento de um ponto superficial, análogo aos pontos M e N aqui considerados pode ser dado por [28]

$$w = \frac{(1 - \nu^2)}{\pi E} \iint q \, ds \, d\psi \quad (2.4)$$

Pode-se ver na fig. 2.6 a região de integração na área de contato. Como:

$$K_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} \quad \text{e} \quad K_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2},$$

temos então:

$$(K_1 + K_2) \iint q \, ds \, d\varphi = \alpha - \beta r^2. \quad (2.5)$$

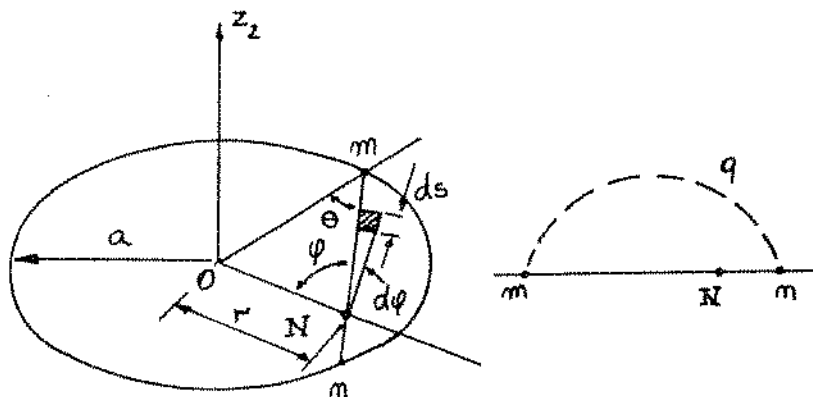


Figura 2.6 - Posição do elemento de integração para a área de contato e a distribuição de pressão q ao longo da corda $m-n$.

Para satisfazer esta equação utiliza-se para q uma distribuição hemisférica sobre a área de contato. Se q_0 é a pressão máxima no centro da área de contato então fazemos

$$q_0 = k a \quad (2.6)$$

onde a é o raio da área de contato e k o fator de escala para a distribuição de pressão na mesma área. Assim

$$\int q \, ds = k A \quad (2.7)$$

onde A é a área do semicírculo mostrado na fig. 2.6.

$$A = \frac{1}{2} \pi R^2, \text{ e da figura 2.6 obtemos para } R^2:$$

$$R^2 = a^2 - r^2 \text{sen}^2 \psi$$

$$\therefore A = \frac{1}{2} \pi (a^2 - r^2 \text{sen}^2 \psi). \quad (2.8)$$

Substituindo 2.6, 2.7 e 2.8 em 2.5 obtemos:

$$(K_1 + K_2) \frac{\pi q_0}{a} \int_0^{\pi/2} (a^2 - r^2 \text{sen}^2 \psi) d\psi = \alpha - \beta r^2,$$

resolvendo a integral obtemos então:

$$(K_1 + K_2) \frac{q_0 \pi^2}{4a} (2a^2 - r^2) = \alpha - \beta r^2, \quad (2.9)$$

desenvolvendo esta equação temos

$$(K_1 + K_2) \frac{q_0 \pi^2 a}{2} - (K_1 + K_2) \frac{q_0 \pi^2 r^2}{4a} = \alpha - \beta r^2.$$

Para que esta equação seja válida para qualquer r fazemos com que sejam válidas as expressões derivadas para o deslocamento α e raio a da superfície de contato:

$$\alpha = (K_1 + K_2) q_0 \frac{\pi^2 a}{2}, \quad (2.10)$$

$$a = (K_1 + K_2) \frac{\pi^2 q_0}{4\beta} \quad (2.11)$$

O valor de q_0 pode ser obtido através do volume da distribuição de pressão multiplicado pelo fator de escala e igualada à força P de compressão, ou seja:

$$P = k \frac{1}{2} \frac{4}{3} \pi a^3 = \frac{q_0}{a} \frac{2}{3} \pi a^3$$

ou
$$q_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi a^2} \quad (2.12)$$

Pode-se notar que a pressão máxima é uma vez e meia superior à pressão média existente na área de contato.

Substituindo nas eq. 2.10 e 2.11 os valores de β e q_0 obtemos

$$a = \left(\frac{3}{4} \pi \frac{P(K_1+K_2)R_1R_2}{R_1+R_2} \right)^{1/3} \quad (2.13)$$

$$\alpha = \left(\frac{9\pi^2}{16} \frac{P^2(K_1+K_2)^2(R_1+R_2)}{R_1R_2} \right)^{1/3} \quad (2.14)$$

Se ambas as esferas possuïrem as mesmas propriedades elásticas e $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ teremos

$$a = 1,109 \left(\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)^{1/3} \quad (2.15)$$

$$\alpha = 1,23 \left(\frac{P^2}{E^2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)^{1/3} \quad (2.16)$$

$$e \quad q_0 = 0,388 P^{1/3} \left(\frac{E(R_1+R_2)}{R_1 R_2} \right)^{2/3} \quad (2.17)$$

2.3.2. Pressão entre uma esfera e um plano em contato sem atrito

Para uma esfera e um plano basta levar um dos raios a ∞ e teremos:

$$\frac{1}{R_1} = 0 \quad e$$

$$a = 1,109 \left(\frac{P R_2}{E} \right)^{1/3} \quad (2.18)$$

$$\alpha = 1,23 R_2^{-1/3} \left(\frac{P}{E} \right)^{2/3} \quad (2.19)$$

$$q_0 = 0,388 P^{1/3} \left(\frac{E}{R_2} \right)^{2/3} \quad (2.20)$$

Nos dois casos anteriores a máxima tensão envolvida é a compressão σ_2 , numericamente igual a q_0 , que atua no centro da superfície de contato. Porém, a tensão de cisalhamento máxima está situada sobre o eixo Z a uma profundidade aproximadamente igual a $0,47 a$. Neste ponto atinge valores próximos de $0,31 q_0$ sendo a principal responsável pela fadiga subsuperficial de materiais como o aço.

2.3.3. Caso geral para contato de dois corpos elásticos submetidos à força normal sem atrito

O tratamento para estudos e contato entre dois corpos elásticos de formato qualquer é semelhante aos casos anteriores.

mas a superfície próxima ao ponto de contato é considerada como a superfície de um parabolóide elíptico, mostrado na fig. 2.7, sendo somente válida para pequenos r_g . A equação da distância Z de um ponto M genérico é dada por:

$$Z = \frac{c}{a'^2} x^2 + \frac{c}{b'^2} y^2$$

ou
$$Z = A_1 x^2 + A_2 y^2.$$

Assim a distância entre dois pontos M e N pode ser dada por:

$$Z_1 + Z_2 = Ax^2 + By^2. \quad (2.21)$$

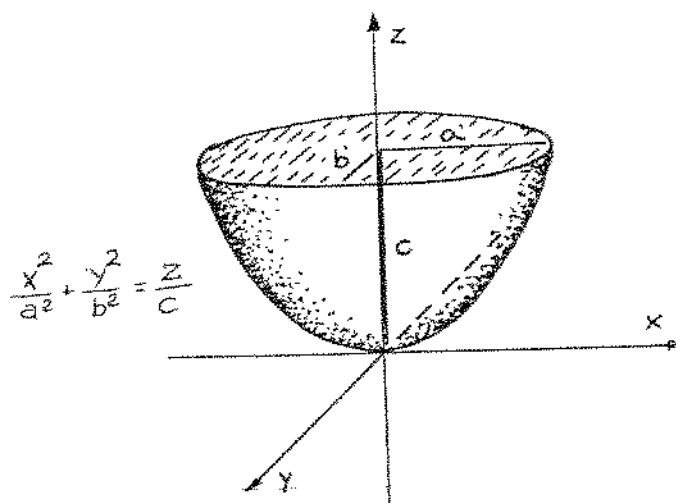


Figura 2.7 - Forma e equação do parabolóide elíptico adotado para representar a região próxima ao contato.

TIMOSHENKO [28] apresenta para A e B duas expressões dependentes das grandezas das curvaturas principais das superfícies em contato e dos ângulos que as mesmas fazem entre si:

$$A+B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) \quad (2.22)$$

$$A-B = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \cos^2 \psi \right]^{1/2} \quad (2.23)$$

Seguindo o mesmo raciocínio anterior teremos:

$$z_1 + z_2 - \alpha + (w_1 + w_2) = 0 \quad e,$$

substituindo nesta equação a equação (2.21) teremos

$$w_1 + w_2 = \alpha - Ax^2 - By^2. \quad (2.24)$$

Uma forma conveniente para os deslocamentos w_1 e w_2 dos pontos M e N pode ser dada por:

$$w_1 + w_2 = \left(\frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2} \right) \iint \frac{adA}{r'} \quad (2.25)$$

onde dA é um elemento infinitesimal de Área e r' a distância do elemento ao ponto em questão, como mostrado na fig. 2.8. Portanto substituindo 2.25 em 2.24 teremos:

$$(K_1 + K_2) \iint \frac{qdA}{r'} = \alpha - Ax^2 - By^2 \quad (2.26)$$

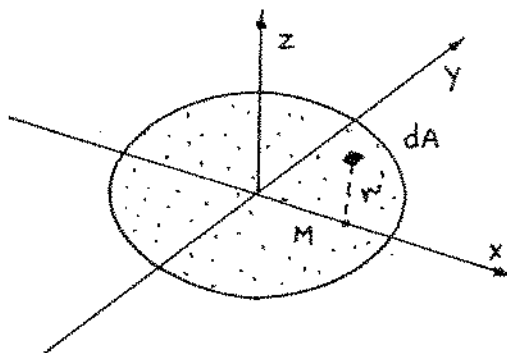


Figura 2.8 - Posição do elemento de área para o caso geral.

Hertz mostrou que uma distribuição de q que resolve esta equação pode ser tornada como sendo da forma de um semi-elipsóide construído sobre a superfície da área de contato, mostrado na figura 2.9.

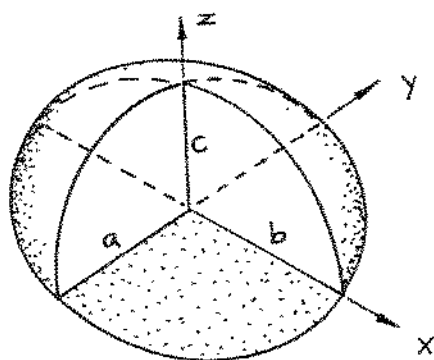


Figura 2.9 - Semi-elipsóide utilizado como modelo para a distribuição de pressão para o caso geral.

A pressão máxima está localizada no centro da área de contato elíptica e pode ser obtida por:

$$P = \iint q dA = \frac{2}{3} \pi ab q_0$$

de onde

$$q_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab}, \quad (2.27)$$

onde se vê mais uma vez que a pressão máxima é 50% maior que a pressão média.

Ainda segundo TIMOSHENKO [28] fazendo uma análise análoga usada para corpos esféricos obtemos:

$$a = m \left(\frac{3}{4} \frac{P(K_1 + K_2)}{(A+B)} \right)^{1/3}, \quad (2.28)$$

$$b = n \left(\frac{3}{4} \frac{P(K_1 + K_2)}{(A+B)} \right)^{1/3}. \quad (2.29)$$

Para a obtenção dos coeficientes m e n é utilizado um tabelamento em função do ângulo θ definido pela seguinte expressão:

$$\theta = \arccos \left(\frac{B - A}{A + B} \right) \quad (2.30)$$

Na tabela 2.1 são mostrados os valores de m e n para alguns valores de θ

$\theta =$	20°	30°	35°	40°	45°	50°	55°
$m =$	3,778	2,731	2,397	2,136	1,926	1,754	1,611
$n =$	0,408	0,493	0,530	0,567	0,604	0,641	0,678

$\theta =$	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
$m =$	1,486	1,378	1,284	1,202	1,128	1,061	1,000
$n =$	0,717	0,759	0,802	0,846	0,893	0,944	1,000

Tabela 2.1 - Valores para m e n em função de θ [28, pg 408].

Neste caso a máxima tensão de cisalhamento atua a uma profundidade Z que depende da relação entre os semi-eixos a e b . Assim por exemplo para $b/a = 0,34$ a distância Z vale $0,24 a$ e a tensão de cisalhamento máxima $\tau_{xz} = 0,32 q_0$.

2.3.4. Contato entre cilindros

Se nas expressões do caso geral aumentarmos o valor de a/b obteremos elipses cada vez mais alongadas. No extremo $a/b = \infty$ chegamos ao caso do contato de dois cilindros paralelos onde a região de contato é um retângulo estreito.

Neste caso utilizamos uma distribuição de carga por unidade de comprimento. Assim em um cilindro de comprimento L temos:

$$P' = P/L \quad (2.31)$$

de onde a e q 2.27 fica:

$$q_0 = \frac{2P'}{\pi b} \quad (2.32)$$

A semi-largura da área de contato é dada por:

$$b = \left(\frac{4P'(K_1+K_2)R_1R_2}{(R_1+R_2)} \right)^{1/2} \quad (2.33)$$

Se os cilindros forem de mesmo material e $\nu=0,3$ a eq. 2,33 fica:

$$b = 1,52 \left(\frac{P'R_1R_2}{E(R_1+R_2)} \right)^{1/2} \quad (2.34)$$

e q_0 é dado por:

$$q_0 = 0,418 \left(\frac{P'E(R_1+R_2)}{(R_1R_2)} \right)^{1/2} \quad (2.35)$$

Neste caso a tensão de cisalhamento máxima vale $0,304 q_0$ e ocorre na profundidade $z = 0,78 b$.

2.3.5. Uma forma mais completa para o caso geral

HAMROCK e DOWSON [29] apresentam uma formulação para o estudo de contato elíptico compatível com a análise do filme lubrificante nesses mesmos contatos.

A figura 2.10 mostra a geometria do contato e são definidas a seguir alguns parâmetros complementares

$$\text{elipsidade } k = a/b \quad (2.36)$$

$$\text{diferença de curvatura } \Gamma = R \left[\frac{1}{R_x} - \frac{1}{R_y} \right] \quad (2.37)$$

$$\text{Raio efetivo } R \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (2.38)$$

$$\text{Raio equivalente em } x \quad R_x \rightarrow \frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{AX}} + \frac{1}{r_{BX}}$$

$$\text{Raio equivalente em } y \quad R_y \rightarrow \frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{AY}} + \frac{1}{r_{BY}}$$

raios dos corpos nas direções principais r_{AX} , r_{BX} , r_{AY} , r_{BY}

$$\text{módulo elástico equivalente } E' = \frac{E_A E_B}{E_A (1-\nu_A^2) + E_B (1-\nu_B^2)} \quad (2.39)$$

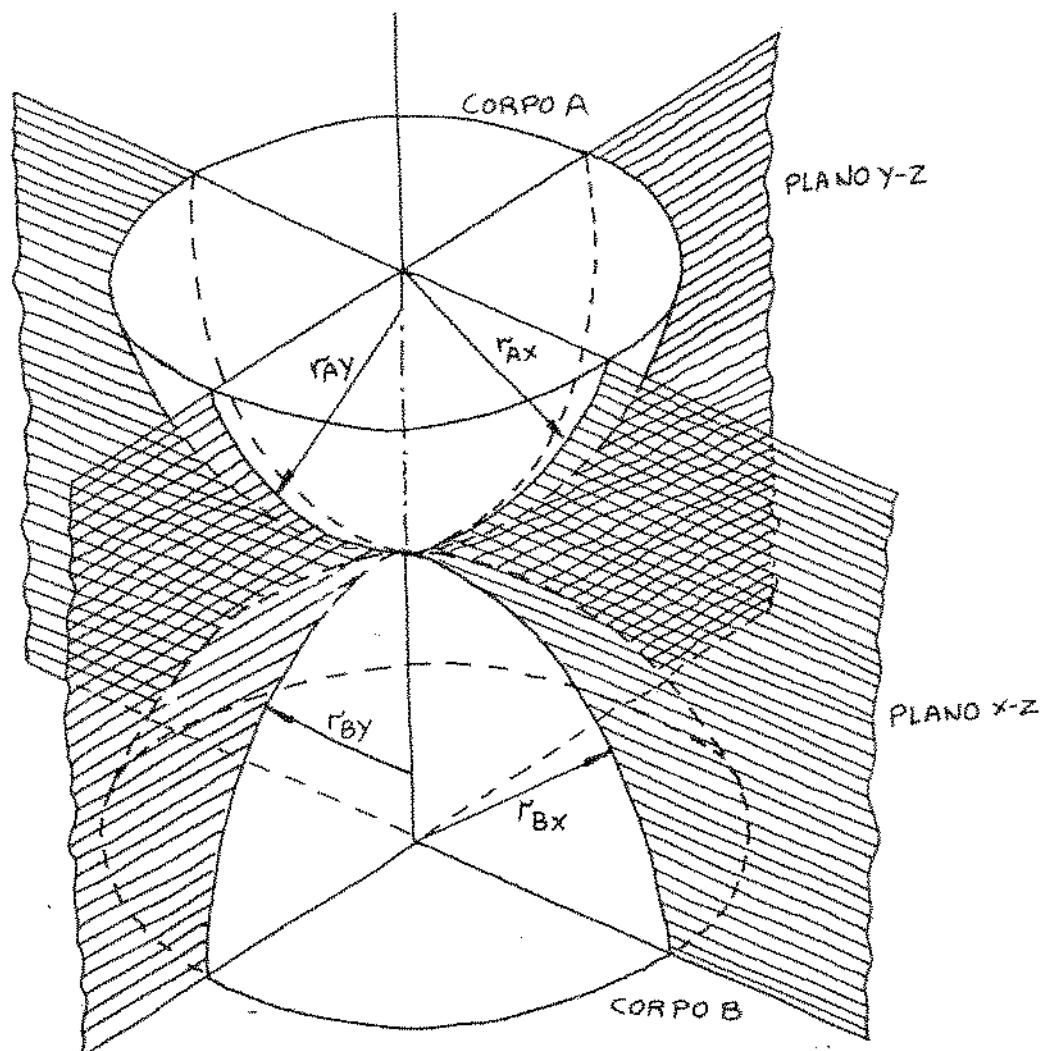


Figura 2.10 - Geometria dos corpos em contato na proposição de Hamrock e Dowson.

índices para os corpos - A e B - (Estes índices são utilizados para distinguir as formações anteriores desta, mais completa).

A resolução se baseia em método iterativo de modo a se achar a elipcidade através da expressão mostrada, função da diferença de curvatura Γ e das integrais de 1.^a e 2.^a ordem provenientes da utilização de semi-elipsóides para modelamento da região de contato:

$$J(k) = \left(\frac{2\mathcal{F} - \epsilon(1+\Gamma)}{\epsilon(1-\Gamma)} \right)^{1/2}, \quad (2.40)$$

onde $k_{n+1} = J(k_n)$ (2.41)

As integrais elípticas de 1.^a e 2.^a ordem são dadas por:

$$\mathcal{F} = \int_0^{\pi/2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{R^2} \right] \text{sen}^2 \varphi \right\}^{-1/2} d\varphi \quad (2.42)$$

e
$$\epsilon = \int_0^{\pi/2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{R^2} \right] \text{sen}^2 \varphi \right\}^{+1/2} d\varphi. \quad (2.43)$$

Assim uma vez conhecida a elipsidade podemos obter o valor do semi-eixo a :

$$a = \left(\frac{6 k^2 \mathcal{F} \epsilon R}{\pi E'} \right)^{1/3} \quad (2.44)$$

e de semi-eixo b

$$b = \frac{a}{k} \quad (2.36)$$

Segundo COY et al [30] a diferença de curvatura pode ser também escrita como:

$$\Gamma = \frac{(R^2+1) - 2 \mathcal{F}}{(R^2-1) \epsilon} \quad (2.45)$$

e as equações 2.44 e 2.36 como:

$$a = a^* g \quad (2.46)$$

$$e \quad b = b^* g \quad (2.47)$$

onde g é dado por:

$$g = \left(\frac{\delta}{2} \frac{Q}{\rho} \left(\frac{1 - v_A^2}{E_A} + \frac{1 - v_B^2}{E_B} \right) \right)^{1/3}, \quad (2.48)$$

$$e \quad \rho = \frac{1}{r_{AX}} + \frac{1}{r_{AY}} + \frac{1}{r_{BX}} + \frac{1}{r_{BY}}; \quad (2.49)$$

temos ainda que o semi-eixo adimensional a^* é também dado por:

$$a^* = \frac{2 k^2 \epsilon^{1/3}}{\pi} \quad (2.50)$$

e o semi-eixo adimensional b^* por:

$$b^* = \left(\frac{2 \epsilon}{\pi k} \right)^{1/3} \quad (2.51)$$

Neste trabalho é interessante a introdução de um parâmetro auxiliar t que permite calcular a máxima tensão de cisalhamento τ_0 e sua posição z dada por z_0 .

Assim:

$$k = \left[(t^2 - 1)(2t - 1) \right]^{-1/2} \quad \text{ou} \quad t = 1 + 0,304 k^{-1,856} \quad (2.52)$$

com

$$\tau_0 = \frac{(2t - 1)^{1/2}}{2t(t + 1)} q_0 \quad (2.53)$$

e

$$z_0 = \frac{1}{(t + 1)(2t - 1)^{1/2}} b \quad (2.54)$$

A tabela 2.2 permite a obtenção dos valores de a^* , b^* e t em função da diferença de curvatura Γ .

ROHN et al [27] apresentam em seu trabalho uma forma simplificada de se utilizar estas mesmas equações na obtenção da vida para transmissões por tração obtendo-se os valores de a^* e b^* diretamente de gráficos.

2.3.6. Solução simplificada para o caso de contato elíptico no modelo de HAMROCK e DOWSON [29]

A obtenção das soluções para as integrais elípticas de 1ª e 2ª ordem necessita processamento iterativo em computador, de pelo menos porte médio, ou a procura de soluções em tabelas. Nenhum dos dois processos é bem aplicável, quando se utiliza um computador de pequena capacidade ou uma calculadora programável, no estudo de condições de contato. COY et al [26] utilizam para a determinação da vida de uma transmissão por tração o trabalho de BREWE e HAMROCK [25], que permite através de equações simplificadas a estimação dos valores da elipicidade k , das integrais de

Γ	a^*	b^*	t
0.	1.0000	1.0000	1.2808
.1075	1.0760	.9318	1.2302
.3204	1.2623	.8114	1.1483
.4795	1.4556	.7278	1.0993
.5916	1.6440	.6687	1.0701
.6716	1.8258	.6245	1.0517
.7332	2.011	.5881	1.0389
.7948	2.265	.5480	1.0274
.83495	2.494	.5186	1.0206
.87366	2.800	.4863	1.0146
.90999	3.233	.4499	1.00946
.93657	3.738	.4166	1.00612
.95738	4.395	.3830	1.00376
.97290	5.267	.3490	1.00218
.983797	6.448	.3150	1.00119
.990902	8.062	.2814	1.000608
.995112	10.222	.2497	1.000298
.997300	12.789	.2232	1.000152
.9981847	14.839	.2070	1.000097
.9989156	17.974	.18822	1.000055
.9994785	23.55	.16442	1.000024
.9998527	37.38	.13050	1.000006
1.0000000	∞	0.	1.000000

Tabela 2.2 - Características adimensionais do contato apresentadas por COY et al [30].

1.^a e 2.^a ordem, ϵ e $\bar{\epsilon}$ e da deformação no centro do contato.

Neste trabalho, BREWE e HAMROCK apresentam soluções para a elipsidade variando de 1 até 10 sendo que, como se pode ver na tabela 2.3, os erros foram sempre inferiores a 5% no conjunto e menores que 3% para elipsidade maior que 1.

Elipsidade			Solução int. 1. ^a ordem ϵ			Solução int. 2. ^a ordem $\bar{\epsilon}$		
k	\bar{k}	e%	ϵ	$\bar{\epsilon}$	e%	$\bar{\epsilon}$	$\bar{\bar{\epsilon}}$	e%
1,00	1,03	3,00	1,57	1,60	1,91	1,57	1,53	-2,55
1,99	2,00	.50	1,21	1,21	0	2,15	2,15	0
3,01	3,00	-.33	1,11	1,11	0	2,53	2,53	0
4,99	5,00	.20	1,05	1,05	0	3,02	3,01	-.29
6,92	7,00	1,16	1,03	1,03	0	3,33	3,33	0
7,87	8,00	1,65	1,02	1,02	0	3,46	3,45	-.24
8,80	9,00	2,27	1,02	1,02	0	3,57	3,56	-.22
9,72	10,00	2,88	1,02	1,02	0	3,67	3,66	-.25

Tabela 2.3 - Comparação entre os valores da solução numérica e da solução de BREWE HAMROCK [25].

Estas equações serão utilizadas no capítulo 6 na síntese de uma transmissão por tração auxiliada por computador.

Assim:

$$\bar{k} = 1,0339 \left(\frac{Ry}{Rx} \right)^{0,6360} \quad (2.55)$$

$$\bar{\epsilon} = 1,0003 + \frac{0,5968}{Ry/Rx} \quad (2.56)$$

$$\bar{\bar{\epsilon}} = 1,5277 + 0,6023 \ln \frac{Ry}{Rx} \quad (2.57)$$

Uma informação valiosa é também obtido por este processo, a deformação no centro do contato, como pode ser visto na figura 2.11.

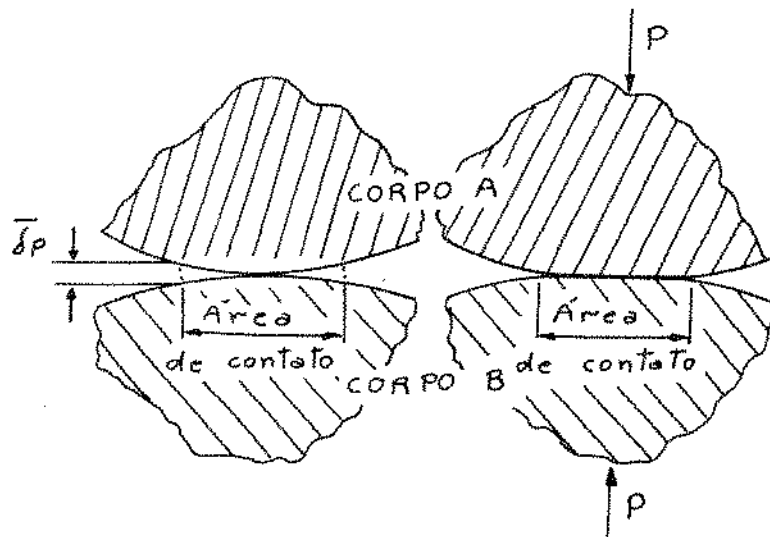


Figura 2.11 - Deformação no centro do contato.

$$\bar{\delta p} = \left(\frac{9 p^2 \bar{F}^3}{2 \bar{\epsilon} R (\pi E' \bar{k})^2} \right)^{1/3} \quad (2.58)$$

e o erro foi calculado através da equação

$$e = \frac{(\bar{x} - x) 100}{x} \quad \text{onde} \quad \begin{aligned} x &= f(k, \epsilon, \bar{F}, \delta p) \\ \bar{x} &= f(\bar{k}, \bar{\epsilon}, \bar{F}, \bar{\delta p}) \end{aligned}$$

2.3.7. A influência das forças tangenciais

SMITH e LIU [24] fizeram um estudo profundo da distribuição de tensões em corpos submetidos a força normal e tangen-

cial concentrada e força normal e tangencial com distribuição elíptica.

A análise foi feita tendo por base dois cilindros de mesmas características elásticas. As figuras 2.12 e 2.13 mostram a distribuição das tensões de cisalhamento originados pela força normal e pela força tangencial a diversas profundidades abaixo do contato.

Com a aplicação de força tangencial no contato, a tensão de cisalhamento máxima é incrementada, e se aproxima da superfície de tal modo, que quando a relação entre a força tangencial e a força normal na superfície é maior que 0,11 ela está praticamente na superfície. Para uma relação igual a 0,33 há um aumento de 43% na tensão máxima de cisalhamento, porém para coeficientes em torno de 0,05 não há nenhuma alteração superior a 6%.

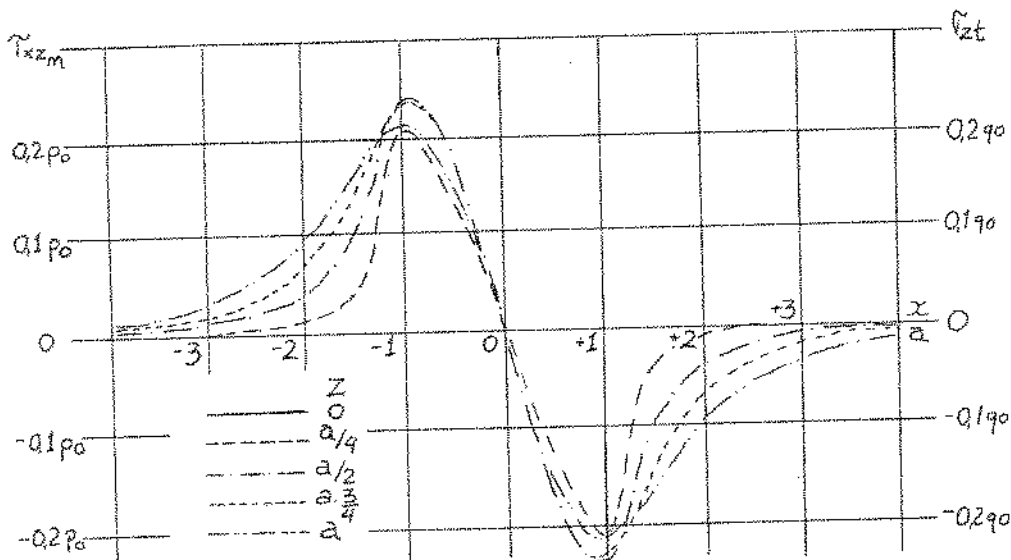


fig: 2.12 [24]

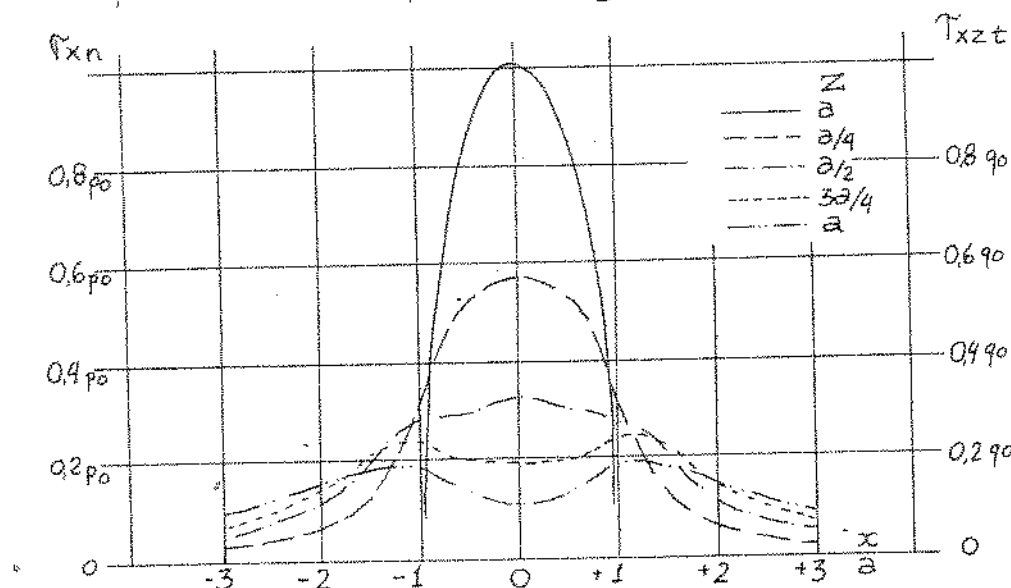


fig: 2.13 [24]

2.3.8. Conclusões

Graças aos trabalhos de SMITH e LIU [24] e BREWE e HAMROCK [25] temos um método simples para determinar as condições mais importantes no contato das transmissões por tração. Este método será utilizado nos capítulos posteriores para a síntese por computador de uma transmissão por tração.

CAPÍTULO 3

LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

3.1. INTRODUÇÃO

Desde 1916, quando MARTIN [31] publicou um estudo sobre o efeito de um lubrificante isoviscoso e incompressível no contato entre um plano e um cilindro, numerosos pesquisadores têm aprofundado e fundamentado a teoria Elastohidrodinâmica.

Como Teoria Elastohidrodinâmica entendem DOWSON [32] e MOORE [33] o "Estudo de situações nas quais a deformação elástica dos sólidos introduz efeitos significativos no processo de Lubrificação hidrodinâmica".

Na tentativa de descrever e equacionar a capacidade de carga nos engrenamentos através do comportamento e espessura do filme lubrificante, foram frustrados os esforços de diversos estudiosos, como PEPLER [34], MELDAH [35] e GATCOMBE [36], já que obtiveram em seus trabalhos, cargas teóricas muito inferiores às observadas experimentalmente.

DOWSON [37] explica que a maior dificuldade encontrada referia-se à resolução simultânea das equações elásticas e hidrodinâmicas. Dentro do espírito de simplificação de características físicas do problema, de modo a permitir a resolução matemática sem a descaracterização da solução, o primeiro sucesso foi obtido por GRUBIN [38] em 1949. Utilizando a teoria de HERTZ e a variação da viscosidade do fluido com a pressão, obteve expressões consideradas excelentes para a época, e que são ainda hoje utilizadas.

Em 1963 HASHIMOTO [39], fazendo uma série de estudos, para cada tipo de contato e condições de funcionamento, obteve, através de medidas de capacitância, a determinação experimental da espessura do filme lubrificante. O embasamento para estes estudos havia sido apresentado por CROOK [40], em 1958, quando descreve

veu a metodologia de medida de filmes lubrificantes, por capacidade e fluxo de óleo. Mais tarde CROOK mostrou que para cargas pequenas a espessura do filme é inversamente proporcional à carga e proporcional à velocidade superficial das superfícies de contato. Este resultado era a confirmação experimental da teoria de MARTIN [31] para cilindros lubrificadas por fluido isoviscoso. Para cargas maiores e rolamento puro, CROOK mostrou que a espessura independe da carga, como havia previsto GRUBIN [38] em seus estudos.

CROOK [41], em 1961, estendeu suas investigações teóricas estudando a influência da viscosidade e da velocidade relativa na espessura do filme lubrificante. Em 1963, CROOK [42] descreveu medidas de fricção de rolamento e viscosidade efetiva. Mostrou que a fricção de rolamento independe da carga e é proporcional à espessura do filme lubrificante, desde que satisfeitas as condições da lubrificação Elastohidrodinâmica.

A fricção de rolamento e a fricção de escorregamento são duas das componentes da TRAÇÃO, do modo como foi originalmente encarada por CROOK. Na fricção de rolamento teriam influência as propriedades elásticas dos sólidos e fluido durante a progressiva compressão no contato. Na fricção de escorregamento a capacidade do fluido resistir às tensões de cisalhamento seria o fator preponderante [32]. Hoje prefere-se a utilização do termo global TRAÇÃO e para sua medida comparativa o coeficiente de tração.

DOWSON e HIGGINSON [37] desenvolveram em 1959, um processo de cálculo iterativo, capaz de resolver o problema da distribuição de pressão na zona de contato, considerando o efeito da pressão nas propriedades do fluido e a geometria dos corpos elásticos. Este processo de cálculo iterativo tem sido continuamente aperfeiçoado, e a partir de 1965, leva em conta subsequentemente: A distribuição de temperatura no contato, lubrificantes compressíveis e não newtonianos, corpos tridimensionais, materiais compostos, acabamento e tratamento superficiais. Todos estes fatores foram estudados isolada e conjuntamente com as condições clássicas, de modo a formar um entendimento global da lubrificação elastohidrodinâmica.

O mais completo modelo, foi apresentado em 1973 por JA COBSON [46], onde a viscosidade ao fluido depende da pressão e temperatura em cada ponto da zona de contato. O contato é dividido em regiões de predominância de efeitos, de modo que existem regiões de fluido líquido, fluido solidificado e escorregamento, fluido solidificado sem escorregamento e uma região de cavitação.

De modo geral, porém, são as medidas experimentais os maiores trunfos da teoria Elastohidrodinâmica.

3.2. NOTAÇÃO UTILIZADA

E_n - módulo de YOUNG

E' - módulo corrigido dado por:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

h - espessura do filme lubrificante

h_m - espessura mínima do filme lubrificante na análise de MARTIN

h_o - espessura mínima do filme lubrificante no centro da área de contato

j - índice para as direções principais

n - índice para os corpos

P - força normal aplicada

r_{nj} - raio dos corpos nas direções principais

R_j - raio equivalente de contato para cada direção, dado por:

$$\frac{1}{R_j} = \frac{1}{r_{Aj}} + \frac{1}{r_{Bj}}$$

R - raio equivalente de contato, dado por:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

u_n - velocidade superficial dos corpos

u - velocidade média de rolamento, dada por:

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2}$$

- w - força normal por unidade de comprimento
 η - viscosidade absoluta
 ν_n - coeficiente de Poisson
 η_0 - viscosidade absoluta no centro do contato
 μ_0 - viscosidade absoluta à pressão atmosférica
 α - coeficiente de viscosidade com a pressão
 G - Parâmetro adimensional para material
 H - Parâmetro adimensional para espessura do filme
 U - Parâmetro adimensional para velocidade
 W - Parâmetro adimensional para carga.

3.3. LUBRIFICAÇÃO E.H.D.

WHOMES [44] apresenta um exemplo para ilustrar a importância do equacionamento E.H.D. Em um engrenamento típico com as seguintes características:

$$\omega = 10^6 \text{ N/m}$$

$$\eta = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ N s/m}^2$$

$$u_1 + u_2 = 10 \text{ m/s}$$

$$R = 0,05 \text{ m}$$

calcula-se a espessura do filme lubrificante atuante no contato. A equação utilizada é típica da teoria de lubrificação hidrodinâmica e proposta por FLOBERG:

$$\omega = \alpha(u_1 + u_2) \eta \frac{R}{h_0} \quad (3.1)$$

Utilizando-se de um coeficiente da viscosidade adequada WHOMES obtêm uma espessura mínima de 0,044 μm . Esta espessura é, porém bem inferior à rugosidade média superficial dos dentes das rodas dentadas. A lubrificação que teoricamente seria insuficiente, causando um desgaste abrasivo prematuro das faces dos dentes, apresenta-se na realidade suficiente e apropriada. O sistema exemplificado opera satisfatoriamente por longos períodos.

Para casos como estes as expressões compatíveis só podem ser obtidas através da teoria E.H.D. Particularmente em rolamentos e transmissões por tração é imprescindível utilizar-se das equações derivadas da teoria elastohidrodinâmica.

3.4. ANÁLISE DIMENSIONAL

A teoria E.H.D. e suas equações têm por fim determinar a espessura mínima do filme lubrificante e sua relação com o acabamento superficial dos corpos em contato [32].

As variáveis independentes são sete e suas dimensões são mostradas abaixo:

$$\begin{array}{ccccccc}
 h & R & E' & \eta_0 & \alpha & \omega & u & (3.2) \\
 L & L & \frac{M}{LT^2} & \frac{M}{LT} & \frac{LT^2}{M} & \frac{M}{T^2} & \frac{L}{T}
 \end{array}$$

Uma forma conveniente para o estudo da espessura pode ser dada pela adimensionalização das variáveis, como mostrado:

$$\frac{h}{R} = f\left(\frac{\omega}{E'R}, \frac{\eta_0 u}{E'R}, \alpha E'\right) \quad (3.3)$$

$$\text{ou} \quad H = f(W, U, G) \quad (3.4)$$

onde

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{h}{R}, \\
 W &= \frac{\omega}{E'R}, \\
 U &= \frac{\eta_0 u}{E'R},
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

e $G = \alpha E'$.

Os valores existentes de α para os lubrificantes variam dentro de uma faixa bastante estreita, do mesmo modo, também os valores assumidos por E' para os metais, variam muito pouco. Desse modo na prática os valores de $\alpha E'$ variam muito pouco.

Exemplificando o valor assumido por $\alpha E'$ é:

$G = 5000$ para aço e óleo mineral,

$G = 2500$ para bronze e óleo mineral.

Os outros parâmetros têm, no entanto, variações bem mais acentuadas [32].

3.5. COMPORTAMENTO DA FORMA DO FILME LUBRIFICANTE E DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO PARA VÁRIAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

DOWSON e HIGGINSON [37] apresentam na figura 3.1 a forma da distribuição de pressão e do filme lubrificante com a utilização ou não dos efeitos de variação de viscosidade e deformações elásticas. De forma a permitir uma comparação, conservaram a espessura do filme lubrificante no centro do contato constante para todas as hipóteses. A curva (a) demonstra a forma da distribuição de pressão e do filme lubrificante para viscosidade independente da pressão e cilindros rígidos. A curva (b) apresenta os mesmos

resultados para cilindros rígidos e viscosidade dependente da pressão. A curva (c) para cilindros elásticos e viscosidade constante. Finalmente a curva (d) apresenta a forma do filme lubrificante e da distribuição de pressão para cilindros elásticos e viscosidade dependente da pressão.

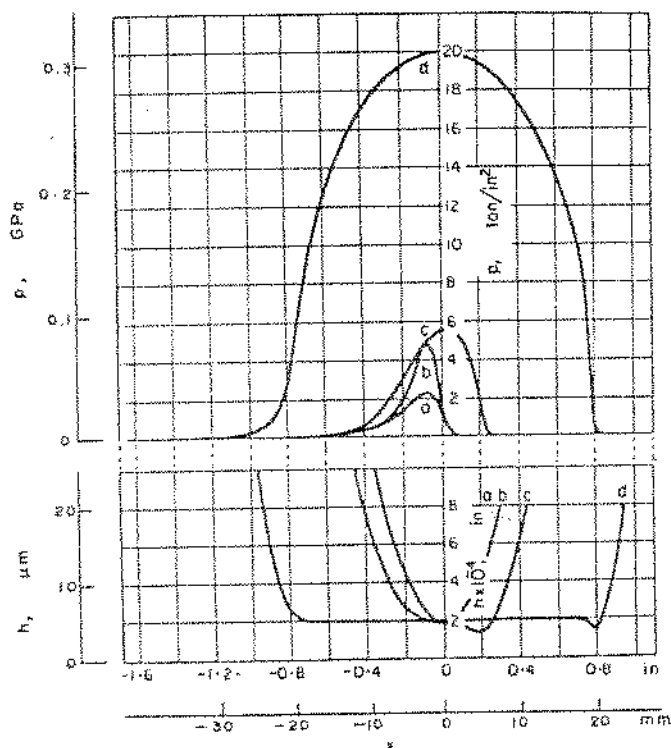


Figura 3.1 - Distribuição de pressão e filme lubrificante no contato entre dois cilindros [37].

Na figura 3.2 pode-se ver o comportamento da pressão e filme lubrificante para o caso (d) da figura 3.1, com o incremento da carga aplicada no contato dos dois cilindros.

Em ambas as figuras fica clara a aproximação da distribuição de pressão elastohidrodinâmica da forma de distribuição de pressão de HERTZ. Além disso, na figura 3.2, pode-se notar como é pequena a variação da espessura do filme lubrificante com o aumento de pressão para cilindros elásticos e viscosidade dependente da pressão.

As conclusões apresentadas por DOWSON e HIGGINSON [43] incluem também o parâmetro U como o preponderante na espessura do filme lubrificante, seguido pelo parâmetro G , que porém na prá

tica varia muito pouco. Com o aumento da carga a distribuição de pressão pode ser assumida como sendo a distribuição semi-elíptica de HERTZ.

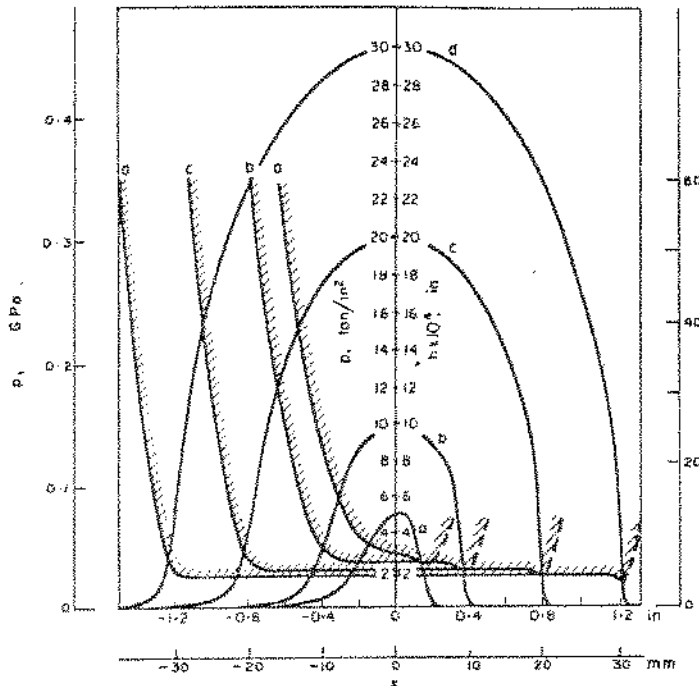


Figura 3.2 - Distribuição de pressão e filme lubrificante para cilindros elásticos e viscosidade dependente da pressão

3.6. EQUAÇÕES PARA A ESPESSURA DO FILME LUBRIFICANTE

As expressões propostas por GRUBIN e DOWSON [43] apresentam uma variação em torno de 20 por cento no valor da espessura mínima do filme lubrificante para cilindros elásticos e viscosidade do fluido dependente da pressão:

$$\text{equação de GRUBIN } H = \frac{1,95 (GU)^{0,73}}{W^{0,091}} \quad (3.5)$$

$$\text{equação de DOWSON } H = \frac{1,8 G^{0,6} U^{0,7}}{W^{0,13}} \quad (3.6)$$

A equação equivalente a MARTIN [31] pode ser escrita

adimensionalmente como:

$$H_m = 4,9 \frac{U}{W} \quad (3.7)$$

de forma que, na lubrificação de cilindros rígidos com lubrificante isoviscoso, a espessura do filme lubrificante sofre uma influência diametralmente oposta à obtida pelas equações de DOWSON e GRUBIN, em relação aos parâmetros U e W.

Para o contato entre corpos de aço e lubrificante

$$G = 5000$$

$$E' = 228.GPa$$

Trabalhando de forma dimensional a equação de MARTIN pode ser escrita:

$$h_m = 4,9 \frac{\eta_o u R}{\omega} \quad [\mu m] \quad (3.8)$$

A equação de DOWSON e HIGGINSON fica então na forma:

$$h_o = 1,6 \alpha^{0,6} (\eta_o u)^{0,7} (E')^{0,03} R^{0,43} \omega^{-1,13} \quad [\mu m] \quad (3.9)$$

Baseando-se nas experiências de CROOK [42], DOWSON e HIGGINSON [37] propõem uma simplificação da equação original:

$$h_o = 16 (\eta_o u R)^{1/2} \quad [\mu m] \quad (3.10)$$

Para a qual as influências da carga, constante elástica e coeficiente de variação da viscosidade com a pressão são pequenas para a maioria das aplicações comuns.

Para condições onde a deformação elástica tem influência maior que a variação da viscosidade com a pressão, HERREBRUGH [47] apresenta a seguinte expressão:

$$h_o = 2,32 (\eta_o u)^{0,6} R^{0,6} \omega^{0,2} E'^{-0,4} \quad [\mu\text{m}] \quad (3.11)$$

Se comparada à equação 3.9 pode-se notar a não casual semelhança de todos os expoentes, a exceção do expoente adotado para E' , a constante elástica.

Para os casos onde o efeito da variação da viscosidade têm influência nitidamente superior ao da deformação elástica dos corpos, é válida a equação de BLOK apresentada por WHOMES [44].

$$h_o = 1,66 (\eta_o u)^{2/3} R^{1/3} \alpha^{2/3} \quad [\mu\text{m}] \quad (3.12)$$

WHOMES [44] apresenta ainda uma outra equação atribuída a DOWSON e HIGGINSON. Semelhante à original, é no entanto, fruto de trabalhos posteriores à publicação da Eq. 3.9:

$$h_o = 2,65 (\eta_o u)^{0,7} R^{0,43} \omega^{-0,13} E'^{0,03} \alpha^{0,54} \quad [\mu\text{m}] \quad (3.13)$$

Para a obtenção da espessura mínima do filme lubrificante em contatos elípticos utiliza-se a equação apresentada por COY et all [30] como sendo a de ARCHARD e COWKING e desenvolvida em 1971. É dada por:

$$h_o = 2,04 \left(1 + \frac{2}{3} \frac{R_1}{R_2} \right)^{-0,74} (\eta_o \alpha u)^{0,74} R_1^{0,407} \left(\frac{E'}{P} \right)^{0,074} \quad (3.14)$$

Para a determinação da espessura do filme lubrificante em transmissões por tração utiliza-se as equações 3.9 ou 3.13 e equação 3.14, respectivamente para contatos pseudo-lineares e pseudo-pontuais ou elípticos.

3.7. COEFICIENTE DE TRAÇÃO

Como o entendimento do mecanismo físico da transmissão de movimento em contatos lubrificados é bastante complexo e envolve inúmeros fatores, procurou-se, a partir da década de setenta, estabelecer uma condição comparativa para as características desses mesmos contatos. Associado ao contato submetido à lubrificação E.H.D. surge o termo TRAÇÃO e sua medida é derivada de características externas ao próprio contato. A TRAÇÃO envolve inúmeros efeitos acoplados, como o atrito de rolamento, o atrito de escorregamento, a resistência ao cisalhamento do filme lubrificante e os efeitos de pressão e temperatura.

Para a medida de TRAÇÃO utiliza-se o coeficiente de tração, dado pela razão entre a força tangencial transmitida e a força normal aplicada em cada contato. Este coeficiente é determinado para condições específicas de temperatura, velocidade, pressão e escorregamento. Com sua utilização geometrias distintas podem ser comparados, óleos especificados e a existência da lubrificação E.H.D. detectada de forma indireta.

O comportamento característico do coeficiente de tração e suas medidas são melhor discutidos no capítulo 7 deste mesmo trabalho.

CAPÍTULO 4

CONFIABILIDADE

4.1. AS APLICAÇÕES DE CONFIABILIDADE

Uma máquina ou equipamento é normalmente projetado de forma a satisfazer condições específicas de resistência e operação. Porém, durante o processo de fabricação desta máquina ou equipamento existe a probabilidade de que alguns fatores se afastem de algum modo das características básicas apropriadas. Deste modo, a homogeneidade dos materiais, o acabamento superficial, o tratamento térmico ou químico, e as dimensões de cada elemento dessa máquina podem sofrer uma dispersão em torno de valores considerados como médios, originando máquinas com uma certa probabilidade de se afastar do ideal. Esta probabilidade pode ser expressa em termos matemáticos e disposta de modo a caracterizar uma certa forma de distribuição estatística, para a resistência física de um dado lote de máquinas em dado momento.

As condições de operação e a severidade destas sofrem o mesmo tipo de dispersão e também podem ser representadas através de uma distribuição estatística.

Esta situação pode ser representada do modo mostrado na figura 4.1, onde em um gráfico (número itens versus severidade de operação ou resistência) se mostra que num dado lote existe um certo número de itens fabricados, que provavelmente não tem condições de suportar as condições de operação impostas. Este número é expresso em função da área comum às duas distribuições e indicado como probabilidade de falhas.

Para as mesmas condições de operação, com o passar do tempo e do número de ciclos operados, é de se esperar que haja uma diminuição na capacidade das máquinas de resistir aos esforços originais. A causa pode ser o desgaste por atrito, abrasão, ataques químicos, fadiga dos materiais, e vários outros fatores.

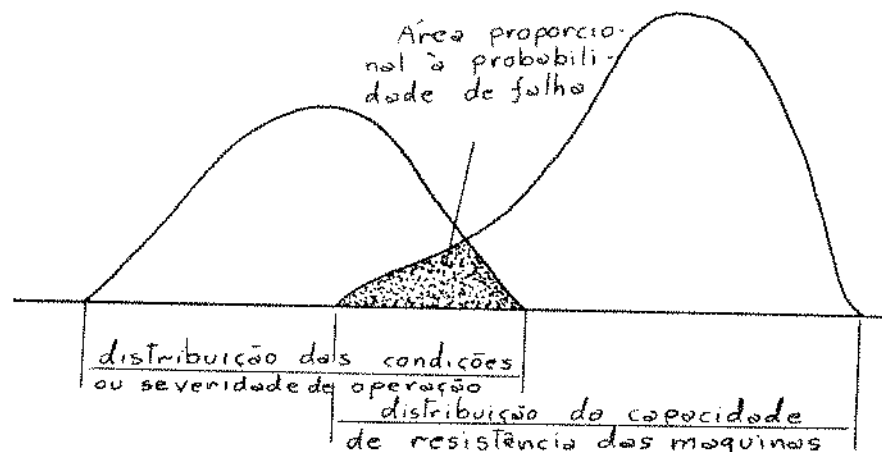


Figura 4.1 - Probabilidade de falha de um certo grupo de máquinas.

Deste modo, a distribuição de resistência que originalmente não tinha nenhuma área comum com a distribuição das condições de carga (Figura 4.2a) passa com o tempo a se aproximar da segunda distribuição (Figura 4.2b) pois a resistência média cai com o tempo. As figuras 4.2b e 4.2c se referem a dois períodos de tempo subsequentes do processo, de modo que no tempo c a probabilidade de falhas da máquina original é bem maior [48].

A falha pode ser, neste contexto, caracterizada pelas manifestações externas da máquina. A parada total das operações de uma máquina, uma parada temporária, parcial ou uma alteração nas condições de funcionamento, são consideradas falhas. Alguns destes estados característicos de máquinas são análogos à morte, perda de função, ou doença, em organismos vivos. Fala-se por isso, normalmente, em vida de um sistema mecânico, de forma análoga aos seres vivos. [51]

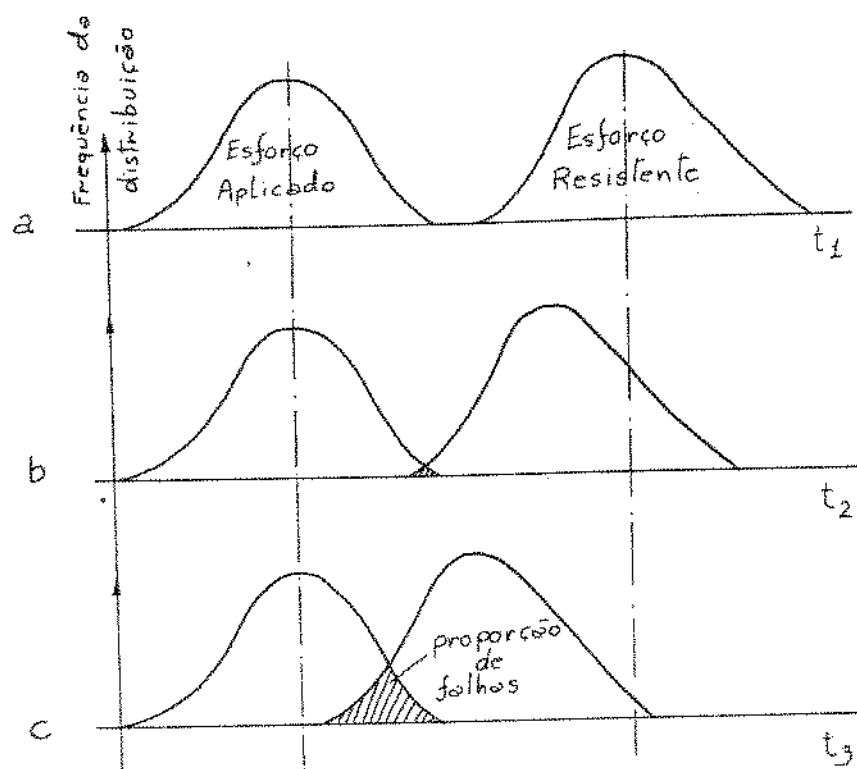


Figura 4.2 - Probabilidade de falha relacionada com o tempo.

É confiável que, se a um dado organismo se suprir as necessidades básicas e um certo padrão de existência for obedecido, este organismo viva um certo tempo, estimado com alguma probabilidade de acerto. Do mesmo modo, a confiabilidade de um certo item ou máquina pode ser definido como:

"A confiabilidade de uma máquina é a probabilidade de que ela funcione sem falhas por um certo período de tempo, sob condições precisas de funcionamento" [49].

A confiabilidade também pode ser definida como: "Probabilidade que tem um certo item de ter desempenho satisfatório, por um período de tempo especificado, para condições de operação determinadas" [48], ou, ainda, como "a teoria da confiabilidade é a

ciência que estuda as leis de ocorrência de falhas em equipamentos" [50].

A confiabilidade é normalmente expressa em número de horas esperadas de vida, com uma dada probabilidade.

É bastante comum a utilização dos termos L_{50} e L_{10} como sendo o tempo de vida para 50% de probabilidade de falha e tempo de vida para 10% de falha, respectivamente. Estes termos são normalmente usados nas ciências mecânicas.

Neste trabalho, a distribuição L_{10} será considerado como preponderante e a ocorrência de falhas será notadamente relacionada com a progressão de fadiga subsuperficial, originado pela tensão de cisalhamento cíclica da camada subsuperficial, nas regiões de contato dos elementos de transmissão.

4.2. O MODELO MATEMÁTICO

T - designa a duração da vida de um elemento
 $p(T < t)$ - probabilidade de evento e também
 $p(T < t) =$ probabilidade de 1 falha entre 0 e t

Densidade de Probabilidade de falha

Definição: A probabilidade para que uma falha apareça entre t e $t+dt$ é igual a $f(t)dt$ onde $f(t)$ é a densidade de probabilidade de falha.

Assim: A probabilidade que uma falha apareça entre t_1 e t_2 é dada pela expressão:

$$\int_{t_1}^{t_2} f(t) dt$$

Como $p(T < t)$ é a probabilidade de 1 falha entre 0 e t

temos:

$$p(T < t) = \int_0^t f(t) dt = F(t) \quad (4.1)$$

onde $F(t)$ é chamada função de partição ou função probabilidade de falha.

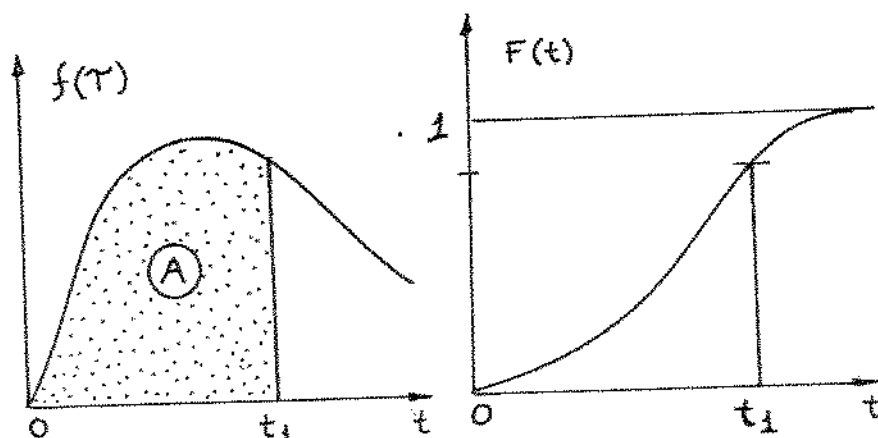


Figura 4.3 - a) Densidade de probabilidade de falha em função do tempo.
b) Função probabilidade de falha.

onde

$$A = \int_0^{t_1} f(t) dt = F(t) \quad (4.2)$$

Como a falha acontece durante a vida de uma máquina, a probabilidade de que ela aconteça até um tempo infinito é dada por:

$$p [0, \infty] = 1 = F [\infty]$$

Como se pode notar na figura 4.3 a curva $F(t)$ em função do tempo é assintótica à reta $F(t) = 1$.

4.3. A CONFIABILIDADE $R(t)$ EM UM INSTANTE t

Por definição, $R(t)$ designa a probabilidade de que a duração da vida T seja superior ao tempo t .

Isto pode ser escrito da seguinte forma:

$$R(t) + F(t) = 1 \rightarrow R(t) = 1 - F(t) \quad (4.3)$$

$$R(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt$$

$$R(t) = \int_t^{\infty} f(t) dt \quad (4.4)$$

4.4. PROBABILIDADE CONDICIONAL $P_c(t)$ DE QUE HAJA UMA FALHA ENTRE $[t]$ E $[t+dt]$

Por definição $f(t)dt = P_c(t) \times R(t)$

$$e \quad P_c(t) = \frac{f(t)dt}{R(t)} \quad (4.5)$$

4.5. TAXA DE AVARIA INSTANTANEA $\lambda(t)$ NO TEMPO t

$$\text{Por definição} \quad \lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (4.6)$$

$$\text{como:} \quad R(t) = 1 - \int_0^t f(u) du \quad e \quad dR(t) = -f(t) dt \quad (4.7)$$

substituindo a eq. 4.6 em 4.7 temos

$$\lambda(t) = - \frac{1}{R(t)} \frac{dR}{dt}$$

integrando

$$\int_0^t \lambda(t) dt = \int_0^t - \frac{1}{R(t)} dR ,$$

$$- \int_0^t \lambda(t) dt = \ln(+ R(t))$$

então

$$R(t) = \int_0^t \lambda(t) dt . \quad (4.8)$$

Assim se conhecermos a taxa de avaria instantânea λ podemos obter um interessante tratamento para a confiabilidade $R(t)$.

Existem diversos modelos para λ , mas, o que melhor se aplica em componentes mecânicos é o de WEIBULL [48 e 51].

$$\text{modelo de Weibull } \lambda(t) = \frac{\beta(t-\gamma)^{\beta-1}}{\eta^\beta}$$

$$\text{assim } \int_0^t \lambda(t) dt = \frac{\beta}{\beta} \frac{(t-\gamma)^\beta}{\eta^\beta} = \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta$$

e substituindo em 4.8 temos:

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (4.9)$$

onde t é o tempo até a ocorrência de uma falha
 γ é o tempo para o qual $F(t)=0$
 η é a vida característica e fator de escala
 β é o fator de forma.

4.6. A DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

Como nossa intenção é aplicar confiabilidade em equipamentos novos, a vida parte do instante zero e γ é considerado também zero [48].

A distribuição de WEIBULL é notável pela sua capacidade de assumir um grande número de formas para a densidade de probabilidade de falha com a variação do fator de forma β , como fica evidente na figura 4.4.

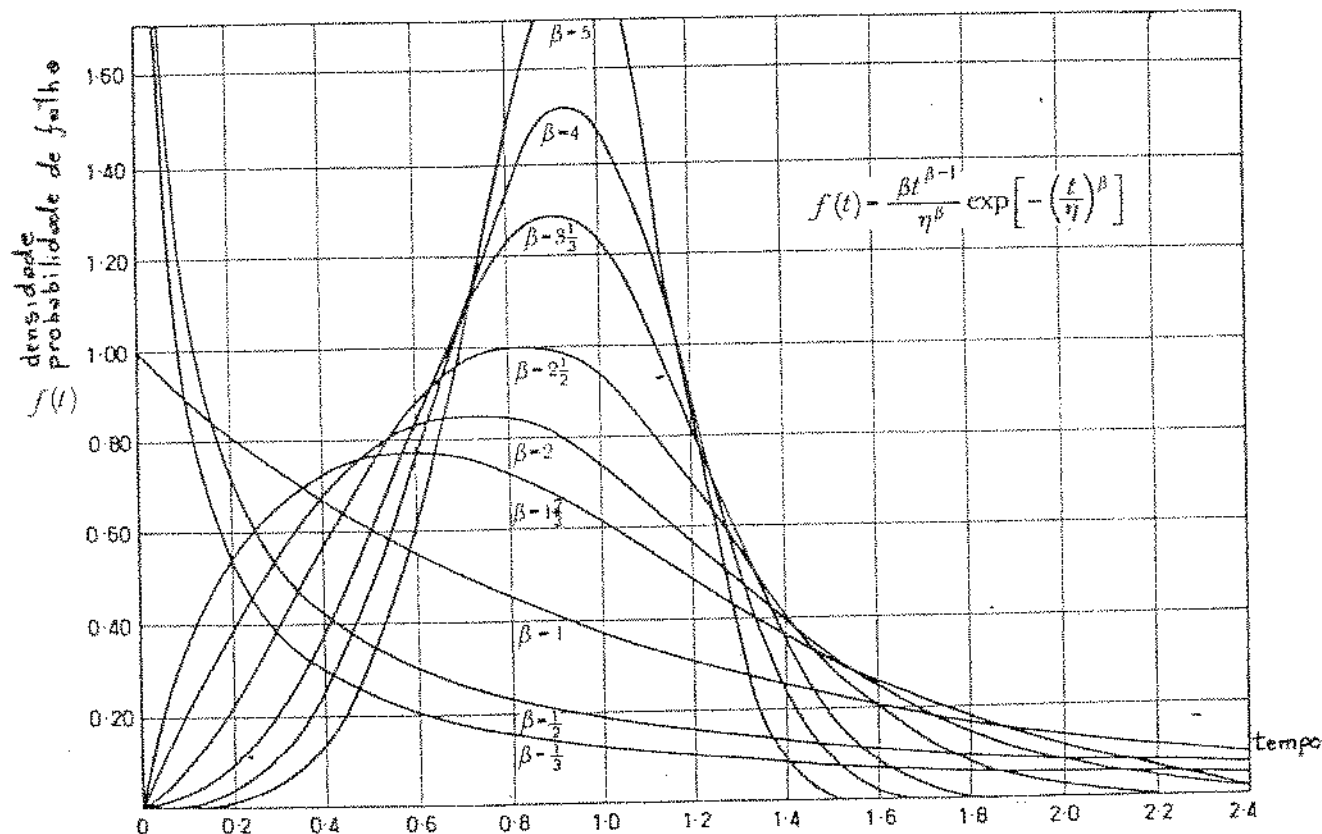


Figura 4.4 - Densidade de probabilidade de falha de WEIBULL em função de β e t [48].

Da equação 4.6 temos:

$$R(t) = \frac{f(t)}{\lambda(t)} \quad \text{e} \quad f(t) = \lambda(t) \cdot R(t)$$

substituindo em 4.6 as equações 4.9 e o modelo de Weibull, $\gamma=0$ para $t=0$ teremos

$$f(t) = \frac{\beta \cdot t^{\beta-1}}{\eta^\beta} \exp \left[- \left(\frac{t}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (4.10)$$

Podemos distinguir na figura 4.4 quatro grupos de distribuições:

1- $\beta < 1$ - Curvas $\beta = \frac{1}{3}$ e $\beta = \frac{1}{2}$ com $\lambda(t) = \beta \frac{t^{\beta-1}}{\eta^\beta}$ a potência de t se torna negativa e $\lambda(t)$ sempre decresce com o incremento de t . É o caso em que a densidade de probabilidade de falha decresce com o tempo.

2- $\beta = 1$ - Com $\lambda(t) = \beta \frac{t^{\beta-1}}{\eta^\beta} = \frac{1}{\eta}$

$$F(t) = 1 - \exp \left(- \int_0^t \frac{1}{\eta} dt \right) = 1 - \exp \left(- \frac{t}{\eta} \right)$$

onde η é igual à média de tempo de falha.

3- $1 < \beta < 2$ Curvas $\beta = 1^{2/3}$ e $\beta = 2$

distribuições deslocadas onde a $f(t)$ cresce rapidamente e cai suavemente com o passar do tempo.

4- $\beta > 2$ - A mudança da forma da distribuição é tal que se assemelha à distribuição normal, sendo assintótica, no início, ao eixo de t . A maior semelhança se dá com $\beta = 3, 2$, porém.

As distribuições normal e log normal tem como referência a média, já na distribuição de WEIBULL a referência é sempre dada em $t=0$.

Uma forma de se obter os valores dos parâmetros η , γ e β é plotar os dados experimentais em um gráfico apropriado.

4.7. A CARTA DE PROBABILIDADE DE WEIBULL

Das eq. 4.3 e 4.9 temos que:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^\beta \right] \quad . \quad (4.11)$$

Assim

$$1 - F(t) = \exp \left[- \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^\beta \right]$$

e

$$\frac{1}{1-F(t)} = \exp \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^\beta \quad ,$$

onde

$$\ln \frac{1}{1-F(t)} = \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^\beta$$

e

$$\ln \left[\ln \frac{1}{1-F(t)} \right] = \beta \ln(t-\gamma) - \beta \ln(\eta) \quad (4.12)$$

se

$$Y = \ln \left[\ln \frac{1}{1-F(t)} \right] \quad , \quad x = \ln(t-\gamma) \quad \text{e} \quad \alpha = \beta \ln(\eta)$$

obtemos $Y = \beta x - \alpha$ que é a equação de uma reta com β sendo a inclinação da reta e $\beta \ln(\eta) = \alpha$ a intercepção em $t=0$.

Assim a carta de probabilidade de WEIBULL é mostrada na fig. 4.5 e tem 4 escalas:

- escala A: $X = \ln(t-\gamma)$
- escala B: $Y = \ln \left[\ln \frac{1}{1-F(t)} \right]$
- escala C: $t-\gamma =$ valor transformado do tempo t
- escala D: $F(t) =$ valor da probabilidade de que ocorra uma falha entre os tempos 0 e t

Podemos obter β pelo cálculo do ângulo de inclinação da reta, ou seja, pela divisão do incremento (ΔB) da escala B pelo incremento (ΔA) correspondente na escala A.

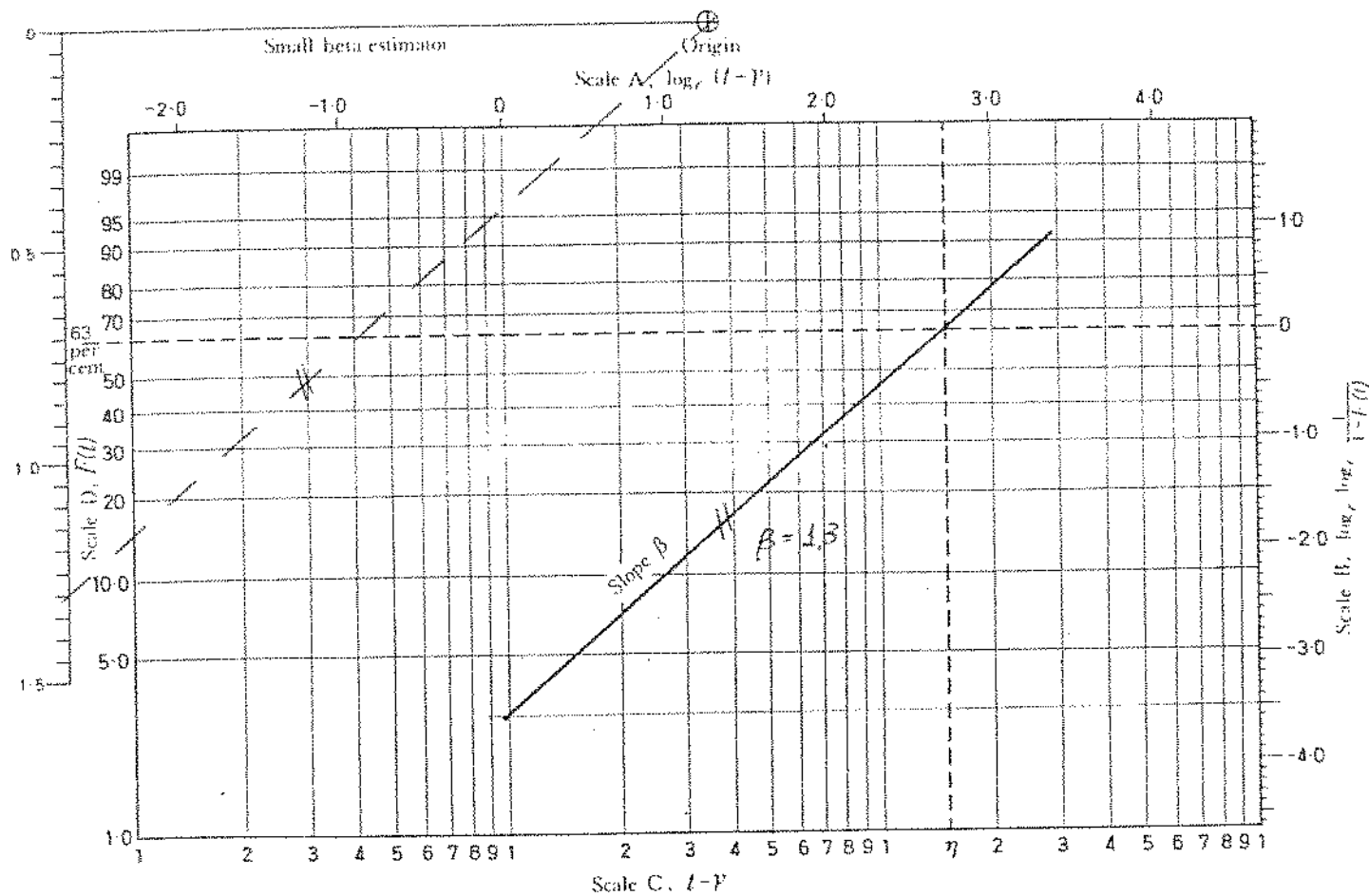


Fig. 6.2

Figura 4.5 - Carta de WEIBULL [48].

Para obtermos η tomamos

$$\ln \left[\ln \frac{1}{1-F(t)} \right] = 0,$$

e da eq. 4.12,

$$\beta \cdot \ln(t-\gamma) - \beta \cdot \ln(\eta) = 0,$$

e daí

$$t - \gamma = \eta.$$

Assim η pode ser obtido da escala C no ponto que a reta cruzar o valor 0 da escala B ou ainda o valor 63% na escala D.

Se $\gamma=0$ a escala C é a própria escala de tempo e é possível ter-se a vida esperada em horas. Porém muitas vezes os valores plotados não resultam em uma reta, o que significa que γ não é zero.

Para determinar o valor de γ existem dois métodos mais usuais:

(a) Na figura 4.6 mostra-se um conjunto de pontos de onde não se obteve uma reta. Através de tentativa e erro procura-se subtrair de cada ponto um dado valor γ constante. Quando γ for o correto os pontos formarão uma reta.

(b) O método General Motors utiliza três linhas paralelas ao eixo t e com igual espaçamento desenhadas na carta. Em cada intersecção da curva a ser corrigida e as linhas tem-se os pontos t_1, t_2, t_3 assim

$$\gamma = t_2 - \frac{(t_3 - t_2) \cdot (t_2 - t_1)}{(t_3 - t_2) - (t_2 - t_1)} \quad (4.13)$$

como mostrado na figura 4.7.

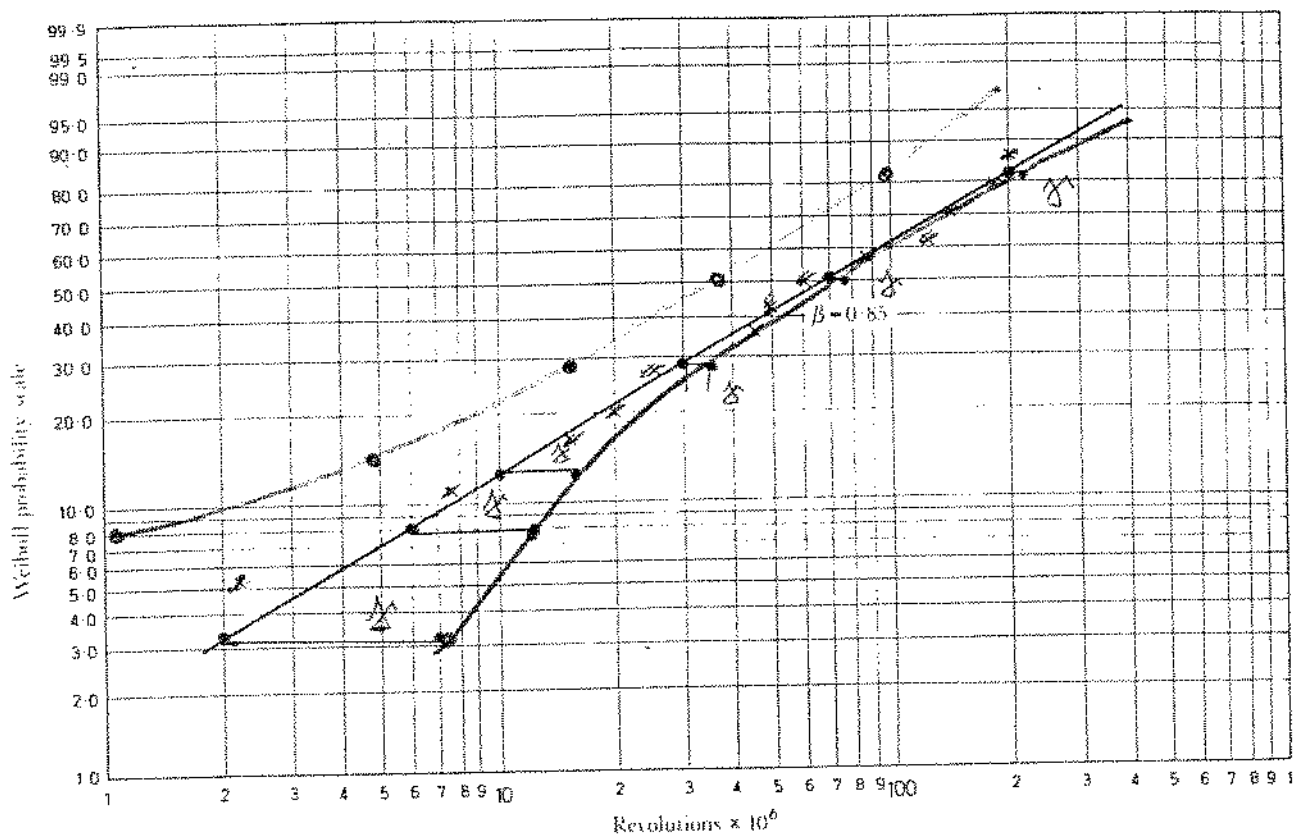


Figura 4.6 - Carta de WEIBULL com pontos e $\gamma \neq 0$ [48].

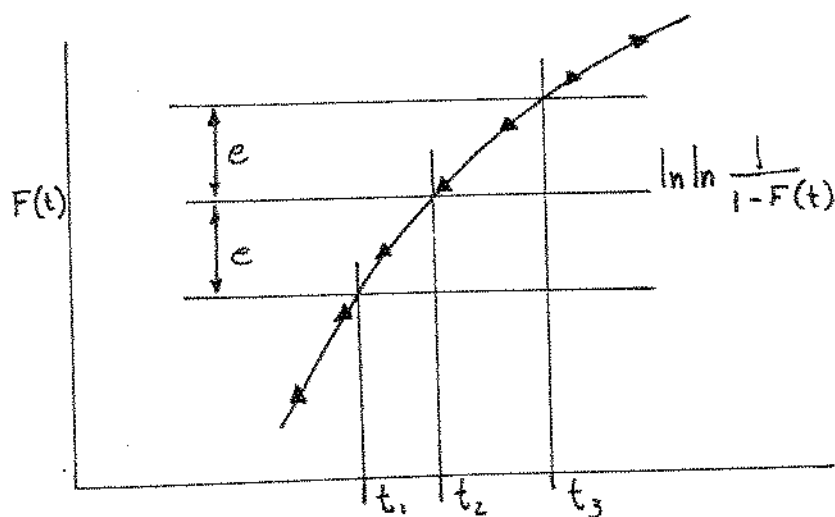


Figura 4.7 - Ilustração do método G. M. para obtenção de γ .

4.8. AS APLICAÇÕES DA DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL [48]

A distribuição de WEIBULL mostrou-se particularmente útil na determinação de confiabilidade de rolamentos (Fig. 4.8). Milhares de testes confirmaram a validade de distribuição para a falha e para o modelo matemático de Lundberg e Palmgreen.

$$\ln \frac{1}{1-F(t)} \propto \frac{t^c \eta_0^e V}{z^h}$$

Com a determinação experimental dos parâmetros, Lundberg e Palmgreen obtiveram para o modelo matemático o valor dos expoentes c, e, h e a constante de proporcionalidade.

Pesquisas posteriores permitiram estender o modelo matemático e experimental às transmissões por tração e, assim obter uma previsão da vida como é feito no capítulo 5.

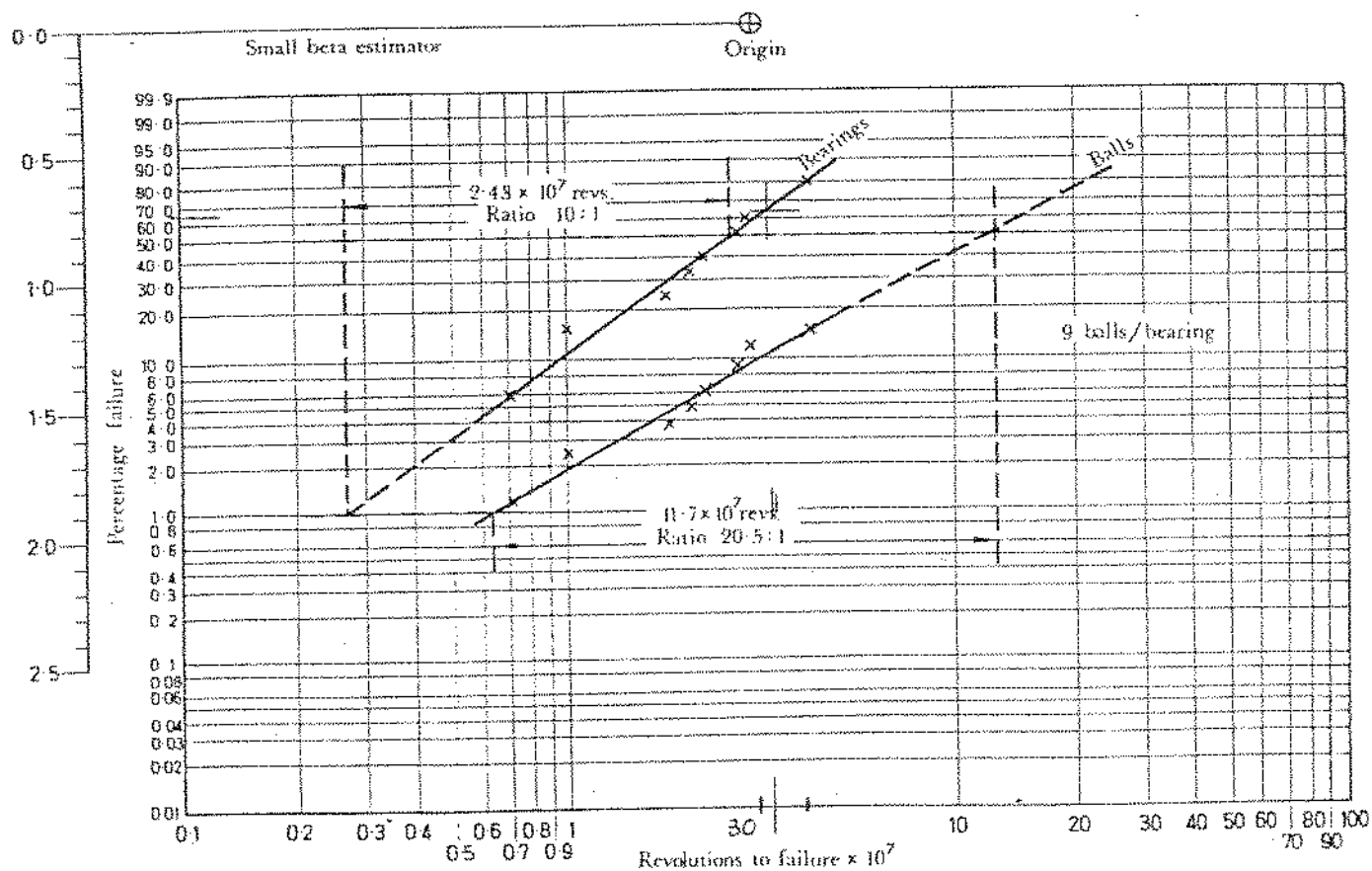


Figura 4.8 - Exemplo de carta de WEIBULL para teste de rolamentos.

[48].

CAPÍTULO 5

EQUAÇÕES DE VIDA

5.1. INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE CONTATO NA VIDA DE CORPOS EM CONTATO.

Em 1947 LUNDBERG e PALMGREEN publicaram um estudo no qual trataram da "Capacidade dinâmica dos mancais de rolamento". Nele apresentaram sua teoria para a falha destes mancais e os resultados de testes para milhares de rolamentos de esferas e rolos.

A teoria de LUNDBERG e PALMGREEN considera que o principal mecanismo responsável pela falha é o da fadiga de rolamento ou fadiga superficial [52].

A fadiga de rolamento ou superficial é característica de elementos que rolam ou se deslocam um sobre o outro, com ou sem atrito, submetidos a uma certa força normal no contato. Rolamentos, engrenagens, rodas de fricção, elementos de tração, são exemplos de sistemas mecânicos onde a fadiga superficial é importante.

O deslocamento de um corpo sobre o outro provoca, sob a superfície de contato, o deslocamento do estado de tensão de forma conjunta. Isto faz com que determinado ponto interior ao corpo seja submetido a continuadas alterações de sentido na tensão de cisalhamento, resultando em um estado de tensão dinâmico de forma alternada simétrica. Na figura 5.1 pode-se ver uma esquematização do processo durante o deslocamento de um rolete sobre uma pista plana em três posições subseqüentes. Na posição 2 o mesmo ponto interior a uma mesma profundidade é submetida a tensão de cisalhamento de sentidos opostos com a passagem do rolete. Esta tensão de cisalhamento alternada simétrica origina um processo de fadiga na camada subsuperficial à posição da tensão máxima. Com a passagem dos ciclos a fadiga material acaba por acarretar a formação de uma trinca ou fissura a uma determinada profundidade.

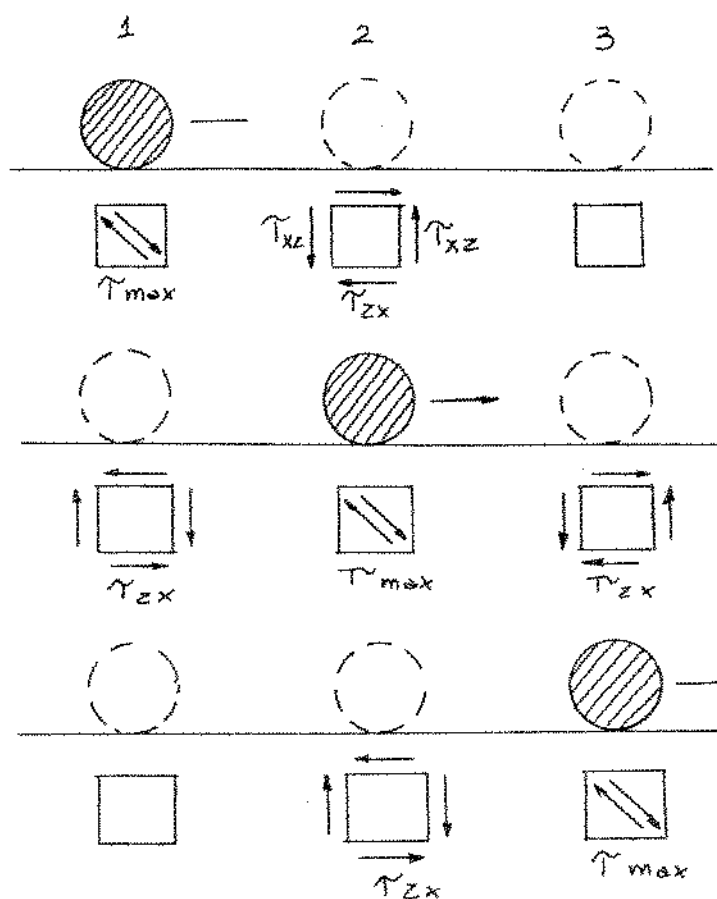


Figura 5.1 - Durante o deslocamento de um corpo sobre outro aparecem tensões de cisalhamento alternadas simétricas no interior do corpo.

Em condições de contato, sem atrito, a trinca se desenvolve paralela à superfície podendo provocar o deslocamento de uma placa de superfície do corpo, defeito conhecido como "SPALLING". Este deslocamento acontece sempre que a fissura subsuperficial encontra trincas ou defeitos que a liguem à superfície. Às vezes, a utilização de um fluido lubrificante de viscosidade muito baixa, pode provocar sua migração pelas trincas superficiais e, com o preenchimento das trincas da subsuperfície, o deslocamento prematuro das placas, quando um estado de pressão elevada, obriga o es-

coamento do fluido acumulado no interior do corpo [45] [53].

A existência de forças tangenciais à região de contato altera a geometria das trincas. As tensões de cisalhamento se aproximam da superfície e o ângulo da tensão de cisalhamento máximo resultado da força normal e tangencial, é alterado de tal modo que as trincas, originando-se próximas à superfícies se deslocam para o interior do corpo. O ângulo que as trincas fazem com a superfície é próximo de 15° , quando se trata de contato aço-aço lubrificado [23]. Estas trincas se expandem com o descolamento de "lascas" da superfície e provocando defeitos com a aparência de "conchas" invertidas. Este defeito é conhecido com o nome de "PITTING".

Pode-se ver na figura 5.2, de modo simplificado, a aparência das trincas nos dois casos apresentados. No caso real, os dois defeitos quase sempre aparecem juntos.

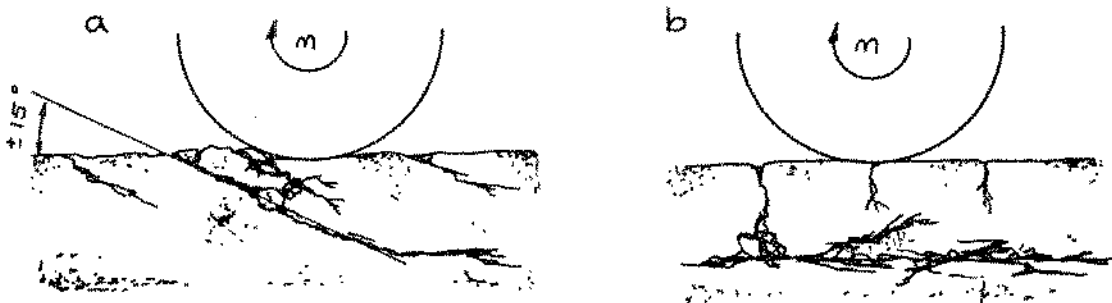


Figura 5.2 - a) Progressão da trinca subsuperficial em ângulo, característica de contatos com atrito elevado;
 b) Progressão da trinca subsuperficial paralela à superfície, característica de contato sem atrito.

Segundo as observações de LUNDBERG e PALMGREEN a probabilidade destas trincas aparecerem prematuramente depende da densidade de defeitos e possíveis pontos de nucleação existentes no mate

rial. Com o aumento do volume tensionado no contato, aumenta o número de possíveis focos de nucleação de defeitos. Concluíram então que a probabilidade de vida para corpos sujeitos à fadiga de rolamento era inversamente proporcional ao volume total tensionado (V) por ocasião do rolamento. Do mesmo modo a probabilidade de vida era também inversamente proporcional à magnitude das tensões de cisalhamento (τ) geradas. A profundidade (Z_0) em que ocorrem as tensões de cisalhamento máximas, no entanto, age de modo diverso: Quanto maior a profundidade, mais longe ficam as tensões máximas internas dos defeitos superficiais, além de distanciar as tensões de cisalhamento interna e superficial diminuindo a severidade da condição. Deste modo, a probabilidade de vida é diretamente proporcional à profundidade (Z_0) da tensão de cisalhamento máxima. Outrossim com a passagem dos ciclos (n_ω) a probabilidade de vida destes corpos diminui, sendo portanto inversamente proporcional ao número de ciclos percorridos [4].

O tratamento estatístico utilizado foi baseado no modelo de WEIBULL e seus coeficientes determinados experimentalmente por LUNDBERG e PALMGREEN para rolamentos de esferas e rolos [48,52]:

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{\tau^e \eta^e V}{Z^h} \quad (5.1)$$

onde: $h = 2^{1/3}$

$$c = 10^{1/3}$$

$$e = 10/9 \quad \text{contato elíptico}$$

$$e = 3/2 \quad \text{contato linear}$$

Rearranjada a expressão 5.1 e projetados os valores para uma probabilidade de sobrevivência de 90% temos então:

$$\eta = L_{10} = \left(\frac{k Z_0^h}{\tau^e V} \right)^{1/e} \quad (5.2)$$

A constante de proporcionalidade só foi determinada em 1975 por COY e ZARETZKY [52] depois de um longo processo estatístico e experimental. Seu valor pode ser assumido como sendo:

$$K = 1,428 \cdot 10^{95} \text{ em unidades S.I.}$$

Esta vida, obtida em milhões de ciclos, pode ser convertida em horas através da seguinte expressão:

$$L^\alpha = \frac{n}{\mu \cdot w} \cdot \frac{10^6}{60}, \quad (5.3)$$

onde μ é o número de ciclos por rotação
e w é a rotação em r.p.m.

A vida de um sistema composto de vários elementos pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{L}{L_1}\right)^{e_1} + \left(\frac{L}{L_2}\right)^{e_2} + \dots + \left(\frac{L}{L_N}\right)^{e_N} = 1, \quad (5.4)$$

onde L é a vida do sistema
e L_N é a vida de cada elemento

Se todos os contatos forem elípticos ou se todos forem lineares a expressão pode ser simplificada:

$$L = (L_1^{-e} + L_2^{-e} + \dots + L_N^{-e})^{-1/e}. \quad (5.5)$$

L é a vida do sistema em horas.

COY, ROHN e LOEWENTHAL [26] apresentaram em 1981 uma con

firmação para expressões derivadas da equação 5.2 através de gráficos comparativos. A primeira dessas expressões relaciona a vida com o torque transmitido e se apresenta como:

$$L \propto (\text{torque})^{-3} \quad (5.6)$$

Ou seja, afirma que a vida para um contato é inversamente proporcional ao cubo do torque transmitido. A segunda relação relaciona a vida com o tamanho ou escala ou proporções de contato:

$$L \propto (\text{tamanho})^{8,4} \quad (5.7)$$

Esta expressão indica que um aumento de 10% no tamanho dos elementos de transmissão for feito, a vida equivalente será mais que duplicada.

Uma terceira expressão é apresentada pela MONSANTO [54] e relaciona a vida à espessura do filme lubrificante nas condições elasto-hidrodinâmica do contato. Porém esta expressão não tem confirmação experimental além da própria MONSANTO.

$$\frac{L_1}{L_2} \propto \left(\frac{\text{coef. tração}_1}{\text{coef. tração}_2} \right)^3 \quad (5.8)$$

Ou seja que a vida é proporcional ao cubo da razão dos coeficientes de tração utilizados.

Deste modo uma dada transmissão pode ser usada como referencial e facilitar a escolha do tamanho, torque, vida, etc. mais apropriados.

5.2. ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DE VIDA PARA O CONTATO ELÍPTICO

Para esta análise consideram-se os dois corpos em contato como sendo de aço homogêneo, com a mesma constante elástica:

$$E_A = E_B = 207 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

e mesmo coeficiente de Poisson

$$\nu_A = \nu_B = 0,3.$$

Os parâmetros utilizados podem ser obtidos dos capítulos 2 e 3 e são:

- a - semi-eixo maior da elipse de contato
- b - semi-eixo menor da elipse de contato
- P - força normal no contato
- Z_0 - profundidade da máxima tensão de cisalhamento
- V - volume total tensionado
- R - raio da superfície no plano de rotação
- τ_0 - máxima tensão de cisalhamento
- l - comprimento da pista de rolamento

O volume tensionado por LUNDBERG e PALMGREEN e normalmente utilizado por COY et al [52] em seus cálculos e pode ser expresso por:

$$V = a Z_0 l = a Z_0 2\pi |R|. \quad (5.9)$$

Tornando então a eq. 5.2 e substituindo os expoentes para o contato elíptico tem-se:

$$L = \left(\frac{1,428 \cdot 10^{95} \cdot Z_0^{7/3}}{\tau_0^{31/3} \nu} \right)^{9/10}$$

É interessante agora trabalhar-se com parâmetros adimensionais definidos da seguinte maneira:

relação $\frac{\text{tensão de cisalhamento}}{\text{pressão máxima=tensão comp. máx.}} = \left(\frac{\tau_0}{\sigma_0} \right) = \frac{\tau_0}{\sigma_0} \therefore \tau_0 = \left(\frac{\tau_0}{\sigma_0} \right) \sigma_0$ (5.10)

relação $\left(\frac{Z_0}{b} \right) = \frac{Z_0}{b} \rightarrow Z_0 = \left(\frac{Z_0}{b} \right) b$ (5.11)

$$a^* = \frac{a}{g} \rightarrow a = a^* g$$
 (5.12)

$$b^* = \frac{b}{g} \rightarrow b = b^* g$$
 (5.13)

onde $g = \left(\frac{3P}{\rho} \left(\frac{1-\nu^2}{E} \right) \right)^{1/3}$ (5.14)

$$\rho = \frac{1}{r_{AX}} + \frac{1}{r_{AY}} + \frac{1}{r_{BX}} + \frac{1}{r_{BY}}$$
 (5.15)

Fazendo agora todas as substituições em 5.2 tem-se:

$$L = \left(\frac{1,428 \cdot 10^{95} \left(\frac{Z_0}{b} \right)^{7/3} (b^*)^{7/3+31/3} (g)^{7/3+31/3} (a^*)^{31/3} (g)}{\left(\frac{\tau_0}{\sigma_0} \right)^{31/3} \left(\frac{3}{2\pi} \right)^{31/3} P^{31/3} 2\pi |R| \left(\frac{Z_0}{b} \right) \cdot b^* \cdot g \cdot a^* \cdot g} \right)^{0,9}$$

$$\text{pois } \sigma_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab}$$

e chegamos à seguinte forma:

$$L = \left(\frac{K \left(\frac{Z_0}{b} \right)^{4/3} (b^*)^{35/3} (a^*)^{28/3} g^{21}}{\left(\frac{\tau_0}{\sigma_0} \right)^{31/3} P^{31/3} |R|} \right)^{0,9} \quad (5.16)$$

onde $K = 2,32 \cdot 10^{19}$

Reagrupando os fatores adimensionais:

$$K_2 = \left(\frac{Z_0}{b} \right)^{4/3} \left(\frac{\tau_0}{\sigma_0} \right)^{-31/3} (a^*)^{28/3} (b^*)^{35/3} \quad (5.17)$$

e sabendo que $g = 2,363 \cdot 10^{-4} (P)^{1/3} (\rho)^{-1/3}$

tem-se finalmente:

$$L = K (K_2)^{0,9} (P)^{-3} (\rho)^{-6,3} |R|^{-0,9} \quad (5.18)$$

Esta equação permite uma análise rápida para as condições de vida de determinado contato e é válida mesmo quando o raio de rotação não coincide com o raio geométrico, como mostrado na figura 5.3. Os valores para K_2 são obtidos do estudo de distribuição de pressão e tensões no contato (capítulo 2).

O fator escala não tem influência no valor de K_2 , pois todos os valores adimensionais que o compõem são sempre proporcionais. Porém, se um certo torque deve ser transmitido por determinado contato então, uma alteração da escala, (ou o tamanho), dessa geometria faz com que uma outra força P seja necessária para transmitir o mesmo torque. Esta força P terá uma variação inversamente proporcional à alteração da escala ou tamanho. Do mesmo modo pode-se pensar em relação ao fator ρ já que o mesmo tem a dimensão de comprimento elevado a potência unitária negativa, como mostra a

expressão 5.15. O raio de rotação R , é contudo, diretamente proporcional à escala ou tamanho. Deste modo temos para torque constante:

$$L\alpha(P)^{-3} (\rho)^{-6,3} |R|^{-0,9}$$

ou

$$L\alpha((\text{tamanho})^{-1})^{-3} ((\text{tamanho})^{-1})^{-6,3} |(\text{tamanho})|^{-0,9}$$

que resulta

$$L\alpha(\text{tamanho})^{8,4} \quad (5.7)$$

apresentada por Coy et all [26].

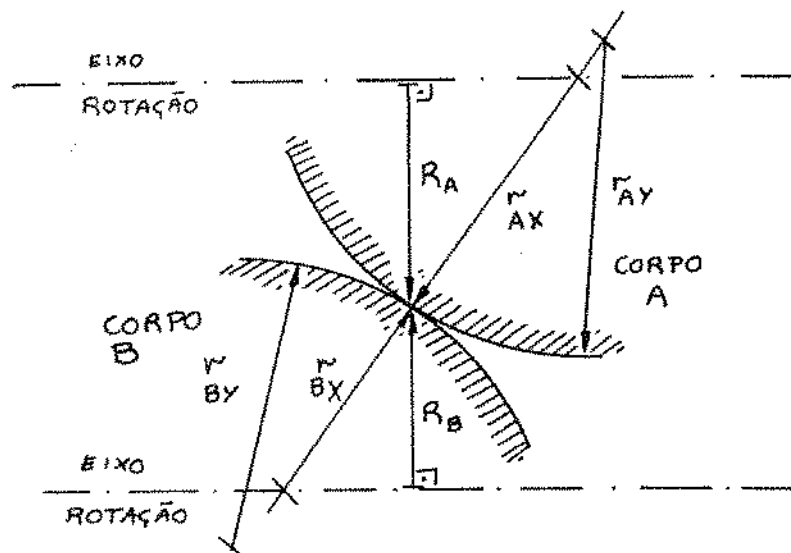


Figura 5.3 - Pode-se notar os raios geométricos r_{AX} , r_{BX} no plano do papel, os raios geométricos r_{AY} e r_{BY} no plano perpendicular ao papel e os raios de rotação R_A e R_B .

Como \tilde{s} P depende do torque pode-se dizer que para tama

nho constante o torque é diretamente proporcional à força P aplicada e assim:

$$L \propto (P)^{-3} \quad \text{ou} \quad L \propto (\text{torque})^{-3}$$

de modo que $L \propto (\text{torque})^{-3}$. (5.6)

Esta é a outra expressão apresentada por COY et al [26].

Quando o raio de rotação e o raio geométrico principal do corpo são iguais, pode-se escrever a equação 5.18 de outra forma, utilizando o fator F definido a seguir:

$$F = \frac{\frac{1}{r_{AX}} + \frac{1}{r_{BX}} - \left(\frac{1}{r_{AY}} + \frac{1}{r_{BY}}\right)}{\rho} \quad (5.19)$$

Substituindo nesta expressão os valores de R_A e R_B tem-se após isolar ρ

$$\rho = \frac{2}{R_A} \left(\frac{1 + \frac{R_A}{R_B}}{1 + F} \right) \quad (5.20)$$

Aplicando a expressão 5.20 na equação 5.18 resulta:

$$L = K_3 (K_2)^{0,9} Q^{-3} \left(\frac{1 + \frac{R_A}{R_B}}{1 + F} \right)^{-6,3} |R_A|^{5,4} \quad (5.21)$$

onde $K_3 = 2,95 \cdot 10^{17}$.

5.3. ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DE VIDA PARA O CONTATO LINEAR

Pode-se partir da mesma equação 5.2 e substituir os valores característicos do contato linear, onde a largura dos rolos é indicado por f e o volume deformado é dado por COY et all [22] como:

$$V = \frac{3}{4} f \cdot 2\pi \cdot |R| \cdot Z_0 \quad (5.22)$$

e sabendo que para b tem-se a expressão [5.4]:

$$b = \left(\frac{8 P}{\pi \rho f} \cdot 2 \left(\frac{1-v^2}{E} \right) \right)^{1/2} \quad (5.23)$$

Então:

$$L = \left(\frac{K_1 Z_0^{7/3}}{\tau_0^{31/3} V} \right)^{2/3} \quad \text{com } K_1 = 1,428 \cdot 10^{95}$$

fica:

$$L = \left(\frac{K_2 b^{7/3}}{\sigma^{31/3} f |R| Z_0} \right)^{2/3}$$

ou

$$L = \left(\frac{K_3 b^{35/3} f^{-34/3}}{P^{31/3} |R|} \right)^{2/3}$$

e finalmente

$$L = K_4^{2/3} f^{21/9} P^{-3} |R|^{-2/3} \rho^{-35/9} \quad (5.24)$$

que fica melhor escrita:

$$L = K_5 \cdot f^{21/9} P^{-3} R_A^{29/9} \left(1 + \frac{R_A}{R_B}\right)^{-35/9} \quad (5.25)$$

com $K_5 = 4.21 \cdot 10^{25}$ para unidades S.I.

5.4. A APLICAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE VIDA

Estas equações simplificadas foram desenvolvidas para uma probabilidade de vida de 90% dentro do tempo estimado. Desta forma, conhecida a geometria e as condições de contato pode-se desenvolver o processo de cálculo e estimar a vida para um modelo chave. Utilizando-se as expressões 5.6, 5.7 e 5.8 pode-se então adequar o modelo às funções ou à vida desejada, quer alterando-se o tamanho, quer alterando-se os esforços.

Vários fatores não foram levados em conta neste processo: A espessura do filme lubrificante, a viscosidade do mesmo, a velocidade e rugosidade das superfícies, a alternância de rotação e outros. BANBERGER et al em 1971 são citados em vários trabalhos [22, 26, 27 e 48] e apresentam em sua publicação o nível de influência desses fatores na vida de um contato ("Life Adjustment Factor for Ball and Roller Bearings - An Engineering Design Guide" ASME, 1971).

Por exemplo a utilização de aços rolamento refundidos à vácuo com granulometria extremamente fina (CVM AISI-52100 ou CVM-SAE - 9310) tratados de modo a apresentar uma dureza superficial de 60 a 63 RC podem multiplicar em até 6 vezes a vida calculada por LUNDBERG e PALMGREEN. Do mesmo modo a relação entre a espessura mínima do filme pela rugosidade média quadrática das superfícies pode alterar a vida esperada. Quando esta relação vale 1 o fator de multiplicação é 1,3. Ou seja, se σ_A e σ_B forem as rugosidades médias das superfícies, a rugosidade média quadrática é dada por:

$$\sigma_Q = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (5.26)$$

sendo h_o a espessura mínima do filme teremos a seguir alguns fatores de multiplicação C_L obtidos das referências supracitadas:

$$\frac{h_o}{\sigma_Q} = 1,7 \quad C_L = 1,85$$

$$\frac{h_o}{\sigma_Q} = 3,39 \quad C_L = 2,55$$

$$\frac{h_o}{\sigma_Q} = 3,72 \quad C_L = 2,6$$

$$\frac{h_o}{\sigma_Q} = 4 \quad C_L = 2,65 \quad \text{máx.}$$

A existência de forças tangenciais também altera o valor da vida, e de forma um tanto enigmática o fator adotado é dez vezes maior que o valor de coeficiente de tração adotado [26]. O coeficiente de tração base nestes cálculos vale 0,05 então o fator relacionada vale 0,5 e para se assegurar um resultado mais coerente a proposta é de se utilizar a expressão (5.8) para corrigir o coeficiente de tração após o resultado final.

Deste modo se para um dado elemento a vida calculada vale por exemplo:

$$L = 36.000 \text{ h}$$

e se o aço utilizado é o CVM-SAE - 52100 com 61 RC e a relação

$h_0/\sigma_Q = 1,7$ e o coeficiente de tração for 0,07 então:

$$L_f = 6 \cdot 1,85 \cdot 0,5 \left(\frac{0,07}{0,05} \right)^3 36.000$$

$$L_f = 15,23 \cdot 36.000 = 548.250 \text{ h}$$

Porém a solução parece não ser confiável e, deste modo, preferimos não utilizar nos cálculos os fatores de correção. A publicação de Bamberger deve esclarecer sua aplicação e limitações porém, não foi possível consegui-la.

CAPÍTULO 6

SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DE VIDA

6.1. DESCRIÇÃO DO MODELO ESCOLHIDO

Neste trabalho foi desenvolvida uma sistemática de projeto e otimização para uma transmissão planetária, por rolos de tração, semelhante à transmissão NASVYTRAC.

Por apresentar duas carreiras de planetas e geometria bastante complexa, esta transmissão é muito adequada para projeto auxiliado por computador. Na determinação de vida, parâmetro básico para a otimização, foram considerados apenas os fatores ligados à fadiga superficial, pois, segundo todas as publicações na área, esta é normalmente a condição crítica na durabilidade das transmissões por tração. Com o modelo otimizado à fadiga superficial, passam a ser verificadas as outras condições estruturais.

O resultado desta otimização é apresentado na forma de cartas que permitem imediatamente a obtenção de diversos parâmetros dimensionais, podendo-se, independentemente da escala, torque ou potência, chegar, para cada relação de transmissão, à geometria mais adequada e de maior durabilidade.

6.2. A GEOMETRIA DA TRANSMISSÃO

A transmissão desenvolvida apresenta duas carreiras de rolos planetários, com três, cinco ou sete rolos por carreira, um anel externo duplo e um rolo central ou solar. Todos os rolos tem no mínimo duas regiões de contato, sendo que somente os rolos planetários externos tem mancais e eixos a restringir o seu deslocamento. Uma das grandes vantagens desta geometria é que todos os elementos envolvidos com velocidades de rotação mais elevadas não possuem mancais de escora ou rolamento. Sua posição é mantida

graças às próprias superfícies de contato, que possuem portanto dupla função, transmitindo potência e guiando os elementos. Desta forma além de baratear a máquina aumenta-se a confiabilidade e permite-se regimes de operação e rotação impossíveis para outras transmissões.

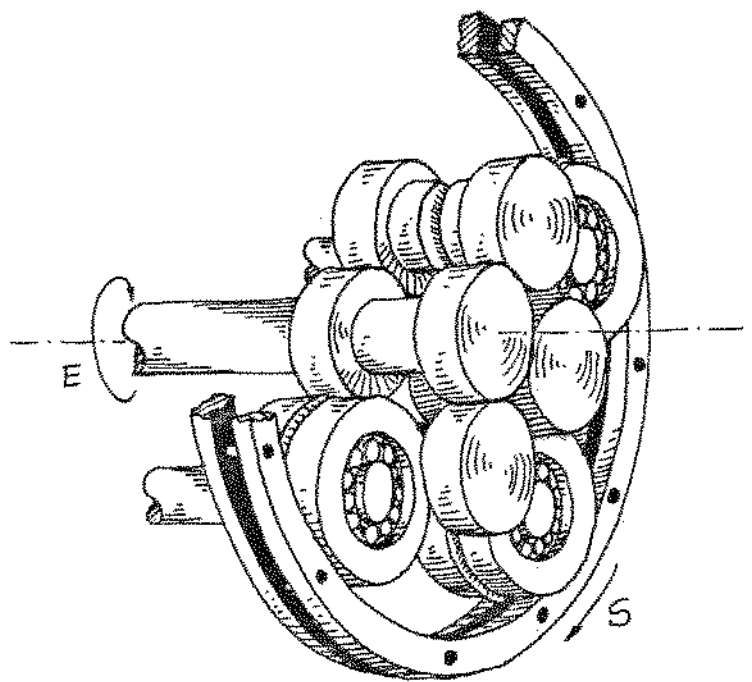


Figura 6.1 - Perspectiva da transmissão NASVYTRAC. Note-se a compactação dos elementos constituintes.

A figura 6.1 traz uma perspectiva de uma transmissão deste tipo. São visíveis, além do eixo central e do anel externo do plo, três rolos planetários internos e três externos.

Em um planetário deste tipo o único movimento de todos os elementos é o de rotação. Os rolos planetários externos fixos impedem a translação dos outros elementos. A limitação de deslocamentos axiais entre as duas carreiras de rolos é obtida através de um sulco guia nos rolos internos e de uma elevação de secção triangular nos rolos externos. Esta elevação serve como guia e re

gião de contato, também, com as duas partes do anel externo. Entre o rolo solar e os planetas internos a limitação é dada pela inclinação das superfícies de contato, gerando cones ou toróides.

A figura 6.2 mostra um desenho para uma típica transmissão com cinco rolos por carreira.

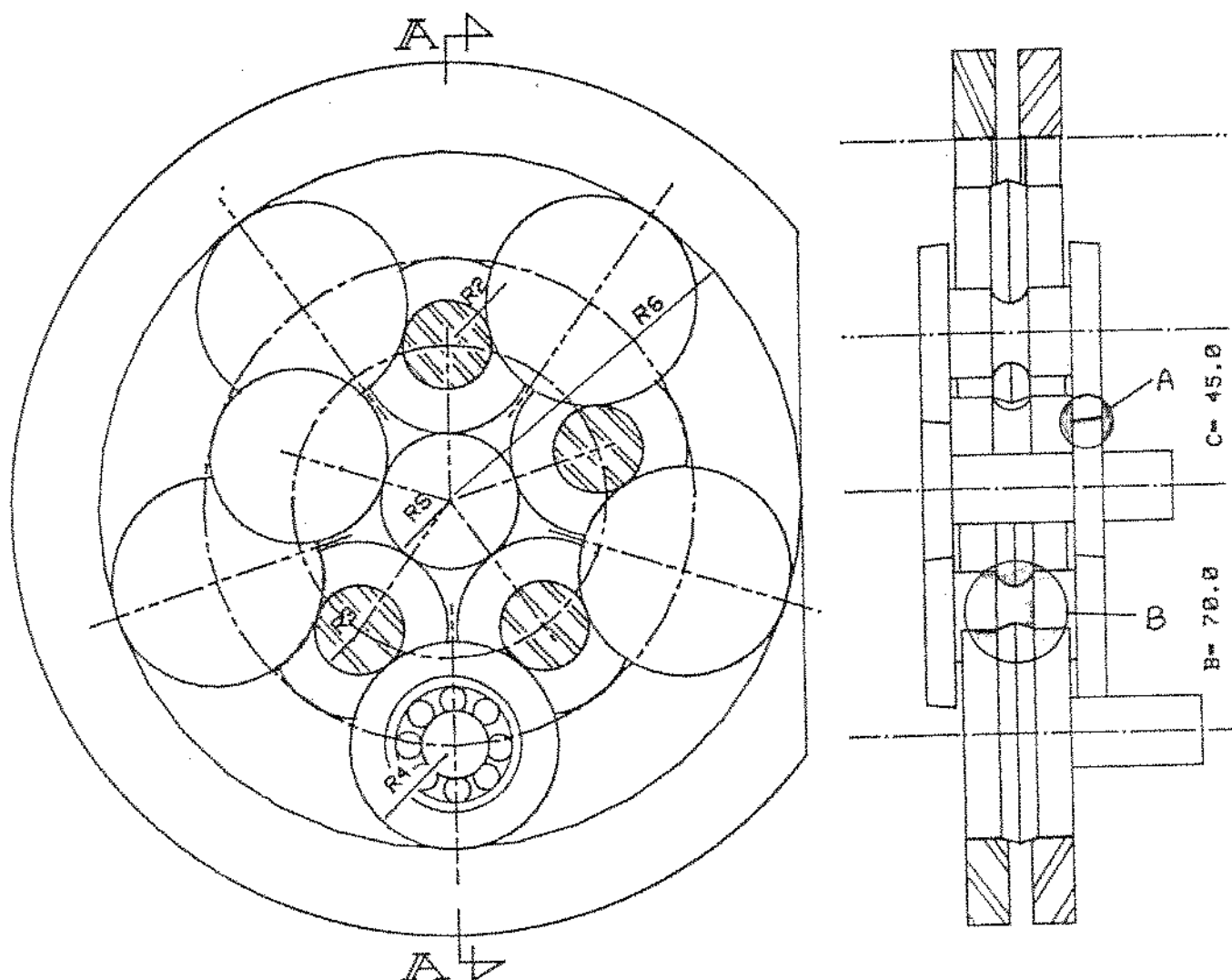


Figura 6.2 - Esquema da geometria típica da transmissão NASVYTRAC com cinco rolos por carreira. O detalhe A mostra o contato entre rolo solar e planeta interno. O detalhe B mostra o sulco e a elevação existente nos planetas internos e externos, respectivamente, e que são responsáveis pela limitação do deslocamentos axiais.

Em cada par de elementos, a superfície de contato tem forma e características peculiares. Deste modo entre o sol e os planetas internos a superfície de contato tem forma elíptica. Entre os planetas o contato tem forma linear ou quasi-retangular. Entre os anéis externos e os planetas o contato pode ser elíptico ou quasi-retangular, dependendo de detalhes da geometria, porém, normalmente é elíptico.

Como cada elemento tem em cada posição superfícies de contato duplas, teremos no total $8N$ contatos, onde N é o número de rolos ou planetas em cada carreira. Serão $4N$ contatos elípticos e $4N$ contatos quasi-retangulares em uma transmissão do tipo proposto.

São três os níveis de redução nesta transmissão, onde a relação de transmissão total é função destes e dos parâmetros físicos do conjunto. Estes parâmetros e suas limitações serão estudados a seguir.

6.3. NOMENCLATURA ADOTADA NO ESTUDO DA GEOMETRIA DE UMA TRANSMISSÃO NASVYTRAC

- A - Parâmetro adimensional definido por $R3/R8$
- B - Raio da circunferência formada pelos lugares geométricos dos centros dos planetas externos.
- BR6 - Parâmetro adimensional definido por $B/R6$
- C - Raio da circunferência formada pelos lugares geométricos dos centros dos planetas internos.
- CR6 - Parâmetro adimensional definido por $C/R6$
- C_t - Coeficiente de tração - razão entre a força tangencial transmitida e a força normal aplicada em cada contato
- D - Parâmetro adimensional definido por $R6/R8$
- $i=s$ - Índice utilizado para indicar o rolo solar

- $i=2$ - Índice utilizado para indicar as características da região dos planetas internos que tem contato com o rolo solar.
- $i=3$ - Índice utilizado para indicar as características da região dos planetas internos que tem contato com os planetas externos.
- $i=4$ - Índice utilizado para indicar as características dos planetas externos.
- $i=6$ - Índice utilizado para indicar as características dos anéis externos.
- $j=T$ - Índice utilizado para indicar as características globais da transmissão.
- $j=1$ - Índice utilizado para indicar as características do primeiro nível de transmissão.
- $j=2$ - Índice utilizado para indicar as características do segundo nível de transmissão
- $j=3$ - Índice utilizado para indicar as características do terceiro nível de transmissão
- F_i - Força normal aplicada por contato
- F_{ti} - Força tangencial transmitida por contato
- I_j - Relação geométrica de transmissão em cada nível - determinada pela razão dos raios médios dos elementos em contato
- N - Número de rolos planetários por carreira
- P_i - Potência transmitida por contato sem estimativa de eficiência
- P_j - Potência transmitida por nível
- R_i - Raio médio dos elementos no centro da região de contato
- T_i - Torque transmitido por elemento
- T_j - Torque transmitido por nível
- W_1 - Largura do contato entre os planetas
- W_2 - Largura do contato entre planetas e anel externo

- d - Distância entre centros de dois planetas de mesma carreira
- N_i - Rotação em cada elemento da transmissão
- α - Ângulo formado entre as retas que ligam os centros de dois rolos planetários subsequentes e da mesma carreira ao centro da transmissão.
- β - Ângulo externo formado pela linha entre o centro da transmissão e o centro de um planeta interno e a linha entre os centros de dois planetas em contato.
- γ - Ângulo interno formado pela linha entre o centro da transmissão e o centro de um planeta externo, e a linha entre os centros de dois planetas em contato, sendo um interno e outro externo.
- Δ - Variação no raio para rolos cônicos
- M - Fator de proporcionalidade onde $\Delta = M.R2$
- θ - Ângulo de inclinação no centro do contato entre rolos internos e sol.

6.4. DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

A adimensionalização da transmissão foi feita pela utilização dos parâmetros A, D, BR6 e CR6. Os parâmetros A e D relacionam duas dimensões importantes na transmissão (R3 e R6) ao raio do Sol (RS). A manutenção de valores constantes de A e D faz com que se mantenham fixas as relações entre R3, R6 e RS. De modo que, qualquer mudança na relação de transmissão seja devida às alterações de R2 e R4 e conseqüentemente de B e C. Não é uma forma muito prática para se comparar transmissões de geometria distinta, pois, a referência é dada pelo raio solar, e o tamanho externo da transmissão varia com o parâmetro D. Estes parâmetros permitem, no entanto, um bom estudo sobre as relações de transmissão máximas possíveis a cada geometria, como será visto a seguir.

Os parâmetros BR6 e CR6 relacionam as dimensões B e C ao raio externo R6. Desté modo independe-se da escala ou tamanho

para comparar transmissões de geometria distinta. Estes parâmetros permitem ainda que transmissões com diferentes relações de transmissão possam ser planejadas para a mesma caixa, já que não há alteração na posição dos centros dos planetas. São portanto importantes em termos de otimização e aplicação prática das transmissões. Diversas cartas com o comportamento da vida em função destes parâmetros são também apresentadas.

A relação de transmissão geométrica é obtida em função dos parâmetros mencionados.

Estes parâmetros são dados por:

$$A = \frac{R3}{RS} \quad ; \quad BR6 = \frac{B}{R6} \quad ; \quad CR6 = \frac{C}{R6} \quad e \quad D = \frac{R6}{Rs} \quad (6.1)$$

6.4.1. Relações geométricas independentes de A, C, BR6 e CR6

A transmissão estudada tem duas carreiras de rolos e portanto três níveis de redução, ou relações de transmissão intermediárias. A relação de transmissão total é dada pela expressão:

$$IT = I1 \cdot I2 \cdot I3 \quad (6.2)$$

As relações de transmissão nos três níveis são dados por:

$$I1 = \frac{R2}{RS} \quad , \quad I2 = \frac{R4}{R3} \quad , \quad I3 = \frac{R6}{R4} \quad (6.3)$$

Os raios $R2$ e RS são os raios dos elementos no centro da região de contato, como se pode ver na figura 6.3. Para efeitos de cálculo supõe-se rolos cônicos de largura de contato LA e inclinação θ . Assim o raio $R2$ é o maior possível e é dado por:

$$R2' = R2 + \Delta \quad (6.4)$$

onde

$$\Delta = \frac{LA}{2} \operatorname{sen}\theta \quad (6.5)$$

Pode-se escrever também que Δ seja proporcional ao raio $R2$ de um fator M :

$$\Delta = M \cdot R2 \quad (6.6)$$

ou

$$M = \frac{LA \operatorname{sen}\theta}{2R2} \quad (6.7)$$

Portanto $R2' = R2 (1 + M)$ (6.8)

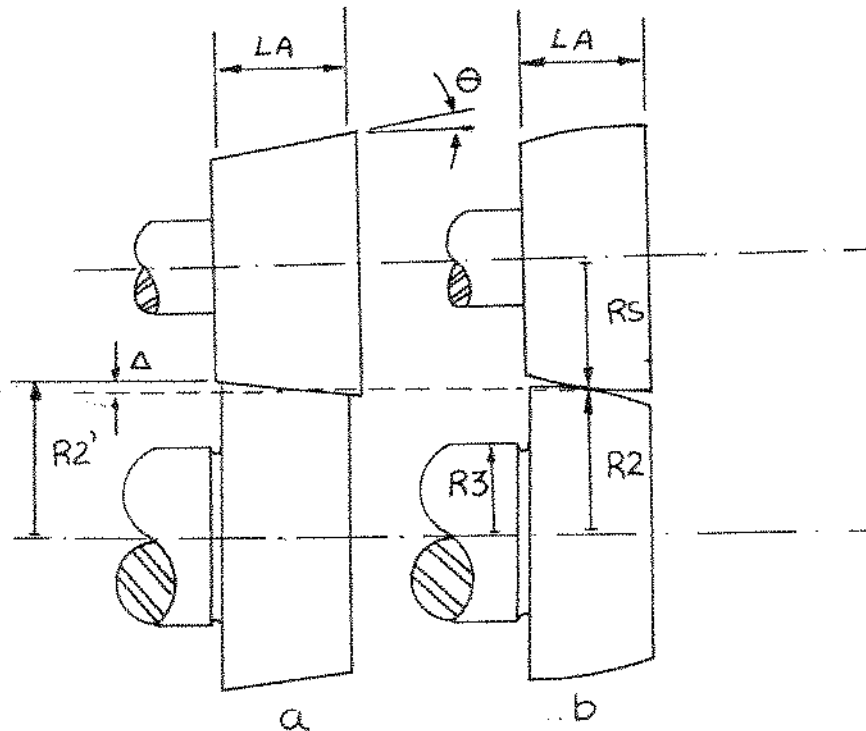


Figura 6.3 - Representação dos elementos do primeiro nível de redução da transmissão.

A forma real das superfícies desses elementos são mostradas na fi gura 6.3b, e é nessa forma que são utilizadas no cálculo de vida.

A relação 13, na realidade, difere ligeiramente da forma mostrada na expressão 6.3, devido ao fato das superfícies de contato se encontrarem sobre a elevação de seção triangular e não exatamente sobre $R4$. Porém o erro é insignificante.

A figura 6.4 mostra a disposição dos elementos e dimensões principais. O ângulo α é dado pelo número de rolos por carreira:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{N} \quad (6.9)$$

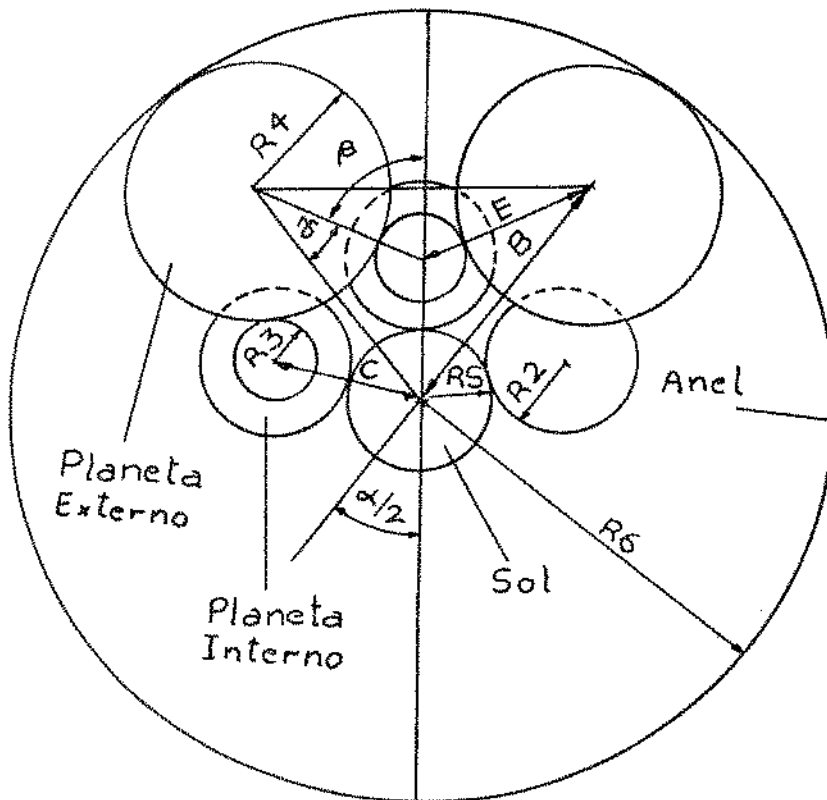


Figura 6.4 - Disposição dos elementos e dimensões principais na transmissão NASVYTRAC.

Outras dimensões importantes são dadas por:

$$B = R6 - R4 \quad (6.10)$$

$$C = R5 + R2 \quad (6.11)$$

$$E = R3 + R4 \quad (6.12)$$

Outra forma de se escrever B é dada por:

$$B = (R5+R2)\cos(\alpha/2) + (R3+R4)\cos(\gamma) \quad (6.13)$$

onde o ângulo γ vale:

$$\gamma = \text{arc tg} \left(\frac{C \text{ sen}(\alpha/2)}{B-C \text{ cos}(\alpha/2)} \right) \quad (6.14)$$

6.4.2. Limitações geométricas da relação de transmissão I1.

A figura 6.5 mostra a posição relativa entre dois planetas interiores e o sol. A distância $R2'$ referida é a mesma indicada na figura 6.3 e na mesma equação 6.8.

De modo que para não haver contato entre dois planetas adjacentes, a seguinte expressão deve ser satisfeita:

$$d > 2 R2' \quad (6.15)$$

Sendo a distância d pode ser dada por:

$$d = 2C \text{ sen} (\alpha/2) \quad (6.16)$$

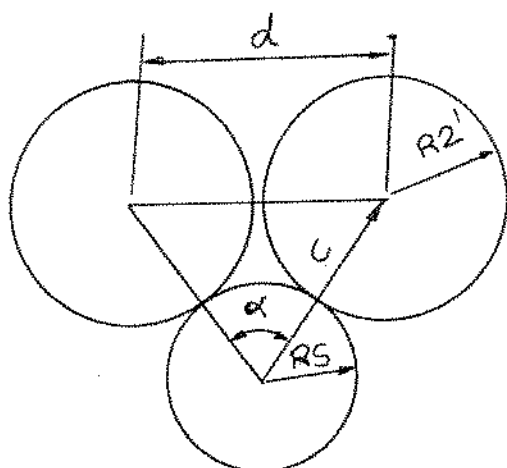


Figura 6.5 - Posição relativa de dois planetas interiores e o sol.

Substituindo na expressão 6.15 os valores de R_2' e d dados pelas equações 6.8 e 6.16 e o valor de C dado pela equação 6.11 obtêm-se:

$$(R_2 + R_S) \operatorname{sen}(\alpha/2) > R_2(1 + M)$$

dividindo por R_S e substituindo a expressão dada em 6.3 tem-se:

$$I1 < \frac{\operatorname{sen}(\alpha/2)}{1 + M - \operatorname{sen}(\alpha/2)} \quad (6.17)$$

Nesta transmissão considera-se também que o raio R_3 deve ser menor que o raio R_2 , como mostrado na figura 6.3. Deste modo tem-se:

$$R_3 < R_2 \quad (6.18)$$

dividindo a expressão (6.18) por RS , substituindo a equação 6.2 e sabendo que:

$$\frac{R3}{RS} = A \quad (6.1)$$

obtem-se:

$$I1 > A \quad (6.19)$$

Portanto a relação de transmissão $I1$ deve estar entre os limites indicados por:

$$A < I1 < \frac{\text{sen}(\alpha/2)}{1 + M - \text{sen}(\alpha/2)} \quad (6.20)$$

6.4.3. Limitações geométricas da relação de transmissão $I2$

De modo a evitar o contato entre dois planetas externos adjacentes, como mostrado na figura 6.6, faz-se válida a expressão:

$$d > 2 R4 \quad (6.21)$$

onde o valor de d é dado por:

$$d = 2 B \text{sen}(\alpha/2) \quad (6.22)$$

Substituindo em 6.21 os valores de d e B dados por 6.22 e 6.10 tem-se:

$$(R6 - R4) \text{sen}(\alpha/2) > R4 \quad (6.23)$$

dividindo por R_S e sabendo que:

$$\frac{R_4}{R_S} = I_2 \cdot A \quad (6.24)$$

tem-se, substituindo a expressão 6.1, a equação:

$$I_2 < \frac{D \operatorname{sen} (\alpha/2)}{A(1-\operatorname{sen} (\alpha/2))} \quad (6.25)$$

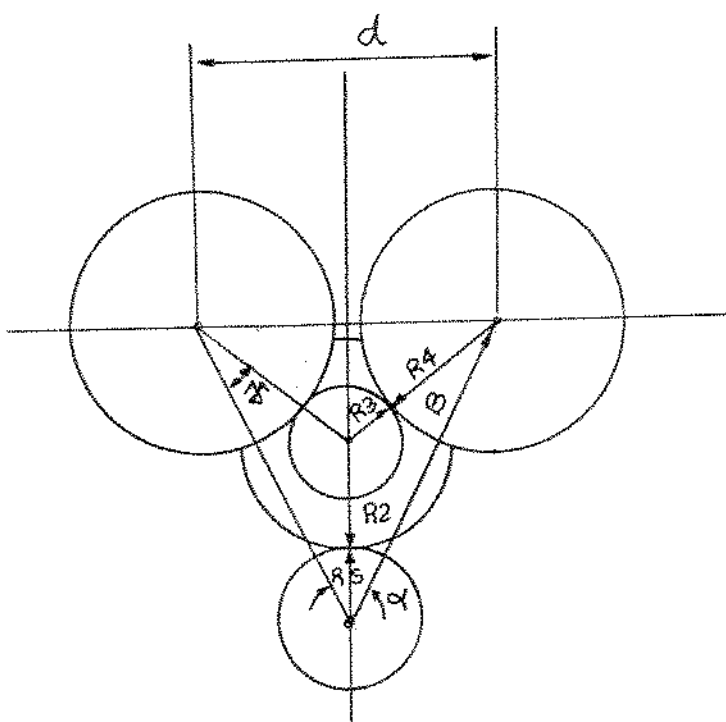


Figura 6.6 - Posição relativa de dois planetas externos, planeta interno e sol.

Outra forma pode ser obtida dividindo a equação 6.23 por R_6 , sabendo que:

$$\frac{R_4}{R_6} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_7} \quad (6.26)$$

e substituindo a expressão para $BR6$, dada em 6.1, de modo que:

$$I2 < \frac{IT}{I1} BR6 \operatorname{sen} (\alpha/2) \quad (6.27)$$

Nas figuras 6.1, 6.2 e 6.4 pode-se ver que, para não haver contato entre planetas internos e anel externo a seguinte expressão deve ser satisfeita:

$$R6 > C + R3 \quad (6.28)$$

Substituindo na expressão 6.28 a equação 6.10, dividindo por $R6$ e substituindo as equações 6.1 e 6.26 tem-se:

$$I2 > \frac{IT}{I1} (R6 - BR6) + 1 \quad (6.29)$$

6.4.4. Valor de $I3$ e IT em função de D e A

Com

$$I3 = \frac{R6}{R4} = \frac{R6}{RS} \cdot \frac{RS}{R4} \quad (6.3)$$

e substituindo em 6.3 as expressões 6.1 e 6.24 tem-se:

$$I3 = \frac{D}{A I2} \quad (6.30)$$

Multiplicando-se ambos os lados da expressão 6.30 por $I1.I2$, substituindo então a expressão 6.2 tem-se:

$$IT = \frac{D}{A} I1 \quad (6.31)$$

6.4.5. Determinação da relação de transmissão máxima com as equações dos parâmetros A e D

As cartas derivadas da análise com os parâmetros A e D permitem uma visualização das possibilidades e limitações das transmissões do tipo NASVYTRAC. As cartas apresentadas são exemplo do que se permite fazer utilizando as equações em função dos parâmetros A e D . Optou-se pela explicitação da relação de transmissão IT e pela implicitação do parâmetro D nestas cartas.

Nestes casos a transmissão é de duas carreiras com cinco rolos por carreira, mas, as equações são também válidas para três, sete ou nove rolos por carreira.

A figura 6.7 mostra o valor de IT e IT máximo para valo

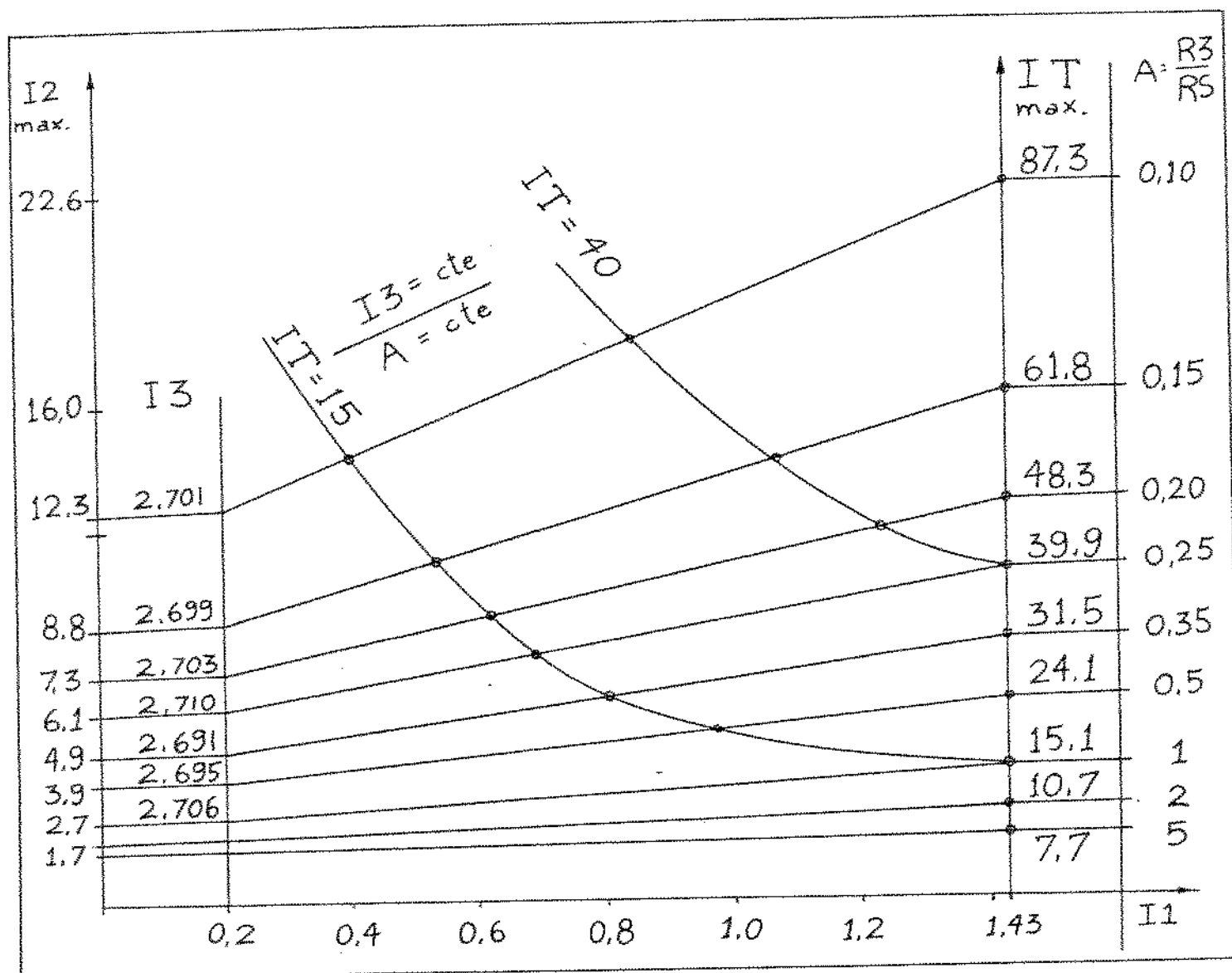


Figura 6.7 - Relação entre I_1 , $I_2 \text{ max.}$, I_3 , IT e A .

res de I_2 máximo, I_1 e A . Para a construção desta carta foram utilizadas as equações: 6.2, 6.9, 6.17, 6.25, 6.30 e 6.31.

Neste caso as limitações dadas pela equação 6.19 e pelo valor mínimo aceitável para A , devem ainda serem analisadas. Valores aceitáveis para A estão normalmente acima de 0,2.

As figuras 6.8 e 6.9 mostram um detalhamento das regiões para $A=0,5$ e $A=1$ onde se pode notar o comportamento de uma relação de transmissão constante em relação às relações de transmissão intermediárias.

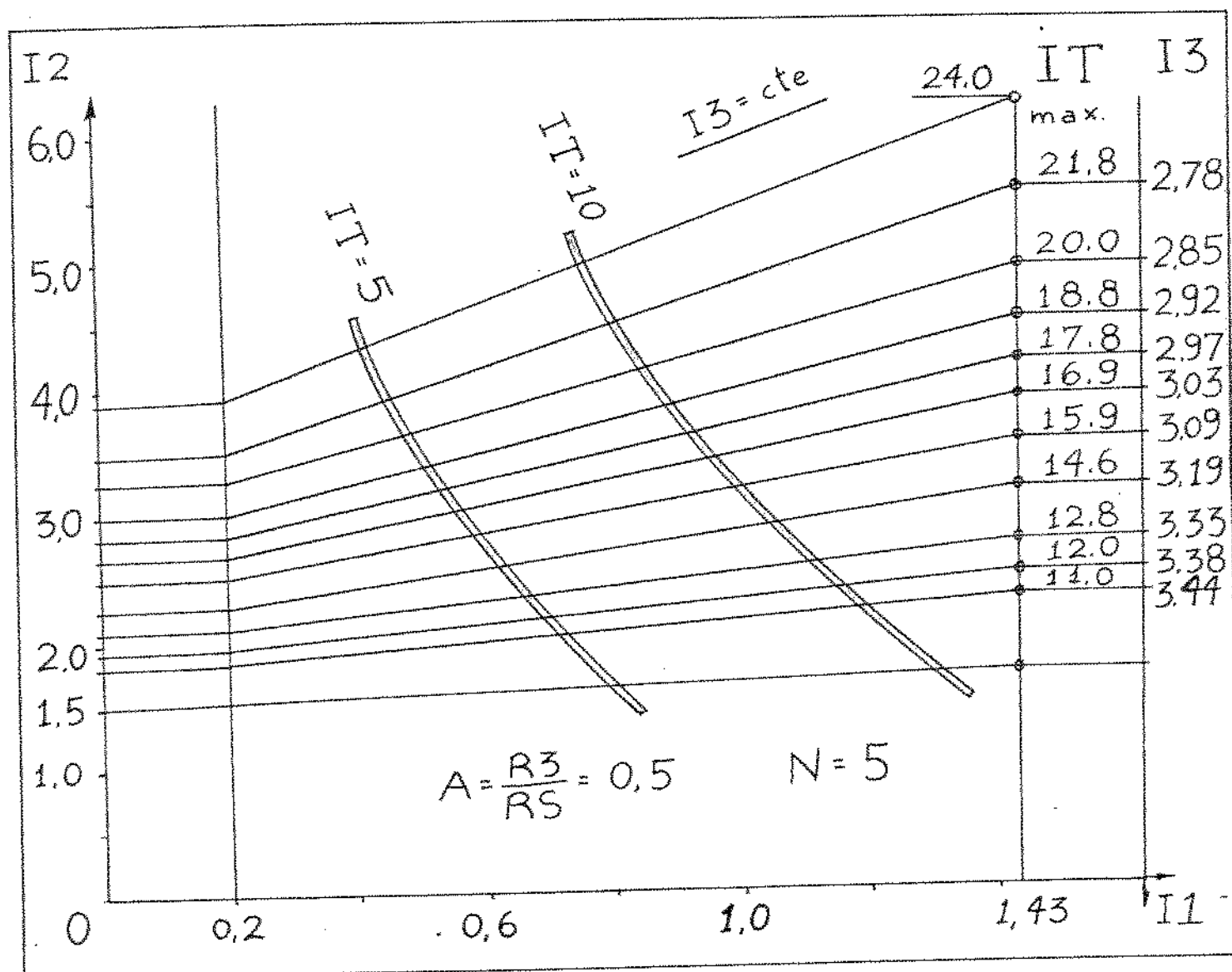


Figura 6.8 - Detalhamento da região possível para $A = 0,5$.

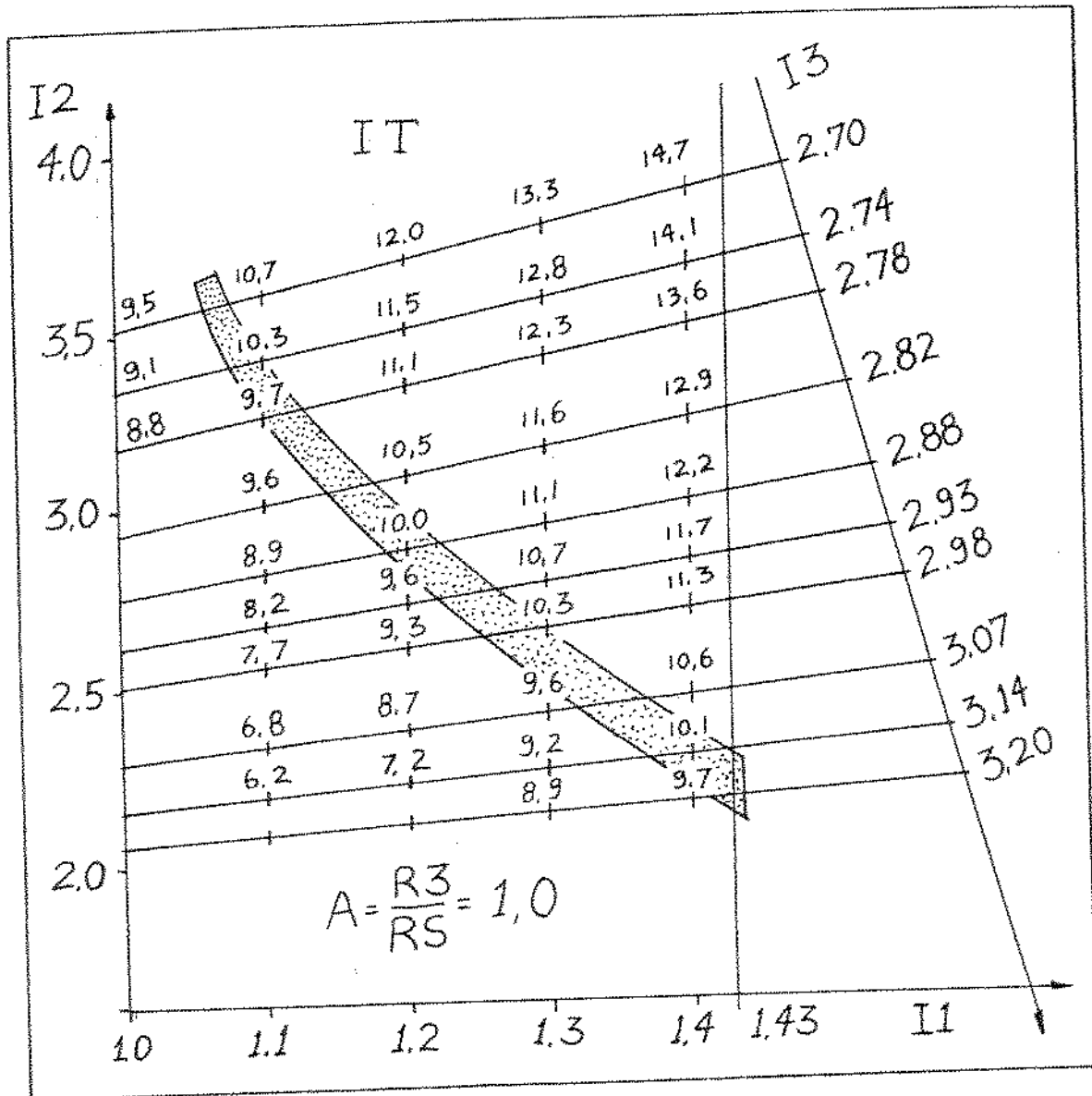


Figura 6.9 - Região dos valores possíveis para $A=1,0$ onde se destaca a região para $IT=10$.

6.4.6. Valor de $I2$ e $I3$ em função de $BR6$ e $CR6$

Da figura 6.4 tem-se que:

$$(R4+R3) \cos(\gamma) + (RS+R2) \cos(\alpha/2) = B \quad (6.32)$$

Dividindo por R_6 e substituindo em 6.32 as equações 6.1, 6.3, 6.11 e 6.26, tem-se:

$$I_2 = \left[(BR_6 - (CR_6 \cos(\alpha/2))) \frac{IT}{I_1 \cos(\gamma)} \right] - 1 \quad (6.33)$$

De forma semelhante obtêm-se para I_3 a seguinte expressão:

$$I_3 = \frac{(I_2 + 1) \operatorname{sen}(\gamma)}{I_2 \cdot CR_6 \operatorname{sen}(\alpha/2)} \quad (6.34)$$

onde o ângulo γ é dado pela equação 6.14.

Desta forma pode-se especificar as relações de transmissão intermediárias em função de IT , BR_6 e CR_6 .

6.4.7. Região de valores possíveis para BR_6 e CR_6

Para que não haja interferência entre os planetas internos e o anel externo pode-se ver na figura 6.4 que a seguinte expressão deve ser satisfeita:

$$C + R_2 < R_6 \quad (6.35)$$

Dividindo por C , invertendo e substituindo-se em 6.35 as expressões 6.3 e 6.11 chega-se a:

$$CR_6 < \left(1 + \frac{I_1}{(1+I_1)} \right)^{-1} \quad (6.36)$$

Este resultado está ilustrado na figura 6.10 onde se vê hachurada a região possível para $I_1 > 1$.

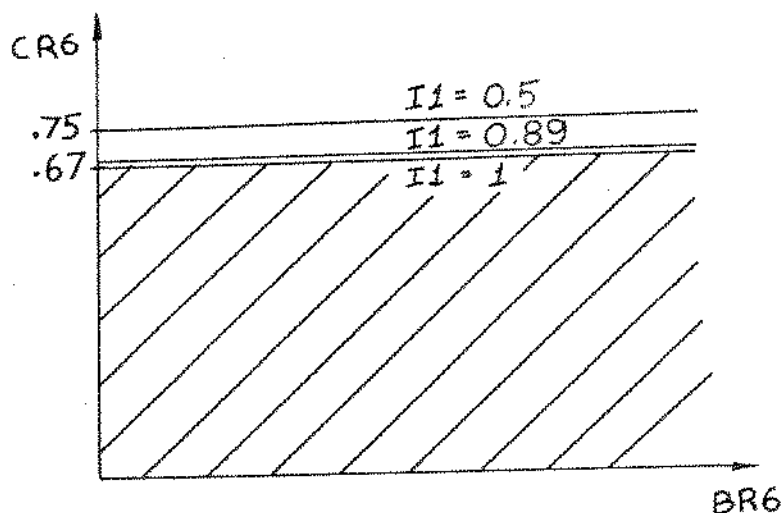


Figura 6.10 - Região possível para $I1 > 0,89$ onde $CR6 < 0,68$.

Normalmente não faz sentido utilizar-se valores de $I1$ abaixo de 1, porém, na prática, valores de $I1$ até 0,89 são aceitáveis [22]. Deste modo em geral, $CR6$ é sempre menor que 0,68.

De forma semelhante à anteriormente vista o diâmetro máximo $R4$ origina a seguinte limitação:

$$BR6 > \frac{2}{\sqrt{2} (1 - \cos(\alpha))^{1/2} + 2} \quad (6.37)$$

Neste caso, como se depende do ângulo α e consequentemente do número de elementos por carreira, tem-se que:

para $N = 3$ $BR6 > 0,54$

para $N = 5$ $BR6 > 0,63$

para $N = 7$ $BR6 > 0,70$

Isto pode ser visto na figura 6.11, onde está hachurada a área para $N=5$.

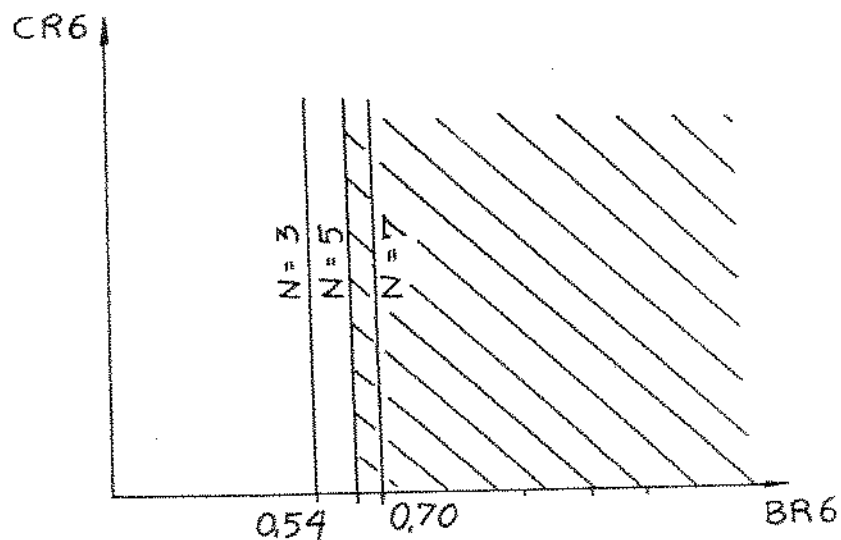


Figura 6.11 - Valores possíveis de $BR6$ para vários números de rolos.

Uma limitação importante é dada pelo ângulo β ilustrado na figura 6.4. Quando esse ângulo for igual a 90° , o equilíbrio de forças deixa de ser possível nos planetas internos. Desta forma faz-se com que a seguinte equação seja satisfeita:

$$B \cos(\alpha/2) > C \quad (6.38)$$

dividindo-se por $R6$ e substituindo as expressões de 6.1 tem-se:

$$BR6 > \frac{1}{\cos(\alpha/2)} CR6 \quad (6.39)$$

condição que está ilustrada na figura 6.12, onde está hachurada a área para $N=5$.

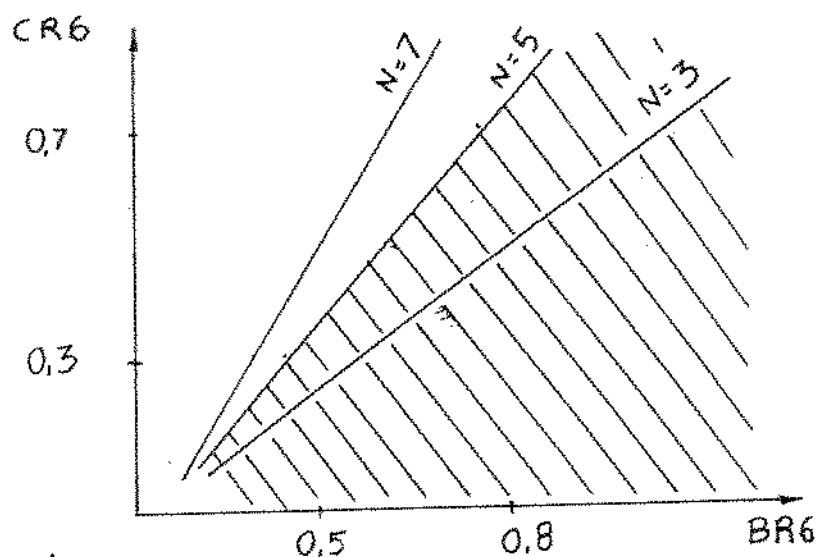


Figura 6.12 - Região possível para vários N , em relação às condições de contato entre planetas internos e externos.

Quando é feita a varredura dos valores possíveis para I_2 , dada por 6.33, entre I_2 mínimo, (6.29) e I_2 máximo (6.25) o resultado é a obtenção de uma faixa de valores para BR_6 e CR_6 , onde a relação de transmissão total tem o valor desejado. Nesse mesmo processamento podem ocorrer valores para R_3 incompatíveis com a realidade, onde o pequeno diâmetro resultante compromete a rigidez e a resistência da transmissão. COY et al [22] apresentam um valor referência para R_3 adimensionalizado em relação a R_6 :

$$\frac{R_3}{R_6} > 0,046 \quad (6.40)$$

O resultado é um estreitamento da faixa de valores possíveis como é mostrado na figura 6.13.

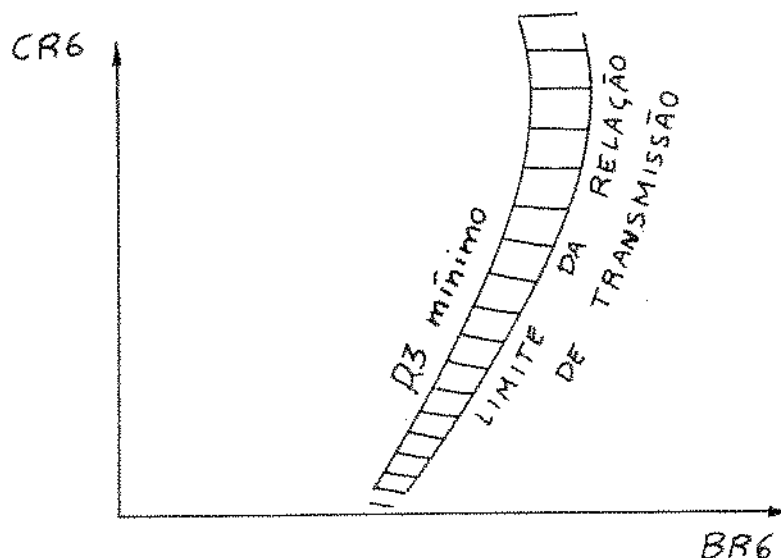


Figura 6.13 - Região possível pelas limitações da relação de transmissão total e valores mínimos de $R3$.

Finalmente, quando todas as limitações são conjuntamente apresentadas, a forma da região de valores possíveis, onde a relação de transmissão total tem um valor especificado, é a mostrada na figura 6.14.

Cada ponto dentro da região hachurada especifica uma transmissão possível de ser construída com todas as condições e limitações satisfeitas.

No entanto, a vida é diferente para cada uma destas transmissões possíveis. A otimização em vida pode ser obtida em um gráfico tridimensional onde o terceiro eixo apresenta os valores de vida para cada uma das transmissões, figura 6.15.

Deste modo, calcula-se as forças em cada contato, as condições de pressão e as condições de vida resultando nos gráficos apresentados no final deste capítulo.

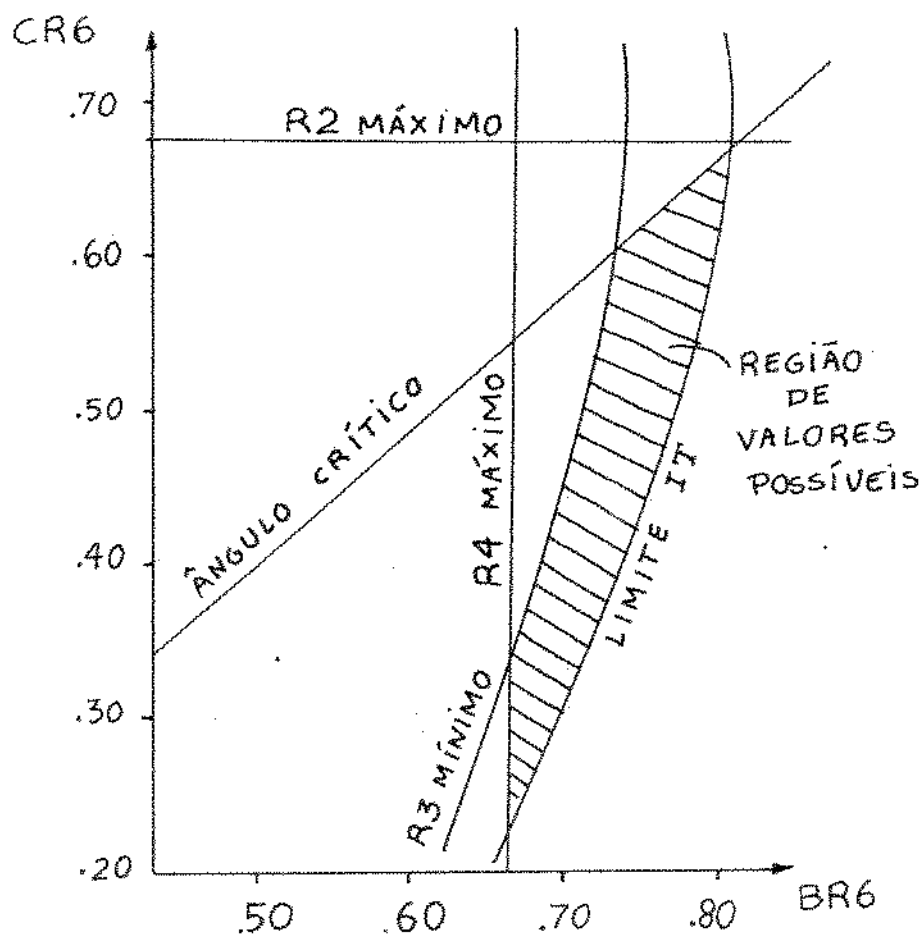


Figura 6.14 - Região de valores possíveis para uma transmissão com 5 rolos por carreira e relação de transmissão $IT=10$.

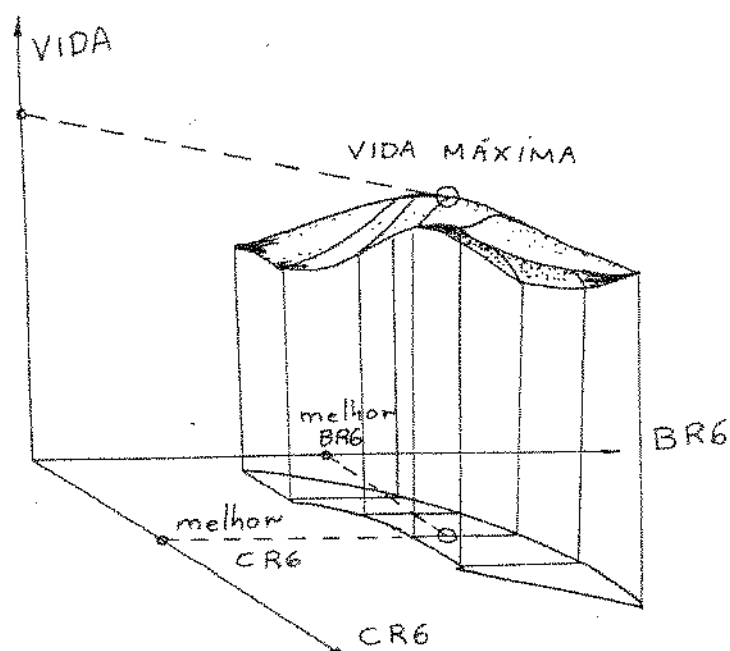


Figura 6.15 - Gráfico tridimensional mostrando a relação entre vida máxima e os parâmetros adimensionais $BR6$ e $CR6$.

6.5. DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS NOS CONTATOS

Para que a transmissão, gerada pelas equações das secções anteriores, seja capaz de transmitir torque ou potência, é necessário que em cada contato a força normal aplicada tenha um valor mínimo bem determinado. Deste modo a força tangencial transmitida é função do coeficiente de tração e da força normal realmente aplicada em cada superfície de contato.

O coeficiente de tração adotado nestes cálculos tem o valor de 0,05, usual para os óleos mais comuns. A correção deste valor nos efeitos de vida pode ser feita através da relação 5.8 apresentada no capítulo anterior.

As forças normais podem ser obtidas através de pré-carga estática ou por mecanismos proporcionais ao torque. A pré-carga estática é aplicada através da aproximação dos dois anéis externos ou pelo afastamento das duas superfícies de contato do eixo solar, como mostrado na figura 6.16 a e b, antes do sistema entrar em funcionamento.

Os mecanismos proporcionais são normalmente constituídos de mecanismos camo-esfera que incrementam as forças aplicadas na aproximação dos anéis ou no afastamento dos pistões do eixo solar de forma proporcional ao torque aplicado. Pode-se entender melhor este mecanismo através da figura 6.17.

Normalmente os dois sistemas são utilizados conjuntamente e de forma complementar.

Nesta transmissão a aplicação da pré-carga é feita através dos anéis externos e tem magnitude suficiente para permitir a transmissão do torque máximo de projeto.

Equilibrando-se as forças aplicadas nos planetas externos, figura 6.18, pode-se escrever

$$F_3 = \frac{FS}{2 \cdot \cos(\beta)} \quad (6.41)$$

onde $\beta = \alpha/2 + \gamma$ (6.42)

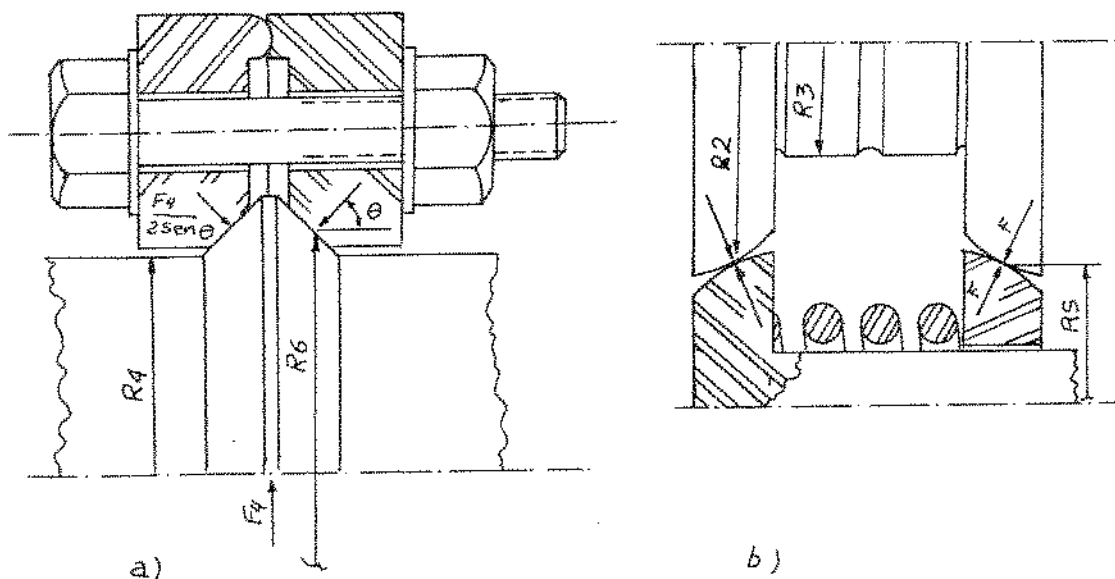


Figura 6.16 - a) Equilíbrio de forças resultante da aproximação dos anéis externos
 b) Equilíbrio de forças resultante do afastamento das pistas dos rolos solares.

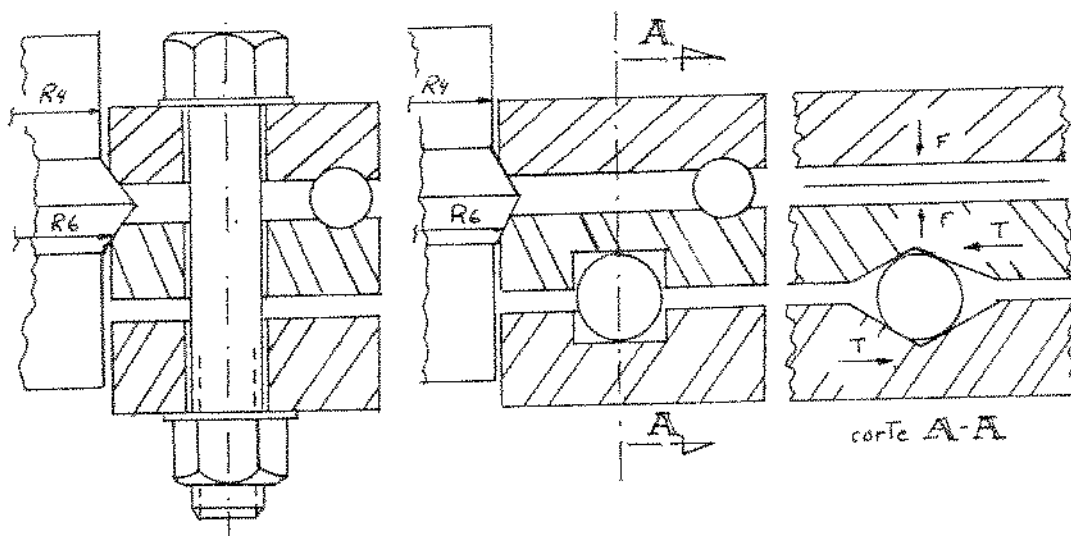


Figura 6.17 - Esquema mostrando o funcionamento de um mecanismo proporcional.

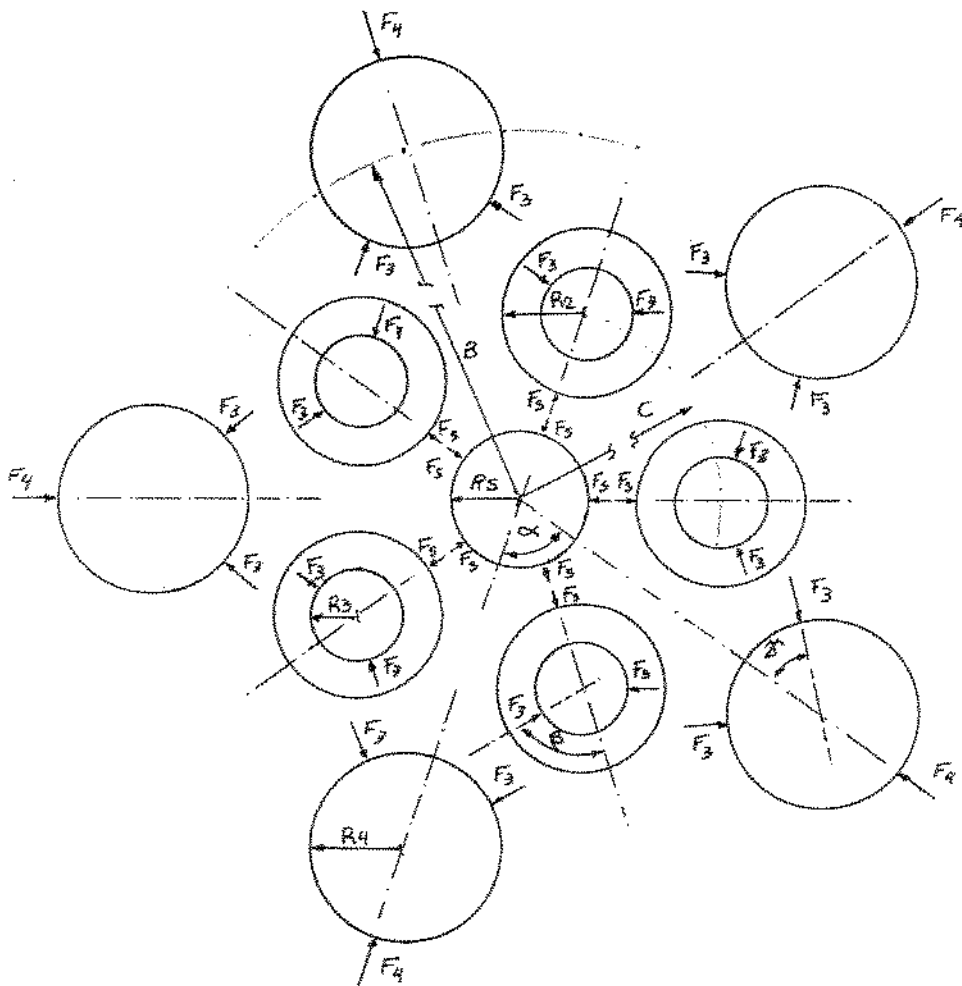


Figura 6.18 - Diagrama de corpo livre para os planetas internos e externos.

Do mesmo modo em relação aos planetas internos tem-se:

$$F_4 = 2.F_3.\cos(\gamma) \quad (6.43)$$

A força F_4 é a força resultante da aplicação da pré-car_{ga}, em cada planeta externo.

O torque nos elementos pode ser então escrito:

$$T_s = R_s \cdot N \cdot 2 \cdot F_{ts}$$

sabendo-se que $F_{ts} = 0.05 F_s$

tem-se:

$$T_s = 0,1.N.R_s.F_s \quad (6.44)$$

bem como:

$$T_6 = 0,1.N.R_6.F_4 \quad (6.45)$$

Conhece-se assim as forças normais aplicadas em cada contato para a satisfação das condições de projeto.

6.6. DETERMINAÇÃO DA VIDA PARA CADA TRANSMISSÃO GERADA

Na geometria escolhida como exemplo existem quatro tipos de elementos. A cada um deles relaciona-se uma certa vida, prevista de acordo com o capítulo 5. Para a utilização das equações de vida deve-se conhecer, além da geometria, as forças envolvidas e a velocidade de rotação. Cada um dos elementos possui um determinado número de superfícies de contato e é a partir da vida prevista para estas superfícies que se faz a geração da vida da transmissão.

Para o eixo solar, o primeiro elemento, são duas as superfícies de contato. Cada uma destas superfícies está em contato com N rolos ou planetas, de modo que no total tem-se 2N ciclos de contatos elípticos por rotação do eixo solar.

Os planetas internos têm dois tipos de superfícies de contato: Duas superfícies em contato com os rolos solares, onde as regiões de contato são elípticas, e duas superfícies em contato simultâneo com dois planetas externos, onde a forma do contato é quasi-retangular. Como são N planetas internos têm-se no total 2N ciclos de contatos elípticos e 4N ciclos de contatos quasi retangulares para cada rotação destes elementos.

Os planetas externos, são também N elementos, e possuem do mesmo modo, dois tipos de contatos. No total são 2N ciclos de contatos elípticos e 4N ciclos de contatos quasi retangulares.

Nos anéis externos os contatos têm o número total de 2N por rotação e são considerados de forma elíptica.

Pode-se então aplicar as equações dos capítulos 2, 4 e 5 de forma a se determinar o formato, tensões e a vida característica esperada para cada um dos contatos com confiabilidade de 90%. Ou seja utilizando-se L_{10} .

Deste modo conhecidas as vidas para cada contato pode-se obter a vida esperada para a transmissão de acordo com a equação 5.4.

$$\left(\frac{L}{L_1}\right)^{e_1} + \left(\frac{L}{L_2}\right)^{e_2} + \left(\frac{L}{L_3}\right)^{e_3} + \dots = 1 \quad (5.4)$$

onde L - vida de transmissão
 L_N - vida de cada superfície de contato
 e_N - expoente característico para cada contato.

Sabe-se porém, que são inúmeras as transmissões possíveis de serem geradas pela variação dos parâmetros $BR\theta$ e $CR\theta$. Deste modo associa-se a uma dada transmissão uma relação IT , torque

potência e rotação e plota-se o comportamento da vida em relação aos parâmetros BRG e CRG para esta transmissão particular. São as chamadas curvas de vida.

6.7. OBTENÇÃO DAS CURVAS DE VIDA

Foram geradas curvas de vida para valores constantes de CRG em um gráfico, Vida Transmissão x BRG , de modo que a superfície mostrada na figura 6.15 seja representada pela sua projeção no plano.

A figura 6.19 exemplifica para uma transmissão de 30HP, diâmetro do anel externo com 0.24m, rotação no sol=10000 rpm e em relação de transmissão 10:1, que o valor da vida máxima está em torno de $1,4 \cdot 10^3$ horas e a melhor transmissão em termos de vida é obtida com os parâmetros $BRG=0,696$ e $CRG=0,400$.

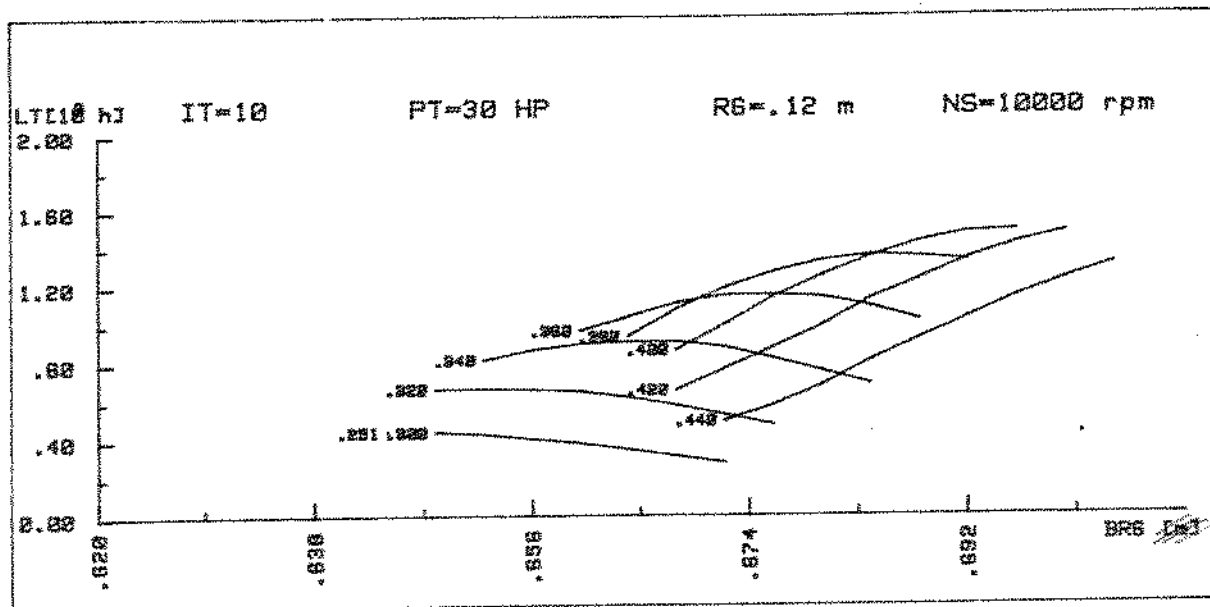
O processamento das equações de síntese, suas limitações, os esforços, tensões, pressão nos contatos e análise de vida foram feitos em programação BASIC-HP utilizando um microcomputador HP-9845 como 64 Kbytes. Este computador, bem como o plotter utilizado para dizer os gráficos das equações de vida, estão alocados no laboratório de projeto mecânico (GEPROM) parte integrante do D.E.M. e da Faculdade de Engenharia de Campinas (UNICAMP).

Foram necessários alguns parâmetros novos de forma a se conservar a proporção geométrica para qualquer escala. Estes parâmetros estão ligados às larguras das superfícies de contato nos três níveis e são dados por:

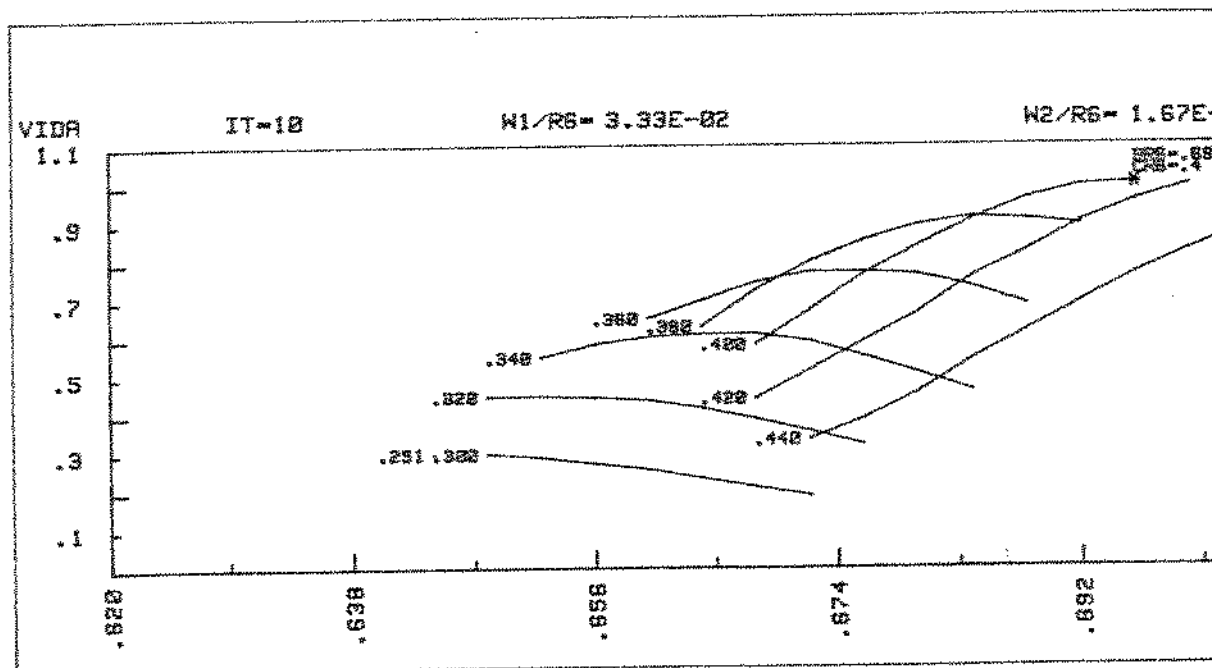
$$LAR6 = \frac{LA}{RG} \quad (6.46)$$

$$W1R6 = \frac{W_1}{RG} \quad (6.47)$$

$$W2R6 = \frac{W_2}{RG} \quad (6.48)$$



a



b

Figura 6.19 - a) curvas de vida em horas
 b) curvas de vida em forma adimensional.

Foram construídos dois tipos de gráficos: O primeiro (fig. 6.19a) apresenta o valor da vida em horas para cada conjunto de parâmetros e condições de projeto. O segundo (Fig. 6.19b) representa a vida de forma adimensional para as mesmas condições anteriores e onde a vida máxima tem valor 1.

A figura 6.20 apresenta uma concepção mais elaborada da região ou superfície das figuras 6.14 e 6.15 em vista lateral para uma transmissão com as condições especificadas e onde a melhor transmissão é conseguida com $BR6=0,656$ e $CR6=0,400$ para uma vida de 240 horas.

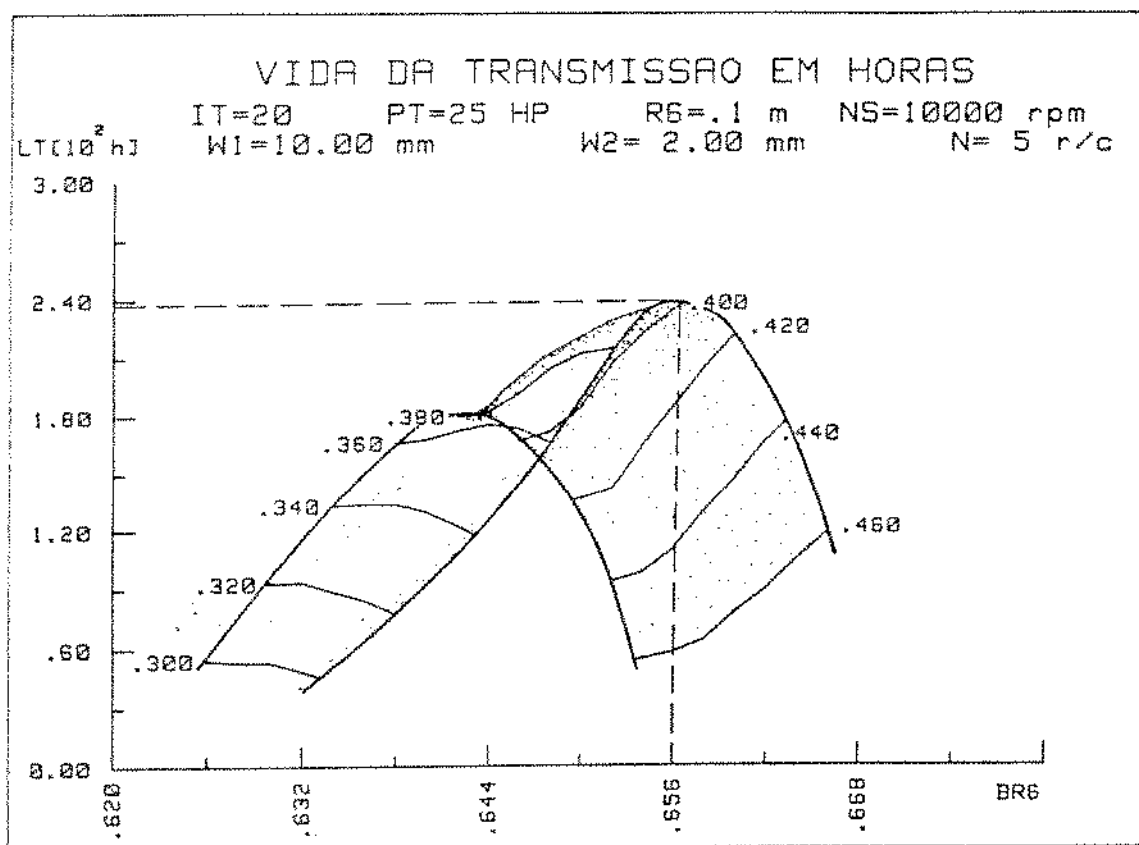


Figura 20 - Projeção no plano do gráfico tridimensional mostrando a relação entre vida e os parâmetros adimensionais $BR6$ e $CR6$.

Caso esta vida seja considerada insuficiente pode-se utilizar por exemplo a equação 5.7 obter um novo raio $R6_n$ que satisfaza uma vida mínima.

Exemplo: vida esperada 5000 horas = L_e

$$\frac{L_e}{L_T} = \frac{(R6_n)^{8,4}}{(R6)^{8,4}}$$

$$\frac{5000}{240} = \frac{(R6)^{8,4}}{(0,1)^{8,4}} \rightarrow R6 = 0,144 \text{ m}$$

Assim com $R6 = 0,144m$ a vida da transmissão será de 5000 horas sob condições de projeto e confiabilidade de 90%.

6.8. DESENHO DA TRANSMISSÃO IDEAL COM O AUXÍLIO DO COMPUTADOR (C.A.D.)

A transmissão ideal é aquela que tem a vida otimizada em função dos parâmetros analisados. Deste modo optou-se por utilizar programação de computador para obter rapidamente a geometria da transmissão.

O computador utilizado foi um HP-9845 com ploter HP e a linguagem foi BASIC-HP.

Em todos os casos o raio externo $R6$ foi estimado em $0,1m$, de modo a se poder comparar transmissões diferentes no que tange a durabilidade e escala.

A seguir são apresentados os resultados para relações de transmissão 5:1, 10:1, 15:1 e 20:1. Em alguns houve mudança de uma ou outra das condições de funcionamento ou projeto, variando a vida da transmissão básica. Transmissões com três, cinco e sete rolos por carreira são apresentados. Sua adequação às condições de funcionamento real são feitas através das equações do capítulo 5 que regem a proporcionalidade da vida com fatores como potência, escala e coeficiente de tração.

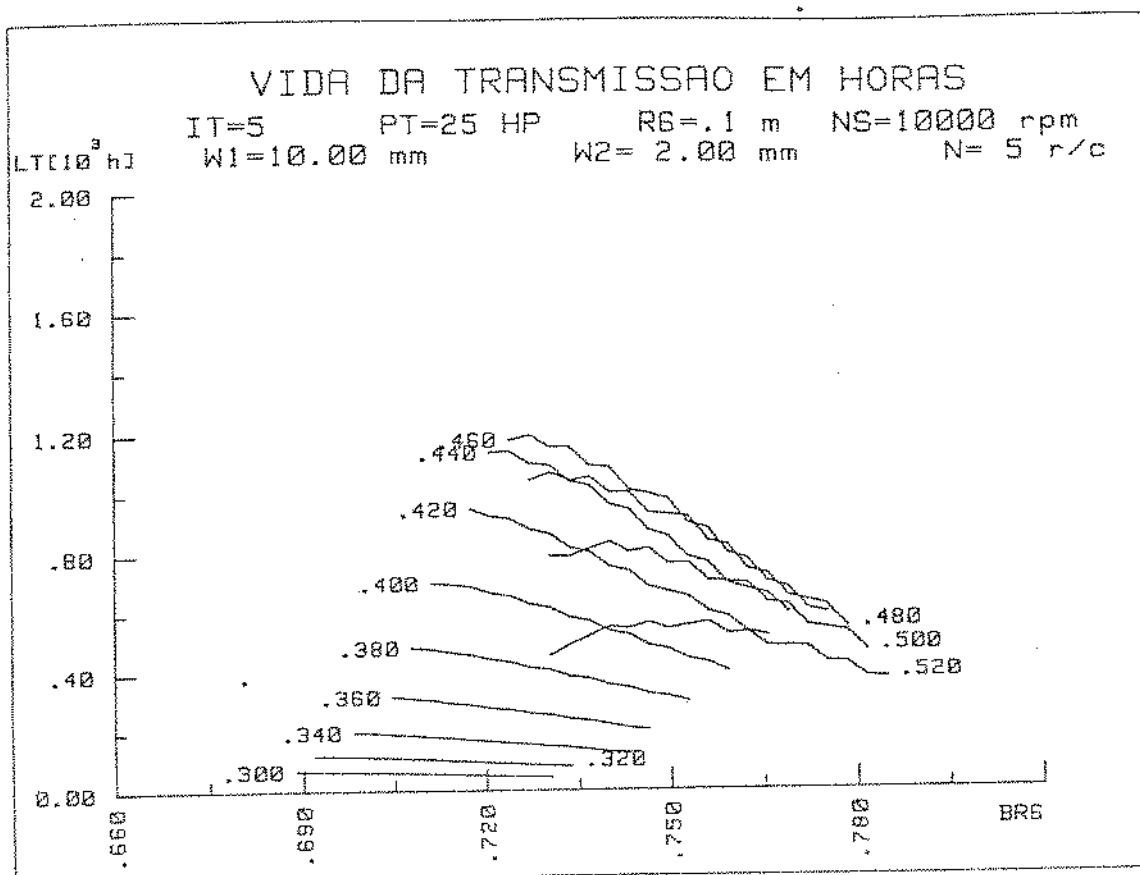


Figura 6.21 - Curvas de vida para a transmissão com relação de transmissão 5:1, potência de 25 HP e 5 rolos por carreira.

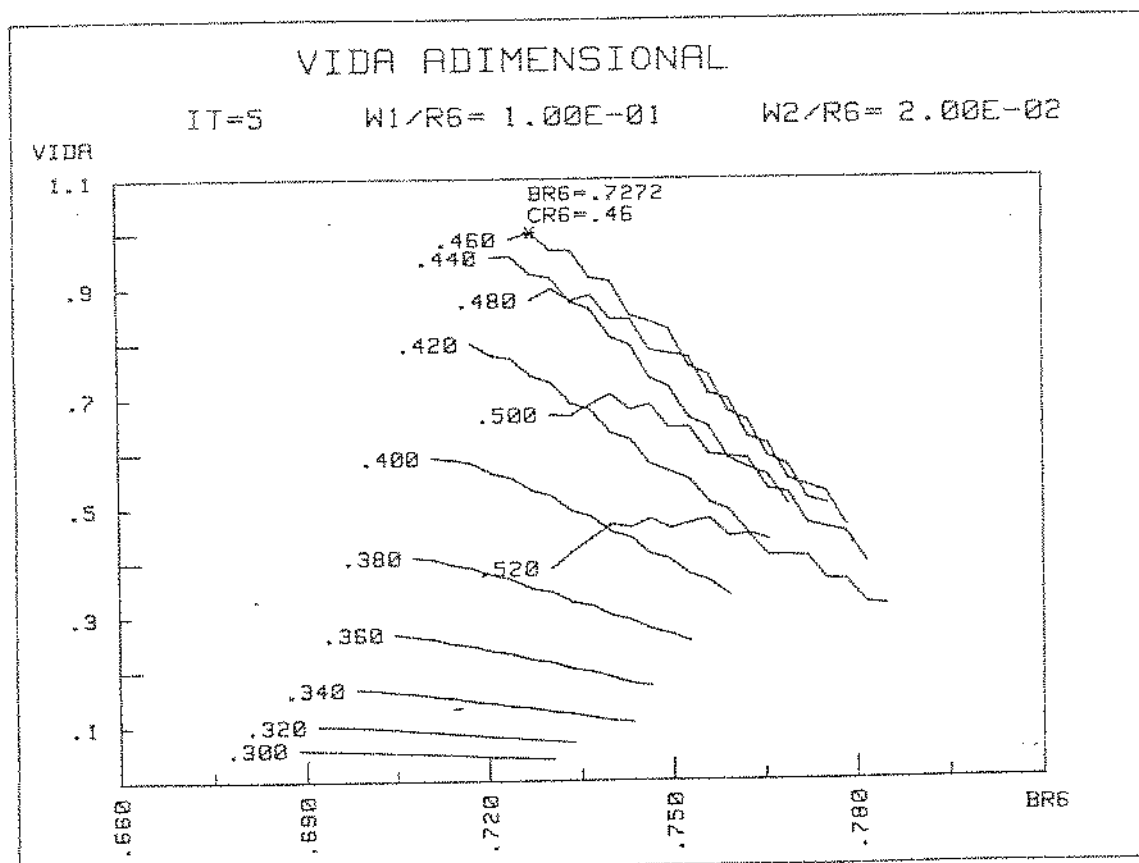


Figura 6.22 - Curva de vida na forma adimensional para mesma transmissão.

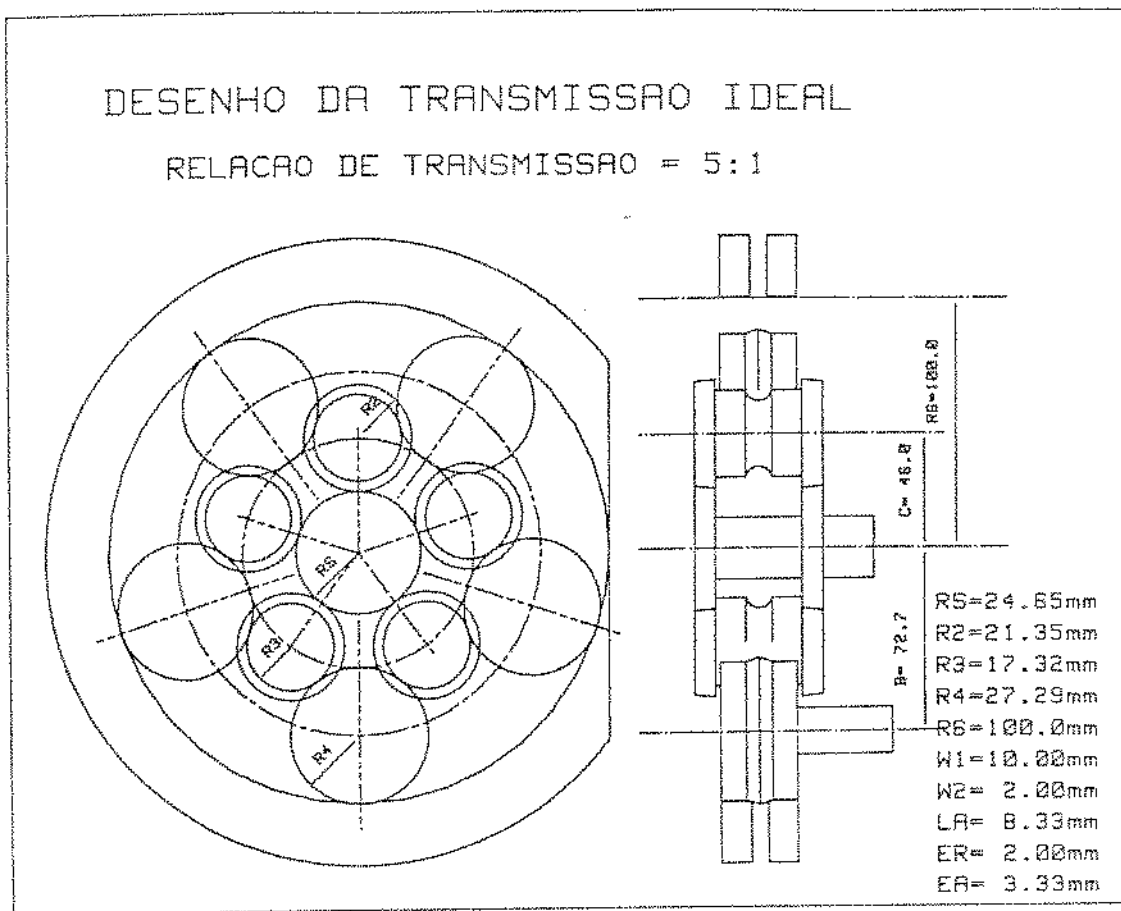


Figura 6.23 - Desenho da transmissão obtida pela utilização dos parâmetros das figuras 6.21 e 6.22.

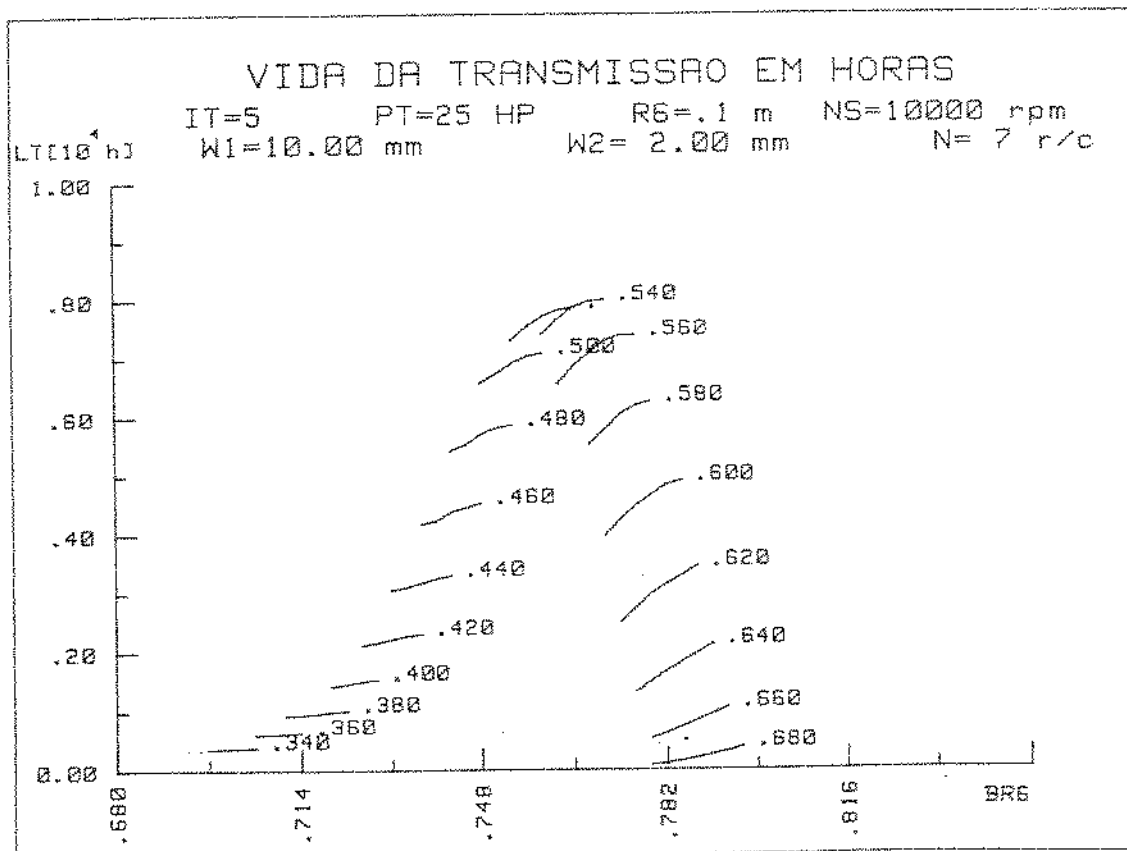


Figura 6.24 - Curvas de vida para uma transmissão equivalente anterior, porém, com 7 rolos por carreira.

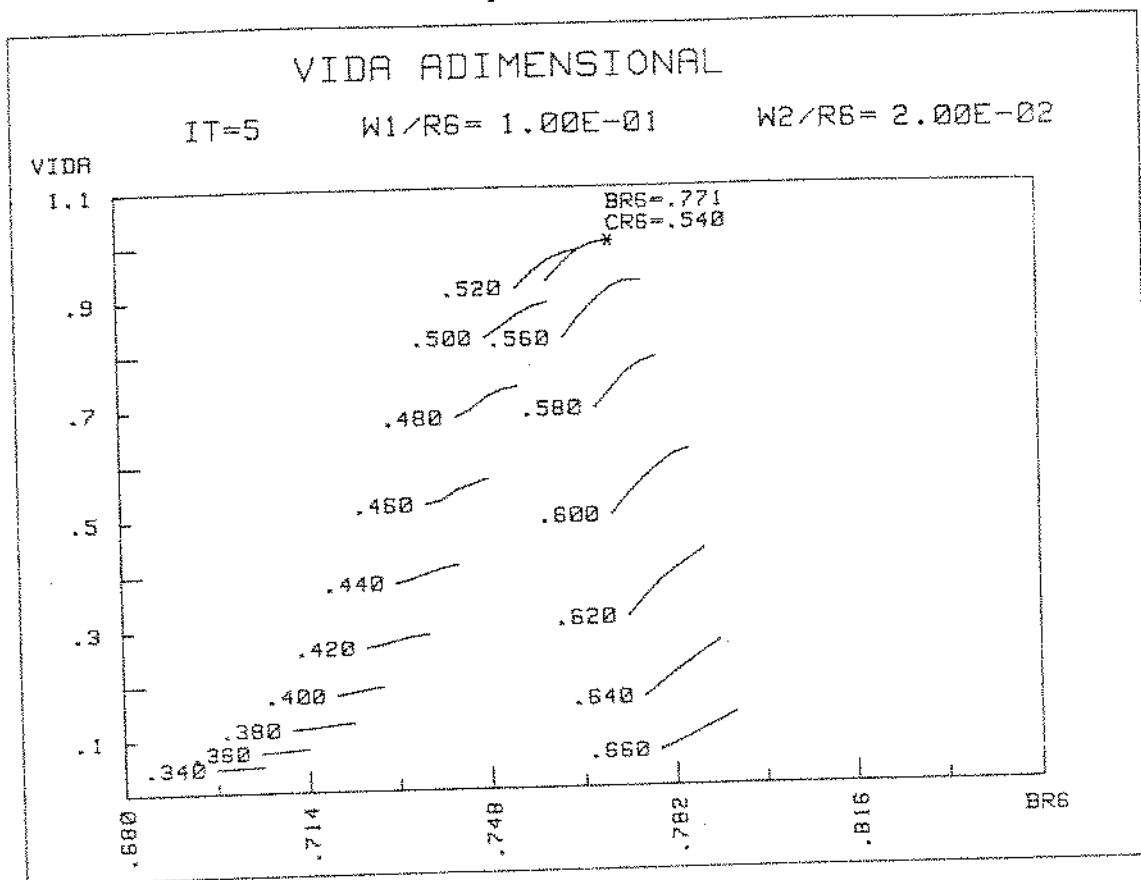


Figura 6.25 - Curvas de vida na forma adimensional, destacando os parâmetros para a obtenção da forma otimizada.

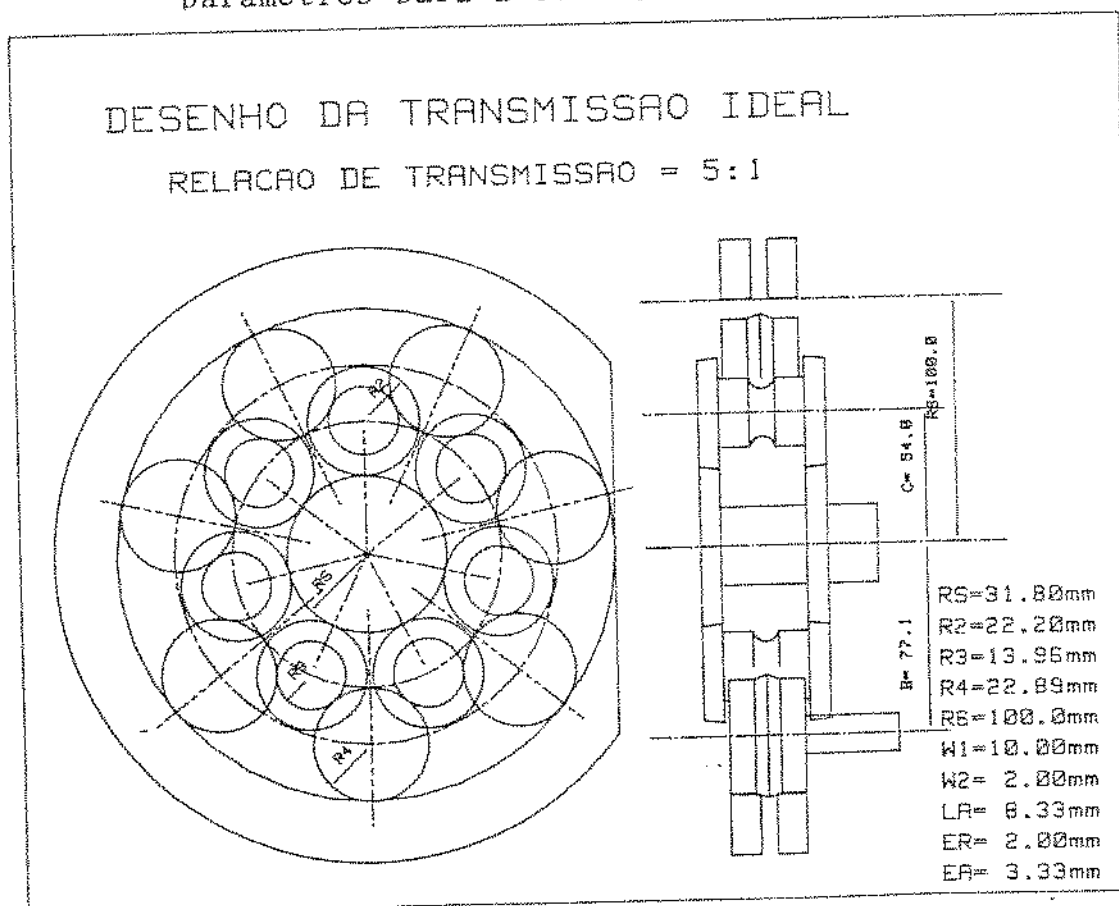


Figura 6.26 - Desenho da transmissao obtida atraves das figuras 6.24 e 6.25.

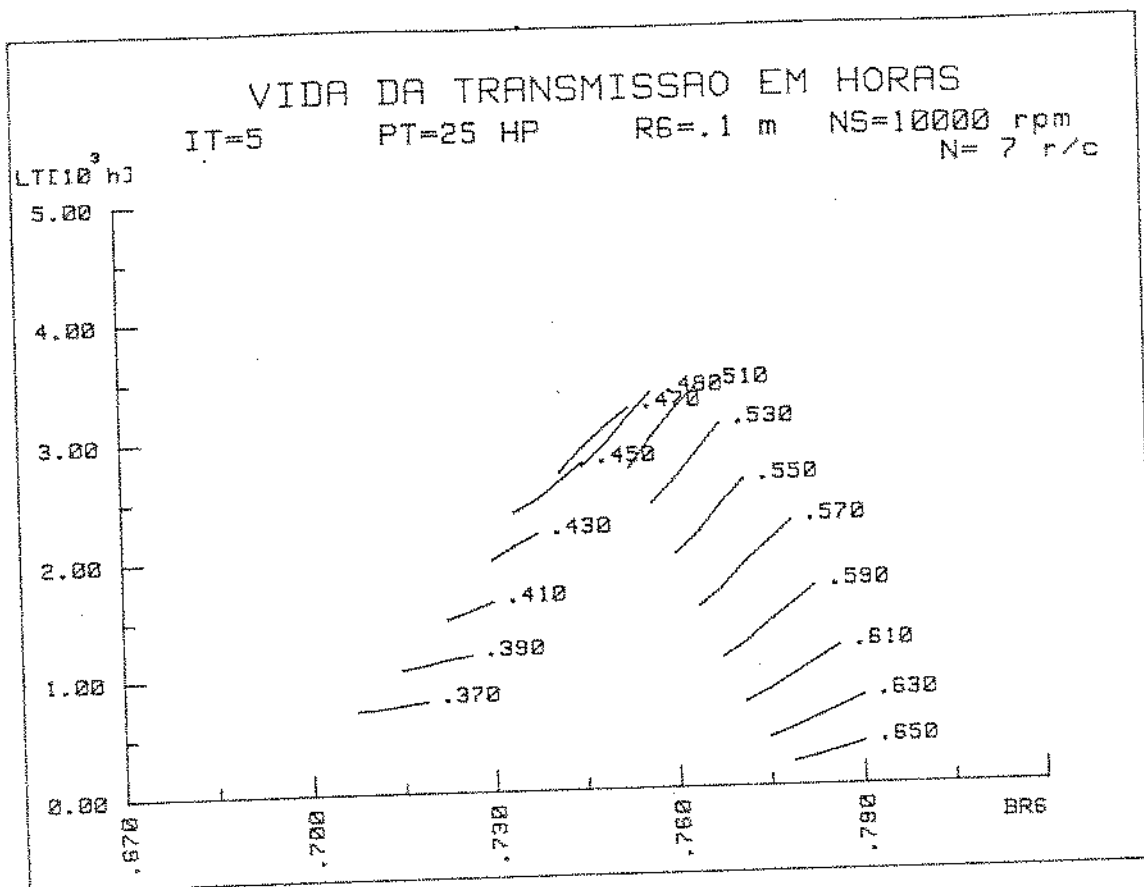


Figura 6.27 - Curvas de vida equivalentes às da figura 6.24, porém com mudança dos parâmetros $W1R6$ e $W2R6$.

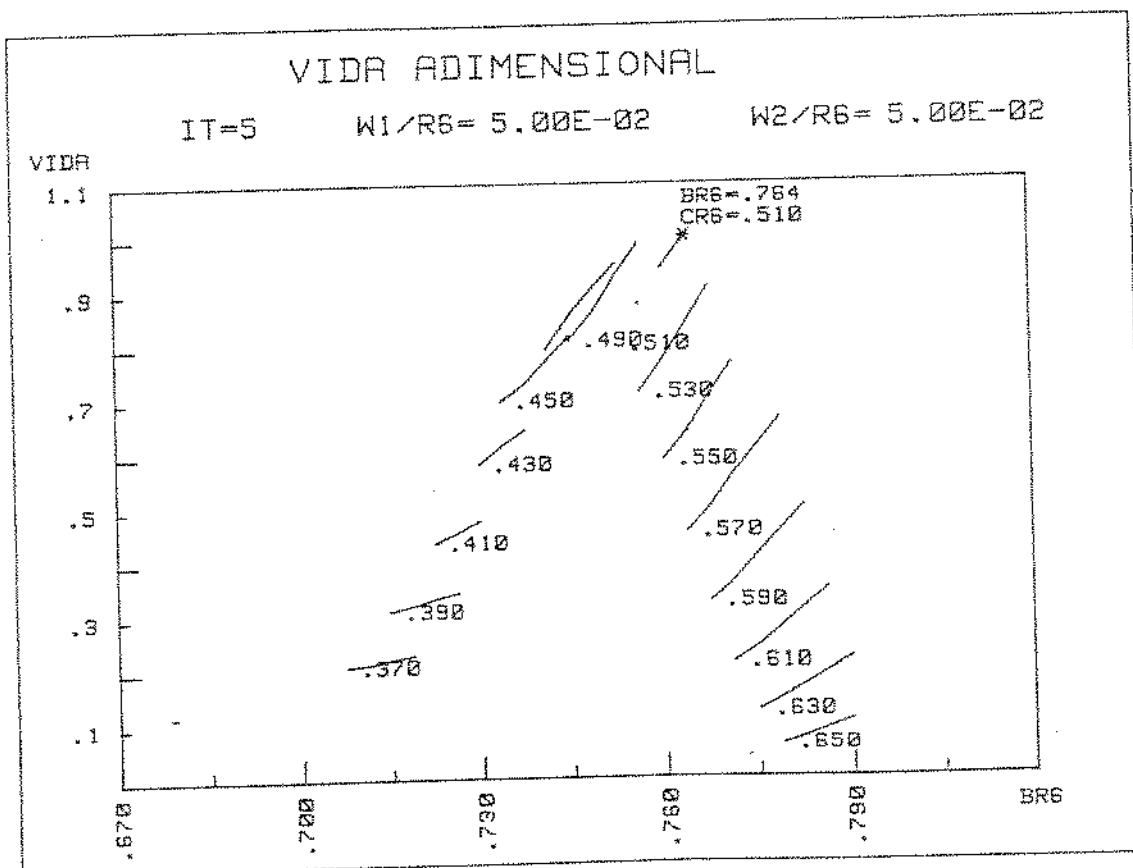


Figura 6.28 - Curva de vida na forma adimensional para os novos valores de $W1R6$ e $W2R6$ - Notar a variação dos parâmetros $BR6$ e $CR6$ em relação à figura 6.25.

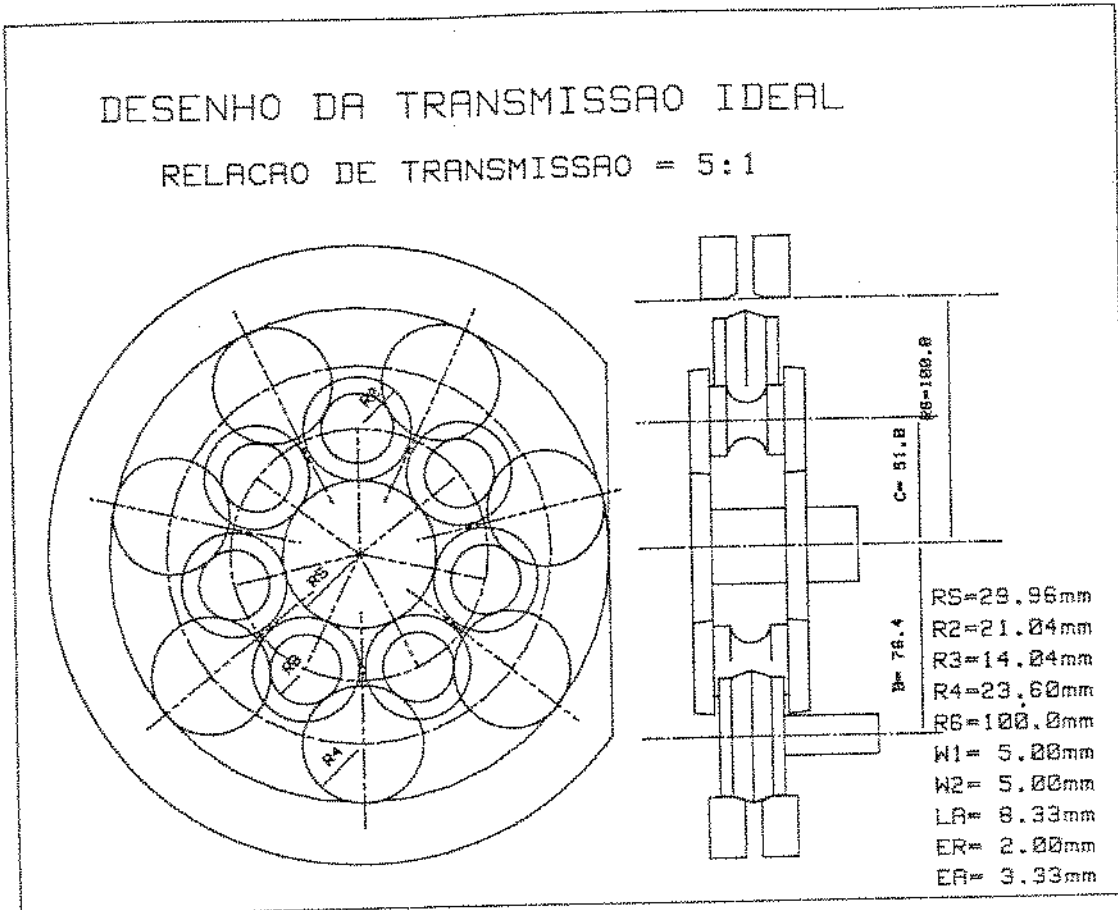


Figura 6.29 - Desenho da transmissão obtida através das figuras 6.27 e 6.28. Notar a diferença nos valores das medidas em relação à figura 6.26.

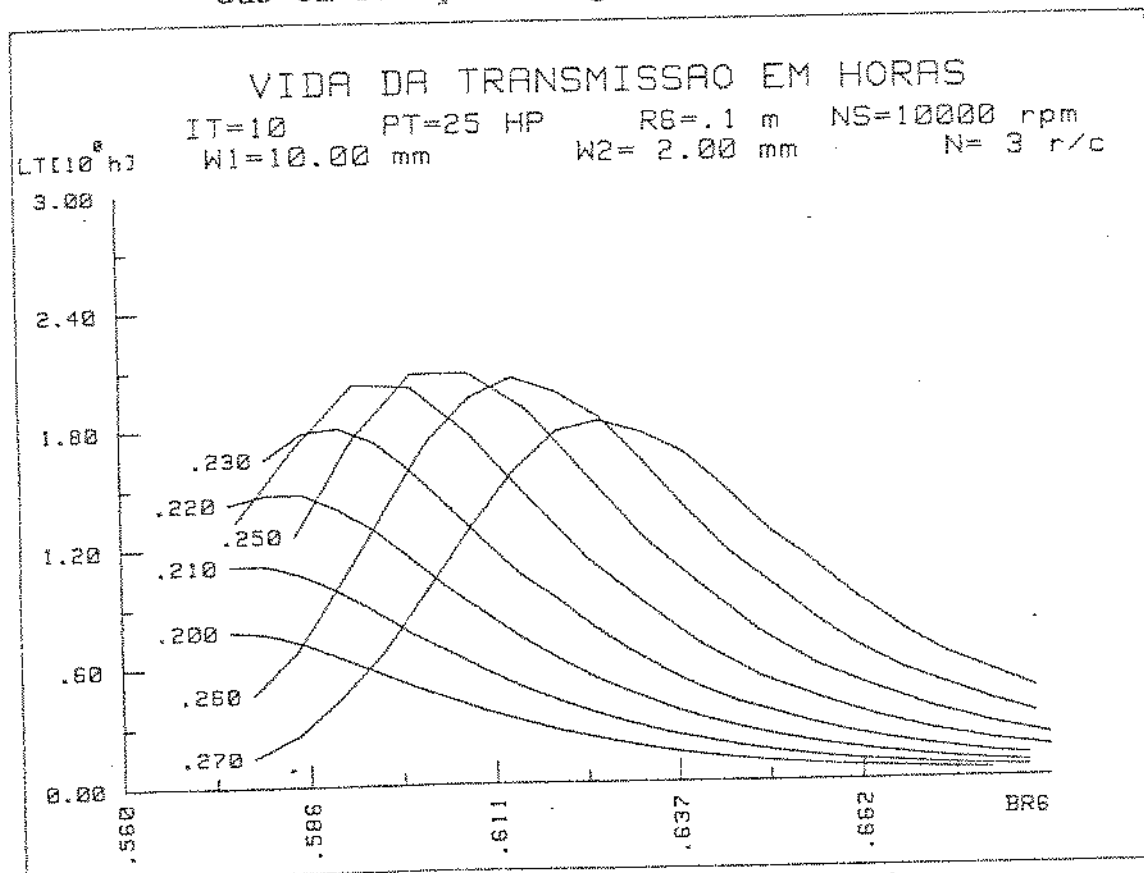


Figura 6.30 - Curvas de vida para transmissões de mesmas características que as figuras 6.21, 6.22, 6.24, 6.25, porém, com 3 rolos por carreira.

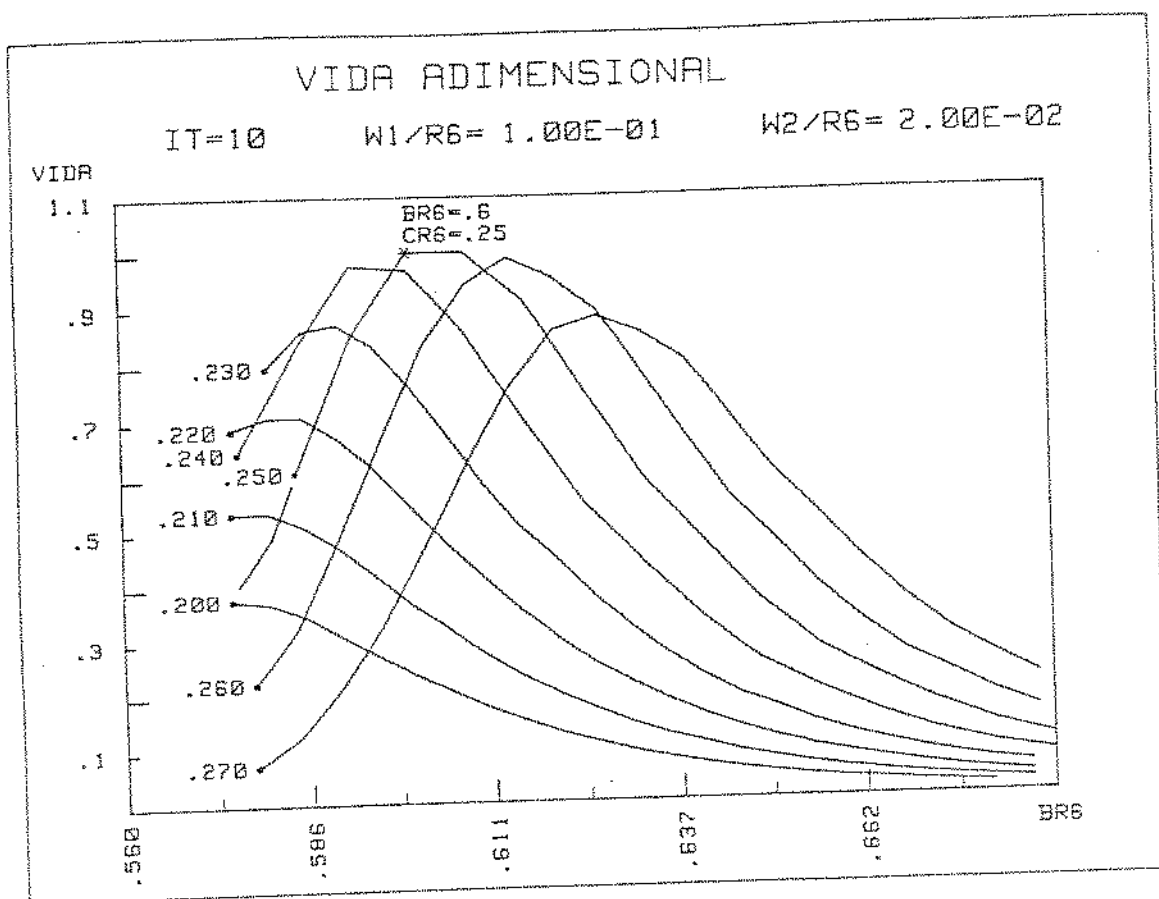


Figura 6.31 - Curvas de vida adimensionais para a mesma transmissão da figura 6.30.

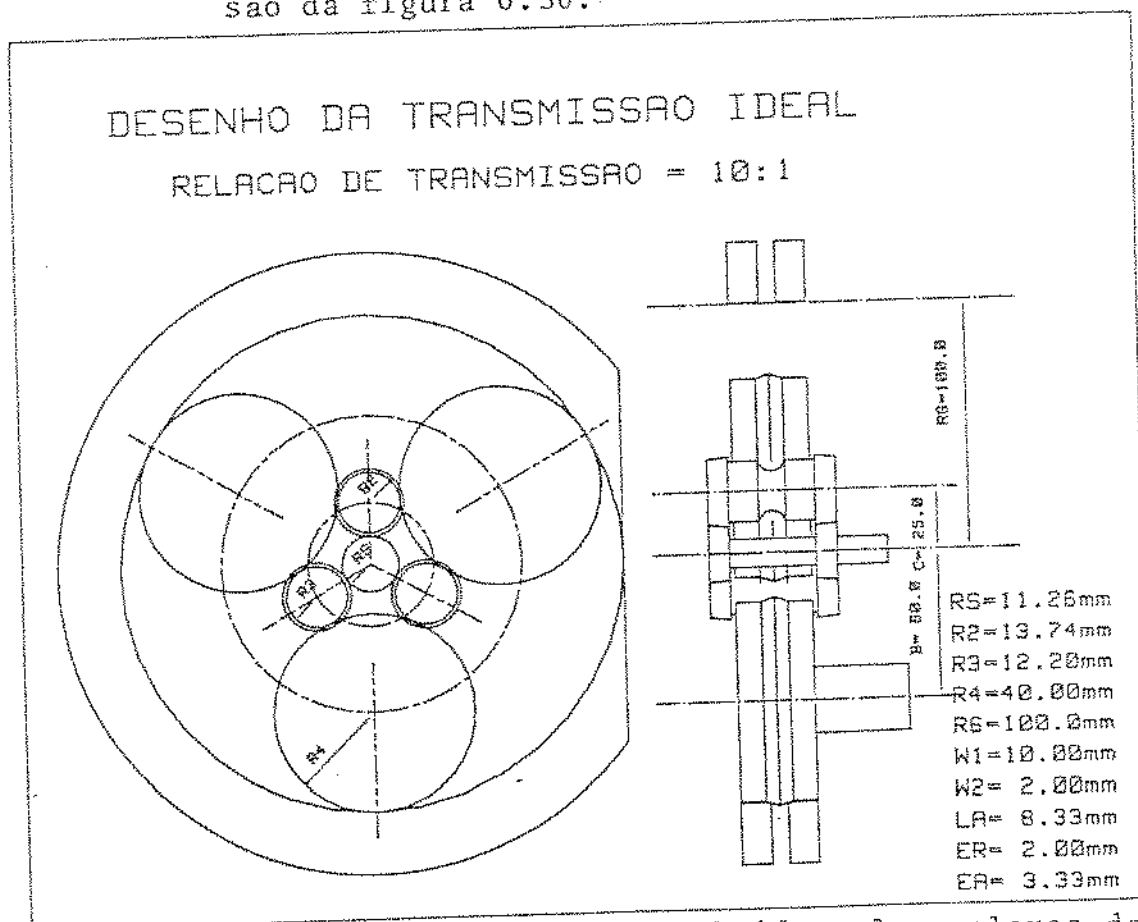


Figura 6.32 - Desenho da transmissão obtida pelos valores das figuras 6.30 e 6.31.

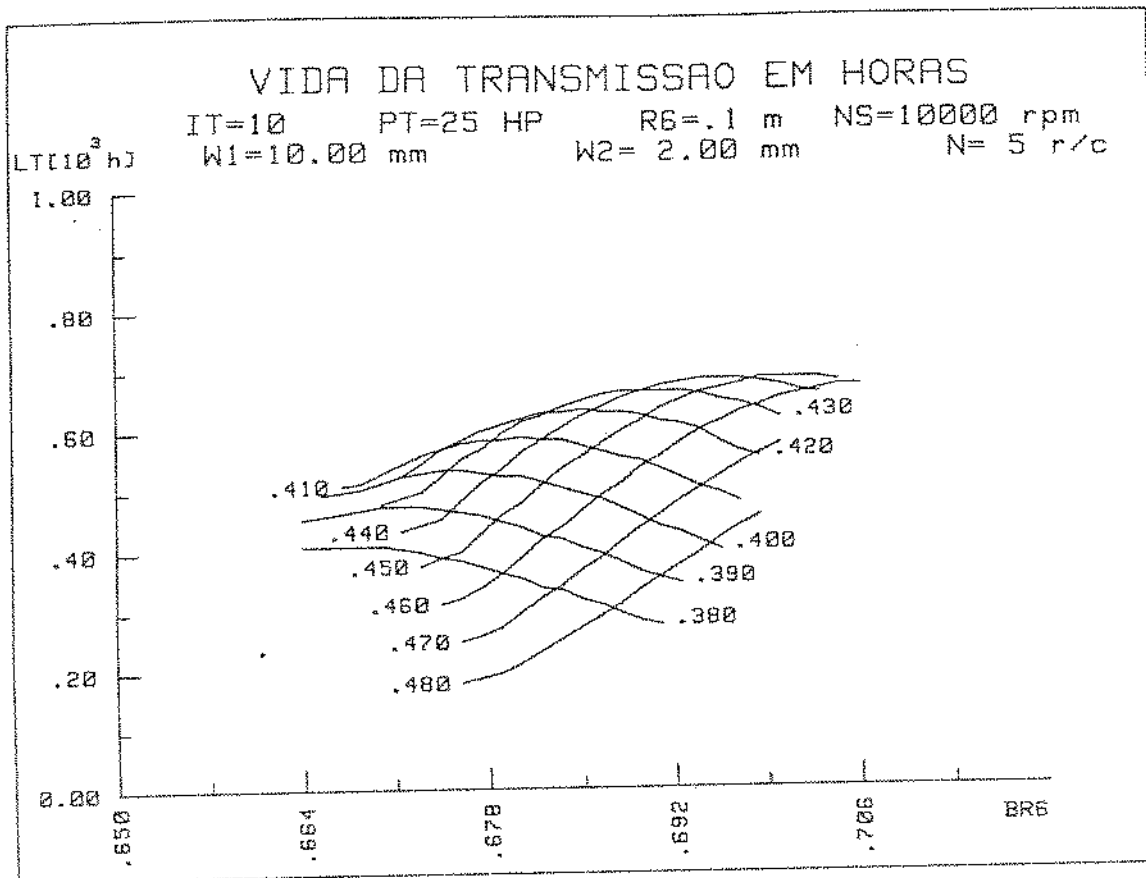


Figura 6.33 - Transmissão com relação de transmissão 10:1 mas com demais características equivalentes às da fig. 6.23.

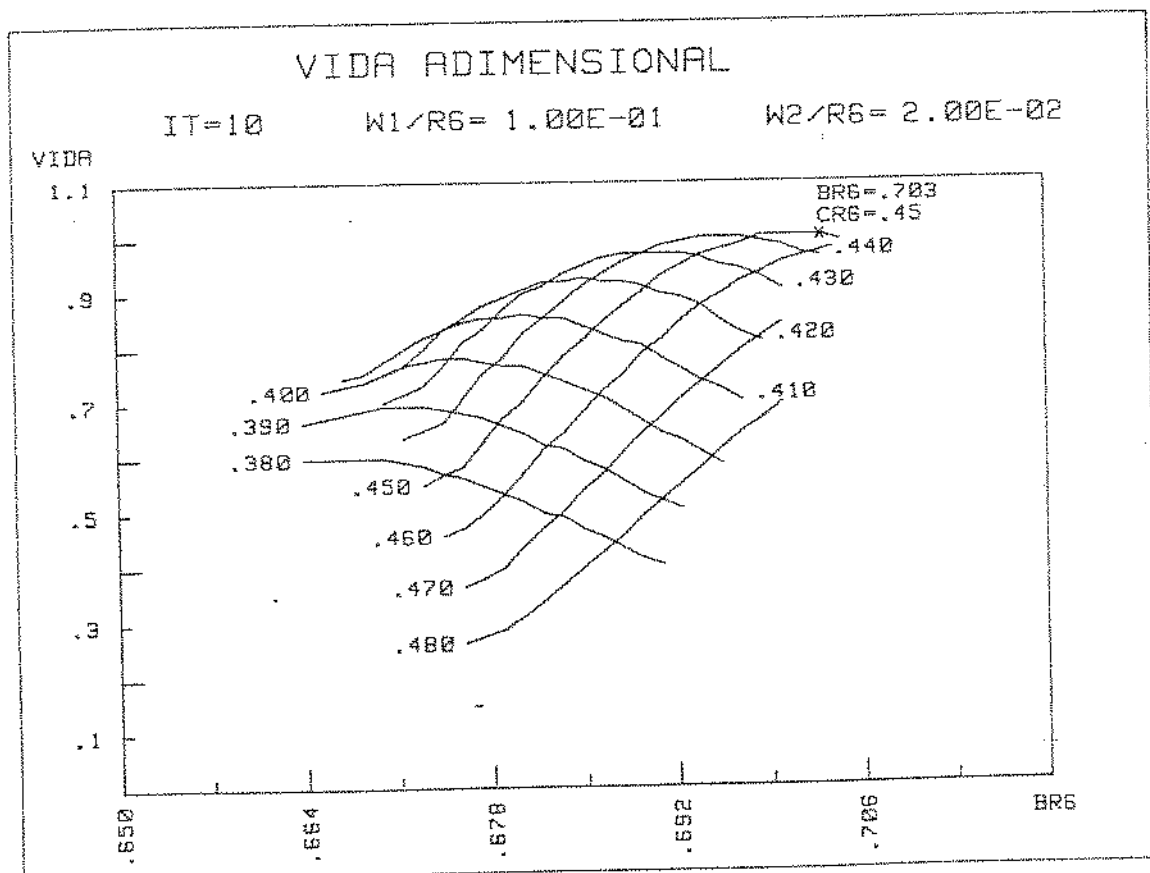


Figura 6.34 - Curva de vida na forma adimensional para a transmissão da figura 6.33.

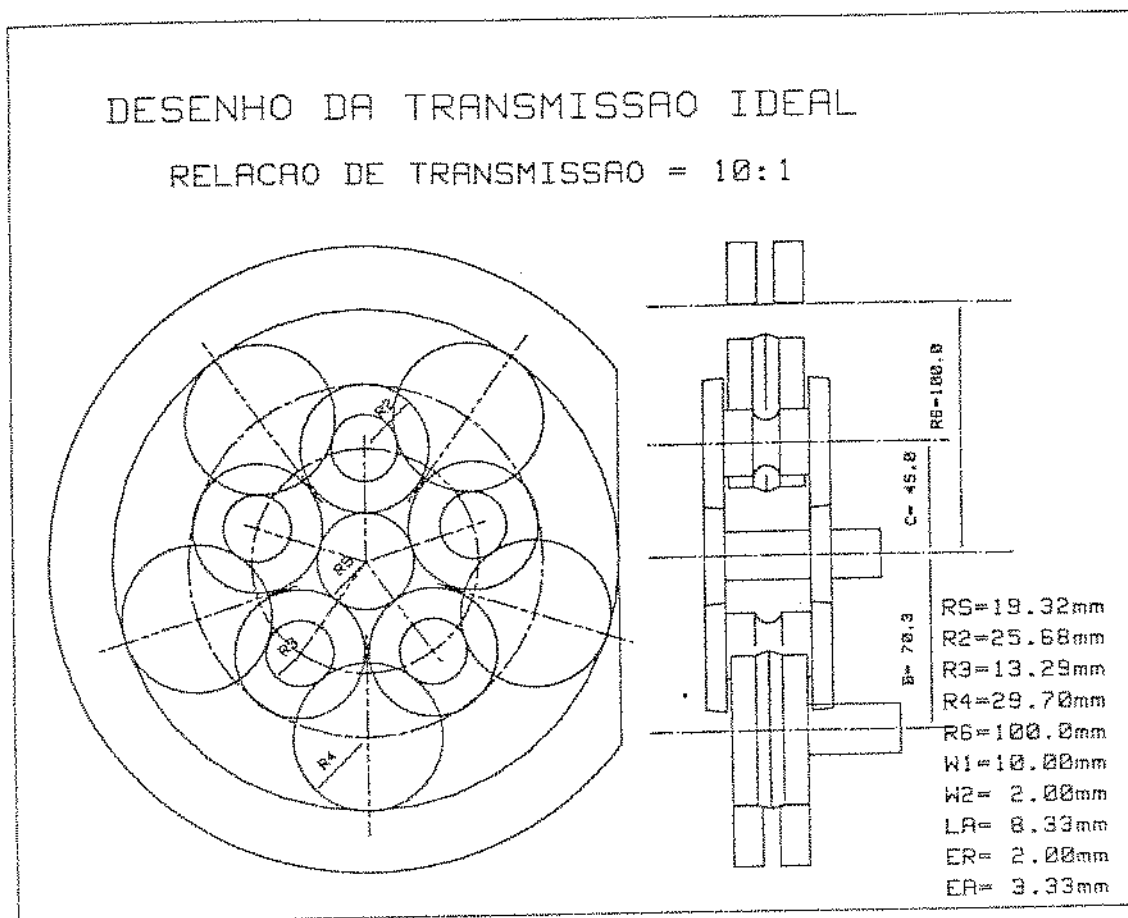


Figura 6.35 - Desenho da transmissão para as características indicadas nas figuras 6.33 e 6.34.

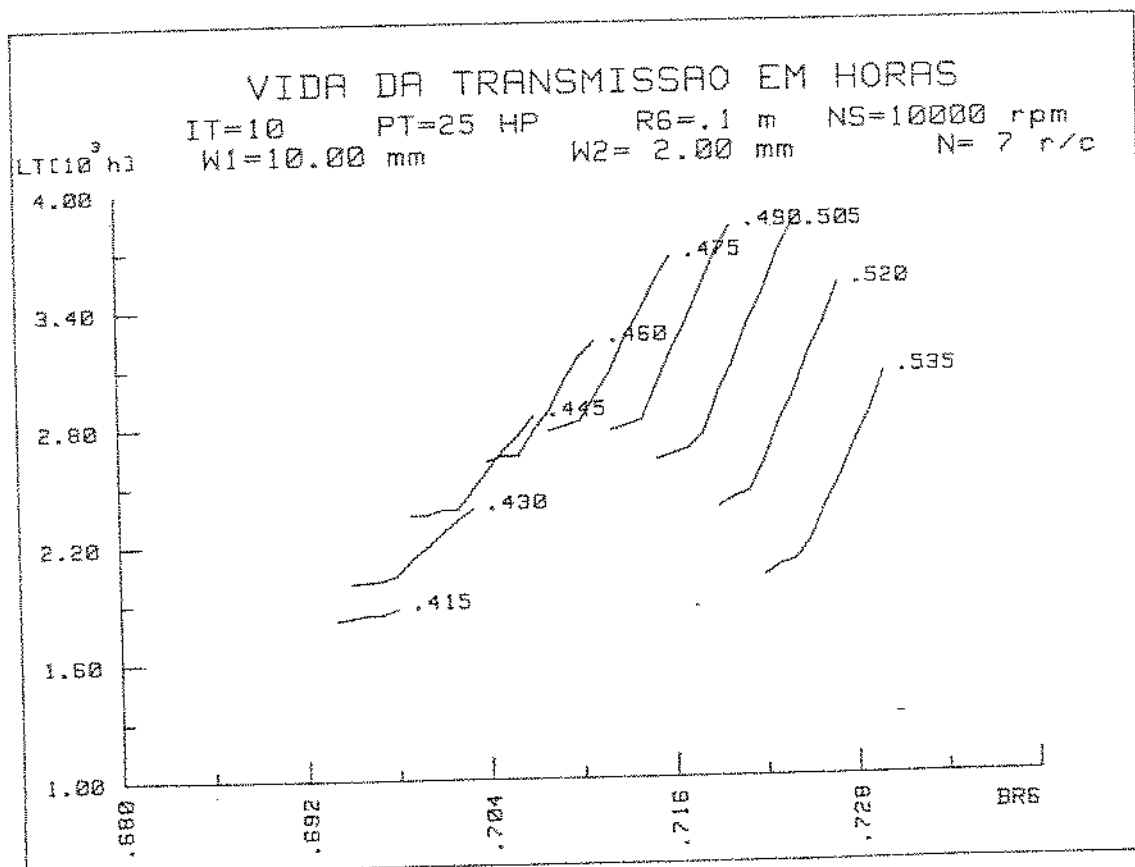


Figura 6.36 - Mesma transmissão, porém, com 7 rolos por carreira.

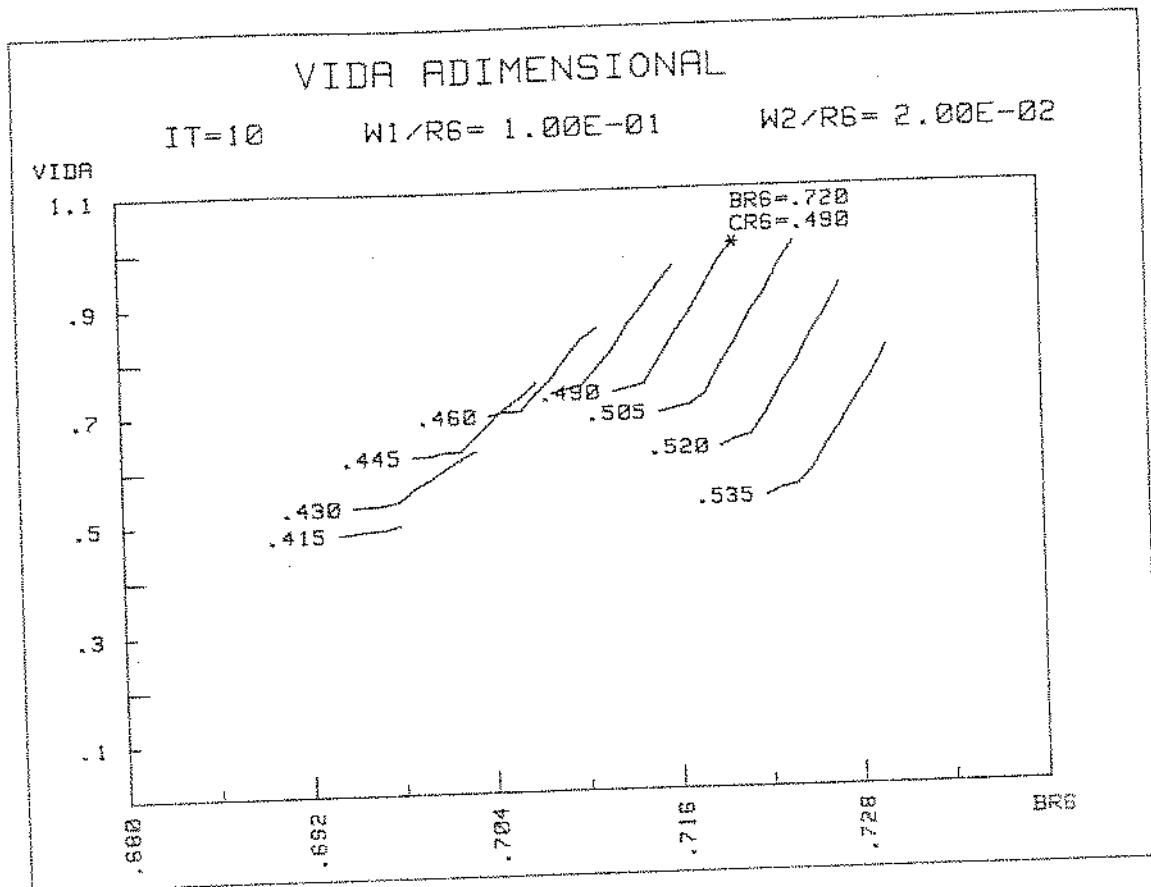


Figura 6.37 - Curvas de vida na forma adimensional.

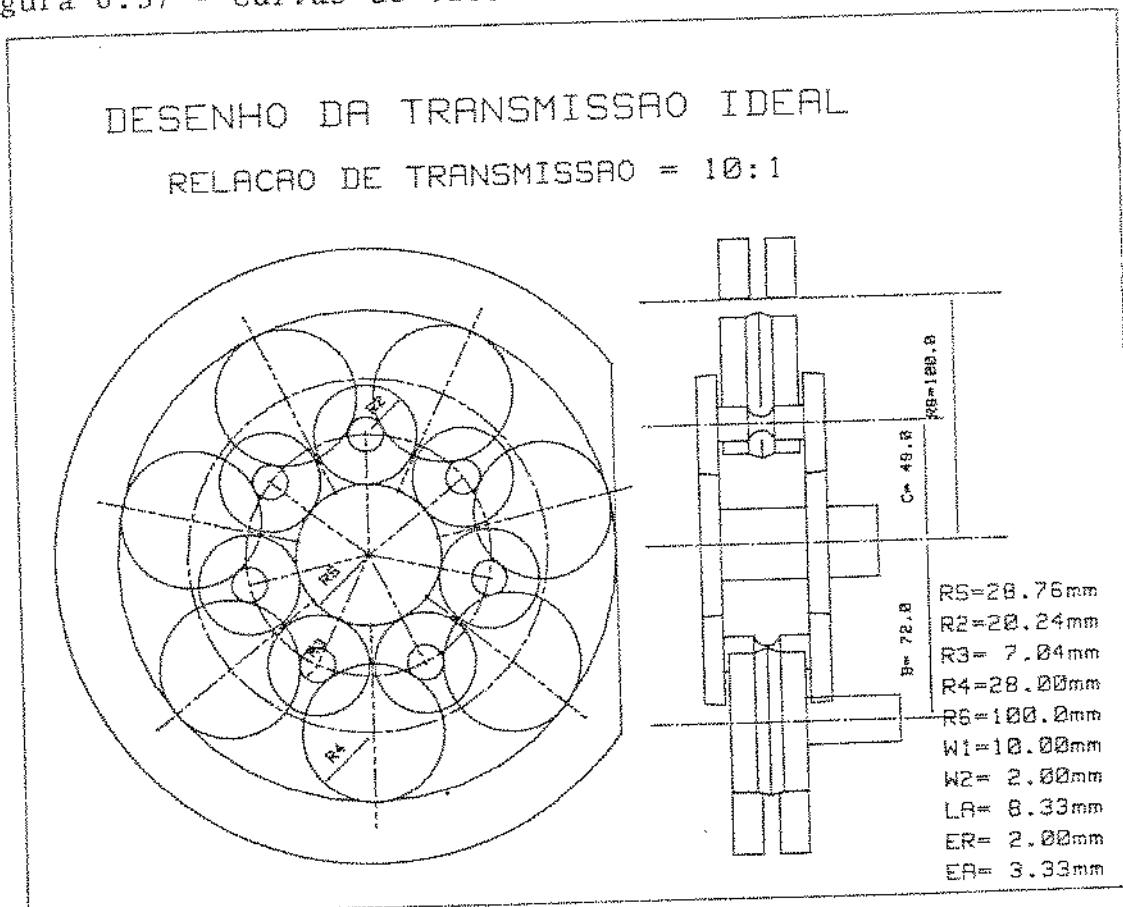


Figura 6.38 - Desenho da transmissão para 25 HP e relação de transmissão 10:1, segundo as figuras 6.36 e 6.37.

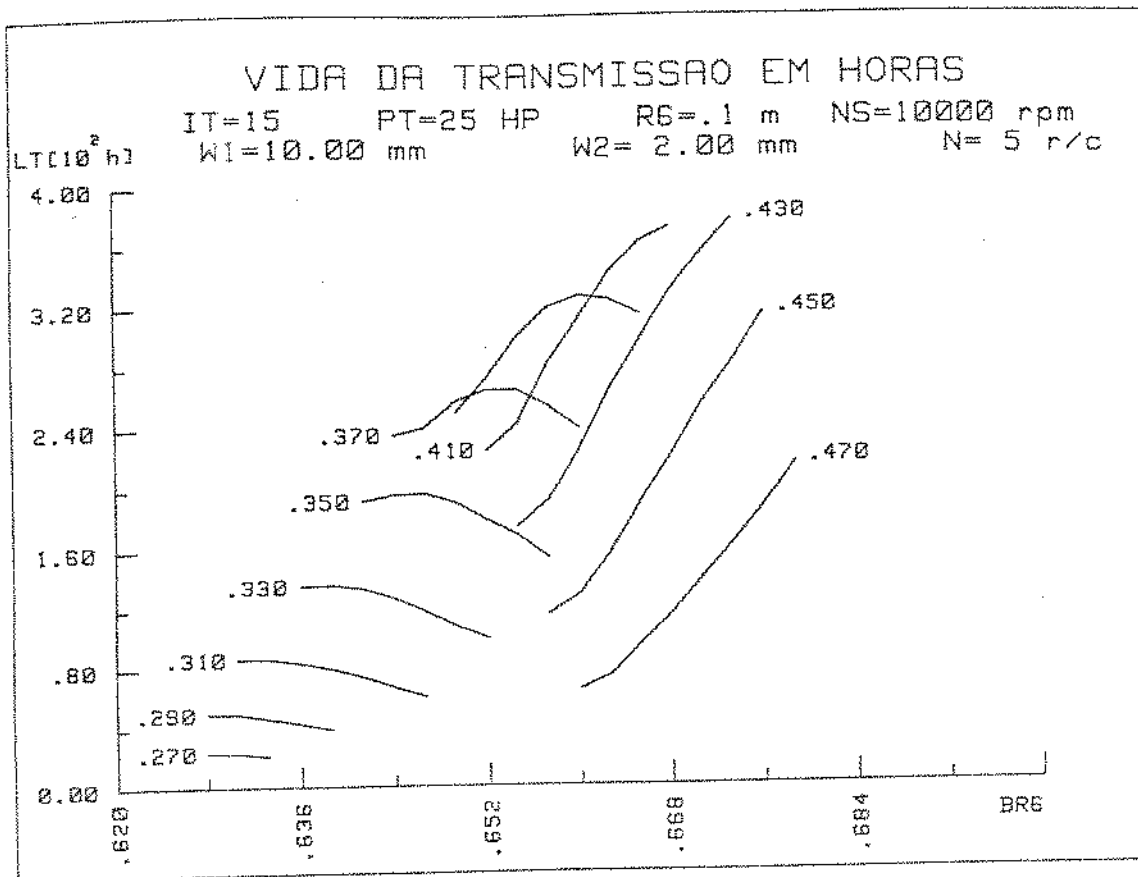


Figura 6.39 - Curvas de vida para transmissão com relação de transmissão 15:1 e 5 rolos por carreira.

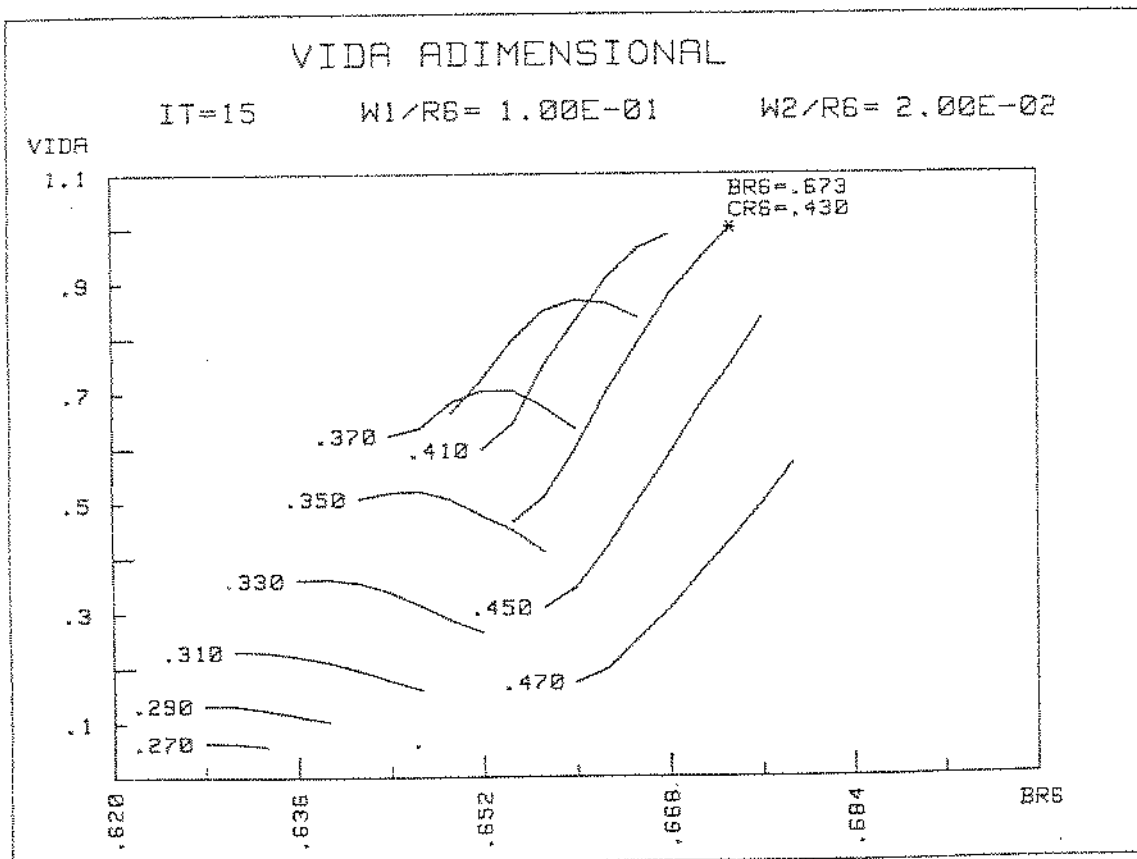


Figura 6.40 - Curvas de vida na forma adimensional para a transmissão da figura 6.39.

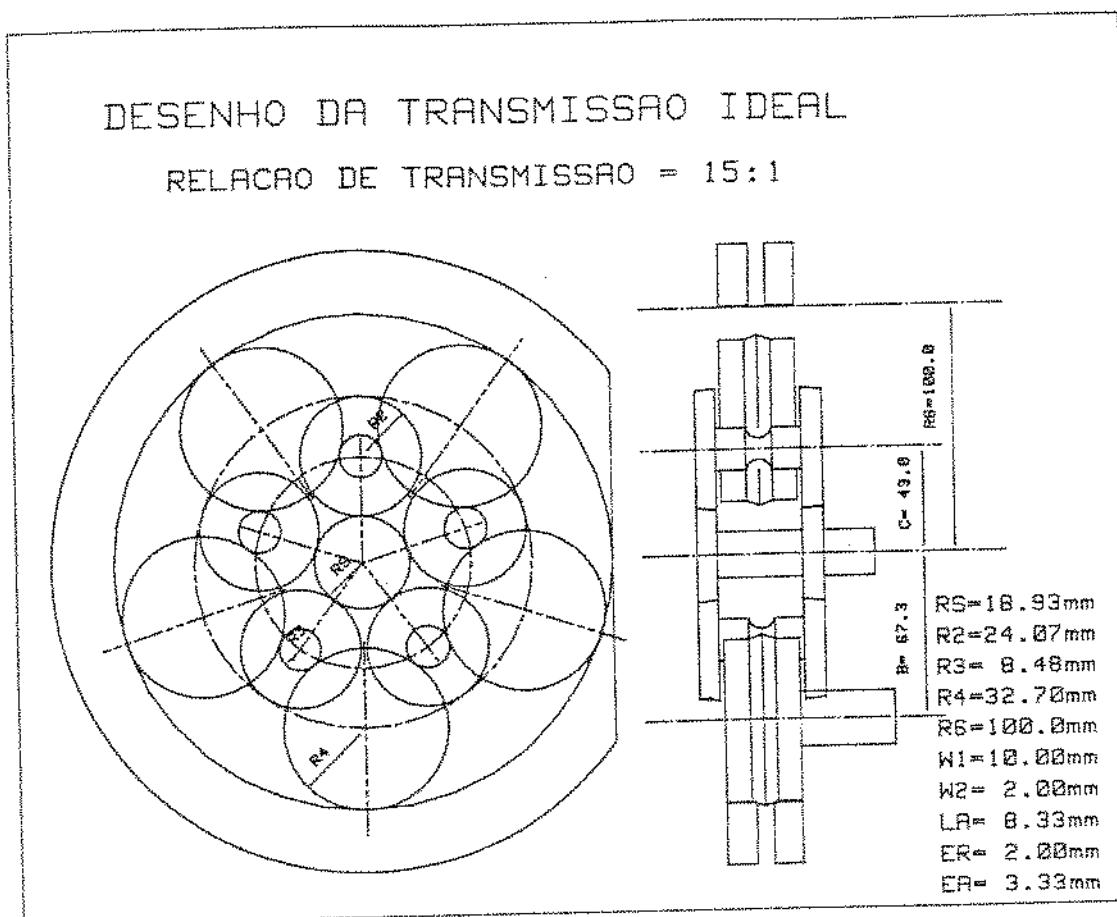


Figura 6.41 - Desenho da transmissão obtida pelos valores de vida máxima das figuras 6.39 e 6.40.

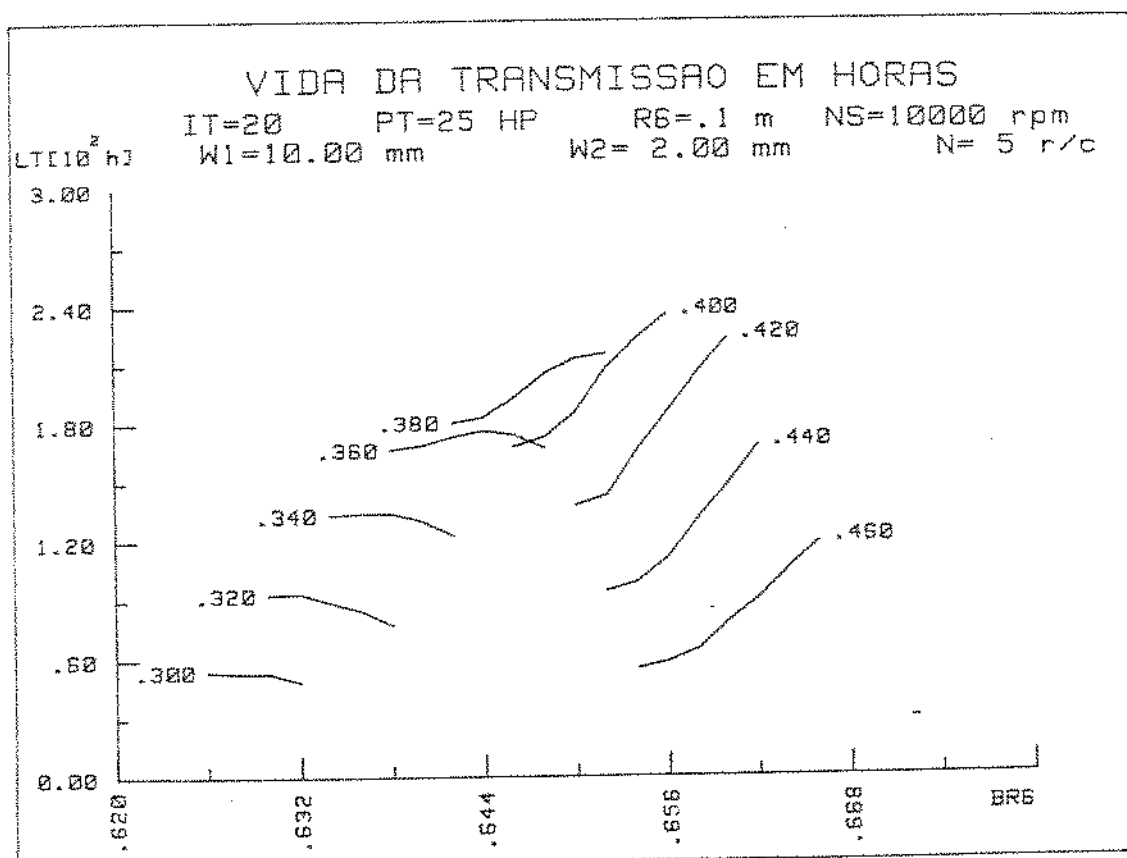


Figura 6.42 - Transmissão semelhante à anterior, porém, com relação de transmissão 20:1.

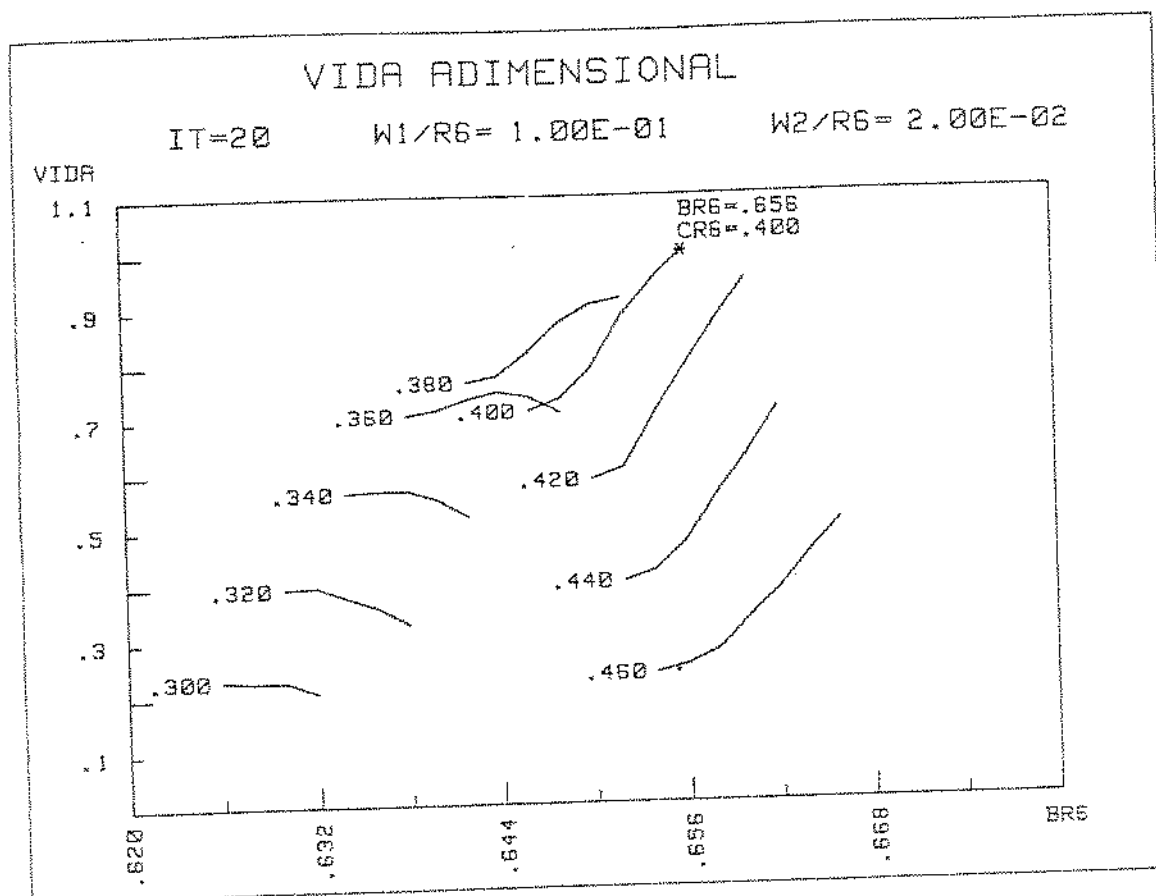


Figura 6.43 - Curvas de vida na forma adimensional para a transmissão da figura 6.42.

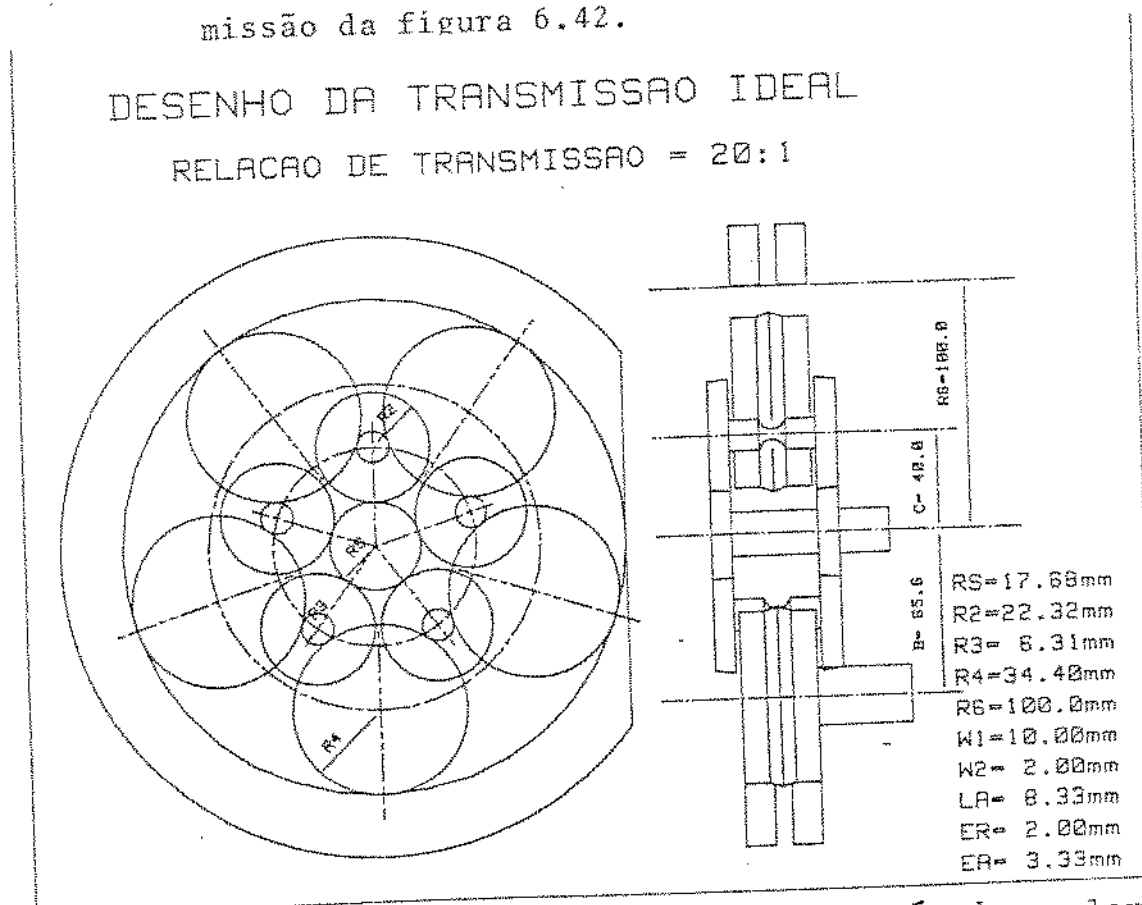


Figura 6.44 - Desenho da transmissão obtida através dos valores para a vida máxima das figuras 6.42 e 6.43. Note-se o adelgaçamento existente na região central dos rolos internos.

Em cada um dos casos, a utilização das dimensões e parâmetros adimensionais indicados, permite construir transmissões onde a resistência à fadiga superficial foi elevada ao máximo.

O aspecto de potência térmica não foi abordado, assim como não o foram, a resistência convencional e os efeitos de vibração. No caso particular dos efeitos de vibração, o tratamento é semelhante ao dispensado aos rolamentos convencionais.

A lubrificação é um fator sempre ligado a uma boa transmissão de modo que os aspectos práticos e escolha de lubrificantes adequados serão tratados no próximo capítulo.

CAPÍTULO 7

LUBRIFICANTES PARA TRANSMISSÕES POR TRACÃO

7.1. INTRODUÇÃO

Existe uma grande quantidade de tipos de lubrificantes à disposição no mercado. Porém, quais deles melhor se aplicam às transmissões por tração? Como se pode comparar lubrificantes de naturezas diferentes e o que pode ser considerado como qualidade em um lubrificante para este uso?

De um modo geral, no exterior, utilizam-se lubrificantes sintéticos cicloalifáticos ou óleos naftênicos aditivados para extrema pressão em todas as transmissões por tração. Estes óleos são, porém, de difícil obtenção no Brasil, além de seu custo, ser a nós, proibitivo. Pode-se, porém, dentre os lubrificantes nacionais verificar quais possuem a capacidade de ser ou não apropriados às transmissões por tração. Isto é possível graças ao parâmetro coeficiente de tração, relacionado com a razão entre a força tangencial transmitida no contato e a força normal a que está submetido o mesmo, como pode ser visto na figura 7.1.

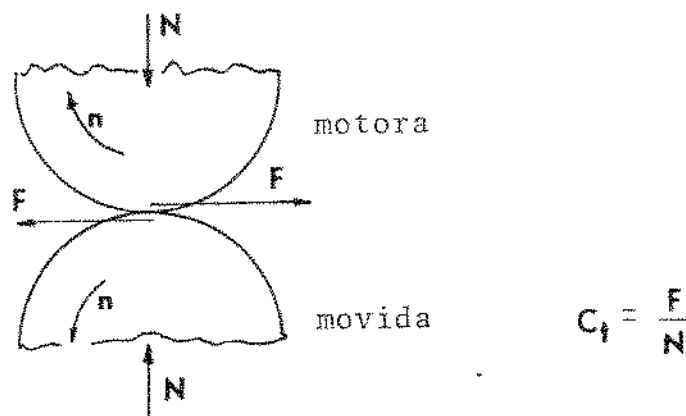


Figura 7.1 - O coeficiente de tração é definido como sendo razão entre a força tangencial e a força normal em cada contato.

A obtenção deste parâmetro é feita em ensaios de lubrificantes em máquinas como por exemplo, a máquina de 5 rolos [55] da NASA. Esta máquina permite identificar a capacidade que o lubrificante tem de proteger as superfícies para condições específicas de temperatura e pressão, sem no entanto permitir um controle do escorregamento relacionado ao coeficiente de tração. Outra forma, e talvez a mais adequada, de se proceder ao ensaio dos lubrificantes é utilizar a própria transmissão por tração a que se destinam para o teste. Deste modo minimizam-se os fatores externos de influência, correndo-se porém o risco de se danificar de forma irremediável a própria transmissão [56]. Em nosso caso, optou-se pela construção de uma máquina específica para testes de lubrificantes nacionais – em geral lubrificantes automotivos – de modo a facilitar a difusão das transmissões por tração e esclarecer a capacidade de tração destes lubrificantes. Esta máquina deveria ser capaz de medir o coeficiente de tração, o escorregamento e permitir a variação na forma dos contatos. A opção foi feita para uma máquina de rolos semelhante à utilizada por FUJITA [58] e pela MONSANTO [54].

7.2. A MAQUINA DE ENSAIOS

A máquina foi projetada para permitir a aplicação de uma pressão máxima de 1,8 GPa no centro do contato dos rolos de testes, a troca rápida de rolos de vários perfis, o isolamento e não-contaminação do lubrificante, e a identificação direta da força normal aplicada, força tangencial transmitida, torque aplicado, rotação de entrada e rotação de saída. Quatro rolos foram construídos, dois cilíndricos e dois de perfil esférico, utilizando o aço Eletrometal 2304, temperado e retificado (Figura 7.2).

A instrumentação consta de sensores de rotação e força, condicionadores e amplificadores de sinal, tacômetros, voltímetros e frequencímetros. Na figura 7.3 pode-se ver o esquema básico desta máquina.

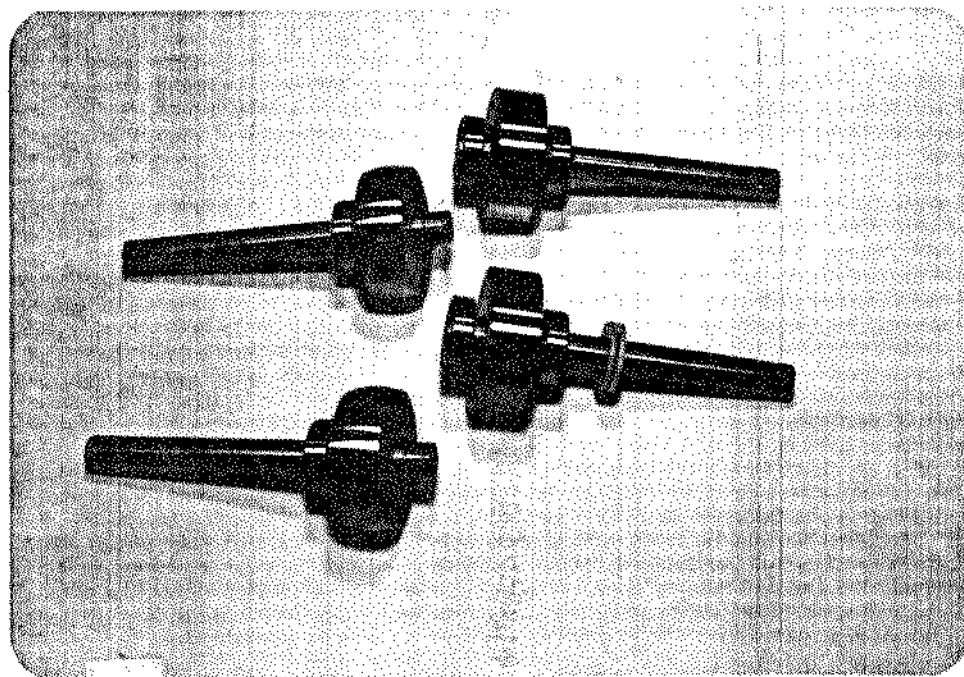


Figura 7.2 - Fotografia dos rolos fabricados.

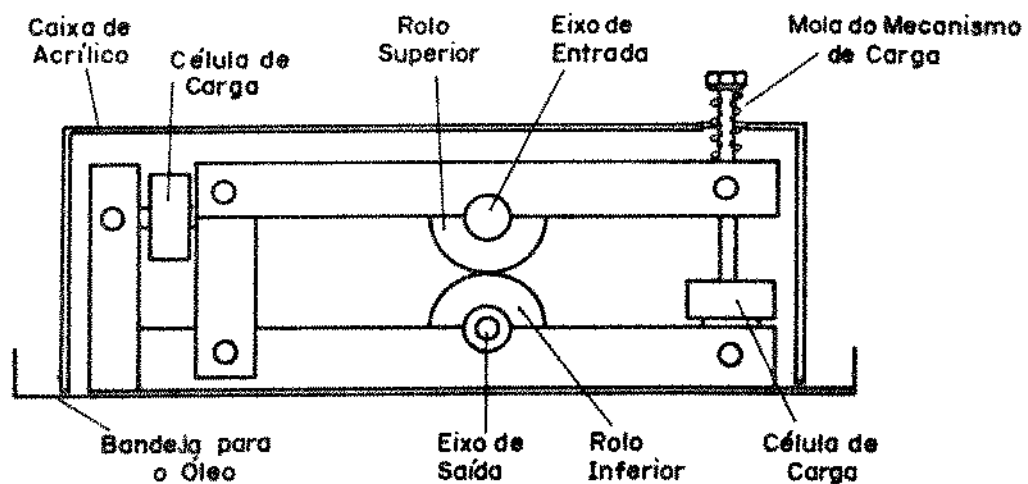


Figura 7.3 - Esquema da máquina de ensaios.

Após cada teste a máquina é totalmente desmontada e limpa de qualquer resíduo que possa comprometer o novo teste, figura 7.4.

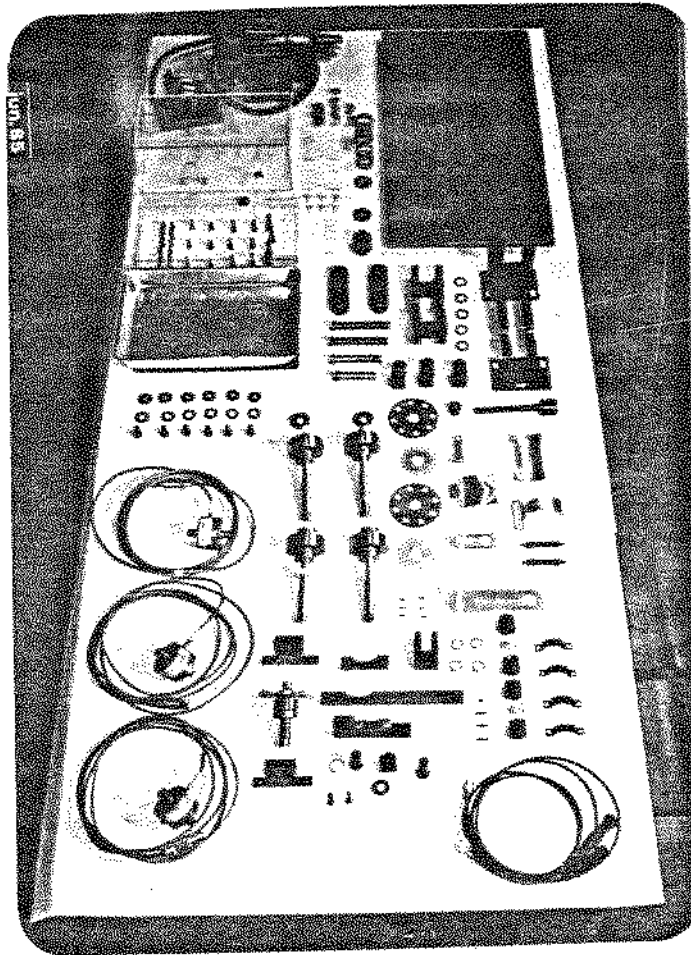


Figura 7.4 - Componentes da máquina limpos e prontos para montagem.

Esta máquina foi construída no laboratório de projeto mecânico - GEPROM-UNICAMP, assim como parte da instrumentação eletrônica utilizada nos ensaios.

As fotografias das figuras 7.5 a 7.8 mostram várias etapas na montagem da máquina e a figura 7.9 apresenta um diagrama da montagem instrumentação.

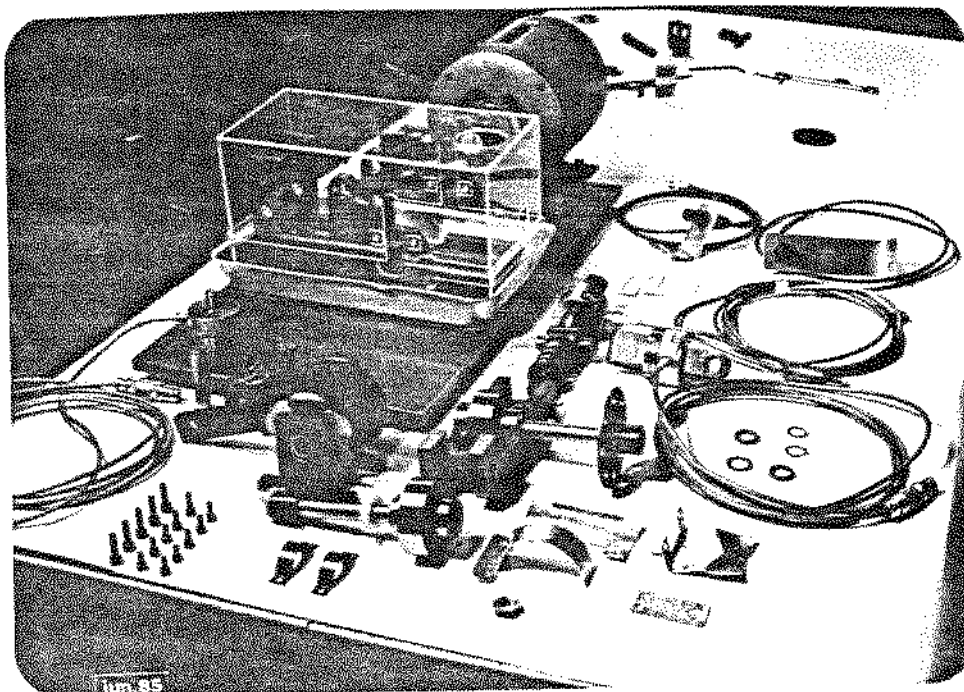


Figura 7.5 - Montagem do motor, base e conjunto do freio da máquina de ensaios.

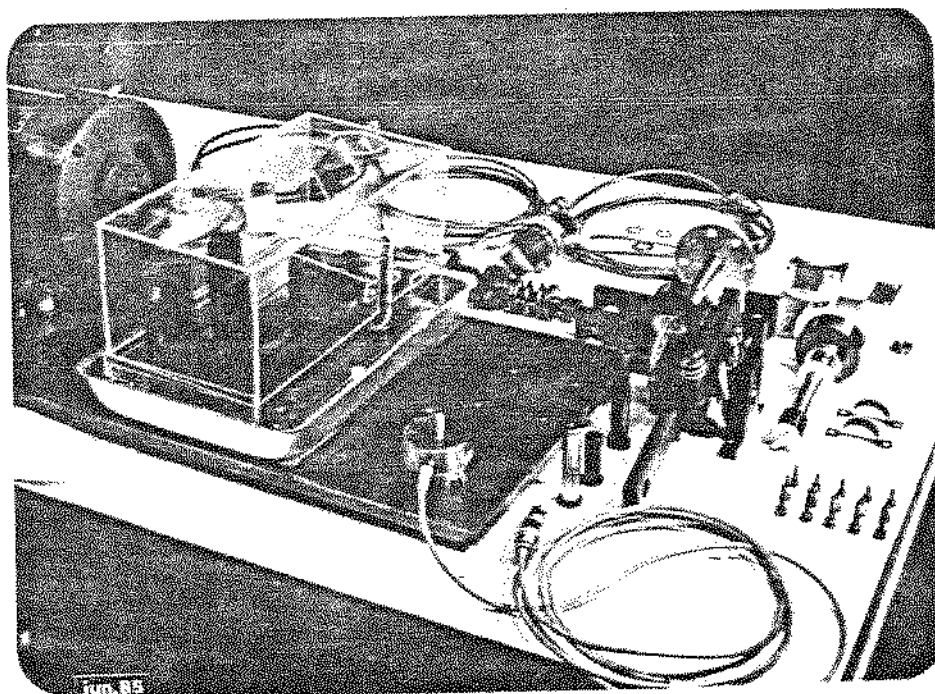


Figura 7.6 - Mesma etapa em outra vista.

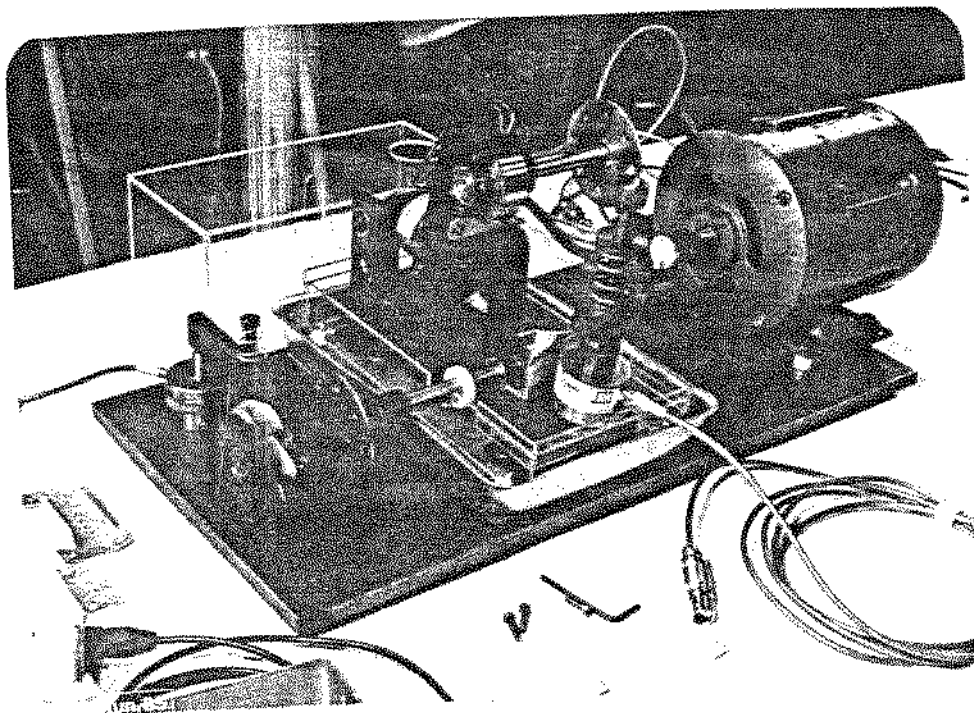


Figura 7.7 - Todos os conjuntos montados, faltando a colocação dos aparadores de óleo.

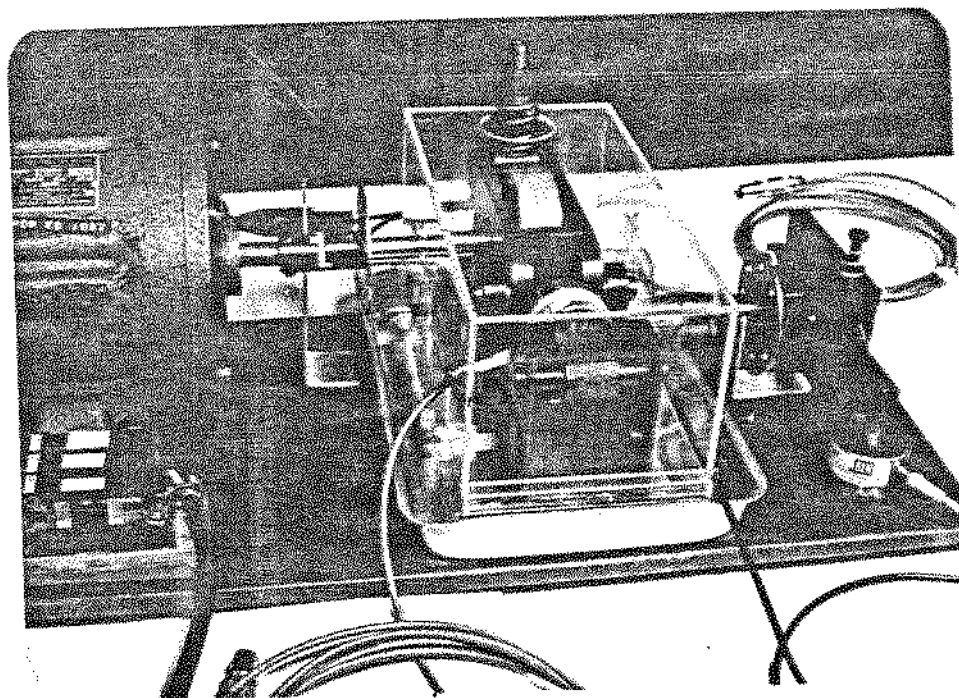


Figura 7.8 - Máquina pronta para receber a instrumentação e o lubrificante para testes.

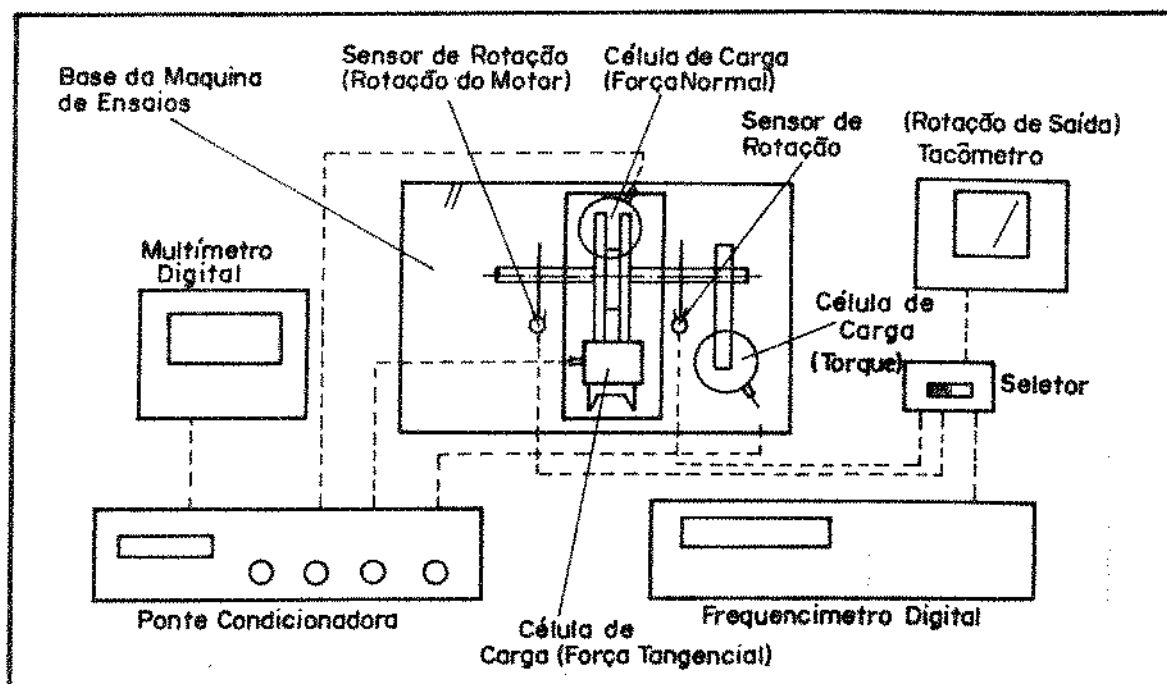


Figura 7.9 - Diagrama de montagem da instrumentação.

7.3. ENSAIO DE LUBRIFICANTES

Escolhidos os lubrificantes foi necessário estabelecer-se uma metodologia para os ensaios.

Com a máquina limpa e seca, o óleo, levemente aquecido, é introduzido em seu interior e a máquina posta em operação até a entrada em regime térmico.

Para cada rotação foram feitas diversas séries de testes com progressivo aumento de torque resistivo e força normal. O torque máximo foi estabelecido com o escorregamento máximo de 6%. O coeficiente de tração, como adotado em todas as referências, é o indicado para o escorregamento de 1% para rotações entre 1000 e 3000 rpm com o diâmetro de 60mm nos rolos.

Três dos óleos testados foram incapazes até mesmo de

proteger a superfície dos rolos, de modo que após 15 minutos de operação o desgaste nos mesmos era perceptível a olho nu. Outros lubrificantes operaram por mais de 10 horas, em tempo acumulado, e os testes repetidos até a exaustão, sem que se notasse o menor problema. Atualmente três lubrificantes parecem reunir algumas das condições necessárias à sua qualificação, porém, seu coeficiente de tração está por volta de 0.04.

Devido à oscilação nas medidas de rotação, várias formas de sensores e instrumentos foram testados. Atualmente está em montagem um sistema com sensores ópticos e frequencímetros casados que permitirão a leitura direta do escorregamento em nível DC.

7.4. RESULTADOS

A figura 7.10 apresenta a forma típica assumida pelos dados de algumas séries de dados para o mesmo lubrificante.

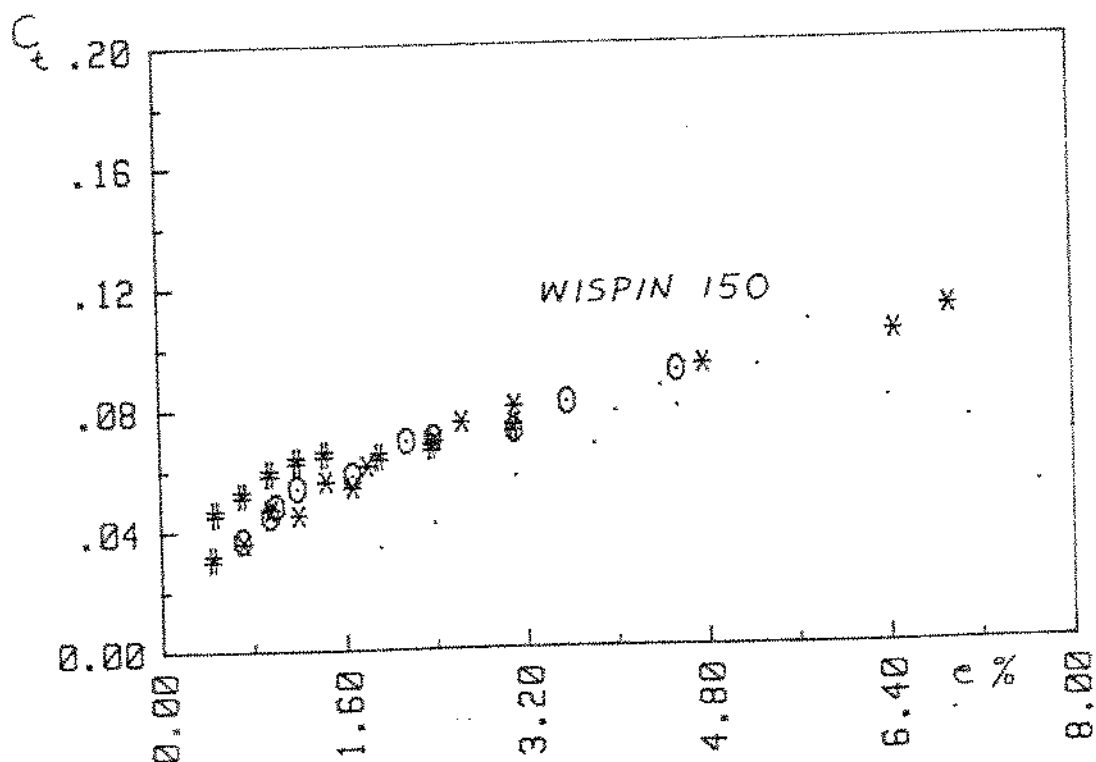


Figura 7.10 - Coeficiente de tração versus escorregamento percentual para o óleo WISPIN 150 em diversos ensaios.

A forma típica da curva para o coeficiente de tração em relação ao escorregamento é mostrada na figura 7.11.

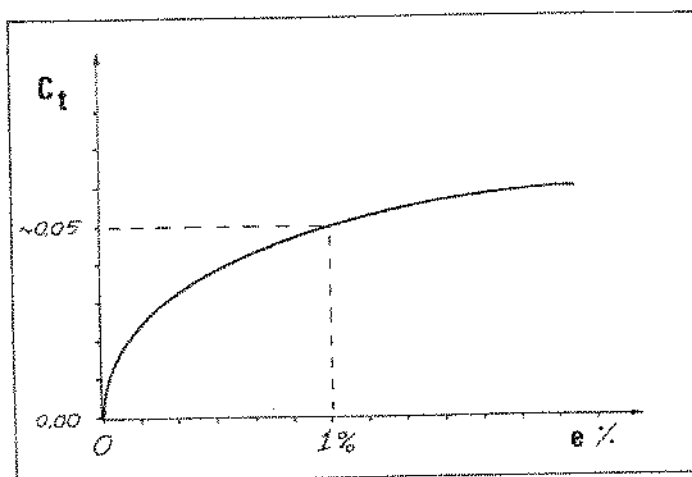


Figura 7.11 - Forma típica da curva coeficiente de tração x escorregamento |54 e 55|.

Os três melhores lubrificantes, até o momento, ou seja, aqueles que se comportaram segundo a curva característica e que tiveram a menor dispersão de valores são apresentados na figura 7.12 onde se destacou notadamente o lubrificante IPIRGEROL EP 90.

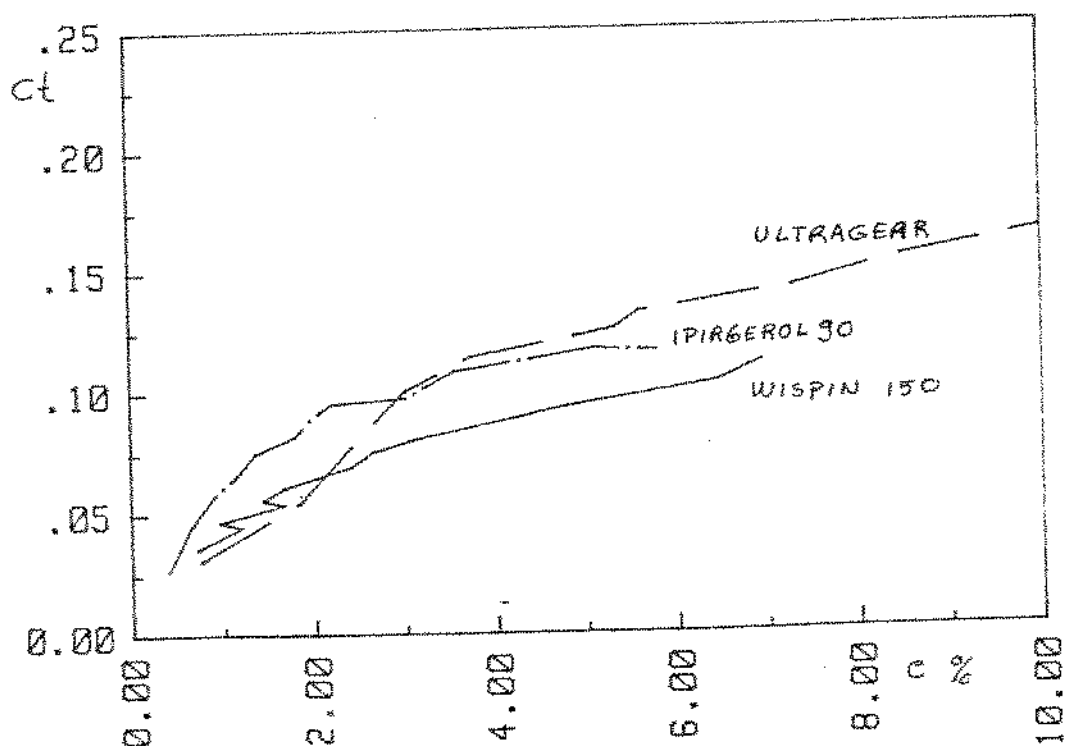


Figura 7.12 - Coeficiente de tração x escorregamento para três lubrificantes testados.

Neste caso o óleo IPIRGEROL EP 90 com 1% de escorregamento obteve um coeficiente de tração próximo de 0,06.

Para comparação pode-se ver na tabela 7.1 os valores para alguns coeficientes de tração obtidos pela bibliografia:

Lubrificante	Coeficiente Tração	Referência
MIL L-7808 óleo diester	0,039	54
Óleo ester-silicatos	0,045	59
Parafínicos	0,050	59
Fluidos Transmissões automáticos	0,055	59
MIL H-5606 óleo hidráulico	0,060	54
Óleo naftênico	0,058 - 0,065	59
Óleo naftênico	0,066	54
Óleo sintético diester	0,0675	57
Silicones	0,075	59
SANTOTRAC 30	0,084	54
SANTOTRAC 40, 50, 70	0,095	54

Tabela 7.1 - Coeficiente de tração para diversos lubrificantes segundo as rel. 54, 57 e 59.

O importante porém, é que se possa dentre os lubrificantes nacionais, (que nem sempre seguem um padrão explícito) determinar os mais vantajosos em aplicações para transmissões por tração.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS

Este trabalho possibilita a utilização da otimização em vida, aplicada à transmissão NASVITRAC, em grande parte das outras geometrias de transmissões por tração apresentadas. A otimização da transmissão planetária por tração permite a elaboração do projeto em detalhes e a sua construção, de modo a, na parte prática, verificar-se as qualidades desta grande família de transmissões.

Este trabalho pretende apenas ser uma introdução ao estudo das transmissões por tração, de modo que, a bibliografia apresentada sirva como estuário dos caminhos a percorrer.

Como continuação deste trabalho propõem-se:

1. A construção de um planetário por rolos de tração
2. A continuação dos ensaios de lubrificantes
3. O projeto e construção de uma T.C.V.T.
4. Um estudo da influência da rotação na vida das transmissões por tração
5. O relacionamento da assinatura em frequência de uma transmissão por tração com sua expectativa de vida.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DAVIES, W. John, "Steplessly Adjustable or Variable Ratio Drives". The Chartered Mechanical Engineer, october (1965), pp. 504-511.
- [2] CARSON, Robert W., "New and Better Traction Drives Are Here", Machine Design, vol. 46 n° 10 (1974) pp 148-155.
- [3] CARSON; Robert W., "Traction Drives Update" Power Transmission Design, vol.11 (1977) pp. 37-42.
- [4] CATÁLOGO TSUBAKI DISCO, "TSUBAKI VARIABLE DRIVE", (1982) pp. 21-46.
- [5] CATÁLOGO SHIMPO DO BRASIL, "Ringcone - variador de velocidade", n° 1003-1004.
- [6] CATÁLOGO CIA. METALOMECAÂNICA DO BRASIL "Variadores de velocidade - KOOP", K100 - K120.
- [7] McCORMICK, Doug - "Traction drives move to higher powers", Design Engineering, December (1980) pp. 35-39.
- [8] KEMPER, Yves - "A High Power Density Traction Drive", SAE Paper n° 790849 (1979).
- [9] TRACHMAN, E.G. and KEMPER, Yves - "A Continuously variable ratio traction drive" - paper X(i) (1981) pp. 283-288.
- [10] GREEN, R.L. and LANGENFELD, F.L. - "Lubricants for Traction Drives" - Machine Design, May, 2, (1974), pp. 108-113.
- [11] KRAUS, J.H., KRAUS, C.E. and GRES, M.E. - "A Continuously Variable Transmission for automotive Fuel Economy", SAE paper 751180 (1975).

- [12] DICKINSON, Thorn W. - "Development of a variable Speed Transmission for light Tractors" - SAE paper 770749, (1977).
- [13] Machine designer - Pratt & Whitney - "The planetary friction drive" - Product Engineering october, 12, (1959) pp. 79-82.
- [14] YEAPLE, F. - "Metal-to-Metal Traction drives now have a new lease on life" - Product Engineering, vol. 42, n° 15 october (1971) pp. 33-37.
- [15] CHIRONIS, Nicholas P. "Planetary friction drive quietly out performs gears" - Product Engineering, n° 23 october (1967) pp. 38-41.
- [16] HEWKO, Lubomyr O. "Roller Traction drive unit for Extremely Quiet Power Transmission" - Journal Hydronautics, Vol. 2, n° 3 (1968) pp. 160-167.
- [17] KRAUS, J.H. - "AN AUTOMOTIVE CVT" - Mechanical Engineering, october (1976) pp. 38-46.
- [18] STUBBS, P.W.R. - "The development of a Perbury traction Transmission for Motor car Applications" - Transactions ASME. 80-C2/DET-59 (1980) p. 1-12.
- [19] NASVYTIS, Algirdas L. - "Multiroller Planetary Friction Drives" SAE PAPER n° 660763 (1966) pp. 760-771.
- [20] LOEWENTHAL, Stuart H., ANDERSON, Neil E. and NASVYTIS, Algirdas L. - "Performance of a Nasvytis Multiroller Traction Drive" - NASA Technical Paper 1378, AVRADCOM Technical Report 78-36, november (1978).
- [21] LOEWENTHAL, S.H., ANDERSON, N.E. and ROHN, D.A. "Evaluation of a High Performance Fixed-Ratio Traction Drive", Transactions ASME, J. Mechanical Design, vol. 103, April (1981) pp. 410-422.

- [22] COY, J.J., ROHN, D.A. and LOEWENTHAL, S.H. - "Constrained Fatigue Life Optimization of a Nasvytis Multiroller Traction Drive" - Transactions ASME, J. Mechanical Design, vol. 103, april (1981) pp. 423-429
- [23] STEWART, W. - "Pitting Due to Rolling Contact", Journal of Applied Mechanics, 1935, A-49, A-58.
- [24] SMITH, J.O. and LIU, C.K. - "Stresses Due to Tangencial and Normal Loads on a Elastic Solid with Application to Some Contacts Stress Problems", Journal of applied mechanics, June, 1953 (pp. 157-166).
- [25] BREWE, E.D. and HAMROCK, B.J. - "Simplified Solution for Elliptical Contact Deformation between two Elastic Solids", Journal of Lubrication technology, october 1977 (pp. 485-487).
- [26] COY, J.J., ROHN, D.A. and LOEWENTHAL, S.H. - "Life analysis of Multiroller Planetary Traction Drive, NASA Technical Paper 1710, 1981.
- [27] ROHN, D.A., LOEWENTHAL, S.H. and COY, J.J. - "Simplified Fatigue Life Analysis for Traction Drive Contacts", Trans. ASME, Vol. 103, April 1981 (pp. 430-439).
- [28] TIMOSHENKO, S.P. e GOODIER, J.N. - "Teoria da Elasticidade", 3^a edição, GUANABARA DOIS 1980 (pp. 372-411).
- [29] HAMROCK, B.J. and DOWSON, D. - "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts", J.L.T., April 1976 (pp. 223-229).
- [30] COY, J.J., LOEWENTHAL, S.H. and ZARETSKY, E.V. - "Fatigue Life Analysis for Traction Drives with Application to a Toroidal Type Geometry", NASA TN-D-8362, Decèmber 1976.

- [31] MARTIN, H.M. (1916) "Lubrication of gear Teeth Engineering,"
Lond. 102-199. -
- [32] DOWSON, D. - "Elastohydrodynamic Lubrication!" Proc. Inst.
Mech. Engrs. vol. 180 part 3B, 1965-6, p. 7.
- [33] MOORE, D. F. - "Principles and Applications of Tribology,"
Pergamon Press 1975, p. 154.
- [34] PEPPLER, W. - "Untersuchungen über die Druckübertragung bei
belasteten und geschmierten um laufenden achsparallelen
Zylindern!" Maschinenelemente - Tagung Aachen 1935, 42;
V.D.I. Verlag, Berlin, 1936.
- [35] MENDAHL, A. - "Contribution to the Theory of the lubrication
of gears and of the stressing of the lubricated flanks of
gear teeth," 1941, Brown Boveri Review, 28, No 11, 374.
- [36] GATCOMBE, E.K. - "Lubrication characteristics of involute
Spur-gear a theoretical investigation," Trans. Amer. Soc.
Mech. Engrs. 1945, vol. 67, p. 177.
- [37] DOWSON, D. and HIGGINSON, G.R. - "Elasto - Hydrodynamic
Lubrication!" Pergamon Press 1966 - SI edition 1977, p. 4.
- [38] GRUBIN, A.N. and VINOGRADOVA, I.E. - Central Scientific
Research Institute for Technology and Mechanical
Engineering 1949, Book No. 30, Moscow.
- [39] HASHIMOTO, S. - "Experimental studies of Lubricating oil film
Between two Rolling Rollers," Bulletin of J.S.M.E.,
6, No. 22, p. 327.
- [40] CROOK, A.W. - "The Lubrication of Rollers, I," 1958, Phil. Trans.
A. 250, p. 387.
- [41] CROOK, A.W. - "The Lubrication of Rollers, II, Film Thickness
with relation to Viscosity and Speed," 1961, Phil. Tans.
A. 254, p. 223.

- [42] CROOK, A.W. - "Developments in elasto-hydrodynamic lubrication" 1963, J. Inst. Petrol. 49, No. 478, 295.
- [43] DOWSON, D. and HIGGINSON, G.R. - "A numerical solution to the elastohydrodynamic problem", J. Mech. Engng. Sci. 1,(1959) No. 1,6.
- [44] HALLING, J., WHOMES, T.L. et alii - "Principles of Tribology"- (1975) - The McMillan Press Ltd. London Cap.11, p. 288-306.
- [45] TALLIAN, T.E. - "Elastohydrodynamic Hertzian Contact Mechanical Engineering", November 1971, pp. 14-18.
- [46] JACOBSON, B. - "On the Lubr. of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces Considering Surface Deformations and Solidification of the Lubricant" - Journal of Lubrication Technology, July 1973, pp. 321-327.
- [47] HERREBRUGH, K. - "Solving the incompressible and isothermal problem in elastohydrodynamic lubrication through an integral equation". Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 90, Serie F, (1968), 262.
- [48] BOMPAS - SMITH, J.H. - "Mechanical Survival: The use of reliability data" - McGraw-Hill (1973).
- [49] DUCHAMP, M.M.R. et MOISAUF, A. - "La Fiabilite" - Ecole Nationale Superieure D'arts et Metiers - 1977.
- [50] POLOVCO, A.M. - "Fundamentals of Reliability Theory" - Academic Press - 1968.
- [51] IRESON, W.G. - "Reliability Handbook", McGraw-Hill (1982).
- [52] COY, J.J., TOWNSEND, D.P. and ZARETSKY, E.V. "Dynamic Capacity and surface Fatigue Life for Spur and Helical Gears" - Journal of Lubrication Technology, April (1976) pp. 267-276.