

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

**Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para
aeronaves “Open Class” para competição “Aerodesign”**

Candidato: **Luis F.G. da Costa**

Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

São Carlos – SP

2010

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

**Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para
aeronaves “Open Class” para competição “Aerodesign”**

Trabalho de Conclusão de curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica, da Escola de
Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo, como parte
dos requisitos necessários para a
conclusão do curso de Graduação em
Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto
Mecânico.

Candidato: **Luis F.G. da Costa**
Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

São Carlos – SP
2010

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

Costa, Luis Francisco Gomes

C837e Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para aeronaves “ Open Class” para competição “Aerodesign” / Luis Francisco Gomes da Costa ; orientador Zilda de Castro Silveira. — São Carlos, 2010.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Projeto Mecânico) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: **Luis F.G. da Costa**

Título: **Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para aeronaves “Open Class” para competição “Aerodesign”.**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São
Paulo.

Curso: Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Associado Jonas de Carvalho

Instituição: SEM- EESC -USP

Nota atribuída: ()

Prof. Associado Jaime G. Duduch

Instituição: SEM - EESC -USP

Nota atribuída: ()

Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira (Orientadora)

Instituição: SEM - EESC -USP

Nota atribuída: ()

Média: ()

Resultado:

Data: 12/2010

Costa, L.F.G. (2010) **Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para aeronaves “Open Class”, para competição “Aerodesign”**. Trabalho de conclusão de Curso (TCC II). Departamento de Engenharia Mecânica (SEM), Escola de Engenharia de São Carlos, USP. 80p.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo propor um procedimento de melhoria do projeto mecânico de sistemas de transmissão, em aeronaves específicas para competições de *Aerodesign*. As competições de *Aerodesign* iniciaram no Brasil em 1999, com a finalidade de preparar engenheiros para o crescente mercado aeronáutico nacional. Esta competição é organizada pela SAE e conta com o apoio de grandes empresas como a Embraer, a Parker e a Dassault. Através do uso de técnicas de metodologia de projeto, para identificação de parâmetros críticos de projeto, para as restrições impostas nas competições foi possível elaborar um estudo sistemático, com a proposta de um projeto conceitual e preliminar de um sistema de transmissão mais leve e eficiente. Com essa abordagem, o conhecimento e as falhas de projetos concebidos pelas equipes anteriores foram utilizados nas tomadas de decisões, e portanto a sistemática proposta permitirá que as equipes posteriores possam ter um desenvolvimento de melhoria mais direcionado e eficiente, para as próximas competições.

Palavra chave: *Sistemas de transmissão; projeto conceitual; QFD; Aerodesign.*

Costa, L.F.G. (2010) **Estudo comparativo de sistemas de transmissão, para aronaves “Open Class”, para competição “Aerodesign”**. Trabalho de conclusão de Curso (TCC II). Departamento de Engenharia Mecânica (SEM), Escola de Engenharia de São Carlos, USP. 80p.

Abstract

The objective of this work is proposes a procedure to improvement of mechanical design of transmission systems considering airplanes used to Aerodesign competitions. The Aerodesign competitions started in Brazil in 1999 in order to prepare engineers to the growing national aeronautic market. This competition is organized by SAE with the support of companies as Embraer, Parker and Dassault. The use of methodology techniques to identification of the critical parameters considering design constraints dictate by competition allowed a systematic study to conceptual and preliminary phases of a transmission system more efficient and lightweight. Using this approach, the knowledge and failures of the design obtained from previous team work it was used to technical decisions. Thus, it was expected that this procedure allows that the next team work have a design development more efficient and oriented to the new competitions.

Keywords: *Transmission system; conceptual design; QFD; Aerodesign.*

Agradecimentos

Agradeço a professora Zilda por sua orientação atenciosa neste trabalho de conclusão de curso e aos professores Jonas e Rodrigo por se disponibilizarem a fazer parte da banca de defesa.

Obrigado também a minha namorada Clara pela paciência, aos meus amigos da Equipe EESC USP de *Aerodesign* que me ajudaram a adquirir boa parte do conhecimento que a Escola de Engenharia de São Carlos me ensinou e a meus pais que me educaram antes e me sustentaram depois que eu entrei na faculdade.

Nomenclatura

C_e	Fator de correção do alinhamento de engrenamento
C_H	Fator de razão de dureza
C_{ma}	Fator de alinhamento de engrenamento
C_{mc}	Fator de correção de carga
C_{mf}	Fator de distribuição de carga na face
C_{pf}	Fator de proporção do pinhão
C_{pm}	Modificador da proporção do pinhão
D	Diâmetro da hélice
d	Diâmetro primitivo operacional do pinhão
C_H	Fator de razão de dureza
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão
d_g	Diâmetro primitivo da coroa
E	Módulo de elasticidade
F	Largura líquida de face do membro mais estreito
f_p	Acabamento superficial do pinhão
H	Potência
h_t	Profundidade total do dente da coroa
K_B	Fator de espessura de borda
K_f	Fator de concentração de tensão para fadiga
K_H	Fator de distribuição de carga
K_o	Fator de sobrecarga
K_Q	Constante da hélice
K_s	Fator de tamanho
K_V	Fator dinâmico
m	Módulo métrico
m_B	Razão auxiliar
m_G	Razão de engrenamento
m_N	Razão de partilha de carga
N	Número de ciclos de tensão
N_G	Número de dentes da coroa

N_P	Número de dentes do pinhão
n	Velocidade
n_p	Velocidade do pinhão
P	Passo diametral
Q_V	Valor do nível de precisão da transmissão
r_G	Raio do círculo primitivo da cora
r_P	Raio do círculo primitivo do pinhão
r_{bG}	Raio do círculo de base da cora
r_{bP}	Raio do círculo de base do pinhão
S_c	Resistência à fadiga superficial AGMA
S_t	Resistência à flexão AGMA
S	Vão entre mancais
S_1	Deslocamento do pinhão do centro do vão
S_F	Fator de segurança - flexão
S_H	Fator de segurança – formação de cavidade
W^t ou W_t^t	Carga transmitida
Y_N	Fator ciclagem de tensão para resistência à flexão
Y_J	Fator geométrico para resistência à flexão
Y_Z	Fator de confiabilidade
Y_θ	Fator de temperatura
Z_E	Coeficiente elástico
Z_I	Fator geométrico para resistência à formação de cavidades
Z_N	Fator ciclagem de tensão para resistência à formação de cavidades
Z_R	Fator de condição da superfície
σ	Tensão de flexão
σ_c	Tensão de contato a partir de relações da AGMA
σ_{all}	Tensão admissível de flexão
$\sigma_{c,all}$	Tensão admissível de contato AGMA
ρ	Densidade do ar
ϕ	Ângulo de pressão
ψ	Ângulo de hélice no diâmetro primitivo padronizado

Lista de Figuras

Figura 01 – Efeitos das diferentes fases do ciclo de vida sobre o custo do produto. (Blanchard & Fabrycky, 1990 *apud* Back 2002).

Figura 02 – Processo de desenvolvimento do produto. (Rozenfeld & Forcellini, 2005).

Figura 03 – Modelo adaptado da montagem de Casa da Qualidade (QFD) Fonte: Cheng, (1995).

Figura 04 – Esquema de engrenagens cilíndricas (Shigley, 2006).

Figura 05 – Nomenclatura de engrenagens cilíndricas (Shigley, 2006).

Figura 06 – Forças envolvidas durante o engrenamento (Shigley, 2006)

Figura 07 – Forças e ângulos atuantes em um engrenagens helicoidais (Shigley, 2006).

Figura 08 – Fatores geométricos Y_f de engrenagens cilíndricas de dentes retos (Shigley, 2006).

Figura 09 – Fatores geométricos Y_f' para engrenagens helicoidais (Shigley, 2006).

Figura 10 – Multiplicadores de Y_f' (Shigley, 2006).

Figura 11 – Fator de alinhamento de engrenamento (Shigley, 2006).

Figura 12 – Definição das distâncias S_1 e S (Shigley, 2006).

Figura 13 – Fator de razão de dureza (Shigley, 2006).

Figura 14 – Fator de ciclagem de tensão para resistência de flexão sob carregamento aplicado repetidamente (Shigley, 2006).

Figura 15 - Fator de ciclagem de tensão para resistência a formação de cavidades (Shigley, 2006).

Figura 16 – Fator de espessura de borda (Shigley, 2006).

Figura 17 – Nomenclatura e esforços aerodinâmicos em uma asa.

Figura 18 – Tração estática e dinâmica.

Figura 19 – Derivada da tração.

Figura 20 – Potências disponível e requerida para uma hélice.

Figura 21 – Derivadas de hélices de alto torque e alta rotação

Figura 22 – Variação da potência em relação a rotação devido ao uso de redução.

Figura 23 – Croqui da redução planetária.

Figura 24 – Croqui em detalhe da redução planetária.

Figura 25 – Croqui da redução simples.

Figura 26 – Croqui da redução bi-motora.

Figura 27 – Gráfico de comparação das potências requeridas por diferentes hélices.

Figura 28 – Primeiro protótipo de redução desmontada.

Figura 29 – Desenho em CAD do primeiro protótipo de redução

Figura 30 – Falha no eixo.

Figura 31 – Falha no bloco.

Figura 32 – Falha no pinhão.

Figura 33 – Redução final desmontada.

Figura 34 – Desenho em CAD da redução final.

Figura 35 – Valor de K_t para eixos redondos com filetagem do ressalto em flexão (Shigley, 2006).

Figura 36 – Valor de K_t para eixos redondos com filetagem do ressalto em torção (Shigley, 2006).

Figura 37 – Aeronave EESC USP East 2009, vencedora da competição.

Figura 38 – Grupo Moto-Propulsor.

Figura 39 – Montagem do QFD, para o sistema o novo sistema de transmissão.

Figura 40 – Modelo funcional do sistema de transmissão.

Figura 41 – Croqui da nova redução.

Tabela 01 – Sistemas de dentes padrão para engrenagens cilíndricas de dentes retos

Tabela 02 – Tamanhos de dentes em usos gerais

Tabela 03 – Proporções de dimensões de dentes padronizados para engrenagens helicoidais

Tabela 04 – Fatores de sobrecarga (Shigley, 2006).

Tabela 05 – Fatores de confiabilidade (Shigley, 2006).

Tabela 06 – Dados de entrada para o primeiro protótipo de redução.

Tabela 07 – Parâmetros utilizados nos cálculos do primeiro protótipo de redução

Tabela 08 – Resultados dos cálculos do primeiro protótipo da redução.

Tabela 09 – Fatores de confiabilidade.

Tabela 10 – Parâmetros utilizados no cálculo do eixo da redução.

Tabela 11 – Peso e custo das peças da redução.

Tabela 12 – Dados de entrada das engrenagens da nova redução.

Tabela 13 – Parâmetros utilizados nos cálculos das engrenagens da nova redução.

Tabela 14 – Resultados dos cálculos das engrenagens da nova redução.

Tabela 15 – Parâmetros utilizados no cálculo do eixo da redução nova.

Tabela 16 –.Resumo das Mudanças.

Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1 MOTIVAÇÃO	15
1.2 OBJETIVO	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 METODOLOGIA DE PROJETO.....	16
2.1.1 – <i>Técnicas de apoio ao projeto informacional e conceitual</i>	19
2.1.1.1 O processo criativo	19
2.1.1.2 QFD (Quality Function Deployment).....	20
2.2 – TRANSMISSÕES	30
2.2.1 – <i>Tipos de Transmissão</i>	30
2.2.2 – <i>Nomenclatura</i>	31
2.2.3 – <i>Sistemas de Dentes</i>	33
2.2.4 – <i>Análise de Forças – Dentes Retos</i>	34
2.2.5 – <i>Análise de Forças – Dentes Helicoidais</i>	35
2.2.6 – <i>As Equações de tensão AGMA</i>	36
2.2.7 – <i>As Equação de Resistência AGMA</i>	37
2.2.8 – <i>Fatores Geométricos Z_I e Y_J</i>	38
2.2.9 – <i>Coeficiente Elástico Z_E</i>	40
2.2.10 – <i>Fator Dinâmico K_v</i>	40
2.2.11 – <i>Fator de Sobrecarga K_0</i>	41
2.2.12 – <i>Fator de Condição de Superfície Z_R</i>	42
2.2.13 – <i>Fator de Tamanho K_S</i>	42
2.2.14 – <i>Fator de Distribuição de Carga K_H</i>	42
2.2.15 – <i>Fator de Razão de Dureza C_H</i>	44
2.2.16 – <i>Fatores de Vida e Ciclagem de Tensão Y_N e Z_N</i>	45
2.2.17 – <i>Fator de Confiabilidade Y_Z</i>	46
2.2.18 – <i>Fator de Temperatura Y_θ</i>	46
2.2.19 – <i>Fator de Espessura de Borda K_B</i>	46
2.2.20 – <i>Fatores de Segurança S_F e S_H</i>	47
2.2.21 – <i>Aplicação</i>	47
2.3 – HÉLICES E MOTORES	48
3 – ESTUDO DE CASO	53
3.1 - A COMPETIÇÃO	53
3.2 - SOLUÇÕES INICIAS DE PROJETO.....	55

4 – PROPOSTA DE NOVO PROJETO DE TRANSMISSÃO	68
4.1 – IDENTIFICAÇÃO DE PONTOS CRÍTICOS	68
4.2 – QFD	68
4.3 – MODELO FUNCIONAL	71
4.4 – PROJETO CONCEITUAL	73
5 – RESULTADOS E CONCLUSÕES	78
REFERÊNCIAS	80
BIBLIOGRAFIA	80

1. Introdução

A construção de uma aeronave necessita de uma base multidisciplinar de conhecimentos envolvendo áreas da engenharia, como por exemplo, mecânica dos fluidos, materiais, projeto estrutural, sistemas de controle, eletrônica embarcada e aeroelasticidade.

A competição *AeroDesign*, criada pela SAE Internacional (*Society of Automotive Engineers*) em 1994 nos Estados Unidos, é um desafio de projeto aberto para estudantes universitários de graduação de diversos países. A partir de 1999, a competição passou a constar do calendário de eventos da SAE BRASIL Seção São José dos Campos, afiliada da SAE Internacional.

O desafio proposto pela competição *Aerodesign* tem como foco a aplicação e o aprofundamento dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de graduação, incentivando o trabalho em equipe, através de uma base de conhecimentos multidisciplinar, bem como e promovendo a gestão de projetos. O objetivo é preparar o aluno, para o futuro mercado de trabalho enfatizando alunos do curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica. A competição consiste em projetar, documentar e construir uma aeronave rádio controlada, capaz de transportar grande quantidade de carga, com bom desempenho na decolagem, aterrissagem e estabilidade em vôo dentro das limitações estabelecidas pela SAE.

O uso de um sistema de redução faz com que o motor utilizado se aproxime mais de sua condição ideal, já que, para o caso específico do *Aerodesign* é necessário um torque elevado. Neste sentido é proposto um estudo direcionado para o sistema de transmissão da aeronave em desenvolvimento, para a próxima competição SAE *Aerodesign* em 2011.

1.1 Motivação

Este trabalho tem como foco, o estudo do desenvolvimento e melhoria de um sistema de redução para ser utilizado na competição SAE Aerodesign.

A motivação deste trabalho foi manter o bom histórico de vitórias da equipe EESC USP de *Aerodesign*, através do desenvolvimento de um sistema que pudesse trazer vantagens para a equipe em relação às equipes adversárias.

1.2 Objetivo

Estudar e propor melhorias no sistema de transmissão, a partir do projeto da aeronave construída na competição SAE *Aerodesign East Open Class* 2009, através de técnicas de metodologia de projeto, como QFD, análise funcional e *Brainstorming*.

2. Revisão Bibliográfica

2.1 Metodologia de Projeto

O desenvolvimento de novos produtos, processos ou equipamentos é um processo complexo que depende da interação entre a capacidade de geração de idéias, os conhecimentos multidisciplinares provenientes da engenharia, como desenho técnico, mecânica dos sólidos, elementos de máquinas, entre outras disciplinas de formação básica e específica, das ciências puras e das experiências adquiridas em projetos anteriores. Para tanto, a utilização de metodologias e técnicas sistemáticas se tornam importantes para assegurar bons resultados no desenvolvimento de novos projetos. Tanto em grupos de pesquisa quanto de trabalho devem sólida fundamentação, para que uma vez formados possam conduzir projetos eficientes e, que permitam repetibilidade para alterações e novas formações dos grupos.

O desenvolvimento de um produto é um processo multidisciplinar de solução de problemas. O processo de desenvolvimento de produtos tem grande importância na inovação e as etapas iniciais são as que produzem maiores efeitos sobre o resultado do processo, como ilustra a Figura 01. Tomadas de decisões errôneas, no início do projeto podem comprometer o processo como um todo. Muito além, das decisões técnicas, decisões anteriores tomadas com base nas necessidades do cliente são fundamentais, para que sejam obtidos “produtos” próximos às necessidades inicialmente definidas.

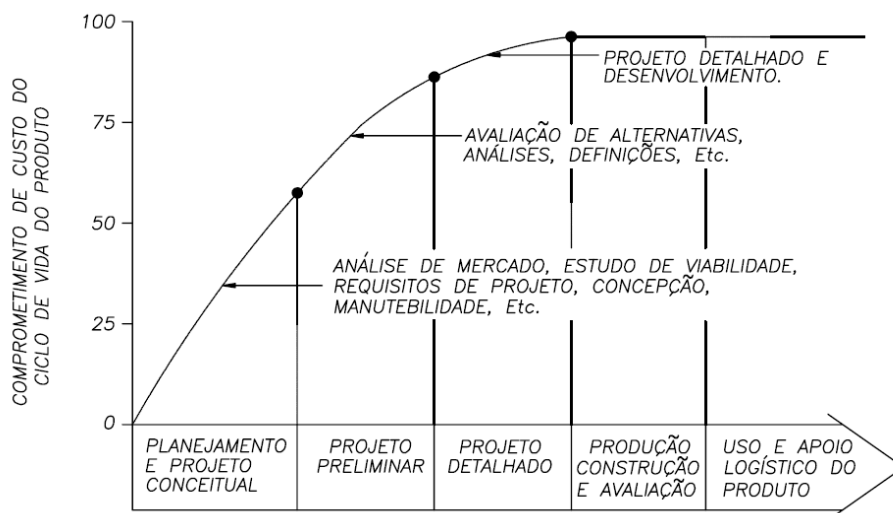


Figura 01 – Efeitos das diferentes fases do ciclo de vida sobre o custo do produto. (Blanchard & Fabrycky, 1990 *apud* Back 2002).

O projeto de engenharia é iniciado por uma necessidade, uma falha ou melhorias, que gera conceitos construtivos e termina parcialmente em sua tradução física ou técnica (Slack, 1997). Segundo Ulmann & Eppinger (1992), o processo de desenvolvimento de um produto é definido, como a seqüência de etapas que a empresa utiliza para conceber, projetar e comercializar o produto. À medida que, um projeto é iniciado e desenvolvido desdobra-se uma seqüência de eventos em ordem cronológica, formando um modelo comum a outros projetos (Asimow, 1968).

Com o tempo a idéia original torna-se um conceito, que é refinado e detalhado para se tornar um produto. A cada etapa as decisões de projeto reduzem o número de opções disponíveis. A incerteza em torno do projeto é reduzida, à medida que diminuí o número de alternativas consideradas. Na fase inicial do processo do projeto, o custo para se alterar o conceito, antes que decisões fundamentais tenham sido tomadas é relativamente baixo. O conceito de um produto é uma breve descrição da tecnologia dos princípios de funcionamento, e da forma do produto. Descrevendo como o produto irá satisfazer as necessidades dos consumidores (Slack, 1997). Na busca de melhorar o desenvolvimento de produtos as empresas adotam metodologias capazes de organizar o conjunto de informações relacionadas a cada etapa do ciclo de vida do produto, como apresentado na Figura 01, tornando o processo mais rápido e eficaz.

Há um consenso entre a maioria dos autores sobre as definições das etapas básicas do processo de projeto, inseridas no processo de desenvolvimento de produto. Alguns incluem atividades de alinhamento do produto a estratégia da empresa e destacam as fases preparatórias.

Não há entre as diferentes metodologias um consenso sobre definições exatas das etapas que permeiam o desenvolvimento de um produto. Algumas diferenças se limitam às terminologias. Porém, algumas são provenientes da fusão, subdivisão, sobreposição ou do nível de detalhamento de cada etapa. Cada autor adota a terminologia que é mais adequada ao seu trabalho, e ao nível de detalhamento e importância atribuída a cada etapa (Forcellini, 2002).

A metodologia proposta por Ulrich & Eppinger (2004) é um exemplo focada diretamente sobre a técnica de projetar. Os autores abordam temas como: necessidades dos clientes, especificações do produto, geração e seleção de conceito, arquitetura do produto, projeto industrial, projeto para manufatura, prototipagem e aspectos gerenciais e econômicos do processo de projeto. Os autores dividem o processo de desenvolvimento do produto em seis etapas:

- planejamento;
- desenvolvimento do conceito;
- projeto ao nível de sistemas;
- projeto detalhado;
- testes e otimização;
- início da produção.

O trabalho proposto está focado no desenvolvimento do conceito ou projeto conceitual identificado na Figura 02, como parte das atividades de desenvolvimento do produto.

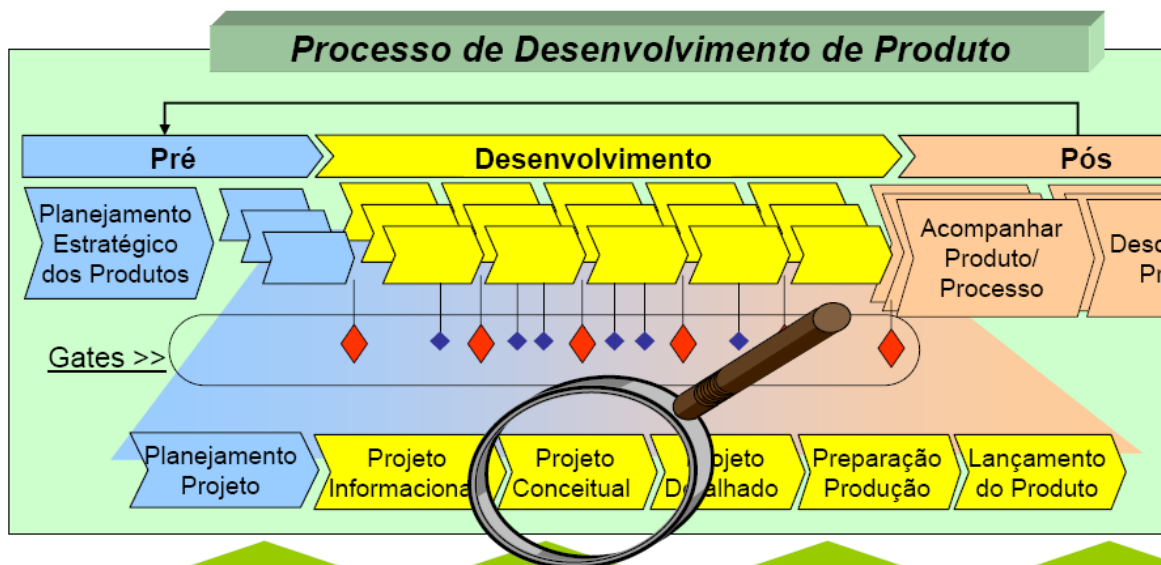


Figura 02 – Processo de desenvolvimento do produto.
(Rozenfeld & Forcellini, 2005).

O processo de geração de conceitos é iniciado com as especificações do produto. O conceito é a definição preliminar do produto, que busca dar a solução ao problema, a solução deve ainda atender as restrições técnicas e econômicas. As idéias brutas precisam ser transformadas em conceitos para que possam ser avaliadas e operacionalizadas pelas organizações. Solução conceitual de um produto é a etapa de síntese. A geração do conceito do produto tem início com uma idéia, uma forma, um objetivo, uma função e os benefícios a serem alcançados, estes elementos, com o tempo, são refinados e dão origem ao conceito que após a sua formalização se traduz em um produto (Pahl & Beitz, 1996).

2.1.1 – Técnicas de apoio ao projeto informacional e conceitual

2.1.1.1 O processo criativo

Ao final da elaboração das especificações de produto, a etapa seguinte é a geração de soluções alternativas para a solução do problema de desenvolvimento de produto. Para se obter o um conjunto de soluções alternativas para o mesmo problema de projeto deve-se usar a criatividade. Embora intuitivamente o fenômeno criativo seja simples, ele é bastante complexo, tendo sido objeto de análise por diversos campos das ciências tais

como: psicologia comportamental, psicologia social, ciência cognitiva, inteligência artificial, administração, economia, engenharia, entre outras.

Há varias definições para criatividade, nenhuma de consenso, algumas levam em consideração os aspectos sociais, psicológicos e cognitivos, abaixo são citadas algumas definições sobre o processo criativo:

“Criatividade é o processo que resulta em um produto novo, que é aceito como útil, e/ou satisfatório por um número significativo de pessoas em algum ponto no tempo” (Stein, 1974 *apud* Wikipedia, 2008).

Um conceito genérico de criatividade é a capacidade de associar idéias de uma forma singular produzindo uma solução nova para solucionar problemas. Há dois grupos de técnicas de apoio à criatividade: métodos intuitivos e discursivos.

Os métodos intuitivos incluem, por exemplo: *Brainstorming*, analogia direta, analogia simbólica, *Brainwriting*. Esses métodos não apresentam uma solução pronta e definitiva, mas auxiliam na orientação de alternativas na fase exploratória do projeto informacional, mas podem ser utilizadas durante o projeto conceitual, preliminar e nas fases de validação do protótipo. Os métodos discursivos são exemplificados pela análise morfológica, análise do valor e TRIZ.

2.1.1.2 QFD (Quality Function Deployment)

O método QFD foi introduzido no Japão em 1966 por Yoji Akao, como um tipo de resposta às alterações que o mercado apresentava, como:

- Diminuição do ciclo de vida dos produtos;
- Surgimento de inovações tecnológicas em tempos cada vez mais reduzidos e;
- Aumento da complexidade dos produtos.

Um exemplo da vantagem competitiva proporcionada pela utilização do QFD foi a redução de custos em 61% e a introdução de uma maior variedade de modelos de veículos no período de 1977 a 1984 alcançada pela Toyota Autobody (AKAO, 1991). Neste período, o ciclo de desenvolvimento do produto foi reduzido em um terço com um aumento correspondente na qualidade devido a uma redução no número de alterações de engenharia, ou seja, criou-se um ambiente de engenharia simultânea.

O QFD é um método que deve ser empregado durante todo o processo de desenvolvimento de produtos, tendo como objetivo auxiliar o grupo de desenvolvimento a incorporar no projeto as necessidades reais dos clientes. Através de um conjunto de matrizes são expostos os requisitos dos clientes realizando-se um processo de *desdobramento* transformando essas necessidades em especificações técnicas. As matrizes servem de orientação para o grupo de trabalho para as etapas de discussão, avaliação e priorização dos requisitos (Cheng, 1995).

Desta forma, o método torna explícitas as relações entre as necessidades do cliente, características do produto e os parâmetros do processo produtivo, promovendo um ambiente um fluxo homogêneo de informações, bem como acentuando o trabalho em equipe.

A casa da qualidade pode ser definida como a matriz que tem a finalidade de executar o projeto da qualidade, sistematizando as qualidades verdadeiras exigidas pelos clientes por meio de expressões lingüísticas, convertendo-as em características substitutas e mostrando a correlação entre essas características substitutas (características de qualidade) e aquelas qualidades verdadeiras (Akao, 1990). Pela definição dada acima, percebe-se que a casa da qualidade funciona como um sistema, no qual a entrada desse sistema é a voz do cliente, sob a forma de expressões lingüísticas. O processo pode ser claramente visto como o conjunto das três atividades relacionadas a seguir: a sistematização das qualidades verdadeiras exigidas pelos clientes; a transformação das qualidades exigidas pelos clientes em características de qualidade (características técnicas ou características substitutas); e a

identificação das relações entre as qualidades verdadeiras e as características de qualidade. A saída do sistema consiste nas especificações do produto, ou seja, no conjunto de características técnicas do produto com suas respectivas qualidades projetadas (valores de especificações).

Dessa forma, pode-se entender que a tabela dos requisitos dos clientes (horizontal) é a entrada da casa da qualidade e a tabela das características de qualidade (vertical) é a saída do sistema. A Figura 03 apresenta de forma mais detalhada as subdivisões da tabela de qualidade exigida e tabela de características técnicas.

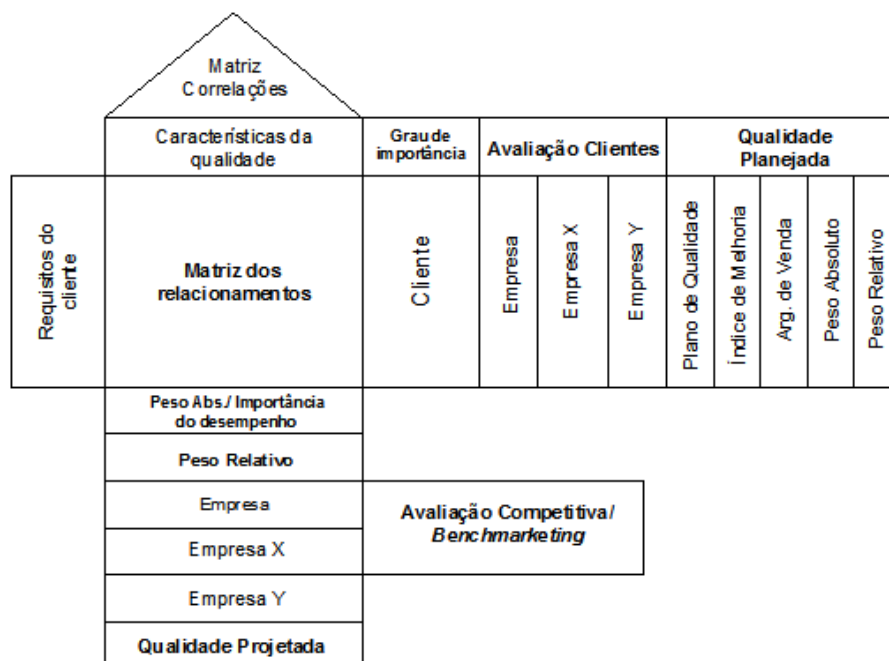


Figura 03 – Modelo adaptado da montagem de Casa da Qualidade (QFD) Fonte: Cheng, (1995).

1. Itens de qualidade exigida dos clientes: Os requisitos dos clientes são as expressões lingüísticas dos clientes convertidas (qualitativamente) em necessidades reais (Akao 1991 & Cheng *et al.* 1995). Segundo Akao, (1991) devem ser obtidos em pesquisas de mercado, publicações técnicas ou reclamações de clientes, através de amostragens, técnicas para obtenção de informações como: entrevistas individuais, em grupo, questionários, entre outros. Esses requisitos nem sempre são obtidos diretamente pelos clientes,

podendo ser gerados dentro da própria empresa, através da experiência mercadológica de seus colaboradores. Essas informações coletadas produzem os dados originais que refletem as necessidades reais dos clientes.

Os requisitos devem ser organizados em níveis hierárquicos, através da técnica de diagrama de afinidades, e dispostos em uma tabela, em formato de diagrama em árvore para que sejam obtidos os itens exigidos, podendo ser utilizado o desdobramento de cenas (quem, onde, como, quando) por parte da equipe técnica para melhor visualização do uso do produto.

2. Identificação do grau de importância para o cliente: Após a extração dos dados originais, a tabela deve ser complementada por outras informações, para se obter a *qualidade planejada* ou *estabelecimento do conceito do produto*. A primeira informação consiste na identificação do grau de importância que os clientes dão a cada item de qualidade exigida. Normalmente é obtido diretamente com os clientes, através de um questionário no qual são atribuídas *notas* a cada requisito ou qualidade exigida. Essa nota obedece a uma escala numérica pré-determinada, que segundo Akao (1991), pode ser relativa ou absoluta. A escala é relativa quando o cliente indica a importância de cada requisito em comparação aos demais (este requisito é mais importante que aquele). A escala é absoluta, quando o cliente analisa a influência de cada requisito em sua decisão de compra do produto, sem compará-lo com os demais. A pesquisa com escala relativa é mais fácil para o cliente quando há poucos requisitos a serem comparados, mas torna-se complicada quando o número de requisitos é maior. Nesse caso, é melhor optar por uma escala absoluta. Feita esta etapa, as notas do grau de importância para cada item de qualidade exigida devem ser agrupadas em histogramas, para se obter as médias finais. Ainda segundo Akao (1991) quando o número de clientes é pequeno, e estatisticamente não permite a pesquisa por *enquete*, a equipe de QFD deve usar o *Analytical Hierarchy Process* (AHP) para determinar, ela própria, a importância dos requisitos dos clientes. Essa técnica sistematiza a comparação entre os requisitos, estabelecendo um meio eficaz para determinar a importância relativa destes.

3. Avaliação competitiva do cliente (Empresa e Concorrentes): A avaliação competitiva do cliente é uma pesquisa de mercado quantitativa, que busca identificar como os clientes percebem o desempenho do produto atual da empresa, em comparação com os principais concorrentes. A utilização do produto atual da empresa se justifica pelo alto grau de conhecimento que a equipe deve ter sobre aquele produto. A equipe deve saber exatamente qual é o seu desempenho e quais são suas características que determinam esse desempenho. A partir desse conhecimento, e da avaliação do cliente para o produto atual da empresa, a equipe pode estabelecer uma referência de características em relação à satisfação do cliente. Esta servirá de base para a análise das *notas* atribuídas aos produtos das empresas concorrentes e para a projeção da qualidade do produto em desenvolvimento.

Para Akao (1991) assim como a importância dos requisitos, essa pesquisa pode usar uma escala relativa ou absoluta. A escala relativa é mais fácil para o cliente, principalmente quando há uma clara diferença de importância ou de desempenho. Mas quando as importâncias (ou desempenhos) são percebidas como iguais há uma dificuldade de se determinar a *notas* adequadas sobre as importâncias reais. A avaliação relativa não tornam explícitos, os requisitos que são prioridades para a melhoria. Esse tipo de avaliação demonstra como o cliente observa a atual competitividade do produto, mas não permite a clara identificação do nível de satisfação do cliente com o desempenho do produto.

4. Plano de qualidade da empresa para os itens de qualidade exigidos: É o planejamento do desempenho do produto em desenvolvimento, para cada requisito dos clientes. Segundo Akao (1991) é no plano de qualidade que a estratégia da empresa insere-se no planejamento do produto. O plano de qualidade deve ser definido após a análise dos três itens enumerados a seguir: avaliação competitiva do cliente, argumento de vendas e importância do requisito. Obviamente, nesse caso, o argumento de vendas deve ser determinado antes do plano de qualidade. Para Cheng *et al.* (1995) o plano de qualidade deve ser determinado após a avaliação competitiva do cliente. Nesse

caso, utiliza-se o grau de importância dos requisitos e a própria avaliação dos clientes como orientação para a tomada de decisão.

5. Índice de melhoria: Para Akao (1991) o grau de melhoria é a forma de inserir na importância final dos requisitos (pesos absoluto e relativo) a intenção da empresa, ou seja, o plano estratégico da empresa. Esse índice é determinado pela *divisão do desempenho desejado para o produto em desenvolvimento pelas notas obtidas para o desempenho efetivo do produto atual da empresa* em questão. Este índice reflete quantas vezes o produto precisa melhorar seu desempenho, em relação ao produto atual, para alcançar a situação planejada.

6. Argumento de vendas: Os argumentos de vendas são os benefícios que o produto fornecerá aos clientes visando o atendimento de suas necessidades (Cheng *et al.*, 1995) e, por isso, significam o grau de consonância dos requisitos dos clientes com a política da empresa para o mercado alvo (Akao, 1991). Ainda para Akao (1991) os argumentos de vendas podem ser definidos antes ou depois da determinação do plano de qualidade. Se os argumentos de vendas significam o grau de consonância dos requisitos com a política da empresa, e se o atendimento a esses requisitos deve considerar a política da empresa, os primeiros devem ser determinados antes do segundo. Aliás, nesse caso os argumentos não são uma decisão, mas apenas a identificação da consonância de fato existente entre cada requisito dos clientes e a política da empresa.

7. Peso absoluto dos requisitos: Esse peso é determinado pela *multiplicação do "grau de importância" pela "taxa de melhoria" e pelo "argumento de vendas"*. Representa a prioridade de atendimento de cada requisito sob a lógica de que os esforços de melhoria devem ser concentrados em três pontos: nos requisitos mais importantes, nos requisitos que estão em consonância com a estratégia da empresa e nos requisitos que a empresa precisa melhorar bastante.

8. Peso relativo dos requisitos: Esse peso é determinado pela conversão do *peso absoluto em percentagem*, através da divisão do peso absoluto de cada requisito pelo resultado da soma de todos os pesos absolutos. Os pesos relativos têm por objetivo facilitar a rápida percepção da importância relativa dos requisitos.

Durante e no final do desdobramento da tabela de qualidade exigida, a opinião dos clientes é ouvida em vários momentos, para que haja uma interação entre empresa e clientes. Deve-se avaliar a satisfação do cliente e todo o programa de *marketing*, além da previsão de vendas do produto.

A função da tabela das características de qualidade é converter a voz dos clientes em linguagem de projeto, com as definições das características técnicas do produto, que atendam às exigências do mercado.

Akao (1991) define a tabela das características de qualidade como um arranjo sistemático, baseado em um diagrama de árvore lógico, das características de qualidade que constituem um produto ou serviço. Para traduzir a voz dos clientes em informações de projeto tem-se o seguinte procedimento:

- Extrair e organizar as características da qualidade, identificando as características técnicas do produto que atendam às qualidades exigidas e dispô-las em forma de tabela;
- Correlacionar as características técnicas do produto com exigências dos clientes, identificando o nível de inter-relações da qualidade em relação às demais qualidades exigidas;
- Priorizar as características da qualidade do produto, converter as importâncias atribuídas às qualidades exigidas para as características de qualidade;
- Comparar com a concorrência, medindo os valores atuais da empresa com as principais concorrentes e;
- Definir os valores-meta para as características da qualidade do produto, analisando informações disponíveis e realizando ensaios técnicos.

1. Características de qualidade: Segundo Cheng *et al.* (1995), a voz dos clientes deve ser transformada em características de qualidade. As características de qualidade são características técnicas, ou características substitutas, para o produto final (Akao, 1991). A análise dessas duas afirmações leva a percepção que as características de qualidade são os requisitos dos clientes (ou qualidades verdadeiras) transformadas em características de projeto (características substitutas ou de qualidade). Tais características de projeto devem ser definidas tanto em termos qualitativos quanto quantitativos e mensuráveis.

2. Características técnicas: Segundo Cheng *et al.* (1995), as características técnicas do produto podem ser divididas em elementos da qualidade e características de qualidade. Os elementos da qualidade são definidos como itens não quantificáveis capazes de avaliar a qualidade do produto (itens intermediários entre a qualidade exigida e as características de qualidade). Já as características de qualidade são definidas como itens que devem ser medidos no produto para verificar se a qualidade exigida está sendo cumprida. Akao (1991), considera os elementos da qualidade são as características de projeto que devem ser medidas, enquanto as características de qualidade são os aspectos individuais mensuráveis dos elementos da qualidade.

Podem-se utilizar dois métodos para fazer a identificação das características de qualidade. O primeiro é desdobrar de modo independente e o segundo é extrair as características. No desdobramento pelo método independente pode-se utilizar o *Brainstorming*. Nesse caso, as características de qualidade e os elementos da qualidade seriam identificados simultaneamente. Deve-se, então, separar as idéias objetivamente mensuráveis daquelas não objetivamente mensuráveis. As mensuráveis são características de qualidade e as não mensuráveis são os elementos de qualidade. Realizada a extração das características de qualidade, deve-se organizá-las em formato de diagrama em árvore. Para isso, deve-se utilizar a técnica do diagrama de afinidades (Akao, 1991 & Cheng *et al.* 1995).

3. Matriz de relações: Esta matriz é a interseção da tabela dos requisitos dos clientes com a tabela das características de qualidade, não sendo, portanto, um dos elementos da segunda. Ainda assim, é preciso explicá-la nesse momento, porque sua compreensão é imprescindível para o entendimento dos demais elementos da tabela das características de qualidade.

A matriz de relações é composta de células formadas pela interseção de cada requisito dos clientes com cada característica de qualidade. Sua função é permitir a identificação de como e (quanto) cada característica da qualidade influencia no atendimento de cada requisito dos clientes. Tais relações, que devem ser indicadas na parte superior das células, tanto podem ser positivas, quanto negativas. Para a maioria dos autores, a intensidade das relações deve ser indicada em quatro níveis: forte, média, fraca e inexistente.

Segundo Cheng *et al.* (1995) a matriz de relações deve ser preenchida com a participação de todos os membros da equipe de QFD, que devem obter consenso sobre a intensidade das relações. As relações podem ser identificadas não só pelo consenso da equipe, baseado na experiência dos seus membros, como também por respostas de clientes, por análise de dados estatísticos e por experimentos controlados. Akao (1991) sugere que as relações devam ser identificadas e verificadas por estatísticas e dados reais, obtidos em testes técnicos. Cada nível de intensidade das relações corresponde a um valor. Estes são utilizados para distribuir os pesos dos requisitos dos clientes para as características de qualidade. Segundo Akao (1991), existem dois métodos para fazer essa distribuição, nos quais o primeiro método é a distribuição independente de pontos, que é o mais utilizado pelos autores consultados e descrito por quase todos eles. O segundo método é a distribuição proporcional de pontos, descrito por Akao (1991), no qual se pode encontrar algumas comparações que ajudam escolher o mais adequado para cada aplicação de QFD. Porém, independentemente do método utilizado, deve-se anotar na parte inferior de cada célula da matriz o valor a ela atribuído pela distribuição dos pesos dos requisitos. As relações devem ser identificadas e preenchidas na matriz, serem verificadas as consistências.

4. Peso absoluto: O peso absoluto é o resultado da soma vertical dos valores anotados na parte inferior das células de cada característica de qualidade (coluna). Indica a importância de cada característica de qualidade no atendimento do conjunto de requisitos dos clientes. Os valores anotados na parte inferior de cada célula é o resultado do peso relativo do item de qualidade exigida multiplicado pelo fator de correlação.

5. Peso relativo: É a transformação do peso absoluto das características de qualidade em percentual. Calcula-se dividindo o peso absoluto de cada característica de qualidade pelo resultado da soma dos pesos absolutos de todas as características de qualidade. É importante porque facilita a visualização do peso de cada característica de qualidade.

6. Avaliação competitiva técnica: Aqui o desempenho dos produtos é avaliado sob a ótica da engenharia, com o objetivo de orientar, à luz da avaliação competitiva dos clientes, quais são os valores ideais para as características técnicas do produto em desenvolvimento. Por isso, a avaliação competitiva técnica consiste em medir, em cada produto que foi submetido à avaliação competitiva dos clientes, o valor real de cada característica de qualidade.

Para permitir a comparação do desempenho dos protótipos com os produtos já existentes, os testes e procedimentos utilizados nesse momento devem ser os mesmos que serão usados nos testes do produto em desenvolvimento. Após testar os produtos, determinando comparativamente o nível de desempenho técnico de cada um deles, a equipe de QFD deve verificar se a avaliação competitiva técnica está coerente com a avaliação competitiva dos clientes. As avaliações são coerentes entre si quando o desempenho técnico apresenta as notas atribuídas pelos clientes para o desempenho relativo de cada produto.

7. Qualidade projetada: Projetar a qualidade é projetar os valores das características de qualidade do produto em desenvolvimento. No QFD, tais valores são denominados valores-meta ou valores objetivos. Esses valores

devem ser capazes de atender satisfatoriamente as necessidades dos clientes, melhorando a posição competitiva do produto no mercado. Isso significa que esses valores devem refletir o planejamento estratégico para o produto que, por sua vez, é representado pelo índice de melhoria dos requisitos dos clientes. Akao (1991) propõe que a qualidade planejada deve orientar a definição dos valores da qualidade projetada. Assim, pode-se concluir que a qualidade projetada é extraída da qualidade planejada. Cheng *et al.* (1995) sugerem que a qualidade projetada seja fixada apenas considerando a avaliação competitiva técnica. Entretanto, nenhuns dos autores estudados ensinam explicitamente como o processo de determinar a qualidade projetada, a partir da casa da qualidade, pode ser apoiado por ferramentas computacionais e cálculos de engenharia. Deduz-se, porém, que tais ferramentas devem ser utilizadas para determinar uma série de valores possíveis, que posteriormente serão avaliados pela equipe multifuncional para escolher os valores mais tangíveis para as funções da empresa.

Dentre os benefícios gerais que podem ser citados com a utilização do QFD pode-se citar:

- Foco no consumidor;
- Comparação do produto da empresa com os concorrentes;
- Registro de informações;
- Redução do *time to market*;
- Formação de equipes multifuncionais e;
- Produto orientado pelo mercado.

2.2 – Transmissões

2.2.1 – Tipos de Transmissão

O projeto e desenvolvimento de transmissões é o foco principal deste trabalho e será estudado nesta seção. Para o projeto das engrenagens foi utilizado Shigley (2006), como poderá ser visto nesta seção.

Devido à elevada rotação (em torno de 30000 RPM) transmissões por polias, ou qualquer outro tipo de transmissão por atrito foram descartadas. Pela necessidade de um sistema compacto e não haver necessidade de variação na direção dos eixos engrenagens do tipo rosca sem fim ou cônica também foram descartadas.

Serão então objetos de estudo nesta seção os esforços presentes e os parâmetros utilizados no projeto e desenvolvimento de engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais. Esquemas de ambos os sistemas podem ser vistos na Figura 04:

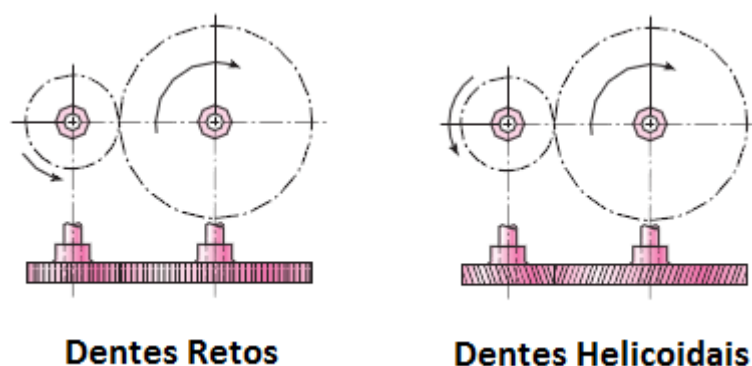


Figura 04 – Esquema de engrenagens cilíndricas (Shigley, 2006).

- Engrenagens de dentes retos possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são usadas para transmitir torque entre eixos paralelos.
- Engrenagens de dentes helicoidais possuem dentes inclinados em relação ao eixo de rotação. Possuem uso similar as engrenagens de dentes retos, porém apresentam menos ruído devido ao engrenamento mais gradual.

2.2.2 – Nomenclatura

A terminologia utilizada em engrenagens é mostrada na figura abaixo.

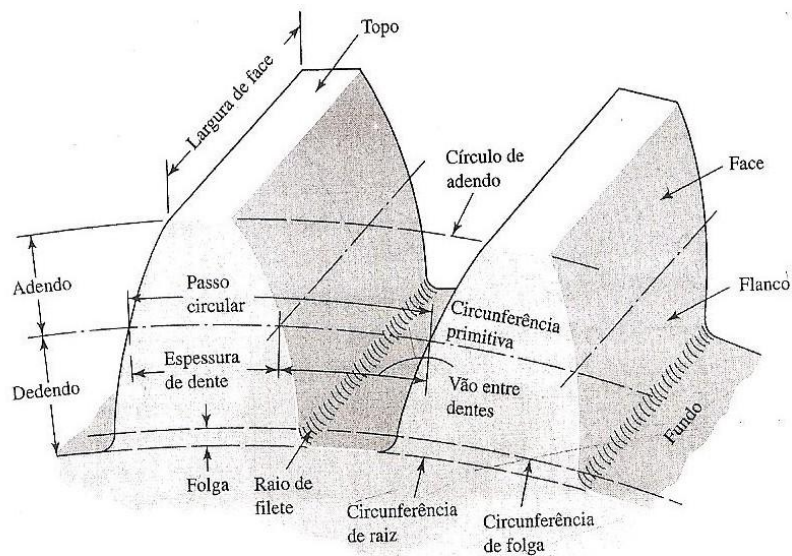


Figura 05 – Nomenclatura de engrenagens cilíndricas (Shigley, 2006).

O círculo primitivo é um círculo teórico onde são baseados todos os cálculos de engrenagens, e seu diâmetro é conhecido como diâmetro primitivo d . Os diâmetros primitivos de duas engrenagens conjugadas são tangentes. A menor engrenagem do par é chamada de pinhão (engrenagem motora) e a maior, de coroa (engrenagem movida).

O passo circular p é a distância medida no círculo primitivo entre um ponto de um dente e o ponto equivalente do dente seguinte.

O módulo m é a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, normalmente usado em milímetros e indica o tamanho do dente no Sistema Internacional (SI).

O passo diametral P é a razão entre o número de dentes e o diâmetro primitivo, É equivalente ao módulo, mas é usado em unidades americanas (dentes por polegadas).

O adendo a é a distancia radial entre o diâmetro primitivo e o topo do dente. O dedendo b é a distância radial entre o diâmetro primitivo e a base do dente. A profundidade do dente h_t é a soma entre adendo e dedendo.

Algumas relações importantes são descritas nas equações 1 a 4:

$$P = \frac{N}{d} \quad (1)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (2)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (3)$$

$$pP = \pi \quad (4)$$

2.2.3 – Sistemas de Dentes

Um sistema de dentes é um padrão que especifica as relações entre adendo, dedendo, profundidade de trabalho, espessura do dente e ângulo de pressão. Este sistema foi criado de forma a atingir intercambialidade entre engrenagens com qualquer número de dentes.

Este padrão foi criado pela AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) e tabelas contendo estas relações podem ser vistas a seguir.

Sistema de dentes	Ângulo de pressão ϕ , graus	Adendo a	Dedendo b
Profundidade Completa	20	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$
			$1,35/P_d$ ou $1,35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$
			$1,35/P_d$ ou $1,35m$
	25	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$
			$1,35/P_d$ ou $1,35m$
Curta	20	$0,8/P_d$ ou $0,8m$	$1/P_d$ ou $1m$

Tabela 01 – Sistemas de dentes padrão para engrenagens cilíndricas de dentes retos

Passo diametral	
Bruto	2, $2\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{2}$, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fino	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200

Módulos	
Preferidos	1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Escolha subsequente	1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Tabela 02 – Tamanhos de dentes em usos gerais

Quantidade*	Fórmula	Quantidade*	Fórmula
Adendo	$\frac{1,00}{P_n}$	Engrenagens externas:	
Dedendo	$\frac{1,25}{P_n}$	Distância-padrão entre os centros	$\frac{D + d}{2}$
Diâmetro primitivo do pinhão	$\frac{N_p}{P_n \cos \psi}$	Diâmetro externo da coroa	$D + 2a$
Diâmetro primitivo da coroa	$\frac{N_G}{P_n \cos \psi}$	Diâmetro externo do pinhão	$d + 2a$
Espessura de dente no arco normal [†]	$\frac{\pi}{P_n} - \frac{B_n}{2}$	Diâmetro de raiz da coroa	$D - 2b$
Diâmetro de base do pinhão	$d \cos \phi_t$	Diâmetro de raiz do pinhão	$d - 2b$
		Engrenagens internas:	
Diâmetro de base da coroa	$D \cos \phi_t$	Distância entre os centros	$\frac{D - d}{2}$
Ângulo da hélice de base	$\tan^{-1}(\tan \psi \cos \phi_t)$	Diâmetro interno	$D - 2a$
		Diâmetro de raiz	$D + 2b$

* Todas as dimensões em polegadas e ângulos em graus.

[†] B_n é a folga normal.

Tabela 03 – Proporções de dimensões de dentes padronizados para engrenagens helicoidais

2.2.4 – Análise de Forças – Dentes Retos

Antes de iniciar a análise é necessário definir algumas notações. A numeração 2 indicará o pinhão e 3, a coroa (e sucessivamente, se houver mais engrenagens). Serão usadas letras em seqüência (começando pelo a) para os eixos do sistema. F , T e n indicam uma força, torque ou rotação, respectivamente. Os índices r e t indicam uma componente radial ou tangencial da força, respectivamente. Como exemplos têm-se então que, F_{23}^t é a componente tangencial da força que a engrenagem 2 faz na engrenagem 3.

Com essa componente, podem-se analisar os esforços presentes em pares de engrenagem, como vemos na figura abaixo:

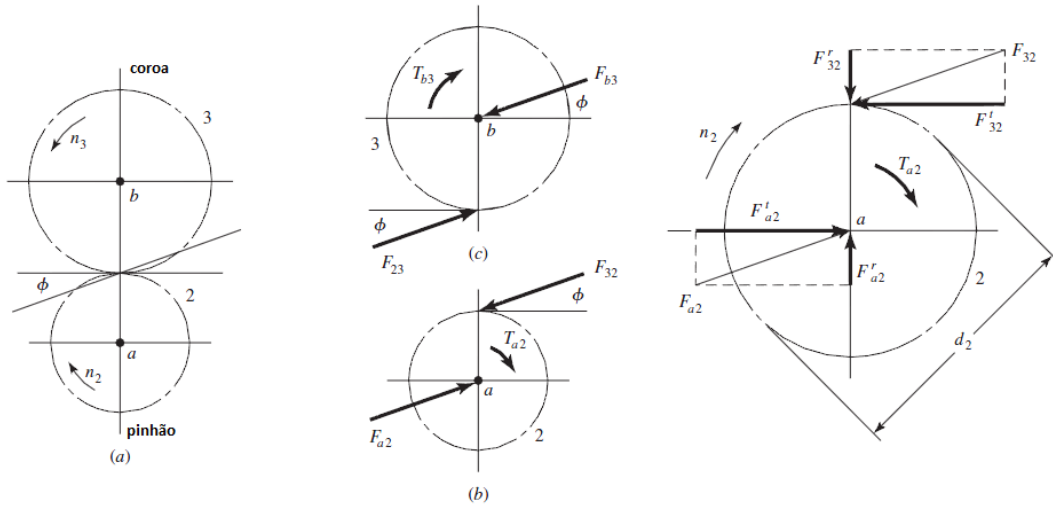


Figura 06 – Forças envolvidas durante o engrenamento (Shigley, 2006)

A força tangencial é a responsável pela transmissão de potência e será chamada $W_t = F_{23}^t$.

Tem-se que:

$$W_t = \frac{60(10)^3 H}{\pi d n} \quad (5)$$

Sendo W_t expressa em kN, H , em kW, d em mm e n em RPM.

2.2.5 – Análise de Forças – Dentes Helicoidais

A Figura 07 representa os esforços presentes em uma engrenagem de dentes helicoidais. As três componentes da força W são:

$$\begin{aligned} W_r &= \text{sen} \phi_n \\ W_t &= \cos \phi_n \cos \psi \\ W_a &= \cos \phi_n \text{sen} \psi \end{aligned} \quad (6a, b \text{ e } c)$$

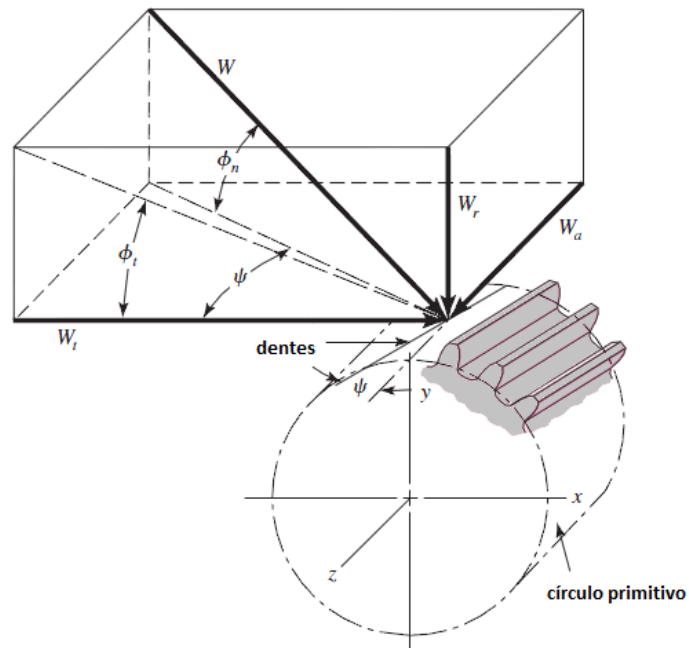


Figura 07 – Forças e ângulos atuantes em um engrenagens helicoidais (Shigley, 2006).

Sendo W_r é a componente radial, W_t a componente tangencial e W_a a componente axial da força total W .

2.2.6 – As Equações de tensão AGMA

Duas equações fundamentais são utilizadas na metodologia AGMA para o cálculo de tensões em engrenagens; uma para flexão no pé do dente e outra para tensão de contato.

A equação para flexão no pé de dente é a seguinte:

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j} \quad (7)$$

Estes fatores consideram:

- Magnitude da carga transmitida;
- Sobrecarga;
- Aumento dinâmico da carga transmitida;

- Tamanho;
- Geometria: passo e largura da face;
- Distribuição da carga ao longo do dente;
- Suporte da borda do dente;
- Fator de forma de Lewis e concentração de tensão da raiz do filete.

A equação (8) apresenta a tensão de contato:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (8)$$

2.2.7 – As Equação de Resistência AGMA

No procedimento AGMA, as resistências são modificadas por vários fatores que produzem valores limites de tensão de flexão e tensão de contato. A equação (10) fornece a tensão admissível de flexão é:

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \quad (9)$$

Para a estimativa da tensão admissível de contato é utilizada a seguinte equação:

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \quad (10)$$

Os valores e tensão admissível AGMA, para tensão de contato e flexão destinam-se a:

- Carregamento unidimensional;
- 10 milhões de ciclos de tensão
- 99% de confiabilidade.

2.2.8 – Fatores Geométricos Z_I e Y_J

O fator geométrico Y_J para resistência a flexão em engrenagens cilíndricas de dentes retos pode ser encontrado na figura abaixo. Para isso, basta cruzar o número de dentes da engrenagem que se deseja conhecer o fator geométrico (no eixo x do gráfico) com a linha que corresponde ao número de dentes da engrenagem par. A coordenada em y deste ponto é o fator geométrico Y_J .

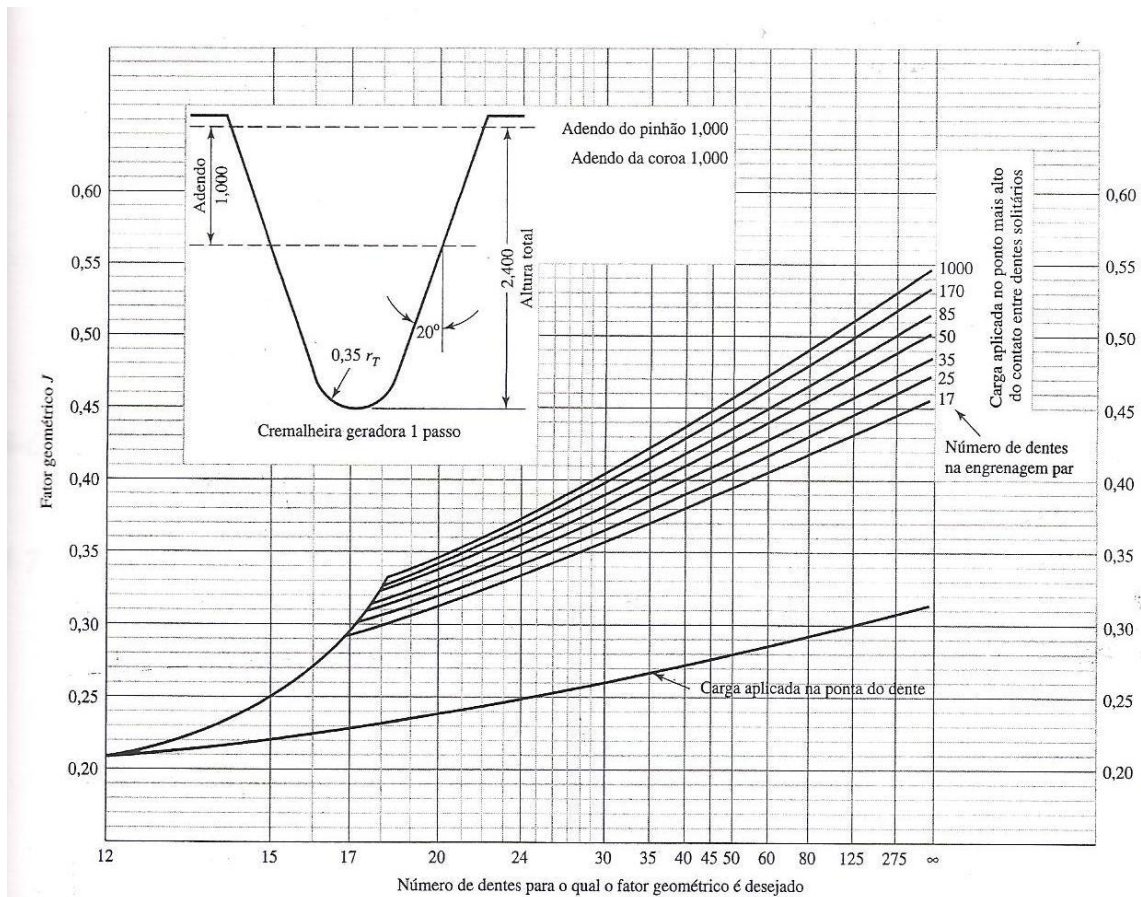


Figura 08 – Fatores geométricos Y_J de engrenagens cilíndricas de dentes retos (Shigley, 2006).

Para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais o fator geométrico deve ser encontrado através das figuras abaixo de maneira análoga ao gráfico anterior.

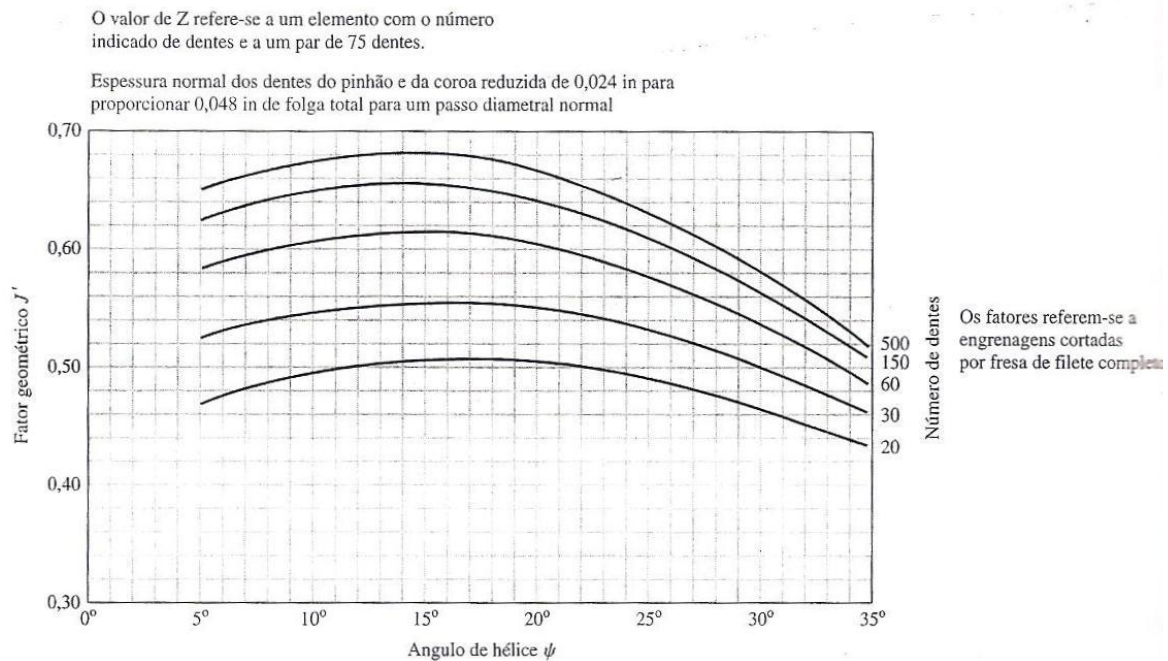


Figura 09 – Fatores geométricos J_f' para engrenagens helicoidais (Shigley, 2006).

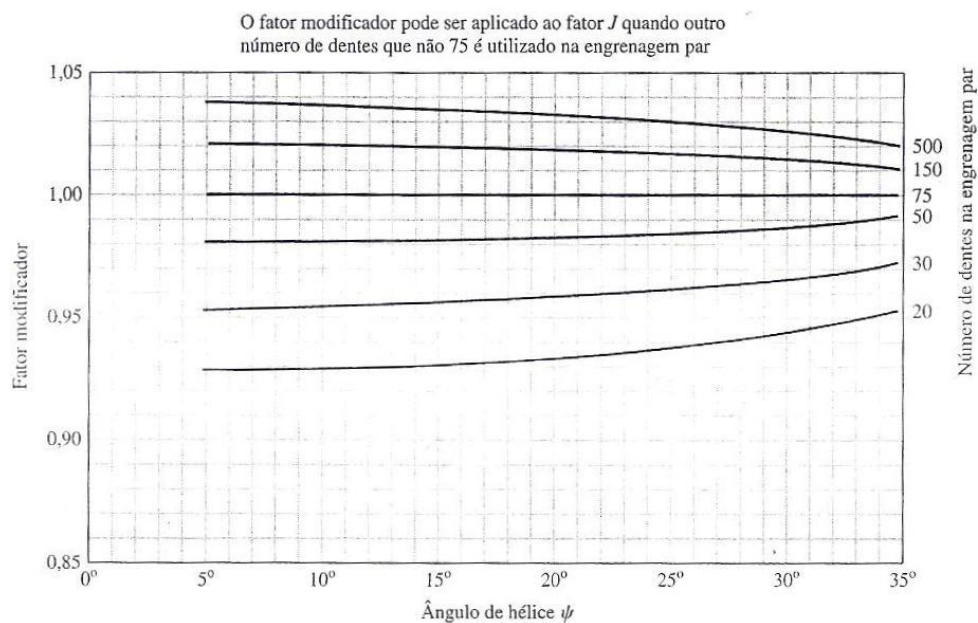


Figura 10 – Multiplicadores de J_f' (Shigley, 2006).

O fator geométrico de resistência superficial pode ser encontrado através das seguintes equações:

$$Z_I = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (11)$$

Para engrenagens externas, e:

$$Z_I = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (12)$$

Para engrenagens internas. Para isso é preciso saber também que:

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} \quad (13)$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95Z} \quad (14)$$

($m_N = 1$ em engrenagens de dentes retos) (x)

$$p_N = p_n \cos\phi_n \quad (15)$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \sin\phi_t \quad (16)$$

$$r_b = r \cos\phi_t \quad (17)$$

2.2.9 – Coeficiente Elástico Z_E

Os valores de Z_E podem ser encontrados através da seguinte equação:

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (18)$$

2.2.10 – Fator Dinâmico K_v

Fatores dinâmicos são utilizados para levar em conta imprecisões na manufatura e no engranzamento de dentes de engrenagens em ação. Este fator pode ser encontrado pela equação abaixo:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V_t}}{A} \right)^B \quad (19)$$

Na qual:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (20)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (21)$$

Q_v é o número de controle de qualidade definido pela AGMA relacionado às tolerâncias de engrenagens de vários tamanhos. As classes 3 a 7 incluem a maioria das engrenagens de qualidade comercial e as classe de 8 a 12 são de qualidade precisa.

A máxima velocidade é dada pela equação (22):

$$(V_t)_{m\acute{a}x} = \frac{[A + (Q_{v-3})]^2}{200} \quad (22)$$

2.2.11 – Fator de Sobrecarga K_0

O fator de sobrecarga K_0 é utilizado para levar em conta cargas que excedem a carga tangencial nominal W^t . Essas cargas podem ser geradas, por exemplo, pela explosão nos cilindros de um motor a combustão que faz com que o torque desses motores não seja continua.

Uma tabela com os valores de K_0 pode ser vista abaixo:

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Tabela 04 – Fatores de sobrecarga (Shigley, 2006).

2.2.12 – Fator de Condição de Superfície Z_R

O fator de condição de superfície Z_R depende de:

- Acabamento superficial;
- Tensões residuais;
- Efeitos plásticos.

Ainda não existe uma padronização para esta condição em dentes de engrenagens. A AGMA recomenda que se use um valor maior que 1.

2.2.13 – Fator de Tamanho K_S

Este fator considera a não uniformidade das propriedades do material causadas pelo tamanho.

Ainda não foram definidos valores para K_S . A AGMA sugere que se use o valor 1 em engrenagens de pequeno tamanho e maior que 1 em engrenagens em que o tamanho pode ser prejudicial.

2.2.14 – Fator de Distribuição de Carga K_H

O fator de distribuição de carga reflete a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O ideal é que a engrenagem se posicione a meia distância entre os mancais, de forma a ter uma inclinação nula quando a carga é aplicada.

Como esta situação nem sempre é possível, segue-se então o seguinte critério:

$$K_H = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) \quad (23)$$

Em que:

$C_{mc} = 1$, para dentes sem coroamento

$C_{mc} = 0,8$ para dentes com coroamento

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025 \quad F \leq 25,4mm$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F \quad 25,4 \leq F \leq 431,8mm$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 \quad 431,8 \leq F \leq 1016mm$$

$$\frac{F}{10d} = 0,05 \text{ se } \frac{F}{10d} < 0,05$$

$C_{pm} = 1$ para pinhão montado entre mancais com $S_1/S < 0,175$

$C_{pm} = 1,1$ para pinhão montado entre mancais com $S_1/S \geq 0,175$

$C_e = 0,8$ para engrenagens ajustadas na montagem ou quando a compatibilidade é melhorada por lapidação.

$C_e = 1$ para outras condições

O fator C_{ma} pode ser encontrado a partir da figura abaixo:

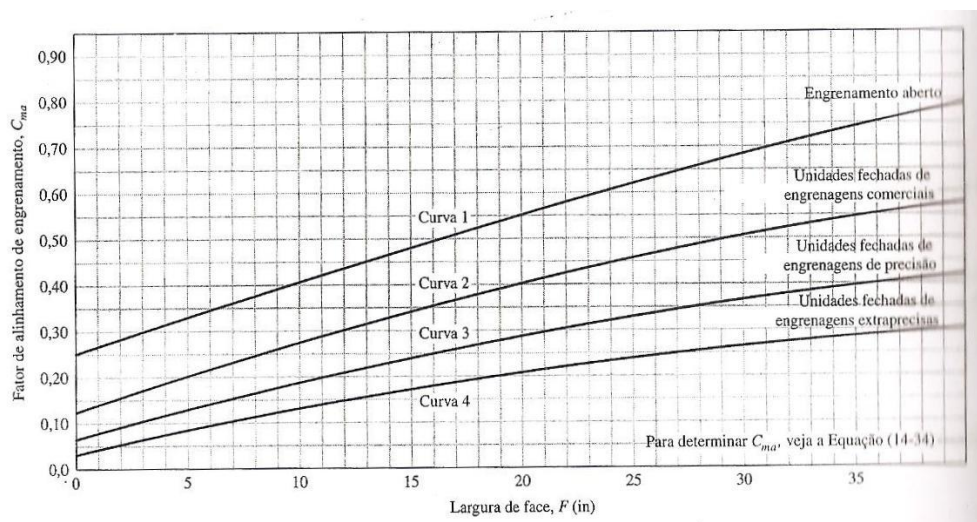


Figura 11 – Fator de alinhamento de engrenamento (Shigley, 2006).

As proporções S_1 e S podem ser vistos no esquema da Figura 12:

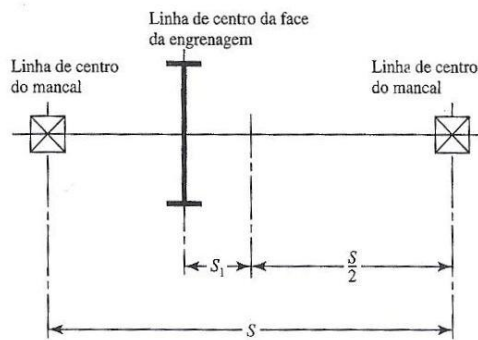


Figura 12 – Definição das distâncias S_1 e S (Shigley, 2006).

2.2.15 – Fator de Razão de Dureza C_H

Como o pinhão tem menos dentes que a coroa, é submetido a mais ciclos de tensão de contato. Se ambos forem completamente endurecidos é possível obter uma resistência superficial mais uniforme se o pinhão for mais duro que a coroa.

O propósito deste fator é ajustar as resistências superficiais com relação a este efeito. Utilizando-se o gráfico da figura abaixo é possível obter o valor deste fator:

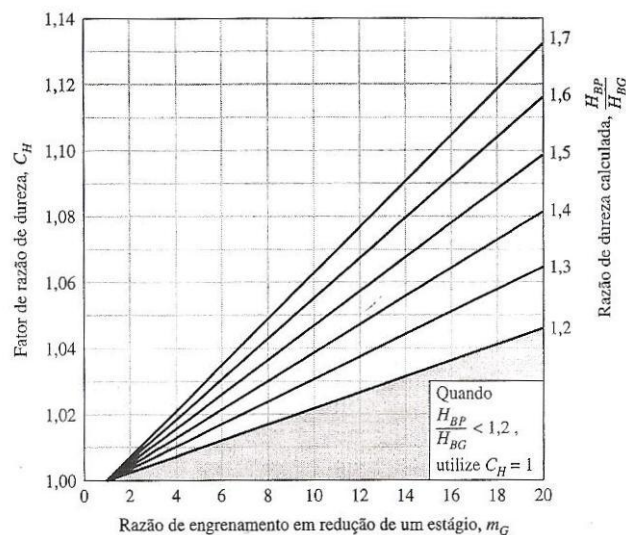


Figura 13 – Fator de razão de dureza (Shigley, 2006).

2.2.16 – Fatores de Vida e Ciclagem de Tensão Y_N e Z_N

As resistências AGMA são dadas baseadas em 10^7 ciclos de carga aplicados repetidamente. Os fatores Y_N e Z_N servem para ajustar essas resistências para um número de ciclos diferente desse. As figuras abaixo servem para se encontrar tais valores. Observe que estes fatores são iguais a 1 em 10^7 ciclos.

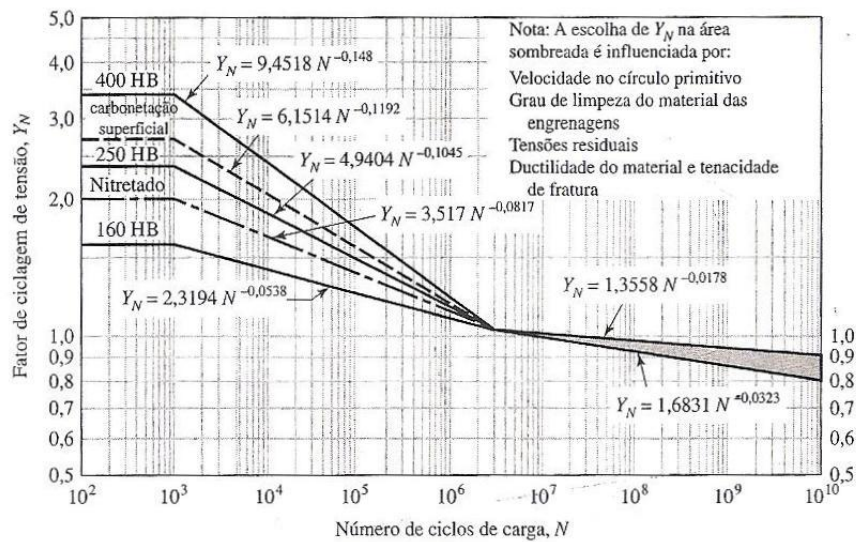


Figura 14 – Fator de ciclagem de tensão para resistência de flexão sob carregamento aplicado repetidamente (Shigley, 2006).

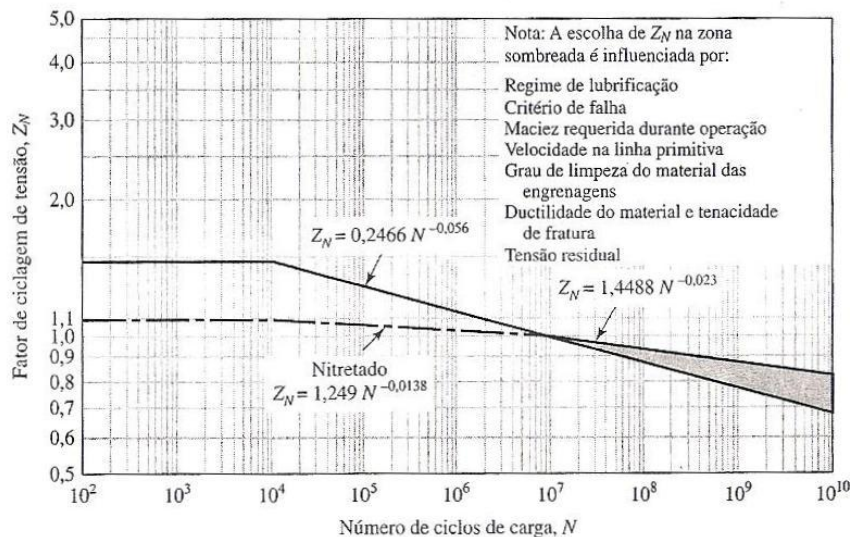


Figura 15 - Fator de ciclagem de tensão para resistência a formação de cavidades (Shigley, 2006).

2.2.17 – Fator de Confiabilidade Y_Z

O fator de confiabilidade leva em conta a distribuição estatística das falhas por fadiga do material. As resistências AGMA consideram uma confiabilidade de 99%. Para uma confiabilidade maior ou menor que essa, utiliza-se a tabela abaixo:

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Tabela 05 – Fatores de confiabilidade (Shigley, 2006).

A relação entre Y_Z e a confiabilidade é altamente não linear, portanto quando é necessário interpolação, utilizam-se as equações abaixo:

$$Y_R = 0,658 - 0,0759 \ln(1 - R) \quad 0,5 < R < 0,99 \quad (24)$$

$$Y_R = 0,50 - 0,109 \ln(1 - R) \quad 0,99 < R < 0,9999 \quad (25)$$

2.2.18 – Fator de Temperatura Y_θ

Para temperaturas inferiores a 120°C utiliza-se $Y_\theta = 1,0$. Acima desta temperatura o fator de temperatura deve ser maior que a unidade, ou torna-se necessário o uso de trocadores de calor ou fluídos refrigerantes.

2.2.19 – Fator de Espessura de Borda K_B

Quando a espessura da borda é muito pequena, sendo incapaz de dar suporte completo à raiz dente, a falha por fadiga pode ocorrer ao longo da borda da engrenagem ao invés de no filete do dente. Para evitar este tipo de falha utiliza-se K_B . Este fator pode ser encontrado pelo gráfico da figura abaixo:

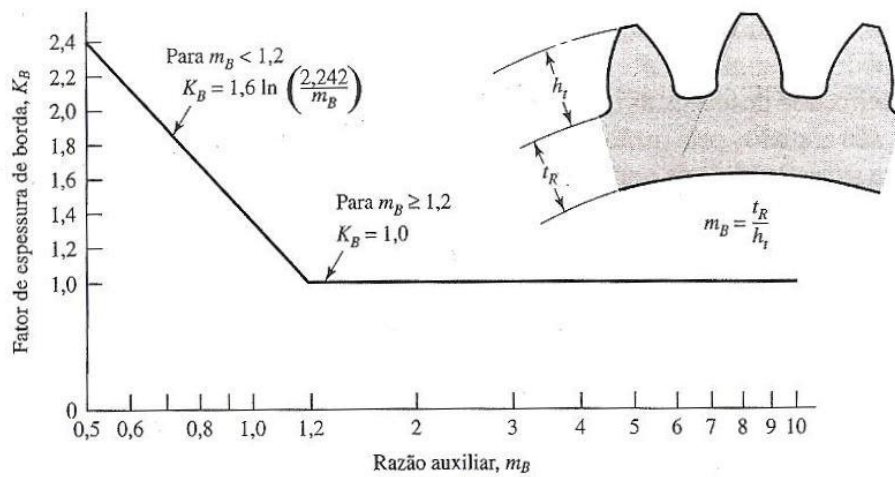


Figura 16 – Fator de espessura de borda (Shigley, 2006).

2.2.20 – Fatores de Segurança S_F e S_H

Para se determinar então os fatores de segurança contra falha por fadiga flexional (S_F) e por tensão de contato (S_H) utilizam-se as seguintes equações:

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \quad (26)$$

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_C} \quad (27)$$

2.2.21 – Aplicação

Depois de uma análise criteriosa e da determinação de todos os fatores citados acima, os valores destes fatores são substituídos nas equações (7), (8), (9) e (10).

Normalmente determinam-se todos os fatores, o módulo e o número de dentes de cada engrenagem do par e o dimensionamento final é feito através da variação da largura da face F .

Com todas as informações sobre as engrenagens determinadas, calculam-se os fatores de segurança pelas equações (26) e (27).

2.3 – Hélices e Motores

Para saber qual relação de transmissão é a ideal, é necessário ter conhecimento da potência requerida por uma hélice. Para isso será feita uma análise básica de algumas características de hélices, bem como a comparação da potência requerida pela hélice e a potência disponível pelo motor.

A hélice não se diferencia de uma asa a não ser pelo fato de seu movimento ser rotacional. A Figura 17 ilustra alguns dos esforços aerodinâmicos e nomenclaturas utilizadas:

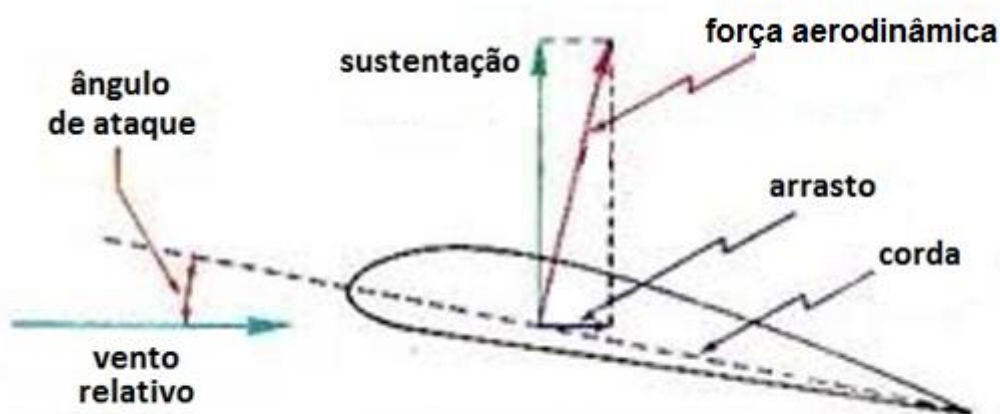


Figura 17 – Nomenclatura e esforços aerodinâmicos em uma asa.

Com o aumento do ângulo de ataque (que para uma hélice é equivalente a aumentar o passo), a sustentação e o arrasto aumentam até atingir um ângulo de ataque máximo onde o escoamento se descola do perfil causando um aumento repentino de arrasto e diminuição da sustentação. Este efeito é conhecido como estol.

As forças aerodinâmicas aumentam com o aumento da velocidade do fluxo de ar, ou seja, com o aumento da rotação.

A sustentação e o arrasto também aumentam com o aumento da área da asa, ou seja, aumento da corda ou envergadura (diâmetro no caso das hélices). O torque é gerado pelo arrasto e também pela componente tangencial

à rotação da sustentação que surge quando se varia a velocidade de vôo da aeronave, como pode ser visto na Figura 18.

A tração de uma hélice em uma aeronave com velocidade igual a zero é gerada apenas pelo fluxo de ar na direção tangencial ao movimento de rotação e é chamada tração estática. Conforme a aeronave aumenta sua velocidade surge uma componente de fluxo de ar, causando uma diminuição no ângulo de ataque e, portanto, uma diminuição na tração.



Figura 18 – Tração estática e dinâmica.

Essa variação é linear em hélices de pequeno passo e é chamada derivada da tração. Em hélices de passo grande a curva de tração possui um comportamento não linear em velocidade baixa devido à hélice estar *estolada*, a curva passa a ser linear quando o ângulo de ataque diminui abaixo do ângulo de ataque máximo.

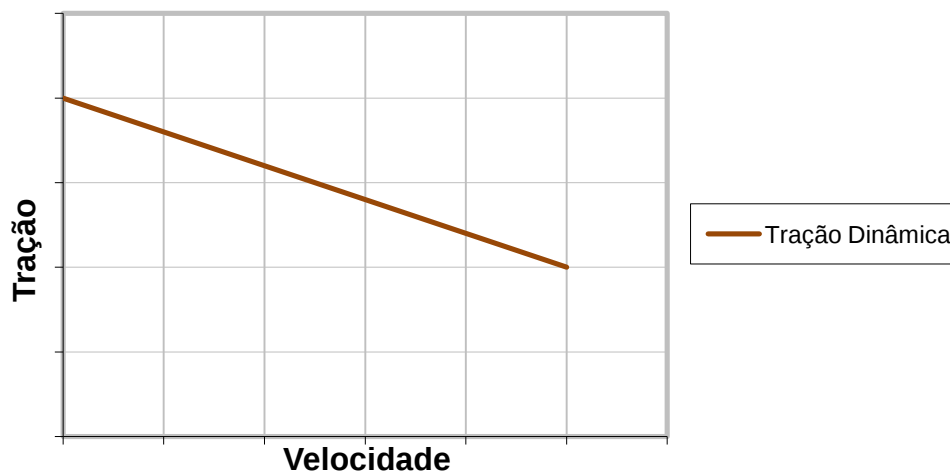


Figura 19 – Derivada da tração.

Pode-se concluir que elevadas rotações tornam a componente tangencial do fluxo de ar mais significativa em relação à axial diminuindo a derivada da tração.

É importante ressaltar que a velocidade na ponta da hélice não deve ultrapassar 0,65 MACH, pois isso ocasiona uma perda de eficiência devido ao fluido (no caso o ar) perder algumas propriedades, como por exemplo, não poder mais ser considerado incompressível.

Com essas informações é possível concluir que:

- Uma hélice com diâmetro e passo grandes possui baixíssima rotação e altíssimo torque resultando em tração estática e derivada da tração moderadas;

- Uma hélice com diâmetro grande e passo pequeno possui baixa rotação e alto torque com elevadas tração estática e derivada de tração;

- Uma hélice com pequenos diâmetro e passo possui altíssima rotação e baixíssimo torque com baixa tração estática e derivada de tração (havendo provavelmente uma perda de eficiência devido à elevada velocidade na ponta da hélice);

- Uma hélice com pequenos diâmetro e passo grande possui elevada rotação e baixo torque com baixa tração estática (provavelmente com parte da hélice *estolada* quando a aeronave se encontra a baixa velocidade acabando com a linearidade da derivada da tração) e baixa derivada de tração.

Portanto, quando se quer priorizar desempenho em alta velocidade, uma hélice de pequeno diâmetro e elevado passo é a ideal, ou seja, utiliza-se um motor de alta rotação e quando o desempenho em baixa velocidade é mais importante é necessária uma hélice com grande diâmetro e pequeno passo, ou seja, utiliza-se um motor de elevado torque.

A tração estática e a derivada da tração são os resultados principais utilizados no cálculo do desempenho de uma aeronave. A potência requerida por uma hélice é dada pela equação (28):

$$H = \rho 2\pi n^3 D^5 K_Q \quad (28)$$

Na qual K_Q é obtido em geral de forma empírica.

Comparando a curva de potência disponível pelo motor com a curva de potência requerida por uma hélice em um gráfico, que relacione a rotação x potência é possível observar que o ponto em que elas se cruzam é a condição que um determinado motor gira uma determinada hélice.

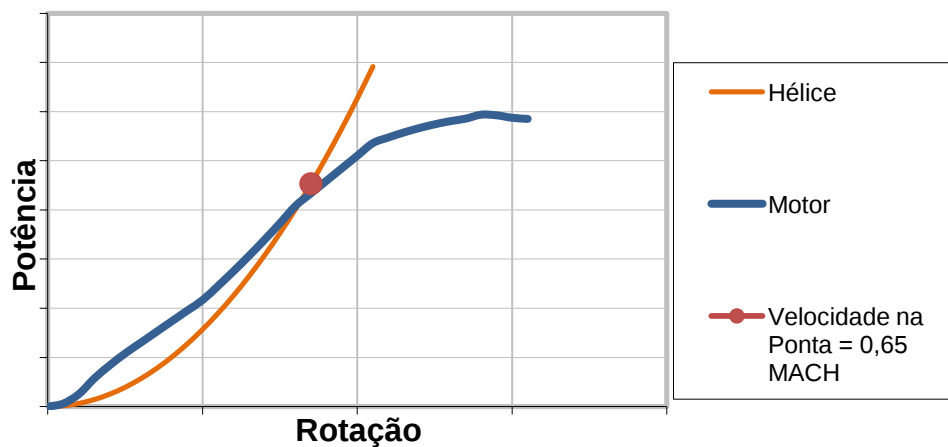


Figura 20 – Potências disponível e requerida para uma hélice.

A escolha da hélice se baseia em cruzar o ponto de maior potência do motor com o ponto de velocidade na ponta da hélice igual a 0,65 MACH. Porém, uma elevada potência pode significar elevada tração estática e derivada da tração ou baixa tração estática e derivada da tração, como podem ser observadas no gráfico abaixo.

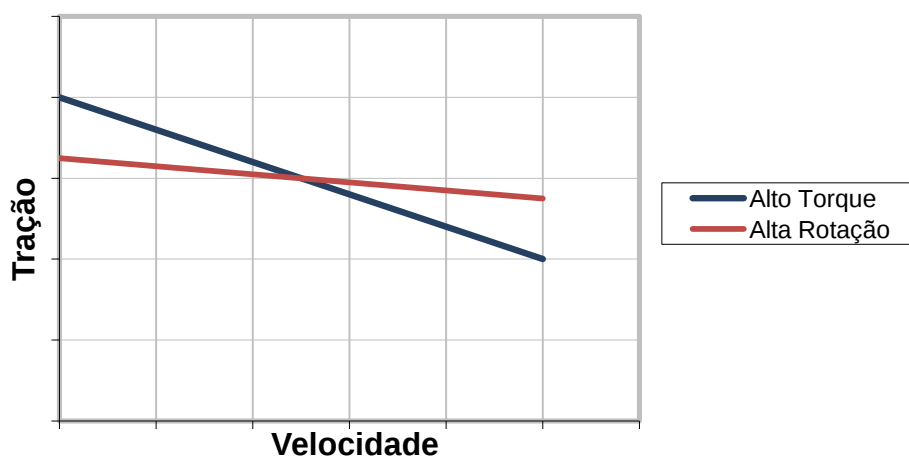


Figura 21 – Derivadas de hélices de alto torque e alta rotação

Quando se busca desempenho em baixa velocidade (em que torque é mais importante que rotação) o ponto de maior potência (que geralmente acontece em rotações mais elevadas) pode não ser a melhor condição. Esta situação justifica o uso de um sistema de redução, que desloca o ponto de máxima potência para a esquerda proporcionalmente à relação de transmissão utilizada, como pode ser visto no gráfico da Figura 22.

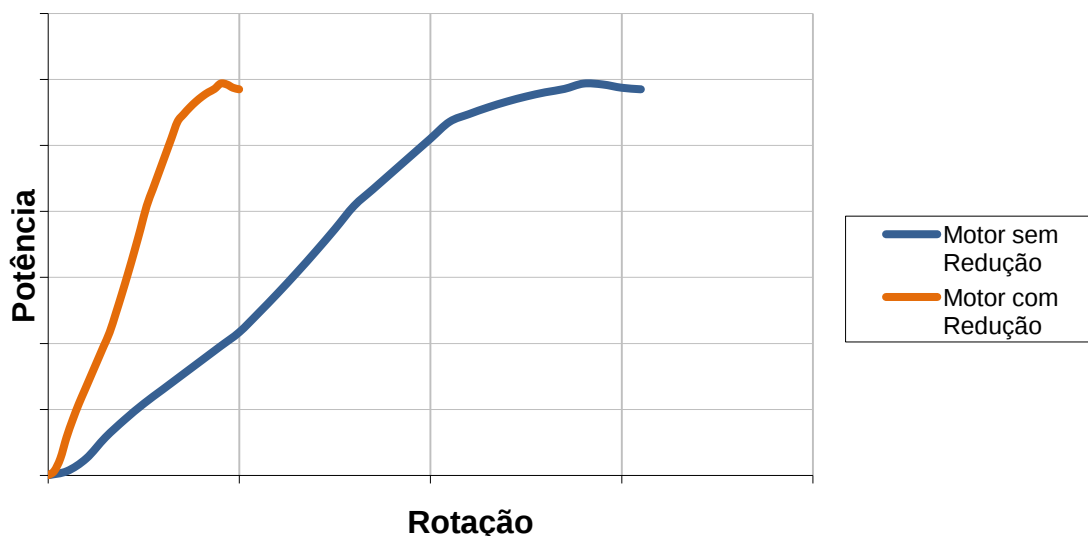


Figura 22 – Variação da potência em relação a rotação devido ao uso de redução.

Com isso tem-se que para escolher o melhor grupo moto-propulsor é necessário variar: o motor, a hélice utilizada e o uso (ou não) de um sistema de redução e qual sua relação de transmissão. Esses fatores devem ser variados de modo a obter o ponto de cruzamento da maior potência do motor com a velocidade na ponta da hélice igual a 0,65 MACH no local desejado, ou seja, numa posição de maior rotação se for necessário desempenho em alta velocidade ou numa posição de maior torque se for necessário desempenho em baixa velocidade.

3 – Estudo de Caso

3.1 - A Competição

A competição SAE *Aerodesign* tem como objetivo projetar, construir e testar uma aeronave cargueira rádio controlada. Ela se divide em três categorias que podem ser resumidas da seguinte forma:

- Classe Regular: Os aviões possuem motor definido, limites dimensionais e limite de distancia de decolagem;

- Classe Micro: A única limitação é a distancia de decolagem, mas a pontuação dá ênfase na eficiência estrutural (Carga Útil/Peso Vazio), resultando em aviões pequenos;

- Classe Aberta: A distância de decolagem e a cilindrada máxima da soma dos motores são limitadas, permitindo a utilização de motores de qualquer marca, modificações nos motores ou o uso de transmissões.

Os campeões das Classes Aberta e Micro e o 1º e 2º lugar da Regular no Brasil ganham o direito de competir na SAE *Aerodesign East* que acontecem todos os anos nos Estados Unidos alternadamente nas cidades de Marietta, Georgia e Fort Worth, Texas. O projeto deste sistema de redução foi desenvolvido para a SAE *Aerodesign East Open Class 2009*.

As regras da competição SAE *Aerodesign Open Class* apresentam mudanças (em geral sutis) a cada ano, principalmente na forma em que é calculada a pontuação, mas sempre sendo a maior parcela devido à carga útil carregada (a pontuação também leva em conta relatório técnico e apresentação oral além de alguns bônus, como por exemplo, pousar e parar a aeronave em menos de 122 metro). Até 2007 as aeronaves teriam que decolar em 61 metros (200 pés) de pista com no máximo 0,91 polegadas cúbicas (15 cc) de volume de cilindros do motor (ou motores) e o MTOW não poderia ultrapassar 25 kg (55 lbs).

Esse limite no MTOW é imposto pela FAA (*Federal Aviation Administration*), órgão que controla o tráfego aéreo em território americano, que passa a considerar aeromodelos com mais de 25 kg como “Aeronaves Não Tripuladas” (UAV – *Unmanned Aerial Vehicles*), necessitando de autorização especial para operar.

Com a motorização imposta pela regra todas as equipes de ponta já estavam conseguindo alcançar 25 kg de MTOW fazendo com que para se levar mais carga era necessário reduzir o peso da aeronave, mudando o foco da competição de “quem leva mais carga” para “quem constrói o avião mais leve”.

Para voltar ao foco original, a organização da competição resolveu dificultar o projeto em 2008, diminuindo o volume do motor para 0,80 polegadas cúbicas e utilizando uma pista de grama ao invés de asfalto.

A equipe EESC USP não participou desta competição, mas a equipe da Universidade Federal do Rio Grande do Norte participou e ganhou, conseguindo alcançar o limite de 25 kg de MTOW. A organização resolveu então reduzir o volume do motor para 0,60 polegadas cúbicas em 2009.

Com essa mudança seria impossível atingir o MTOW limite utilizando os motores conhecidos pela equipe de forma convencional. A equipe passou então a pesquisar novos motores que pudessem melhorar o desempenho da aeronave.

Como as aeronaves do Aerodesign são otimizadas para decolagem (baixa velocidade) é ideal que se tenha elevada tração estática, mesmo que para isso seja necessário sacrificar um pouco a derivada da tração, ou seja, o motor precisa ter elevado torque. Como motores de alta rotação possuem, em geral, melhor desempenho e eficiência que motores de alto torque, o uso de uma redução pareceu ser uma ótima opção. Com isso, espera-se atingir elevada tração estática na condição de maior potência do motor, tornando todo o grupo moto-propulsor mais eficiente.

Três opções foram analisadas: motores de helicópteros (O.S. 55HZ-H), que são *long-strokes*, ou seja, alto torque, motores de aeromodelos de corrida (Rossi 60 R/C) que por serem projetados para elevadas velocidades possuem alto RPM – em torno de 16000 - ou motores de automodelos (O.S. 30VG (P)) que por serem fabricados para serem utilizados com redução possuem altíssimo RPM – em torno de 30000. Para esse dois últimos seria necessário o uso de um sistema de redução.

Os motores de automodelos se mostraram muito superiores em relação à potência em uma análise prévia, já que um motor O.S. 30 (maior motor fabricado para automodelos) possuía quase a mesma potência nominal (3,0 HP) de um motor Rossi 60 (2,9 HP) além de serem mais constantes e confiáveis. Por outro lado, o uso de apenas um motor (Rossi 60) com redução resultaria em um grupo moto propulsor mais leve que o uso de dois motores (O.S. 30), ou seja, se o motor Rossi 60 fosse suficiente para atingir os objetivos, ele seria a melhor opção. O maior motor de helicóptero que se enquadrava na regra possuía apenas 0,55” cúbicas e 2,1 HP sendo logo descartado.

Restaram então duas opções: desenvolver uma redução para ser utilizada em dois motores de automodelo O.S. 30VG (P) de 0,30” cúbicas cada ou desenvolver uma redução para ser usada em um motor Rossi 60 R/C de 0,60 ” cúbicas de forma a conseguir atingir 25 kg de MTOW na SAE *Aerodesign East Open Class* 2009. Foi determinado que a aeronave utilizada fosse a mais parecida possível com a vencedora da competição SAE Brasil *Aerodesign Classe Aberta* 2008, que garantiu a participação na competição americana em 2009.

3.2 - Soluções iniciais de projeto

Com os objetivos definidos, começou-se o processo criativo para o desenvolvimento do sistema de redução. Inicialmente a preocupação foi de escolher uma configuração.

Nesta a fase a equipe tendia a escolher o uso do motor Rossi 60. A primeira idéia seria o desenvolvimento de uma redução planetária como pode ser vista nas Figuras 23 e 24 abaixo.

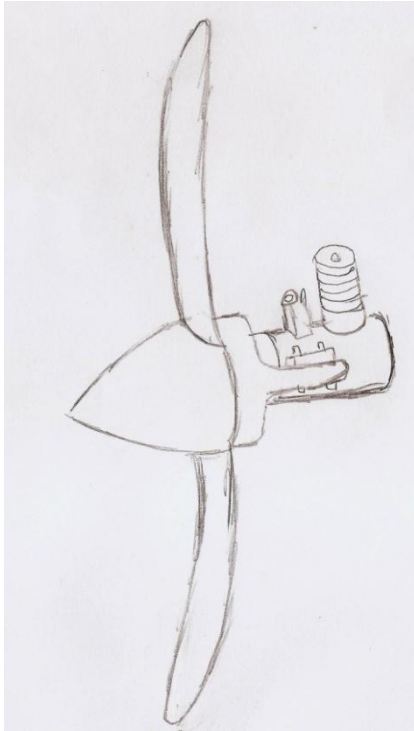


Figura 23 – Croqui da redução planetária.

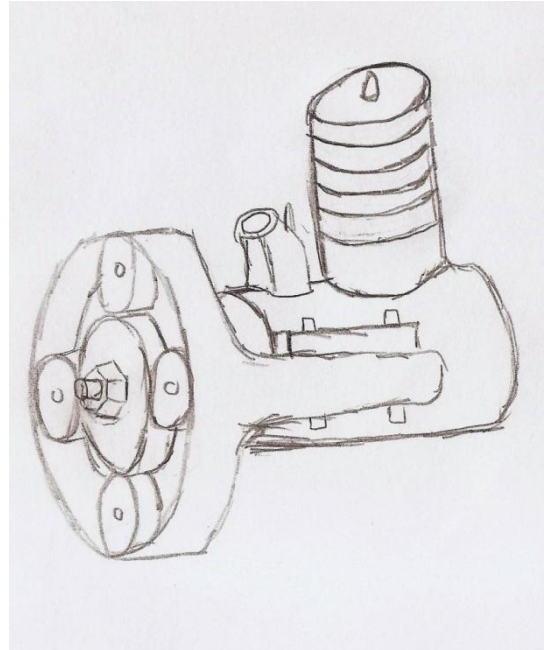


Figura 24 – Croqui em detalhe da redução planetária.

As reduções planetárias normalmente são mais eficientes, porém são mais complexas. Optando pela simplicidade, uma configuração alternativa foi proposta como visto no croqui apresentado na Figura 25:

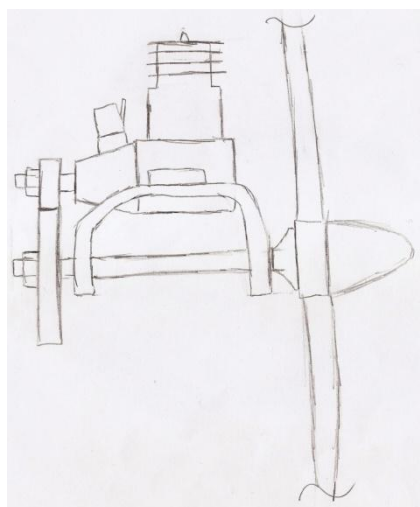


Figura 25 – Croqui da redução simples.

Esta configuração, apesar de simples, aparentava ser pior que a anterior devido à maior área frontal (que aumenta o arrasto da aeronave) e menor eficiência, porém ela permitiria a utilização de dois motores, tornando a opção bi-motor interessante. Um croqui de como seria esta opção é mostrado na Figura 26.

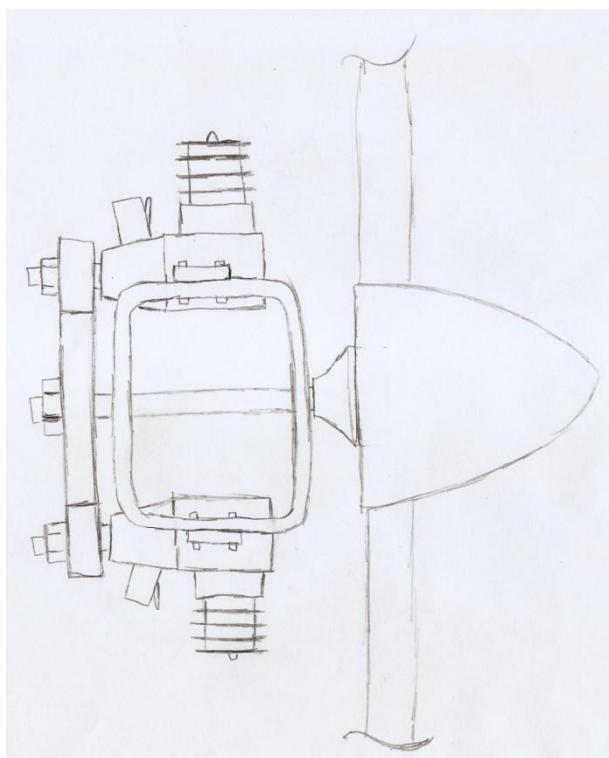


Figura 26 – Croqui da redução bi-motora.

Não tendo tempo adequado e recursos financeiros, para se testar as duas opções ou comprar os dois modelos diferentes de motores para se ter dados confiáveis de potência e rotação a equipe optou por apostar nesta última opção já que, apesar de mais pesada, teria provavelmente mais potência e seria bastante simples. Os motores utilizados seriam dois O.S. 30VG (P) que juntos somavam 6 HP de potência nominal.

Com a compra dos motores foi possível, através de testes, encontrar a curva de potencia disponível dos motores e com a ajuda do Software *PropCalculator*® obteve-se as curvas de potência requeridas de três diferentes hélices.

Cruzando todas essas curvas juntamente com uma reta equivalente a 90% da potência máxima da soma dos motores (eficiência aproximada deste tipo de transmissão), foi possível estimar que a melhor combinação fosse a utilização de uma hélice APC 18x6W com uma relação de transmissão em torno de 3 (a máxima potência dos motores ocorre a 28000 RPM e a da hélice a 9000 RPM).

Todas essas informações podem ser mais claramente explicitadas através da análise do gráfico da Figura 27 abaixo.

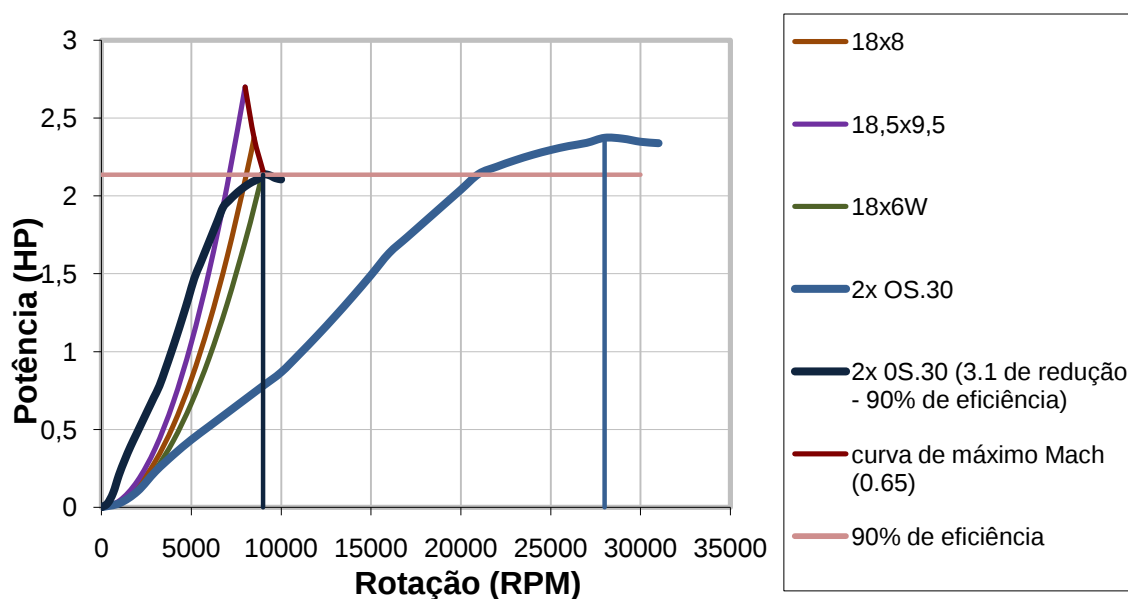


Figura 27 – Gráfico de comparação das potências requeridas por diferentes hélices.

O próximo passo seria escolher os materiais utilizados na manufatura das peças. Todo o sistema era formado por:

- um bloco: esta peça é responsável por unir todas as outras. Nela são fixados os dois motores e os berços dos rolamentos. Foi decidido que esta peça seria dividida em duas para facilitar a usinagem;
- dois berços de rolamento: eles unem as duas metades do bloco e contém os rolamentos do eixo;
- um eixo: nele é fixada a coroa, a hélice e o espaçador;

- um espaçador: ele separa a hélice do resto do sistema e serve de apoio para fixá-la no eixo sob pressão através de uma porca. O espaçador é fixo no eixo por uma chaveta.

- três engrenagens: dois pinhões fixados nos motores e uma coroa, sendo que a coroa seria fixada através de uma chaveta e uma porca e os pinhões fixados por pressão com uma porca.

As Figuras 28 e 29 ilustram a configuração adotada.



Figura 28 – Primeiro protótipo de redução desmontada.

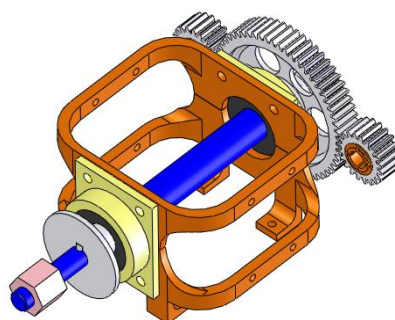


Figura 29 – Desenho em CAD do primeiro protótipo de redução

Definir os esforços sofridos pelo bloco se mostrou uma tarefa bastante complicada já que a maior parte desses esforços é causada por cargas dinâmicas geradas pela vibração dos motores. O bloco então não foi dimensionado e foi julgado que se ele fosse de alumínio teria resistência suficiente para suportar os esforços.

Os apoios dos rolamentos, o eixo e o espaçador também seriam de alumínio devido ao seu baixo peso.

Inicialmente para as engrenagens foi cogitado o uso de titânio, mas essa opção foi logo descartada devido ao elevado custo. O material escolhido foi então aço SAE 1020 e foi dado um tratamento superficial de nitretação para aumentar sua resistência à pressão específica.

As engrenagens foram dimensionadas segundo as equações (7), (8), (9), (10), (26) e (27) e os dados de entrada utilizados podem ser vistos na Tabela 06.

Rotação	28000	[RPM]
Potência	3	[HP]
m (módulo)	1,5	
Relação de transmissão	3	
Ângulo de Contato	20	[°]
E	200	[GPa]
Poisson	0,3	
σ_{fp}	344	[MPa]
σ_{hp}	1172	[MPa]

Tabela 06 – Dados de entrada para o primeiro protótipo de redução.

Foi definido que os pinhões teriam 13 dentes cada e a coroa 40, resultado numa relação de transmissão real de 3,077, de modo evitar que os mesmos dentes estejam sempre em contato favorecendo a propagação de defeitos.

Os parâmetros utilizados são mostrados na Tabela 07. Devido à falta de experiência no desenvolvimento de sistemas transmissão, foram adotados valores conservadores para todos os fatores, como por exemplo, a vida que foi determinada em cerca 6000 horas (10^{10} ciclos) e a confiabilidade que foi determinada como 99,9%.

Parâmetro	Valor	Origem
K_o	1,5	Tabela 04
K_v	2,21	Equação (19)
K_s	1	
K_h	1,27	Equação (23)
K_b	1	Figura 16
Y_j do pinhão	0,25	Figura 08
Y_j da Coroa	0,38	Figura 08
Y_n	0,8	Figura 14
Y_θ	1	se $T < 250^\circ\text{C}$
Y_z	1,25	Tabela 05
Z_e	187,0270258	Equação (18)
Z_i	0,121280681	Equação (11)
Z_n	0,85	Figura 15
C_h	1	Figura 13

Tabela 07 – Parâmetros utilizados nos cálculos do primeiro protótipo de redução.

Os cálculos resultaram em uma largura de face de 10 mm. Os valores das tensões de flexão e contato e os coeficientes de segurança podem ser vistos na tabela 08.

σ	[MPa]	Sf
pinhão	95,53217	2,304564
coroa	77,33556	2,846814
all	220,16	
σ_c		
pinhão	687,9984	1,158375
coroa	400,5682	1,989574
all	796,96	

Tabela 08 – Resultados dos cálculos do primeiro protótipo da redução.

Com todo o dimensionamento definido as peças foram usinadas, o sistema montado e iniciaram-se os testes.

No primeiro teste o eixo falhou na região da chaveta como é visto na Figura 30. Para solucionar este problema ele foi substituído por um eixo de aço SAE 4340, material resistente a cargas dinâmicas. Além disso, os rasgos de chaveta foram substituídos por assentos com chaveta tipo “Woodruff”.



Figura 30 – Falha no eixo.

No segundo teste houve escorregamento entre os pinhões e os eixos dos motores. Para aumentar o atrito entre estas peças foi feita uma bucha cônica de latão que aumentava a pressão suficientemente para evitar este problema.

Após este teste percebeu-se que a nitretação estava soltando das engrenagens. Estudos posteriores mostraram que o aço SAE 1020 não é indicado para este tipo de tratamento.

No terceiro teste houve falha nos furos de fixação dos motores no bloco. Em análise posterior foi suposto que os parafusos riscavam o bloco de alumínio durante montagem causando concentradores de tensão nesta região. Outra hipótese sugerida foi que a vibração era muito grande devido ao fato dos eixos dos pinhões estarem em balanço.

Durante esta falha os motores continuaram funcionando com as engrenagens fora de alinhamento, o que causou dano também nas engrenagens. Ambas as falhas são mostradas nas Figuras 31 e 32 abaixo.

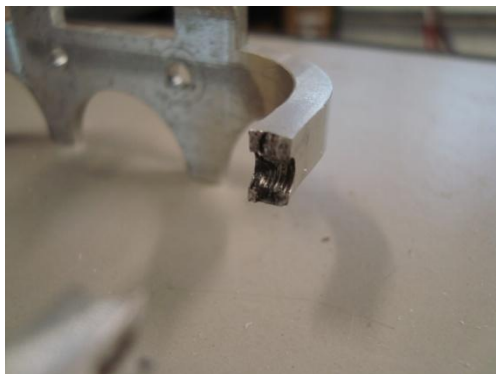


Figura 31 – Falha no bloco.



Figura 32 – Falha no pinhão.

Devido aos prazos de entrega do relatório da competição as soluções adotadas deveriam ser rápidas, simples, confiáveis e abranger todas as possíveis falhas, por isso o bloco foi substituído por uma única peça de aço SAE 4340 e as engrenagens passaram a serem feitas de aço SAE 8620 cementado, material altamente indicado para a utilização em engrenagens.

Outra mudança feita foi o aumento do bloco de modo a colocar a coroa dentro dele para poder fazer com que o berço do rolamento traseiro também contivesse mancais para os eixos dos motores, fazendo com que os pinhões estivessem em eixos bi-apoiados. Esta configuração final é mostrada nas Figuras 33 e 34 a seguir.

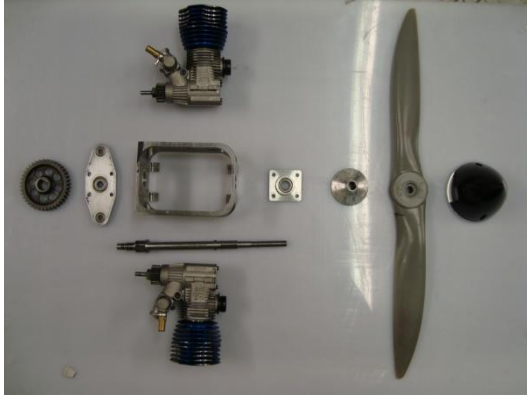


Figura 33 – Redução final desmontada.

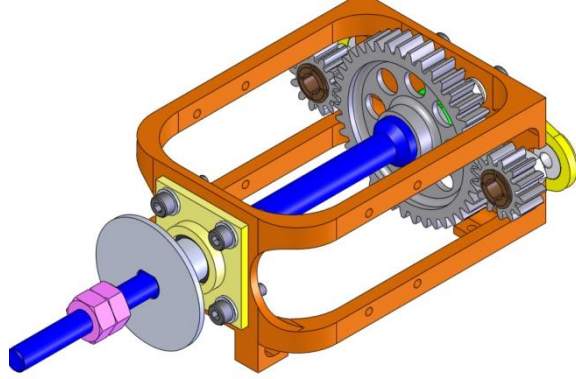


Figura 34 – Desenho em CAD da redução final.

Também foi feita uma verificação sobre o fator de segurança do eixo para evitar novas falhas. Para isso utilizou-se o método DE – elíptico através da seguinte equação:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (29)$$

Sabendo também que:

$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{2(K_t - 1)\sqrt{a}}{K_t\sqrt{r}}} \quad (30)$$

$$\sqrt{a} = 139/S_{ut} \quad \text{para ressalto}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' \quad (31)$$

$$S_e' = 0,504 S_{ut} \quad (32)$$

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 4,51 \text{ para eixos usinados}$$

$$b = -0,265$$

$$K_b = 0,879 d^{-0,107}$$

K_e pode se encontrado a partir da Tabela 09 abaixo.

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade K_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Tabela 09 – Fatores de confiabilidade.

K_t e K_{ts} podem ser encontrados a partir das Figuras 35 e 36, respectivamente.

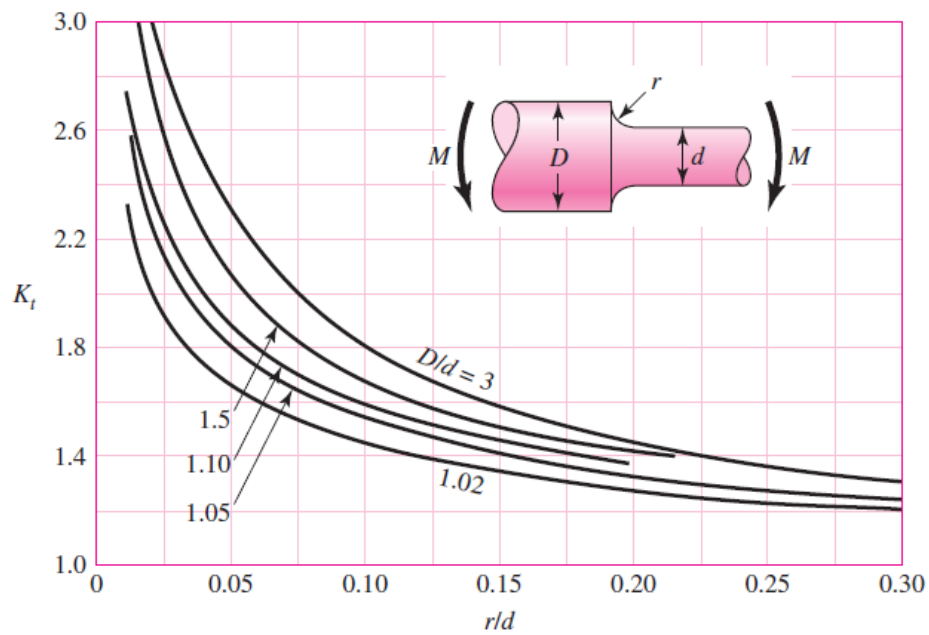


Figura 35 – Valor de K_t para eixos redondos com filetagem do ressalto em flexão (Shigley, 2006).

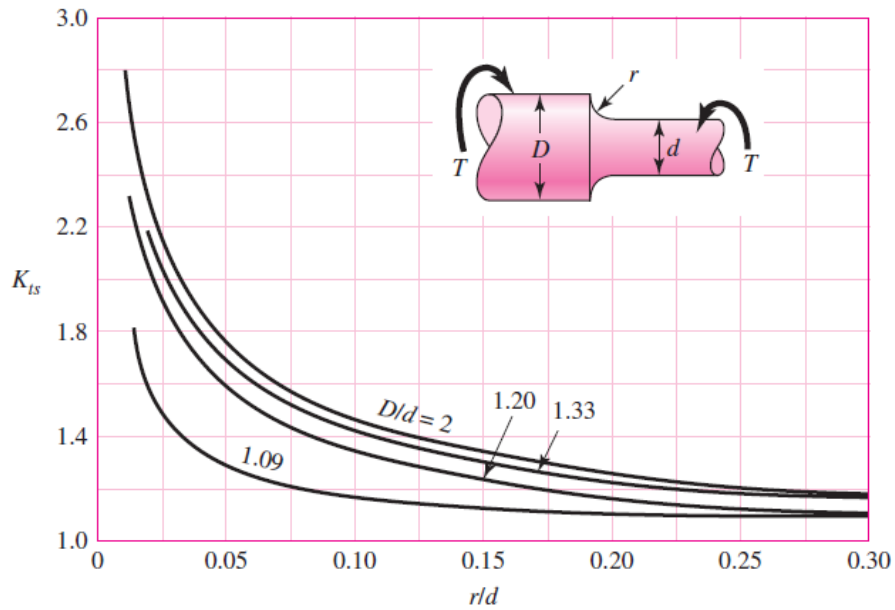


Figura 36 – Valore de K_t para eixos redondos com filetagem do ressalto em torção (Shigley, 2006).

A região crítica do eixo é no acento da engrenagem. Os dados entrada e os parâmetros utilizados são mostrados na Tabela 10 abaixo. Esses valores foram substituídos nas equações (29), (30), (31) e (32) para se encontrar o valor do fator de segurança.

Ma	676,875	Nmm
Tm	2347,5	Nmm
D	16	mm
d	12	mm
r	0,5	mm
Sut	1448	MPa
Sy	972	MPa
K_t	1,4	
K_{ts}	1,2	
Ka	0,6555	
Kb	0,673777	
Ke	0,814	

Tabela 10 – Parâmetros utilizados no cálculo do eixo da redução.

As contas resultaram em um fator de segurança igual a 41,15. Apesar do valor extremamente elevado, não havia mais tempo para mudanças no

material e não havia a possibilidade de redução de dimensões devido aos encaixes com as peças comerciais (como a hélice, por exemplo).

Os testes seguintes foram totalmente satisfatórios. O grupo moto-propulsor conseguiu atingir 67N de tração estática, sendo suficiente para a equipe cumprir seu objetivo de alcançar um MTOW de 25 kg com a aeronave.

Comparando a potência disponível dos motores com a potência real gerada pela hélice encontrada através da equação (28), verificou-se que a redução possui cerca de 90% de eficiência, valor plausível para reduções de engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Esta aeronave teve grande sucesso vencendo a competição com grande vantagem, sendo que ela pesava 7,0 kg e levou 17,9 kg de carga útil, enquanto que o segundo colocado (da Universidade de Varsóvia) levou apenas em torno de 12 kg. Este sistema rendeu também à equipe a menção honrosa por inovação tecnológica (SAE *Innovation Award*). Uma foto da aeronave e da podem ser vistas nas Figuras 37 e 38 respectivamente.



Figura 37 – Aeronave EESC USP East 2009, vencedora da competição.



Figura 38 – Grupo Moto-Propulsor.

4 – Proposta de Novo Projeto de Transmissão

4.1 – Identificação de pontos críticos

Este sistema, apesar de ter atingido os resultados necessários, é pesado (em torno de 1,88kg) e possui grande área frontal, sendo possível serem feitas muitas melhorias. Além disso, a montagem é demorada (em torno de uma hora) e o custo foi elevado (R\$ 2.415,00). Todas essas falhas se devem a falta de experiência da equipe no desenvolvimento de transmissões e na utilização de metais (o que dificultou a seleção dos materiais).

A partir de agora será proposto uma nova configuração do sistema de redução bem como uma melhor seleção nos materiais utilizados. Para isso serão utilizadas ferramentas como o QFD e o Modelo Funcional para se identificar e corrigir os problemas presentes no modelo antigo.

4.2 – QFD

Após analisar quais seriam os requisitos principais para o projeto e suas respectivas importâncias, foi criado o seguinte QFD apresentado na Figura 37.

Com o QFD foi possível ranquear os pontos do projeto que necessitam maior atenção. Abaixo segue este ranking com possíveis mudanças que poderão ser feitas em cada requisito:

- 1º - Peso: Como já era previsto, o peso foi o principal problema encontrado no projeto. Para melhorar essa característica será necessária uma análise sobre quais componentes possuem peso elevado e mudanças nos materiais escolhidos e geometria destes componentes.

- 2º - Vida Útil: Por motivos de confiabilidade e pouco tempo de projeto, foi determinado que as engrenagens tivessem vida infinita. Para melhorar este requisito, basta utilizar uma vida de projeto mais condizente com o tempo de trabalho necessário para que o sistema suporte uma competição.

- 3º - Eficiência da Hélice: A hélice utilizada no sistema é comercial e é a melhor encontrada no mercado. Além disso, a redução já havia sido dimensionada para que a hélice trabalhasse em sua melhor condição (MACH 0,65 na ponta), portanto, a única forma de melhorar sua eficiência seria reduzindo a área frontal do sistema. Para isso seria necessária uma mudança na geometria do bloco ou na disposição dos motores.

- 4º - Eficiência da Redução: As engrenagens utilizadas eram de dentes retos, uma mudança nesta geometria poderia melhorar a eficiência.

- 5º - Fabricação: Todas as peças já são fabricadas por usinagem, que é um método simples e barato, e devido à baixa posição no ranking, este requisito não será avaliado.

- 6º - Amortecimento: Este requisito não se mostrou problemático e possui baixa posição no ranking, porém mudanças simples (como por exemplo, a troca do material do bloco) podem melhorar ainda mais esta característica, portanto se estas mudanças não se tornarem conflitantes com outras, este requisito poderá ser analisado.

- 7º - Fixações: O sistema desenvolvido possui montagem demorada e complicada, porém isto não interfere nos resultados obtidos fazendo com que este requisito se torne pouco importantes, porém, soluções como a redução no número de peças pode ajudar em outros requisitos, como por exemplo, o peso. Novamente, se essas soluções não forem conflitantes com outras este requisito poderá ser analisado.

Analisando a matriz de conflitos é possível perceber que a maioria dos requisitos possui relação negativa com o peso, ou seja, uma melhora neles pode resultar em um acréscimo de peso. Também se pode notar que alguns requisitos possuem relação positiva com a eficiência da redução. A partir disso concluímos que existe uma relação negativa indireta entre peso e eficiência da redução.

Requisitos como “fixações”, que possuem ranking baixo e relação negativa com “peso” (1º), não devem ser melhorados, a não ser que essa melhora seja de forma de reduzir o número de fixações e não melhorar a qualidade destas, fazendo com que o peso também seja reduzido.

4.3 – Modelo Funcional

Para auxiliar o desenvolvimento do novo sistema de redução foi construído também um modelo funcional mostrado abaixo na Figura 38.

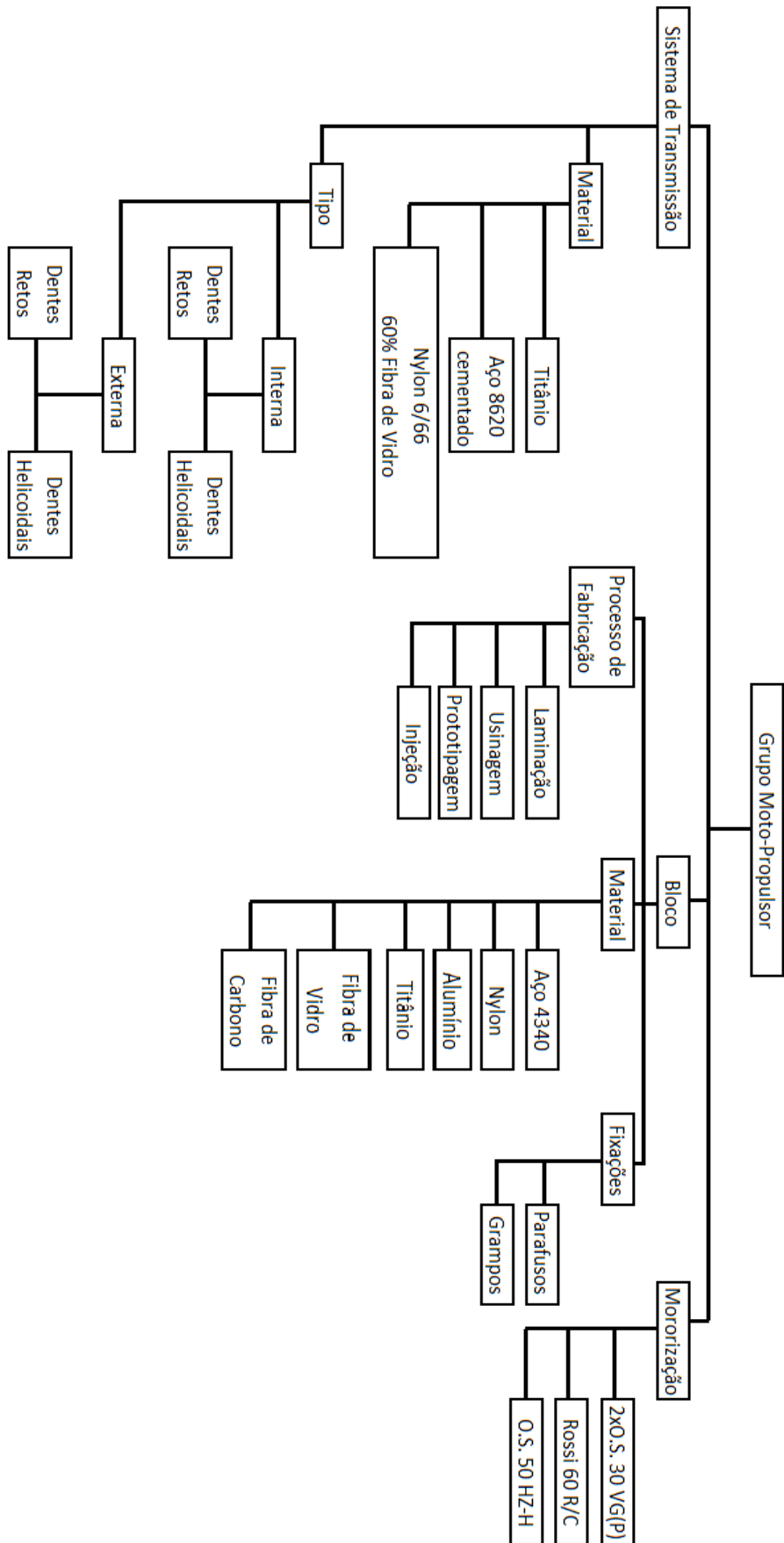


Figura 40 – Modelo funcional do sistema de transmissão.

Com este modelo funcional consegue-se uma melhor visualização dos subsistemas e suas possíveis soluções.

Para ajudar na análise foi montada também uma tabela relacionado o peso e o custo das peças que poderão ser alteradas.

Peça	Peso (g)	Custo (R\$)
Bloco	305	375,00
Coroa	101	116,70
Pinhões	31	108,40
Eixo	120	75,00
Berços de Rolamento	32	133,40

Tabela 11 – Peso e custo das peças da redução.

Pela tabela vemos que o bloco é a peça mais crítica por ser a mais pesada e mais cara e, portanto será alvo de maiores mudanças. O eixo, apesar de ser a segunda peça mais pesado, não pode ser reduzido por motivos de geometria das peças comerciais (como por exemplo, o furo da hélice) e o material utilizado em sua fabricação (aço SAE 4340) é altamente indicado para este tipo de aplicação.

Os pinhões já possuíam fator de segurança baixo e também baixo peso, portanto não necessitam de mudanças. A coroa apresentou elevados fatores de segurança e também elevado peso fazendo com que uma mudança em seu material possa ser uma boa solução.

4.4 – Projeto Conceitual

Com todas as informações coletadas através do QFD e do modelo funcional inicia-se agora o projeto do novo sistema de redução.

Inicialmente serão focadas mudanças no bloco, que pelas análises anteriores se mostrou a peça com maior potencial de melhora. A primeira mudança seria a troca do aço 4340 para o Nylon. Este material tem densidade

cerca de 7 vezes menor que o aço e é menos rígido, absorvendo melhor a vibração e se confirmando de forma a melhorar o ajuste dos pares de engrenagens. O nylon foi escolhido, pois já é utilizado em montantes comerciais de motores de aeromodelos.

Quanto à geometria, a solução escolhida foi fazer com que a coroa se torne uma engrenagem e dentes internos, fazendo com que os pinhões se aproximem um do outro, reduzindo, portanto o tamanho do bloco. Os berços dos rolamentos passaram também a fazer parte do bloco, reduzindo o número de peças, que além de reduzir peso facilita a montagem.

A Figura 39 abaixo mostra um croqui desta nova configuração.

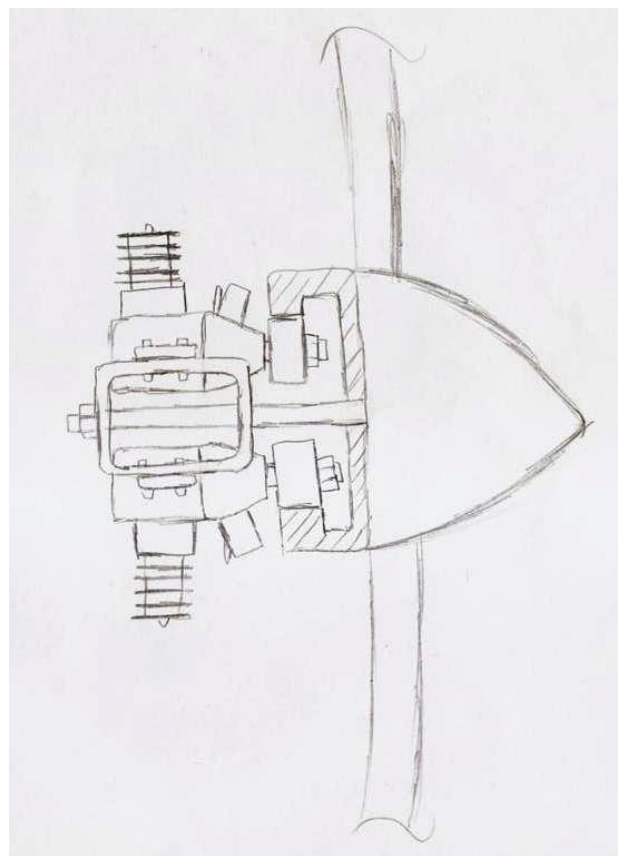


Figura 41 – Croqui da nova redução.

Para aumentar a eficiência da redução os dentes das engrenagens passaram de retos para helicoidais.

Pelas análises anteriores mudar o material dos pinhões não traria melhora significativa, porém trocar o material da coroa parecia uma idéia interessante. Dentre os materiais estudados, os que pareciam ter mais benefícios em relação ao aço 8620 cementado seriam o titânio e o Nylon 66/6 com 60% de fibra de vidro. Devido ao elevado custo do titânio ele foi desconsiderado. Os dados do Nylon foram adquiridos através do site www.matweb.com.

As engrenagens foram então redimensionadas segundo as equações (7), (8), (9), (10), (26) e (27) e os dados de entrada utilizados podem ser vistos na Tabela 12.

Rotação	28000	[RPM]
Potência	3	[HP]
m (módulo)	1,5	
Relação de transmissão	3	
Ângulo de Contato	20	[°]
Ângulo de Hélice	20	[°]
E do pinhão	200	[GPa]
Poisson do pinhão	0,3	
σ_{fp} do pinhão	344	[MPa]
σ_{hp} do pinhão	1172	[MPa]
E da coroa	20,4	[GPa]
Poisson da coroa	0,35	
σ_{fp} da coroa	237	[MPa]
σ_{hp} da coroa	301	[MPa]

Tabela 12 – Dados de entrada das engrenagens da nova redução.

Os parâmetros utilizados são mostrados na Tabela 13. Desta vez foram escolhidos parâmetros menos conservadores, como a confiabilidade que foi reduzida para 99% e a vida que foi estipulada em 90 minutos. Este valor foi encontrado considerando que um voo dura em média 2,5 minutos (considerando regulagem dos motores e uma possível arremetida) e uma aeronave faz em torno de 12 vôos (7 na competição e 5 em testes) chegando então em 30 minutos de voo. A esse valor foi somado 60 minutos de possíveis testes em bancada antes do início da fase de testes em voo.

Parâmetro	Valor	Origem
K_o	1,5	Tabela 04
K_v	2,21	Equação (19)
K_s	1	
K_h	1,256	Equação (23)
K_b	1	Figura 16
Y_j do pinhão	0,2325	Figura 09
Y_j da coroa	0,342	Figura 09
Y_n do pinhão	1	Figura 14
Y_n da coroa	1,2	Figura 14
Y_θ	1	se $T < 250^\circ\text{C}$
Y_z	1	Tabela 05
Z_e do pinhão	187,027	Equação (18)
Z_e	60,027	Equação (18)
C_f	1	
Z_i	0,414	Equação (12)
Z_n do pinhão	1	Figura 15
Z_n da coroa	1	Figura 15
C_h	1	Figura 13

Tabela 13 – Parâmetros utilizados nos cálculos das engrenagens da nova redução.

Os cálculos resultaram em uma largura de face de 6 mm. Os valores das tensões de flexão e contato e os coeficientes de segurança podem ser vistos na Tabela 14.

σ	[MPa]	Sf
pinhão	155,823	2,208
coroa	105,933	2,685
σ_{adm} do pinhão	344	
σ_{adm} da coroa	284,4	
σ_c		
pinhão	485,289	2,415
coroa	276,6572	1,088
σ_{adm} do pinhão	1172	
σ_{adm} da coroa	301	

Tabela 14 – Resultados dos cálculos das engrenagens da nova redução.

Também foram feitos os cálculos de verificação do fator de segurança do eixo. A região crítica do eixo é no assento do rolamento frontal. Os dados entrada e os parâmetros utilizados são mostrados na Tabela 15 abaixo. Esses

valores foram substituídos nas equações (29), (30), (31) e (32) para se encontrar o valor do fator de segurança.

M_a	676,875	Nmm
T_m	2665	Nmm
D	12	mm
d	10	mm
r	0,3	mm
S_{ut}	1448	MPa
S_y	972	MPa
K_t	1,4	
K_{ts}	1,1	
K_a	0,6555	
K_b	0,687	
K_e	0,814	

Tabela 15 – Parâmetros utilizados no cálculo do eixo da redução nova.

Como resultado foi encontrado um fator de segurança igual a 7,63. Apesar do valor elevado foi decidido manter o material do eixo devido às excelentes características do aço SAE 4340 para a utilização em eixos sujeitos a carregamento alternado. As dimensões do eixo não devem ser reduzidas devido à montagem com as peças comerciais.

5 – Resultados e Conclusões

Com o uso de engrenagens de dentes helicoidais estima-se alcançar uma eficiência em torno de 95%, resultando em uma tração estática em torno de 70 N. Além disso, o bloco de Poliamida deve ficar em torno de 7 vezes mais leve devido a sua menor densidade, resultando em uma peça de apenas 44g. Apesar de o bloco ser menor, ele deve ser mais robusto por ser menos resistente que um de aço 4340.

Os pinhões ficarão 40% mais leves devido a suas menores larguras de face, pesando apenas 19g. A coroa, além de ter espessura de face 40% menor, também é feita de um material cerca de 4,6 vezes menos denso, porém sua geometria em forma de “copo” possui aproximadamente o dobro do volume de uma engrenagem convencional. Seu peso estimado é em torno de 27g.

Há ainda uma redução de 32 g no peso devido à ausência dos berços de rolamentos. Com todas essas reduções na massa das peças atingiu-se um sistema cerca de 380g mais leve, o que significa uma redução de cerca de 65% no peso do sistema de redução e 20% no peso do grupo moto-propulsor.

A Tabela 16 abaixo resume as mudanças adotadas e resultados conquistados.

	Redução Antiga Material – Peso (g)	Redução Nova Material – Peso (g)
Bloco	SAE 4340 - 305	Nylon - 44
Pinhões	SAE 8620 - 31	SAE 8620 - 19
Coroar	SAE8620 - 101	Nylon 6/66 - 27
Sistema de Redução	590	210
Grupo Moto-Propulsor	1880	1504

Tabela 16 –.Resumo das Mudanças.

Ainda existem outros métodos para cálculos de engrenagens como os sugeridos por Norton e Niemann, porém o método apresentado por Shigley é mais recente e aparenta apresentar resultados mais atuais, principalmente quando se trata de reduções de pequeno porte e por isso foi o método utilizado neste trabalho.

A utilização de ferramentas como o QFD e o modelo funcional se mostrou extremamente útil, reduzindo consideravelmente o tempo de identificação dos problemas e soluções. Estas ferramentas apontam os melhores caminhos para se obter melhores resultados, como por exemplo, caminhos que possibilitam grandes melhorias com soluções simples (que foi o caso da redução de vida útil do sistema).

Com isso atingiu-se todos os objetivos propostos neste trabalho: foi desenvolvido um sistema de redução que obteve sucesso na competição SAE Aerodesign Open Class, atingindo 25 kg de MTOW e foi proposto um novo sistema mais leve e mais eficiente.

Espera-se que este sistema possa também ser construído, testado e utilizado em futuras competições e novos sistemas melhores possam ser desenvolvidos de forma a manter o nome da Equipe EESC USP de *Aerodesign* sempre entre as melhores equipes do mundo nesta competição.

Referências

Assimow, M. (1968) **Introdução ao projeto**. Editoria Mestre Jou.

Cheng, L.C. Melo Filho, L.D.R. (2007) **QFD- Planejamento da Qualidade**. Editora Edgard Blücher. 568p.

Forcellini, F.A.; Penso, C.C. (2003) Aplicação de metodologia de projeto de produtos industriais em no desenvolvimento de produtos na indústria de alimentos. **IV Congresso Brasileira de Gestão e Desenvolvimento de Produtos**. Gramado, RS. Brasil.

Pahl, G.; Beitz, W. (1996) **Engineering Design: a systematic approach**. Springer-Verlag.

Ullman K.T.; Eppinger, S.D. (1992) **Product design and development**. McGrawHill.

Rozenfeld, H. *et al.* (2005) **Gestão de desenvolvimento de produtos**. Editora: Saraiva.

Slack, N.; Johnston, R.; Chambers, S. (2002) **Administração da Produção**. Editora Atlas. 7ª. Edição.

Bibliografia

Shigley, J. (2006) **Mechanical Engineering Design**. Editora: McGraw-Hill.