



III Semana Acadêmica de Engenharia Mecânica e de Produção

“ENGENHARIA ALÉM DO TRADICIONAL E O IMPACTO DA INDÚSTRIA 4.0”

24 a 26 de setembro de 2018 no campus Viçosa da UFV
Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica – DEP
Universidade Federal de Viçosa – UFV

DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DE UMA CAIXA DE DIREÇÃO PARA O VEÍCULO DO TIPO FÓRMULA SAE STUDENT DA UFVOLTS MAJORADOS 2018

**Lucas Vinicius de Bem Juliane, Naelton Elias de Souza Cabral, Mateus Brener Reis de Sá,
Lucas Benini**

Universidade Federal de Viçosa, Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Avenida Peter Henry Rolfs, Campus Universitário - 36570-900 - Viçosa - Minas Gerais
lucas.juliane@ufv.br, naelton.cabral@ufv.br, mateus.sa@ufv.br, lucas.benini@ufv.br

Resumo: A caixa de direção do sistema de direção é a principal responsável pela dirigibilidade de um veículo tipo Fórmula SAE. O dimensionamento prévio da caixa de direção possibilita evitar erros de superdimensionamento ou mesmo falhas causadas por excesso de fadiga ou cisalhamento. O objetivo do presente trabalho é apresentar e detalhar o dimensionamento da caixa de direção do protótipo GX01E da equipe Fórmula UFVolts Majorados. Através de cálculos e conceitos de elementos de máquinas, avaliou-se a existência de falhas na caixa de direção projetada. Os resultados obtidos demonstraram que não há falhas na caixa de direção e que esta atendeu aos requisitos do protótipo GX01E.

Palavras-chave: Caixa de direção, Fórmula SAE, UFVolts Majorados.

1. INTRODUÇÃO

A competição Fórmula SAE Brasil foi criada em 2004 e reúne a cada ano equipes de diversas universidades nacionais e outras equipes convidadas que se destacam no cenário sul-americano. Cada equipe projeta e constrói um carro do tipo Fórmula. Relatórios prévios sobre custo e especificações devem ser enviados com antecedência para o comitê organizador, estes serão averiguados por especialistas. Os protótipos ainda passam por provas estáticas e dinâmicas durante a competição, sendo que cada prova é ponderada de acordo com o Fórmula SAE *Rules* vigente, sendo que o objetivo final das equipes competidoras é obter a melhor nota possível.

A equipe UFVolts Majorados executa o projeto Fórmula, na modalidade de extensão, no Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da Universidade Federal de Viçosa. No ano de 2018 a equipe estipulou a meta de construir o protótipo GX01E para participar da competição Fórmula SAE Brasil. O desenvolvimento do projeto foi subdividido por setores, cada qual trabalhando em áreas distintas do carro.

Neste contexto, o setor de direção é responsável pelo projeto e construção do sistema de direção. Deve-se destacar que o sistema de direção é responsável principalmente pelo alinhamento das rodas dianteiras após uma curva, bem como pela dirigibilidade geral do carro. Caso o volante fosse conectado diretamente nas rodas, o motorista não seria capaz de manobrar o carro, dado a necessidade da aplicação de uma força muito grande. À vista disso, é necessário um mecanismo que reduza esse esforço aplicado pelo condutor: a caixa de direção.

A caixa de direção é um sistema de redução que converte o movimento rotativo do volante em um deslocamento alternativo dos braços ligados a manga de eixo, o que ajuda a reduzir os esforços

do motorista. É composto pelo volante, pela coluna de direção, pela caixa de direção e pelos braços de direção. Diversas montagens foram utilizadas e tornaram-se obsoletas ao longo do tempo e atualmente o conjunto pinhão e cremalheira é o mais utilizado.

Este trabalho tem como finalidade o abordar o dimensionamento da caixa de direção que será utilizado no protótipo GX01E da equipe UFVolts Majorados.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O sistema de direção é fundamental no comportamento dinâmico e estático do carro. Para Gillespie (1992), esse sistema tem como função gerar um ângulo nas rodas em resposta ao esforço aplicado pelo condutor ao volante. Segundo Gardoni (2016), inicialmente era utilizado um sistema onde o eixo central pivotado sobre um pino no centro do eixo das rodas permitia a realização de manobras por meio de uma alavanca, semelhante ao encontrado em pequenas embarcações nos dias de hoje. Com o avanço das tecnologias na área automobilística, esse sistema passou por alterações que aperfeiçoaram o seu uso e melhoraram a manobrabilidade.

Atualmente, segundo Gardoni (2016), a maioria dos sistemas de direção são compostos pelo volante, que recebe o esforço do motorista e o transmite para a coluna de direção que por sua vez transfere esse esforço para o eixo da caixa de direção. Esse movimento é transferido para as barras de direção ligadas às extremidades da cremalheira e aos terminais rotulares, que transmitem o movimento final às rodas, fazendo com que o veículo atenda a solicitação de direção dada pelo condutor. Existem diversos tipos de montagens de caixas de direção hoje em dia. Alguns exemplos são as compostas por sem fim e coroa, rolete e sem fim e pinhão e cremalheira. A última, montagem mais comum atualmente, ainda pode se dividir em pinhão e cremalheira sem assistência ou pinhão e cremalheira com assistência. Quando se trata da montagem com assistência temos como exemplo a caixa de direção elétrica e hidráulica.

3. METODOLOGIA

Entre os diversos modelos de caixa de direção que existem disponíveis no mercado, optou-se pelo modelo de pinhão e cremalheira sem assistência. Este modelo possui o menor custo entre os que atendem as especificações de projeto da equipe, possui facilidade de construção e, como o protótipo não tem um peso elevado, um sistema de redução mais avançado, como a direção elétrica ou hidráulica, aumentaria o custo do projeto.

Para o projeto foi estabelecida a restrição de que com uma volta e meia no volante o pinhão percorresse todo o curso da cremalheira. Foi considerado também que o preço era um fator limitante, tendo em vista que a Equipe UFVolts foi criada recentemente e ainda não possui muitos recursos. O peso do sistema é fator essencial, visto que, quanto menor, melhor é o desempenho do carro. Por fim, a simplificação do sistema usando componentes que podem ser encontrados facilmente no mercado, para no caso de impossibilidade ou complexidade da usinagem, a opção de compra seja viável.

Inicialmente foram dimensionados o pinhão e a cremalheira, posteriormente o eixo, seguido da escolha do rolamento e da chaveta. Por fim, o projeto dos componentes individuais e a montagem do sistema com a caixa de direção foi efetuada no *software* SolidWorks®.

4. RESULTADOS

4.1 Pinhão e cremalheira

Para o pinhão optou-se por uma engrenagem de dentes retos e altura completa. É necessário, para o início do dimensionamento deste obter seu diâmetro primitivo, calculado pela Eq. (1) (como um dos requisitos do projeto o número de voltas do volante deve ser uma volta e meia).

$$dp = \frac{c}{\pi \times Nv} \quad (1)$$

Onde: c é o curso total da cremalheira e Nv é o número de voltas do volante.

A fim de simplificar o projeto do pinhão foi estipulado o $dp = 38$ mm. Através da consulta do catálogo do fabricante de engrenagem verificou-se que para $dp = 38$ mm, o diâmetro externo do pinhão deve ser de 40 mm, a largura da face do dente de 15 mm, um ângulo de pressão de 20° e modulo igual a 1. O projeto da cremalheira é totalmente dependente do pinhão, visto que os ângulos de pressão e os módulos de ambos devem ser igual e sua face quadrática ter arestas de 15 mm. Após o dimensionamento é necessário garantir que a engrenagem escolhida irá suportar a força gerada pelo torque no volante. Para isso, calcula-se a tensão de fadiga efetiva utilizando a Eq. (2).

$$S_n = S'_n \times C_L \times C_G \times C_S \times k_r \times k_t \times k_{ms} \quad (2)$$

Considerando o material a ser empregado na fabricação da cremalheira, optou-se pelo o aço AISI 1045, em virtude do fator econômico e da vasta disponibilidade comercial. Este possui uma resistência à tração de 630 MPa e ao escoamento de 530 MPa. Com o aço escolhido e a determinação dos fatores que afetam a tensão de fadiga suportada, e ainda usando um coeficiente de segurança de 1,1 encontra-se o limite de resistência à fadiga de 177,7 MPa. Esse valor será utilizado como a tensão de flexão (σ) nos dentes nos passos a seguir. A força tangencial máxima suportada pelo conjunto pinhão e cremalheira foi determinada através da Eq. (3).

$$\frac{1}{F_t} = \frac{P}{\sigma \times b \times j} \times K_v \times K_o \times K_m \quad (3)$$

$$F_t = 459,3 \text{ N}$$

Embora haja uma certa escassez de informações sobre o torque máximo que um piloto pode aplicar sobre o volante, tomando como base (Gardone Junior, 2016) considerou-se o torque máximo exercido pelo piloto sobre o volante de 8,5 Nm. Assim foi possível determinar o diâmetro mínimo do pinhão, de 37 mm por meio da Eq (4).

$$d = \frac{2 \times T}{F_t} \quad (4)$$

Como esta máxima tensão ocorre no topo do dente, pois é o braço máximo de alavanca para esse o torque, o valor de 37 mm corresponde ao diâmetro externo da engrenagem. Como foi determinado anteriormente que o diâmetro externo da peça seria 40 mm, esta irá suportar as cargas geradas pelo torque. O cálculo da tensão de superfície do dente pela Eq. (5) é necessário para a análise da fadiga superficial no mesmo. Utilizando um fator de segurança de 10% obtém-se um S'_H de 534,9 MPa.

$$S_H = S_{fe} \times C_{Li} \times C_b \quad (5)$$

Em seguida, calcula-se a força máxima admissível no dente através da Eq. (6).

$$\sigma = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b \times dp \times l} \times K_v \times K_o \times K_m} \quad (6)$$

Como todas as variáveis, com exceção de F_t (que é a procurada), dessa equação são conhecidas ou tem-se dados para determina-las, resolve-se a equação e obtém-se para F_t um valor de 440,17 N. Novamente usando um torque máximo de 8,5 N.m, pela Eq. (7) é possível encontrar que o diâmetro mínimo do pinhão pela análise de fadiga superficial é 38,6 mm. Pelo fato do diâmetro externo da peça escolhida ser de 40 mm, sabe-se que a mesma suportará as tensões geradas pelo torque.

$$d = \frac{2 \times T}{F_t} \quad (7)$$

4.2 Eixo, rolamento e chaveta

O eixo de direção, que é ligado ao pinhão através de uma montagem por interferência e à coluna de direção por meio de uma junta universal, foi usinado usando o aço AISI 1045 estirado a frio. Aplicando o Critério de Gerber e tomando o torque alternante e o momento médio igual a zero tem-se a forma reduzida desse método, que é dada pela Eq. (8), desse modo é possível determinar o diâmetro mínimo do eixo para o material escolhido.

$$d = \left(\frac{16nK_fM_a}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + 3 \left(\frac{K_{fs}T_mS_e}{K_fM_aS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

A Eq. (8) exige uma estimativa precisa do momento alternante (M_a) e do torque médio (T_m) no eixo. Para o torque assume-se o mesmo valor do utilizado nos cálculos dos esforços no pinhão ($T_m = 8,5$ N.m). A força radial pode ser calculada a partir da Eq. (9), onde o ângulo \emptyset é o ângulo de pressão de 20° e a força tangente já determinada acima é $F_t = 459,3$ N, acha-se $F_r = 167,17$ N, e, usando a Eq. (10) tem-se $M_a = 3,34$ N.m.

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \emptyset \quad (9)$$

$$M_a = F_r \cdot \frac{d_e}{2} \quad (10)$$

Por fim, encontrado todos os parâmetros, volta-se a Eq. (8) e o valor encontrado para o diâmetro mínimo do eixo é $11,902$ mm, que por conveniência pode ser arredondado para 12 mm sem que isso gere alterações significativas no projeto.

O novo fator de segurança, visto que o valor de 2 era para um eixo de $11,902$ mm, pode ser encontrado isolando a variável a ser determinada (n) a partir da equação de Gerber. Com isso, chega-se na Eq. (11), e usando a nova dimensão desse componente ($d = 12$ mm) acha-se $n = 2,09$.

$$n = \frac{\pi S_e d^3}{16K_fM_a \left\{ 1 + \left[1 + 3 \left(\frac{K_{fs}T_mS_e}{K_fM_aS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} \quad (11)$$

Com o intuito de minimizar os efeitos nocivos entre as superfícies do eixo e seus apoios, foi inserido no projeto da caixa de direção um rolamento de tamanho padrão. Determina-se a vida útil do rolamento utilizando o método de Palmgren, dado pela Eq. (12).

$$L = L_r \left(\frac{C}{F_r} \right)^{3,33} \quad (12)$$

O rolamento escolhido deve ter um diâmetro interno equivalente ao do pinhão determinado no projeto. Sendo esse diâmetro de 8 mm, analisando um catálogo de rolamentos de rolamentos rígidos de esfera da SKF, opta-se pelo modelo $618/8$. Os dados fornecidos pela própria empresa estão apresentados no Anexo A-1. Do Anexo A-1, tem-se $C = 819$ N. A força radial será igual à aplicada no eixo e sabendo que L_r é uma constante e seu valor é 9×10^7 revoluções, encontra-se um $L = 1,788 \times 10^{10}$ revoluções. Como os rolamentos suportam um número de ciclos da ordem de 10^{12} rotações, pode-se afirmar que o escolhido apresentará vida útil infinita. Para finalizar a parte de dimensionamento do projeto, tem-se a chaveta, que une o eixo ao pinhão através de ranhuras, tem a forma de um prisma retangular, e sua finalidade é dar uma rotação síncrona para os dois componentes. A Eq. (13) retorna o torque na chaveta.

$$T = \frac{S_y \cdot L \cdot d^2}{16} \quad (13)$$

Como será usinada a partir de um aço 1045, tem-se $S_y = 530$ MPa, d é o diâmetro do eixo e L o comprimento da chaveta, que será de 25 mm. Com esses dados encontra-se $T = 82,81$ N.m. Logo, o torque máximo suportado pela chaveta é maior do que o torque dado ao eixo quando o piloto gira o volante, desta forma sabe-se que a chaveta não vai sofrer cisalhamento devido a esse torque. Pode-se definir as dimensões desta, assim como os rasgos no eixo e na engrenagem de acordo com a Anexo A – 2, que segue a norma DIN 6885/1. Todos os coeficientes e constantes adotados nas equações da Tab. 1 foram retirados de Budynas e Nisbett (2011) e Juvinall (2013).

Tabela 1 – Resultados das Equações para dimensionamento do sistema de direção.

Equação	Resultado
Eq. (1)	$d_p = 37,14$ mm
Eq. (2)	$S_n = 197,44$ Mpa
Eq. (3)	$F_t = 459,3$ N
Eq. (4)	$d = 37,01$ mm
Eq. (5)	$S_H = 594,3$ Mpa
Eq. (6)	$F_t = 440,17$ N
Eq. (7)	$d = 11,902$ mm
Eq. (8)	$F_r = 167,17$ N
Eq. (9)	$M_a = 3,34$ N.m
Eq. (10)	$n = 2,09$
Eq. (11)	$L = 1,788 \times 10^{10}$
Eq. (12)	$T = 82,81$ N.m

Com o resultado dessas equações, foi possível dimensionar todos os componentes da caixa de direção. Ao verificar que os resultados obtidos eram confiáveis em relação aos esforços que serão aplicados no protótipo, foi dado início à etapa final do projeto, o desenho das peças e montagem do sistema em um *software* SolidWorks® (Fig. 1). Com a montagem da caixa feita no *software* SolidWorks®, foi possível determinar seu peso através das ferramentas disponibilizadas pelo programa. O peso da montagem final foi de aproximadamente 300 g, um resultado bastante satisfatório, tendo em vista que quanto menor o peso do veículo, melhor o seu desempenho em provas como a de aceleração e é possível alcançar maiores velocidades.

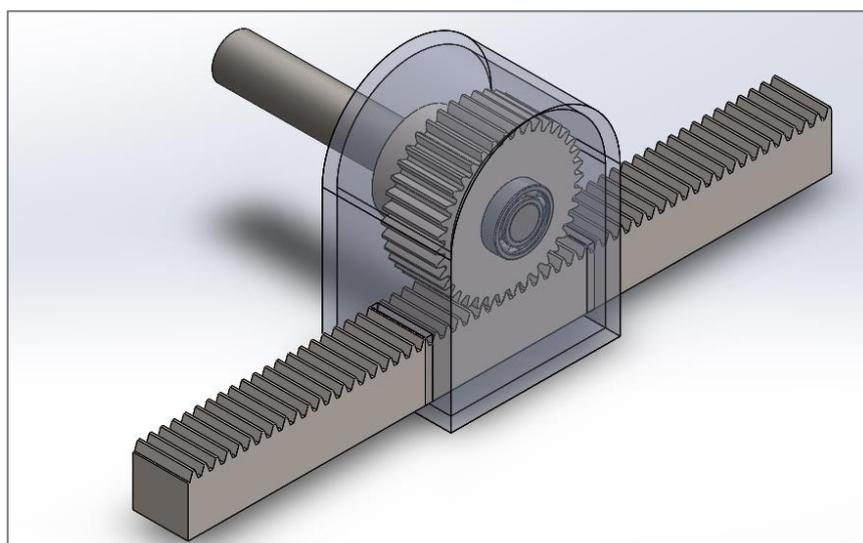


Figura 1 - Montagem final da caixa de direção.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho abordou o dimensionamento de uma caixa de direção para o protótipo GX01E. Os componentes foram dimensionados com base nas recomendações e cálculos de Budynas e Nisbett (2011) e Juvinal e Marshek (2013). Com os resultados atingidos neste trabalho conclui-se que:

- O projeto assegurou que todas as restrições dadas pelo regulamento da competição foram atendidas. Além disso, algumas decisões tomadas aqui, como os materiais a serem utilizados, a decisão de compra ou fabricação da peça e os processos de fabricação que serão utilizados, ajudam efetivamente com o andamento do projeto, tornando-o mais objetivo em seu desenvolvimento.
- A utilização de rolamento e engrenagem padronizado, bem como as simplificações dos componentes, foi feita conforme uma análise custo-benefício, assim, foi observado um impacto positivo no custo final do produto sem haver alterações estruturais significativas do projeto final.
- Por meio das análises realizadas, evita-se problemas como futuros erros de superdimensionamento de componentes, o que afetaria negativamente o peso e o funcionamento do sistema, até falhas causadas por fadiga ou cisalhamento. Além disso, esse estudo pôde conferir a confiabilidade esperada do projeto, comprovando que as determinações dos materiais e os dimensionamentos adotados satisfizeram os requisitos mecânicos do sistema.

REFERÊNCIAS

- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. “Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica” 8. ed. Porto Alegre, 2011.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. “Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas”, 4. ed. Rio de Janeiro, 2013
- GARDONE JUNIOR, A. C. “Processo de desenvolvimento de produto aplicado no projeto de caixa de direção para veículo Fórmula SAE”, 2016, 117 f. Trabalho de Conclusão de curso – Universidade Federal de Juiz de Fora, 2016.
- GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE, 1992.

ANEXO A

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	0.819	kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	0.3	kN
Limite de carga de fadiga	P _u	0.012	kN
Velocidade de referência		90000	r/min
Velocidade-limite		56000	r/min
Fator de cálculo	k _r	0.015	
Fator de cálculo	f ₀	7.5	

Massa

Massa do rolamento		0.003	kg
--------------------	--	-------	----

Figura 1 - Propriedades do rolamento 618/8 da SKF.

TABELA DE FURO E RASGO DE CHAVETA CONFORME NORMA DIN 6885/1



Ø do eixo		Dimensões da chaveta		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
d		Aço AISI 1045 Trefilado		Tolerância Admissível		Tolerância Admissível		máximo	mínimo
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁		t ₂			
6	8	2	2	1,2	+ 0,1	1	+ 0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+ 0,1	2,3	+ 0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+ 0,1	2,8	+ 0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+ 0,2	3,3	+ 0,2	0,25	0,16

Figura 2 - Tabela de furo e rasgo de chaveta conforme norma DIN 6885/1.