

JOSÉ VITOR TEIXEIRA PAULINICH

**UMA CONTRIBUIÇÃO PARA A REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ROTATIVO TIPO TWIN-ROTOR
PISTON**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE
UBERLÂNDIA FACULDADE DE
ENGENHARIA MECÂNICA

2019

JOSÉ VITOR TEIXEIRA PAULINICH

**UMA CONTRIBUIÇÃO PARA A REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ROTATIVO TIPO TWIN-ROTOR
PISTON**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica.**

Área de concentração: Vibração, Balanceamento e Simulação

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

Uberlândia - MG

2019

JOSÉ VITOR TEIXEIRA PAULINICH

**UMA CONTRIBUIÇÃO PARA A REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ROTATIVO TIPO TWIN-ROTOR
PISTON**

Projeto de conclusão de curso **APROVADO** pelo
Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia
Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato - Orientador
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Márcio Peres de Souza
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade
Universidade Federal de Uberlândia

Uberlândia, 20 de dezembro de 2019

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer em primeiro lugar toda a minha família: Ivana, José, Lara, Cláudia, Ivone, Sandra, Sílvia, Lucas, Álvaro, Chico, Fred. A todos os grandes amigos que fiz durante toda essa trajetória em Uberlândia, em especial: Álvaro Assunção Miziara “Tiozão”, Alexandre, Joel, Bruno, Tomás, Solé, Fernando, Jacob, Marcus, Luís, Nicolas Azambuja, Nicolás Conley, Filipe, Eurico, Prof. Fernando. Agradecimento especial para Taynara Rodrigues pelos momentos juntos. Ao professor Alexandre Zuquete Guarato, pela paciência e oportunidade de ter participado do projeto Kopelrot.

Gostaria de agradecer ao instituto Serrapilheira e a CAPES.

PAULINICH, J. V. T. **Uma contribuição para a redução de vibrações de um motor de combustão interna rotativo tipo *Twin-Rotor Piston***. 2019. 59 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

RESUMO

Este trabalho apresenta dois métodos para redução da vibração de um motor rotativo do tipo *Twin Rotor Piston* (TRP). O primeiro deles é o balanceamento mássico de peças girantes, a partir de otimizações topológicas, com o objetivo de reduzir esforços resultantes do desbalanceamento. O segundo método foi uma escolha mais precisa do tipo de rolamento com o objetivo de adequar às solicitações impostas pelos esforços e consequentemente reduzir a vibração. Para o primeiro método foram feitas análises usando um *software* comercial, alterando a geometria das peças com o intuito de convergir o centro de massa com o centro de giro. As alterações geométricas passaram por um teste estático de tensão e somente as que resistiam aos esforços teóricos impostos foram consideradas. Na escolha dos rolamentos foram considerados o espaço disponível e capacidade de suportar cargas estáticas. Um dos rolamentos de agulha escolhidos mostrou ser 314,0% mais eficiente quanto à carga estática e aproximadamente 100g mais leve, além de possuir diâmetro 61,5% menor, quando comparados com o de esferas.

Palavras Chave: vibração, motores rotativos, otimização topológica, elementos finitos, falha estática.

PAULINICH, J. V. T. **A contribution to the vibration reduction of internal combustion rotary engine defined as *Twin Rotor Piston***. Graduation Project, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Brazil.

ABSTRACT

The following work presents two methods to reduce vibration in a rotary engine described as *Twin Rotor Piston* (TRP). The first method consists in balancing moving parts, from topological optimizations, avoiding stresses from unbalance. The second method was a more precise choice of bearing type with the objective of adapting to stress demands and consequently reducing vibration. Commercial software was used in the section of balancing to change geometry of parts in order to converge the center of mass with center of rotation. These geometric changes were certified in a stress test in the software, and only were accounted best results. In choosing the bearings section, the available space and capacity to withstand static loads and mass were considered. One of the needle bearings chosen was 314.0% more efficient in static loading, approximately 100g lighter, and had 61.5% smaller diameter when compared to the ball bearing.

Keywords: Rotary engines; Twin Rotor Piston Engines; Topological optimization, Vibration, Finite Elements, Bearings;

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Acoplamento dos rotores e montagem.	3
Figura 2 -Funcionamento da câmara de combustão.	4
Figura 3 – Principais partes do motor TRP-VCR.	5
Figura 4: Excentricidade do motor.	6
Figura 5: Fluxograma explicando a excentricidade.	6
Figura 6: Momento em que o conjunto vermelho e verde interrompe o movimento	7
Figura 7: Imagem de um cardióide e um nefróide respectivamente.	7
Figura 8: Comparação de flutuação da velocidade angular rotativa	8
Figura 9: Comparação de vibração vertical sem carga.	8
Figura 10: Exemplo de motor Wankel.	9
Figura 11: Exemplo de motor alternativo	9
Figura 12: Comparação da Flutuação do torque entre motores rotativos e alternativos.	10
Figura 13: Comparação da taxa da flutuação de Velocidade angular.	10
Figura 14: Exemplo de desbalanceamento estático e correção. Adaptado.	12
Figura 15: Exemplo de desbalanceamento dinâmico	12
Figura 16: Classificação dos materiais segundo	15
Figura 17a: Fratura Frágil em um aço doce (esquerda) e Figura 17b Fratura Dúctil em um alumínio (direita) .	16
Figura 18: Evolução da propagação de trincas por fadiga	17
Figura 19: Composição Químicos do aço SAE 4340.	18
Figura 20: Principais Propriedades do aço 4340.	19
Figura 21: Esquema da metodologia do balanceamento realizado.	20
Figura 22: Posição e largura das classes de tolerância para eixo e mancal.	21
Figura 23: Lista de componentes do DVDm. Em verde as peças escolhidas para serem balanceadas	22
Figura 24: Vista lateral do motor.	23
Figura 25: Vista frontal e lateral do braço menor antigo	23
Figura 26: Vista lateral do motor.....	24
Figura 27: Torque em um sistema.	25
Figura 28: Pressão no cilindro para o teste com Etanol.	26
Figura 29: Ilustração das simplificações na câmara de combustão.	26
Figura 30: Esboço do desenho do pistão.	27
Figura 31: Vista Lateral do motor mostrando a redução.	28
Figura 32: Malha padrão adotada em todas as simulações do trabalho.	29
Figura 33: Exemplo de aplicação do torque para as simulações (Setas da cor roxa).	29
Figura 34: Exemplo de Resultado de uma simulação.	30
Figura 35: Comparação entre rolamento de esfera e agulha.....	32
Figura 36: Comparação entre rolamento de esfera e agulha montados em um eixo.	32

Figura 37: Propriedade dos rolamentos escolhidos	33
Figura 38: Biela Banana antes das alterações (esquerda) e após modificações (direita);	34
Figura 39: Exemplo de um movimento epiciclóide com $k=1$	34
Figura 40: Biela Banana antes das modificações do diâmetro interno (esquerda) e depois (direita);	35
Figura 41: Biela Banana após modificações do comprimento inferior depois (esquerda) e antes (direita);	35
Figura 42: Pino da biela banana.	36
Figura 43: Montagem da biela banana com o Pino e os rolamentos.	36
Figura 44: Braço da planetária antes e depois da modificação.	37
Figura 45: Braço da planetária antes e depois da modificação.	38
Figura 46: Braço transição maior após aumento do comprimento da parte superior	38
Figura 47: Braço transição menor após aumento do comprimento da parte superior.	39
<i>Figura 48:</i> Quantidade e preço dos rolamentos escolhidos.	39
Figura 49: Propriedades do rolamento rígido de esferas	40
Figura 50: Comparação da distância do CG do braço maior (centro de gravidade) antes das modificações;	42
Figura 51: Comparação da distância do CG do braço maior (centro de gravidade) depois das modificações;	42
Figura 52: Comparação do aumento do raio de arredondamento no centro do braço maior antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;	43
Figura 53: Comparação da diminuição da espessura do braço maior antes (esquerda) e depois (direita) das Modificações	43
Figura 54: Análise estática do material SAE 1045. Vista lateral do braço maior	44
Figura 55: Análise estática do material SAE 1045. Vista frontal do braço maior	45
Figura 56: Análise estática do material SAE 4340. Vista lateral do braço maior	46
Figura 57: Análise estática do material SAE 4340. Vista frontal do braço maior	47
Figura 58: Comparação do aumento da espessura do contra peso do braço menor antes (esquerda) e depois (direita) das modificações	48
Figura 59: Comparação do aumento do raio do braço menor na parte superior antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;	49
Figura 60: Comparação do aumento do raio do braço menor no centro antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;	49
Figura 61: Comparação da diminuição da distância do CG (centro de gravidade) do braço menor antes (esquerda) e depois (direita) das modificações.	50
Figura 62: Resultado da Simulação com material SAE 4340 após mudanças geométricas (vista frontal).....	51
Figura 63: Resultado da Simulação com material SAE 4340 após mudanças geométricas (vista lateral)	52
Figura 64: Simulação com material SAE 1045	53

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

TRP-VCR: *Twin Rotor Piston - Variable Compression Ratio*

ECS: *Energy Conversion System* – Sistema de Conversão de Energia

DVDM: *Differential Velocity Drive Mechanism* – Mecanismo de Acionamento de Velocidade Diferencial

SUMÁRIO

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Histórico dos motores a combustão.....	2
1.3 O TRP-VCR.....	3
1.4 Revisão Bibliográfica.....	8
1.4.1 Vibração no motor Wankel.....	8
1.4.2 Princípio de balanceamento.....	11
1.4.3 Elementos Finitos.....	13
1.4.4 Materiais e tipos de falha.....	15
1.4.5 Sobre o aço SAE-4340.....	17
1.5 Metodologia do Projeto.....	19

CAPÍTULO II

BALANCEAMENTO MÁSSICO	22
2.1 Características das peças a serem balanceadas.....	22
2.1.1 Braço de transição menor.....	23
2.1.2 Braço de transição maior.....	24
2.2 Considerações para o torque escolhido.....	24
2.3 Características das simulações realizadas.....	28

CAPÍTULO III

ESCOLHA DOS ROLAMENTOS	31
3.1 Critério de escolha dos rolamentos.....	31
3.2 Modificações realizadas.....	33
3.2.1 Biela Banana.....	33
3.2.2 Pino da Biela Banana.....	36
3.2.3 Braço da Planetária.....	37
3.2.4 Braço de Transição Maior.....	38
3.2.5 Braço de transição Menor.....	39
3.3 Resultado dos rolamentos escolhidos.....	39

CAPÍTULO IV

RESULTADOS DOS BALANCEAMENTOS	41
--	-----------

4.1 Braço de transição maior	41
4.2 Braço de transição menor	48

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES	54
5.1 Conclusões e considerações finais.....	54

CAPÍTULO VI

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	55
6.1 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	55

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

É imutável a procura do setor automobilístico por inovação e novas tecnologias, principalmente no aumento de eficiência, diminuição de consumo e emissão de gases poluentes. Os motores alternativos estão bastante consolidados no mercado mundial, porém estão sendo substituídos aos poucos pelos motores elétricos, ainda que precipitadamente. Os veículos com bateria elétrica (*Battery electric vehicles*) estão ficando cada vez mais baratos em comparação com os reciprocantes, com um grande potencial de redução da emissão de gases do efeito estufa (Dominkovic, 2018). Alguns estudos, entretanto, mostraram que um motor diesel (Mercedes C220d) emite menos gases do que um motor elétrico (Tesla modelo 3). Além disso, é preciso levar em consideração o impacto ambiental durante a manufatura, principalmente da bateria, e não somente sua emissão após fabricação. (Buchal, 2019).

Os motores rotativos têm importante papel na história dos motores, sendo Felix Wankel o pai dos motores rotativos. O motor desenvolvido por Felix Wankel originou-se no período entre guerras, sendo constituído por quatro tempos. Somente na década de 50, Felix consegue realizar os primeiros testes experimentais, em função do resultado da Segunda Guerra Mundial. Em parceria com a NSU, o seu motor começa a ser fabricado pela empresa, atingindo o feito do primeiro motor rotativo ser produzido comercialmente em escala industrial. Alguns anos depois, o motor Wankel passa a ser utilizado em diversas montadoras ao redor do mundo. A Mazda no ano de 1961 obtém os direitos de fabricar o motor rotativo Wankel da antiga NSU, utilizando-o em diversos automóveis. Por quase 50 anos a Mazda continua a usar os motores rotativos. Seu mais famoso motor é o RX-8, que não foi aprovado por causa dos altos índices de emissão de gases, sendo barrado pela Euro 5. (Yamamoto, 1971).

Outras variações de motores rotativos surgiram ao longo dos anos, como é o caso do TRP (*Twin-Rotor Piston*). Tal configuração de motor traz várias vantagens dos motores rotativos combinando com uma melhor vedação. A vibração, entretanto, ainda é um problema a ser resolvido, já que é inerente ao movimento do motor. Uma parceria entre a UFU e a PUC-Rio foi formada e os pesquisadores estudaram o ciclo Atkinson/Miller aplicado ao motor TRP,

concluindo um ganho médio de 20% na eficiência (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2015). Outro grande feito da parceria foi o desenvolvimento da geometria do motor para uma configuração que proporcionasse uma variação da taxa de compressão. As taxas de compressão variariam entre 8:1 e 42:1, podendo ser controladas por dispositivos apropriados. (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

A junção do aparato de variação da taxa de compressão deu origem a um projeto, nomeando o motor de TRP-VCR (Twin Rotor Piston - Variable Compression Ratio). Tal mudança possibilita uma busca por melhoria expandindo as possibilidades para diferentes regimes. A grande vantagem dos TRP-VCR é a variação do ponto ótimo da taxa de compressão para diferentes combustíveis, diferentemente dos motores alternativos tipo flex que saem de fábrica com taxa de compressão fixa, intermediário entre os ótimos dos combustíveis.

Uma nova etapa do TRP-VCR surgiu com a continuidade, visando a solução de vários problemas nas etapas anteriores (Silva, 2018). Certamente outros tipos de inconveniências surgiram como a vibração, vedação e termodinâmica. Visando a melhoria do projeto atual, o presente trabalho tem como objetivo reduzir a vibração do motor, com o correto balanceamento das peças girantes, e a escolha mais adequada de rolamentos para suportar as tensões do motor.

1.2 Histórico dos motores a combustão

A história dos motores começa em 1876, quando Nikolaus August Otto conseguiu de forma prática desenvolver um motor a combustão interna alternativo. Dez anos mais tarde, Gottlieb Daimler aplicou a ideia em um automóvel. Na mesma época, James Atkinson criou um motor alternativo a pistão, tendo um curso de expansão mais longo em relação à compressão. Tal configuração é usada visando a obtenção de maiores eficiências (Atkinson, 1887).

A partir daí, outros memoráveis inventores deixaram sua contribuição para o desenvolvimento tecnológico dos motores. Entretanto, pouco ou quase nenhum espaço foi dado para os motores rotativos quando comparados aos alternativos (Yamamoto, 1981).

Podemos dizer que o pai dos motores rotativos é Felix Wankel. O motor desenvolvido por Felix Wankel originou-se no período entre guerras, sendo constituído por quatro tempos. Somente na década de 50, Felix consegue realizar os primeiros testes experimentais, em função do resultado da Segunda Guerra Mundial. Em parceria com a NSU, o seu motor começa a ser fabricado pela empresa, atingindo o feito do primeiro motor rotativo ser produzido

comercialmente em escala industrial. Alguns anos depois, o motor Wankel passa a ser utilizado em diversas montadoras ao redor do mundo (Yamamoto, 1971)

A Mazda (antiga Tokyo Kogyo Co) no ano de 1961 obtém os direitos de fabricar o motor rotativo Wankel da antiga NSU, utilizando-o em diversos automóveis (Yamamoto, 1971). Por quase 50 anos a Mazda continua a usar os motores rotativos. Seu mais famoso motor é o RX-8, que não foi aprovado por causa dos altos índices de emissão de gases.

1.3 O TRP-VCR

Conhecido e classificado como “cat-and-mouse engine”, o TRP-VCR é um motor cuja combustão ocorre em pistões rotativos, onde de maneira alternada, um se movimenta e o outro não no mesmo eixo de rotação (ver *Figura 1*). Quanto ao movimento, é constituído de dois rotores coaxiais com duplo pistão, colocados de forma oposta. Seguindo a *Figura 1*, temos em amarelo o rotor interno e em azul claro o rotor externo. A combinação dos rotores é acoplada em uma câmara de combustão que pode ter característica toroidal ou circular.

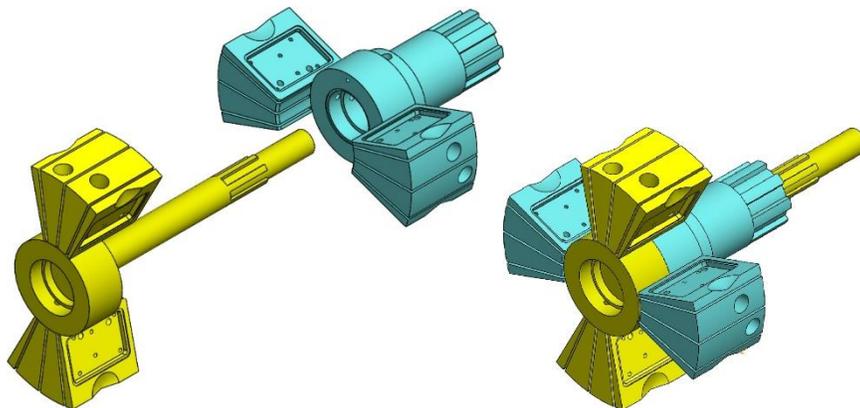


Figura 1 – Acoplamento dos rotores e montagem.

Com dois pistões por rotor, temos quatro volumes distintos na câmara. Em cada um desses volumes ocorre um dos quatro tempos do ciclo termodinâmico (admissão, compressão, expansão e exaustão), como mostrado na *Figura 2*. Cada ciclo ocorre sempre na mesma posição, o que possibilita a realização da admissão e exaustão sem válvulas, apenas com janelas na câmara cilíndrica, que são fechadas e abertas pela passagem do pistão. Entretanto para que haja tal variação de volume, é imprescindível a velocidade relativa variável, resultando na aceleração e

desaceleração dos rotores alternadamente. Tal variação na velocidade relativa, implica em uma aproximação de uma face contra a outra, reduzindo volumes diametralmente opostos, resultando nos tempos de compressão e exaustão. Já o outro lado da face ocorre o efeito contrário: aumentam-se os volumes criando os tempos de admissão e expansão.

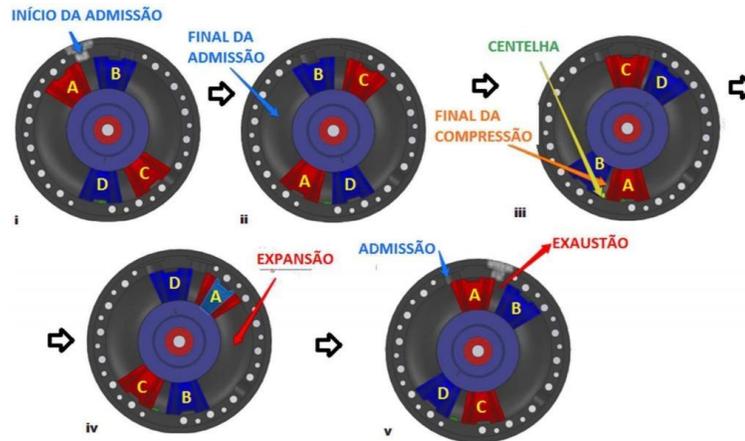


Figura 2 -Funcionamento da câmara de combustão. Fonte: (SILVA, 2018).

A criação do ciclo completo (Admissão, Compressão, Expansão e Exaustão), é obtido através do movimento de aceleração e desaceleração dos pistões, comumente chamado de *cat-and-mouse*.

O TRP-VCR é dotado de um sistema de acionamento de velocidade diferencial chamado DVDM (*Differential Velocity Drive Mechanism*). Tal mecanismo é composto por um sistema de engrenagem e bielas que garante o movimento em um sentido e o uniformiza no eixo de saída do motor.

Em um estudo realizado por Guarato, Ticona, Braga (2015), foi mensurada a eficiência do motor TRP, levando em consideração o ciclo de Atkinson/Miller. Tal ciclo desloca um maior volume durante a expansão quando comparado com o volume deslocado da admissão. Cada tempo do *Twin Rotor Piston* ocorre em uma área diferente do motor. Ao adicionar um rebaixo no tempo da expansão resultou-se em um ganho de aproximadamente 20% quando comparado com um ciclo Otto considerando o mesmo motor.

No ano seguinte, Guarato, Ticona, Braga (2016) definiram o novo motor como TRP-VCR agora com taxa de compressão variável. O motor foi subdividido em 2 grandes partes como mostra a Figura 3.

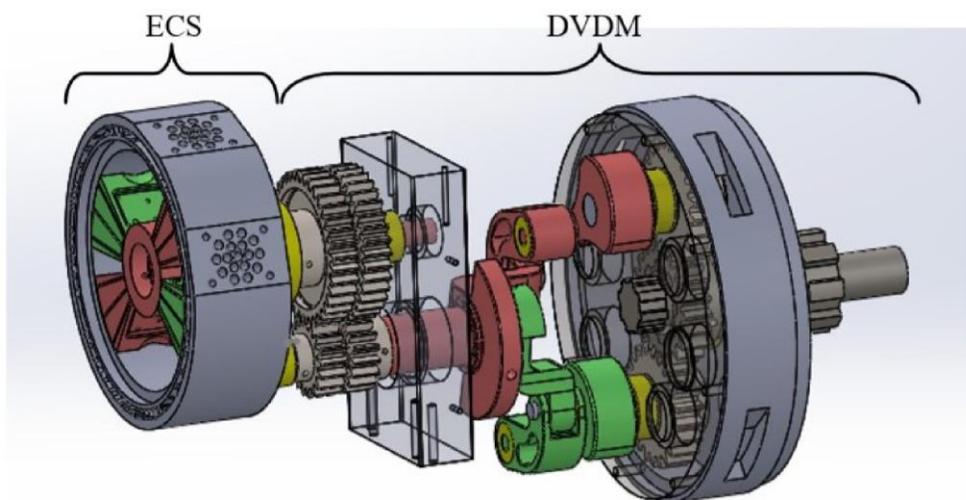


Figura 3 – Principais partes do motor TRP-VCR. Fonte: (GUARATO; TICONA; BRAGA, 2016).

Silva, F. T. (2018) listou 26 peças do que realizam o movimento de transmissão de potência.

Segundo Heywood (2018), taxa de compressão é definida como a relação entre o volume da mistura inicialmente admitido e o volume final ao final da compressão. No TRP-VCR a taxa de compressão é alterada variando-se a distância entre o eixo de saída do DVDM e o eixo dos rotores (*ECS – Energy Conversion System*). Tal variação também é chamada de excentricidade, sendo controlada por uma manivela na parte lateral do motor. Pode-se visualizar de forma mais clara observando a *Figura 4* que descreve o procedimento de variação. A variação da excentricidade do motor gera um deslocamento do ponto inicial de um dos pares dos pistões, resultando em uma maior aproximação na compressão. Uma pequena variação de 10 mm no desalinhamento dos eixos pode gerar uma variação de 8:1 a 42:1, ampliando a diversidade de combustíveis e misturas possíveis de serem aproveitados. Pela *Figura 4* pode-se observar a variação da excentricidade do motor. Observando a *Figura 5* entende-se melhor o esquema de funcionamento da variação da taxa de compressão (GUARATO, TICONA, BRAGA, 2016).

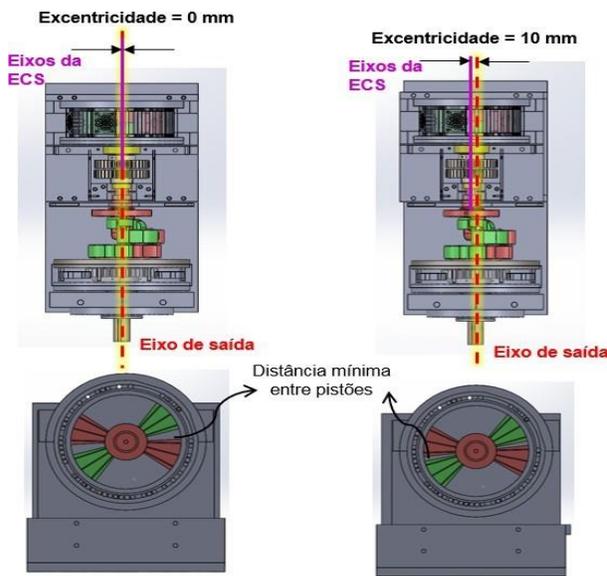


Figura 4: Excentricidade do motor. Creditos: Silva, F. T.



Figura 5: Fluxograma explicando a excentricidade.

Antes de entender o problema da vibração dos motores rotativos, faz-se necessário o entendimento do movimento da DVDM. No TRP-VCR, os rotores foram projetados para trabalhar sob movimento variável, causando duas “paradas” e “acelerações” analisando uma volta do rotor. É necessária uma relação de 1:2 de dentes quando comparados planetárias e solar, para que os braços das planetárias movimentem-se de forma a criar um epicicloide nefroide. Somando o movimento dos braços das planetárias com as bielas e braços dos rotores, forçam o pistão executar o movimento variável. (Silva, 2018).

As *Figura 6* mostra o momento em que existe a aceleração e desaceleração dos conjuntos verde e vermelho. Tal ponto é considerado crítico no ponto de vista da vibração.

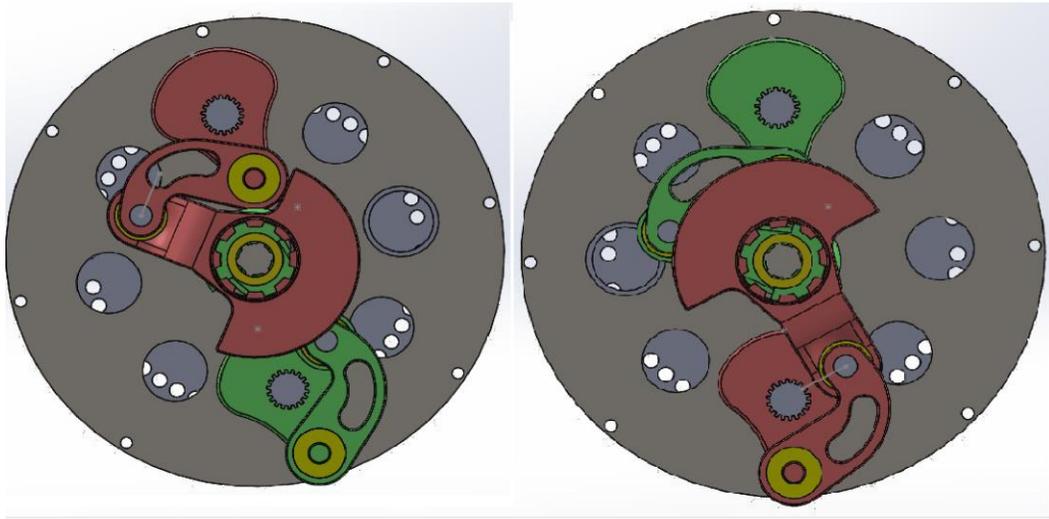


Figura 6: Momento em que o conjunto vermelho e verde interrompe o movimento

No trabalho de Silva (2018), foi definido como epicicloide “uma curva cíclica definida por um ponto de uma circunferência que rola sem deslizar sobre um círculo diretor”. Na geometria, a cardioide é um epiciclóide que possui somente uma ponta. Isto é, uma cardioide é uma curva que pode ser produzida como um lócus assim como a figura. O Nefroide é uma epicicloide em que a relação entre raios é dois, ou seja, o raio da diretriz é o dobro da geratriz. Seu nome tem origem no termo grego nephros, que significa forma de rim. A *Figura 7* ilustra o formato de um cardióide e um nefróide.

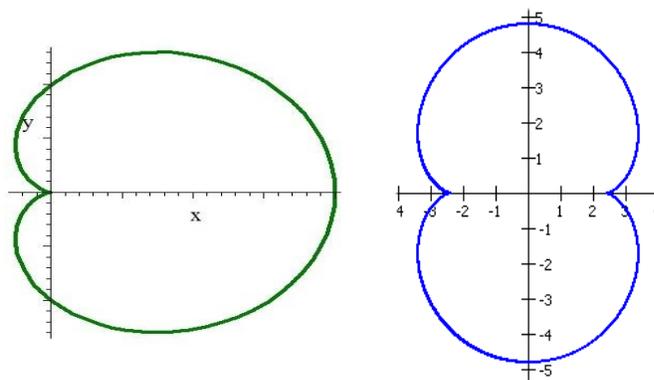


Figura 7: Imagem de um cardióide e um nefróide respectivamente.

Ainda sobre o trabalho de Silva (2018), o principal problema encontrado no projeto foi a vibração do motor que impossibilitava o aumento da rotação, não ultrapassando a faixa dos 150 RPM. Tal vibração impossibilitou o aumento da rotação, sendo o protótipo conservado para futuros testes (Silva, 2018).

1.4 Revisão Bibliográfica

1.4.1 Vibração no motor Wankel

Vários são os tipos de falhas provenientes da vibração em um motor rotativo, dentre eles: desbalanceamento, desalinhamento, falha dos rolamentos, folgas mecânicas, falhas no engrenamento e ressonância. O nível de vibração e ruído de um carro tem grande influência no conforto e fadiga do motorista, além de da durabilidade de várias peças do motor e estrutura. As principais causas de vibração são os desbalanceamentos de peças girantes e variação no torque (Yamamoto, 1981).

Quando comparados lado a lado os motores rotativos e alternativos possuem grande diferença, principalmente no ponto de vista da vibração. Foram comparadas as variações de velocidade angular rotativa e vibração vertical de ambos os motores.

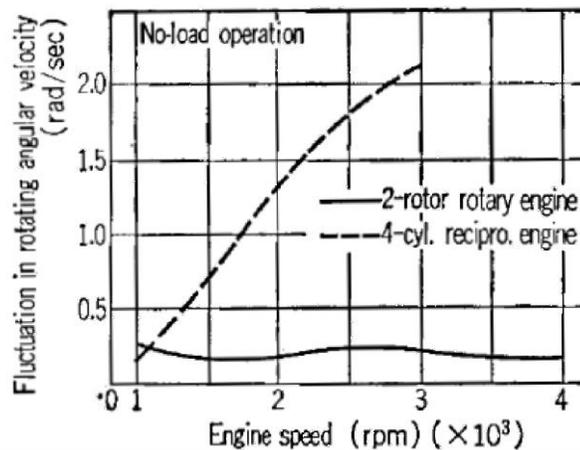


Figura 8: Comparação de flutuação da velocidade angular rotativa (Yamamoto 1981)

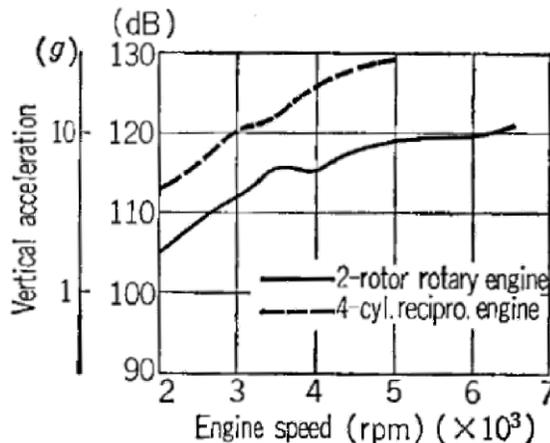


Figura 9: Comparação de vibração vertical sem carga. (Yamamoto 1981)

O *Figura 8* mostra que os motores rotativos apresentam pequenas variações nas velocidades angulares rotativas em comparação com os motores alternativos. Além disso, o *Figura 9* evidencia que os motores rotativos apresentam menor variação de vibração vertical quando comparados com os alternativos.

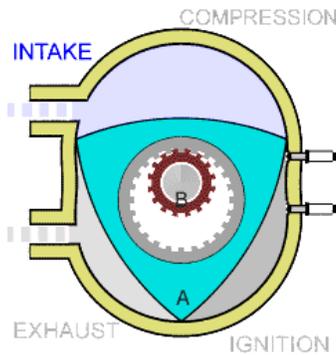


Figura 10: Exemplo de motor Wankel.

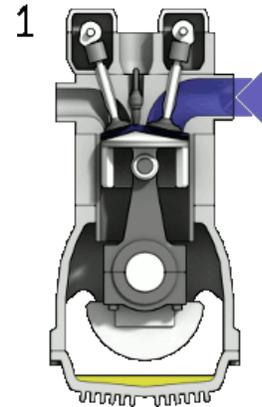


Figura 11: Exemplo de motor alternativo

Antes de partir para a vibração gerada pela flutuação do torque, é preciso entender o mecanismo de funcionamento de ambos os motores. Nos motores alternativos, *Figura 11*, o torque é gerado a partir dos gases queimados na câmara de combustão que empurra o pistão. Tal pistão está ligado na biela que por sua vez está conectada com o virabrequim. Já nos motores rotativos, *Figura 10*, não é necessário o uso de bielas, pois a pressão aplicada pelos gases queimados é diretamente transmitida para o rotor (Yamamoto, 1981).

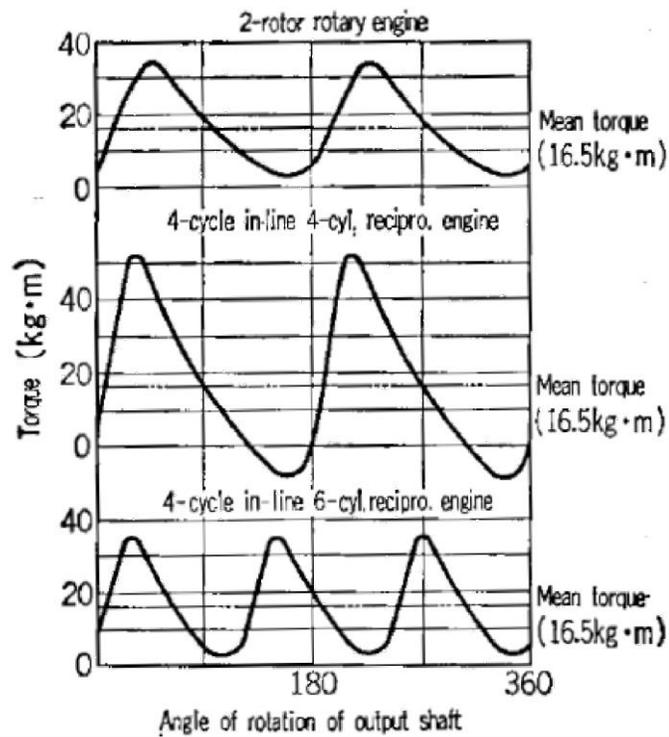


Figura 12: Comparação da Flutuação do torque entre motores rotativos e alternativos. (Yamamoto 1981)

A *Figura 12* compara a flutuação do torque entre um motor rotativo com dois rotores, um motor alternativo com quatro cilindros e outro com seis cilindros. A flutuação do torque no motor rotativo é bastante similar ao motor de seis cilindros. Usando um volante de inércia proporcional ao momento de inércia de cada motor e captando seus respectivos torques médios, a *Figura 13* foi gerado.

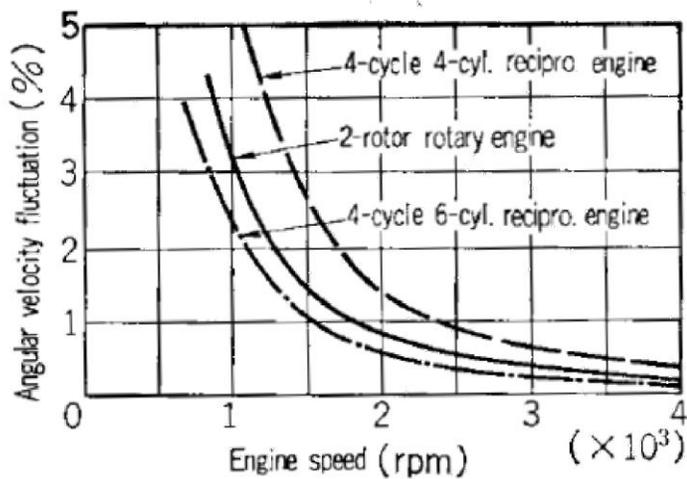


Figura 13: Comparação da taxa da flutuação de Velocidade angular. (Yamamoto 1981)

Os motores rotativos possuem menores flutuações de torque e melhor balanceamento quando comparados com os motores alternativos, ocasionando menores forças de origem vibratória na saída do sistema de transmissão. Outro ponto importante é a saída do eixo do motor rotativo estar localizada no centro da estrutura, além de uma maior rigidez na transmissão (Yamamoto, 1981).

1.4.2 Princípio de Balanceamento

Vibração e ruído do motor tem um grande impacto no conforto e dirigibilidade em um automóvel, além da durabilidade das partes do motor. Segundo Yamamoto a vibração é originada dos desbalanceamentos das forças de inerciais dos componentes móveis (Yamamoto, 1981).

Os desbalanceamentos são divididos em 4 principais tipos: Acoplado, Dinâmico, Estático, e Quase-Estático. Tais tipos são classificados de acordo com a localização do eixo de inércia e de rotação. Dentre os quatro tipos, o desbalanceamento dinâmico se destaca por ser a forma mais geral de desbalanceamento e representa à maior parte dos obstáculos encontrados em máquinas rotativas na prática. Para rotores com discos de pequena espessura em relação a seu raio, considera-se a existência de desbalanceamento estático que apresenta mais fácil correção (Eisenmann & Eisenmann, 1998).

No caso do desbalanceamento do tipo estático o eixo de inércia do rotor está afastado paralelamente em relação ao seu eixo geométrico. O nome estático vem, pois, em um rotor em repouso, por ação da gravidade, o ponto com a massa desbalanceada se localiza na parte inferior do sistema. O desbalanceamento em questão é caracterizado como desbalanceamento em apenas um plano de aferição. Para solucionar o problema, usa-se uma massa de correção em apenas um ponto, de forma a cancelar o efeito resultante das massas responsáveis pelo fenômeno, conforme a *Figura 14* abaixo.

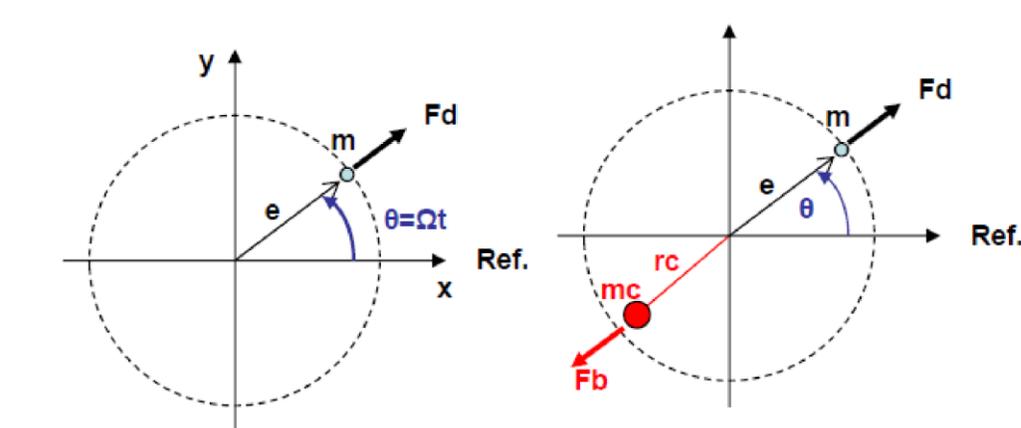


Figura 14: Exemplo de desbalanceamento estático e correção. Adaptado. Disponível em: _
<https://www.docsity.com/pt/balanceamento-10/4810834/>. Acesso em: 10 de dez. de 2019.

O desbalanceamento dinâmico, ao contrário do estático, não intercepta o eixo geométrico em nenhum ponto. Quando o desbalanceamento de origem estático é combinado com o acoplado (binário de forças atuando no rotor), gera o comportamento dinâmico. A correção é feita pelo anulamento dos dois efeitos presentes ao mesmo tempo (Sousa, 2005).

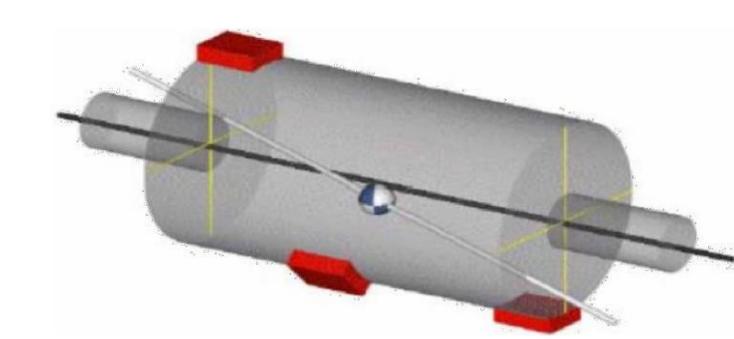


Figura 15: Exemplo de desbalanceamento dinâmico (Sousa, 2005 adaptado)

Um rotor é considerado rígido quando não sofre deformações significativas em sua operação. Caso haja um desbalanceamento no conjunto considerado rígido, este não sofrerá mudança em sua estrutura. Esse comportamento ocorre comumente em operações onde o rotor atinge velocidades distantes da velocidade crítica. Em contrapartida, um rotor flexível apresenta frequência de rotação próxima a sua frequência natural. Tais condição geram deflexões excessivas no eixo e induzem forças de alta magnitude nos mancais. Caso o regime se mantenha por um espaço de tempo prolongado pode causar a falha catastrófica do sistema (Pereira, 2005).

Dado um eixo de rotação com as seguintes características: rígido e simétrico axialmente. Coloca-se uma massa ‘m’ a uma distância r do eixo. Se tal eixo entrar em rotação, com velocidade angular ω originará uma força de inércia radial, tal qual a equação (1) abaixo:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1)$$

Duas soluções são possíveis para corrigir o desbalanceamento:

- Retirar a massa m;
- Acrescentar uma massa m’ radialmente oposto à massa “m”.

$$m \cdot r = m' \cdot r' \quad (2)$$

Existe um método para realizar o balanceamento estático, que consiste em apoiar o eixo em mancais de baixo atrito, colocar o conjunto para girar. Alguns instantes depois, o conjunto irá diminuir a rotação até oscilar em torno de uma posição de equilíbrio. Assim que o sistema parar, teremos a posição da massa desbalanceada na parte inferior do sistema. Em nível estático, as duas soluções possíveis foram apresentadas acima. São escolhidos planos de balanceamento distantes e tais que possibilitem a colocação ou retirada de massas de balanceamento bem afastadas do eixo, resultando em massas de pequeno valor. (Ponge-Ferreira, 2010)

1.4.3 Elementos Finitos

Sobre a origem do MEF (Método de Elementos Finitos) ou FEA (*Finite Elements Method*), data-se de 1955 com a disponibilidade de computadores. As primeiras aplicações foram na área aeronáutica, em chapas das asas de aviões a fim de determinar a distribuição de tensões. A combinação do computador digital e a engenharia aeronáutica impulsionaram a criação do método de elementos finitos, sendo Argyris e Kesley, Turner, Clough, Martin e Topp os pioneiros. (SORIANO, 2003).

Um dos os programas pioneiros de elementos finitos difundidos na época foi popularizado por E. Wilson. O fato de o programa ser de livre acesso, fez com que se tornasse febre no início da década de 60. Apesar do seu uso voltado para análise estrutural, passou a ser bastante utilizado

por acadêmicos de pesquisa de outras áreas, comprovando ainda mais sua força e versatilidade a muitos usuários. Na metade da década de 60, a NASA iniciou um projeto intitulado de NASTRAN, com o intuito de aprofundar os estudos em análises estruturais mais elaboradas. Simultaneamente, John Swanson começou a desenvolver para a Westinghouse Electric Corp., focando em análise de reatores nucleares. O ANSYS, um dos programas mais populares da atualidade, foi criado em 1969, após sua saída da empresa. (FISH, 2007)

Em 1978, o ABAQUS foi desenvolvido por uma empresa chamada HKS. Pesquisadores utilizaram massivamente o programa, pois este permitia a criação de novos modelos e elementos (FISH, 2007). Finalmente, quando falamos dos programas atuais, existem opção de programas que tem separadamente banco de dados de elementos finitos e CAD. A partir desses bancos de dados do CAD, os programas geram malhas de elementos finitos. (SolidWorks, 2013).

Várias aplicações para MEF podem ser citadas, como as análises linear e não linear, estática e dinâmica, deflexão e tensão, vibrações livres e forçadas, transferência de calor, flambagem, acústica, eletrostática e magnética. (BUDYNAS, 2011).

O chamado MEF (método dos elementos finitos) é um procedimento numérico para solucionar de forma aproximada problemas de valores de contorno de equações diferenciais. A popularidade do método se dá pela ampla versatilidade e capacidade de solução de inúmeros problemas da engenharia. (KIM, 2011).

A maneira com que o MEF resolve problemas complexos é dividindo-os em pequenos elementos simples de serem resolvidos ao mesmo tempo. (SolidWorks, 2013).

Os nós são comumente chamados de pontos em comum entre os elementos. A divisão dos modelos em partes pequenas é chamado de geração de malha. Os resultados dos nós do elemento são interpolados com a resposta do ponto. Os pontos são delimitados por seus parâmetros de acordo com a análise e o elemento que foi considerado (SolidWorks, 2013). O Método dos Elementos Finitos (MEF) é dividido em cinco passos de acordo com Kim (2011): Geração de malha dos elementos, definição das equações que descrevem o comportamento de um ponto, sistema de equações para definição global, resolução do sistema de equações, indicação da grandeza a ser analisada e visualização da resposta.

O sistema de equações globais pode ser obtido combinando as equações que combinam os elementos individualmente, tendo estas a forma de uma matriz. (KIM, 2011).

No domínio do problema são utilizadas equações aproximadas por uma série de funções

polinomiais. Quanto mais elementos forem utilizados, mais a solução tende a convergir para a solução exata. (KIM, 2011).

O SolidWorks é um programa CAD (Computer-aided design) que utiliza modelagem paramétrica de objetos sólidos de três ou duas dimensões. Com uma infinidade de características, é possível personalizar diversos tipos de materiais alterando seus parâmetros. O SolidWorks possui uma ferramenta chamada “SolidWorks Simulation” e utiliza técnicas de elementos finitos, proporcionando uma variedade de ferramentas como estudos estáticos, frequência, dinâmicos, flambagem, térmicos, projetos, não lineares, queda e fadiga. É possível personalizar as equações que modelam os comportamentos dos elementos, com suas respectivas iterações, e relacionar com cada elemento, além de relacionar as incógnitas e cria sistema de equações com base nesses parâmetros. O tamanho da malha gerada a partir dos desenhos em 3D pode ser personalizada dependendo da aplicação. Quanto mais fina a malha, mais precisa o resultado das iterações com a realidade, entretanto o tempo de processamento é acrescido. (SolidWorks, 2013)

1.4.4 Materiais e tipos de falha

Ao que diz respeito ao estudo dos materiais, estes têm sido classificados em três grandes grupos: Cerâmicos, Metais e Polímeros. Seguindo sempre quanto à estrutura química e estrutura atômica. Entretanto foi preciso criar três outros subgrupos distintos. São esses: compósitos, semicondutores e biomateriais como mostrado na *Figura 16*. (CALLISTER, 2008).

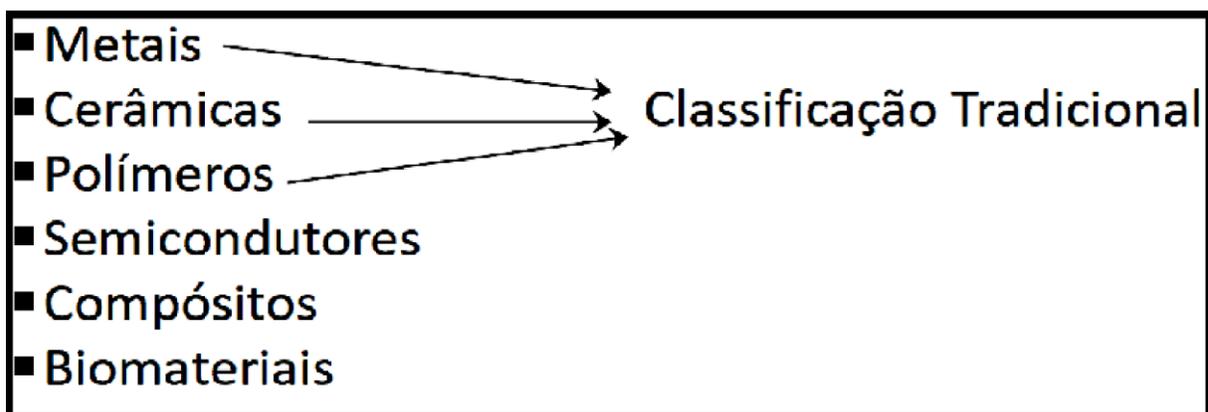


Figura 16: Classificação dos materiais segundo (CALLISTER, 2008).

Uma carga pode ser aplicada de três formas distintas: Tração, compressão e cisalhamento.

Se a carga estiver no regime estático, é possível realizar ensaios de tração-deformação para determinar o comportamento mecânico do material. (CALLISTER, 2008).

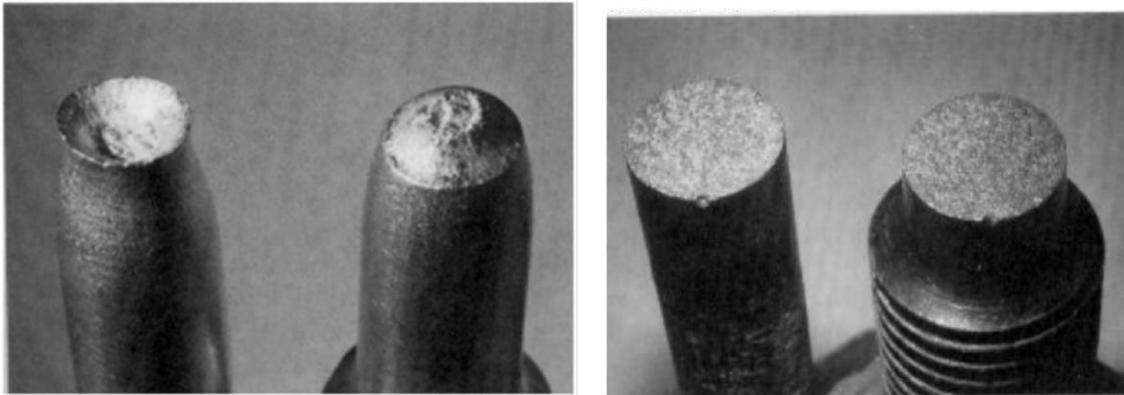


Figura 17a: Fratura Frágil em um aço doce (esquerda) e Figura 17b Fratura Dúctil em um alumínio (direita) CALLISTER, 2008.

Eventos indesejáveis como a falha de um material na engenharia podem causar vários problemas, tanto no âmbito econômico, com prejuízos, como no social, colocando em risco a vida das pessoas. Os Engenheiros têm a responsabilidade de antever, planejar e considerar possíveis falhas, estudando e tomando medidas para evitar a repetibilidade do problema (CALLISTER, 2008).

Um material falhar pode significar um desmembramento, ruptura total ou parcial, fazendo com que a confiabilidade seja arruinada, podendo gerar transtornos e prejuízos. (BUDYNAS, 2011)

Outra definição dada por Norton (2013) para rupturas descreve que se deformações e distorções forem demasiadamente grandes, fugindo do propósito ao qual o material foi projetado.

Dois modos de fratura por carga estática são estudados para materiais de Engenharia: dúctil e frágil. No primeiro caso o material deforma significativamente até a ruptura, já no segundo caso não há deformação significativa até a ruptura. Ambos os casos ocorrem em dois estágios: Formação e propagação de trincas. (CALLISTER, 2008).

Na fratura frágil, a propagação de trincas é bastante grande, somado ao fato de quase não haver deformação plástica como mostra a Figura 17a. O tipo da trinca é comumente chamado de instável no caso de comportamento Frágil. Já na fratura Dúctil, antes da ruptura, existe uma grande deformação plástica que acontece de maneira lenta e gradual até a ruptura como mostrado na Figura 17b. O tipo da trinca é comumente chamado de estável no caso de comportamento Dúctil. (CALLISTER, 2008).

Quando uma estrutura está sujeita a solicitações dinâmicas e oscilantes, pode ocorrer a falha por fadiga. É preciso bastante atenção a esse tipo de falha, visto que ela pode ocorrer sob um nível de tensão bem mais baixo do que o limite de escoamento ou resistência a tração para solicitações estáticas. Independentemente se o metal tem características dúcteis, a fadiga terá natureza frágil (CALLISTER, 2008).

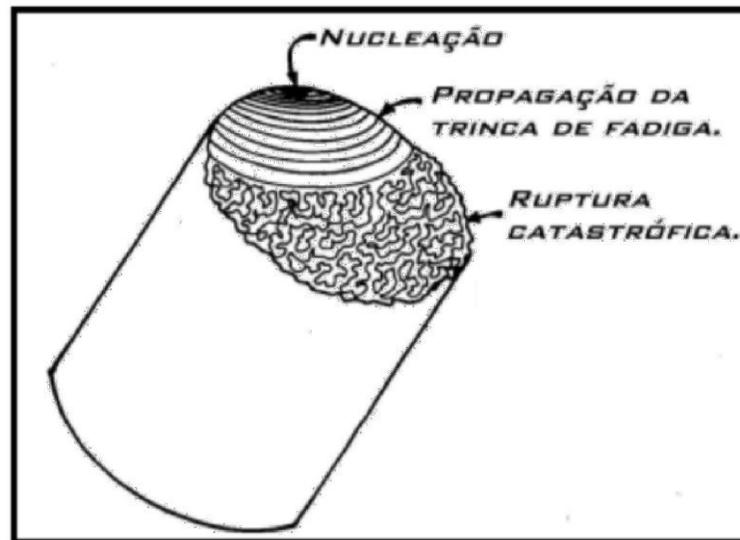


Figura 18: Evolução da propagação de trincas por fadiga: Disponível em: <<http://inspecaoequipto.blogspot.com/2014/02/falha-por-fadiga.html>>. Acesso em: 9 de dez. de 2019

Três fases compõem a falha por fadiga em um material: Nucleação, propagação da trinca e ruptura catastrófica. Como mostrado na *Figura 18*, na primeira fase existe a iniciação da trinca em um ponto com alta concentração de tensão. A segunda fase é caracterizada pela propagação da trinca, avançando em incrementos de acordo com o ciclo. Na terceira e última fase, a fratura catastrófica ocorre rapidamente pois a trinca já atingiu seu tamanho crítico.

1.4.5 Sobre o material SAE 4340

O material considerado para as simulações passou do SAE 1045 para o SAE 4340 por apresentar melhores propriedades mecânicas que o antecessor. Por esse motivo é preciso realizar um estudo das características do material adotado mostrando suas diferenças e propriedades.

O Aço SAE 4340 também conhecido como “Aço carbono ao Cromo-Níquel-Molibdênio” é uma liga de aço mais resistente que o aço carbono comum por apresentar elementos de liga que melhoram a resposta do material ao tratamento térmico, tanto revenido

como temperado, e possibilitam melhor resposta às solicitações. A composição química do material é mostrada na *Figura 19*.

Elemento	Concentração (%)
Cromo, Cr	0,70 a 0,90
Níquel, Ni	1,65 a 2,00
Molibdênio, Mo	0,20 a 0,30
Manganês, Mn	0,60 a 0,80
Carbono, C	0,37 a 0,43
Silício	0,15 a 0,30
Enxofre, S	0,04 (max)
Fósforo, P	0,035 (max)
Ferro, Fe	O que sobra

Figura 19: Composição Químicos do aço SAE 4340. Disponível em:

<<https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-4340- propriedades-mecanicas.html>> Acesso em: 11 de dez. de 2019

Quanto aos elementos o Cromo e o Molibdênio melhoram a resposta do aço ao tratamento térmico e possibilitam maior resistência mecânica, resistência à fadiga, impacto e abrasão, enquanto o níquel é utilizado por aumentar dureza do aço, sua resistência ao impacto e ductilidade. Por essa razão têm-se no aço SAE-4340 uma liga para beneficiamento de importância chave no segmento da construção mecânica. É caracterizado como um aço de alta temperabilidade para peças de grandes espessuras e alta resistência. Alguns exemplos de aplicação do material são engrenagens planetárias, eixos e cilindros. A usinabilidade do aço 4340 é boa usando qualquer método tradicional. Deve-se usar o aço nas condições recozida ou normalizada e revenida. É possível recozer totalmente este material na temperatura de 844°C seguindo-se de resfriamento dentro do forno. Outras propriedades são encontradas na *Figura 20*.

Densidade	7.85 g/cm ³
Limite de escoamento	470 MPa
Resistência a tração	745 Mpa
Módulo de elasticidade	190 - 210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,27 - 0,30
Dureza Brinell	217 HB
Dureza Vickers	228 HV
Condutividade térmica	44.5 W/mK
Coefficiente de expansão térmica (@20°C)	12.3 µm/m°C

Figura 20: Principais Propriedades do aço 4340. Disponível em <https://aco.com.br/aco/sae-4340-aco-carbono-cromo-niquel-molibdenio/> Acesso em: 20 de dez. de 2019

Quanto sua aplicabilidade, é utilizado em componentes para sistemas mecânicos, principalmente estruturais, onde se necessita uma homogeneidade de dureza ao longo da seção transversal em pequenas ou grandes seções. Suas principais aplicações são; eixos, engrenagens, engrenagens planetárias, colunas, mangas e cilindros.

1.5 Metodologia do Projeto

Como o motor apresenta um movimento de aceleração e desaceleração oriundo da característica epicicloide, contribuindo com o aumento da vibração na parte fria do motor ou DVDM. Sabendo disso, o balanceamento foi concentrado individualmente nas peças móveis do diferencial e escolha adequada dos rolamentos.

O projeto em questão sofreu algumas alterações ao longo de seu curso. Uma delas foi a remodelação completa das peças do DVDM. A escolha dos rolamentos foi baseada nas condições encontradas após a remodelação enquanto o balanceamento das peças foi baseado nas peças anteriores à remodelação.

Para a solução do primeiro problema, foram feitas alterações nos desenhos das peças do DVDM individualmente, com o objetivo de coincidir o centro de massa com o centro de rotação das peças. As alterações devem seguir duas regras básicas: respeitar a disponibilidade física do motor e alterações que diminuam a massa. O balanceamento é feito deixando a distância do centro de gravidade da peça o mais próximo possível do centro de rotação da peça. Após as alterações serem realizadas, é feito um estudo de tensões estáticas da peça afim de validar as

modificações. Como as modificações feitas as tensões diminuíram ou permaneceram iguais, o teste é validado. A *Figura 21* representa de forma esquemática a metodologia do primeiro problema. Os balanceamentos das peças do motor TRP-VCR, foram feitos com o auxílio de um programa CAD com simulação.

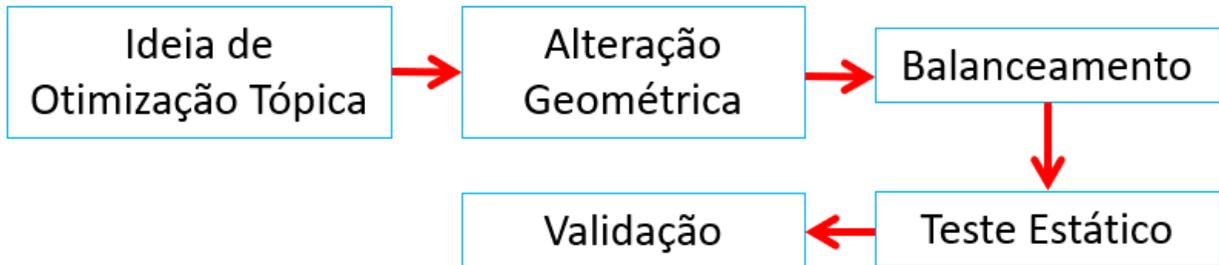


Figura 21: Esquema da metodologia do balanceamento realizado.

O segundo problema foi a escolha adequada dos rolamentos no protótipo TRP-VCR. Assim como no problema anterior, foram definidas algumas regras para a escolha correta dos rolamentos. A primeira regra visa respeitar o espaço físico disponível do projeto, a segunda determinar o encaixe entre rolamento e eixo a terceira e última regra foi a ponderação do uso de recursos. Foi utilizado o site da *SKF* para orçamentos dos rolamentos. De posse das características de projeto, foi iniciada uma pré-seleção dos rolamentos quanto ao seu tipo.

Após uma pré-seleção do rolamento, foi definido seu tamanho, levando em consideração o espaço disponível entre o eixo e a peça. A figura 22 mostra a posição e a largura dos intervalos de tolerância das classes mais utilizadas em relação às tolerâncias de diâmetro externo e de furo do rolamento. Vale lembrar que as classes de tolerância ISO para rolamentos e para furos e eixos são diferentes. Deve-se considerar o tamanho real do rolamento para a aplicação no momento de selecionar as classes. Finalmente após a escolha classe foi feito orçamento para iniciar a compra do rolamento em várias distribuidoras.

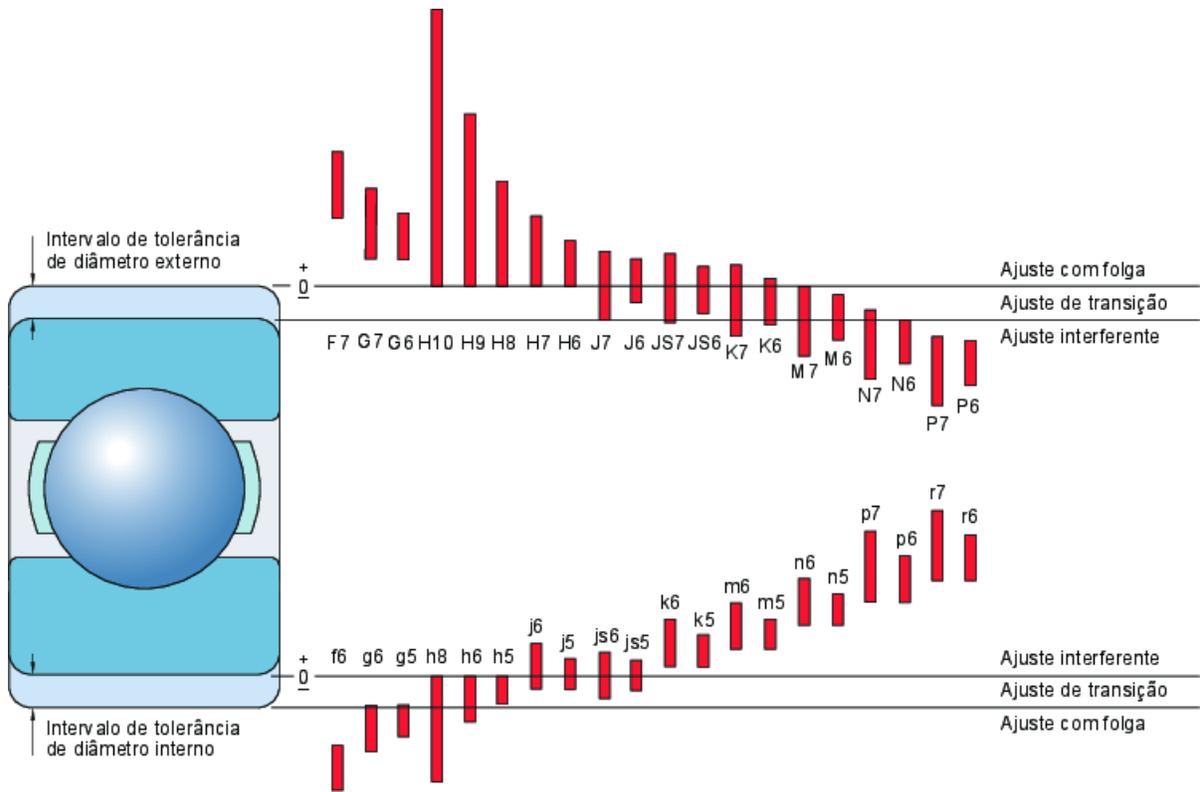


Figura 22: Posição e largura das classes de tolerância para eixo e mancal. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-interfaces/index.html> Acesso em: 5 de dez. de 2019

CAPÍTULO II

Balanceamento mássico

2.1 Características das peças a serem balanceadas

O DVDM do TRP-VCR é composto por 26 peças, das quais dois componentes foram otimizadas por serem considerados críticos. Os itens marcados em verde foram escolhidos para fazer os balanceamentos, como mostra a *Figura 23* abaixo.

Nome do componente	Quantidade
Eixo de saída	1
Volantes	2
Cilindro da planetária	1
Eixo da solar	1
Cabeçote da solar	1
Engrenagem solar	1
Engrenagens planetárias	2
Eixos da planetária	2
Braço da planetária	2
Bielas banana	2
Braço de transição menor	1
Braço de transição maior	1
Eixo interno inferior	1
Eixo externo inferior	1
Pinhão externo	1
Pinhão interno	1
Coroa interna	1
Coroa externa	1
Mancal do volante	1
Mancal intermediário	1
Mancal do eixo inferior	1

Figura 23: Lista de componentes do DVDM. Em verde as peças escolhidas para serem balanceadas.

2.1.1 Braço de transição menor

O braço de transição menor fica localizado no DVDM, assim como mostra a *Figura 24*, na cor verde.

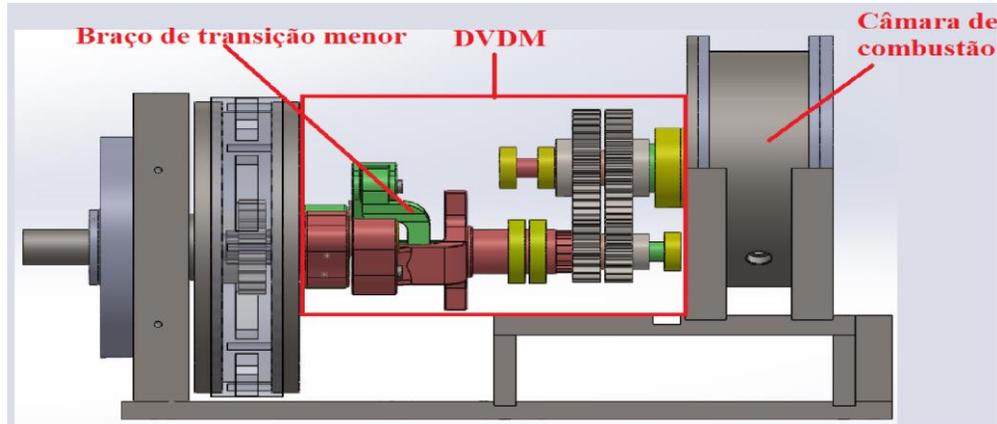


Figura 24: Vista lateral do motor. Fonte: Próprio autor.

O braço de transição menor tem como função transmitir o movimento entre o pinhão interno da redução e o pino que está ligado a biela banana. É fixado sobre estrias ao eixo inferior interno, que é conectado por estrias ao pinhão interno da redução. O pinhão, por sua vez, está engrenado à coroa externa, conectado por estria ao rotor externo, como mostra na *Figura 25*.

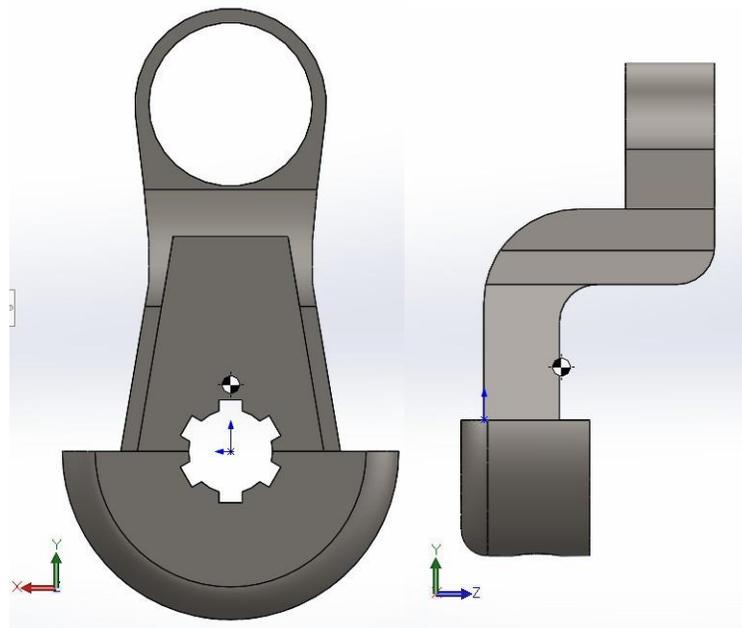


Figura 25: Vista frontal e lateral do braço menor antigo

2.1.2 Braço de transição maior

O braço de transição maior fica localizado no DVDM, assim como mostra a *Figura 26*, na cor vermelha.

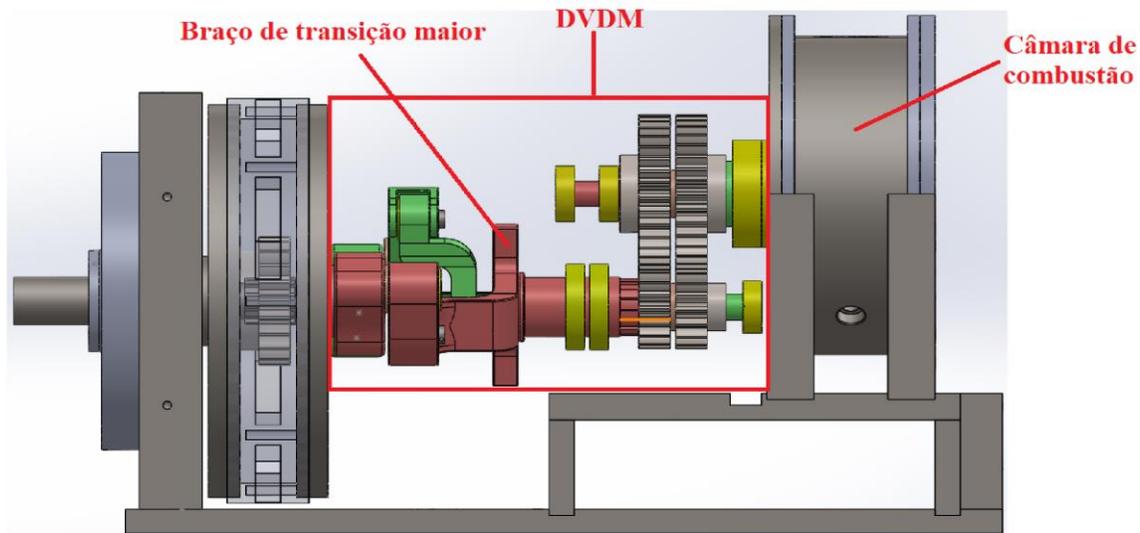


Figura 26: Vista lateral do motor. Fonte: Próprio autor.

Assim como o braço de transição menor, o braço de transição maior tem a função de transmitir o movimento entre o eixo inferior externo e o pino da biela banana. Está fixado sobre estrias ao eixo inferior externo, que é conectado por estrias ao pinhão externo da redução, que está engrenado à coroa interna, conectada por estrias ao rotor interno. O eixo inferior externo é montado sobre rolamentos apoiados ao mancal intermediário.

2.2 Cálculo do torque para simulações

Segundo Bosch (2014) torque pode ser definido como uma relação entre a força aplicada a distância em um elemento cilíndrico, causando a revolução deste. Para o aumento do torque de um motor, ou aumenta-se a força ou aumenta-se a distância entre a força aplicada. No caso do sistema de biela-manivela, pode-se aumentar a distância alterando o raio de giro da árvore de manivelas.

Entretanto, tal conceito se choca com as limitações de construção do bloco do motor.

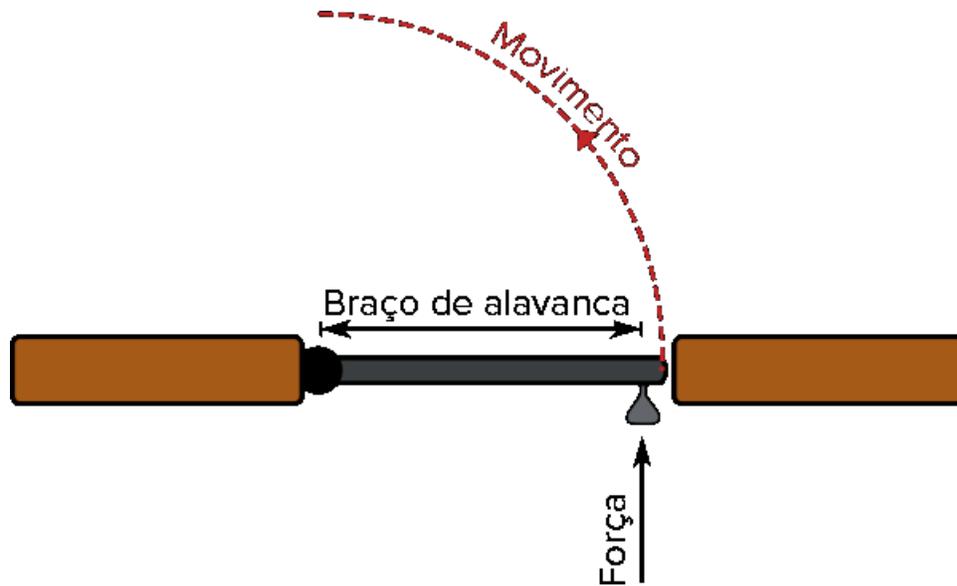


Figura 27: Torque em um sistema. Disponível em: <<https://pt.khanacademy.org/science/physics/torque-angular-momentum/torque-tutorial/a/torque>>

Um estudo realizado por Azevedo (2013) testou a viabilidade da utilização do etanol-aditivado como ciclo diesel e mostrou que é inviável sem a alteração da taxa de compressão. Outro ponto destacado no trabalho são os testes realizados com o etanol, mostrando um valor máximo de aproximadamente 130 bar para um avanço de 25° antes do PMS a uma taxa de compressão de 20, considerando um motor alternativo de combustão interna.

É preciso novamente enfatizar a falta de dados disponíveis para a realização de trabalhos com o TRP-VCR. O valor que foi considerado baseado no trabalho de Azevedo (2013) para o TRP-VCR vem de um motor alternativo.

Observando na figura 28, em vermelho o valor de 120 bar considerado para uma taxa de compressão de 20 e 140 bar para uma taxa de 25. Para o motor TRP-VCT será considerado o valor de 130 bar.

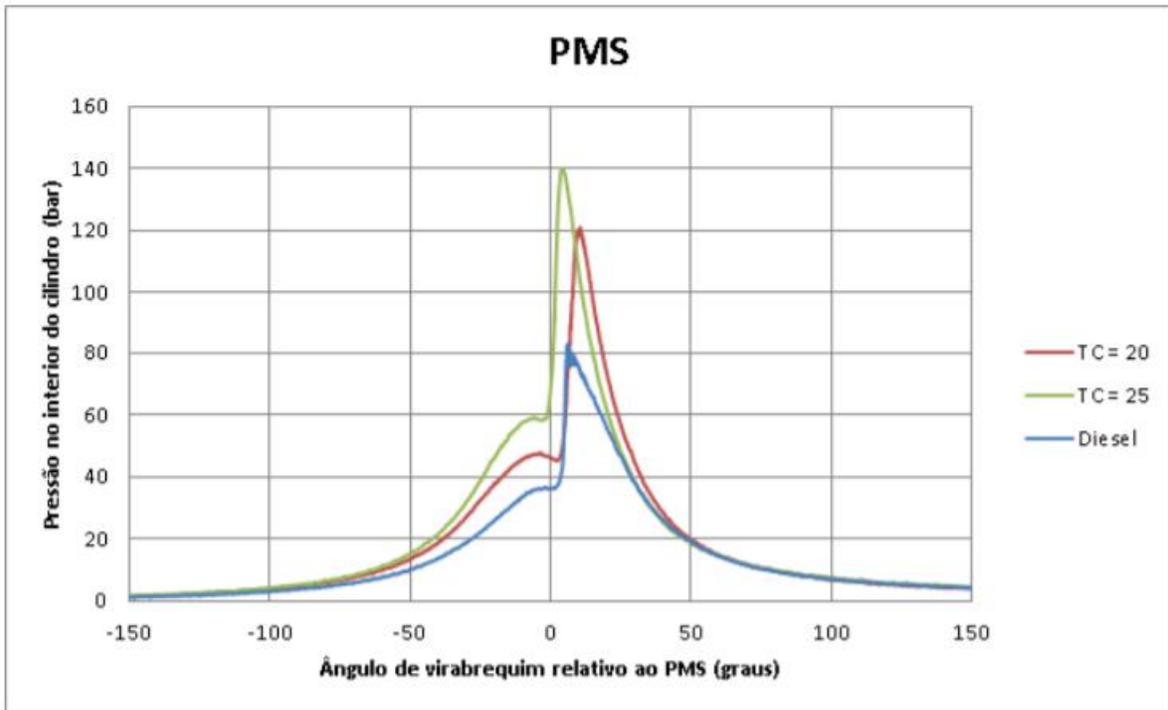


Figura 28: Pressão no cilindro para o teste com Etanol. Azevedo (2013)

Será considerado a força aplicada na direção do centro geométrico do pistão. Além disso, a uniforme distribuição de esforços durante a combustão.

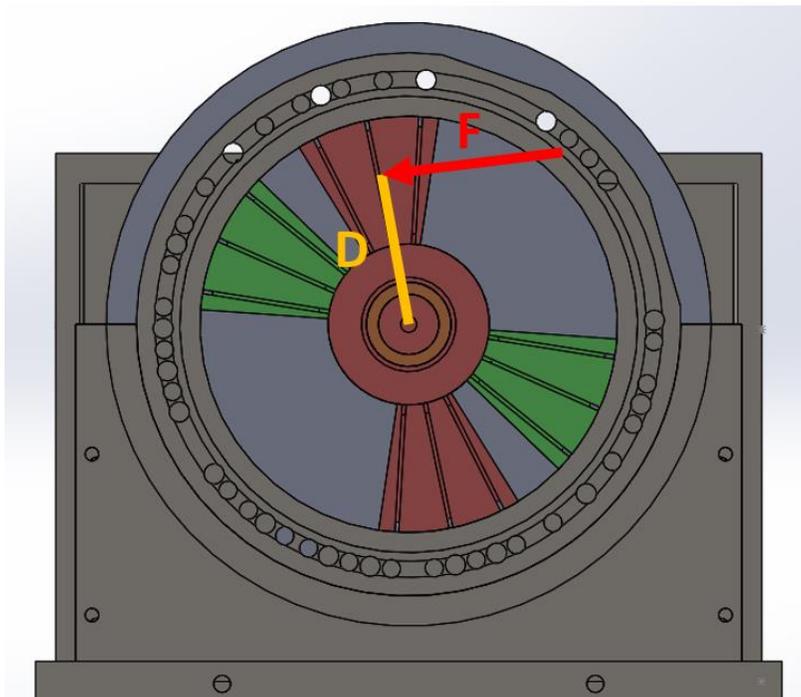


Figura 29: Ilustração das simplificações na câmara de combustão.

Diante dos dados considerados, usando o programa de CAD em 3d, a área do pistão a ser deslocado é encontrada e vale 1334,63 mm² ou 0,00133463 m².

Será considerado o centro geométrico do pistão como o ponto de aplicação da força de combustão, ou seja, a diferença dos raios interno e externo. Diante disso, o valor de 63,4 mm ou 0,06340 m é obtido.

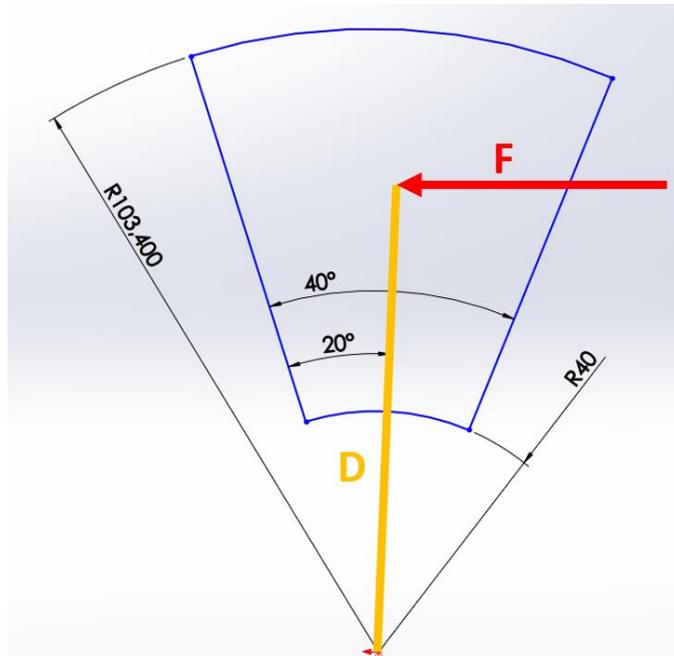


Figura 30: Esboço do desenho do pistão.

Para o cálculo do torque, é preciso encontrar a força horizontal F, em vermelho na Figura 30. Sabe-se que a pressão é a razão entre a força dividida pela área.

$$P = F/A \quad (3)$$

Substituindo $P=13000$ kPa e $A=0,00133463$ m² na equação (3) temos que $F= 17,350$ kN. Mas tem-se que:

$$T = F \cdot d \quad (4)$$

Substituindo a força encontrada anteriormente, e considerando $d=0,07583$ m na equação (6), temos que o valor do torque é aproximadamente:

$$T= 11000 \text{ N.m} \quad (5)$$

Porém o torque calculado passa por uma redução de torque de 2:1 após o eixo da câmara de combustão e passa a ser 550 N.m, como mostrado na *Figura 31*

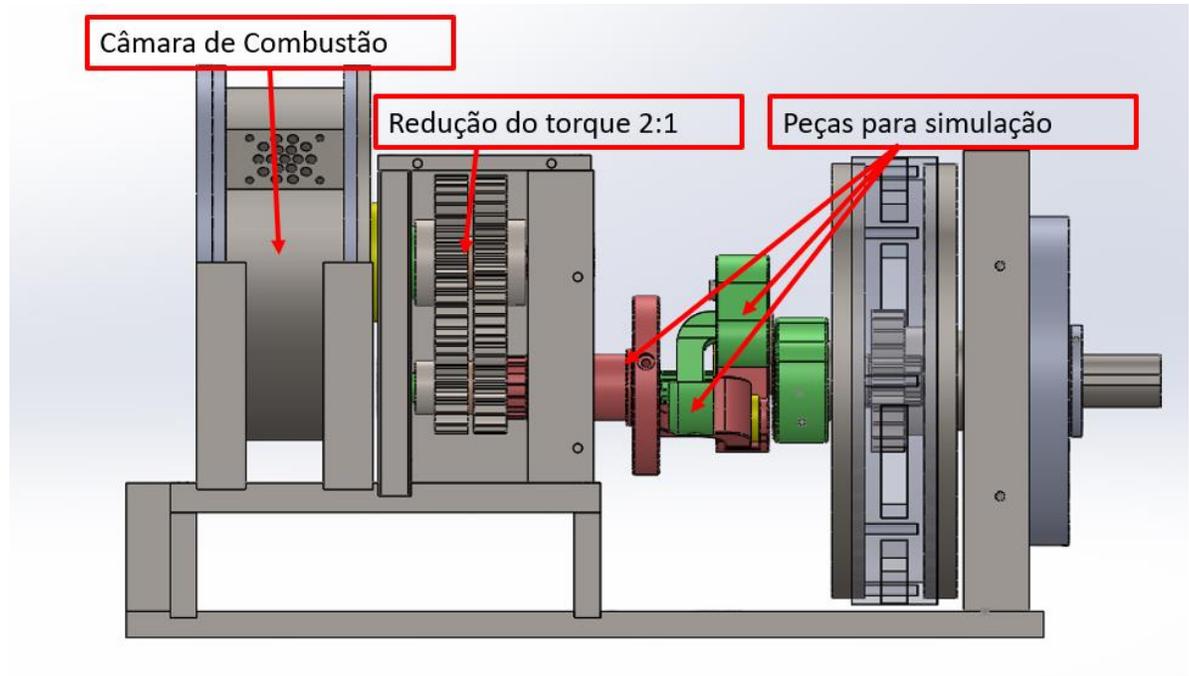


Figura 31: Vista Lateral do motor mostrando a redução.

2.3 Características das simulações realizadas

Após a realização das alterações geométricas, as peças passaram por simulações estáticas usando um software comercial. Para fins de padronização, usou-se os mesmos parâmetros para todas as simulações.

A escolha dos parâmetros tem bastante influência nos resultados da simulação, porém foi definido como padrão os valores da *Figura 32* considerando as limitações de processamento, já que para a solução da malha foi utilizado um computador pessoal.

Sabendo das limitações, foram escolhidos parâmetros em que o tempo de processamento não demorasse mais que 5 minutos por simulação.

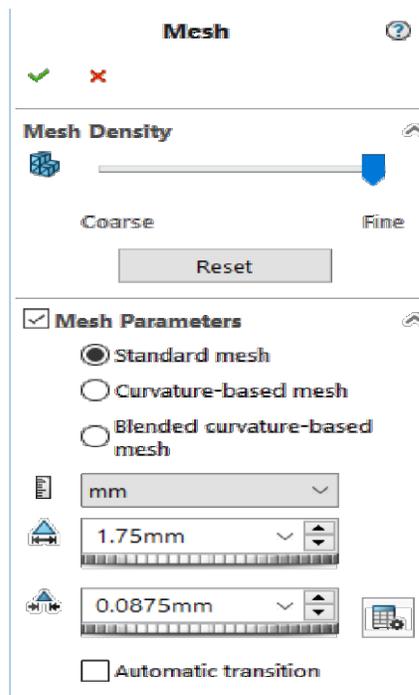


Figura 32: Malha padrão adotada em todas as simulações do trabalho.

O torque definido para simulação estática foi de 550 N/m^2 . O valor foi resultado de trabalhos realizados anteriormente citados na seção 2.2.

Esse torque é aplicado nas estrias centrais da peça do braço maior, representado pelas setas roxas, mostrado na *Figura 33*.

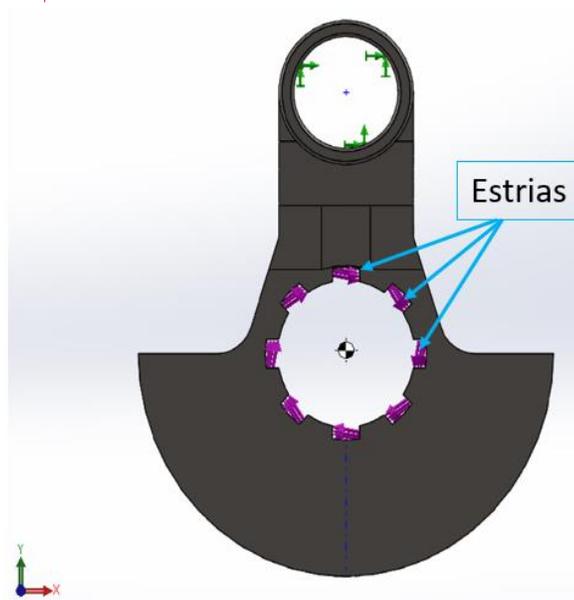


Figura 33: Exemplo de aplicação do torque para as simulações (Setas da cor roxa).

O material aplicado as peças antes da otimização foi o aço SAE 1045, enquanto depois da otimização foi usado o aço SAE 4340.

A parte superior das peças foi usada para fixação na simulação. A *Figura 33* ilustra o braço maior como um exemplo, sendo a parte superior engastada, ilustrada pelas setas verdes.

Após a configurações das características desejadas, inicia-se a simulação que primeiro cria a malha, conforme a *Figura 32*, e depois resolve os pontos gerando o resultado como na *Figura 34*. O próximo passo foi a análise dos resultados, que será apresentada no Capítulo IV.

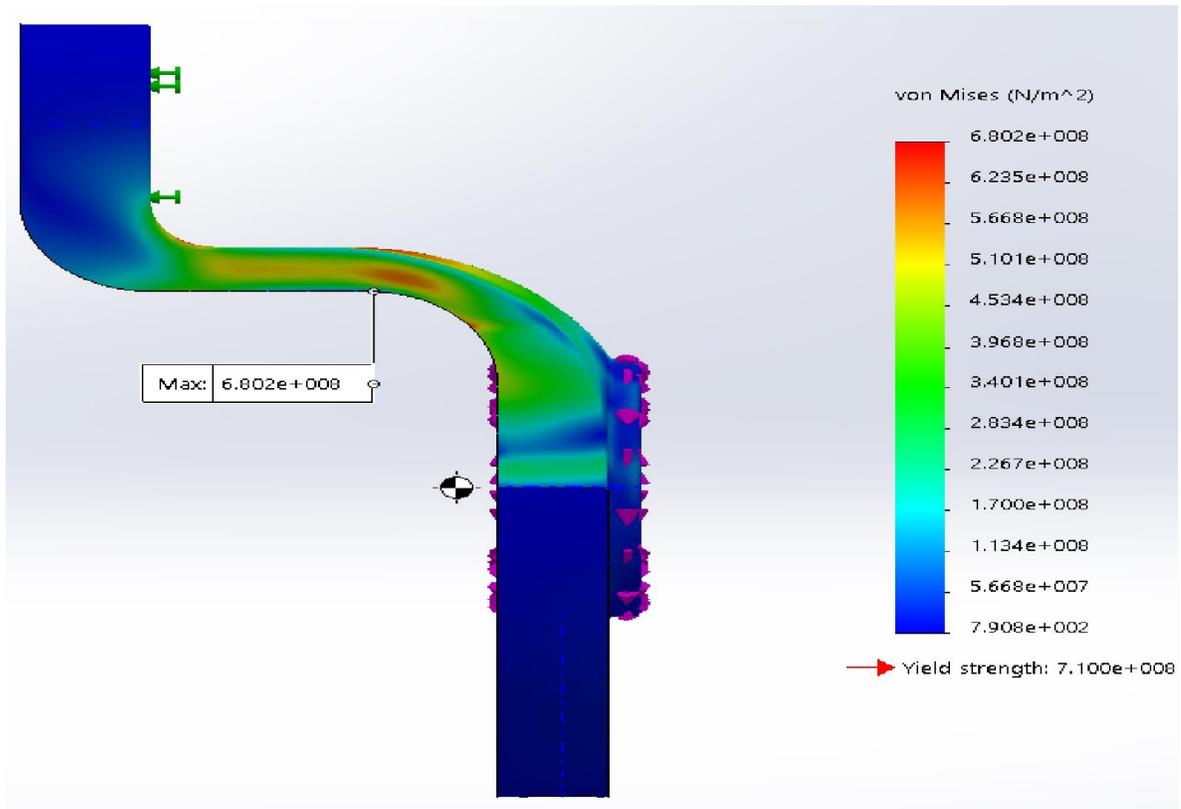


Figura 34: Exemplo de Resultado de uma simulação.

Capítulo III

Rolamentos

3.1 Critério de escolha de rolamentos

As modificações feitas na seção 3.2 deste capítulo, foram feitas sob medida para os rolamentos escolhidos. O principal objetivo desta seção é uma escolha mais precisa dos tipos de rolamentos, diferentemente do que foi feito em trabalhos anteriores. O critério de escolha dos rolamentos foi baseado no processo da *SKF* para escolhas. A ordem da escolha seguiu a seguinte sistemática:

- Análise das peças;
- Pré seleção dos rolamentos com as dimensões do catálogo de fabricantes; Alterações geométricas;
- Verificação de colisões entre componentes;
- Validação das alterações por meio de simulações estáticas; Análise das simulações realizadas;
- Orçamento dos rolamentos.

A maioria dos rolamentos escolhidos no projeto anterior realizado por Silva, F. T. (2018) era do tipo cônico, e o autor passou por muitas dificuldades durante sua montagem. Levando isso em consideração, durante a escolha dos rolamentos tomou-se cuidado para não repetir as inconveniências.

Os rolamentos escolhidos para suportar as cargas nas peças foram do tipo agulha. A vantagem deste tipo de rolamento é alta capacidade de carga onde o espaço radial é limitado. Em comparação com rolamentos comuns, de esferas, os rolamentos de agulhas possuem maior área de contato com os anéis, podendo suportar maiores cargas como mostra a *Figura 35*.



Figura 35: Comparação entre rolamento de esfera e agulha. Disponível em: <<https://www.cyhrolamentos.com.br/info/rolamentos-agulhas>>. Acesso em: 15 de dez. de 2019

Outra vantagem interessante dos rolamentos de agulha para o projeto é a pequena altura radial em comparação com o de esferas, como mostra a *Figura 36*. Tal característica foi fundamental para a escolha do tipo do rolamento, já que o projeto carece de espaço físico.

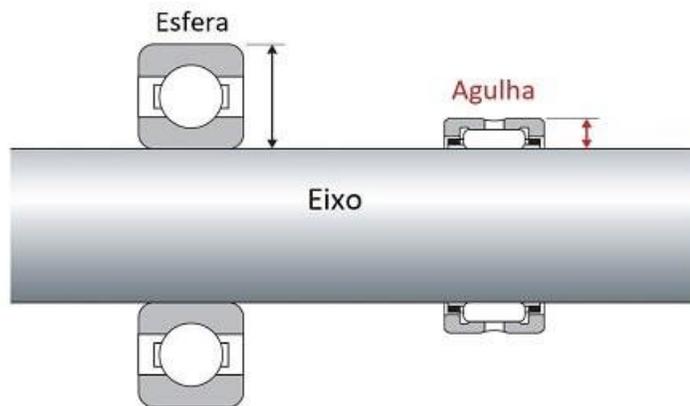


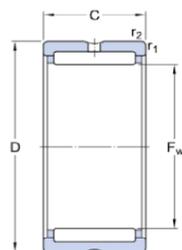
Figura 36: Comparação entre rolamento de esfera e agulha montados em um eixo. Disponível em: <<https://www.cyhrolamentos.com.br/info/rolamentos-agulhas>>. Acesso em: 15 de dez. de 2019

Os rolamentos escolhidos foram o NK 24/16 e o RNAO 25x35x26, conforme *Figura 30*. Os rolamentos foram escolhidos a partir do catálogo da SKF

► NK 24/16

Popular item

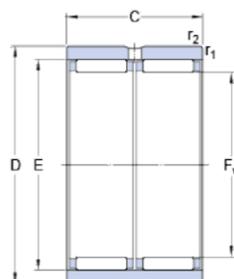
Dimensões



F_w	24	mm
D	32	mm
C	16	mm
$r_{1,2}$	min. 0.3	mm

RNAO 25x35x26

Dimensões



F_w	25	mm
D	35	mm
C	26	mm
E	29	mm
$r_{1,2}$	min. 0.3	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	15.4	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	24.5	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	2.9	kN
Velocidade de referência		16000	r/min
Velocidade-limite		19000	r/min

Massa

Massa do rolamento		0.032	kg
--------------------	--	-------	----

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	18.7	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	37.5	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	4.3	kN
Velocidade de referência		16000	r/min
Velocidade-limite		18000	r/min

Massa

Massa do rolamento		0.076	kg
--------------------	--	-------	----

Figura 37: Propriedade dos rolamentos escolhidos. Disponível em:

<<https://www.skf.com/br/products/product-tables/index.html>>. Acesso em: 15 de dez. de 2019

As modificações apresentadas na seção 3.2 foram feitas visando o encaixe e alojamento dos rolamentos.

3.2 Modificações realizadas

As modificações das peças a seguir foram feitas sob medida para o alojamento correto dos rolamentos. O principal objetivo desta seção foi uma escolha mais precisa dos tipos de rolamentos, fazendo alterações geométricas nas peças. As peças que sofreram alterações foram:

- Biela Banana;
- Pino da Biela Banana;
- Braço da Planetária;
- Braço de transição Maior;
- Braço de transição Menor.

3.2.1 Biela Banana

A biela banana é um mecanismo que foge do intuitivo do movimento circular. A Figura 38 a seguir mostra duas imagens da peça. A peça em questão realiza um movimento epicyclóide,

característica do movimento do DVDM do motor.

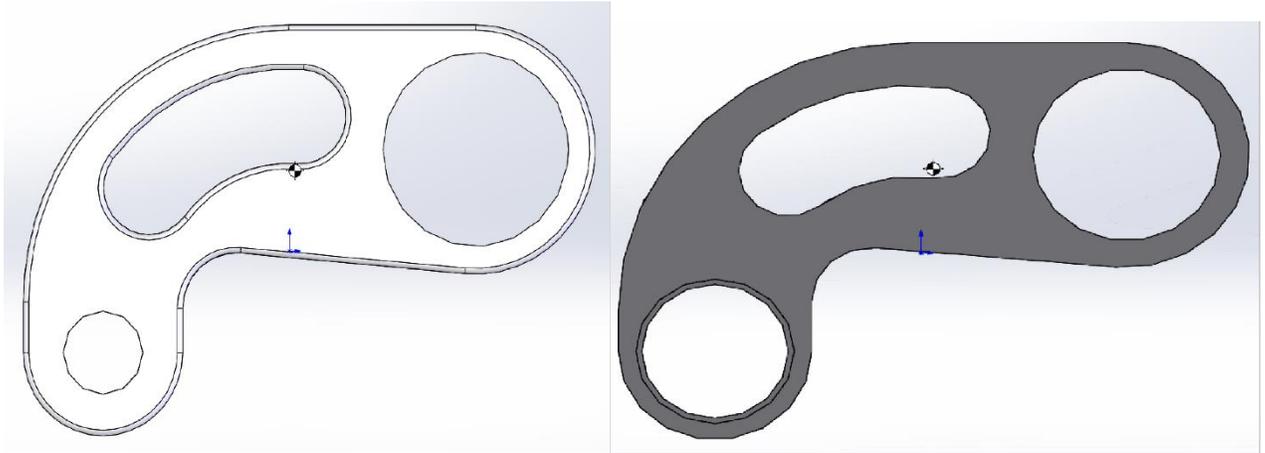


Figura 38: Biela Banana antes das alterações (esquerda) e após modificações (direita);

O movimento epiciclóide pode ser caracterizado como mostra a *Figura 39*. Tal movimento configura-se por uma desaceleração e aceleração no ponto do vale. A biela banana exerce papel fundamental na transmissão de movimento do motor.

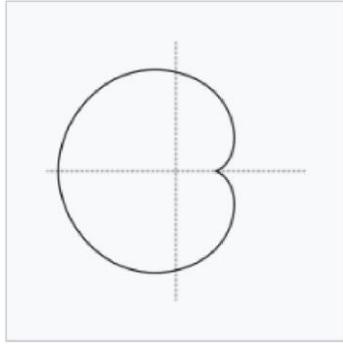


Figura 39: Exemplo de um movimento epiciclóide com $k=1$. Disponível: <<https://www.gaussianos.com/astroide-cardioide-y-demas-oides/>>

A Biela banana sofreu as seguintes alterações:

- Foi diminuído o diâmetro interno de 35 milímetros para 32 milímetros como mostrado na *Figura 40*;
- Aumento do espaçamento entre os dois furos de 25 milímetros para 26 milímetros como mostrado na *Figura 41*;
- Foram colocadas ranhuras para alojamento dos anéis elásticos;

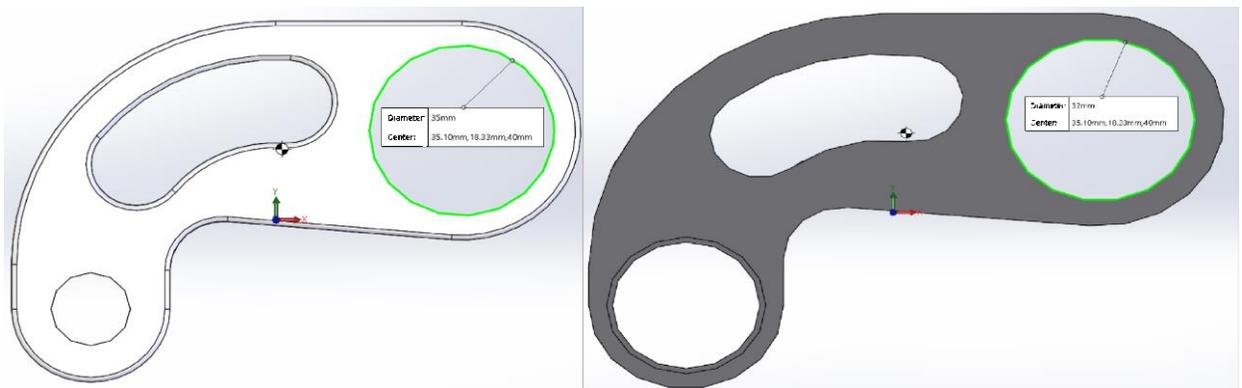


Figura 40: Biela Banana antes das modificações do diâmetro interno (esquerda) e depois (direita);

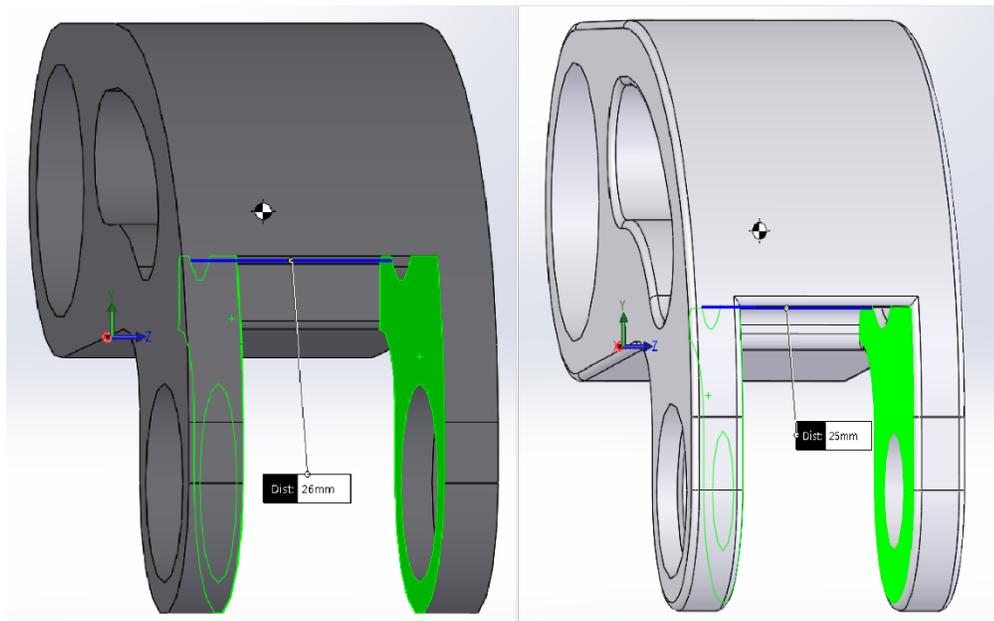


Figura 41: Biela Banana após modificações do comprimento inferior depois (esquerda) e antes (direita);

3.2.2 Pino da Biela Banana

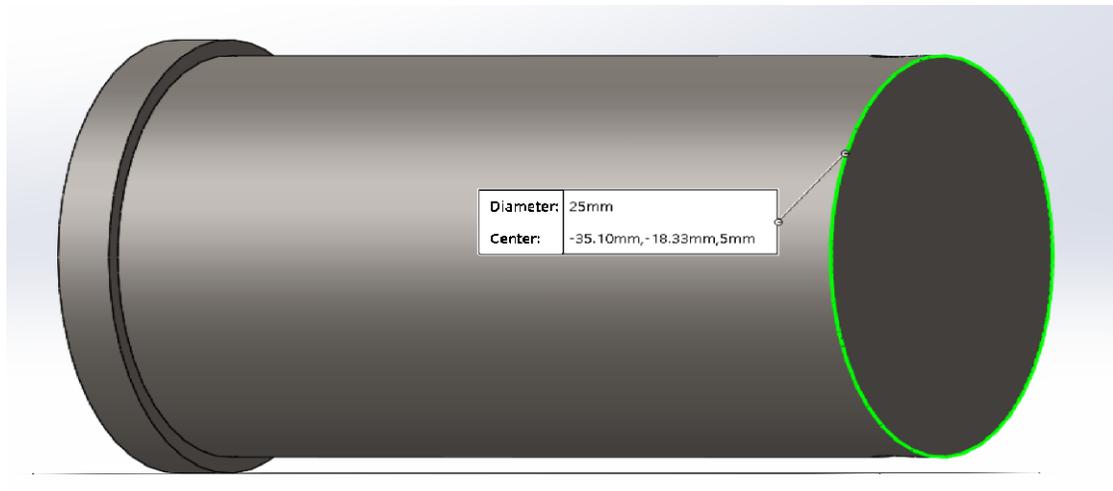


Figura 42: Pino da biela banana.

O pino em questão vai acoplado na parte inferior da biela banana como mostra a *Figura 43* da montagem. Tem como função alojar os rolamentos e formato cilíndrico como mostra *Figura 42*.

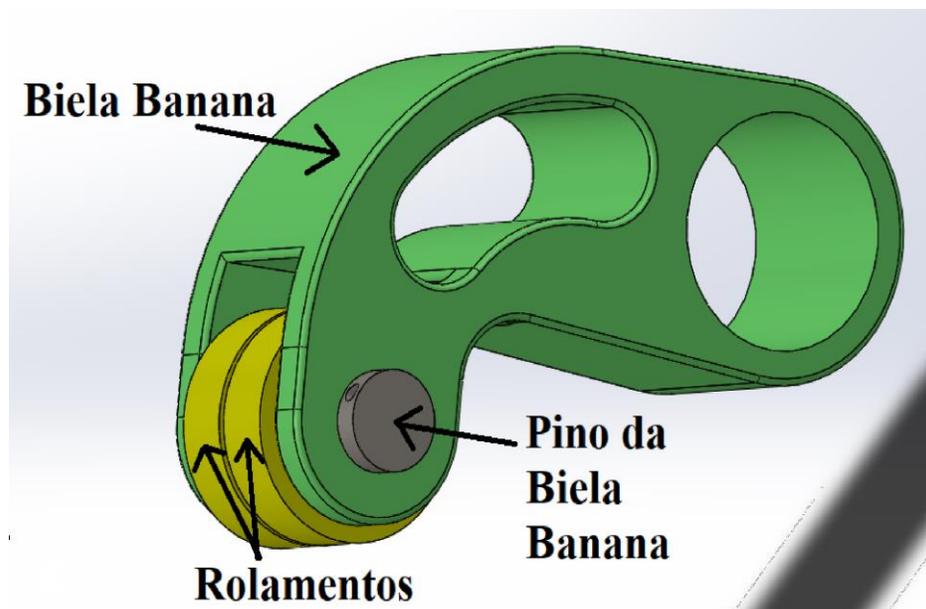


Figura 43: Montagem da biela banana com o Pino e os rolamentos.

As alterações do pino estão listadas a seguir:

- Aumentou-se o diâmetro do corpo de 23mm para 25mm;
- Aumentou-se o diâmetro da cabeça do pino de 25mm para 27mm;

3.2.3 Braço da Planetária

O braço da planetária é um componente do DVDM que tem a função de transmissão do movimento da biela banana para o volante.

A única modificação realizada no braço da planetária foi o aumento do diâmetro do pino (parte superior) de 15mm para 24mm, como mostra a *Figura 44* e *Figura 45*.

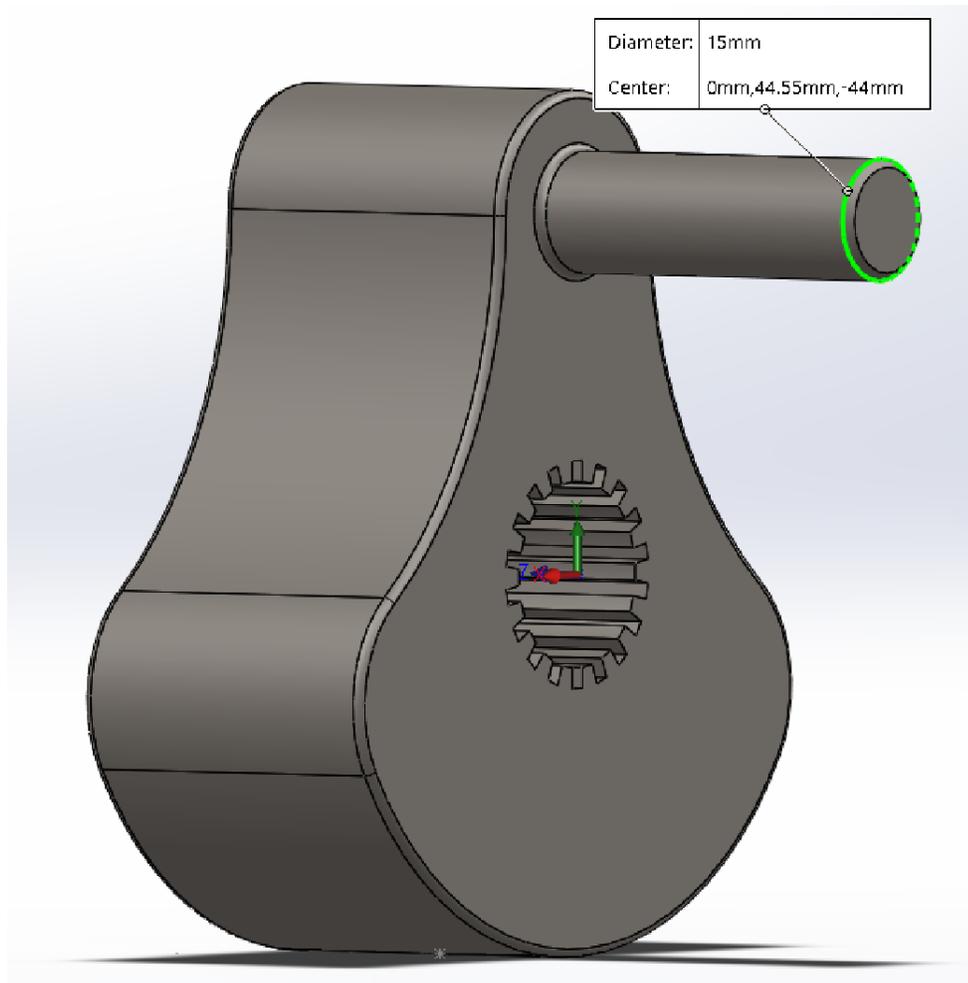


Figura 44: Braço da planetária antes e depois da modificação.

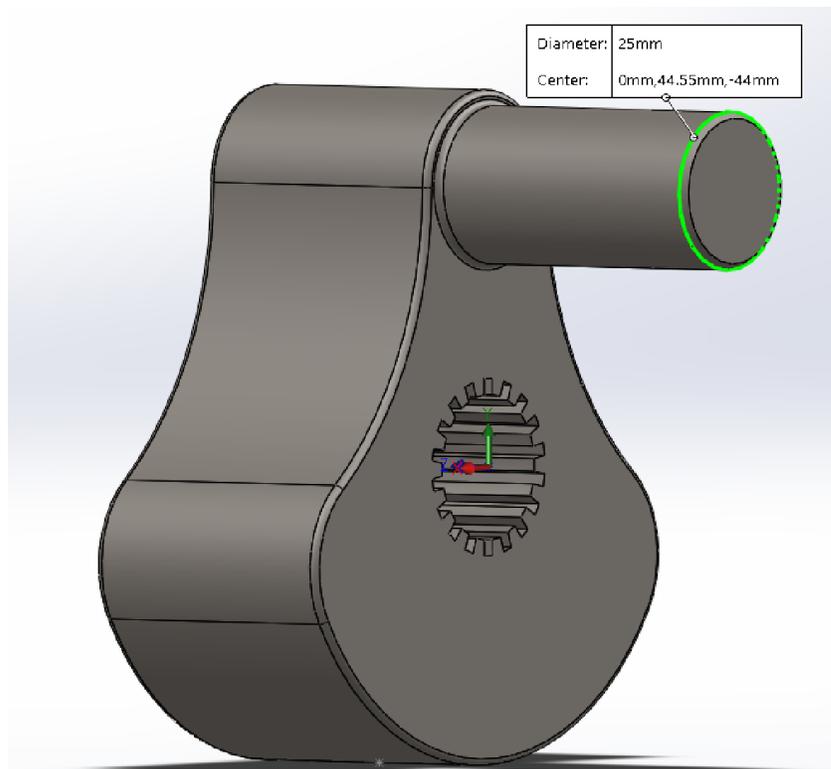


Figura 45: Braço da planetária antes e depois da modificação.

3.2.4 Braço de Transição Maior

A modificação realizada no braço de transição maior foi o aumento do comprimento do furo da parte superior, passando de 20mm para 24.5mm. A *Figura 46* ilustra a modificação realizada.

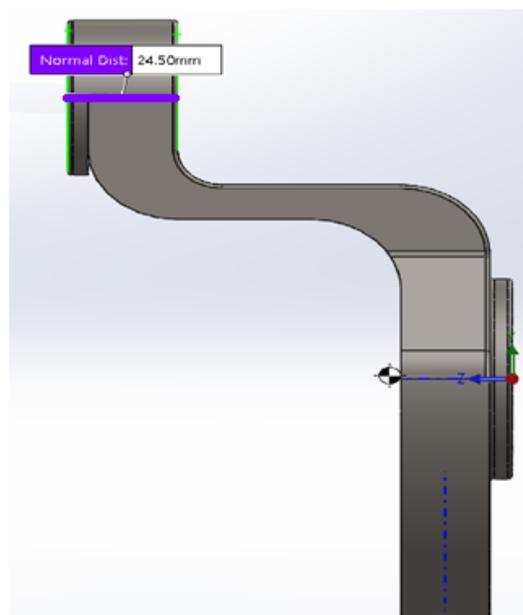


Figura 46: Braço transição maior após aumento do comprimento da parte superior.

3.2.5 Braço de transição menor

A única modificação realizada na peça foi aumentar a espessura de 23,5mm para 24,5mm como mostra a *Figura 47*.

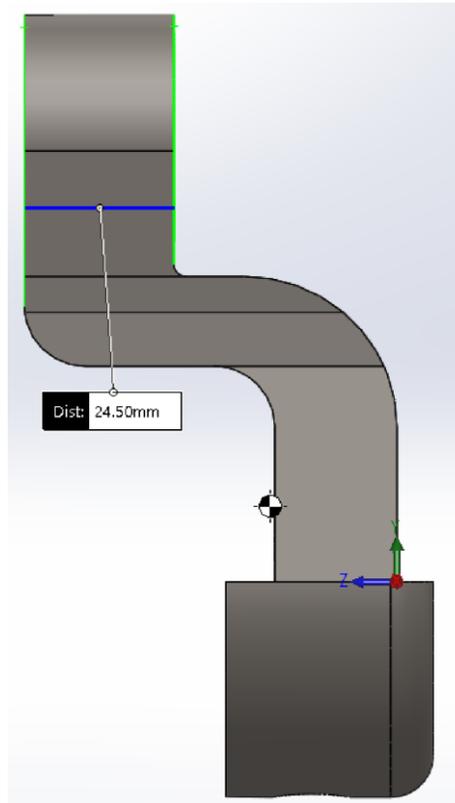


Figura 47: Braço transição menor após aumento do comprimento da parte superior.

3.3 Resultados dos rolamentos escolhidos

Como citado no início desta seção, os rolamentos escolhidos foram o NK 24/16 e o RNAO 25x35x26 a partir do catálogo da SKF. As quantidades e o valor dos rolamentos escolhidos estão listados na *Figura 48* a seguir.

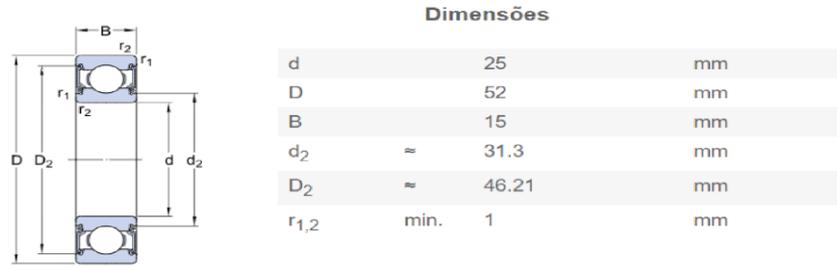
Código do rolamento	Quantidade	Preço unitário	Preço Total
NK 24/16	4	R\$ 159.55	R\$ 638.20
RNAO 25x35x26	2	R\$ 197.42	R\$ 394.84
TOTAL			R\$ 1,033.04

Figura 48: Quantidade e preço dos rolamentos escolhidos.

Os preços listados na tabela foram encontrados após várias consultas a diferentes distribuidores da SKF, sendo considerados apenas os mais baratos.

O rolamento de agulha NK 24/16 possui diâmetro de 32mm enquanto que o rolamento de esferas semelhante mostrado na *Figura 40*, possui 52mm. O rolamento de agulha quando comparado com o rolamento rígido de esferas, tem diâmetro 61,5% menor.

► **6205-2RSH**



Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	14.8	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	7.8	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.335	kN
Velocidade-limite		8500	r/min
Fator de cálculo	k_r	0.025	
Fator de cálculo	f_0	14	

Massa

Massa do rolamento		0.13	kg
--------------------	--	------	----

Figura 49: Propriedades do rolamento rígido de esferas. Disponível:

<<https://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6205-2RSH>>. Acesso em: 15 de dez. de 2019

O rolamento de agulhas, mostrado na *figura 37*, possui maior resistência a carga estática básica. Enquanto o rolamento rígido de esferas, mostrado na *figura 49*, possui 7,8kN, o rolamento de agulhas possui 24,5kN, diferença de 16,7kN ou 314% maior. Quanto à massa, o rolamento de esferas tem massa de 0,13 kg, e o de agulha 0,032 kg, diferença de 0,098 kg ou 406,3% maior.

Capítulo IV

RESULTADOS DOS BALANCEAMENTOS

4.1 Braço de transição maior

O braço de transição maior não apresentou grandes problemas quanto ao seu centro de gravidade em comparação com o braço de transição menor. Um dos problemas encontrados foi a grande quantidade de massa que tal braço possuía antes das modificações. Por esse motivo, fez-se uma redução de massa do braço de transição maior diminuindo-se as espessuras na parte superior e inferior, fazendo um decréscimo de 10 milímetros, 5 milímetros para cada lado. A *Figura 50* ilustra a diferença entre os centros de gravidade.

A espessura do contrapeso foi diminuída de 20 milímetros para 17 milímetros como mostra a *Figura 51*. O raio de arredondamento passou de 20 milímetros para 45 milímetros, assim como na *Figura 52*. As alterações propostas resultaram em um decréscimo de 16,48% em massa, passando de 1756,81 gramas para 1467.37 gramas. O material da peça anterior é o SAE 1045 enquanto que o material da peça otimizada é o SAE 4340. A distância entre o centro de gravidade e o centro de rotação da peça diminuiu de 0,66 milímetros para 0,01 milímetros, reduzindo 0,65 milímetros ou 98,48%

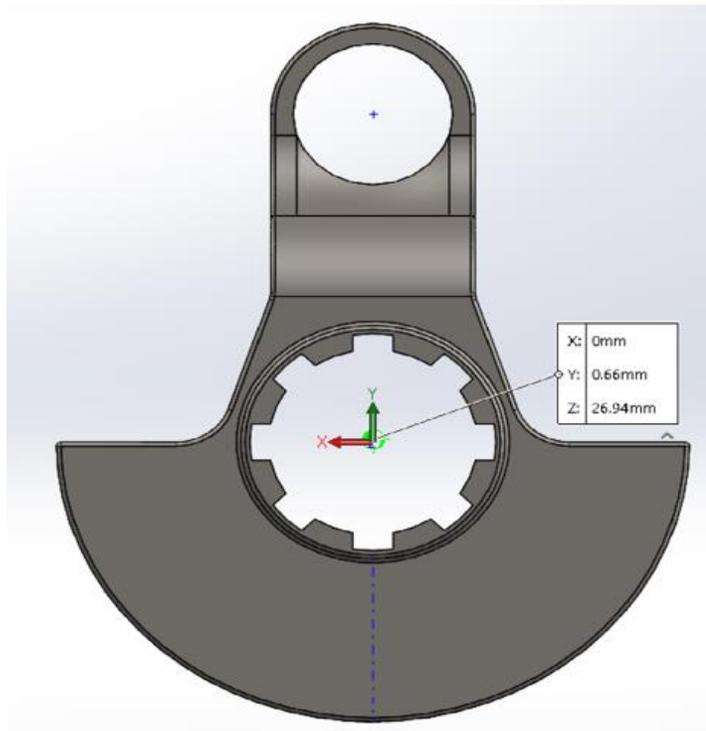


Figura 50: Comparação da distância do CG do braço maior (centro de gravidade) antes das modificações;

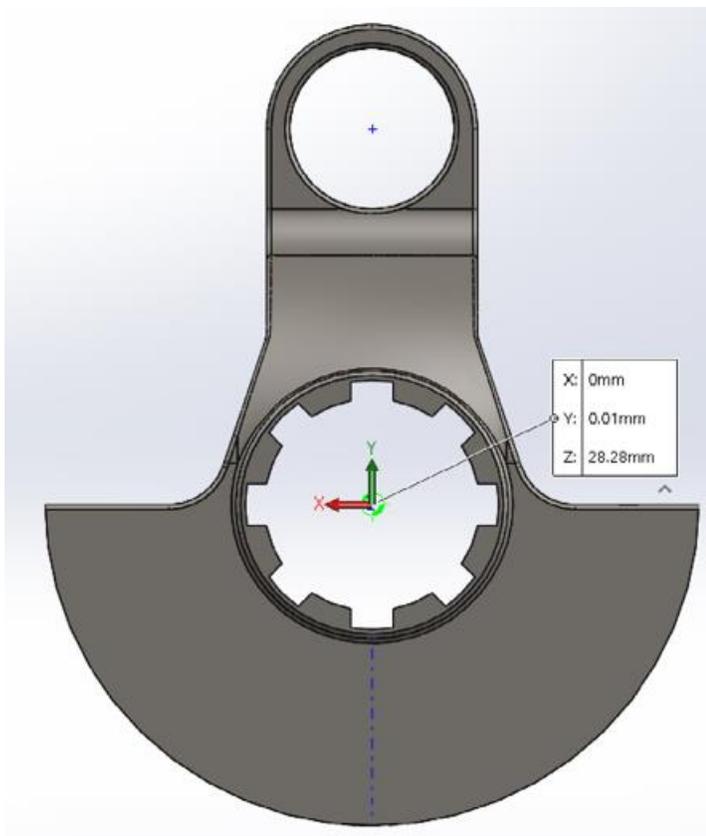


Figura 51: Comparação da distância do CG do braço maior (centro de gravidade) depois das modificações;

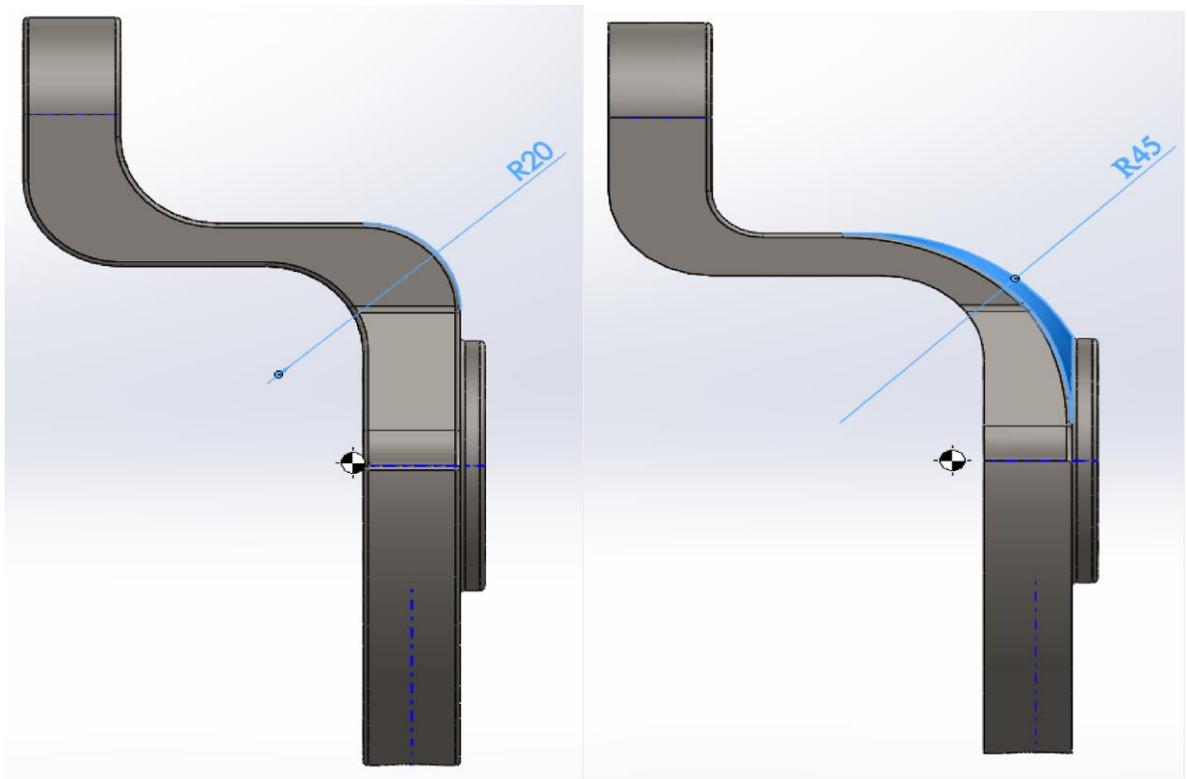


Figura 52: Comparação do aumento do raio de arredondamento no centro do braço maior antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;

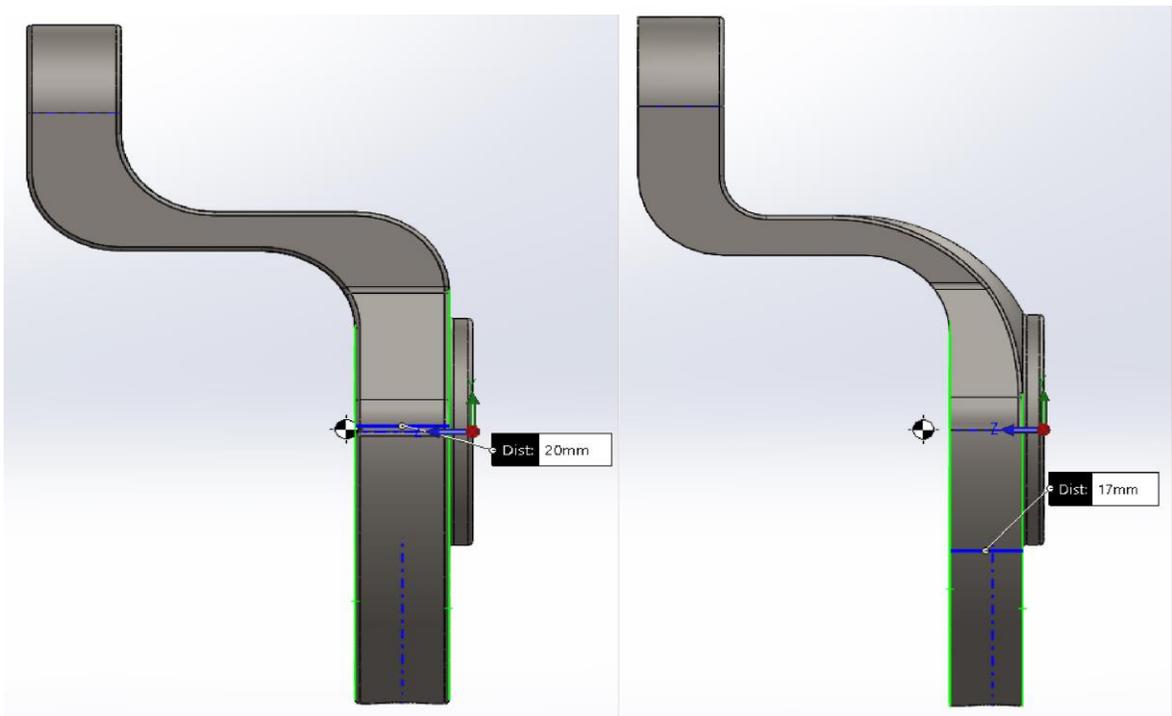


Figura 53: Comparação da diminuição da espessura do braço maior antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;

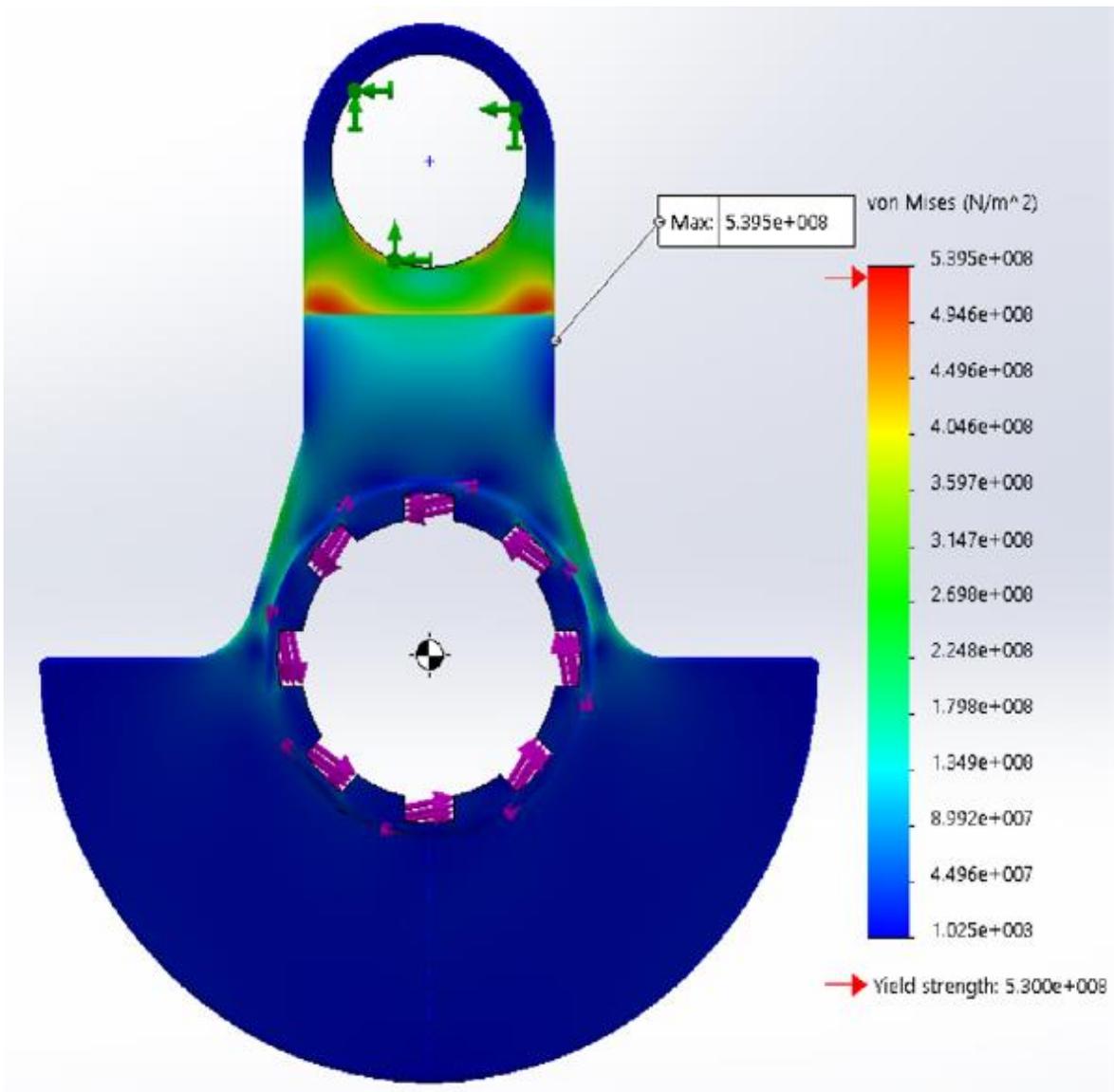


Figura 54: Análise estática do material SAE 1045. Vista lateral do braço maior

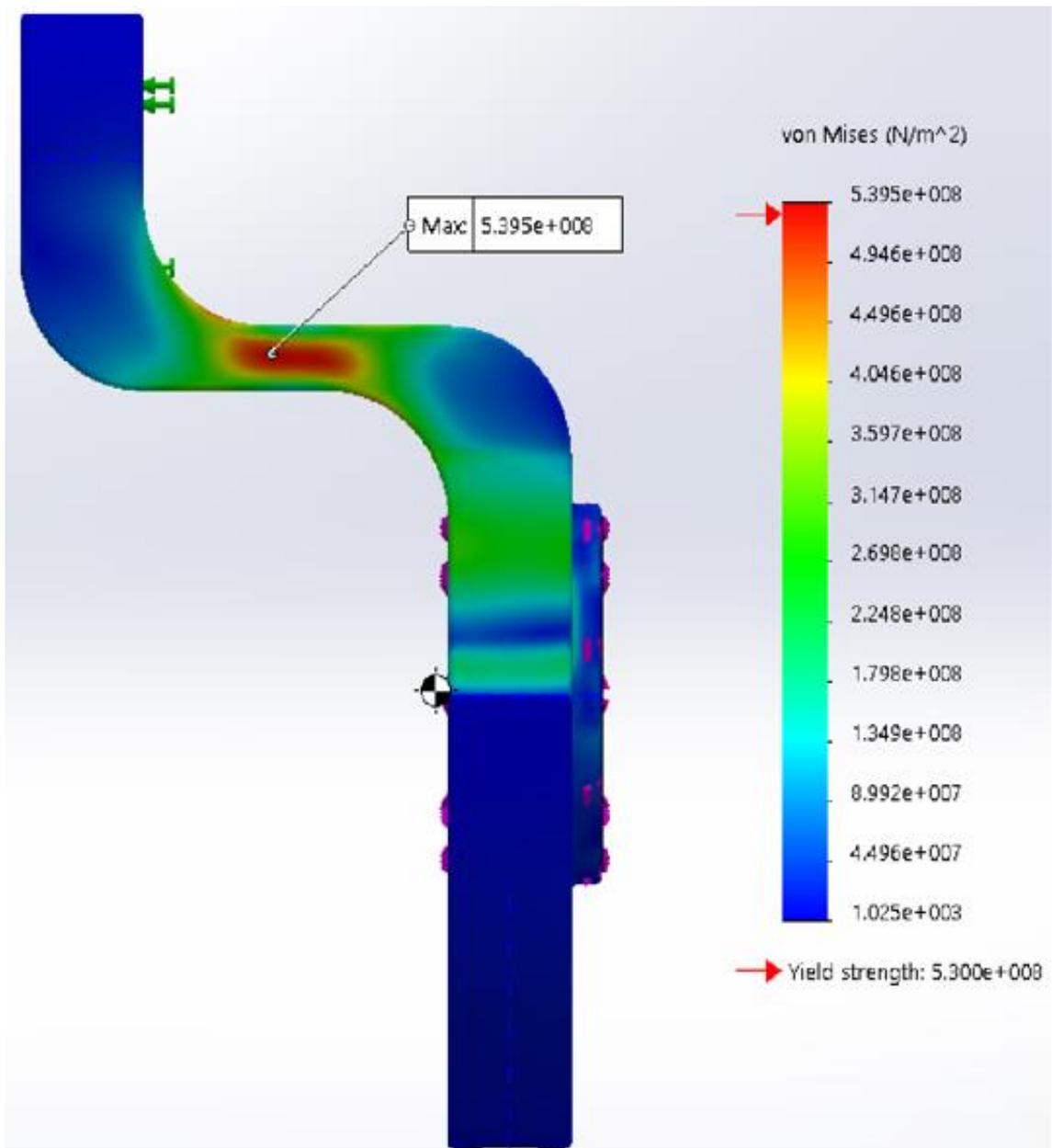


Figura 55: Análise estática do material SAE 1045. Vista frontal do braço maior

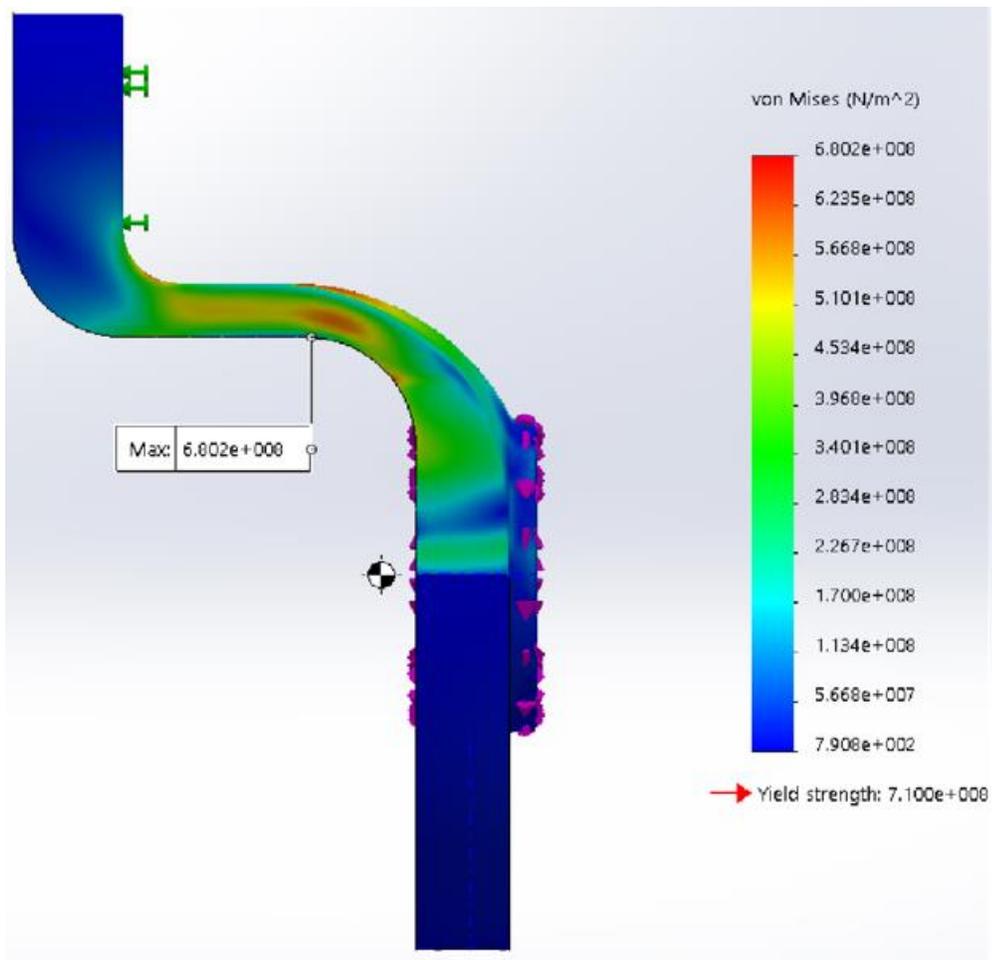


Figura 56: Análise estática do material SAE 4340. Vista lateral do braço maior

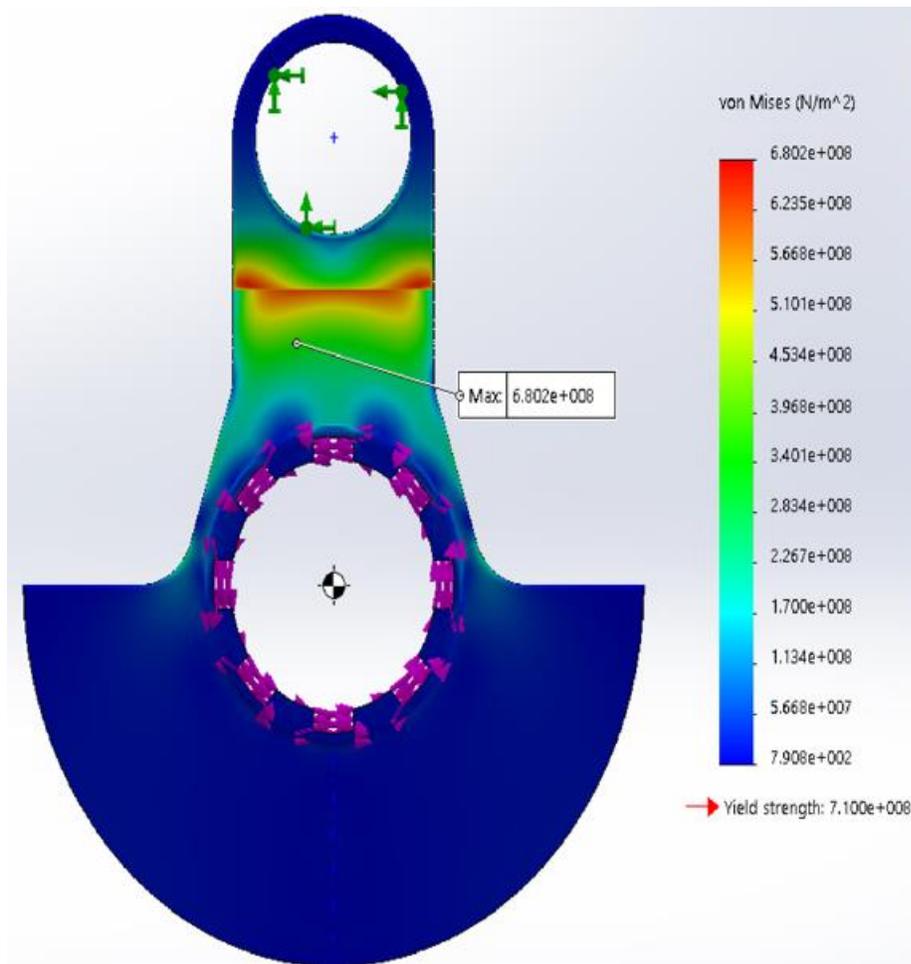


Figura 57: Análise estática do material SAE 4340. Vista frontal do braço maior

Apesar das modificações deixaram o meio da peça mais fino, o braço maior passou nos testes estáticos como mostram os resultados da *Figura 57*. Pode-se observar ainda que o ponto crítico é referente a região de transição entre a parte inferior e superior da peça, tendo seu valor de 680,20 MPa. É importante salientar que o material foi alterado do SAE 1045 para o SAE 4340, juntamente com as modificações. Obviamente que a resistência a tensão de cisalhamento foi alterada em função da mudança do material. O resultado pode ser considerado positivo pois, como visto na *Figura 55*, o SAE 1045 não suportou as tensões impostas pela simulação.

4.2 Braço de transição menor

O braço menor apresentou alguns problemas quanto ao balanceamento. Por conta da maneira como foi projetado, o braço possui uma má distribuição de massa ao longo da peça. Além desse motivo existe uma diferença de massa entre os braços maior e menor que precisava ser equalizada.

As alterações a seguir foram feitas com o objetivo de aumentar a massa do braço menor (ao contrário do braço maior) e diminuir a distância entre o centro de giro e o centro de gravidade.

- Espessura do contrapeso do braço menor foi acrescida de 34 milímetros para 42 milímetros (ver *Figura 58*);
- Aumentou-se o raio de arredondamento de 25 para 50 milímetros (ver *Figura 59*);
- Aumentou-se o raio de arredondamento da parte superior de 2 milímetros para 10 milímetros (ver *Figura 60*);

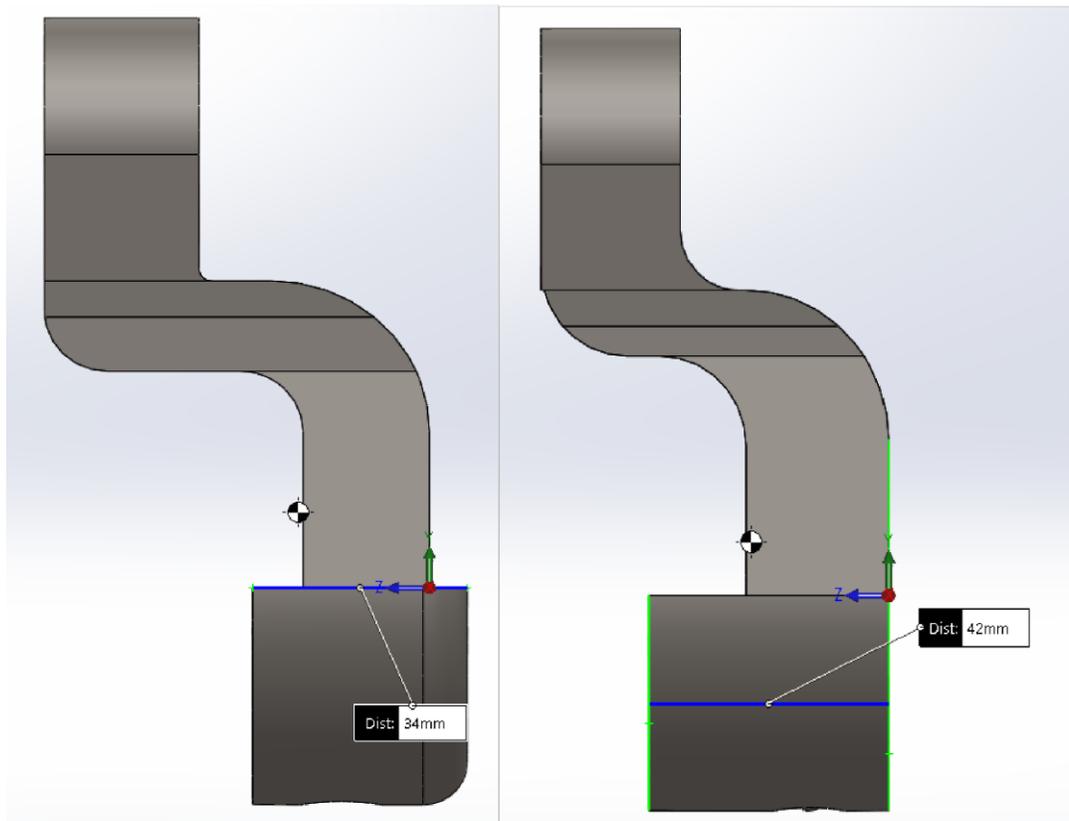


Figura 58: Comparação do aumento da espessura do contra peso do braço menor antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;

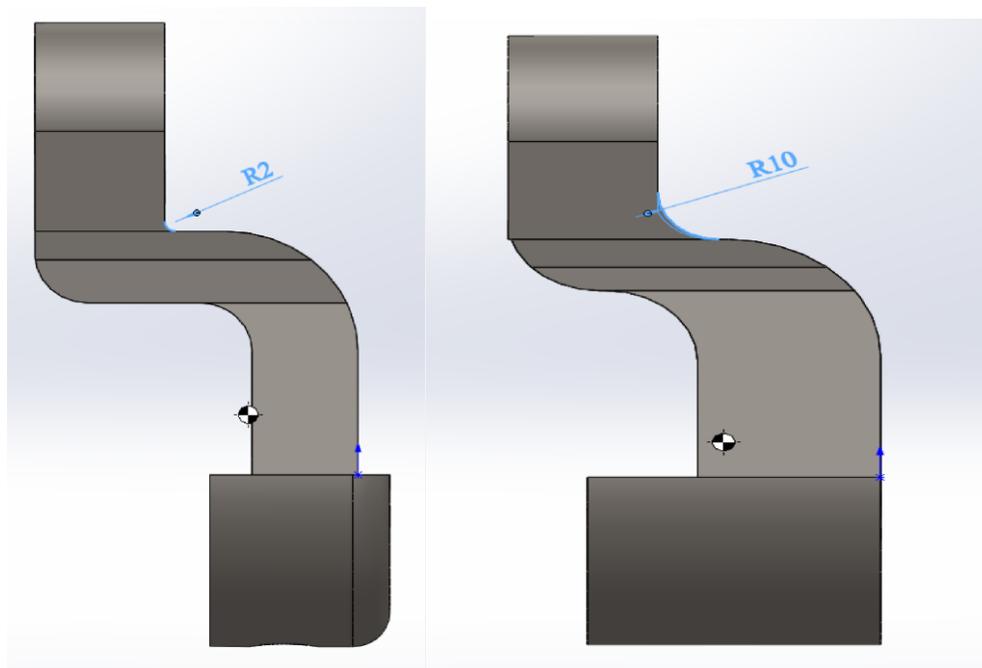


Figura 59: Comparação do aumento do raio do braço menor na parte superior antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;

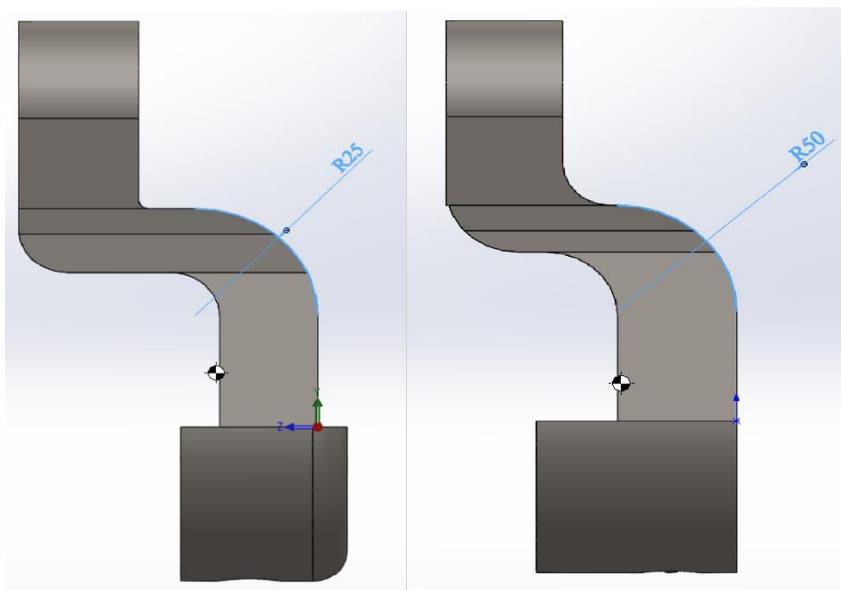


Figura 60: Comparação do aumento do raio do braço menor no centro antes (esquerda) e depois (direita) das modificações;

Com as alterações geométricas realizadas, a massa variou de 977,6 gramas para 1.282,62 gramas, resultando em um aumento de 31,2% de massa. O valor pode ser considerado satisfatório, pois o valor mássico do braço menor está convergindo para o valor mássico do braço maior de 1467,37

gramas. A distância entre o centro de gravidade e eixo de giro da peça diminuiu de 12,67 milímetros para 7,53 milímetros, totalizando 5,14 milímetros de redução ou 40,57%, como mostra a *Figura 61*. Após as alterações geométricas, foram feitas simulações para verificar pontos de concentração de tensão.

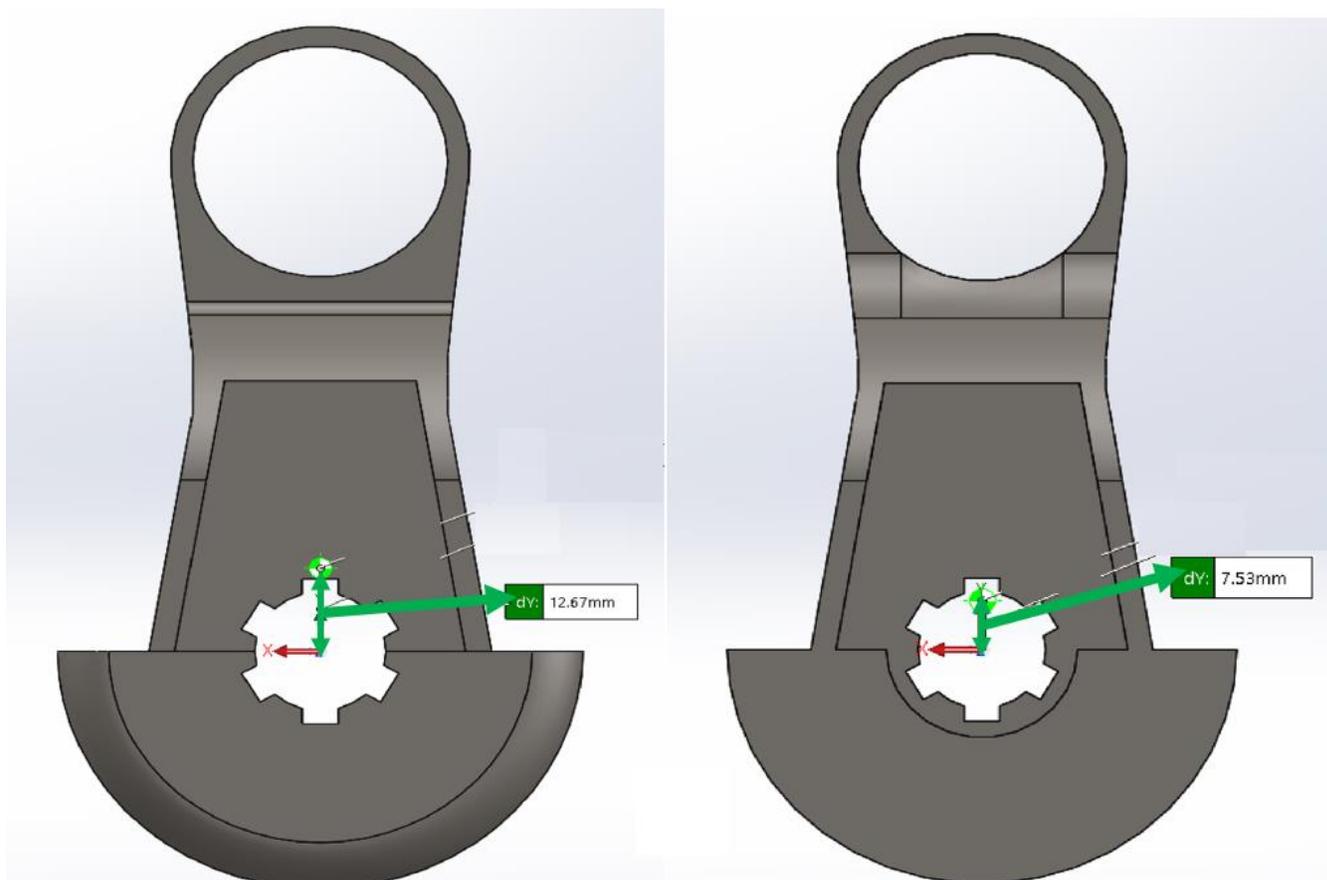


Figura 61: Comparação da diminuição da distância do CG (centro de gravidade) do braço menor antes (esquerda) e depois (direita) das modificações.

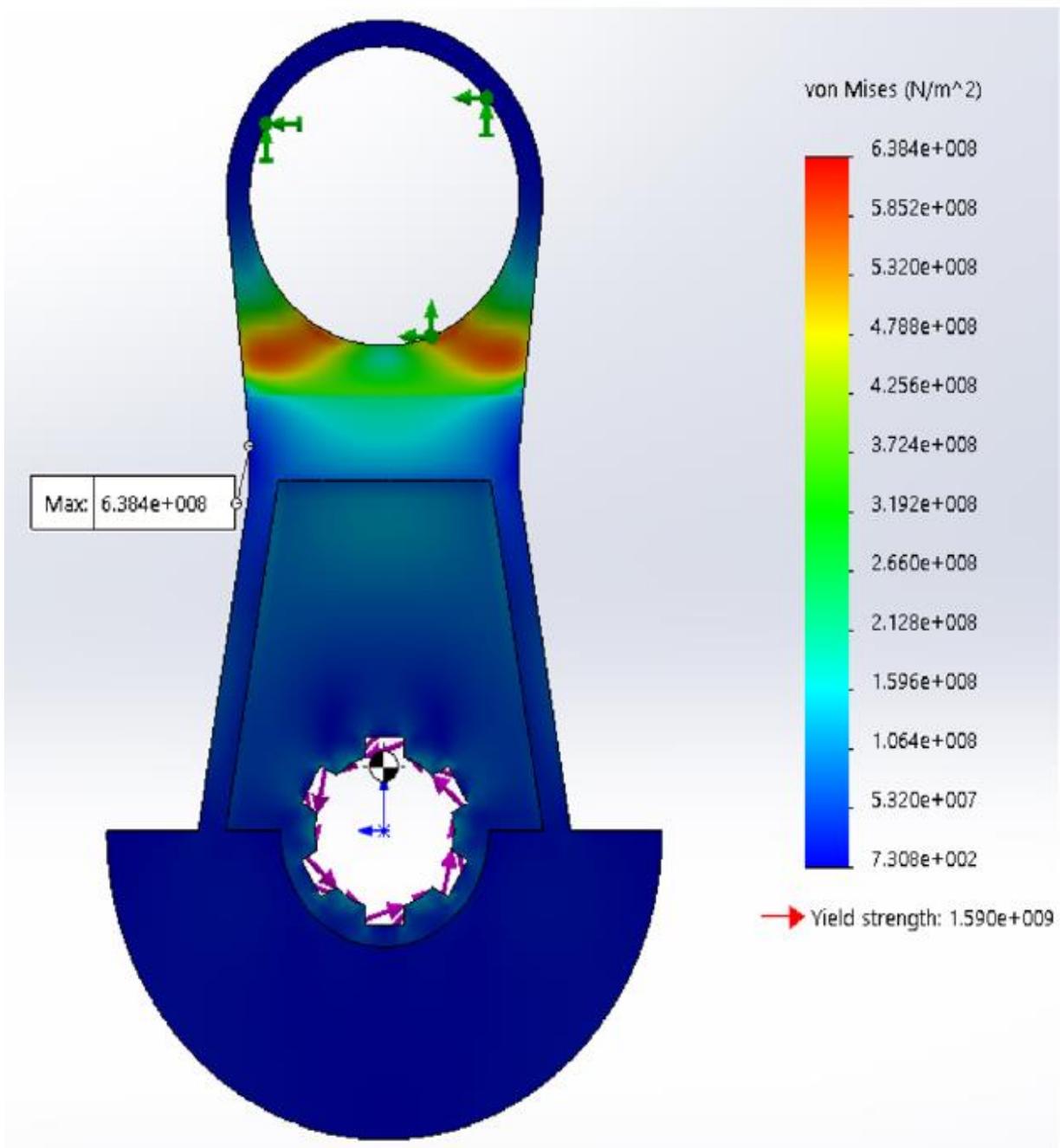


Figura 62: Resultado da Simulação com material SAE 4340 após mudanças geométricas (vista frontal).

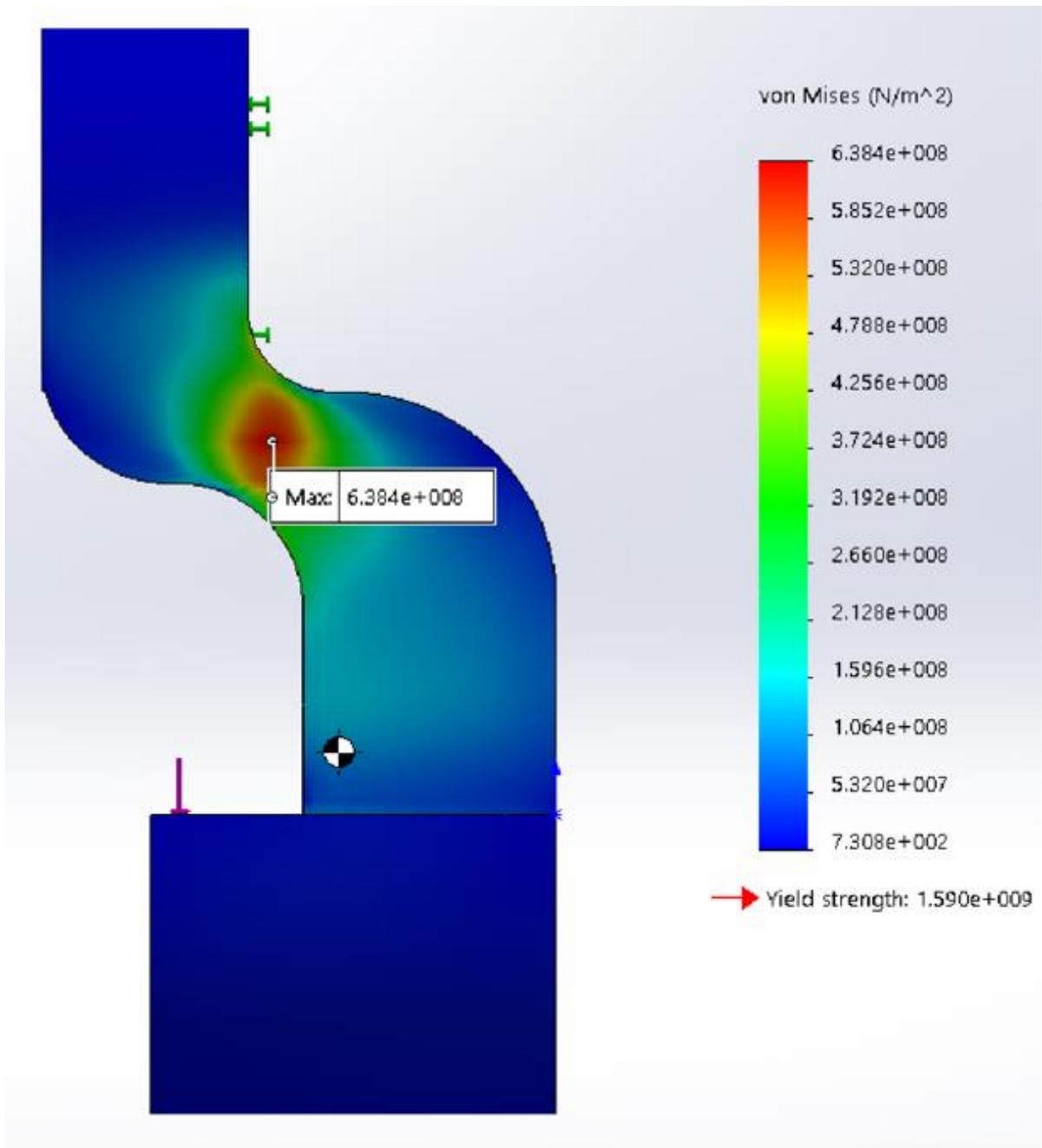


Figura 63: Resultado da Simulação com material SAE 4340 após mudanças geométricas (vista lateral).

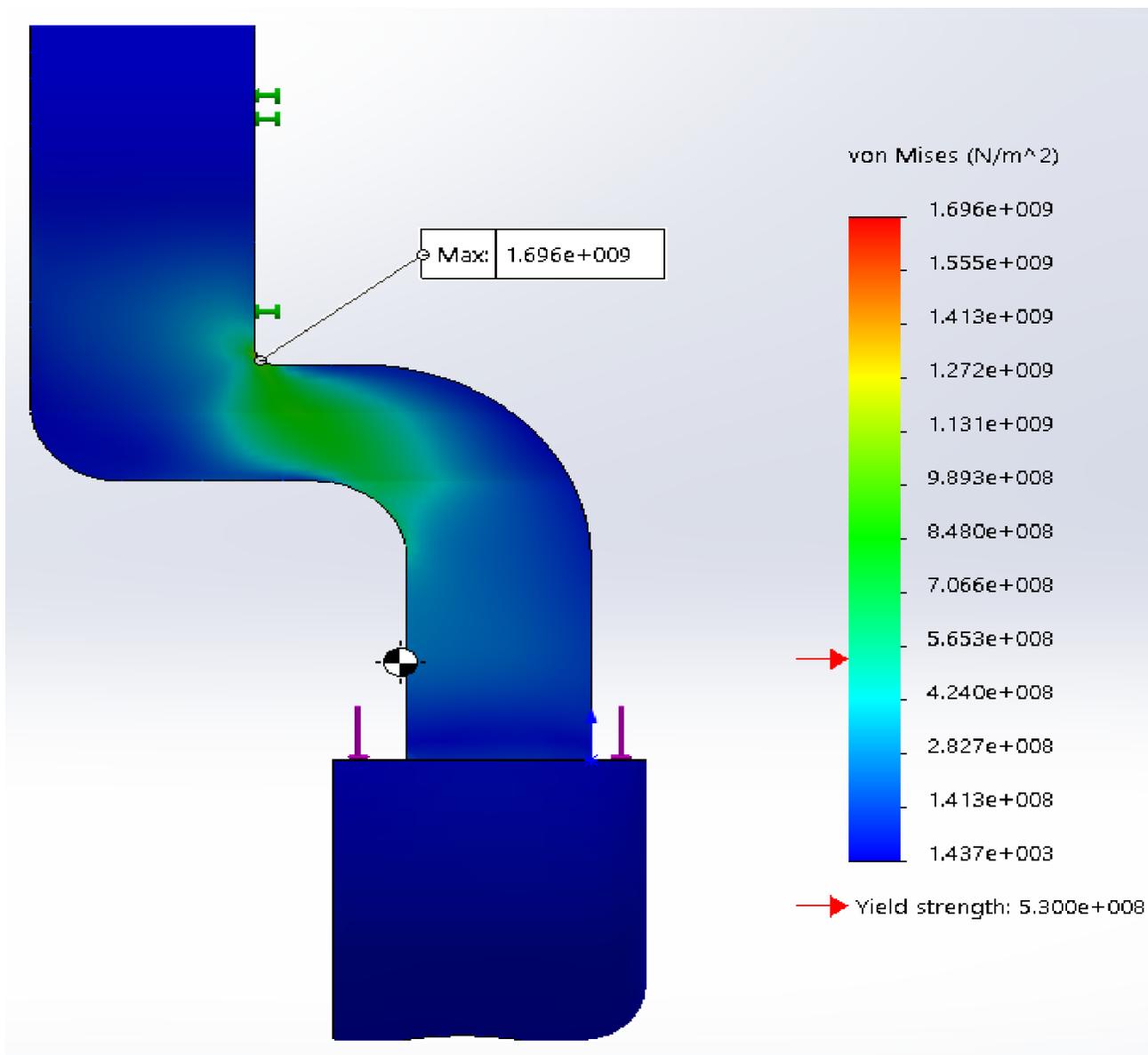


Figura 64: Simulação com material SAE 1045.

O braço de transição menor passou por testes estáticos assim como o braço maior. Antes era usado o material SAE 1045, sendo este insuficiente para os esforços do motor como mostra a *Figura 64*. Por isso, foi mudado o material para o SAE 4340 e simultaneamente foram feitas as alterações geométricas. Obviamente que as comparações feitas levam em consideração o conjunto material e alterações geométricas. Não só o material SAE 4340 conseguiu suportar as tensões devido ao movimento do motor, como as tensões provenientes das alterações geométricas como mostrado na *Figura 63*.

CAPÍTULO V

Conclusão

5.1 Conclusões e considerações finais.

O objetivo do presente trabalho foi reduzir a vibração a partir de um balanceamento de peças girantes e uma escolha adequada de rolamentos para um novo protótipo do motor TRP-VCR

Quanto ao tipo do material, foram confrontados estudos de resistência estática do SAE 1045 e SAE 4340. Foi sugerido o uso do SAE 4340 por possuir melhores propriedades mecânicas, e por consequência possibilitar alterações impossíveis de serem realizadas com o SAE 1045.

No balanceamento, foram feitas alterações nas geometrias do motor, seguido de simulações estáticas. O resultado foi uma diminuição da massa do braço de transição maior e um aumento da massa do braço de transição menor. As sugestões de alterações podem ser consideradas satisfatórias pois o CG (centro de gravidade) das peças foi deslocado em direção ao centro de giro. No caso do braço de transição, por exemplo, a distância passou de 0,66mm para 0,01mm. Para trabalhos futuros considerar o desenvolvimento de análises dinâmicas, levando em conta a fadiga. Além disso, realizar um estudo prático da real redução da vibração das alterações.

Através de análise teórica e consultando o catálogo de fabricantes foi feita uma escolha criteriosa de novos rolamentos para alguns componentes do DVDM. Foi sugerido o uso de rolamento de rolos de agulha por ser mais atraente em vários aspectos. Com o grande limitante de espaço físico do motor, o rolamento de rolos de agulha pode ser uma excelente opção para futuros projetos por possuir menor tamanho e massa, além de possuir melhores propriedades quando comparados com os rolamentos de esferas.

Capítulo VI

6.1 Referências Bibliográficas

Holmberg, K., & Erdemir, A. (2012). **Global Impact of Friction on Energy. Finlândia**; USA. Ponge-Ferreira, P. D. (2010). Balanceadora de Mancais Flexíveis. Fonte: Usp: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/533026/mod_resource/content/2/Balanceadora.pdf>

Silva, F. T. (Fevereiro de 2018). **Desenvolvimento e Avaliação Experimental de um Motor a Combustão Interna Rotativo**. Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Yamamoto, K. (1981). **Rotary Engine**. Tokyo: Sankaido.

ATKINSON, J. Gas-Engine. US Patent No. 367,496 (A), 13 Outubro 1886, 2 Agosto 1887.

Propriedades do Aço AISI 4340. Disponível em: <<https://aco.com.br/aco/sae-4340-aco-carbono-cromo-niquel-molibdenio/>> Acesso em 08/09/2019.

FISH, Jacob and BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, LTC, 2007.

SORIANO, L. Humberto. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. 1ª Edição. São Paulo, Ed. Edusp. 2003.

Ajuda do SolidWorks. Disponível em: <http://help.solidworks.com/2013/portuguese-brazilian/SolidWorks/SWHelp_List.html?id=ee628cdcc155446badeef99f7976cc3c#Pg0> Acesso em 15/09/2019

CALLISTER, Jr., W.D. **Ciência e Engenharia dos Materiais, uma Introdução**, 7ª Edição, Ed. Guanabara, 2008.

The Underestimated Potential of Battery Electric Vehicles to Reduce Emissions. Disponível em: <[https://www.cell.com/joule/pdf/S2542-4351\(19\)30271-5.pdf](https://www.cell.com/joule/pdf/S2542-4351(19)30271-5.pdf)> Acesso em 06/10/2019

Dominkovic, D.F., Bacekovic, I., Pedersen, A.S., and Krajacic, G. (2018). **The future of transportation in sustainable energy systems: Opportunities and barriers in a clean energy transition**. Renew. Sustain. Energy Rev. 82,

1823–1838.

Buchal, C., Karl, H.-D., and Sinn, H.-W. (2019). Kohlemotoren, **Windmotoren und Dieselmotoren: Was zeigt die CO2-Bilanz?** Ifo Schnelldienst 72, 40–54

SOUZA, S.A. **Ensaio mecânico de materiais metálicos**. 5. ed., São Paulo: Edgar Blücher, 1998.

SKF, MANUAL SKF DE MANUTENÇÃO DE ROLAMENTOS, 4100 PB, CHINA, POLEX INT. AB, (1997)

OLIVEIRA, M. V. M.; GUARATO, A. Z. **Development and experimental test of new gas seals for a rotary-piston engine**. Submetido em: 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, October 20-25, 2019, Uberlândia, MG, Brazil.

MORGADO, R. G. **Internal combustion engine and method**. US Pat. 6,739,307 B2. Depositante: Ralph Gordon Morgado. Depósito: 26 mar. 2002. Concessão: 25 mai. 2004.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. 2. ed. N.Y: McGraw-Hill Education, 2018. 1056p.

GUARATO, A. Z.; TICONA, E. M.; BRAGA, S. L. **Application of Atkinson/Miller cycle on a rotary internal combustion engine**. In: 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 5, 2015, Rio de Janeiro.

GUARATO, A. Z.; TICONA, E. M.; BRAGA, S. L. **Development of a flex-fuel rotary engine with variable compression ratio**. In: 25th SAE BRASIL International Congress and Display, 10, 2016, São Paulo. SAE Technical Paper 2016-36-0218, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-36-0218>.

EISENMANN, R.C.E, Sr.; EISENMANN, R.C.E, Jr. Machinery Malfunction Diagnosis and Correction. **Vibration Analysis and Troubleshooting for Process Industries**. New Jersey: Prentice-Hall, Inc, 1998.792 p.

PEREIRA, J.C. **Introdução à dinâmica de rotores**. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

BOSCH, Robert - **Manual de Tecnologia Automotiva** - Edgard Blücher – 2014

Miotto, Guilherme Lima Estudo de casos referente ao ganho de performance a

partir do sistema Biela-Manivela / Guilherme Lima Miotto, Helio Ribeiro da Silva Filho. - Santo André, 2018.5858

Ticona, Epifanio Mamani, Alexandre Zuquete Guarato, and Sergio Leal Braga. 2015. **“Mathematical Modeling and Analysis of Thermodynamic Processes of an Irreversible Miller Cycle Working on a Piston Rotary Engine.”** In 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering. Rio de Janeiro.

Azevedo, D. S, **ESTUDO EXPERIMENTAL DA COMBUSTÃO DO ETANOL ADITIVADO NA MÁQUINA DE COMPRESSÃO RÁPIDA.** Rio de Janeiro, 2013. Disponível em: < http://www.puc-rio.br/pibic/relatorio_resumo2013/relatorios_pdf/ctc/MEC/MEC-Dayana%20Siqueira%20de%20Azevedo.pdf>