

SISTEMA MECÂNICO DE DESCARGA RODOVIÁRIA POR FRICÇÃO DA BASE

Patrick Dionisio Vonsosvicz¹

Nelson Ortiz da Silveira²

RESUMO

O principal objetivo, do presente trabalho é buscar uma alternativa para a descarga de veículos rodoviários que transportam produtos à granel desenvolvendo um sistema de fricção do fundo da carroceria. Inicialmente a proposta é resolver um problema que um determinado cliente possui com a baixa eficiência e altos riscos à tombamentos dos sistemas disponíveis no mercado. Com a intenção de resolver o problema proposto foi estudado uma possível solução e através de metodologias propostas pela bibliografia estudada foi desenvolvido o projeto de componentes que integram o sistema e o mesmo estudado quanto à integração no veículo de transporte. Aplicado à necessidade do cliente o sistema mostrou-se satisfatório no cumprimento das premissas de projeto.

Palavras-chave: Descarga. Piso Móvel. Projeto.

¹ Aluno do 5º ano do curso de Engenharia Mecânica da FAE Centro Universitário.
E-mail: patrick_pdv@hotmail.com

² Orientador da Pesquisa. Graduado em Engenharia Mecânica. Professor das disciplinas de Metrologia, Processo de Usinagem, Instrumentação e Automação da Manufatura na FAE Centro Universitário.
E-mail: nelson.silveira@fae.edu

INTRODUÇÃO

O presente artigo tem como objeto de estudo o Sistema Mecânico de Descarga Rodoviária por Fricção da Base. O Personagem principal é o Sistema de Descarga por Fricção da Base no Município de Mandirituba – Paraná durante o primeiro Semestre de 2015.

O problema de pesquisa é o seguinte: é possível planejar um sistema que supra as necessidades de descarga dos veículos rodoviários minimizando os riscos operacionais e ainda assim ser integrável aos modais de transportes rodoviários existentes?

Como resposta a este problema levanta-se a seguinte hipótese: Seria seguro substituir outros modais de descarga pelo sistema de Fricção da Base, mesmo que não existam similares no mercado?

O objetivo geral da pesquisa é o de Desenvolver o projeto dos componentes do sistema estrutural mecânico com base nas boas práticas de engenharia, segurança.

- Com base nas restrições do projeto tais como: espaço de instalação, peso, velocidade de funcionamento, desenvolve-se os seguintes objetivos específicos: Calcular as resistências Mecânicas das peças e comparar com as premissas iniciais do projeto tais como: espaço, peso e velocidade; Selecionar materiais que viabilizem a construção mecânica do sistema; Modelar do equipamento em softwares 3D e executar análise estrutural validando também os cálculos desenvolvidos anteriormente; Detalhar o memorial de cálculo segundo as normas da bibliografia consultada.

A disposição geográfica do Brasil exige que os mais variados produtos oriundos da agricultura, indústria, comércio sejam transportados por longas distâncias de forma ágil e segura.

E neste meio, a descarga dos veículos pode ser classificada como uma etapa que gera riscos, tanto para as pessoas envolvidas quanto para o produto transportado. Logo pretende-se apresentar uma solução que visa diminuir riscos e aumentar a produtividade da operação maximizando a eficiência do implemento que abrigará o equipamento instalado.

1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Conforme NORTON (2013, p.5) “A metodologia de projetos é essencialmente um exercício de criatividade aplicada. Muitas metodologias de projetos foram definidas para ajudar a organizar e enfrentar o problema não estruturado”.

“Projeto é um empreendimento planejado que consiste num conjunto de atividades inter-relacionadas e coordenadas, com o fim de alcançar objetivos específicos dentro dos limites de um orçamento e de um período de tempo dado” (ANDRADE, 2010, p.21).

Logo é de extrema importância a aplicação de uma boa metodologia num problema desconhecido, para que não restem dúvidas acerca do projeto e que o mesmo possa ser o mais adequado possível tanto para a fabricação quanto para o cliente final que obterá as vantagens do produto criado.

Projeto mecânico consiste em elaborar um plano em que há uma necessidade específica de resolver um determinado problema. Caso a solução tenha que ser concreta, o produto desenvolvido tem que ser funcional, seguro e confiável para ser propriamente fabricado, utilizado e comercializado. (SHIGLEY, 2011).

1.1 ANÁLISE E MODELAMENTO DA SOLUÇÃO

Uma abordagem organizada em um determinado problema ajuda a perceber nuances profundas e evitar incoerências. Segundo NORTON (2013, p.8) problemas de projetos devem conter um memorial descritivo, registrando as hipóteses levantadas, os dados de contorno iniciais e as decisões tomadas para a solução. Tal memorial também tem importância extrema para o aprimoramento do produto e reconstrução do raciocínio empregado pelo projetista.

A definição de um problema deve incluir todas as especificações para o objeto que se deseja projetar. As especificações estabelecem os elementos de entrada e as respostas, as características e as dimensões que o objeto deve ter, o espaço ocupado e todas as limitações dessas quantidades. (SHIGLEY, 2011, p. 3).

Após o estabelecimento das hipóteses, outras mais podem ser previstas uma vez as informações conhecidas levam a outras dúvidas de projeto gerando a necessidade de limitar em alguns pontos o problema em questão.

Para que todo o procedimento de desenvolvimento não seja de simples escolha do engenheiro, métodos apropriados para obtenção de uma solução ideal devem ser empregados.

[...] atende a todas as exigências da lista de requisitos, bem como todas as vontades da forma mais abrangente possível. Ela pode ser realizada com as restrições dadas pela empresa; aqui se incluem, por exemplo, custos predeterminados (*target costing*), prazos de entrega, possibilidades de produção entre outros. (PAHL et al., 2005, p. 57.)

Outro item de relevância nos projetos trata da validade das equações dos modelos de engenharia utilizados, sendo que, a criação destas equações é extremamente útil ao engenheiro projetista. (NORTON, 2013, p. 9). Esta é a parte mais desafiadora do projeto e está ligada intimamente com o sucesso do mesmo pois integra os conhecimentos dos princípios básicos e os fundamentos de engenharia.

“Outras vezes, a natureza do problema e o estudo dos aspectos econômicos indicam que não é necessário e nem desejável uma engenharia de alta qualidade”. (SHIGLEY, 2011, p. 4). Logo, o projetista pode escolher em qual modelo pode dar continuidade, porém para resultados imediatos, o modelo mais simples é o mais recomendado.

1.2 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Atualmente com o avanço da tecnologia estão disponíveis os mais diversos métodos, softwares, simulações e normas que são fundamentais para o desenvolvimento de um bom projeto. Eles melhoram a qualidade do planejamento, a confiabilidade e a execução posterior dos itens que integram o projeto.

1.2.1 CAD/CAE

Conforme o desenvolvimento do projeto prossegue, é essencial o uso do computador nas diferentes etapas do produto, que envolvam o desenho (CAD), simulação computacional e o comportamento físico (CAE). Tais softwares já são comuns no meio das indústrias e praticamente indispensáveis se abordando diretamente em relação a redução de custo, desenvolvimento e fabricação de um produto, com isto, eliminando diversas etapas, sendo uma delas a construção de um protótipo. Do mesmo modo, as soluções podem ser obtidas com maior precisão e rapidez, utilizando apropriadamente tais software. (NORTON, 2013).

1.2.2 Normas para Projetos Mecânicos

O detalhamento de projetos de engenharia elaborados em software ou prancheta deve ter apresentação gráfica desenvolvida de acordo com as normas vigentes que regem sua construção como:

NBR10068/87: Padroniza as características dimensionais das folhas em branco e pré-impresas a serem aplicadas em todos os desenhos técnicos, sendo a característica principal definir:

- Posição e dimensão da legenda;
- Margem e quadro;
- Marcas de centro;
- Escala métrica de referência;
- Sistema de referência por malhas;
- Marcas de corte;

1.2.3 Desenho Técnico Mecânico

O desenho técnico é uma forma de expressão gráfica. Segundo KARAM (2010, p. 1) “o desenho técnico tem por finalidade representar a forma, dimensões e posições de objetos de acordo com as diferentes necessidades de engenharia e/ou arquitetura”.

Para o completo entendimento e interpretação de um desenho técnico é necessário, uma visão espacial, a partir de uma representação plana entender e imaginar o componente no espaço com seus detalhes. Todos os desenhos técnicos deve, seguir as normas locais, por isso, aqui no Brasil temos como base a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas).

1.3 ELEMENTOS DE MÁQUINA

1.3.1 Momentos de Inércia

Tudo o que existe no espaço é derivado de algum formato e algum material empregado, ou seja, de uma maneira simplista pode ser estudado como um sólido e uma importante propriedade das áreas e sólidos é o momento de inércia. As fórmulas padrão são deduzidas multiplicando elementos de área ou massa pelos quadrados de duas distâncias aos eixos de referência. O momento de inércia, portanto, depende da localização dos eixos de referência.

Os valores são mínimos quando os eixos passam pelos baricentros. Na engenharia encontramos três tipos de momento de inércia, de áreas planas, polares de áreas planas e polares de inércia de massas.

1.3.2 Momento Fletor

Para qualquer seção de um eixo, quando o mesmo é solicitado por dois conjugados de carga, com sentidos contrários em um mesmo plano longitudinal, dizemos que o mesmo estará sujeito a flexão pura. Ou seja, sofrendo esforços internos equivalentes a um conjugado.

NORTON (2013, p. 154) afirma que “Vigas são elementos muito comuns em estruturas e máquinas de todos os tipos. Qualquer peça apoiada sujeita a esforços transversais a seu comprimento atuará como uma viga. Estruturas de vigamento de pisos, caibros de telhados, eixos de máquina, molas e chassis são alguns exemplos de elementos frequentemente carregados como vigas. As vigas geralmente são sujeitas a uma combinação de tensões normais e de cisalhamento distribuídas em suas seções transversais. É importante para o projetista entender como essas tensões estão distribuídas no interior da viga a fim de escolher os locais corretos para calcular as tensões máximas. Memorizar as fórmulas de tensão em vigas, embora benéfico, não é suficiente sem compreender como e quando aplicá-las adequadamente”.

1.3.3 Tensões

1.3.3.1 Tensões Trativas e Compressivas

Quando um material sofre a aplicação de forças com sentidos opostos entre si, intensidades diferentes dizemos que o mesmo sofre o aparecimento de tensões. Tais tensões quando ultrapassam limites de escoamento ou ruptura podem causar falhas de deformação permanente e/ou ruptura da peça carregada. Os limites de escoamento e ruptura são propriedades específicas de cada material, determinados experimentalmente em laboratórios e tabelados.

1.3.3.2 Tensão de Cisalhamento

Frequentemente a deformação gerada pelo torque é comum em eixos que transmitem potência. Tal deformação gera um estado de tensão que é denominado tensão de cisalhamento

Segundo NORTON (2013, p. 177), “quando barras são solicitadas por um momento em relação ao seu eixo longitudinal, diz-se que estão sob torção, e o momento aplicado é então denominado torque ou momento torçor”.

Para um melhor entendimento dos limites estabelecidos para uma peça sobre tensão cisalhante pura, NORTON (2013, p. 251) define a seguinte relação: “a tensão de cisalhamento no escoamento, de qualquer material dúctil, como uma fração da tensão normal de escoamento” e pode ser determinada através do teste ensaio de tração.

Segundo NORTON (2013, p. 252), “A teoria da tensão máxima de cisalhamento afirma que a falha ocorre quando a tensão máxima de cisalhamento em uma região excede a tensão máxima de cisalhamento de um corpo de prova sob tração em escoamento (metade da tensão normal de escoamento). Isso pressupõe que a tensão de cisalhamento no escoamento de um material dúctil é:

1.3.4 Resistência à Fadiga e Fatores de Correção

A maioria das falhas em máquinas acontece devido a cargas que variam no tempo. Segundo NORTON (2013, p. 303), “Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores de resistência ao escoamento dos materiais. Assim, a utilização única das teorias de falha estática [...] pode levar a projetos sem segurança quando as solicitações são dinâmicas”.

Segundo SHIGLEY (2011, p. 321), “É irrealista esperar que o limite de resistência de um membro mecânico ou estrutural iguale os valores obtidos em laboratório”.

Logo os fatores de resistência à fadiga têm como princípio efetuar correções no dimensionamento das peças. Tais fatores compensam itens ideais e levam em considerações as propriedades reais da peça com carga sujeita à fadiga.

Os fatores são valores numéricos que são levantados com base em informações sobre carregamento, tamanho, superfície, temperatura e confiabilidade e multiplicados entre si com o limite de resistência à fadiga não corrigido .

De acordo com SHIGLEY (2011, p. 252) a palavra falha “pode significar que uma peça se separou em dois ou mais pedaços; tornou-se permanentemente distorcida, prejudicando, assim, sua geometria; teve sua confiabilidade depreciada [...]”.

Para estabelecer um bom fator de segurança deve ser feita uma análise de risco para visualizar o que uma falha poderá provocar em tudo ou todos que estejam envolvidos. Quantificar riscos como à saúde física humana, riscos operacionais entre outros é fundamental nesta etapa.

Segundo NORTON (2013), o diagrama de Goodman modificado, representa uma maneira de estimar o fator de segurança, sendo S e S_e constantes.

1.3.5 Tolerância e Ajustes

Com o avanço da era tecnológica, principalmente no que tange à área mecânica um bom projeto também leva em consideração que todos os componentes criados possam ser montados formando assim conjuntos, por conseguinte, o produto como um todo.

Segundo MATEOS (1974), “Os projetos indicam as dimensões das peças, nas quais possam produzir de acordo com uma variação da dimensão, isto porque, na prática é impossível obter precisão exata em sua fabricação”.

Portanto, a tolerância pode ser definida como a quantidade de variação permitida em dimensões ou superfícies de peças, sendo que, é a diferença entre os limites máximos e mínimos da dimensão.

Os ajustes com folgas permitem graus de liberdade, movimentos relativos, entre os componentes envolvidos. Segundo MATEOS (1974, p. 39), “a dimensão máxima do eixo é inferior à dimensão mínima do furo. A folga [...] é sempre positiva ou real. Está compreendida entre os seguintes limites: Folga máxima e folga mínima”.

1.3.6 Soldagem

Um dos processos mais importantes na indústria metal mecânica é a etapa de soldagem onde os elementos são unidos sem utilizar outros elementos de máquina garantindo uma junção estável.

Segundo NORTON (2013, p. 929), o processo de soldagem é definido por “metais a arco requer a aplicação localizada de calor suficiente para fundir o material-base ao mesmo tempo em que o material de adição compatível é adicionado para unir as duas partes”.

O emprego correto do processo de soldagem juntamente com materiais adequados, e mão-de-obra especializada garante à junta das peças soldadas uma resistência tão boa quanto ao material-base por elas formada.

Por motivos de custos, várias geometrias são empregadas e uma forma de excelente custo-benefício é o emprego da soldagem para formar peças com montagens permanentes.

SHIGLEY (2011, p. 448), afirma que “durante a soldagem, todas as partes são mantidas juntas de forma segura, frequentemente por um grampo ou uma guia”.

O cordão de solda é o nome dado à poça de metal-base fundido, juntamente com o material proveniente do eletrodo após solidificado, formando uma combinação entre o material de adição e o metal-base.

Existem diversos tipos de processo de soldagem, uma das mais empregadas nas indústrias é a soldagem pelo processo a Arco gás-metal (GMAW – Gas Metal Arc Welding), também conhecida pelo nome de processo de soldagem MIG (Metal Inert Gas).

Segundo NORTON (2013, p. 930) “...utiliza um eletrodo de arame sem fluxo. Um gás inerte é dirigido à solda para deslocar o ar. Isso torna a solda limpa devido à ausência de escória, que não precisa ser removida, mas não pode ser usada externamente se a velocidade do vento é superior a 8 km/h”.

1.3.7 Sistemas Hidráulicos

1.3.7.1 Bomba De Deslocamento Positivo Ou Volumétrico

São bombas normalmente utilizadas em circuitos hidráulicos que acionam atuadores lineares ou rotativos (cilindros ou motores hidráulicos) para movimentação de carga.

Segundo SANTOS (2007, p. 28), “Nessas bombas existe uma vedação mecânica separando a entrada da saída e isso acaba impedindo ou dificultando o “vazamento interno”, que é a possibilidade de recirculação interna do fluido”.

Portanto, ao impedir o vazamento interno, e fazer com que o mesmo não retorne tais bombas podem alcançar pressões de trabalho de 6 kgf/cm² até 700 kgf/cm², empregado em casos extremos.

1.3.7.2 Bomba Rotativa de Engrenagens de Dentes Externos

Segundo SANTOS (2007), as bombas rotativas de deslocamento positivo são as mais empregadas em circuitos hidráulicos por serem mais robustas, de funcionamento simples e custo benefício elevado.

Mecanicamente constituída de duas engrenagens de mesmo módulo e mesmo número de dentes, uma motora e outra movida.

Um vácuo parcial é criado na câmara de entrada da bomba pelo movimento do par de engrenagens. O fluido é introduzido nos vãos dos dentes e transportado, junto à carcaça, até a câmara de saída. O engrenamento dos dentes força o fluido para a abertura de saída. Sua câmara é composta pelos vãos dos dentes, a carcaça e as placas laterais (de desgaste ou pressão). A pressão gerada gera uma carga nos eixos das engrenagens e nos rolamentos.

1.3.7.3 Cilindros Hidráulicos de Dupla Ação

Amplamente empregado na indústria, este tipo de cilindro é utilizado para avanço e retorno da carga aplicada em suas extremidades. O cilindro consiste de um tubo com tampas nas extremidades as quais podem ser soldadas, roscadas ou presas por tirantes com roscas nas pontas. Esse cilindro pode ter uma ou duas hastes e, neste caso, pelo menos uma das tampas terá uma bucha de vedação para servir de apoio para a haste.

1.3.8 Junções Parafusadas

Para qualquer projeto prever como as peças interagem entre si, tanto na montagem quanto na desmontagem é item fundamental bem como garantir com que as mesmas possuam rigidez e transmitam confiabilidade como um todo. Segundo NORTON (2013, pg. 859). “O sucesso ou falha de um projeto pode depender da seleção apropriada e uso de fixadores”.

Há uma extensa gama de fixadores disponíveis comercialmente e são basicamente divididos em duas categorias: Parafuso de Potência – utilizados para movimentar cargas; Parafusos de Fixação – utilizados para manter partes unidas. Esta última será empregada no projeto em questão para manter peças unidas e facilitar montagem, desmontagem e manutenção.

2 METODOLOGIA DA PESQUISA

Para o correto dimensionamento do sistema mecânico, se fez necessário o levantamento de informações cruciais para o início do dimensionamento dos componentes e pré-requisitos para que o produto final se torne adequado ao tipo de serviço empregado.

2.1 PREMISSAS DE PROJETO

- Atender à gama de produtos transportados pela empresa do cliente;
- Sistema mecânico / hidráulico adaptável à tomada de força existente no veículo de transporte;
- Dimensões compatíveis com o interior das longarinas da carroceria do veículo;
- Utilização de metais de baixa densidade maximizando o peso útil de transporte do veículo;

- Executar a operação de descarga do veículo em no máximo 30 min;
- Ser durável com baixa manutenção e confiabilidade de serviço;

2.2 PRODUTOS A SEREM TRANSPORTADOS E DESCARREGADOS PELO SISTEMA DE FRICÇÃO DA BASE

Com base na necessidade do cliente, que possui uma empresa de reciclagem de resíduos de madeira “in natura”, foi possível estabelecer uma malha de produtos passíveis de serem transportados à granel em veículos equipados com o sistema mecânico proposto.

A tabela 1, mostra os materiais passíveis de transporte pelo cliente e as densidades aparente aproximadas.

Tabela 1 – Levantamento prévio de materiais reciclados pelo cliente

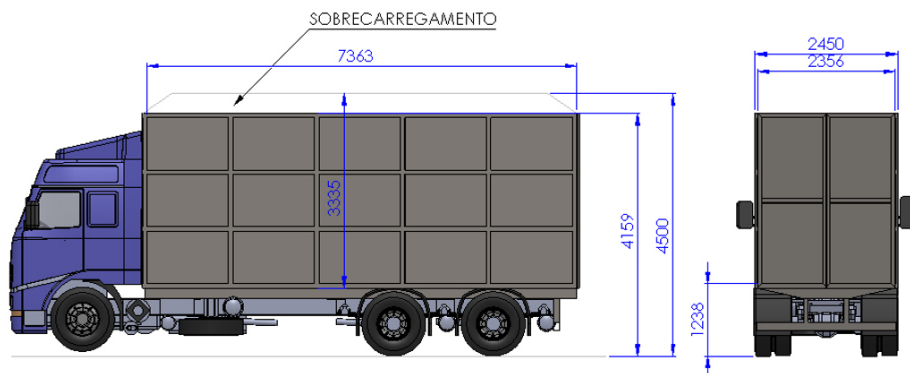
MATERIAL	DENSIDADE [kg/m ³]
PÓ DE SERRA SECO	180
SERRAGEM SECA	190
PAPEL DE RECICLAGEM	338
SERRAGEM VERDE “IN NATURA”	380
CAVACO DE MADEIRA MOÍDA	400
MADEIRA SÓLIDA “PINUS”	480
BORRACHA DE RECICLAGEM MOÍDA	1160
TECIDO SINTÉTICO	1500

FONTE: Os Autores (2017)

2.3 DIMENSÕES DO VEÍCULO DE TRANSPORTE PARA INSTALAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Através de visita ao cliente, pode-se realizar as medições necessárias para o início do projeto do equipamento e as peças que o integram de maneira que atenda todas as especificações dimensionais e não ocorram erros de montagem bem como imprevistos futuros. A figura 1 mostra as dimensões iniciais de projeto.

Figura 1 – Dimensões do Veículo que será equipado com o sistema de descarga por fricção. Dimensões em milímetros



FONTE: Os Autores (2017)

2.4 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE DESCARGA POR FRICÇÃO DA BASE

A chave para o funcionamento do sistema de descarga está no assoalho da carroceria do veículo, diferentemente de outros meios de descarga, este não necessita que o veículo promova uma inclinação do fundo para que a carga escorregue, mas sim, através do princípio do atrito (fricção) o fundo escorregará pelo material em ciclos alternados e no retorno dos mesmos à posição inicial, fará com que a carga toda seja movida 300 mm no sentido da porta traseira do veículo.

Para que isso ocorra, faremos a divisão da largura da carroceria (2300 mm) em um múltiplo de 3 – neste projeto a escolha será por 21 perfis, formando assim 21 perfis de 109,5 mm de largura.

Intercaladamente, conectaremos os perfis formando 3 grupos alternados [N_{Grupos}], para que possamos separar os movimentos entre si e garantir que sempre que um grupo se movimenta, outros dois estejam estáticos segurando a carga no local. Assim que os 3 grupos recuarem, os 3 retornam à posição inicial simultaneamente trazendo a carga em um curso de 300 mm em direção à porta de saída da carroceria do veículo.

Como premissa de projeto, buscando a redução de peso estrutural da tara do veículo e por não se tratar de elemento estrutural que receberá cargas concentradas resultantes dos esforços reativos de movimento os perfis serão projetados com material base de Liga de alumínio comercial. Causando assim uma redução considerável de peso no sistema pelo fato do mesmo ter densidade de 2700 kg/m^3 , cerca de $1/3$ da densidade do aço por exemplo.

2.5 A FÍSICA DO SISTEMA DE DESCARGA

Para que todo o mecanismo funcione perfeitamente, seja durável e seguro alguns entendimentos e propriedades físicas devem ser levantadas. Os perfis são arrastados mecanicamente por entre meio à dois materiais distintos. Em cima arrastam pela carga do veículo e abaixo por sobre uma película de polímero previamente escolhida para garantir um baixo coeficiente de atrito e auto-lubrificação como é o caso do UHMW. Logo para o início do dimensionamento das partes mecânicas que envolvem todo o sistema faz-se necessário levantar os coeficientes de atrito que estão envolvidos e por meio destes obter as forças mínimas necessárias para que os movimentos ocorram.

2.6 DIMENSIONAMENTO DE PEÇAS

2.6.1 Seleção dos Materiais do Perfil de Fricção

Como premissa de projeto, para a redução da tara da carroceria do veículo, bem como facilitação de construção do equipamento, serão empregados perfis de alumínio da liga 6063-T4, extrusados e envelhecidos artificialmente sobre os quais a carga estará disposta. Com essa medida, obtém-se uma redução de peso da carroceria de aproximadamente 750 kg se comparados à utilização de perfis em aço carbono. O material em questão possui limites de tração e escoamento de 130 Mpa e 70 Mpa, respectivamente.

2.6.2 Modelagem do Perfil de Fricção

Para o funcionamento do princípio de descarga por fricção dos perfis dispostos paralelamente entre si no assoalho da carroceria do veículo, tomou-se a largura comercial das carrocerias existentes no mercado, cerca de 2.300 mm, e dividiu-se por 21 perfis obtendo a largura nominal de 109,5 mm por perfil. O número de perfis também segue uma escolha de projeto para a divisão de 3 setores de movimentação independentes acionando assim 7 perfis simultaneamente.

2.6.2.1 Dimensionamento de Resistência

Com base na premissa de projeto que estabelece a carga útil máxima do veículo em cerca de 22.000 kg, as dimensões de topo da carroceria de 2,30 m e 7,00 m de

comprimento, pode-se estabelecer o carregamento unitário por perfil uma vez que a carga geralmente estará distribuída ao longo de todos os 21 perfis.

Logo pode-se executar a análise de carga de um perfil isolado e os demais seguirão a repetição deste primeiro.

A carga distribuída entre os apoios é uma função da distância entre os mesmos, ou seja, quanto mais distante, os apoios abaixo dos perfis, estiverem, maior será a carga de suporte nos mesmos. Pode-se então estabelecer um diagrama de corpo livre que representa a carga distribuída ao longo do perfil bem como as reações nos apoios.

A tensão máxima de flexão no perfil calculado então:

$$\sigma = 10,72 \text{ MPa} \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

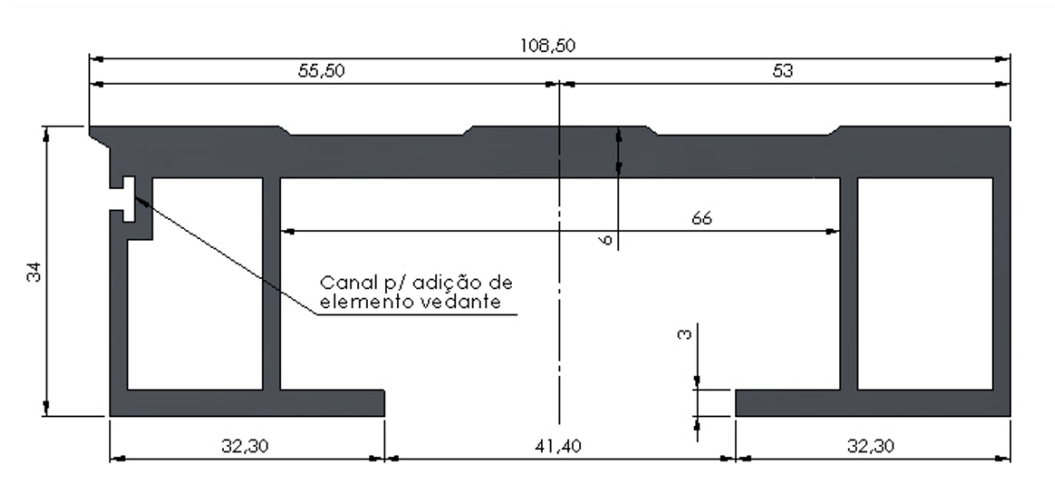
Fazendo a comparação com o limite de escoamento da Liga 6063-T4, tem-se:

$$\sigma \ll 90 \text{ MPa}$$

Ou seja, o perfil estará carregado no regime elástico, não ocorrendo escoamento da estrutura pelo carregamento imposto.

A partir do modelo básico, impondo demais exigência de projeto tais como Canal para adição de elemento vedante, espessura mínima de septos para extrusão de 2 mm e saliências superiores estéticas, obtém-se o perfil definitivo no qual é premissa para confecção da ferramenta de extrusão.

Figura 2 – Layout definitivo da seção do perfil de fricção



FONTE: Os Autores (2017)

2.6.3 Fixação de Montagem dos Perfis

Conforme citado anteriormente, serão formados 3 grupos de 7 perfis, e estes serão fixados em dispositivo mecanicamente rígido para garantir estabilidade dimensional e movimentação do sistema. O tipo de junção do perfil de alumínio no “pente de perfis” será a junta aparafusada.

Para o cálculo das forças envolvidas na junta de parafusos faz-se necessário estabelecer a força de atrito causada pela fricção da carga no perfil juntamente com o a força de atrito do mesmo arrastando a superfície inferior do perfil nas coberturas poliméricas instaladas sobre as travessas da estrutura da carroceria do veículo.

Para evitar desgastes dos elementos de fixação (parafusos), provocados pelo atrito dos produtos transportados durante os movimentos dos perfis, a escolha por parafusos Sextavados Internos de Cabeça Chata de classe 8.8, torna-se uma premissa de projeto, uma vez que é possível realizar o embutimento completo da cabeça no interior do perfil de alumínio, garantindo boas áreas de aperto, áreas resistentes ao cisalhamento, alinhamento e facilidade de manutenções.

Para determinar a tensão aplicada pela força de cisalhamento aos parafusos é necessário a escolha de uma medida de diâmetro de parafuso. Neste caso a escolha será Parafuso Sextavado Interno de Cabeça Chata M8 x 16 mm 8.8.

A tensão de cisalhamento do parafuso, segundo NORTON (2013) é uma função da força de cisalhamento dos materiais juntados dividido pela área formada pela multiplicação entre diâmetro externo da rosca do parafuso e espessura da base que contém a rosca interna e alojará o fixador.

$$\tau_{\text{cisalhamento parafusos}} = 35,04 \text{ MPa} / \text{Parafuso}$$

O que nos leva a concluir que o valor obtido é bem menor que a tensão de cisalhamento ao escoamento do parafuso, segundo NORTON (2013) em 350 Mpa para o aço, especificação 8.8.

2.6.4 Projeto do Pente de Perfis

A sequência do projeto mecânico sugere que, conforme estipulado anteriormente, os perfis de cada grupo contendo 7 perfis sejam fixados na peça aqui chamada de “Pente de Perfis”. Esta terá a finalidade de receber a força promovida pela pressão no interior do cilindro hidráulico e transferir para os perfis gerando movimento cíclico dos perfis fixados.

Além de transferir a força do cilindro, este componente exige guias de deslizamento para orientar o movimento e para que o cilindro hidráulico não sofra danos ocasionados por flambagem da haste do mesmo.

Como a fabricação do componente inicialmente será em baixa escala, pelo menos até a validação do projeto aqui desenvolvido, o pente de perfis será fabricado a partir de componentes estruturais comerciais tais como: Barras chatas, Barras quadradas, Eixos Trefilados entre outros unidos por processo de soldagem MIG.

Através da pressão aplicada no cilindro hidráulico, nota-se que a peça em questão fará a distribuição de cargas uniformemente para cada perfil fixado à mesma o que torna o cálculo estrutural do componente muito complexo. Neste caso, será utilizado uma ferramenta de análise de elementos finitos para validar o projeto do componente.

2.6.4.1 Tensões no Pente de Perfis

Podemos estimar a tensão desenvolvida no componente conhecendo o valor do momento fletor máximo juntamente com o momento de inércia da seção e raio de giro.

$$\sigma_{Pente Perfis} = 236,10 MPa$$

2.6.4.2 Projeto de Soldagem dos Componentes do Pente de Perfis

Conforme estabelecido anteriormente o componente Pente de Perfis, será construído com a junção de outras peças unidas por soldagem.

Figura 3 – Componentes que formam o pente de perfis e localização de soldas

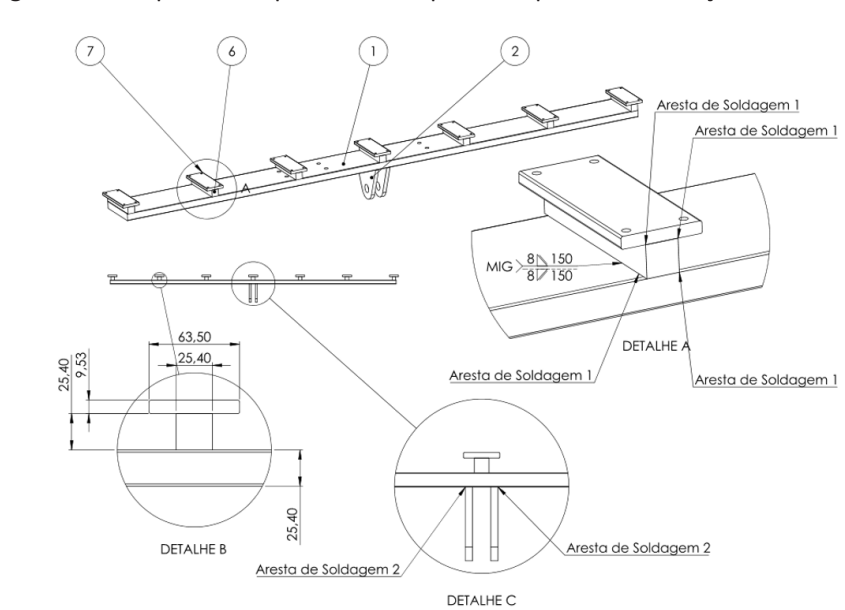


Tabela 2 – Lista de Materiais que Compõe o Pente de Perfis, dimensões principais e esforços dos cordões de solda

Número Peça	Material	Largura [mm]	Altura [mm]	Comp. [mm]	Qtde	Solicitação da Solda
1	ASTM A36	152,4	25,4	2000	1	CISALHAMENTO
2	ASTM A36	152,4	131	12,7	2	CISALHAMENTO
6	ASTM A36	25,4	25,4	152,4	7	CISALHAMENTO
7	ASTM A36	63,5	9,53	160	7	CISALHAMENTO

FONTE: Os Autores (2017)

2.6.5 Projeto das Guias de Deslizamento

As guias de deslizamento são componentes fabricados a partir de uma barra cilíndrica com superfície retificada e cromada para diminuir o atrito de deslizamento e transferir a rigidez da mesma para o movimento dos pentes de perfis. Comercialmente são fabricadas em Aço SAE-1045, sem tratamento térmico, mesmo material empregado para fabricação de hastes de cilindros hidráulicos.

$$d \geq 54,21 \text{ mm}$$

Logo o diâmetro escolhido comercialmente para as guias de deslizamento que satisfaz os limites de resistência à fadiga será $d = 60\text{mm}$.

2.6.6 Projeto dos Mancais Guias de Deslizamento

Os mancais guias são componentes necessários para garantir que os perfis de fricção se movimentem somente em uma direção, limitando as demais e protegendo o mecanismo de sobrecarga pelo travamento mecânico das peças.

São peças que devem ser projetadas para serem fixadas ao pente de perfis possibilitando a desmontagem do conjunto através de junções parafusadas. Também para facilitar o deslizamento do mesmo pela guia retificada, buchas em bronze TM-23 estão previstas que evitam desgaste prematuro entre o mancal e a haste de deslizamento e diminuem o atrito estático e dinâmico na movimentação de operação das peças.

$$\sigma = 54,71 \text{ MPa}$$

2.6.6.1 Soldagem dos componentes do mancal de deslizamento

O mancal de deslizamento será formado pela junção de dois tipos de perfis mecânicos comerciais, barras chatas e eixo laminado. A junção das mesmas será permanente por soldagem.

$$h = 2,10\text{mm}$$

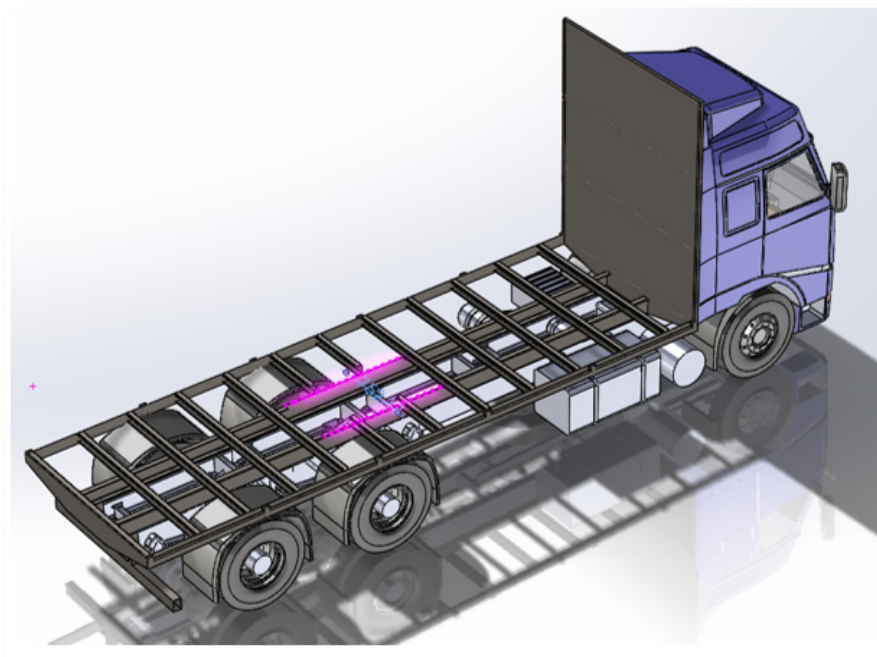
Por uma questão de bom senso, e recomendação de NORTON (2013, pg. 938), que mostra as alturas recomendadas de cordão em função da espessura de chapas que as formam, neste caso

$$h = 8\text{mm}$$

2.6.7 Projeto do Chassis do Sistema de Fricção

O chassis do sistema de fricção será o conjunto formado por diversos perfis metálicos unidos por soldagem onde serão realizados a montagem dos outros componentes dimensionados anteriormente. Este ainda tem restrição de dimensão de largura externa em função do local a ser instalado na carroceria veículo de transporte. Ou seja, a dimensão de largura não deve ultrapassar a distância interna entre as longarinas da carroceria do veículo que será equipado com o sistema, conforme a figura 4.

Figura 4 – Restrição de Instalação do Chassis do Sistema de Fricção



FONTE: Os Autores (2017)

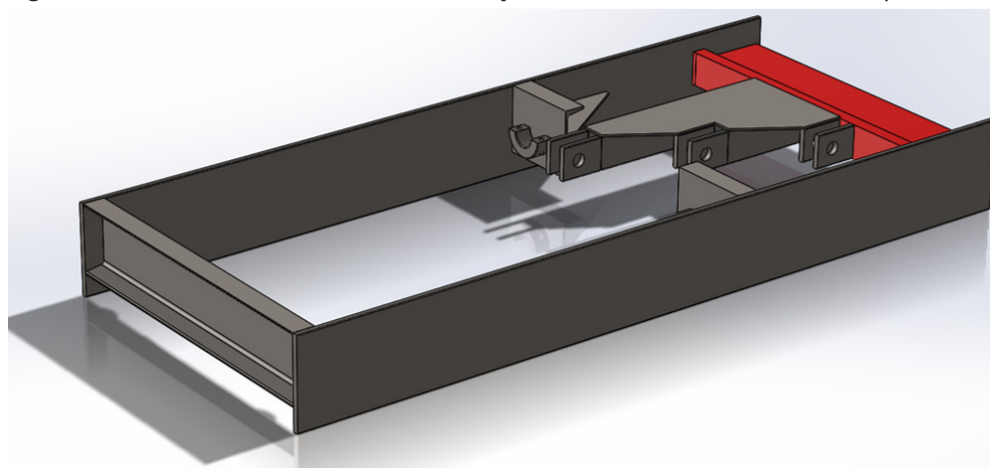
Esta restrição em si não é um problema uma vez que é conhecido as especificações do veículo como marca e modelo e é possível contornar isso adaptando o projeto para cada modelo de veículo.

O chassis do sistema de fricção será instalado na carroceria do veículo, por entre as longarinas do mesmo, entre os rodados dianteiro e traseiro, conforme a figura 4, preferencialmente mantendo os pentes de perfis localizados no meio do comprimento total da carroceria. Esta instalação será por soldagem do chassis nas longarinas da carroceria, tornando permanente o sistema de fricção da base na carroceria do veículo, por motivo de falta de espaço para juntas parafusadas.

Com base nisso, o chassis do sistema de fricção terá sua rigidez aumentada por fazer parte de outro conjunto maior e mais rígido. Apenas estando sujeito aos esforços gerados pela reação dos cilindros hidráulicos quando estes movem os pentes de perfis e perfis de fricção.

Estes esforços são descarregados na travessa traseira do chassis do sistema de fricção o qual deverá suportar as cargas previstas abaixo.

Figura 5 – Prévia Chassis do Sistema de Fricção e Travessa Traseira em Destaque



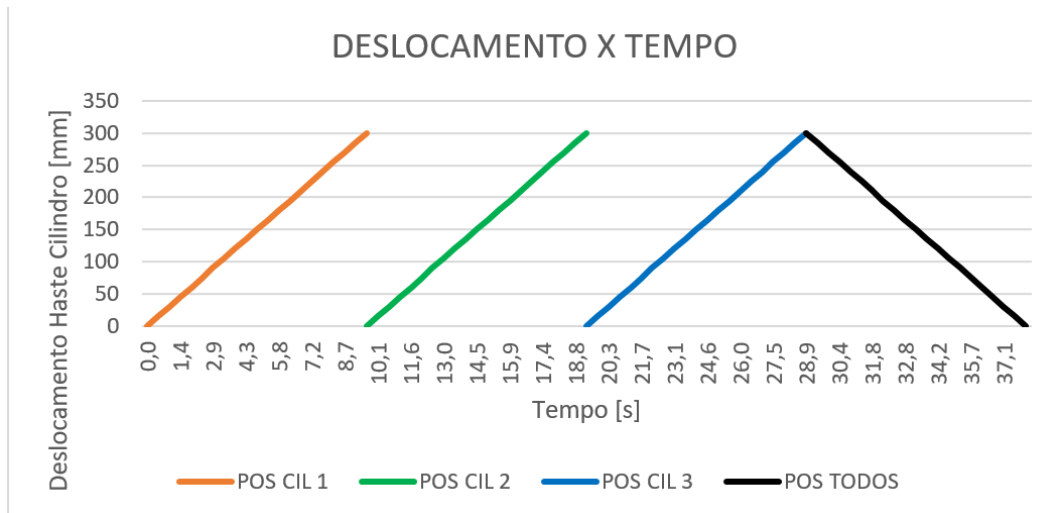
FONTE: Os Autores (2017)

Fixados na travessa traseira, estão os três conjuntos de cilindros hidráulicos, um para cada pente de perfis. Como o movimento de avanço se dá um cilindro por vez o carregamento é cíclico com magnitude variando de 0 à .

No retorno, o três cilindros movem a carga simultaneamente e surge outra componente de força mínima de fechamento dos cilindros em função do coeficiente de atrito entre os perfis de fricção e as bases poliméricas de deslizamento UHMW.

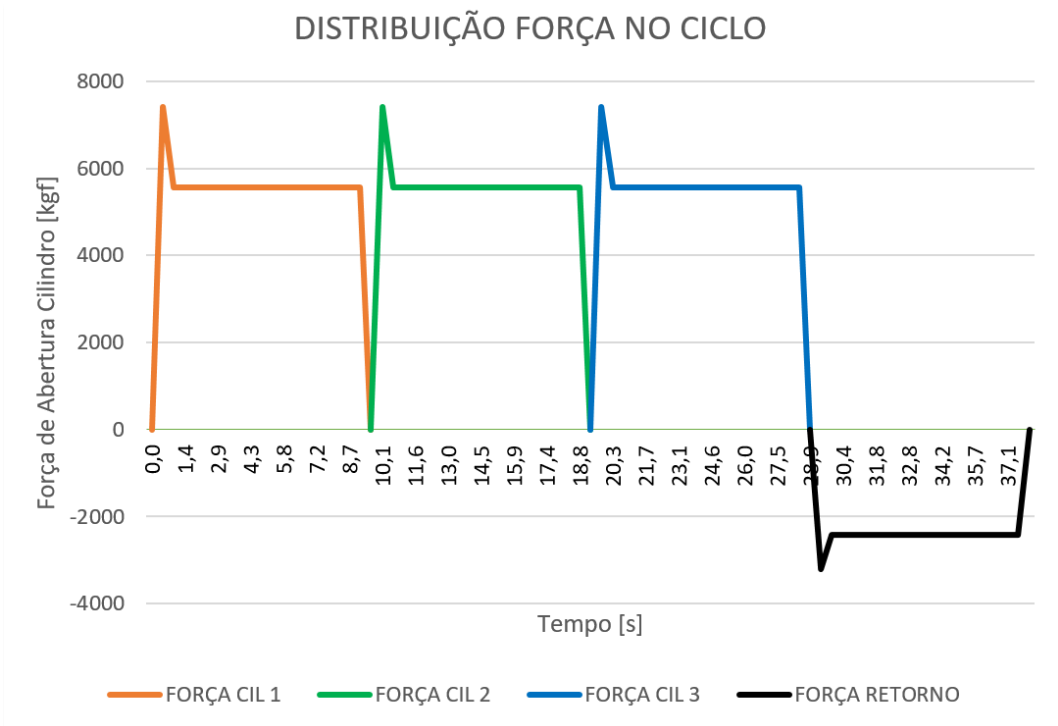
A variação da aplicação de forças na travessa traseira pode ser descrita para melhor entendimento através dos gráficos de posição dos pentes de perfis e distribuição dos carregamentos. Figuras 6 e 7 respectivamente.

Figura 6 – Sequenciamento de Acionamento dos Pentes de Perfis pelos Cilindros Hidráulicos no Tempo



FONTE: Os Autores (2017)

Figura 7 – Distribuição de Forças descarregadas nas Travessa Traseira do Chassis do Sistema de Fricção



FONTE: Os Autores (2017)

Percebe-se então que esta peça estará também sujeita a esforços cíclicos e, por conseguinte, sofrerá a ação de fadiga.

Como a travessa traseira deverá ser unida permanentemente ao chassi, esta necessita que a mesma tenha propriedades mecânicas compatíveis em termos de soldagem com os outros componentes estruturais previstos.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 129,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = -42,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 43,295 \text{ MPa}$$

$$S_f = 95,69 \text{ MPa}$$

Como base nos limites de resistência do material estabelecido, e corrigindo esta resistência para a obtenção do limite de vida infinita à fadiga, temos:

$$S_e = 110,43 \text{ MPa}$$

Logo para o componente obter vida infinita à fadiga teórica:

$$S_f < S_e$$

Enfim, pode-se estimar o número de ciclos de vida para o carregamento alternado proposto através da equação 14:

$$N = 2,19 \times 10^6 \text{ Ciclos}$$

Assim fica estabelecido o coeficiente de segurança para vida infinita à fadiga utilizando o critério de Goodman modificado, conforme segue:

$$CS = 2,19$$

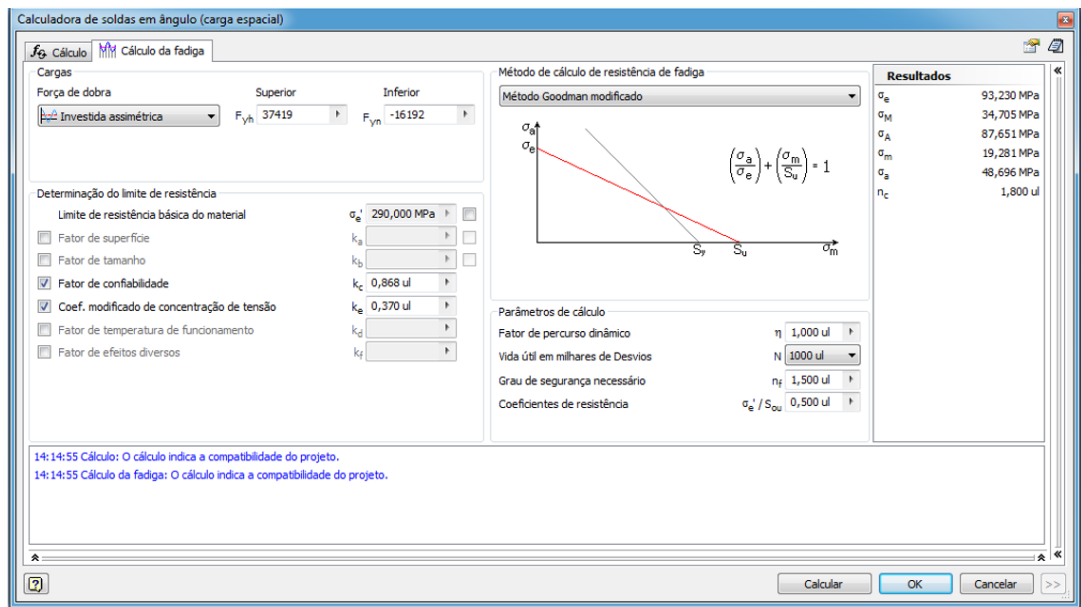
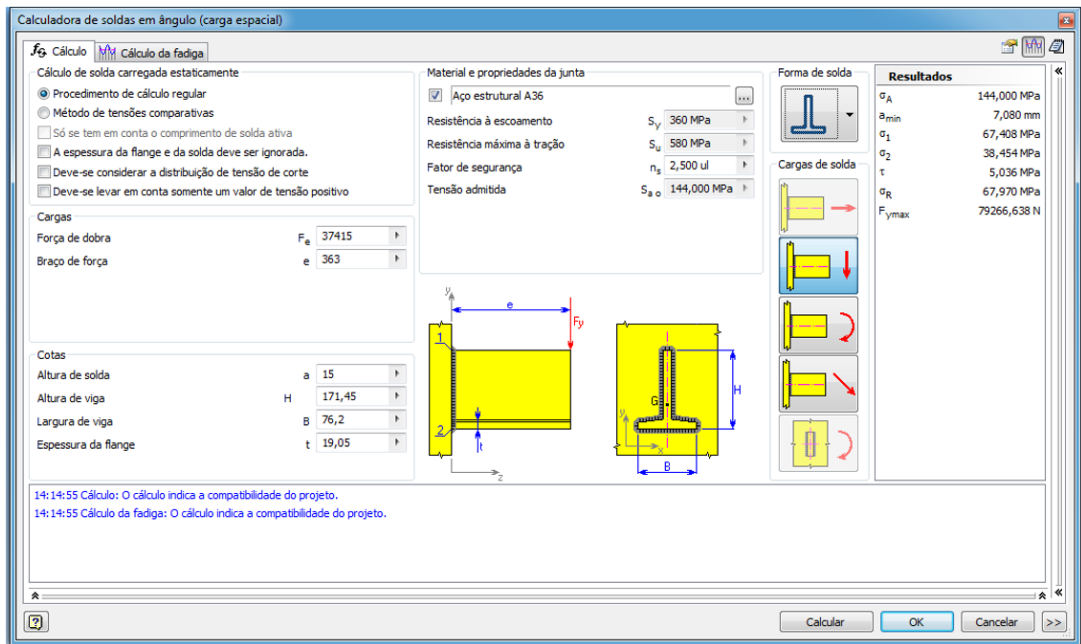
2.6.7.1 Dimensionamento de soldagem da travessa traseira

A montagem da travessa traseira no conjunto chassi se dará através de união permanente por soldagem. Para tanto, a altura mínima recomendada para o cordão de solda faz-se necessário para que a confiabilidade do conjunto seja validada.

Pela aplicação da carga na travessa traseira percebe-se que os comportamentos dos esforços são no sentido de falhar a solda por cisalhamento do cordão. E como a mesma sofre interferência de comportamento de fadiga a opção é a utilização de software para cálculo das componentes de soldagem do conjunto.

A figura 8 mostra os dados utilizados no cálculo da soldagem e do dimensionamento por fadiga da mesma para a seção determinada anteriormente.

Figura 8- Vista da Janela de Software de Cálculo dos Esforços e Tensões de Soldagem.



Fonte: Ferramenta de Análise de Tensões de Soldagem. Autodesk Inventor Professional 2014.

Para suprir as necessidades de esforços impostos pelos cilindros hidráulicos e resistir ao critério de falha por fadiga de Goodman modificado, conclui-se que a altura mínima do Cordão de Solda deverá ser 15 mm.

$$a = h = 15 \text{ mm}$$

O coeficiente de segurança também é um dado fornecido via software e retornou em um valor de:

$$n_c = CS = 1,80$$

2.6.8 Dimensionamento básico das grandezas dos componentes do circuito hidráulico

Estabelecido as forças envolvidas para abertura e fechamento dos cilindros hidráulicos é possível determinar as dimensões básicas dos cilindros hidráulicos necessários para o acionamento do sistema bem como o fluxo mínimo de fluido hidráulico para a execução da operação dentro de um intervalo requerido de tempo.

Isolando o diâmetro da camisa do cilindro obtemos seu valor mínimo para uma pressão de trabalho comum de 180 BAR.

Através dos cálculos anteriores percebe-se que o dimensionamento dos cilindros é função exclusivamente da força de abertura requerida, uma vez que esta é muito maior que a força exigida para o retorno da haste. Ou seja, a pressão do sistema

$$d_{int.Camisa} \geq 73,45 \text{ mm}$$

O diâmetro interno comercial de camisas de cilindros hidráulicos próximos ao valor calculado é:

$$d_{int.Camisa} = 76,2 \text{ mm} - 3" \text{ pol.}$$

O fluxo (vazão) de fluido hidráulico mínimo requerido para a movimentação do sistema deve ser dimensionado pelo retorno dos cilindros onde uma maior vazão é exigida pelo movimento dos 3 cilindros serem simultâneos.

O tempo previsto para o retorno dos cilindros simultaneamente é obtido através da figura 6, em torno de 10 s aproximadamente.

Logo pode-se estabelecer o volume escoado na movimentação dos 3 cilindros em função de seu curso e área da seção de retorno dos cilindros.

$$V = 1,026 \text{ L}$$

O volume total deslocado pelos 3 cilindros segue:

$$V_{total} = 3,08 L$$

A vazão mínima

$$Q = 18,47 [L/min]$$

CONCLUSÃO

Ao final do planejamento mecânico das peças que envolvem o sistema de descarga por fricção da base foi possível convergir em um resultado satisfatório visto as restrições do projeto ora imposta pelas exigências do cliente ou pelas limitações de projeto, espaço entre outros.

Os cálculos considerados importantes no projeto apresentam coerência e fidelidade como apresentado na bibliografia consultada, bem como observados as boas práticas de engenharia.

Este sistema teve sua execução de produção, equipando um veículo de transporte de cargas conforme as exigências do cliente e os resultados de funcionamento após um período de testes foi satisfatório provendo agora uma base de dados de durabilidade do conjunto mecânico.

Para a produção dos próximos sistemas, aprimoramentos construtivos deverão ser empregados com o intuito de dinamizar a produção dos componentes, ou até mesmo serializá-los para reduzir custos.

Tendo em vista os aspectos observados no decorrer do presente trabalho, conclui-se que uma boa solução está atrelada à metodologia de desenvolvimento, ferramentas e software que auxiliam o projeto. Por essa razão, a construção deste dispositivo tomou como base esta linha de desenvolvimento.

Alguns pontos foram abordados de maneira profunda como os perfis de fricção, guias de deslizamento, chassi do sistema, pois a falha desses componentes gera grandes prejuízos com correções e retrabalhos.

Os resultados foram satisfatórios, pois a exigência do cliente foi cumprida, a integração do sistema o veículo foi perfeitamente adequada à carroceria já existente não necessitando grandes alterações e tempo fora de serviço do veículo.

O cliente atualmente utiliza o veículo como o principal veículo de transporte visto a agilidade da descarga do mesmo, e a redução de mão-de-obra por parte do operador que antes tinha de realizar o trabalho manual de descarga, comprometendo a saúde ocupacional do mesmo.

Por fim, o projeto não se finaliza por si só neste momento, uma base de dados de performance e durabilidade está sendo montada com a aquisição de dados de volume transportado, tempo médio de descarga e relatório de manutenções no sistema com o intuito de validar as especificações de durabilidade do conjunto de peças bem como prover melhoras e atualizações nos mesmos.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10068/87**: folha de desenho: leiaute e dimensões. Rio de Janeiro, 1987.

_____. **NBR 10647/89**: desenho técnico. Rio de Janeiro, 1989.

_____. **NBR10582/88**: apresentação da folha para desenho técnico. Rio de Janeiro, 1988.

_____. **NBR 8402/84**: execução de carácter para escrita em desenho técnico. Rio de Janeiro, 1994.

_____. **NBR 8403/84**: aplicação de linhas em desenhos – tipos de linhas – larguras das linhas. Rio de Janeiro, 1984.

_____. **NBR 10067/95**: principio gerais de representação em desenho técnico. Rio de Janeiro, 1995.

_____. **NBR 12298/95**: representação de área de corte por meio de hachuras. Rio de Janeiro, 1995.

HALLIDAY, D. **Fundamentos de física**: mecânica. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. v. 1.

HELMAN, H.; ANDERY, P. R. P. **Análise de falhas**: aplicação dos métodos de FMEA e FTA. Belo Horizonte: Fundação Cristiano Ottoni, 1995.

MARTINS, P. G.; LAUGENI, F. P. **Administração da produção**. São Paulo: Saraiva, 2005.

MATEOS, A. G. **Tolerâncias e ajustes**. São Paulo: Polígono, 1974.

NORTON, R. L., **Projeto de máquinas**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PAHL, G. et al. **Projeto na engenharia**. 6. ed. São Paulo: E. Blücher, 2005.

SAKURADA, E. Y. **As técnicas de análise dos modos de falha e seus efeitos e análise da árvore de falhas no desenvolvimento e na avaliação de produtor**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SANTOS, S. L. dos. **Bombas & instalações hidráulicas**. São Paulo: LCTE, 2007.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1984. v. 2.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. Porto Alegre: Bookman, 2005.