

AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DO TRILHO DOS CARROS DE UMA MÁQUINA DE ROTOMOLDAGEM¹

Gustavo Vinicius Rigo²

Paulo Vicari³

Maria Regina Thomaz⁴

Rodrigo Konrath⁵

RESUMO

A abordagem sobre a avaliação estrutural do trilho dos carros de uma máquina de rotomoldagem tem como objetivo descobrir se o componente estudado está dimensionado de forma adequada com o coeficiente de segurança exigido. Neste contexto, foram desenvolvidos uma sequência de diagramas, cálculos e análises necessários para fazer o levantamento dos dados e desenvolver a proposta da avaliação. Essa pesquisa se justifica principalmente na possibilidade de o elemento em estudo não estar dimensionado adequadamente, podendo apresentar problemas ocasionados pela fragilidade ou superdimensionamento da estrutura, oriunda da não realização do dimensionamento adequado da estrutura, em função da utilização de modelos estruturais empíricos. Embora o componente estudado ostente resistência ao cisalhamento, os resultados nos mostram que o mesmo possui insuficiência quanto a resistência á flexão, apresentando coeficiente de segurança de 1,5, valor que segundo teoria apresentada, teria de ser 6, denotando assim, a necessidade de melhorias na estrutura para adequação do projeto ao coeficiente de segurança exigido.

Palavras-chave: Avaliação. Estrutura. Dimensionamento. Projeto. Coeficiente de segurança.

1 INTRODUÇÃO

A rotomoldagem é um processo de transformação plástica que teve início na década de 50 e apresenta crescimento expressivo atualmente, se destacando na indústria automotiva, reservatórios, brinquedos entre outros. É um processo de manufatura de polímeros, usado para fabricação de peças ocas ou abertas (COMISSO, 2013).

O desenvolvimento dos primeiros projetos de máquinas de rotomoldagem fabricadas pela empresa escolhida para este estudo, foram baseados na experiência e conhecimento empírico dos fundadores da empresa, o que inicialmente deu muito certo e fez com que o método utilizado permanecesse até os dias de hoje.

Entretanto, a ausência do devido embasamento teórico no desenvolvimento de projetos deixa aberta a possibilidade de o dimensionamento de componentes não estar de acordo com o

¹ Artigo Científico apresentado com requisito para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

² UCEFF Faculdades. Acadêmico do Curso de Engenharia Mecânica. E-mail: gustavo.vrigo@gmail.com.

³ UCEFF Faculdades. Especialista em Engenharia de Segurança do Trabalho. E-mail paulo.vicari@uceff.edu.br.

⁴ Docente da Eng. Mecânica UCEFF. E-mail: maria@uceff.edu.br.

⁵ Docente do curso de Engenharia Elétrica da UCEFF Faculdades. E-mail: konrath@uceff.edu.br

que realmente é necessário, não traduzindo de forma fiel a necessidade de resistência a carga que o componente está submetido.

Essa situação apresenta a possibilidade da existência de um projeto superdimensionado ou subdimensionado, trazendo consigo um cenário de possíveis gastos desnecessários com materiais e processos ou com problemas futuros de quebra de peças, reposições e reparos na máquina. Diante o exposto questiona-se: **O projeto estrutural do trilho dos carros está dimensionado de acordo com os esforços solicitados?**

Um projeto realizado com o devido embasamento teórico tem condições de ser executado com maior certeza do dimensionamento do projeto, trazendo segurança e diminuindo consideravelmente a chance de surgir surpresas desagradáveis com a máquina em operação e contando com a garantia técnica de que o componente foi projetado para suportar os esforços aplicados.

A aplicação dessa avaliação estrutural pode trazer vantagens relacionadas ao custo, segurança, manutenção, retrabalho e tempo aplicado no projeto, aproximando assim, o componente do seu dimensionamento ideal e reduzindo a chance de problemas futuros.

Considerando as vantagens de um componente estar dimensionado corretamente, o estudo reforça a ideia de que o método de tentativa e erro deve ser substituído por métodos mais assertivos que concedam mais segurança e qualidade ao projeto.

O estudo em questão propõe uma avaliação estrutural em um importante componente da máquina de rotomoldagem, o qual se utilizará basicamente de análises e cálculos estruturais para o seu desenvolvimento, não necessitando de outros investimentos.

Baseado na importância do componente para a máquina e na necessidade de uma análise estrutural, a qual possivelmente resultará em uma otimização do projeto do trilho dos carros, o principal objetivo deste estudo se apresenta como avaliar o projeto estrutural do trilho dos carros de uma máquina de rotomoldagem, tendo como objetivos específicos, primeiramente realizar um reconhecimento das cargas a qual um componente está submetido, coletar os dados obtidos referente as reações e cargas aplicadas, utilizar uma metodologia de dimensionamento para avaliar os esforços atuantes, e por fim, analisar os resultados obtidos tirando as conclusões necessárias para a finalização da avaliação.

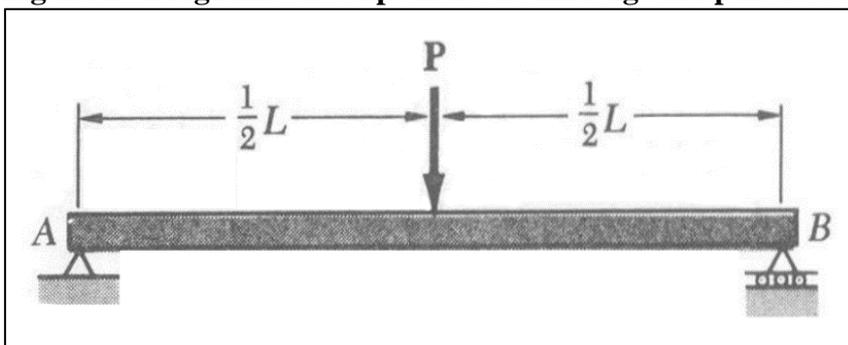
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 ESFORÇO CORTANTE MÁXIMO E MOMENTO FLETOR MÁXIMO

Para dimensionar uma viga, precisamos saber como as forças cortantes e momentos fletores variam no decorrer do percurso da viga, bem como quais são seus valores máximos e mínimos. Esses valores são encontrados através de diagramas em forma de gráfico, no qual as forças cortantes e momentos fletores são representados no eixo “ y ” e a distância ao longo da viga é representada no eixo “ x ”. Esses gráficos são denominados de diagrama de cortante e diagrama de momento fletor (GERE, 2003).

Beer *et al.* (2006) afirma que para o dimensionamento de uma viga bi apoiada com uma carga concentrada no centro da viga conforme Figura 1, devemos considerar que, em função da carga estar localizada no centro da viga e o equilíbrio das forças atuantes se fizer necessário, as reações em “ A ” e “ B ” serão de mesmo valor, e a soma das mesmas será igual a carga aplicada.

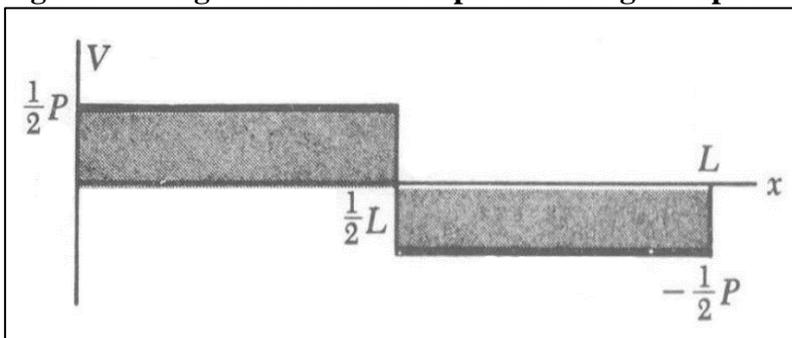
Figura 1 - Diagrama de corpo livre de uma viga bi apoiada com carga concentrada



Fonte: Beer *et al.* (2006).

A partir da determinação das reações é possível desenvolver o diagrama de cortante “ V ”, conforme Figura 2, e determinar o cortante máximo através da Equação (1).

Figura 2 - Diagrama de cortante para uma viga bi apoiada com carga concentrada



Fonte: Beer *et al.* (2006).

$$V_{m\acute{a}x.} = \frac{P}{2} \quad (1)$$

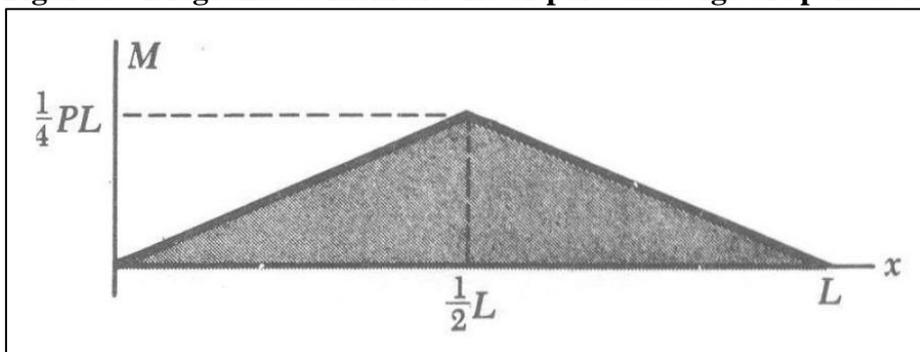
Onde:

$V_{m\acute{a}x.}$ = Cortante máximo [N];

P = Carga aplicada [N];

A determinação do momento fletor máximo da viga se d a partir da Equação (2), a qual determina, para este caso, o momento fletor máximo no centro da viga. Desta forma, a partir do equilíbrio dos momentos atuantes na viga,  possível desenvolver o diagrama de momento fletor “M”, conforme Figura 3 (BEER *et al.*, 2006).

Figura 3 - Diagrama de momento fletor para uma viga bi apoiada com carga concentrada



Fonte: Beer *et al.* (2006).

$$M_{m\acute{a}x.} = \frac{P \cdot L}{4} \quad (2)$$

Onde:

$M_{m\acute{a}x.}$ = Momento fletor máximo [N. m];

P = Carga aplicada [N];

L = Comprimento entre apoios da viga [m];

2.2 TENSÃO DE CISALHAMENTO

A tensão de cisalhamento se apresenta a partir de forças de mesmo sentido ou sentidos opostos, de mesma direção e diferentes intensidades, aplicadas em um corpo a ser analisado, agindo tangencialmente a superfície do material (BARRETO, 2006).

Ainda segundo o autor, para manter o equilíbrio das forças  necessário que exista uma

tensão atuando na secção transversal da viga, no sentido oposto a força “ $V_{máx.}$ ” atuante da viga. Essa tensão é denominada tensão de cisalhamento e sua intensidade é determinada a partir da Equação (3)(3).

$$\tau = \frac{V_{máx.}}{A} \quad (3)$$

Onde:

τ = Tensão de cisalhamento [N/m^2];

$V_{máx.}$ = Cortante máximo [N];

A = Área da superfície cortante [m^2];

2.3 MOMENTO DE INÉRCIA

O momento de inércia pode ser definido como a resistência que um corpo tem quando submetido ao esforço de rotação em relação a um determinado eixo (MENDES, 2005).

Para dimensionamento dos elementos de construção, o momento de inércia se torna um atributo indispensável, proporcionando por meio de valores numéricos, uma ideia de resistência do elemento, a qual é diretamente proporcional ao valor do momento de inércia encontrado (MELCONIAN, 2012).

A determinação do Momento de Inércia de figuras compostas se dá através da soma dos Momentos de Inércia de cada figura que compõe o elemento, conforme representado na Equação (4) (GASPAR, 2005).

$$\sum I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} \quad (4)$$

Onde:

$\sum I_x$ = Somatória dos momentos de inércia em relação ao eixo “ x ” [m^4];

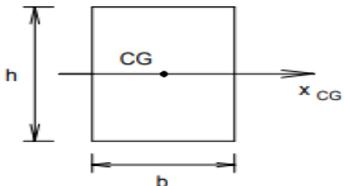
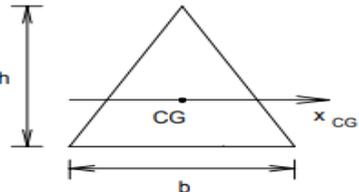
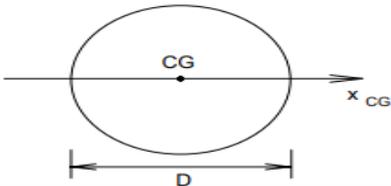
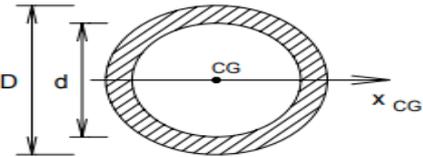
I_{x1} = Momento de inércia da figura “1” em relação ao eixo “ x ” [m^4];

I_{x2} = Momento de inércia da figura “2” em relação ao eixo “ x ” [m^4];

I_{x3} = Momento de inércia da figura “3” em relação ao eixo “ x ” [m^4];

A massa do corpo é definida em função da geometria do elemento estudado, portanto, Gaspar (2005) apresenta na Figura 4 algumas das fórmulas utilizadas para cálculo do momento de inércia em função de uma geometria conhecida.

Figura 4 - Fórmulas para cálculo de momentos de inércia para figuras planas conhecidas

Figura	Momento de Inércia
<p>Quadrado</p> 	$I_x = \frac{h^4}{12}$
<p>Retângulo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{bh^3}{12}$
<p>Triângulo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{bh^3}{36}$
<p>Círculo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{\pi d^4}{64}$
<p>Círculo vazado</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$

Fonte: Gaspar (2005).

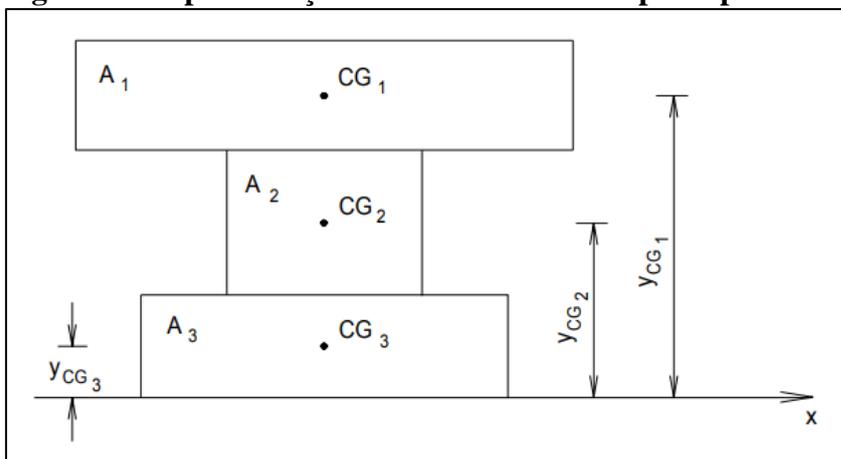
2.4 MOMENTO ESTÁTICO

O momento estático é aplicado para definição das tensões transversais atuantes em um corpo sujeito a flexão. Analisando de forma matemática, o momento estático de um corpo pode ser definido como o produto da área do elemento estudado pela distância que o mesmo se encontra de um eixo de referência “x” ou “y” (GASPAR, 2005).

Ainda segundo o autor, para o cálculo do momento estático de um elemento composto por várias figuras, devemos calcular separadamente e somar os momentos estáticos de cada

figura que compõe o elemento, conforme mostra a Figura 5 e as Equações (5) e (6).

Figura 5 - Representação de um elemento composto para cálculo do momento estático



Fonte: Gaspar (2005).

$$M_{x1} = y_{CG1} \cdot A_1 \quad (5)$$

$$\sum M_x = M_{x1} + M_{x2} + M_{x3} \quad (6)$$

Onde:

$\sum M_x$ = Somatório dos momentos estáticos em relação ao eixo “x” [m^3];

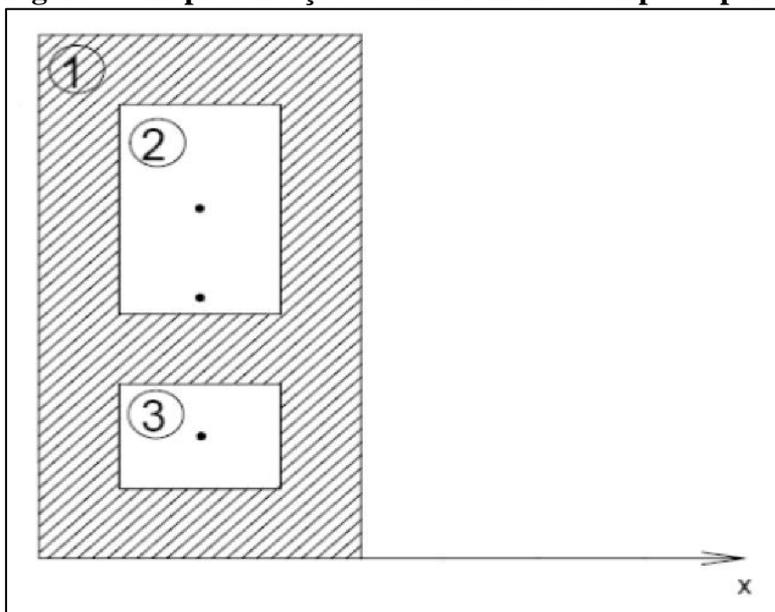
M_{x1} = Momento estático da figura “1” em relação ao eixo “x” [m^3];

y_{CG1} = Distância do centro de massa da figura “1” até o eixo “x” [m];

A_1 = Área da superfície da figura “1” [m^2];

2.5 CENTROIDE

Segundo Gaspar (2005), a determinação do centroide de um elemento é dada a partir da razão entre o momento estático e a área do elemento estudado. Para elementos compostos de mais de uma figura, é necessário considerar o somatório dos momentos estáticos e o somatório das áreas das figuras que compõe o elemento, conforme apresentado na Figura 6 e na Equação (7).

Figura 6 - Representação de um elemento composto para cálculo do centroide

Fonte: Gaspar (2005)

$$y_{CG} = \frac{\sum M_x}{\sum A} \quad (7)$$

Onde:

y_{CG} = Distância do centro de massa até o eixo “x” [m];

$\sum M_x$ = Somatório dos momentos estáticos em relação ao eixo “x” [m³];

$\sum A$ = Somatório das áreas da superfície dos corpos [m²];

2.6 TENSÃO DE FLEXÃO

Em função dos esforços submetidos ou de um momento aplicado, o corpo está sendo fletido dentro do seu regime elástico linear, e em consequência disso uma tensão nas fibras externas do corpo é provocada, denominada tensão de flexão (BARRETO, 2006).

Para Melconian (2012), existe uma linha neutra que divide o corpo em partes comprimidas e partes tracionadas, e a tensão de flexão máxima está na fibra mais distante da linha neutra. O autor cita que a tensão de flexão ou tensão de flexão máxima, é determinada em função da fibra mais distante da linha neutra e é calculada pela relação entre o produto do momento fletor atuante e a distância entre a linha neutra e a fibra mais distante do corpo, e o momento de inércia da secção do corpo.

Segundo Gere (2003), o cálculo da tensão de flexão se dá através da Equação (8):

$$\sigma = - \frac{M_{m\acute{a}x.} \cdot y_{CG}}{\sum I_x} \quad (8)$$

Onde:

σ = Tensão de flexão máxima [N/m^2];

$M_{m\acute{a}x.}$ = Momento fletor máximo [$N \cdot m$];

y_{CG} = Distância do centro de massa até o eixo “x” [m];

$\sum I_x$ = Somatória dos momentos de inércia em relação ao eixo “x” [m^4];

2.7 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

A determinação do coeficiente de segurança é uma tarefa muito importante na engenharia, de modo que a escolha inadequada do mesmo pode comprometer seriamente um projeto. Se escolhido um coeficiente de segurança muito baixo, a possibilidade de falha pode ser grande, em contrapartida, se escolhido um coeficiente de segurança muito alto, poderá comprometer a viabilidade econômica do projeto (BEER *et al.*, 2011).

Melconian (2012) declara que, para a determinação do coeficiente de segurança de um elemento, devemos levar em consideração algumas circunstâncias básicas – tipo de material, tipo de solicitação, tipos de carga e possíveis falhas de fabricação – que influenciam diretamente no coeficiente escolhido. O coeficiente de segurança é determinado através da Equação (9).

$$k = x \cdot y \cdot z \cdot w \quad (9)$$

Onde:

k = Coeficiente de segurança;

x = Fator referente ao tipo de material;

y = Fator referente ao tipo de solicitação;

z = Fator referente ao tipo de carga;

w = Fator referente às possíveis falhas na fabricação;

Segundo Melconian (2012), os fatores utilizados para o cálculo do coeficiente de segurança são definidos conforme Quadro 1:

Quadro 1 - Valores para fatores de cálculo do coeficiente de segurança

Tipo de material (x)	Aços de qualidade e aços liga	1,5
	Materiais comuns	2
Tipo de solicitação (y)	Carga constante	1
	Carga intermitente	2
	Carga alternada	3
Tipo de carga (z)	Carga gradual	1
	Choques leves	1,5
	Choques bruscos	2
Possíveis falhas na fabricação (w)	Aços	1 – 1,5
	Ferro fundido	1,5 – 2

Fonte: Adaptado de Melconian (2012).

2.8 TENSÃO ADMISSÍVEL

Para o dimensionamento de elementos estruturais, devemos considerar que a carga que um elemento poderá suportar é consideravelmente menor que o valor da carga limite do elemento. Essa carga é denominada carga admissível e representa apenas uma fração da carga máxima que o elemento pode suportar (BEER *et al.*, 2011).

Para Barreto (2006), em um dimensionamento, as peças calculadas deverão suportar as cargas aplicadas com segurança, considerando assim, somente a possibilidade de deformações na fase elástica do material, diante disso, a tensão de trabalho aplicada deverá ser menor que a tensão de escoamento do material, essa tensão de trabalho é denominada de tensão admissível.

Melconian (2012) afirma que a tensão admissível se dá em função da resistência elástica do material e das condições de segurança necessárias para o caso. O cálculo da tensão admissível de um elemento pode ser determinado através da Equação (10), pela relação entre a tensão de escoamento e o coeficiente de segurança correspondente.

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{esc.}}{k} \quad (10)$$

Onde:

$\sigma_{adm.}$ = Tensão admissível [MPa];

$\sigma_{esc.}$ = Tensão de escoamento [MPa];

k = Coeficiente de segurança;

2.9 TENSÃO DE ESCOAMENTO

A tensão de escoamento é o ponto de tensão máximo em que o material ainda se comporta de forma elástica, sendo o limite de tensão que o material suporta antes de se deformar permanentemente. O Quadro 2 demonstra os valores estabelecidos para tensão de escoamento em função do tipo de material. Esses valores são determinados através de ensaios mecânicos e são utilizados na Equação (10) juntamente com o coeficiente de segurança, para o cálculo da tensão admissível do material (FILHO, 2013).

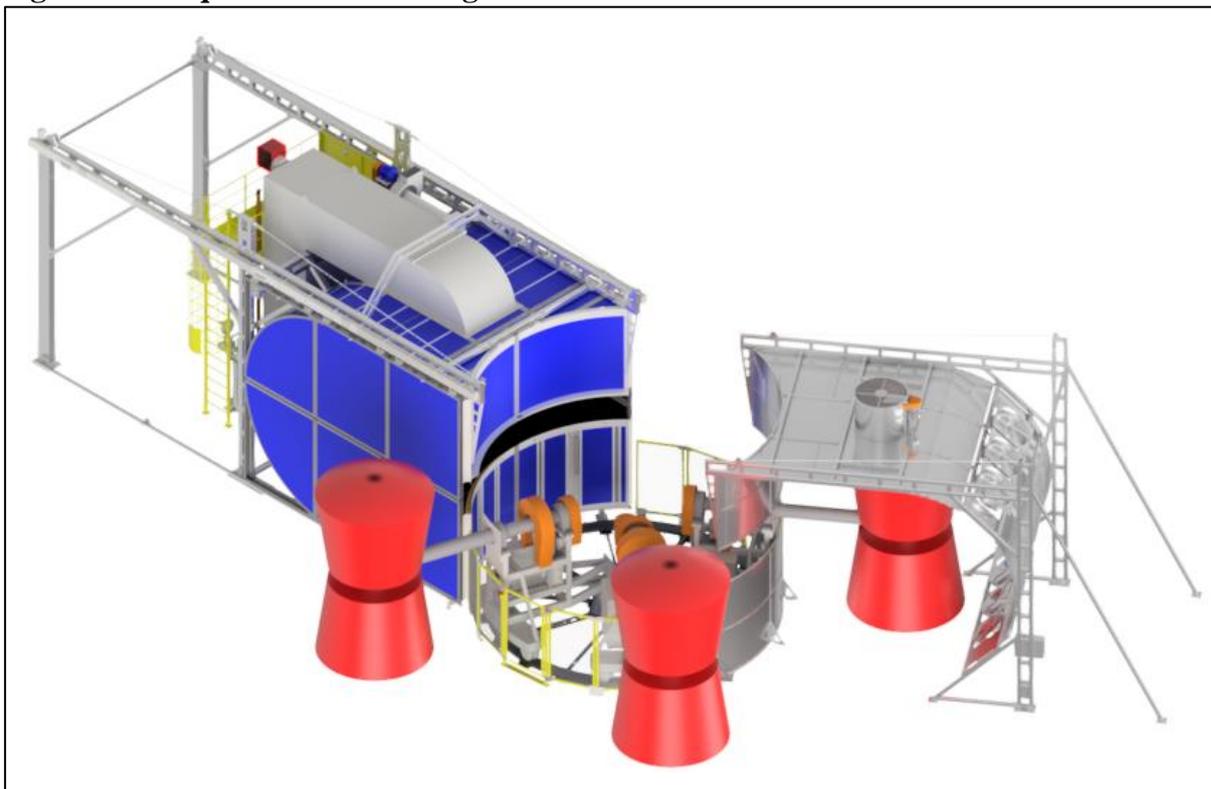
Quadro 2 - Valores para tensão de escoamento de aços carbono

Material	Tensão de escoamento		Observação
	[Kgf/cm ²]	[Mpa]	
SAE 1010	1300	127,49	Aços carbono recozidos ou normalizados
SAE 1015	1750	171,62	
SAE 1020	1930	189,27	
SAE 1025	2100	205,94	
SAE 1030	2300	225,55	
SAE 1040	2620	256,93	
SAE 1050	3600	353,04	
SAE 1070	4200	411,88	

Fonte: Adaptado de Filho (2013).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

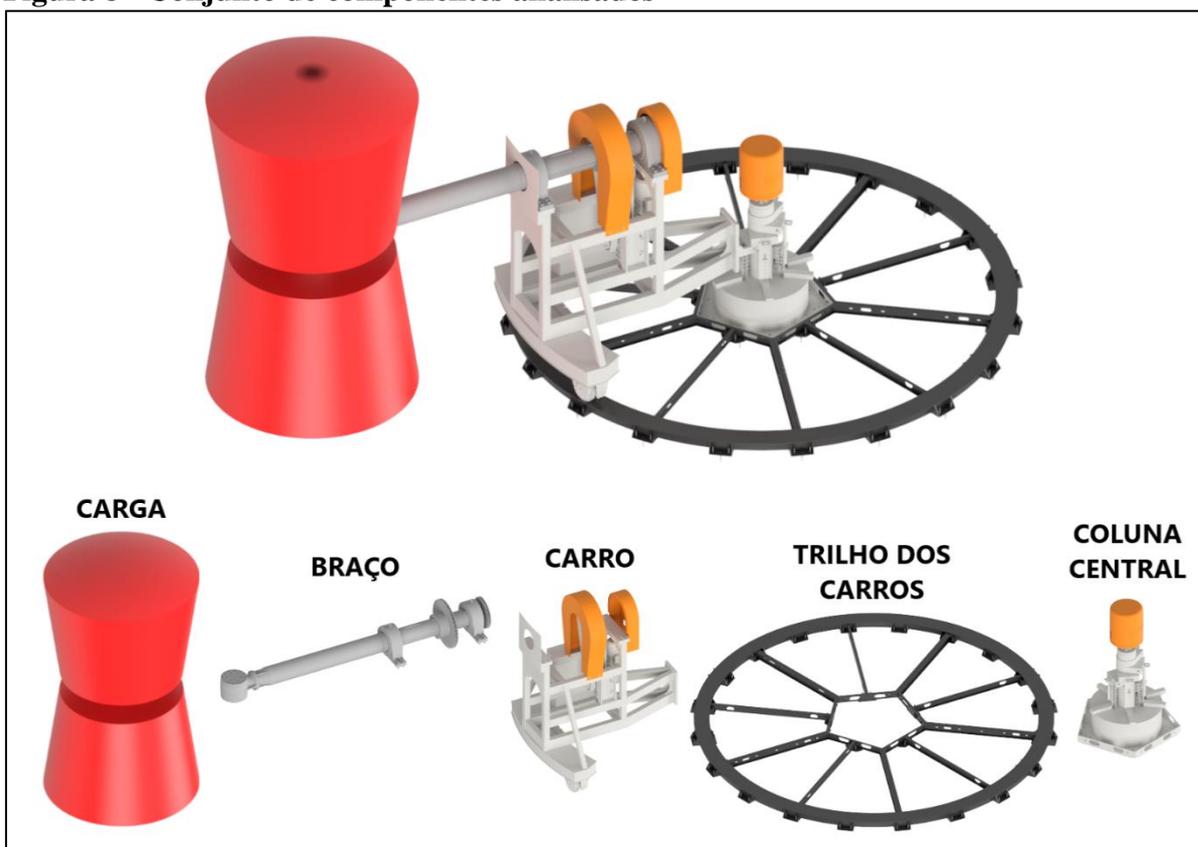
A pesquisa foi desenvolvida através de análises e cálculos estruturais baseados no método de dimensionamento de vigas bi apoiadas, com o objetivo de avaliar a resistência aos esforços solicitados no trilho dos carros de uma máquina de rotomoldagem, representada de forma ilustrativa na Figura 7.

Figura 7 - Máquina de rotomoldagem

Fonte: Dados da pesquisa (2020).

O principal componente a ser analisado foi o trilho dos carros, o qual suporta grande parte da carga transportada pelo carro da máquina. O carro, por sua vez, é um conjunto que está apoiado no trilho dos carros e fixado na coluna central da máquina. O carro transporta o braço e a carga entre as estações da máquina, se deslocando radialmente sobre o trilho e transferindo para o trilho grande parte do esforço gerado pela carga movimentada. Os elementos carga, braço, carro, trilho dos carros e coluna central formam o conjunto de componentes envolvidos nesta análise e estão representados na Figura 8.

Figura 8 - Conjunto de componentes analisados



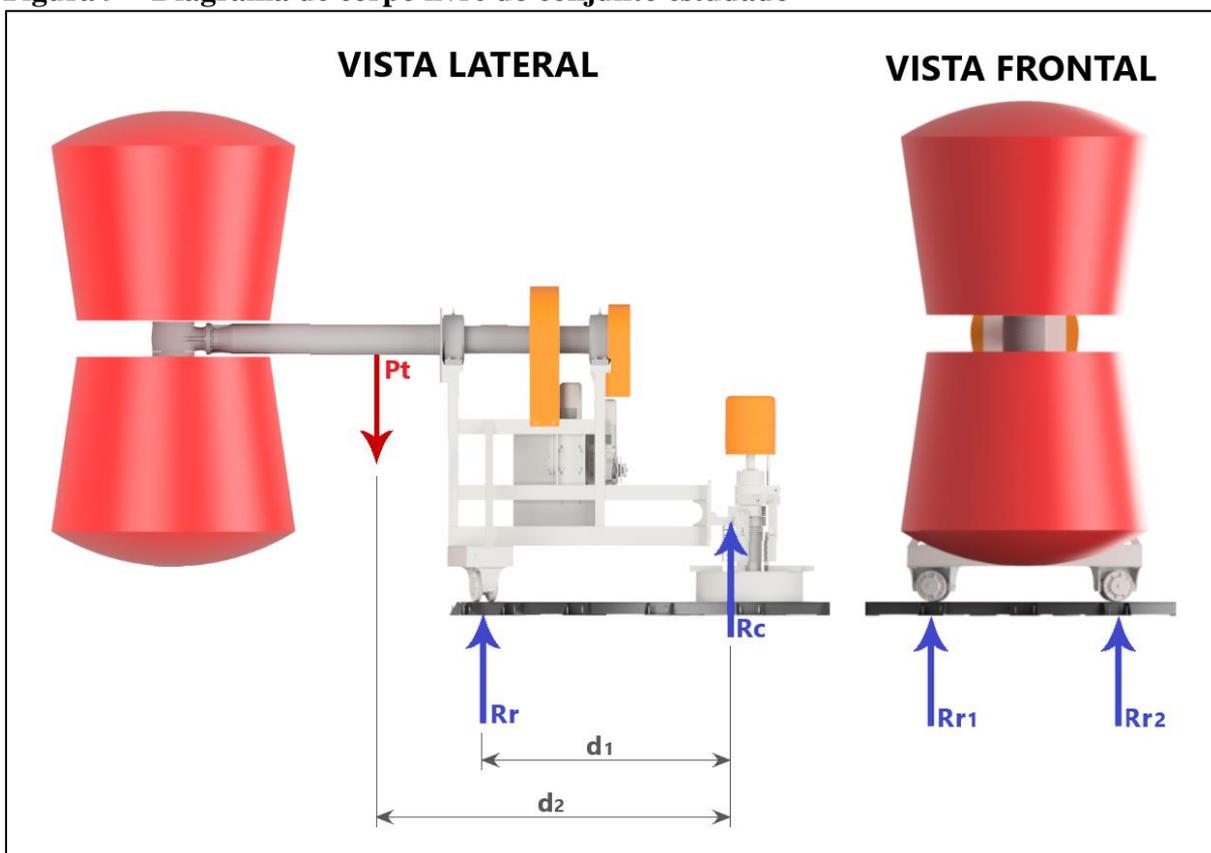
Fonte: Dados da pesquisa (2020).

Foi realizado um diagrama de corpo livre das cargas e reações presentes no conjunto estudado, para que fosse possível identificar qual a carga que está atuando em cada uma das rodas do carro e como consequência, qual a carga que está sendo suportada pelo trilho dos carros da máquina.

Na Figura 9 podemos observar o peso " P_t ", que se trata do somatório de peso dos elementos carga, braço e carro, ou seja, o peso total que está sendo movimentado sobre o trilho dos carros. O peso total " P_t " está sendo suportado pelas reações presentes na coluna central, representada como " R_c ", e nas rodas do carro, representada como " R_r ", que pelo fato de existirem duas rodas no carro e o peso " P_t " estar dividido de forma simétrica no carro, podemos observar que a reação " R_r " está dividida em duas reações de mesmo valor " R_{r_1} " e " R_{r_2} ", as quais representam a carga que está atuando sobre cada uma das rodas do carro.

A distância " d_1 " indica a distância entre as reações " R_r " e " R_c ", e a distância " d_2 " indica a posição do centro de gravidade do peso total " P_t " em relação à reação " R_c ".

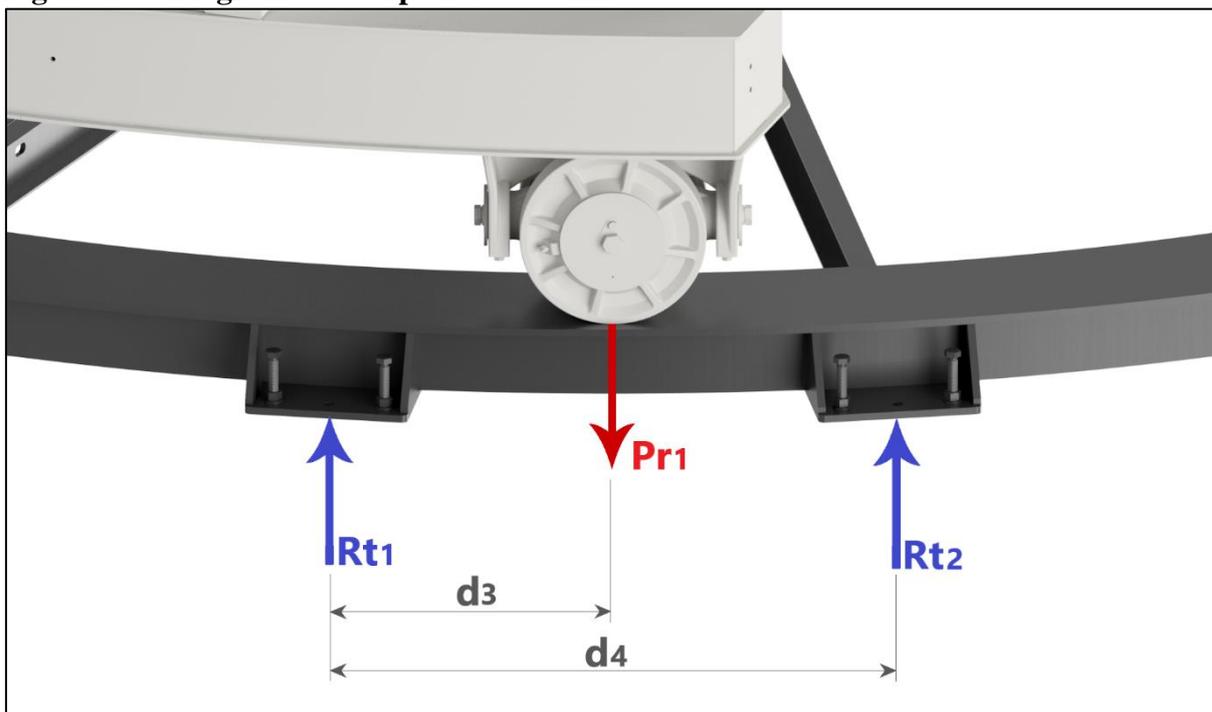
Figura 9 – Diagrama de corpo livre do conjunto estudado



Fonte: Dados da pesquisa (2020).

Posteriormente foi desenvolvido o segundo diagrama de corpo livre, representando a carga atuante " Pr_1 " em cada roda do carro e que está sendo suportada pelo trilho dos carros nos pontos de reação " Rt_1 " e " Rt_2 ". Foi considerado o instante em que ocorre a pior condição de trabalho do trilho dos carros, com a carga " Pr_1 " concentrada no centro da viga. Na Figura 10 podemos observar o respectivo diagrama de corpo livre com a posição das cargas e reações, conforme distancias " d_3 " e " d_4 ".

Figura 10 – Diagrama de corpo livre do trilho



Fonte: Dados da pesquisa (2020).

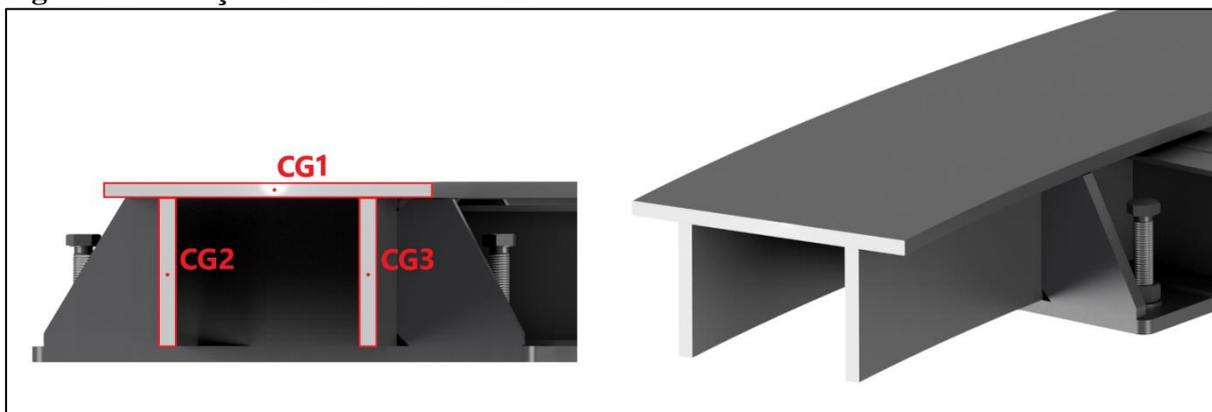
Para cálculo das reações presentes na viga, foi utilizado o método de cálculo apresentado na Figura 1, o qual atende o caso de uma viga bi apoiada com carga concentrada no centro da viga, desta forma, as reações “ Rt_1 ” e “ Rt_2 ” serão iguais e a soma das mesmas será igual ao total da carga que está atuando em cada uma das rodas “ Pr_1 ”.

Conhecendo o valor das reações “ Rt_1 ” e “ Rt_2 ” foi desenvolvido o diagrama de cortante máximo para vigas bi apoiadas com carga concentrada no centro da viga, conforme Figura 2, que nos permitiu localizar o cortante máximo da viga e calculá-lo através da Equação (1).

A próxima etapa foi encontrar o momento máximo a partir do desenvolvimento do diagrama de momento máximo, conforme Figura 3, e assim calcular o valor do momento máximo a partir da Equação (2). Desta forma, foi possível identificar os esforços máximos de cisalhamento e flexão atuantes no trilho.

Conhecendo o esforço máximo de cisalhamento atuante no componente, foi possível encontrar a tensão de cisalhamento utilizando da Equação (3). Após os cálculos dos esforços atuantes no trilho, foram realizados os cálculos referentes a resistência do trilho, os quais foram desenvolvidos com base na geometria da secção transversal do trilho. Na Figura 11 podemos observar a divisão da secção transversal estudada em três partes bem como o centroide de cada parte (“ CG_1 ”, “ CG_2 ” e “ CG_3 ”), que por se tratar de figuras simétricas, cada centroide está localizado no centro de cada figura que forma a secção transversal do trilho.

Figura 11 – Secção transversal do trilho



Fonte: Dados da pesquisa (2020).

Após identificar os centroides e as formas geométricas presentes na viga, foi possível localizar a fórmula para cálculo do momento de inércia de retângulos na Figura 4, calculando assim, o momento de inércia de cada parte da secção transversal do trilho individualmente para posterior somatória dos momentos de inércia e descoberta do momento de inércia final conforme Equação (4).

Ainda analisando a secção transversal do trilho, através das Equações (5) e (6) foi possível calcular o momento estático de cada secção do trilho, para assim encontrar o somatório dos momentos estáticos e possibilitar o cálculo do centroide da secção estudada, através da Equação (7).

Conhecendo o esforço máximo de flexão atuante no componente, bem como o centroide e o momento de inércia do trilho, foi possível encontrar a tensão flexão utilizando da Equação (8).

Para a determinação do coeficiente de segurança necessário para a condição analisada, foi utilizada a Equação (9), a qual foi alimentada com os fatores apresentados no Quadro 1, que representam as condições de trabalho que a estrutura está submetida.

No Quadro 2 foi encontrado o valor da tensão de escoamento correspondente ao material utilizado na fabricação do trilho “Aço SAE 1020”, para que através da Equação (10), pudesse se calcular o valor da tensão admissível do trilho.

Com a tensão admissível e as tensões máximas atuantes encontradas, foi possível realizar a comparação entre as mesmas e concluir a avaliação estrutural do trilho para comprovar ou não a suficiência da estrutura analisada.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para obtenção dos resultados da avaliação, foram realizados os cálculos necessários conforme sequencia apresentada na metodologia. Os valores encontrados estão dispostos na Tabela 1, de acordo com seu respectivo método de resolução.

Os dados utilizados nesta avaliação não necessariamente representam a situação real de carregamento e configuração da máquina de rotomoldagem estudada, são apenas valores teóricos necessários para a realização do estudo.

Tabela 1 - Valores encontrados para os cálculos desenvolvidos

Cálculo	Variável	Valor	Unidade	Sentido da Força
Reações nas rodas do carro Diagrama de corpo livre	P_t	4.500,0	[N]	↓
	d_1	2,4	[m]	—
	d_2	3,1	[m]	—
	R_r	58.125,5	[N]	↑
	R_c	13.125,0	[N]	↓
	R_{r1}	29.062,5	[N]	↑
	R_{r2}	29.062,5	[N]	↑
Reações no trilho dos carros Diagrama de corpo livre	P_{r1}	29.062,5	[N]	↓
	R_{t1}	14.531,25	[N]	↑
	R_{t2}	14.531,25	[N]	↑
Cortante máximo Equação (1)	P_{r1}	29.062,5	[N]	↓
	$V_{máx.}$	14.531,25	[N]	—
Momento máximo Equação (2)	P_{r1}	29.062,5	[N]	↓
	d_3	0,23	[m]	—
	d_4	0,46	[m]	—
	$M_{máx.}$	3.342,18	[N]	—
Tensão de cisalhamento Equação (3)	$V_{máx.}$	14.531,25	[N]	—
	$\sum A$	$5,715 \cdot 10^{-3}$	[m ²]	—
	τ	$2,54 \cdot 10^6$	[N/m ²]	—

(Continua)

Tabela 1 - Valores encontrados para os cálculos desenvolvidos

Cálculo	Variável	Valor	Unidade	Sentido da Força
Momento de inércia Equação (4)	b_1	0,25	[m]	–
	b_2	0,0127	[m]	–
	b_3	0,0127	[m]	–
	h_1	0,0127	[m]	–
	h_2	0,1	[m]	–
	h_3	0,1	[m]	–
	I_{x1}	$4,26 \cdot 10^{-8}$	[m ⁴]	–
	I_{x2}	$1,05 \cdot 10^{-6}$	[m ⁴]	–
	I_{x3}	$1,05 \cdot 10^{-6}$	[m ⁴]	–
	$\sum I_x$	$2,16 \cdot 10^{-6}$	[m ⁴]	–
Momento estático Equação (5) e (6)	Y_{CG1}	0,106	[m]	–
	Y_{CG2}	0,05	[m]	–
	Y_{CG3}	0,05	[m]	–
	A_1	$3,175 \cdot 10^{-3}$	[m ²]	–
	A_2	$1,27 \cdot 10^{-3}$	[m ²]	–
	A_3	$1,27 \cdot 10^{-3}$	[m ²]	–
	M_{x1}	$3,37 \cdot 10^{-4}$	[m ³]	–
	M_{x2}	$6,35 \cdot 10^{-5}$	[m ³]	–
	M_{x3}	$6,35 \cdot 10^{-5}$	[m ³]	–
	$\sum M_x$	$4,64 \cdot 10^{-4}$	[m ³]	–
Centroide Equação (7)	$\sum M_x$	$4,64 \cdot 10^{-4}$	[m ³]	–
	$\sum A$	$5,715 \cdot 10^{-3}$	[m ²]	–
	Y_{CG}	0,081	[m]	–
Tensão de flexão Equação (8)	$M_{máx.}$	3.342,18	[N]	–
	Y_{CG}	0,081	[m]	–
	$\sum I_x$	$2,16 \cdot 10^{-6}$	[m ⁴]	–
	σ	$1,25 \cdot 10^8$	[N/m ²]	–

(Continua)

Tabela 1 - Valores encontrados para os cálculos desenvolvidos

Cálculo	Variável	Valor	Unidade	Sentido da Força
Coeficiente de segurança Equação (9)	x	2	–	–
	y	2	–	–
	z	1	–	–
	w	1,5	–	–
	k	6	–	–
Tensão admissível Equação (10)	$\sigma_{esc.}$	189,27	[MPa]	–
	k	6	–	–
	$\sigma_{adm.}$	31,55	[MPa]	–
Coeficiente de segurança devido ao cisalhamento Equação (10)	$\sigma_{esc.}$	189,27	[MPa]	–
	τ	2,54	[MPa]	–
	k	74,5	–	–
Coeficiente de segurança devido á flexão Equação (10)	$\sigma_{esc.}$	189,27	[MPa]	–
	σ	125,84	[MPa]	–
	k	1,5	–	–

Fonte: Dados da pesquisa (2020).

Analisando os resultados encontrados, percebemos que, em função do material utilizado na fabricação do trilho ser “Aço SAE 1020” e o coeficiente de segurança ideal ser “6”, o trilho apresenta tensão admissível de “31,55 [MPa]”, portanto, ao relacionarmos a tensão admissível do trilho com a tensão de cisalhamento “2,54 [MPa]” encontrada e calcularmos o coeficiente de segurança devido ao cisalhamento, obtemos o valor de “74,5”, desta forma, observamos que o mesmo se apresenta muito acima do coeficiente de segurança ideal para a aplicação, o que demonstra que quanto ao esforço de cisalhamento o trilho está superdimensionado e não compromete a integridade da estrutura.

Entretanto, ao relacionarmos a tensão admissível do trilho com a tensão de flexão “125,84 [MPa]” encontrada e calcularmos o coeficiente de segurança devido á flexão, percebemos que o mesmo se encontra abaixo do desejado, apresentando o valor de “1,5”, aonde a literatura aponta como ideal o valor de 6. Isso demonstra que a estrutura está subdimensionada em relação aos esforços de flexão, denotando a necessidade de ajustes estruturais, afim de adequar o projeto ao coeficiente de segurança exigido e evitar possíveis problemas.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Essa pesquisa propôs como objetivo geral, o desenvolvimento de uma avaliação no

projeto estrutural do trilho dos carros de uma máquina de rotomoldagem, que através de uma sequência de análises e cálculos estruturais, foi possível ter a comprovação da suficiência estrutural do componente estudado, descobrindo assim, se o projeto necessita ou não de uma revisão de adequação conforme os esforços aplicados.

Levando em consideração os aspectos apresentados neste artigo, se percebe a importância da realização de avaliações estruturais em partes críticas de máquinas. A avaliação estrutural de um componente dá condição de se analisar a suficiência da estrutura trazendo segurança e possibilidades de otimização do projeto, evitando assim, possíveis custos desnecessários com retrabalhos e manutenção com a máquina em operação.

A totalidade dos resultados apresentados neste trabalho possibilitou a comprovação de que, conforme suposta configuração de cargas aplicadas no componente estudado, a estrutura analisada apresenta-se subdimensionada em relação ao coeficiente de segurança adequado para a situação. Apresentando assim, a possibilidade da otimização no projeto, visando a adequação da estrutura ao que, segundo os cálculos apresentados, é considerado ideal.

É importante ressaltar que com o término da avaliação proposta neste trabalho, fica em aberto a oportunidade de dar continuidade a pesquisa, deixando como sugestão para trabalhos futuros, a análise dos possíveis pontos a serem ajustados no projeto que possam vir a solucionar o problema apresentado: aumento das espessuras dos materiais utilizados, utilização de um aço com maior resistência, alteração do tipo de viga ou diminuição da distância entre sapatas do trilho.

REFERÊNCIAS

BARRETO, T. C. M. **Apostila de Mecânica dos Sólidos**. Brasília, 2006. Disponível em: <https://www.academia.edu/36251009/Mecanica_dos_Solidos_-_Final>. Acesso em: 12 mai. 2020.

BEER, F. P; JOHNSTON JR, E. R; DEWOLF, J. T; MAZUREK, D. F. **Mecânica dos Materiais**. Tradução de José Benaque Rubert e Walter Libardi. 5ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2011.

BEER, F. P; JOHNSON JR, E. R. **Mecânica Vetorial para Engenheiros**, 7ª ed. São Paulo: Makron Books, 2006.

COMISSO, T. B.; LIMA, C. A. S. de; CARVALHO, B. de M. **Estudo Experimental do Processo de Rotomoldagem de PELBD: Efeitos sobre a Morfologia e estabilidade dimensional. Polímeros: Ciência e Tecnologia**, v. 23, 2013.

FILHO, M. S. **Apostila de Resistência dos Materiais**. Cotuca Unicamp. Campinas, 2013. Disponível em: <https://www.academia.edu/9881195/COTUCA_UNICAMP_Resist%C3%Aancia_Materiais_Vers%C3%A3o_4.4_21_Fev_2013>. Acesso em: 03 mai. 2020.

GASPAR, R. **Mecânica dos Materiais**. Nota de Engenharia Civil do Centro Universitário Nove de Julho. São Paulo, 2005. Disponível em: <<https://mecanicadossolidos.files.wordpress.com/2016/03/resistc3aancia-dos-materiais-excelente.pdf>>. Acesso em: 20 mai. 2020.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**. Tradução de Luiz Fernando de Castro Paiva. 5ª ed. São Paulo: Thomson Learning, 2003.

MELCONIAN, S. **Mecânica Técnica e Resistência dos Materiais**. 19ª ed. São Paulo: Érica, 2012.

MENDES, P. J. H. **Estudo de Centroides e Momentos de Inércia**. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2005. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/313874157_Estudo_de_Centroides_e_Momentos_de_Inercia>. Acesso em: 18 mai. 2020.