# PROJETO BÁSICO DE APARATO EXPERIMENTAL PARA A SIMULAÇÃO DO MOVIMENTO RELATIVO VEÍCULO-SOLO EM TÚNEL DE VENTO

**Fernando Luiz Sacomano Filho**
nandosac@yahoo.com.br

***Resumo:*** *Este trabalho apresenta o estudo e projeto de um aparato experimental utilizado para simular a interação veículo-solo em ensaios em túnel de vento. A interação corresponde à simulação do movimento relativo veículo-solo que visa aproximar as condições de ensaios aerodinâmicos realizados em túneis de vento das condições naturais de rodagem de um veículo terrestre. O trabalho teve início com o estudo do Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, pois o equipamento projetado tem o objetivo de ser instalado neste túnel de vento. Após estudos preliminares foram analisados métodos utilizados para a simulação deste fenômeno nos principais túneis de vento automobilísticos. Das análises realizadas foi selecionado o método da esteira rolante como o mais adequado para a simulação do movimento relativo veículo-solo no túnel de vento em questão. Com a seleção do método foram consideradas opções de configurações estruturais para o equipamento a ser projetado e também, a opção de projetar uma esteira rolante móvel capaz de ser instalada na seção de testes aeronáutica do túnel de vento. A partir da definição dos parâmetros construtivos foi iniciado o dimensionamento da esteira rolante. Neste processo foi feita uma divisão entre os principais subsistemas do equipamento, os quais correspondem a: movimentação da cinta, aderência da cinta, resfriamento, controle de camada limite e estrutura. O dimensionamento de cada subsistema envolveu a realização de cálculos analíticos e simulações de natureza dinâmica, estrutural e fluido dinâmica. Destaca-se que este projeto é inédito no Brasil, pois ainda não há nenhum equipamento semelhante instalado em território nacional.*

***Palavras chave****: túnel de vento, esteira rolante, aerodinâmica, veicular*

## 1. Introdução

O projeto aerodinâmico veicular tem se tornado mais importante a cada dia no desenvolvimento de veículos (FAGO; LINDER; MAHRENHOLTZ, 1991). A área de aerodinâmica veicular vem ganhando destaque diante de questões abordadas dentro do setor automotivo à medida que temas relacionados à economia de combustível, ao aquecimento global e ao aumento da eficiência energética vêm sendo discutidos nos meios de comunicação. A relação da aerodinâmica com estes temas provém do fato de que a maior parcela de potência empregada para realizar o movimento do veículo é consumida pela força de arrasto aerodinâmica (HUCHO, 1998). Assim, o projeto aerodinâmico contribui diretamente para a redução de consumo de combustíveis e conseqüentemente de emissões de poluentes.

No desenvolvimento de um projeto aerodinâmico de um veículo cálculos analíticos não são suficientes para modelar matematicamente o escoamento externo em torno de um veículo, devido a sua complexidade. Nesse sentido, para propiciar o desenvolvimento deste projeto são utilizados ensaios em túneis de vento e simulações numéricas computacionais.

Hucho (1998) afirma que no futuro previsível, os ensaios em túnel de vento ainda vão predominar diante destes outros métodos de análise aerodinâmica na indústria automobilística. Contudo, para a realização de ensaios de túnel de vento é necessário reproduzir as condições naturais de rodagem de veículos da forma mais exata possível (FAGO; LINDER; MAHRENHOLTZ, 1991). Dessas condições destacam-se, as simulações do movimento relativo veículo-solo e da rotação das rodas. Sardou (1986), ao avaliar a importância da simulação do movimento relativo veículo-solo, utilizou uma esteira rolante e ao variar as condições de operações deste equipamento, encontrou que a diferença em medições de arrasto com o mesmo ligado e desligado corresponde a 15%.

Ao avaliar a infra-estrutura disponível na Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e em seus institutos parceiros, verifica-se que há possibilidades de realização de ensaios aerodinâmicos automotivos de qualidade. O IPT-SP possui um túnel de vento, Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica (TVCLA), que apresenta duas seções de testes de 3 x 2 m com uma capacidade de operação atingindo velocidades na ordem de 90 km/h. Assim, este trabalho, a fim de possibilitar a realização de ensaios aerodinâmicos de maior qualidade no país, apresenta o projeto básico de um aparato experimental capaz de possibilitar a simulação do movimento relativo veículo-solo no TVCLA do IPT-SP.

## 2. Objetivos

Este projeto tem como objetivo principal realizar o projeto básico de um equipamento que possibilite a simulação do movimento relativo veículo-solo em ensaios em túnel de vento. O equipamento tem a função de anular o desenvolvimento da camada limite sobre sua superfície e reproduzir as condições de rodagem de um veículo em condições naturais, nos aspectos aerodinâmicos.

## 3. Estudo do Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica

O túnel de vento para qual este trabalho foi direcionado é o TVCLA do IPT. Este túnel, classifica-se como um túnel de vento de baixas velocidades de circuito aberto e seção de testes fechada. O mesmo proporciona um escoamento útil de até 25m/s, operando em baixa pressão com capacidade de geração de dois tipos de perfil de velocidades, tanto aeronáutico quanto o de camada limite (PEREIRA, 2002).

O mesmo túnel está disposto dentro de um galpão que permite com que variações ambientais externas, no que diz respeito a rajadas de vento e chuvas, se tornem desprezíveis nos ensaios realizados. Este galpão não permite o controle de condições climáticas e controle de ruídos sonoros. Porém, o mesmo ao ser preparado para abrigar o túnel em questão recebeu um forro revestido com uma cobertura de um isolante térmico para amenizar as eventuais variações de temperatura presentes no decorrer de ensaios.

Este aparato é apresentado na Figura 1, onde são indicadas as suas duas seções de testes.

**Figura 1: TVCLA do IPT e suas seções de testes**

## 4. Análise de métodos para a representação do movimento veículo-solo

Durante o desenvolvimento deste trabalho foram analisadas alternativas dos principais métodos utilizados em túneis de vento para representar o movimento relativo veículo-solo, a fim de obter a mais adequada ao projeto desenvolvido. Estes mesmos métodos são apresentados na Figura 2.

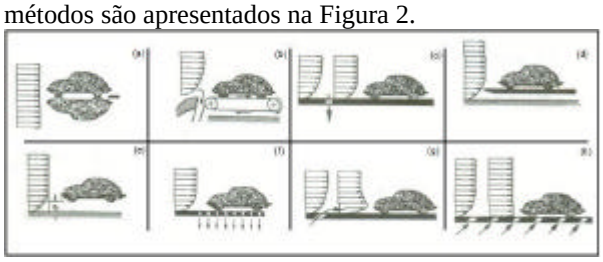


**Figura 2: Principais métodos utilizados**

Para elucidar a necessidade de se utilizar tais métodos fez-se um estudo dos resultados de ensaios com piso estacionário, o qual é apresentado a seguir.

### 4.1. Ensaio com piso estacionário

O ensaio com piso estacionário foi utilizado com freqüência em ensaios veiculares no início dos estudos da aerodinâmica de veículos terrestres, devido à forte influência das formas construtivas dos túneis de vento aeronáuticos. Os principais aspectos de um ensaio desta natureza são de ocorrer o desenvolvimento de uma camada limite no piso, fenômeno que têm grande influência no escoamento externo ao veículo.

Numa seção de testes vazia de um túnel de vento o desenvolvimento da camada limite ocorre da mesma maneira que em uma placa plana. Na camada limite devido ao comportamento do perfil de velocidades há déficits nos fluxos de massa e quantidade de movimento do escoamento nesta região. De acordo com este fenômeno, o escoamento passa a apresentar um ângulo de arfagem em relação ao escoamento ao longe. Mesmo em ângulos pequenos são verificados aumentos nas forças de arrasto e de sustentação dos modelos ensaiados.

Com a perda de quantidade de movimento na camada limite é de se esperar que haja uma redução no arrasto e sustentação do modelo ensaiado. Porém, como mostrado por Wiedemann apud Hucho (1998), em ensaios com veículos de passeio, o oposto é o que ocorre. Isto se deve ao ângulo de ataque sobre as rodas ser maior com do que sem a camada limite, fenômeno que intensifica os esforços atuantes no objeto de ensaio.

### 4.2. Método do modelo espelhado

O método do modelo espelhado de baseia na simetria do escoamento entre estes modelos. Na região entre os mesmos o escoamento se comporta como um escoamento plano, o que simula a presença do solo.

Para a execução de ensaios com este método são necessários dois modelos iguais, os quais deverão ser fixados um ao outro de forma que fiquem simétricos um em relação ao outro. Isto, como mencionado por Katz (1995), dobra a blocagem do ensaio, o que o inviabiliza na maioria dos casos.

### 4.3. Método da esteira rolante

Este aparato corresponde à substituição do piso estacionário de um túnel de vento por uma cinta que através de sua movimentação, reproduz a movimentação do solo. Neste caso, a reprodução do efeito solo é evidente, pois o que seria o piso do túnel de vento se movimenta juntamente com o ar, o que acaba por reproduzir a situação natural de rodagem de um veículo terrestre.

As principais desvantagens encontradas na utilização de esteiras rolantes são as dificuldades de mensurar as cargas resistentes das rodas e as possibilidades do desprendimento da esteira devido à baixa pressão na parte inferior de alguns veículos (KATZ, 1995).

### 4.4. Sucção simples

A sucção é um dos métodos apresentados por Schlichting (2000) para se controlar o desenvolvimento da camada limite. O aparato utilizado para realizar este método é facilmente fabricado, necessita apenas da instalação de abertura na região dianteira da seção de testes e uma bomba para succionar a quantidade de ar necessária. No entanto, 3 grandes desvantagens são apresentadas, as quais correspondem ao ângulo de ataque negativo apresentado pela retirada do ar, ao novo desenvolvimento de uma camada limite após a região de sucção e ao fato da não uniformidade da sucção do ar o que reproduz uma tridimensionalidade no escoamento que incide sobre o objeto de ensaio.

### 4.5. Sucção distribuída

De forma a prevenir a formação da camada limite após a região de sucção no caso da sucção simples uma

alternativa é a instalação de um sistema de sucção em toda a região inferior do objeto ensaiado.

Este método apresenta duas desvantagens principais. A primeira delas corresponde à dificuldade de se estabelecer um ajuste adequado ao deslocamento da camada limite, o qual pode ser ajustado com o túnel de vento vazio ou com a presença de um modelo. Há uma grande diferença entre as duas formas, pois ao ajustar para uma das situações o ensaio acaba sendo prejudicado pelo deslocamento da camada limite em certas regiões. A segunda controvérsia relaciona-se à distribuição não uniforme da camada limite na região inferior do modelo, o que acaba por originar "curtos circuitos" no reservatório de sucção. Esses fenômenos, ocorrem devido ao surgimento de escoamentos secundários no interior do reservatório provenientes da distribuição de pressão não uniforme na região inferior do modelo.

### 4.6. Piso elevado

Outra maneira de simular as condições de escoamento no entorno de um veículo é o de suspendê-lo num segundo piso acima do já existente no túnel de vento. O principal aspecto deste método é eliminar a camada limite já existente no túnel de vento, sob pena do desenvolvimento de uma nova sobre a placa correspondente ao segundo piso.

Uma grande desvantagem deste aparato é o de necessitar de uma grande área na seção. Assim, este é empregado normalmente em grandes túneis para a simulação de modelos em escala reduzida.

### 4.7. Suspensão do modelo

Neste método o modelo é suspenso na seção de testes do túnel de vento. Dois grandes erros sistemáticos são as principais desvantagens deste método, sendo estes relacionados ao escoamento entre a roda e o piso do túnel e ao escoamento na região sob o modelo. Ambos os erros provem do fato de nos casos reais a roda se encontrar apoiada no solo. Ambos os erros produzem danos demasiados nos resultados do ensaio, que acabam por alterar as forças de arrasto e sustentação do modelo.

No entanto o custo de instalação desse método é relativamente baixo, o que o torna atraente para algumas aplicações.

### 4.8. Injeção distribuída

O princípio deste método é o de anular o deslocamento e a perda da quantidade de movimento da camada limite pela injeção de ar tangencialmente ao piso do túnel. Para esta injeção são utilizados pequenos bocais distribuídos uniformemente em toda a área da seção de testes.

O mesmo, não permite a simulação do rolamento das rodas e como apresentado por Kwon et al. (2001) ele não permite correspondência efetiva com a realidade principalmente para veículos muito próximos ao solo e de grande comprimento.

### 4.9. Seleção do método de ensaio

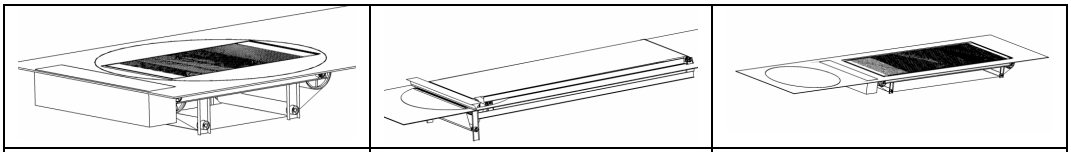
Hucho (1998), Katz (1995) e Kwon et al. (2001) destacam a preferência pela injeção de ar tangencial dentre os métodos apresentados para a realização de ensaios rotineiros. Porém, como destacado pelos mesmos autores este não é um método adequado para ensaios de veículos muito próximos ao solo (carros de corrida e esportivos), de baixo arrasto, de sustentação próxima de zero e muito longos como veículos comerciais e trens. Assim, devido às características da necessidade apresentada neste projeto, foi feita uma seleção das alternativas de métodos apresentadas.

Nesse sentido foi estabelecida uma metodologia para a seleção das alternativas de métodos de ensaio. A mesma baseou-se na montagem de uma matriz de decisão. Os critérios utilizados neste processo relacionaram-se com a adequação à infra-estrutura disponível, a qualidade da simulação do efeito solo, os custos (operacionais e fixos), a complexidade do projeto, a gama de ensaios e complexidade operacional.

O resultado desta avaliação definiu o método da esteira rolante como método de representação do movimento veículo-solo mais adequado as necessidades e condições presentes. Dessa forma, este método foi o adotado para ser desenvolvido neste trabalho.

## 5. Síntese de soluções

Após a seleção dos métodos de ensaio foi feito um estudo de opções de configurações estruturais para uma esteira rolante compatíveis com a estrutura presente nas instalações do TVCLA. Esse estudo permitiu a composição de três opções distintas para a configuração estrutural do equipamento, as quais são apresentadas a seguir.



| *Opção A* | *Opção B* | *Opção C* |
|---|---|---|

***Figura 3: Opções de configuração estrutural de esteiras rolantes***

### 5.1. Opção A

A opção **A** corresponde à configuração menos agressiva para o túnel de vento, pois é instalada na região da mesa giratória da seção de testes aeronáutica. A única alteração permanente na estrutura do túnel de vento nesse caso é a necessidade da abertura de um corte retangular entre a contração e a mesa giratória para abrigar a placa porosa utilizada no sistema de controle de camada limite.

Uma vantagem apresentada por esta configuração é a de possibilitar a realização de ensaios com o modelo em ângulo de guinada. A maior desvantagem desta configuração é a de ter pequenas dimensões o que devido ao máximo número de Reynolds proporcionado pelo túnel reduziria a gama de ensaios

possíveis de serem realizados. A Figura 3 apresenta uma representação desta opção juntamente com as opções B e C.

### 5.2. Opção B

A opção **B** apresenta uma proposta capaz de conciliar baixa interferência ao túnel com grandes dimensões úteis. Como observado na Figura 3, a maior parte do equipamento está instalada em cima do piso do túnel de vento exceto pelos subsistemas ligados diretamente ao trem de força. Outra vantagem considerável sobre esta disposição corresponde à liberdade dimensional da cinta sobre o túnel, podendo atingir grandes extensões.

Porém, sua grande desvantagem é a dificuldade de instalação e regulagem, pois a cada instalação problemas no controle de tensão e posicionamento da cinta podem surgir. Outra desvantagem é o fato de reduzir a área disponível da seção de testes pelo equipamento ser instalado sobre o piso do túnel de vento. A mesma opção apresenta uma desvantagem quando comparada com a opção **A** por não permitir ensaios com modelos em ângulo de guinada.

### 5.3. Opção C

As dimensões e disposição desta opção no túnel de vento proporcionam a criação de um projeto mecânico mais simples e estável, o que proporciona uma melhor qualidade do equipamento. Outra vantagem desta configuração é a capacidade de atender a uma vasta gama de ensaios relacionados à dimensão do equipamento.

No entanto, esta é a proposta cujas dimensões exigem maior interferência na estrutura do TVCLA, as quais poderiam eventualmente inutilizá-lo. Esta mesma opção também apresenta a desvantagem, quando comparada com a opção **A,** de não permitir ensaios com modelos em ângulo de guinada.

### 5.4. Seleção da opção

Feita a análise das opções de configurações estruturais de esteiras rolantes foi feita uma avaliação destas propostas de forma a selecionar a mais adequada para a necessidade a ser atendida. Esta avaliação foi realizada de maneira conjunta com os responsáveis pelo TVCLA, que selecionou a opção **A.**

Apesar de exigir uma maior complexidade de projeto pela sua compactação e liberdade de movimentação, a mesma é a mais barata e menos prejudicial ao túnel.

## 6. Dimensionamento

A seleção da configuração da esteira rolante proporcionou início de seu dimensionamento. Tendo em vista desenvolver o projeto básico do equipamento em questão o resultado final desta etapa de projeto é a definição completa das características principais do produto.

Para o dimensionamento deste equipamento foi necessário dividi-lo entre os principais sistemas que o compõe devido à sua grande complexidade e por reunir várias áreas da engenharia mecânica. Assim, esta divisão segmentou o projeto nos sistemas de movimentação, controle de aderência da cinta, controle de camada limite, refrigeração e estrutura.

### 6.1. Sistema de movimentação

O sistema de movimentação da esteira compreende todas as partes do equipamento que estão relacionadas diretamente com a movimentação da cinta. São eles: rotores, trem de força e elementos de fixação utilizados nestes componentes.

#### 6.1.1. Determinação das cargas atuantes

Para iniciar o dimensionamento de todos os componentes deste sistema foi feita a determinação das cargas atuantes no mesmo, tantos as externas, como as internas.

No cálculo das cargas atuantes no sistema foi considerado que os modelos a serem ensaiados neste equipamento não se apoiariam na cinta. Dessa forma, as forças de atrito provenientes do contato do modelo com a cinta, como também a inércia de seus elementos rotativos, não foram contabilizados no sistema.

As cargas externas são provenientes do contato que o trecho de cinta útil faz sobre a plataforma de deslizamento por dois carregamentos. O primeiro é dado pelo próprio peso da cinta e o segundo pela pressão proveniente do sistema de aderência.

Para verificar a funcionalidade deste modelo foi calculada a catenária presente no trecho útil da cinta, o que verificou o contato da mesma com a plataforma pela simples ação de seu peso próprio. A catenária deste trecho, mesmo com a tensão atuante na cinta apresentou uma flecha de 17,7 mm.

A carga proveniente do sistema de aderência correspondeu a uma pressão do sistema de sucção de 40% do valor necessário para estabilizar a cinta estaticamente em sua direção vertical. Esta pressão foi calculada através da relação de Bernoulli, apresentada na eq. 1, considerando a pressão dinâmica, na região logo acima da cinta, dada pela velocidade de escoamento máxima do túnel de vento e uma pressão dinâmica nula na região logo abaixo da mesma (fluido parado). Este valor encontrado corresponde ao valor necessário para equilibrar a esteira estaticamente em sua direção vertical. O fator de 40% foi proveniente de um ajuste realizado no modelo matemático do sistema com o modelo adotado por Diuzet (1986).

$$p_{e1} + \frac{r \cdot V_1^2}{2} + r \cdot g \cdot z_1 = p_{e2} + \frac{r \cdot V_2^2}{2} + r \cdot g \cdot z_2 \quad (1)$$

Esta abordagem foi adotada devido às dificuldades em se analisar o comportamento dinâmico transversal da cinta interagindo com o escoamento do túnel de vento, a qual não foi escopo deste trabalho.

Contudo foi determinada que as cargas externas atuantes no sistema correspondem a uma força de atrito no valor de 207,8 N.

Os cálculos das cargas internas foram realizados pelo programa computacional *Autodesk Inventor 2008*, devido à complexidade geométrica dos componentes do sistema. Os cálculos foram verificados com a comparação dos resultados dados pelo programa a resultados obtidos de cálculos analíticos de geometrias clássicas, como um cilindro maciço e uma placa plana

retangular. Dos cálculos provenientes do mesmo programa foi possível obter os valores apresentados na Tabela 1 para a inércia dos principais elementos rotativos do sistema de movimentação.

**Tabela 1: Inércia dos componentes rotativos do sistema de movimentação**

| | | |
|---|---|---|
| Rotor motor | 4,14E-01 | kg.m2 |
| Rotor movido | 4,02E-01 | kg.m2 |
| Rotor tensor | 4,09E-01 | kg.m2 |
| Rotor de ajuste | 4,09E-01 | kg.m2 |
| Eixo do motor | 2,86E-02 | kg.m2 |

### 6.1.2. Configuração geométrica do sistema e seleção da cinta

Para a determinação da geometria do sistema de movimentação da cinta foi feita uma análise estrutural e dimensional neste mesmo componente relacionando as principais entidades geométricas do sistema (distância entre os centros dos rotores e seus diâmetros externos). A mesma análise consistiu de cálculos iterativos entre equações relacionadas aos cálculos de resistência estrutural da cinta e dimensionais do sistema.

Para os cálculos das tensões atuantes na cinta foram combinados dois modelos físicos, o modelo de cálculo de tensões em correias planas de Euler e o modelo do cálculo de tensões e deformações em vigas submetidas à flexão, os quais correspondem respectivamente a eq. 2 e a eq. 3.

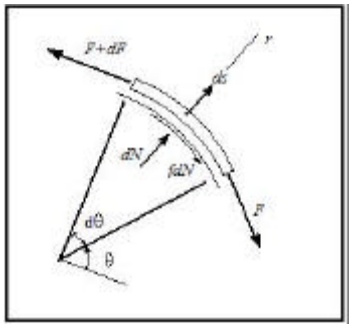



**Figura 4: Modelo físico de Euler**

$$\frac{dF}{dq} - f \cdot F = -f \cdot m \cdot r^2 \cdot w^2 \quad (2)$$

$$s_x = \frac{2 \cdot E \cdot y}{f_{motor}} \quad (3)$$

As relações estruturais apresentadas nas eq. 2 e 3, integravam etapas distintas no cálculo iterativo do sistema, sendo a primeira relacionada à movimentação da cinta e a segunda, combinada coma primeira, à determinação dos diâmetros dos rotores. A combinação das duas relações é apresentada na eq. 4 (onde: $e$ – espessura e $w$ – largura da cinta; $F_i$ é a tensão máxima presente no rotor motor).

$$f_{motor} = \left( \frac{E \cdot e}{s_x - \frac{F_i}{w \cdot e}} - e \right) \quad (4)$$

Compondo o conjunto das relações necessárias para o dimensionamento geométrico deste sistema foi utilizada a eq. 5 que determina as dimensões máximas da cinta, para que a mesma tenha a capacidade de girar livremente em ensaios com ângulo de guinada (onde: $D_{adm}$ - maior distância admissível ao equipamento; $w_{max}$ - largura máxima; $c_{emax}$ - comprimento máximo).

$$c_{e\max} = \sqrt{D_{adm}^2 - w_{\max}^2} - \frac{f_{motor}}{2} - \frac{f_{movido}}{2} \quad (5)$$

Destes cálculos foram obtidos os seguintes resultados:

**Tabela 2: Resultados obtidos da definição geométrica do equipamento**

| Dimensão | Valor |
|---|---|
| Comprimento da esteira | 2365,6 mm |
| Ângulo de abraçamento rotor movido | 89,9° |
| Ângulo de abraçamento rotor motor | 90,0° |
| Ângulo de abraçamento rotor tensor | 92,5° |
| Ângulo de abraçamento rotor de ajuste | 90,3° |
| Diâmetro do rotor motor | 256,9 mm |
| Diâmetro do rotor movido | 255,7 mm |
| Diâmetro do rotor tensor | 256,9 mm |
| Diâmetro do rotor de ajuste | 256,9 mm |

**Tabela 3: Características da correia selecionada**

| | |
|---|---|
| Espessura | 1,8 mm |
| Massa por área | 2,4 kg/m$^2$ |
| Módulo de elasticidade | 5,93 GPa |
| Tensão de ruptura | 160 kN/m |
| Tipo de emenda | Vulcanizada |

A correia selecionada correspondeu a uma correia transportadora *Goodyear EP-80* ® com emendas vulcanizadas.

### 6.1.3. Dimensionamento dos rotores

Após a definição geométrica do sistema foi feito o dimensionamento dos rotores. Esta etapa compreende os dimensionamentos de todos os componentes do rotor, apresentados na Figura 5.

No dimensionamento dos eixos foram levados em conta a vida a fadiga e cálculos estáticos de tensões e deformações. Os últimos através da determinação da linha elástica do mesmo componente com o objetivo de não só determinar a falha por ruptura, mas também a inclinação admissível nos pontos de instalação dos mancais de rolamentos. É válido ressaltar que os cálculos de resistência à fadiga foram realizados apenas para o eixo do rotor motor, pois os demais são estáticos ou seja, os cilindros giram sobre eixos fixos a estrutura.

Na seleção dos rolamentos foram avaliados os critérios de vida a fadiga e carregamento estático, que resultou na escolha dos rolamentos SKF60102Z para o rotor motor e SKF60082Z para os demais rotores.

Os tambores foram calculados em combinação com os cilindros utilizando os critérios de flexão e flambagem dos raios do tambor, como também de rasgamento e tração para o anel de fixação tambor-cilindro e cisalhamento de seus parafusos.

Os freios foram inicialmente dimensionados pelo método de dimensionamento de freios a disco de pastilhas anulares, dado por Shigley, Mischke e Budynas (2005). O que possibilitou a seleção de um par de freios do fabricante *Sime do Brasil* M-MU com atuação pneumática e liberação por mola.

As polias foram dimensionadas considerando apenas a flexão de seus raios e seus canais são estabelecidos pelo modelo padrão de correias de perfil A. Este processo foi realizado de forma conjunta com o dimensionamento do trem de força.

**Figura 5: Componentes do rotor motor**

### 6.1.4. Dimensionamento do trem de força

O trem de força do sistema de movimentação da cinta compreende o motor elétrico e o sistema de transmissão de potência.

No processo de seleção do motor, o fator limitante correspondeu à inércia do sistema. A mesma é um fator importante quando o equipamento se encontra em regime de partida. O fabricante *WEG do Brasil Ltda.* limita a inércia do sistema pela faixa de potência do motor através da eq. 6 (onde: $P$ – potência; $p$ - pares de pólos), onde a inércia utilizada (J), corresponde à inércia equivalente do sistema no eixo do motor. Pela inércia equivalente do sistema de movimentação da cinta (0,219 kg.m$^2$) foi encontrada que a potência mínima para o motor deveria ser 6,6 kW.

A potência necessária na operação do equipamento em regime permanente não limitou a escolha do motor por exigir apenas 2,8 kW, a qual corresponde à energia dissipada pelo atrito da cinta com a plataforma de deslizamento.

$$J = 0{,}04 \cdot P^{0,9} \cdot p^{2,6} \quad (6)$$

Estes resultados possibilitaram a seleção do motor elétrico, trifásico, de freqüência de 60 Hz, 2 pólos e 7,5 kW de potência nominal do modelo *Motor Elétrico Trifásico WEG de Alto Rendimento 'Plus'®*, o qual possui as especificações técnicas mais próximas a solicitação do sistema.

O sistema de transmissão de potência selecionado correspondeu a um sistema de transmissão por correis, devido ao fato de permitir uma grande distância entre eixos e amortecer as vibrações proporcionadas pelo motor. O sistema teve como relação de transmissão o fator de três, utilizando uma polia motora de 70 mm e uma movida de 210 mm de diâmetro primitivo.

As correias foram selecionadas através de relações disponíveis no catálogo do fabricante *Gates Company Inc.*, o que resultou na seleção de duas correias em "V" *Hi-Power II® A-105*.

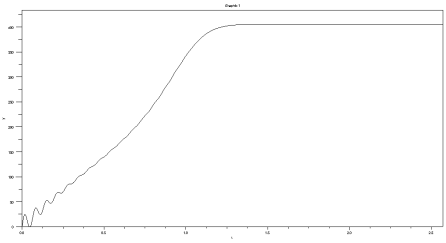


**Figura 6: Resposta do sistema em regime de partida (velocidade da polia motora [rad/s] em função do tempo [s])**

Para avaliar o sistema de partida com o sistema dimensionado foi feita uma simulação dinâmica do equipamento através de uma análise da vibração torcional do sistema. Esta análise forneceu o tempo de resposta de 2,5 s para o sistema, considerando o motor elétrico com ligação direta, sem dispositivo de partida. O resultado desta simulação é apresentado na Figura 6.

### 6.2. Sistema de aderência da cinta

O sistema de aderência da cinta tem como objetivo manter a cinta do equipamento aderida à plataforma de deslizamento através da criação de um diferencial de pressão negativo entre a superfície inferior da cinta e superior da plataforma. A determinação de sua carga foi apresentada no tópico 6.1.1.

Com o intuito de avaliar a necessidade de tal sistema foi feito um cálculo da catenária que a região útil da esteira apresentaria sem sua sucção operando em sua velocidade máxima. Para tanto foi considerada uma carga atuante na região superior da cinta equivalente a pressão dinâmica proveniente do escoamento do túnel de vento. Deste cálculo foi encontrada que a flecha da catenária seria de 261,9 mm, o que mostra que o dimensionamento deste sistema é necessário.

No início deste dimensionamento foi feito o dimensionamento de um sistema de dutos necessário para conduzir o fluxo de ar através de componentes padrões de sistemas de dutos de condicionamento de ar. Neste caso foram utilizados os coeficientes de perda de carga singular obtidos experimentalmente por Idelcik (1979).

No início dos cálculos houve um questionamento sobre a determinação da vazão de ar que percorreria este sistema de dutos. A princípio, ao succionar a cinta, as entradas de ar dos dutos seriam vedadas pela mesma. No entanto, não é isto, o que ocorre na prática, visto as dificuldades encontradas por Mariani (2000) em seu trabalho. Nesse sentido foi utilizada a eq. 7 (onde: $S$ – área de abertura da fresta; $P$ – diferença de pressão e $N$ – índice de aspecto), disponível na norma NBR 14880 (2008), para determinar a vazão procurada. A relação apresenta como determinar o limite de vazamento de ar em sistemas de distribuição.

$$Q = 0{,}827 \cdot S \cdot P^{\frac{1}{N}} \quad (7)$$

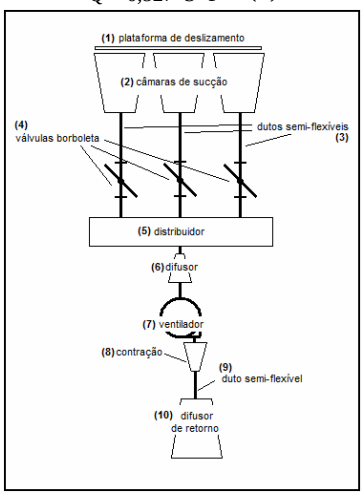



**Figura 7: Croqui do sistema de dutos**

Com a vazão e os coeficientes de perda de carga do sistema foi possível definir a sua linha de perda de carga, que possibilitou a seleção do ventilador. O ventilador selecionado foi o ventilador *radial SIROCO ASTEN* com 1500 W de potência nominal operando a 2513 rpm. A fim de ilustrar o sistema de dutos projetado é apresentado seu croqui na Figura 7.

Um erro sistemático deste procedimento adotado foi o de os coeficientes de perda de carga singular determinados experimentalmente por Idelcik (1979) terem seus valores correspondidos somente quando a distância entre uma singularidade for maior que 6 vezes o diâmetro hidráulico do duto de referência, o que não é o caso deste projeto. Uma particularidade deste sistema que foi questionada durante o desenvolvimento deste dimensionamento se relacionou com a funcionalidade do mesmo quanto à uniformidade da distribuição de pressões na superfície da plataforma de deslizamento.

Dessa forma, com o objetivo de analisar a distribuição de pressões na superfície da plataforma de deslizamento e determina a perda de carga da coifa de sucção (componente do sistema com mais alterações) foi realizada uma análise utilizando o Método dos volumes finitos (MVF). Na mesma foram realizadas 7 simulações, em que se analisou a distribuição de pressão nas frestas da coifa de sucção com seis configurações geométricas distintas e posteriormente com três tipos de tela (utilizadas nos interiores da coifa para uniformizar a distribuição de pressão).

Para a realização das simulações foi utilizado o programa computacional *Fluent 6.0.32* com seu gerador de malhas *Gambit 2.2.30*. As simulações utilizaram o método "Upwind de segunda ordem" para a interpolação, o acoplamento pressão-densidade ("SIMPLE") e o modelo de turbulência k-e "Realizable" com condições de não equilíbrio nas paredes. Para a simulação das telas foi utilizado o modelo de "Porous-Jump" disponível no programa, por ser mais robusto e facilitar a convergência. As simulações foram realizadas em regime permanente.

No desenvolvimento das simulações foi definido um modelo físico correspondente ao meio fluido interno ao sistema de aderência, região de interesse. A Figura 8 apresenta este modelo físico e a malha utilizada para discretizá-lo, como também o resultado das simulações através de uma ilustração das linhas de corrente.

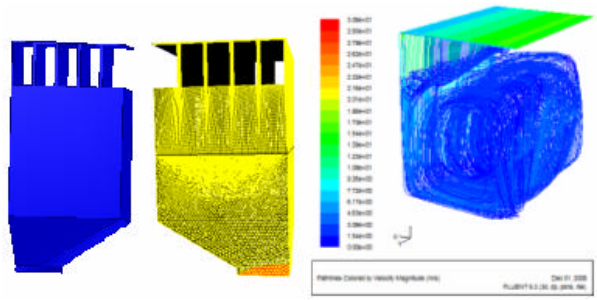


**Figura 8: Modelo físico, malha e resultado da simulação realizada (linhas de corrente coloridas pela intensidade de velocidade)**

Com o processo de análise de uma coifa com melhor distribuição de pressão o valor da perda de carga do sistema foi acrescido de 3,2%, o que não solicitou uma alteração nas características do ventilador selecionado.

### 6.3. Sistema de controle de camada limite

O sistema de controle de camada limite é extremamente necessário em simulações com o método da esteira rolante, como mencionado por Hucho (1998) e Katz (1995). O mesmo corresponde a um sistema de controle de camada limite disposto na região posterior da esteira, que possui o objetivo de eliminar a mesma desenvolvida a montante da esteira rolante pelo piso do túnel de vento.

O dimensionamento deste sistema foi baseado no mecanismo de sucção utilizado por Imaizumi (1995) em seu trabalho de análise de métodos para a simulação do movimento relativo veículo-solo, o qual é apresentado na Figura 9.

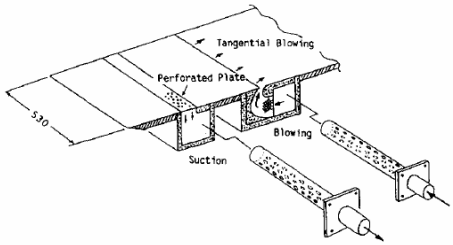



**Figura 9: Mecanismo utilizado para succionar a camada limite**

Para determinar a velocidade necessária para se extrair a camada limite presente foi adotada a relação apresentada por Schlichting (2000) para sistemas de controle de camada limite com sucção contínua, eq. 8.

$$v_w(x) = \frac{u}{y} \cdot \ln\left(1 - \frac{u}{U(x)}\right) \quad (8)$$

Assim, foi determinada que para uma velocidade tangencial ao piso do túnel de 99% da velocidade do escoamento ao longe a uma cota de 0,1 mm deste mesmo piso, seria necessária uma velocidade de extração equivalente a 0,7 m/s. As dimensões da abertura do túnel de vento para realizar esta extração foram definidas com os valores de 2500 mm por 250 mm o que solicitou uma vazão de 48,1 $m^3$/min. ao sistema.

A fim de uniformizar a distribuição de velocidades sobre a abertura de sucção foram adotados dois mecanismos: colocar uma placa porosa sobre a mesma, utilizar um tubo perfurado no interior da caixa plenum dimensionada. A placa porosa utilizada foi uma PE/PU de 12 mm de espessura do fabricante *Filltrus Indústria e Comércio Ltda.*, e o tubo correspondeu a um de alumínio de 12" de diâmetro com 5 mm de espessura de parede.

Para calcular a perda de carga da caixa plenum do sistema e otimizar a distribuição de velocidades na abertura de sucção foram realizadas três simulações utilizando o MVF, nas quais foram variadas as porosidades relativas da região perfurada do tubo. Para tanto o mesmo foi dividido em três regiões, sendo uma interna e as outras duas externas, de forma que em cada simulação foi feita uma combinação das porosidades dos trechos a fim de se obter uma distribuição de velocidades mais uniforme na superfície de abertura.

Os modelos matemáticos utilizados na simulação foram os mesmos utilizados no processo de otimização do sistema de aderência. A Figura 10 apresenta o modelo físico e a malha utilizada nas simulações, e o seu resultado com as linhas de corrente na região do tubo.

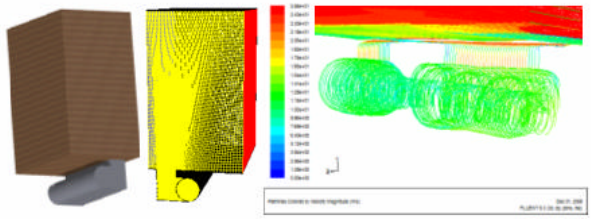


**Figura 10: Modelo físico, malha e resultado da simulação realizada (linhas de corrente coloridas pela intensidade de velocidade [25m/s a 0m/s])**

Dos resultados da simulação pôde ser encontrada uma queda de pressão de 158 Pa neste componente. A alternativa ótima foi de utilizar um tubo com porosidades diferentes ao longo de sua extensão, sendo que a maior porosidade deve ficar em suas extremidades em contato com a caixa plenum. É importante frisar que os cálculos realizados na otimização deste sistema com o MVF foi apenas comparativa, sendo que a área aberta dos tubos não foi definida de uma maneira conclusiva, apenas comparativa. As regiões de variação de porosidade podem ser observadas na Figura 11.

Com este resultado foi feito o projeto de um sistema de dutos para este sistema de forma semelhante ao realizado no sistema de controle de aderência. Com os resultados deste dimensionamento foi possível selecionar um ventilador radial, SIROCO, *AERO MACK VCE-07* ®, de 5520 W de potência nominal operando a 1992 rpm.

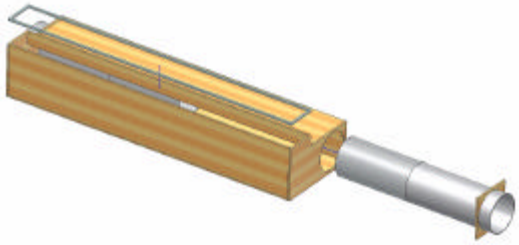


**Figura 11: Vista explodida da caixa plenum e seus componentes**

### 6.4. Sistema de resfriamento

O sistema de resfriamento tem o objetivo principal de propiciar que o equipamento projetado opere dentro de suas condições ideais de temperatura. No entanto, este mesmo sistema tem também o objetivo de inibir a formação de uma camada limite térmica sobre a superfície da esteira rolante, o que poderia inviabilizar o equipamento. O dimensionamento deste sistema consistiu no dimensionamento de um trocador de calor e na seleção de um chiller.

O dimensionamento de um trocador de calor foi necessário pelo fato de o mesmo ter dimensões específicas para o equipamento em questão. Este componente está intimamente relacionado ao sistema de aderência da cinta, pois compõe a entrada das coifas de sucção. Esta proximidade entre dois sistemas traz alguns prejuízos ao processo de refrigeração, pois o ar do sistema de sucção acaba sendo refrigerado, reduzindo a efetividade do sistema.

Para dimensionar a capacidade deste trocador de calor foi admitido que o calor a ser retirado do sistema corresponderia à soma de toda a energia fornecida ao mesmo. Essa abordagem é adotada devido à incerteza do comportamento térmico presente. Assim, o valor deste calor corresponde à soma da potência dos ventiladores com a potência do motor, o que resulta num montante de 16720 W.

Com a determinação da quantidade de calor a ser retirada do sistema foi selecionado um chiller que apresentasse uma capacidade de troca térmica suficiente para suprir esta demanda. O mesmo correspondeu ao *process fluid chiller PS060A da Liebert*, que utiliza água como fluido de trabalho, oferecendo uma capacidade de refrigeração de 16,8 kW e água a 10°C a uma vazão de 0,64 L/s. Este mesmo equipamento é capaz de operar nestas condições sem o auxílio de uma bomba externa em sistemas que ofereçam uma queda de pressão inferior a 91,3 kPa.

A perda de carga deste sistema é propiciada pela perda por atrito proveniente das mangueiras que conectam o chiller ao trocador de calor e ao próprio trocador. Visto que, a perda de carga da linha seria independente da configuração do trocador de calor utilizado deu-se, neste projeto, um foco maior para as singularidades impostas pelo mesmo componente.

Assim, foi feita uma análise entre um trocador do tipo serpentina com um novo modelo proposto neste trabalho. A Figura 12 apresenta o modelo serpentina e um ramo do modelo proposto neste trabalho. O trocador de calor proposto neste trabalho divide o fluxo de entrada proveniente do chiller em 2 ramos principais e depois em mais 5, o que resulta que numa seção de troca de calor o mesmo opera com um décimo da vazão do chiller. O que já o difere do modelo tipo serpentina que trabalha com a vazão total.

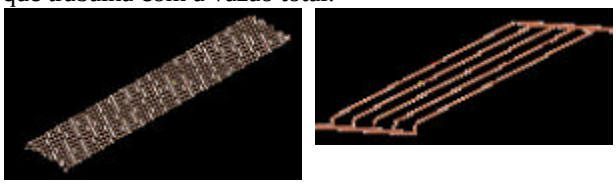


**Figura 12: Modelos de trocadores de calor analisados**

A determinação da queda de pressão em cada um dos trocadores de calor foi feita somando-se os coeficientes de perda de carga singulares fornecidos por Idelcik (1979). Dos resultados deste método combinado com a vazão fornecida pelo chiller foram encontradas as quedas de pressão para os dois casos. Somente com este resultado foi possível selecionar o trocador de calor proposto neste projeto como o mais adequado. Isto pelo fato de o mesmo não necessitar de uma fonte de pressão externa para operar como ocorria com o modelo do tipo serpentina.

A capacidade de troca destes trocadores de calor foi calculada através do modelo de um tubo com escoamento interno turbulento com uma taxa de transferência de calor constante através de sua parede. Isso possibilitou o uso da eq.9 (Relação de Petukhov)

para se determinar o valor do coeficiente de troca de calor por convecção, de cada sistema.

$$NU_D = \frac{h_m \cdot D}{k} = \frac{\frac{f}{8} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}}{1{,}07 + 12{,}7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = h_m = \frac{\frac{f}{8} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} \cdot k}{1{,}07 + 12{,}7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right) \cdot D} \quad (9)$$

Deste cálculo foi encontrado que o trocador de calor proposto novamente apresentava-se mais vantajoso que o outro, pois apresentou um coeficiente de troca de calor por convecção superior.

Nesse sentido, o modelo proposto neste trabalho foi escolhido para ser utilizado na esteira rolante.

### 6.5 Estrutura

O projeto da estrutura tem o objetivo de oferecer o posicionamento de todos os componentes do sistema, além de permitir que o equipamento realize os movimentos de rotação (ensaios em guinada), elevação e translação (necessários para a armazenagem).

O dimensionamento deste sistema se iniciou com sua definição geométrica, procurando uma geometria capaz de abrigar todos os demais sistemas e realizar os movimentos necessários. Após esta definição foram determinados os tipos de viga a serem utilizados e o tipo de fixação que elas teriam. Desse processo foi definido que a estrutura da esteira rolante iria ser fixada por parafusos, o que facilitaria sua fabricação e montagem, além ampliar a gama de materiais a serem utilizados e evitar as distorções geométricas impostas num processo de soldagem. Nesse sentido, para permitir uma fixação mais rígida foi estabelecido que a mesma iria ser composta de tubos de seção quadrada.

Para a rotação da estrutura foi projetado um sistema do tipo pinhão cremalheira com um servo motor EMMS-AS-140-M-RMB da *Festo Automação Ltda*., em que o mesmo é fixado à estrutura fixa.

O sistema de elevação foi dimensionado com um sistema composto por oito pinos guias, posicionados dois a dois nas laterais da estrutura fixa. A elevação é realizada por 16 cilindros pneumáticos, posicionados dois a dois em cada pino guia. Os cilindros utilizados foram cilindros de dupla ação com amortecimento regulável nas posições finais com capacidade de carga de 1178N a 6 bar e curso de 100 mm, correspondentes aos cilindros DNC-50-100-PPV da *Festo Automação Ltda*. Este mesmo sistema pode ser observado na Figura 14.

O sistema de regulagem de tensão da cinta também foi projetado nesta etapa do trabalho. O mesmo foi realizado com a instalação de dois atuadores lineares no eixo do rotor tensor. Neste caso foram selecionados dois atuadores lineares com encoder *AB30-C* da *Asten & Cia. Ltda*.

A capacidade de carga desta estrutura foi analisada através de simulações utilizando o método dos elementos finitos, através do programa computacional *Ansys 10*. Este processo foi adotado devido ao grau de hiperestaticidade do sistema, que o impedia de ser dimensionado analiticamente, necessitando de cálculos numéricos. Nesta simulação foram utilizados elementos de viga do tipo 4 (elementos tridimensionais, uniaxiais, com capacidade de tração, compressão, torção e flexão, com nós de 6 graus de liberdade), sendo que seus nós corresponderam aos pontos de intersecção e apoio das vigas umas nas outras. As condições de contorno desta simulação foram que a estrutura estaria rigidamente apoiada nas rodas que permitem a sua rotação. Os carregamentos utilizados foram forças aplicadas pelos rotores, pela plataforma de deslizamento (atrito) e pelo peso do motor.

As análises realizadas corresponderam a duas simulações variando os tipos de viga da estrutura, uma com todas as vigas com seção 30 x 30 mm e a segunda com elementos com seção 50 x 50 mm, sendo que nas duas simulações todas as vigas possuíam uma espessura de parede de 1 mm.

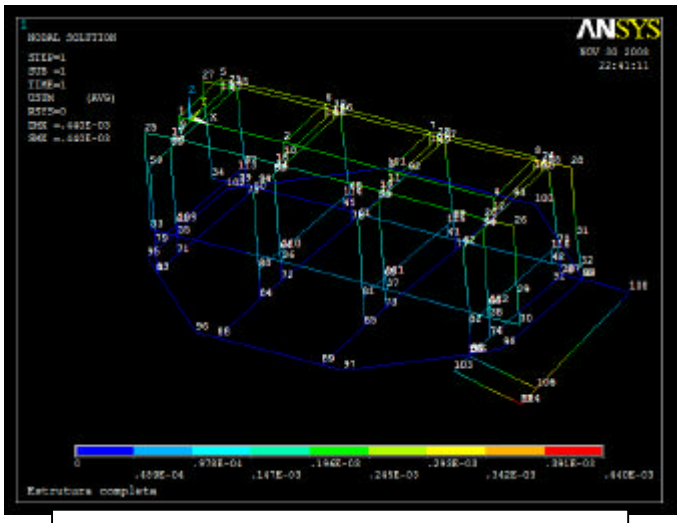



**Figura 13: Resultado da simulação utilizando o MEF**

Os resultados obtidos desta simulação permitiram escolher o segundo caso simulado, com variações de seção transversal, onde o ponto de maior elongação apresentava um valor de 0,44 mm e o de maior tensão uma valor de 30,6 MPa. A Figura 13 apresenta o resultado das deformações da estrutura definida.

### 7. Discussão

O desenvolvimento deste trabalho permitiu a conclusão do projeto básico do equipamento almejado. O nível de projeto atingido até então permitiu obter o dimensionamento dos principais componentes do sistema, no entanto para a sua fabricação seria necessária mais uma revisão geral (foram realizadas duas até então). Para este mesmo fim, seria necessário o projeto dos fixadores da estrutura e do trocador de calor, como também da vedação dos vãos da esteira com a abertura do tampão. Sugere-se também que seja estudada uma forma alternativa para a plataforma de deslizamento, que seja mais leve e mantenha as características de baixo atrito.

### 8.Conclusões

O projeto desenvolvido neste trabalho permitiu o fornecimento de insumos para a fabricação do equipamento almejado, o qual através deste projeto pode ser fabricado a um baixo custo.

A fabricação do mesmo irá possibilitar a ampliação da gama de ensaios aerodinâmicos realizados no país, contribuindo efetivamente para esta área da engenharia visto que este equipamento é inédito no Brasil. O equipamento concluído é apresentado na Figura 14.

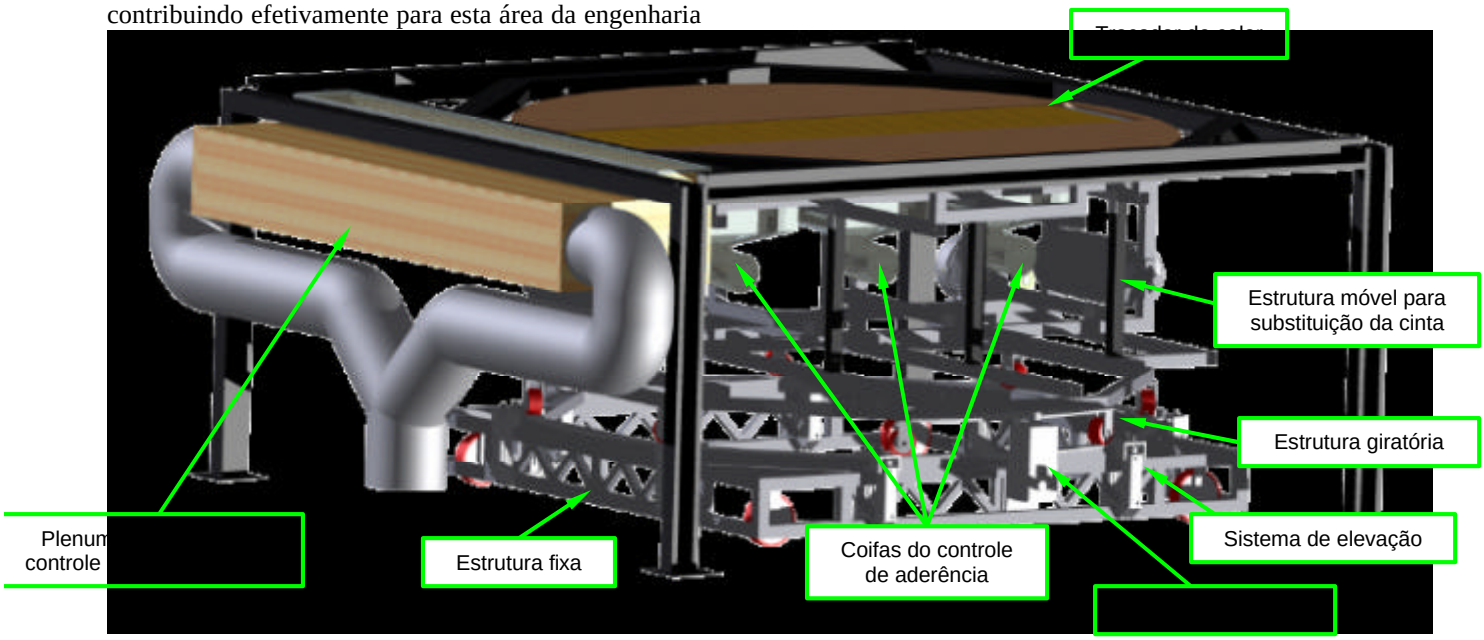



**Figura 14: Equipamento concluído (alocado na estrutura do TVCLA)**

## 9. Referências


ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR14880**: Saídas de emergência em edifícios – Escadas de segurança – Controle da fumaça por pressurização. ABNT/CB-24 - Comitê brasileiro de segurança contra incêndio. São Paulo, 2008.

DIUZET, Michel. **The moving-belt of the I.A.T. long teste section wind tunnel**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 22. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 237-244.

FAGO,B.; LINDER,H.; MAHRENHOLTZ, O. **The effect of ground simulation on the flow around vehicles in wind tunnel testing**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 38. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1991. pp. 47-57.

HUCHO, Wolf-Heinrich. **Aerodynamics of road vehicles**. Society of automotive engineers, 1998; 918p.

IDELCIK, I.E. **Memento des pertes de charge: Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement**. Eyrolles Editeur Paris. 1979.

IMAIZUMI, Tetsuo. **On the method of multi-suction-and-blowing griund plane in automotive wind tunnels**. JSAE of Japan. Japão. 1996. pp. 145-149.

KATZ, Joseph. **Race cars aerodynamics**. Bentley Publishers, 1995, 270p.

KWON, Hyeok-bin; PARK, Young-Whe; LEE, Dong-ho; KIM, Mon-Sang. **Wind tunnel experiments on Korean high-speedtrains using various ground simulation techniques**. Journal of wind engeneering and industrial aerodynamics, 2001; 1179-1195p.

MARIANI, A. L. C. Estudo experimental de escoamentos turbulentos em passagens curtas com sensores multífuros multidirecionais. 2000. Tese (Doutorado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

PEREIRA, M. T. **Túnel de vento de camada limite atmosférica – Relatório Final**, Projeto FAPESP número 98/15402 – 5. São Paulo, 2002.

SARDOU, M. **Reynolds effect' and 'moving ground effect' tested in a quarter scale wind tunnel over a high speed moving belt**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 245-270.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Bookman, Porto Alegre, 2005. 960 p.

SCHILICHTING, H., GERSTEN, K. **Boundary Layer Theory**. 8 ed. Springer-Verlag, Berlin, 2000. 801p.