



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE TRANSPORTES

LOCOMOÇÃO VEICULAR E OPERAÇÃO DE TERMINAIS

JOSÉ REYNALDO ANSELMO SETTI

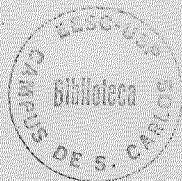
SÃO CARLOS
2021



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Locomoção veicular e operação de terminais

José Reynaldo A. Setti



São Carlos, janeiro de 2001

Material didático para uso exclusivo de alunos da EESC-USP
© José Reynaldo A. Setti, 2000–2001, todos os direitos reservados
Proibida a reprodução total ou parcial, por quaisquer meios,
sem autorização por escrito do autor

Conteúdo

1	Mecânica da locomoção de veículos ferroviários	1
1.1	Força de propulsão	2
1.2	Esforço trator em locomotivas diesel-elétricas	4
1.3	Resistência ao movimento	9
1.4	Determinação da velocidade de equilíbrio	18
1.5	Frenagem de composições ferroviárias	24
1.6	Comprimento máximo do trem	28
1.7	Consumo de combustível	32
	Resumo	34
	Para aprender mais	34
	Exercícios	35
2	Mecânica da locomoção de veículos rodoviários	37
2.1	Introdução	37
2.2	Força motriz em veículos rodoviários	38
2.3	Resistência ao movimento	47
2.4	Determinação da velocidade de equilíbrio	50
2.5	Frenagem	54
2.6	Estabilidade lateral em curvas horizontais	66
	Resumo	71
	Para aprender mais	72
	Exercícios	73

3	Terminais	77
3.1	A natureza e as funções do terminal	79
3.2	Problemas e características	81
3.3	O processo de planejamento de terminais	87
3.4	Processamento de veículos, passageiros e cargas em terminais	93
3.5	Estudo de filas por analogia com fluidos	97
3.6	Modelos analíticos de filas	105
3.7	Simulação de sistemas de fila	112
3.8	Capacidade e nível de serviço em terminais	125
3.9	Conceitos para o lay-out de terminais	127
	Resumo	132
	Para aprender mais	134
	Exercícios	134
4	Dispositivos de unitização de carga	139
4.1	Introdução	139
4.2	Tipos de dispositivos de unitização de carga	142
4.3	Características físicas de dispositivos de unitização de carga	145
4.4	Equipamentos para movimentar paletes e contêineres	147

Capítulo 1

Mecânica da locomoção de veículos ferroviários

Este capítulo trata dos princípios que governam a locomoção de comboios ferroviários. Inicialmente, os conceitos de força de tração e de resistência ao movimento são apresentados e discutidos. A seguir, enfocam-se a determinação da velocidade de equilíbrio de uma composição ferroviária, a determinação do comprimento máximo do trem, a frenagem de comboios ferroviários e o consumo de combustível de locomotivas diesel-elétricas.

O movimento de uma composição ferroviária depende das forças que atuam sobre ela e das regras estabelecidas para operação para o trecho pelo qual o trem viaja. As regras de operação servem para determinar a velocidade máxima permitida ao longo do trecho e o condutor pode ser obrigado a reduzir a velocidade do trem por causa de passagens de nível, curvas, estado da linha, zonas urbanas etc. As forças que atuam sobre o trem, por outro lado, determinam a velocidade e a aceleração em função de fatores como a potência dos motores da locomotiva, a declividade da rampa, o peso da composição etc. Neste capítulo, a locomoção de veículos ferroviários será estudada do ponto de vista das forças que atuam sobre o trem.

Num trem, a força usada para locomover a composição é produzida por uma unidade especial, a *locomotiva*, que é equipada para transmitir a força produzida pelos seus motores para as rodas. As rodas que recebem a força de tração são chamadas de *rodas motrizes*. Nas composições de metrô, bondes e de outros

sistemas que não utilizam locomotivas, cada vagão é equipado com um ou mais motores que produzem a força usada para locomover a composição.

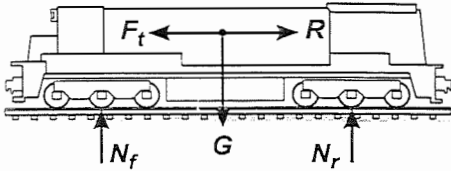


Fig. 1.1: Forças que atuam sobre uma locomotiva em movimento

As forças que atuam sobre uma locomotiva que está num trecho plano estão representadas esquematicamente na Figura 1.1. No eixo x , existe uma força F_t , que é usada para locomover o trem, e uma força R , a resultante das forças que resistem ao movimento. No eixo y , há uma força peso G e as forças normais N_f e N_r . Como a locomotiva está num trecho plano, se $F_t - R > 0$, ela está acelerando; se $F_t - R < 0$, ela está desacelerando; e se $F_t = R$, ela está viajando a uma velocidade constante, chamada de *velocidade de equilíbrio*.

A força F_t chama-se *força motriz* ou *força de propulsão*, enquanto que R , a resultante das forças contrárias ao movimento, é denominada *resistência total*. As próximas seções deste capítulo discutem como determinar a força motriz, a resistência total e a velocidade de equilíbrio.

1.1 Força de propulsão

As locomotivas, como qualquer veículo, usam motores para transformar energia em força que é então usada para propelir o trem – a força de propulsão ou força motriz. Como o trabalho W produzido por uma força F é igual ao produto do deslocamento pela componente da força ao longo do deslocamento, o trabalho produzido por uma locomotiva capaz de manter uma força de propulsão F_t ao longo de uma distância S pode ser expresso como:

$$W = F_t S, \quad (1.1)$$

em que W : trabalho [N.m ou J];
 F : força de propulsão [N]; e
 S : distância [m].

Como a potência é a derivada do trabalho em função do tempo, pode-se calcular potência P desta locomotiva pela expressão:

$$P = \frac{dW}{dt} = F_t \frac{dS}{dt} = F_t v, \quad (1.2)$$

em que P : potência [N.m.s⁻¹ ou W];
 F_t : força de propulsão [N]; e
 v : velocidade [m/s].

Ou seja, a potência de uma locomotiva é dada pelo produto da força de propulsão e a velocidade por ela desenvolvidas.

Se a potência da locomotiva for dada em quilowatts [kW] e a velocidade em quilômetros por hora [km/h], a Equação 1.2 deve ser modificada para permitir o cálculo da força motriz, em newtons, a partir da potência da locomotiva e da velocidade na qual ela se move:

$$F_t = 3600 \frac{P}{V}. \quad (1.3)$$

em que F_t : força motriz [N];
 P : potência da locomotiva [kW]; e
 V : velocidade [km/h].

O leitor pode notar que 3.600 é a constante usada para a conversão de unidades, já que a Equação 1.2 fornece a potência em watts [W], a partir da força em newtons [N] e da velocidade em metros por segundo [m/s].

Como a potência de motores costuma também ser dada em horse-power [hp], e visto que $1 \text{ hp} = 745,7 \text{ W}$ e $1 \text{ m/s} = 3,6 \text{ km/h}$, pode-se determinar uma nova constante para calcular a força de propulsão de uma locomotiva:

$$F_t = 2685 \frac{P}{V} \quad (1.4)$$

em que F_t é a força de propulsão em newtons [N]; P é potência em horse-power [hp]; e V é a velocidade em quilômetros/hora [km/h]. No Brasil, também é comum se usar o cavalo-vapor [cv] como unidade de potência. Como $1 \text{ cv} = 735,5 \text{ W}$, a Equação 1.3 torna-se então:

$$F_t = 2649 \frac{P}{V} \quad (1.5)$$

se a potência for expressa em cavalos-vapor [cv], ao invés de horse-power [hp].

Nem toda a potência do motor da locomotiva é usada para a locomoção do trem. Uma parte da potência é usada para acionar os sistemas auxiliares (iluminação, compressores etc.) e uma outra parte é perdida por ineficiências inerentes aos sistemas mecânicos e elétricos. A *eficiência da transmissão* indica a porção da potência bruta do motor que é efetivamente transformada em força motriz. Portanto, a Equação 1.3 deve ser escrita como:

$$F_t = \eta 3600 \frac{P}{V}, \quad (1.6)$$

onde η é a eficiência da transmissão. Como tipicamente a eficiência da transmissão de locomotivas diesel-elétricas é 0,81, a Equação 1.6 pode ser modificada para

$$F_t = 2916 \frac{P}{V}. \quad (1.7)$$

Neste caso, F_t representa a força de propulsão desenvolvida por uma locomotiva (ou conjunto de locomotivas) de potência P [kW], operando com força total, numa velocidade V [km/h]. Esta força é chamada de *esforço trator* e é transmitida ao resto do trem através do engate que liga a locomotiva aos vagões.

Para potência expressa em unidades tradicionais que não fazem parte do SI, a Equação 1.7 se transforma em

$$F_t = 2175 \frac{P}{V}, \quad (1.8)$$

com P em horse-power [hp] e V em quilômetros/hora [km/h], ou ainda

$$F_t = 2146 \frac{P}{V}, \quad (1.9)$$

na qual P é dado em cavalo-vapor [cv] e V em quilômetros/hora [km/h].

As Equações 1.7, 1.8 e 1.9 servem para ilustrar uma peculiaridade da Engenharia de Transportes: a maioria das fórmulas tem coeficientes que já trazem embutidos os fatores de conversão de unidades. Desta maneira, é necessário tomar o cuidado de verificar as unidades de cada parâmetro da fórmula antes de utilizá-la. Além disso, em certas áreas da Engenharia de Transportes, as unidades mais utilizadas não fazem parte do sistema métrico internacional (SI) sendo mais comum falar em potência em horse-power ou cavalos-vapor (ao invés de watts) e velocidade em quilômetros por hora, no lugar de metros por segundo.

1.2 Esforço trator em locomotivas diesel-elétricas

Nos primórdios do transporte ferroviário, as máquinas usadas para produção da força motriz nas locomotivas eram máquinas a vapor, nas quais a queima de combustível (carvão ou lenha) servia para produzir vapor que era usado para impulsionar as rodas motrizes. Após a I Guerra Mundial, essas locomotivas passaram a ser substituídas por locomotivas elétricas ou diesel-elétricas que apresentam melhor eficiência energética e menos interrupções de serviço para manutenção.

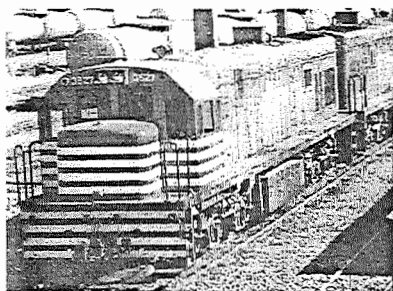


Fig. 1.2: Locomotiva diesel-elétrica

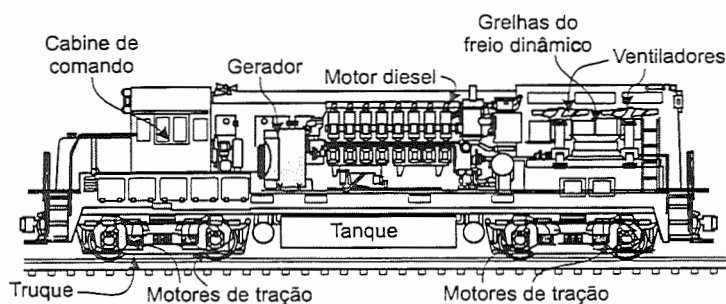


Fig. 1.3: Componentes do sistema de tração das locomotivas diesel-elétricas

As locomotivas elétricas e diesel-elétricas funcionam com o mesmo princípio, o motor elétrico de tração. A diferença é que as locomotivas diesel-elétricas, como a mostrada na foto da Figura 1.2, são auto-suficientes e capazes de gerar por si mesmas a energia elétrica necessária para o acionamento dos motores elétricos de tração. Nas locomotivas elétricas, a energia elétrica é gerada em usinas hidroelétricas ou termoelétricas e é transmitida para o trem por meio de um terceiro trilho (no caso do metrô) ou por um cabo localizado acima da via.

Numa locomotiva diesel, a força produzida pelo motor diesel é transferida para as rodas motrizes por meio de uma *transmissão*. Essa transmissão pode ser mecânica, hidráulica ou elétrica. Nas locomotivas diesel-elétricas, a transmissão da força gerada no motor diesel é feita por meio de um sistema elétrico, o que explica a origem do nome *diesel-elétrica*.

Os componentes principais de uma locomotiva diesel-elétrica são mostrados na Figura 1.3: o *motor diesel* aciona um *gerador* de corrente contínua que, por sua vez, fornece eletricidade para os *motores de tração*, que são montados junto aos eixos motrizes. Esses motores elétricos de tração funcionam com corrente contínua e movem as rodas motrizes através de um conjunto de engrenagens do tipo “coroa e pinhão”.

O uso da transmissão elétrica permite operar o motor diesel em rotação constante, de tal forma que o consumo de combustível é o menor possível. O controle da velocidade do trem é feito variando-se a voltagem e a corrente elétrica aplicadas aos motores de tração. Nas locomotivas modernas, isto é feito através de um sistema de controle eletrônico, conhecido como *chopper*, que, permitindo uma variação contínua da voltagem aplicada aos motores de tração, melhora o desempenho do motor e reduz o consumo de energia elétrica. Esse sistema de controle permite que o sistema motor diesel-gerador opere como uma fonte de energia de potência

P constante, qualquer que seja a velocidade da locomotiva.

As características fundamentais dos motores de tração elétricos usados em locomotivas são mostradas nos diagramas da Figura 1.4. Num motor elétrico de tração, a corrente elétrica na armadura do motor é inversamente proporcional à velocidade de rotação e diretamente proporcional ao torque produzido no eixo do motor. A velocidade de rotação do motor determina a velocidade da locomotiva e o torque, a força motriz produzida para mover o trem.

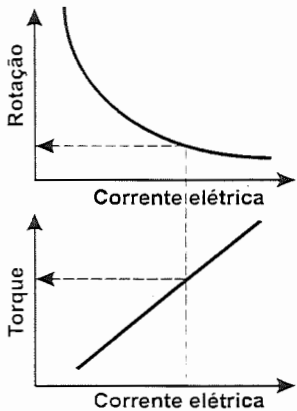


Fig. 1.4: Características dos motores elétricos de tração

Observando-se o diagrama torque vs. corrente, na parte inferior na Figura 1.4, pode-se notar que o torque – e, por consequência, o esforço trator – é diretamente proporcional à corrente elétrica: quanto maior a corrente elétrica, maior o torque e, por conseguinte, maior o esforço trator produzido. O diagrama da parte superior mostra que a velocidade de rotação do motor é inversamente proporcional à corrente elétrica na armadura do motor: uma corrente elétrica elevada implica em baixa velocidade de rotação do eixo do motor e, por consequência, em baixa velocidade da locomotiva.

Os motores de tração possuem limites tanto quanto à corrente elétrica máxima na armadura como quanto à velocidade de rotação do eixo. Esses limites influem diretamente na operação das locomotivas diesel-elétricas, como se discute a seguir.

1.2.1 Limites de operação das locomotivas diesel-elétricas

Os motores de tração usados em locomotivas diesel-elétricas são projetados para operar abaixo de uma corrente elétrica máxima e abaixo de uma voltagem máxima. O efeito destes limites é ilustrado na Figura 1.5.

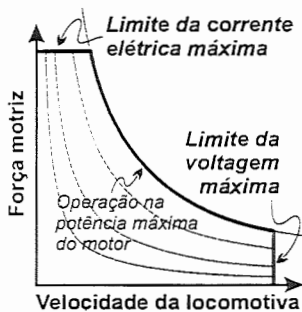


Fig. 1.5: Limites para operação de motores elétricos de tração

Na prática, os limites determinam o intervalo de velocidades em que a locomotiva pode ser operada sem que seus motores de tração sejam danificados. Em baixa rotação, o motor de tração produz um torque alto, mas a corrente elétrica na armadura do motor é também alta. Se a corrente for excessiva, ocorrerá um super-aquecimento do motor que pode até causar a sua queima. Para evitar superaquecimento, o projetista do motor estabelece um limite máximo para a corrente elétrica; este limite para a corrente elétrica estabelece a menor velocidade admissível de rotação do eixo do motor e, por consequência, a menor velocidade que a locomotiva pode manter sem que seus motores sejam prejudicados.

Quando o motor funciona em alta rotação, a velocidade do trem é alta, assim como também é alta a diferença de potencial aplicada ao motor. Entretanto, existe um limite para esta diferença de potencial, que é estabelecido pelas características

do isolamento do motor. Assim, o limite de voltagem determina a maior velocidade de rotação do eixo do motor e, por conseqüência, a maior velocidade em que a locomotiva pode ser operada sem danos aos seus motores.

Se a potência P for mantida constante, a relação entre o esforço trator F_t e a velocidade V de uma locomotiva tem o formato hiperbólico, como indica a Equação 1.8, aqui repetida para a conveniência do leitor:

$$F_t = 2175 \frac{P}{V}.$$

Usando-se a Equação 1.8, pode-se construir um gráfico como o da Figura 1.5, que mostra as características do esforço trator de uma locomotiva diesel-elétrica – a relação entre a velocidade V e o esforço trator F_t para uma potência P constante. Esta função hiperbólica é uma *curva de potência constante* (ou *isopotência*).

A existência de um limite para a corrente na armadura determina um valor máximo para a força motriz gerada pelos motores da locomotiva, mostrado na Figura 1.5 pela linha horizontal tracejada. Igualmente, a existência de um limite para a voltagem faz com que a locomotiva não possa ser operada acima de uma certa velocidade, como mostra a Figura 1.5. Assim sendo, a região em que é possível operar a locomotiva é a contida entre estes dois limites e a curva de isopotência correspondente à potência máxima da locomotiva. Potências menores que a máxima podem ser usadas e a função isopotência correspondente é uma hipérbole contida no envelope da Figura 1.5, como mostram as curvas tracejadas.

Ao contrário de caminhões, as curvas de esforço trator contra velocidade para locomotivas diesel-elétricas são contínuas para todas as velocidades possíveis. Isso se deve à utilização da transmissão elétrica de potência, que permite que a potência do motor seja contínua e que o motor diesel opere numa mesma velocidade de rotação o tempo todo. Para controle da velocidade em carros e caminhões, é necessário variar a velocidade de rotação do motor, por causa da transmissão mecânica. Essa variação na velocidade de rotação do motor implica em variações na sua potência. Isso é discutido em maiores detalhes no Capítulo 2, que aborda a mecânica da locomoção de veículos rodoviários.

1.2.2 Tração por aderência

Nos veículos terrestres que usam rodas, a tração dá-se em função do atrito entre as rodas e a via. Sem esse atrito, o movimento não é possível.

Seja uma roda de locomotiva como a mostrada na Figura 1.6, com raio r e que suporta um peso P . O torque T , aplicado ao eixo conectado à roda corresponde a

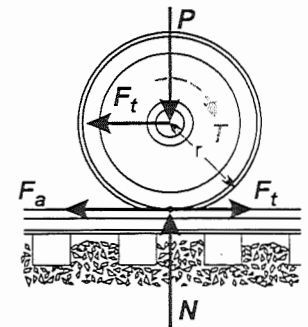


Fig. 1.6: Forças atuando numa roda motriz

um conjugado $T = F_t \cdot r$. Na zona de contato da roda com o trilho, surge uma força $F_a = N \cdot f$, que se opõe ao deslizamento da roda e é chamada de *aderência*. Esta força é dada pelo produto da normal ao peso N e o coeficiente de atrito estático f , chamado de *coeficiente de aderência*. O peso P é denominado de *peso aderente*.

Quando uma roda motriz é submetida a um torque T é aplicado na roda motriz, existem duas possibilidades: $F_t > F_a$ ou $F_t \leq F_a$. Se $F_t > F_a$, o torque é tal a força de atrito é insuficiente e a roda fica patinando, sem que a locomotiva saia do lugar. Nesse caso, e o atrito passará a ser um atrito de deslizamento, menor que o atrito estático. Se $F_t \leq F_a$, a força de atrito é suficiente para impedir que a roda patine e então a locomotiva é capaz de se movimentar, sendo propelida por uma força F_t .

A aderência, portanto, determina qual a maior força motriz que pode ser utilizada para movimentar o veículo. A limitação pela aderência é mais notada nas velocidades baixas, quando a locomotiva está iniciando o movimento. Em locomotivas modernas, existem sensores que monitoram as rodas motrizes e, se alguma delas começa a patinar, um dispositivo despeja-se automaticamente areia na interface de contato para, aumentando o coeficiente de aderência, impedir a patinagem.

O coeficiente de aderência f não é um valor constante, mas varia com as condições da superfície do trilho: seca, molhada, limpa, suja de óleo ou com gelo (geada) como mostra a Tabela 1.1. No Brasil, um valor médio comumente usado nos cálculos de tração¹ é 0,22. Um trilho úmido de orvalho tem fator de aderência menor que um trilho lavado pela chuva, pois a umidade espalha o filme de óleo normalmente encontrado na superfície do trilho, aumentando seu efeito. No trilho

lavado pela chuva, o óleo é totalmente carregado pela água da chuva, o que melhora as condições de aderência.

A Figura 1.7 mostra o efeito da limitação pela aderência. Sendo T_d o peso aderente total da locomotiva e f o coeficiente de aderência entre as rodas motrizes e os trilhos, a maior força motriz $F_{t_{\max}}$ que pode ser exercida sem que as rodas motrizes patinem pode ser determinado pela expressão:

$$F_{t_{\max}} = f T_d \quad (1.10)$$

em que $F_{t_{\max}}$: força motriz máxima [N];

¹Brina, H.L. (1982). *Estradas de Ferro*. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, v. 2, p. 6.

Tab. 1.1: Valores típicos do coeficiente de aderência f

Estado do trilho	Aderência
totalmente seco e limpo	0,33
lavado pela chuva	0,33
seco e limpo	0,22
seco	0,20
molhado pela chuva	0,14
úmido de orvalho	0,125
úmido e sujo	0,11
sujo com óleo	0,10

Fonte: Hay, W. (1982) *Railroad Engineering*. Wiley & Sons, New York, 2ª edição.

f : coeficiente de aderência; e
 T_d : peso aderente da locomotiva [N].

O *peso aderente* é peso que atua sobre as rodas motrizes da locomotiva. O peso total de um veículo é a soma do peso aderente e do peso morto. O *peso morto* é o peso que atua sobre as rodas não acopladas aos eixos tratores. Por isso, para melhor aproveitamento do peso aderente, é interessante que todos os eixos das locomotivas sejam eixos motrizes, já que quanto maior o peso morto, menor a força motriz máxima que pode ser desenvolvida pela locomotiva. Nas locomotivas modernas, todos os eixos são motrizes.

A limitação por aderência é sempre menor que a limitação pela corrente elétrica máxima, como uma forma de prevenir a queima dos motores de tração por descuido do operador da máquina. Assim sendo, a área cinza mostrada na Figura 1.7 representa todas as combinações de força motriz e velocidade possíveis de serem obtidas com uma locomotiva. A envoltória representa a curva de isopotência obtida com a potência máxima da locomotiva. Note-se que o limite da aderência é sempre menor que o limite da corrente máxima, para maior proteção do equipamento. A velocidade máxima que pode ser alcançada pela locomotiva é determinada pelo limite da voltagem, mas as regras de operação (determinadas pelo projeto geométrico e pelo estado de conservação da via) normalmente fazem com que a velocidade máxima seja menor que esse limite.

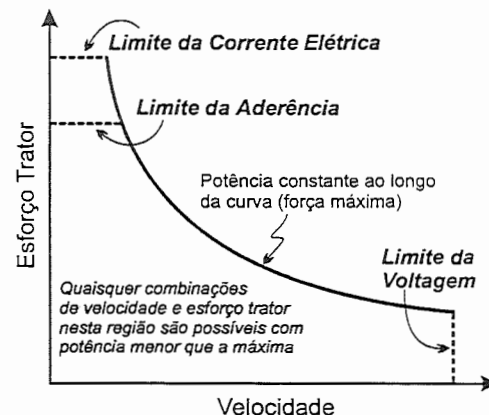


Fig. 1.7: Efeito da aderência na força motriz

1.3 Resistência ao movimento

Quando um veículo terrestre encontra-se em movimento, surgem diversas forças que se opõem ao movimento; a este conjunto de forças, dá-se o nome de *resistência ao movimento*. Como mostrado na Figura 1.8, a resistência ao movimento é contrabalançada pela força motriz produzida pelo motor: se a força motriz F_t for maior que a resistência R , o veículo é submetido a uma aceleração; se $F_t < R$, o veículo está desacelerando; e se $F_t = R$, o veículo mantém uma velocidade constante.

A resistência ao movimento de um trem possui quatro componentes principais: resistência de rolamento, resistência aerodinâmica, resistência de rampa e resistência de curva. A *resistência de rolamento* é causada pela deformação da

roda e do trilho no seu ponto de contato; pelo atrito interno do motor; pelo atrito entre eixos e mancais, rodas e trilhos; pelo balanço das rodas; pelos choques entre as flanges das rodas e os trilhos etc.

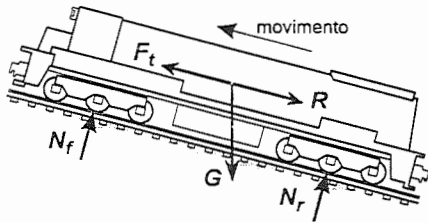


Fig. 1.8: Forças atuando sobre um trem numa rampa

A *resistência do ar*, também chamada *resistência aerodinâmica* ou *arrasto*, surge em função do deslocamento da composição na atmosfera terrestre, e depende de fatores tais como a a secção transversal frontal, o comprimento, a forma e rugosidade da superfície externa das locomotivas e vagões, a velocidade com que a composição se desloca, a velocidade e direção do vento etc.

A *resistência de rampa* é causada pela ação da gravidade terrestre sobre o trem, e é positiva (isto é, atua no sentido contrário ao do movimento) numa subida, ou negativa (isto é, atua no sentido do movimento) numa descida. O leitor que já andou de bicicleta conhece intuitivamente o efeito da resistência de rampa nas duas situações.

Além destes três componentes da resistência, existe um outro, a *resistência de curva*, que é causada tanto pela força centrífuga que aumenta o atrito entre a roda do trem e o trilho, como pelo fato de que as rodas externas do truque são arrastadas numa curva, já que o conjunto formado pelo eixo e as rodas tem a geometria de um cilindro.

Assim sendo, a resistência total ao movimento, R , de uma composição ferroviária é dada pela soma

$$R = \underbrace{R_r + R_a}_{R_t} + R_g + R_c \quad (1.11)$$

em que

- R : resistência total ao movimento [N]
- R_r : resistência de rolamento [N];
- R_a : resistência aerodinâmica [N];
- R_t : resistência inerente ao movimento [N];
- R_g : resistência de rampa [N]; e
- R_c : resistência de curva [N].

Os dois últimos termos da Equação 1.11 só existem, respectivamente, em trechos inclinados e em curvas.

A soma da resistência de rolamento, R_r , e da resistência do ar, R_a , tem um significado especial. Esta parcela da resistência total é chamada de *resistência*

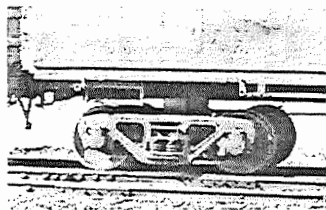


Fig. 1.9: Truque ferroviário

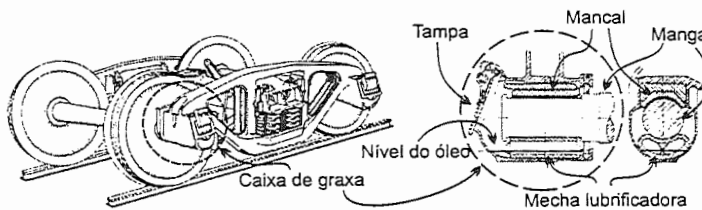


Fig. 1.10: Componentes de um mancal de fricção

básica ou de *resistência inerente ao movimento* porque ela está presente toda vez que um trem está em movimento, ao passo que as outras duas parcelas da resistência só surgem quando o trem passa por uma rampa ou curva.

1.3.1 Resistência de rolamento

A resistência de rolamento está ligada à tecnologia de construção dos veículos ferroviários. A foto da Figura 1.9 mostra um *truque ferroviário*, o conjunto formado pelas rodas, eixos e a suspensão. A estrutura do vagão (chamada de *caixa*) apóia-se em dois truques. No truque, ocorre a transferência do peso do vagão ou locomotiva para os eixos. Como as cargas envolvidas são elevadas – cerca de 20 t em cada eixo do truque – o atrito entre o eixo e o mancal é alto. Até recentemente, os truques ferroviários eram equipados com um sistema de manga e mancal, o chamado *mancal de fricção*.

A Figura 1.10 mostra os componentes de um mancal de fricção. Nos mancais de fricção, um mancal de bronze apóia-se na manga do eixo, que é feito de aço, como mostra o esquema na parte direita da Figura 1.10. Para redução do atrito entre a manga e o mancal, a superfície de contato entre essas duas peças é revestida por uma fina película de óleo, que é espalhado por meio de uma mecha lubrificadora que fica imersa em óleo lubrificante; o conjunto fica protegido pela *caixa de graxa*. A manutenção das caixas de graxa é muito simples, limitando-se à reposição do nível de óleo. Todavia, a falta de manutenção adequada ocasiona o superaquecimento da caixa – “caixa quente”, no jargão ferroviário –, que pode ser a causa de acidentes graves.

Hoje em dia, os *mancais de rolamento* substituíram os mancais de fricção, já que as limitações tecnológicas que impediam a fabricação de rolamentos capazes de suportar os elevados níveis de tensão existentes foram superados. Apesar de requererem manutenção constante e mais custosa, os mancais de rolamento produzem um atrito menor que o existente num eixo apoiado em mancais de fricção.

Este atrito é um dos principais responsáveis pela resistência de rolamento.

Uma das diversas abordagens empíricas para estimar a resistência de rolamento foi proposta por William S. Davis Jr., em 1926, e ficou conhecida como a *fórmula de Davis*. Davis, usando os resultados de ensaios realizados em 1910 por Edward C. Schmidt, na Illinois Central Railroad (EUA), procurou obter um modelo que pudesse ser aplicado a qualquer composição ferroviária ou metroviária e que servisse para estimar a resistência de rolamento a partir de parâmetros dos veículos tais como peso, número de eixos etc. Em 1937, na mesma ICR, John K. Tuthill repetiu os ensaios de Schmidt para velocidades mais altas e esses dados adicionais possibilitaram uma revisão na fórmula original. Segundo a fórmula de Davis, a resistência de rolamento pode ser calculada por:

$$R_r = \left(c_1 + \frac{c_2 x}{G} + c_3 V \right) G, \quad (1.12)$$

em que R_r : resistência de rolamento [N];
 x : número de eixos da locomotiva ou vagão;
 G : peso da locomotiva ou vagão [kN];
 V : velocidade de operação [km/h];
 c_1 : constante que incorpora o efeito da deformação da roda e do trilho;
 c_2 : constante que incorpora o efeito do atrito nos mancais; e
 c_3 : constante que incorpora o efeito do atrito entre o friso das rodas e o trilho.

O primeiro termo da fórmula de Davis, $c_1 \cdot G$, representa a resistência gerada pela deformação da roda e do trilho, que é proporcional ao peso do veículo. O valor típico da constante c_1 é 0,65. O segundo termo da fórmula representa a resistência gerada pelo atrito nos mancais, que é função do número de eixos, x . Para a constante c_2 , costuma-se adotar o valor de 125. O terceiro termo da fórmula reflete o efeito do balanço, choques e atrito nos frisos das rodas, e varia com a velocidade do trem: quanto maior a velocidade, maior a resistência gerada por esses fatores. Os valores normalmente adotados para a constante c_3 são 0,009, para vagões de passageiros e locomotivas, e 0,013, para vagões de carga.

Um cuidado especial deve ser tomado para garantir que as unidades das variáveis (velocidade, peso, etc.) usadas em fórmulas empíricas como a Equação 1.12 sejam as especificadas, já que os seus coeficientes incorporam os fatores para conversão de unidades. Além disto, as constantes são apresentadas sem especificação das unidades, como é usual na literatura especializada em Engenharia de

Transportes. Portanto, antes de se realizar uma análise dimensional das fórmulas apresentadas aqui, é preciso determinar as unidades de cada constante, ou os resultados da análise dimensional não serão confiáveis.

A resistência ao rolamento é um pouco maior no início do movimento; diz-se também que ela aumenta com o tempo de repouso do veículo. Este fenômeno explica-se pela ruptura da película de óleo que separa a manga do mancal, que é restaurada quando o eixo reinicia o movimento. A deformação lenta do trilho sob o peso do vagão, ainda que pequena, também contribui para essa maior resistência inicial.

1.3.2 Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica individual de um vagão ou locomotiva de um trem é estimado pela expressão:

$$R_a = c_a A V^2, \quad (1.13)$$

em que R_a : resistência aerodinâmica [N];
 c_a : constante que reflete as características aerodinâmicas do vagão ou locomotiva (veja Tabela 1.2);
 A : área frontal do veículo (veja Tabela 1.2); e
 V : velocidade de operação [km/h].

A Equação 1.13 é uma aproximação da resistência aerodinâmica, já que ela depende do ângulo de ataque (a direção do vento em relação ao trem), da velocidade do vento, do tipo de carro, da posição do carro no trem e do número de Reynolds, que é função do tipo de acabamento da superfície externa do carro e da forma das suas bordas e cantos. Ao se estimar a resistência do ar, é normal admitir que a velocidade do vento é nula.

Os valores do coeficiente c_a para locomotivas indicados na Tabela 1.2 são valores médios, que devem ser usados para todas as locomotivas de uma composição, apesar de a primeira locomotiva enfrentar uma maior resistência do ar do que as demais. Esta aproximação não induz a erros significativos, pois a resistência do ar, para as velocidades comumente observadas não é a força de resistência ao movimento preponderante, como se verá a seguir.

Tab. 1.2: Área frontal e c_a típicos para veículos ferroviários

<i>Veículo</i>	<i>Área</i>	<i>c_a</i>
<i>Locomotivas</i>		
• aerodinâmicas	9 – 11 m ²	0,031
• normais	9 – 11 m ²	0,046
<i>Vagões</i>		
• carga	7,5 – 8,5 m ²	0,009
• passageiros	10 – 11 m ²	0,006

1.3.3 Resistência inerente ao movimento

A *resistência inerente ao movimento*, que também pode ser chamada de *resistência básica*, é a soma das parcelas da resistência total que correspondem à resistência de rolamento e à resistência aerodinâmica. A resistência inerente ao movimento de um vagão de carga cuja massa bruta é 100 toneladas (peso = 980,6 kN), área frontal é 8 m², que se move a 60 km/h é:

$$R_t = R_r + R_a = \left[0,65 + \frac{125 \cdot 4}{980,6} + 0,013 \cdot 60 \right] 980,6 + 0,009 \cdot 8 \cdot 60^2 = 2161 \text{ N.}$$

Este cálculo mostra que a maior componente da resistência básica é a resistência de rolamento e que a resistência aerodinâmica é significativamente menor que a de rolamento, representando apenas cerca de 12% da resistência total. Se a velocidade do vagão passa para 100 km/h, a resistência aerodinâmica passa a ser responsável por 23% da resistência básica e cerca de 33% da resistência básica se a velocidade for 140 km/h.

O gráfico da parte superior da Figura 1.11 exibe a variação da resistência total de um vagão de carga em função da velocidade e da sua massa bruta. Pode-se notar que a inclinação das curvas aumenta com a velocidade, refletindo o aumento não linear da resistência do ar, que é função do quadrado da velocidade. Pode-se notar que a resistência também cresce se o peso bruto total do vagão crescer.

O gráfico da parte inferior da Figura 1.11 mostra como a utilização de vagões de peso bruto total maior é vantajosa, do ponto de vista da resistência básica. No gráfico, mostra-se a variação da resistência básica específica (a razão R_t/G) com a velocidade. Pode-se notar que o aumento da velocidade faz com que a resistência básica específica aumente de forma não linear, em função da resistência do ar.

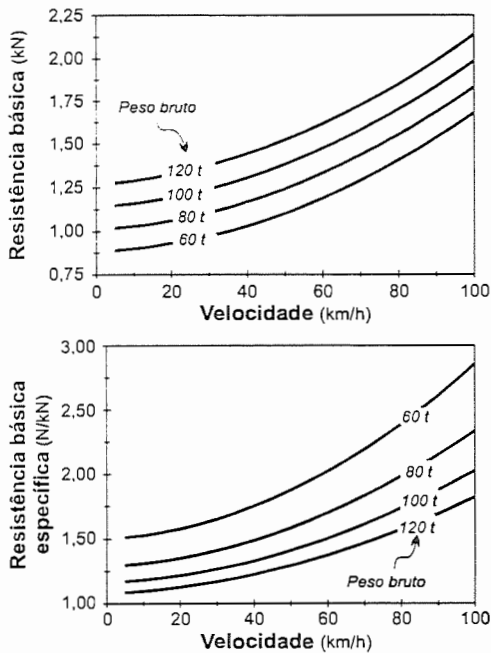


Fig. 1.11: Efeito do peso e da velocidade sobre a resistência de um vagão

Entretanto, observando-se as curvas daquele gráfico, pode-se também perceber que um aumento no peso bruto total do vagão implica numa redução da resistência básica específica, o que demonstra a existência de uma economia de escala. Os operadores, percebendo esta característica da resistência específica, têm procurado utilizar vagões de maior peso bruto total visando a obtenção de ganhos de produtividade.

Além das Equações 1.12 e 1.13, existem outras fórmulas para estimar a resistência básica. Essas fórmulas são usualmente estabelecidas com base em medições experimentais, visando captar melhor as particularidades dos vagões e locomotivas da frota de cada empresa. Um exemplo dessas outras fórmulas é a usada pelo Metrô de Londres: $R_t = 2,7G + 0,88V^2$ [N], em que G é o peso em quilonewtons [kN]; V , a velocidade em quilômetros/hora [km/h]; e R_t , a resistência básica em newtons [N].

1.3.4 Resistência de rampa

A resistência de rampa é causada pela componente da força peso que atua na direção do movimento. Numa subida, a componente do peso atua no sentido contrário ao do movimento, sendo, portanto, uma resistência; numa descida, por atuar no mesmo sentido do movimento, ela não é uma resistência ao movimento na acepção mais estrita do termo. Nas descidas, a força de frenagem deve ser capaz de contrabalançar essa componente do peso, para evitar que o trem acelere descontroladamente.

As rampas em ferrovias e rodovias são normalmente expressas em porcentagem, ou seja, o aumento em elevação em metros por cem metros, o que corresponde à tangente do ângulo que a rampa faz com a horizontal. As rampas de ferrovias são sempre bem suaves – no trecho da Serra do Mar, entre São Paulo e Santos, a rampa máxima é 2%, o que corresponde a uma variação de apenas 2 cm na cota a cada metro percorrido.

O diagrama da Figura 1.12 mostra as forças que atuam numa locomotiva numa rampa. Seja P o peso total da locomotiva em newtons [N]; a componente do peso que atua na direção do movimento é $P \cdot \sin \alpha$, sendo que α é o ângulo que a rampa faz com a horizontal. Para ângulos pequenos, o seno e a tangente são praticamente iguais e, admitindo-se que $\sin \alpha = \tan \alpha$,

$$R_g = P \tan \alpha = P \frac{i}{100} \text{ [N]}, \quad (1.14)$$

em que i é a declividade da rampa em porcentagem [%] ou em metros por 100 metros [m/100 m] e tanto o peso como a resistência de rampa são dados em newtons [N].

A Equação 1.14 serve para estimar a resistência de rampa R_g em newtons [N], a partir do peso P também em newtons [N]. No entanto, é mais usual que o peso

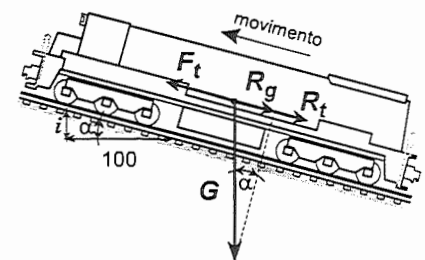


Fig. 1.12: A resistência de rampa

dos trens seja dado em quilonewtons [kN], em virtude da magnitude da força peso. Se G for o peso em quilonewtons [kN], vale a relação $P = 1000 G$, que pode ser usada na Equação 1.14:

$$R_g = P \frac{i}{100} = 1000 G \frac{i}{100} = 10 G i. \quad (1.15)$$

sendo que G é o peso da locomotiva ou vagão em quilonewtons [kN].

A resistência de rampa costuma ser a maior parcela da resistência ao movimento. Seja o vagão de 100 t ($G = 100 \cdot g = 980,6$ kN), que viaja à 60 km/h, usado para estudar a resistência básica no item 1.3.3, à página 14. Numa rampa de 0,5%, a resistência total, que é a resistência básica mais a resistência de rampa, é:

$$R = R_t + R_g = 2161 + 10 \cdot 980,6 \cdot 0,5 = 7064 \text{ N.}$$

Ou seja, a resistência de rampa é mais que o dobro da resistência inerente ao movimento (69% da resistência total). Se a rampa fosse de 2%, a resistência de rampa seria cerca de 90% da resistência total, o que demonstra claramente porque rampas íngremes devem ser evitadas em ferrovias.

1.3.5 Resistência de curva

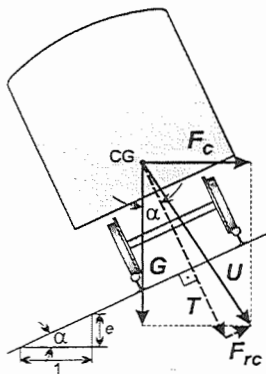


Fig. 1.13: Forças que atuam num vagão em uma curva

A Figura 1.13 mostra as forças que atuam num veículo que faz uma curva com superelevação e . A resultante U da força centrífuga F_c e do peso G pode ser decomposta em duas forças: a força T , que atua na direção perpendicular à via, e a força F_{rc} , que atua na direção do eixo. Idealmente, a superelevação e é tal que a componente F_{rc} é nula, mas nas curvas nas quais a superelevação não é a ideal, o efeito da ação da força centrífuga serve para aumentar a resistência ao movimento.

Nas ferrovias, a força F_{rc} comprime o friso das rodas contra a lateral do trilho, causando uma componente de atrito adicional. Além disso, como os eixos aos quais as rodas de um truque ferroviário conectam-se são fixos (isto é, não se movem em curvas), existe uma tendência para as rodas externas serem arrastadas quando o trem se move numa curva, já que o conjunto tem a geometria de um cilindro.

Nas ferrovias, a estimativa da resistência de curva é normalmente feita através de fórmulas empíricas, já que sua determinação teórica depende de diversos parâmetros cuja influência ainda não é muito bem compreendida. A AREA² recomenda

²American Railway Engineering Association

que a resistência de curva seja calculada de forma a ser inversamente proporcional ao raio da curva, como na expressão:

$$R_c = 698 \frac{G}{r}; \quad (1.16)$$

em que R_c : resistência de curva [N];
 G : peso da locomotiva ou vagão [kN]; e
 r : raio da curva [m].

Como para a resistência básica, existem outras fórmulas para estimar a resistência de curva e em todas elas a resistência de curva é inversamente proporcional ao raio da curva. O leitor interessado deve consultar outras fontes³ para obter essas fórmulas.

Exemplo 1.1 *Determinar a resistência adicional que atua sobre um vagão de carga de peso bruto total de 100 t, ao entrar numa curva cujo raio é 500 m.*

Solução: Usando-se a expressão 1.16, obtém-se que um vagão de carga de 100 ton, passa a encontrar a seguinte resistência adicional ao entrar numa curva de 250 m de raio:

$$R_c = 698 \cdot \frac{980,6}{500} = 2378 \text{ N.}$$

Compensação de rampas em curvas

Ainda que a resistência específica de curva não seja muito grande (no Exemplo 1.1 é 24 N/t), a resistência de curva pode prejudicar a operação de composições em rampas íngremes, já que normalmente as composições são dimensionadas para explorar ao máximo a potência das locomotivas. Por isso, costuma-se projetar a ferrovia de tal forma que a inclinação da rampa é reduzida nas curvas, de forma a compensar a resistência adicional causada pela curva. Assim, pode-se garantir que a soma da resistência de curva e da resistência de rampa é menor ou igual à resistência de rampa encontrada na rampa máxima do trecho:

$$R_g(i_{\max}) > R_g(i) + R_c. \quad (1.17)$$

Essas *rampas compensadas* garantem uma utilização mais eficiente da potência disponível das locomotivas, porque evitam a necessidade de dar ao trem capacidade adicional de tração que só seria utilizada em algumas curvas.

³Brina, H.L. (1982). *Estradas de Ferro*. Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro.

Exemplo 1.2 Determinar qual a redução na rampa necessária para compensar o efeito da curva de 250 m de raio, do Exemplo 1.1.

Solução: Para calcular a rampa compensada do trecho em curva, deve-se determinar a rampa que provocaria uma resistência equivalente à causada pela curva. No caso da curva de 250 m de raio, essa rampa equivalente pode ser calculada a partir do valor da resistência de curva, 2378 N:

$$R_c = R_g \Rightarrow 2378 = 10 \cdot (980,6) \cdot i \Rightarrow i = \frac{2378}{9806} = 0,24\%$$

No caso, se a rampa ao longo de uma curva de 250 m de raio for reduzida em 0,24%, o trem pode operar sem necessidade de aumentar sua capacidade de tração.

Só existe a necessidade de compensar a rampa se $R_{g_{\max}} < R_g(i) + R_c$. Seja i_{\max} a rampa máxima no trecho, pode-se determinar a rampa limite i_{\lim} , que é a maior rampa que não precisa ser compensada:

$$\begin{aligned} R_{g_{\max}} = R_g(i_{\lim}) + R_c &\Rightarrow 10 \cdot G \cdot i_{\max} = 10 \cdot G \cdot i_{\lim} + R_c \Rightarrow \\ i_{\lim} = \frac{10 \cdot G \cdot i_{\max} - R_c}{10 G} &\Rightarrow i_{\lim} = i_{\max} - \frac{69,8}{r} \end{aligned} \quad (1.18)$$

Portanto, se a rampa i numa curva for maior que i_{\lim} , deve-se rebaixá-la para i_{\lim} .

Exemplo 1.3 Supondo-se que a rampa máxima num trecho seja 1,2%, determinar qual a rampa limite para curvas de 250 m de raio.

Solução: Para uma curva de 250 m de raio e rampa máxima de 1,2%, a rampa limite, acima da qual deve-se reduzir a inclinação para evitar os efeitos deletérios da resistência de curva, pode ser calculada pela Equação 1.18:

$$i_{\lim} = i_{\max} - \frac{69,8}{r} = 1,2 - \frac{69,8}{250} = 0,92\%$$

Ou seja, para não ser necessário aumentar a capacidade de tração da composição, todas as curvas de 250 m de raio devem ter compensação de rampa se estiverem em trechos onde a inclinação for maior que 0,92%.

1.4 Determinação da velocidade de equilíbrio

Considere um trem que viaja ao longo de um trecho reto e plano. Esse trem locomove-se sob a ação de uma força motriz F_t e de uma força R_t que é a resultante das forças que resistem ao movimento.

Se o trecho é reto e plano, a resultante R_t é a soma da resistência ao rolamento R_r e da resistência do ar R_a e é chamada de resistência básica. Tanto a força motriz como a resistência básica atuam na mesma direção, a direção do movimento, porém em sentidos contrários. O movimento do trem depende da resultante dessas duas forças: se $F_t - R_t \neq 0$, a composição está acelerando ou desacelerando; se $F_t - R_t = 0$, a velocidade do trem mantém-se constante.

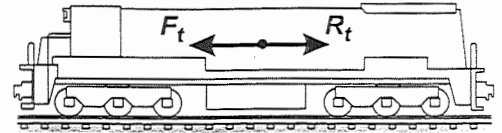


Fig. 1.14: Forças atuando na direção do movimento

Quando $F_t = R_t$, a velocidade à qual o trem viaja é chamada de *velocidade de equilíbrio*. Uma vez alcançada a velocidade de equilíbrio, a velocidade em que o trem movimentar-se mantém-se constante se a potência do motor for mantida constante e se não surgirem outras componentes da resistência – que podem ser geradas por uma curva ou uma rampa.

A resistência inerente ao movimento varia com a velocidade e deve ser calculada em função do número de locomotivas e de vagões que formam o trem:

$$\begin{aligned} R_t &= R_r + R_a \\ R_t &= n_L R_{rL} + n_V R_{rV} + n_L R_{aL} + n_V R_{aV} \end{aligned} \quad (1.19)$$

em que R_t : resistência básica total;
 R_{rL} : resistência de rolamento de uma locomotiva;
 R_{rV} : resistência de rolamento de um vagão;
 R_{aL} : resistência do ar de uma locomotiva;
 R_{aV} : resistência do ar de um vagão;
 n_L : número de locomotivas; e
 n_V : número de vagões.

Como na velocidade de equilíbrio, a força motriz (Equação 1.8) é igual à resistência total ao movimento, pode-se determinar o valor da velocidade de equilíbrio igualando-se as Equações 1.8 e 1.19:

$$2175 \frac{P}{V} = n_L R_{rL} + n_V R_{rV} + n_L R_{aL} + n_V R_{aV} \quad (1.20)$$

A Equação 1.20 é um polinômio do terceiro grau que pode ser resolvido com uma certa facilidade. No entanto, a solução gráfica para determinação da velocidade de equilíbrio é mais interessante, pois permite observar o comportamento do trem sob diversas situações. Além disso, a solução gráfica facilita a determinação de novas velocidades de equilíbrio em rampas ou curvas.

Graficamente, a determinação da velocidade de equilíbrio consiste em estabelecer, num gráfico cartesiano, o ponto em que a função força motriz intercepta a função resistência inerente ao movimento. O exemplo a seguir ilustra como obter uma solução gráfica para a velocidade de equilíbrio.

Exemplo 1.4 *Seja um trem que viaja num trecho reto e plano e é composto por 3 locomotivas de 3000 hp, com peso de 1300 kN cada, e 80 vagões de minério, com peso de 1100 kN cada. Sabe-se que a área frontal das locomotivas é de 10 m², e a dos vagões, 8,5 m²; tanto os vagões como as locomotivas têm quatro eixos, sendo que nas locomotivas todos os eixos são eixos motrizes. A velocidade máxima das locomotivas é 105 km/h; a mínima, 15 km/h; e a aderência, 0,2. Determinar a velocidade de equilíbrio desse trem.*

Solução: Uma vez determinadas as curvas que mostram a variação da força motriz e da resistência básica em função da velocidade do trem, a solução é obtida plotando-se as duas funções num gráfico força vs. velocidade, sendo que a velocidade de equilíbrio é determinada em função do ponto onde as duas curvas interceptam-se.

Cálculo da força motriz: A função que mostra a variação do esforço trator com a velocidade é dada pela Equação 1.8:

$$F_t = 2175 \frac{n_L P}{V} = 2175 \frac{3 \cdot 3000}{V} = \frac{19575}{V} \text{ [kN]} \quad (1.21)$$

No entanto, a força motriz não pode ser maior que o limite da aderência. No caso, $f = 0,2$, o que faz com que $F_{t,\max} = f T_d = 3(0,2 \cdot 1.300) = 780 \text{ kN}$ – ou seja, se a força motriz for maior que 780 kN, as rodas derrapam e o trem não se move.

Como a velocidade máxima do trem é 105 km/h, a força motriz é nula para velocidades acima da máxima. O gráfico da Figura 1.15 mostra a função força motriz para esta composição.

Cálculo da resistência inerente: O cálculo da resistência inerente requer a determinação das várias parcelas da resistência para as locomotivas (R_{rL}) e para os vagões (R_{rV}).

A resistência total de rolamento é calculada a partir da soma das resistências de rolamento das locomotivas e dos vagões:

• Locomotivas:

$$\begin{aligned} R_{rL} &= n_L \left(c_1 + \frac{c_2 x_L}{G_L} + c_3 V \right) G_L = 3 \left(0,65 + \frac{125 \cdot 4}{1.300} + 0,009V \right) 1.300 \\ R_{rL} &= 4.035 + 35,1 V \text{ [N]} \end{aligned}$$

• Vagões:

$$\begin{aligned} R_{rV} &= n_V \left(c_1 + \frac{c_2 x_V}{G_V} + c_3 V \right) G_V = 80 \left(0,65 + \frac{125 \cdot 4}{1.100} + 0,013V \right) 1.100 \\ R_{rV} &= 97.200 + 1.144 V \text{ [N]} \end{aligned}$$

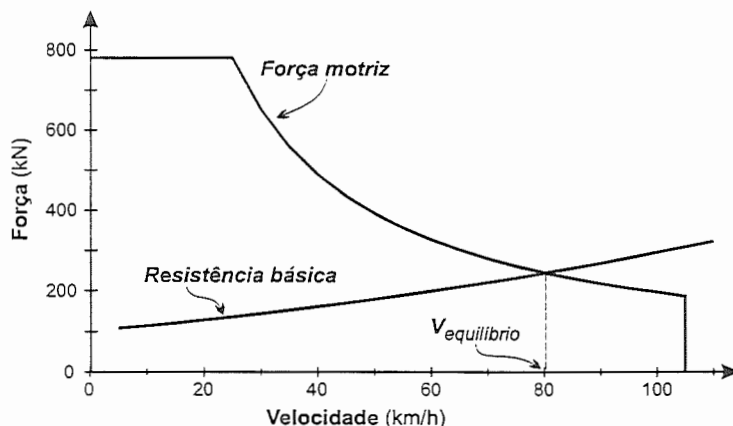


Fig. 1.15: Solução gráfica para a velocidade de equilíbrio

- Resistência total de rolamento:

$$R_r = R_{rL} + R_{rV} = 101.235 + 1.179,1 V \text{ [N]} \quad (1.22)$$

A resistência aerodinâmica também deve ser calculada para locomotivas e vagões:

- Locomotivas:

$$R_{aL} = n_L (c_a A_L V^2) = 3 (0,046 \cdot 10 \cdot V^2) = 1,38 V^2 \text{ [N]}$$

- Vagões:

$$R_{aV} = n_V (c_a A_V V^2) = 80 (0,009 \cdot 8,5 \cdot V^2) = 6,12 V^2 \text{ [N]}$$

- Resistência aerodinâmica total:

$$R_a = R_{aL} + R_{aV} = 1,38 V^2 + 6,12 V^2 = 7,5 V^2 \text{ [N]} \quad (1.23)$$

Assim sendo, a resistência inerente ao movimento total é a soma das resistências totais de rolamento (Equação 1.22) e do ar (Equação 1.23):

$$R_t = R_r + R_a = 101.235 + 1.179,1 V + 7,5 V^2 \text{ [N]} \quad (1.24)$$

A Figura 1.15 mostra a função resistência inerente plotada na mesma escala da função força motriz⁴. O leitor deve notar que o uso de uma planilha eletrônica facilita bastante a plotagem dessas duas funções.

O ponto de interseção das duas curvas determina a velocidade de equilíbrio que, conforme mostra o gráfico da Figura 1.15, é 80 km/h para esta composição. Se a Equação 1.20 for usada, o valor para a velocidade de equilíbrio é 80,2 km/h, muito próximo do obtido com a solução gráfica.

⁴Note-se que as forças estão dadas em [kN], ao passo que a Eq. 1.24 fornece a resistência básica em [N].

1.4.1 Efeito de rampas na velocidade de equilíbrio

A determinação gráfica da velocidade de equilíbrio de um trem que viaja num trecho reto e plano permite determinar, com facilidade, a velocidade de equilíbrio numa rampa, como se verá a seguir.

Conforme indica a Equação 1.24, a resistência básica do trem varia com a sua velocidade; a resistência de rampa, entretanto, é uma força constante que não depende da velocidade. Assim sendo, pode-se determinar a resistência total $R = R_t + R_g$ de um trem que viaja numa rampa de declividade i adicionando-se uma parcela constante $R_g = 10 G i$ à resistência inerente ao movimento. A nova velocidade de equilíbrio da composição é a que corresponde ao novo ponto de interseção entre a curva da força motriz e a curva da resistência total. O exemplo a seguir mostra como proceder para determinar o efeito de rampas, uma vez que as curvas força motriz e resistência básica vs. velocidade tenham sido plotadas.

Exemplo 1.5 *Suponha que o trem do Exemplo 1.4 passe a viajar num aclave de 0,65%. A determinação da nova velocidade de equilíbrio do trem pode ser feita graficamente, como mostrado a seguir.*

Solução: Sabendo-se que a resistência de rampa é constante e não depende da velocidade, pode-se determinar a resistência total R do trem na rampa adicionando-se $R_g = 10 G i$ à resistência total de rolamento. O peso G corresponde ao peso total do trem, isto é, é a soma dos pesos das locomotivas e dos vagões: $G = n_L G_L + n_V G_V = 3 \cdot 1.300 + 80 \cdot 1.100 = 91.900$ kN.

A resistência total de rampa é:

$$R_g = 10(n_L G_L + n_V G_V)i = 10 \cdot 91.900 \cdot 0,65 = 597.350 \text{ N.} \quad (1.25)$$

Com isto, a resistência total do trem pode ser determinada a partir das Equações 1.24 e 1.25:

$$R = R_t + R_g = 698.585 + 1.179,1V + 7,5V^2 \text{ N.} \quad (1.26)$$

O gráfico da Figura 1.16 mostra a determinação gráfica da velocidade de equilíbrio numa rampa de 0,65% que, como pode ser visto, é ligeiramente superior a 25 km/h (a solução exata é 26,6 km/h).

Numa descida, o trem não precisa utilizar a força motriz máxima. De fato, pode-se supor que a potência utilizada numa descida é zero – isto é, os motores de tração não são acionados para mover o trem⁵.

⁵Na verdade, numa descida, os motores de tração são usados para frear dinamicamente o trem, conforme discutido no item 1.5.

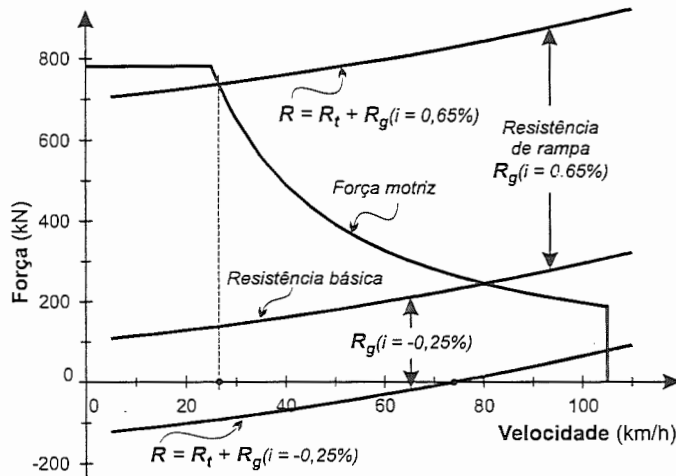


Fig. 1.16: Cálculo da velocidade de equilíbrio em rampas

Se $P = 0$, a curva de força motriz é nula e coincide com o eixo x . O trem move-se sob a ação da componente da força peso na direção do movimento, a resistência de rampa, que numa descida é negativa. Nesse caso, a velocidade de equilíbrio do trem seria aquela na qual a resistência básica iguala-se à resistência de rampa. O exemplo a seguir mostra como determinar a velocidade de equilíbrio para um trem que trafega num declive, que corresponde ao ponto em que a curva de resistência total cruza o eixo x .

Exemplo 1.6 *Suponha que o trem do Exemplo 1.4 passe a trafegar num declive de 0,25% e os motores de tração não estão sendo usados para mover o trem. Determinar graficamente a nova velocidade de equilíbrio.*

Solução: Numa descida na qual a força motriz $F_t = 0$, a única força que atua sobre o trem é a resistência total

$$R = R_t + R_g = R_t + 10 G m.$$

Como a declividade m é negativa – isto é, o trem viaja num declive –, então $R_g < 0$. Isso faz com que a velocidade do trem atinja o equilíbrio quando $R_t = R_g$.

No caso deste exemplo, como a rampa $m = -0,25\%$, então

$$R_g = -2,5(n_L G_L + n_V G_V) = -229.750 \text{ N}.$$

Em sendo assim, a resistência total é dada por

$$R = -128.515 + 1.179,1V + 7,5V^2 \text{ [N]}.$$

O gráfico da Figura 1.16 mostra que a nova velocidade de equilíbrio é aproximadamente 75 km/h (74,1 km/h).

Os gráficos das Figuras 1.15 e 1.16 podem ser elaborados com o auxílio de uma planilha eletrônica. De fato, o leitor é encorajado a usar uma planilha para analisar o movimento do trem, já que é grande a facilidade de elaboração de gráficos de funções nas planilhas eletrônicas. Além disso, a precisão obtida na solução gráfica é mais que suficiente para as necessidades de planejamento e análise do movimento de trens.

1.5 Frenagem de composições ferroviárias

Os trens dispõem tanto de sistemas mecânicos como de sistemas dinâmicos de frenagem. Os freios mecânicos são sapatas que, ao serem comprimidas contra as rodas, aplicam uma força de desaceleração na composição, desde que não ocorra um deslizamento das rodas nos trilhos. Os freios dinâmicos utilizam-se da propriedade de os motores de tração elétricos poderem atuar como geradores, quando acionados sem alimentação elétrica. Desta forma, a corrente elétrica gerada pelo movimento do trem na rampa produz resistência ao movimento e é dissipada como calor por resistências resfriadas por ventiladores movidos por essa mesma corrente elétrica (veja a ilustração da Figura 1.3 à página 5).

Nas locomotivas diesel-elétricas, toda energia elétrica gerada pela frenagem dinâmica é dissipada pelas resistências das locomotivas; nos ramais eletrificados, como nos metrô, a energia elétrica gerada pela frenagem dinâmica pode ser devolvida para a linha de distribuição e usada para movimentar outros trens, reduzindo-se assim o consumo total de eletricidade.

Até a I Guerra Mundial, os freios de cada vagão eram independentes e acionados manualmente pelo guarda-freios. A frenagem era um processo complexo e demorado, o que terminava por causar um grande número de acidentes. Hoje em dia, os freios de todos os vagões são acionados simultaneamente por meio de ar comprimido, num sistema inventado nos Estados Unidos por George Westinghouse, em torno de 1860.

No sistema de frenagem mecânica a ar comprimido, cada roda possui uma sapata de freio e cada vagão possui um reservatório de ar comprimido. Os vagões são conectados entre si e à locomotiva por meio de mangueiras, formando um conduto no qual a pressão do ar é de cerca de 80 psi (0,552 MPa). Cada vagão possui uma válvula (*válvula tríplex*) para controlar os freios, que é acionada por

diferenças de pressão. Se a pressão no conduto for igual à pressão no reservatório de ar comprimido do vagão, as sapatas são mantidas afastadas das rodas; se a pressão no conduto for menor que a pressão do reservatório, as sapatas são acionadas enquanto a pressão do conduto for menor que a do reservatório. Restaurando-se a pressão do conduto, as sapatas são afastadas das rodas.

A intensidade da variação de pressão permite o controle da força de frenagem: um pequeno decréscimo na pressão do conduto faz com que a válvula transmita essa pequena diferença ao freio, que comprime levemente as sapatas contra as rodas; um grande decréscimo de pressão faz com que as sapatas sejam fortemente comprimidas contra as rodas. Como a velocidade de propagação da diferença de pressão no conduto de ar comprimido é de 200 m/s, pode-se frear toda a composição quase que instantaneamente.

Além do reservatório de ar comprimido para o freio de serviço, um outro reservatório é usado para acionar os freios em situações de emergência, tais como se o conduto entre os vagões romper-se acidentalmente (como no caso de um vagão desengatar-se do resto do trem).

1.5.1 Determinação da força limite de frenagem

Quando um trem está sendo freado, é importante que a força Q aplicada nas sapatas de freio seja tal que a roda nunca pare de rodar durante o processo de frenagem. Se a roda travar (a chamada “calagem” da roda, no jargão ferroviário), haverá apenas um atrito de deslizamento da roda sobre o trilho, que é menor que o atrito da sapata sobre a roda. Com a roda em movimento, haverá ainda a ação retardadora do atrito de rolamento, que favorece a frenagem. Além disso, quando as rodas travam ocorre a formação de deformações – “calos” – no aro das rodas que causam trepidações e ruídos incômodos.

A Figura 1.17 mostra as forças que atuam numa roda de um trem que está sendo freado num trecho plano. Chamando-se f_s o coeficiente de atrito entre a sapata do freio e a roda e Q a força que comprime a sapata contra a roda, o conjugado retardador que atua sobre a roda é $Q \cdot f_s \cdot r$. Apesar de suprimido o esforço trator na roda, ela continua girando, pois está sendo submetida a um conjugado $P \cdot f_t \cdot r$, sendo P o peso descarregado pela roda e f_t o atrito existente entre a roda e o trilho. Para que não ocorra a calagem e a roda continue girando, o conjugado retardador não pode ser maior que o conjugado aplicado sobre a roda: $Q \cdot f_s \cdot r < P \cdot f_t \cdot r$ ou seja, $Q \cdot f_s < P \cdot f_t$.

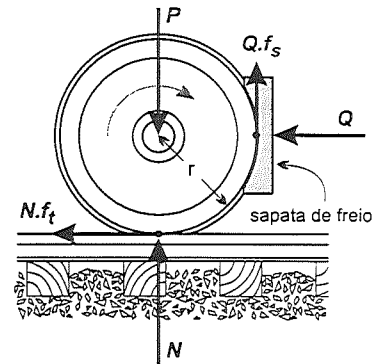


Fig. 1.17: Frenagem de uma roda de trem

A força de frenagem limite, que é a maior força que pode ser usada para frear o trem, depende do coeficiente de atrito entre as rodas e os trilhos e da força normal nas rodas que são freadas. O coeficiente de atrito normalmente varia entre 0,2 para velocidades baixas e 0,1 para velocidades altas, dependendo do estado do trilho (úmido, seco, ou sujo). A força de frenagem limite que pode ser desenvolvida por um trem num trecho plano é a soma da força máxima de frenagem que pode ser aplicada em cada roda do trem sem que haja calagem. Como existem sapatas de freio em todas as rodas do trem, a força de frenagem limite é:

$$F_{f_{lim}} = f_t (n_L N_L + n_V N_V) \quad (1.27)$$

em que $F_{f_{lim}}$: força limite de frenagem [N];
 f_t : coeficiente de atrito entre o trilho e a roda;
 n_L : número de locomotivas;
 N_L : normal ao peso da locomotiva [N];
 n_V : número de vagões; e
 N_V : normal ao peso do vagão [N].

1.5.2 Força efetiva máxima de frenagem

Como os sistemas de frenagem não são perfeitos, a força de frenagem que efetivamente pode ser usada é inferior à força limite de frenagem. A força de frenagem que efetivamente pode ser obtida num trem qualquer é:

$$F_{f_{max}} = \eta f_t (n_L N_L + n_V N_V) \quad (1.28)$$

em que $F_{f_{max}}$: força de frenagem efetiva máxima [N];
 η : fator de eficiência do sistema de frenagem; e

os demais parâmetros são os definidos para a Equação 1.27. A eficiência η dos sistemas de frenagem é tipicamente da ordem de 30%.

Exemplo 1.7 *Seja o trem do Exemplo 1.4, composto por 3 locomotivas ($G_L = 1300 \text{ kN}$) e 80 vagões ($G_V = 1100 \text{ kN}$). A força limite de frenagem e a força máxima de frenagem que podem ser desenvolvidas por este trem num trecho plano podem ser calculadas como se mostra a seguir.*

Solução: A força limite de frenagem depende apenas do coeficiente de atrito e da normal ao peso do trem. Supondo que o coeficiente de atrito seja igual a 0,1, a força limite de frenagem seria:

$$F_{f_{lim}} = 0,1 \cdot (3 \cdot 1300 + 80 \cdot 1100) = 9190 \text{ kN}.$$

A força máxima de frenagem leva em conta a eficiência do sistema de freios, que pode ser admitida como $\eta = 30\%$:

$$F_{f_{\max}} = 0,3 \cdot 0,1 \cdot (3 \cdot 1300 + 80 \cdot 1100) = 2757 \text{ kN.}$$

A resistência inerente ao movimento, por atuar sempre no sentido contrário ao movimento, ajuda no processo de frenagem. Apesar disso, é costumeiro ignorar o efeito da resistência inerente sobre a frenagem, mesmo porque o valor da resistência inerente depende da velocidade, o que torna mais complexa a solução do problema. Num declive, a força efetiva máxima de frenagem deve ser maior que a componente do peso que atua na direção do movimento (a resistência de rampa).

Exemplo 1.8 *Suponha que o trem do Exemplo 1.4 esteja viajando num declive de 2%, no qual a velocidade máxima permitida seja 70 km/h. A força de frenagem necessária para manter o trem operando a 70 km/h pode ser determinada como mostra-se a seguir.*

Solução: Se este trem estiver operando num declive de 2%, a força de frenagem necessária para manter o trem operando à velocidade máxima permitida é a diferença entre a força de propulsão que atua sobre o trem (que no caso é apenas a componente da força da gravidade que atua na direção do movimento, já que num declive de tal magnitude não se usa a força de propulsão dos motores de tração) e a resistência básica do trem:

$$\begin{aligned} F_f &= 10 G m - [R_r(V) + R_a(V)] \Rightarrow \\ F_f &= \frac{(80 \cdot 1.100 + 3 \cdot 1.300) \cdot 10 \cdot 2}{1.000} - [R_r(V) + R_a(V)] \Rightarrow \\ F_f &= 1.838 - [R_r(V) + R_a(V)] \text{ kN.} \end{aligned}$$

A força de frenagem efetiva máxima é $F_f = \eta f_t N$. A normal ao peso, numa rampa de 2% é $N = G \cos \alpha$. Como uma rampa de 2% corresponde a um ângulo de $1,145^\circ$ e $\cos 1,145^\circ = 0,9998$, pode-se desprezar o efeito da rampa na normal ao peso. Assim sendo, se a velocidade máxima permitida para o ramal é $V_{\max} = 70 \text{ km/h}$, a composição pode ser mantida nesta velocidade, já que a força de frenagem necessária (F_f) é menor que a máxima efetiva, $F_{f_{\max}} = 2757 \text{ kN}$.

1.5.3 Distância de frenagem

A distância total para frenagem do trem, d pode ser calculada a partir da desaceleração aplicada pelos freios, a , e das velocidades inicial (v_0) e final (v) do trem:

$$d = \frac{1}{-2a}(v^2 - v_0^2).$$

Desprezando-se o efeito da resistência inerente ao movimento, pode-se estimar a distância total de frenagem com grande facilidade. Seja G o peso total do trem, m sua massa total e g a aceleração da gravidade; como $F_f = ma$, $F_f = \eta G f_t$ e $G = mg$, a desaceleração de frenagem é $a = \eta g f_t = 2,943 f_t$ e a distância total de frenagem d é dada por:

$$d = \frac{v^2 - v_0^2}{-2a} = \frac{v^2 - v_0^2}{-5,886 f_t}, \quad (1.29)$$

sendo que as velocidades v e v_0 são dadas em metros por segundo. Se as velocidades forem expressas em quilômetros por hora, a Equação 1.29 pode ser reescrita como:

$$d = \frac{V^2 - V_0^2}{-3,6^2 \cdot 5,886 f_t} = \frac{V^2 - V_0^2}{-76,28 f_t} \quad (1.30)$$

em que d : distância total de frenagem [m];
 V : velocidade final do trem [km/h]
 V_0 : velocidade inicial do trem [km/h]; e
 f_t : coeficiente de atrito roda-trilho.

Exemplo 1.9 *Qual a distância necessária para o trem do Exemplo 1.4 parar completamente quando estiver trafegando na velocidade de equilíbrio, num trecho reto e plano?*

Solução: Num trecho reto e plano, a velocidade de equilíbrio é 80 km/h. Supondo-se que $f_t = 0,15$ pode-se usar a Equação 1.30 para cálculo da distância necessária para a parada completa ($V = 0$):

$$d = \frac{0 - 80^2}{-76,28 \cdot 0,15} = 559 \text{ m.}$$

1.6 Comprimento máximo do trem

O comprimento máximo de um trem, isto é, o número máximo de vagões que podem ser rebocados pelo conjunto de locomotivas, é determinado por uma série de fatores:

- a potência e o número de locomotivas;
- o peso bruto total dos vagões e das locomotivas;
- as características geométricas do trecho (declividade dos aclives e declives);
- a capacidade de carga dos engates; e

- a capacidade de reiniciar o movimento no aclave crítico, que depende da aderência.

Como deseja-se aproveitar ao máximo a capacidade de tração das locomotivas, a velocidade de operação no aclave crítico é bem próxima da velocidade mínima de operação.

1.6.1 Capacidade de carga dos engates

As forças horizontais que atuam numa composição (o esforço trator e a resistência ao movimento) se concentram nos engates entre os vagões. O engate entre o primeiro vagão e a última locomotiva tem que suportar a força necessária para movimentar todos os vagões do trem. Por conseguinte, o esforço trator desenvolvido pelas locomotivas situadas na frente da composição é limitado pela capacidade de carga no engate que conecta a última locomotiva aos vagões.

Os engates automáticos usados hoje em dia, como o mostrado na Figura 1.18, foram inventados por Eli Janney por volta de 1860, em Virginia, nos Estados Unidos. Os diagramas da Figura 1.19 ilustram o funcionamento dos engates. Quando dois vagões se aproximam, as garras ou pegadores estão abertas; quando os engates se juntam, as garras pivotantes encaixam-se. Nesse instante, um fecho interno cai e impede qualquer movimento dos pegadores. Os engates não podem ser soltos a menos que os fechos sejam puxados para cima por um guarda-freios, usando uma alavanca que se estende para o lado do vagão.

Os engates automáticos e o freio a ar comprimido foram importantes desenvolvimentos no transporte ferroviário, na medida em que contribuíram para aumentar a segurança na operação dos trens. No final do século passado, mais de 20.000 ferroviários morriam anualmente nos Estados Unidos em acidentes ferroviários, um terço desse número por causa de acidentes durante a operação de engate e

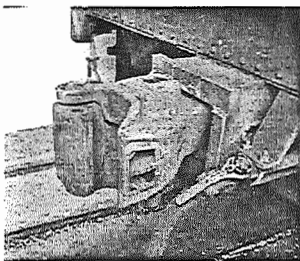


Fig. 1.18: Engate automático

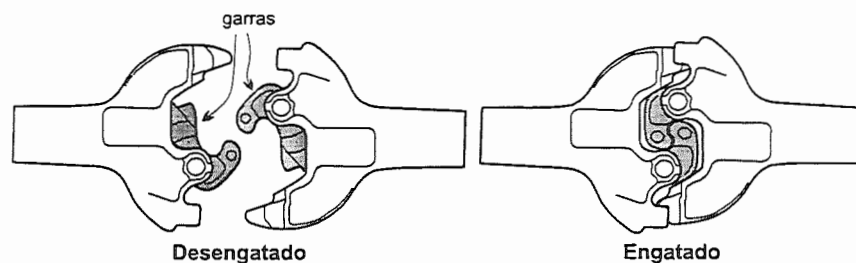


Fig. 1.19: Esquema de funcionamento do engate automático

desengate das correntes e pinos que interconectavam os vagões. O uso de engates automáticos, que não obriga os ferroviários a ficarem em pé entre os vagões durante as manobras, foi um fator preponderante na melhoria da segurança do transporte ferroviário⁶.

Os engates automáticos são projetados para suportar forças de 1.500 kN dentro do seu limite de segurança. O engate que suporta a maior força de tração ou compressão é o situado entre o primeiro vagão e a última locomotiva. Esta força pode ser calculada pela expressão:

$$F_{e_{\max}} \geq F_{t_{\max}} - n_L R_L \quad (1.31)$$

na qual $F_{e_{\max}}$: força máxima no engate [kN];
 $F_{t_{\max}}$: força motriz máxima [kN];
 n_L : número de locomotivas; e
 R_L : resistência total ao movimento da locomotiva [kN].

Isto é, a capacidade do engate deve ser maior ou igual à força motriz líquida usada para movimentar os vagões. Por outro lado, como a resistência total das locomotivas é pequena se comparada à força motriz máxima, basta verificar se a capacidade do engate é maior que a força motriz máxima.

Quando forças motrizes maiores que a capacidade do engate são requeridas em baixa velocidade, pode-se posicionar locomotivas operadas por controle remoto na metade ou no último terço da composição, para reduzir as forças nos engates e melhorar a eficiência dos freios do trem.

1.6.2 Capacidade de reiniciar o movimento num aclave

Na determinação do comprimento máximo do trem, a capacidade de reiniciar o movimento no aclave mais íngreme deve ser verificada. Do contrário, pode ser que a composição fique impossibilitada de sair da rampa sem a ajuda de uma locomotiva adicional.

Se um trem pára num aclave e tenta reiniciar o movimento, a aderência limita a força motriz que efetivamente pode ser usada para mover a composição (veja a Equação 1.10, à página 8):

$$F_{t_{\max}} \leq n_L f T_d$$

⁶Apesar disso, os engates automáticos não são usados na Europa até hoje por falta de concordância a respeito do tipo de engate a ser usado.

em que $F_{t_{\max}}$: força motriz efetiva máxima [kN];
 n_L : número de locomotivas;
 f : aderência (veja o item 1.2.2, à página 7); e
 T_d : peso aderente da locomotiva [kN].

Essa força motriz efetiva máxima deve ser maior que a resistência total ao movimento, para que o trem possa retomar o movimento. A resistência total, quando o trem volta a se mover, é a soma da resistência inerente ao movimento e da resistência de rampa. A resistência inerente ao movimento, para um trem que reinicia o movimento, é pequena pois a velocidade do trem é baixa. A parcela mais significativa da resistência total é a resistência de rampa. Portanto, a força motriz efetiva máxima deve ser maior que a resistência de rampa para que o trem consiga reiniciar o movimento.

Exemplo 1.10 *Deseja-se determinar o mais longo trem que possa viajar num aclive de 1%. As locomotivas disponíveis são as do Exemplo 1.4 e sua velocidade mínima é 20 km/h. Os vagões são os do mesmo exemplo.*

Solução: Pode-se determinar a capacidade de tração de uma locomotiva na rampa e, a partir daí, estabelecer o número máximo de vagões que uma locomotiva consegue rebocar naquela rampa. O comprimento máximo do trem pode ser encontrado a partir da força máxima no engate.

A força motriz exercida pela locomotiva do Exemplo 1.4 a 20 km/h é:

$$F_t = 2175 \frac{P}{V} = 2175 \frac{3000}{20} = 326,25 \text{ kN.}$$

Supondo-se que a aderência $f = 0,22$, a força motriz efetiva máxima que pode ser usada é $F_{t_{\max}} = f T_d = 0,22 \cdot 1.300 = 286 \text{ kN}$, sem que as rodas da locomotiva patinem.

Conhecida a força motriz na rampa de 1%, pode-se determinar o número de vagões que a locomotiva consegue rebocar a partir da resistência total da locomotiva e de um único vagão pois, na velocidade de equilíbrio, a resistência total é igual à força motriz:

$$F_t = R_L + n R_V = R_{rL} + R_{aL} + R_{gL} + n(R_{rV} + R_{aV} + R_{gV}) = 286 \text{ kN.}$$

A resistência total de uma locomotiva que viaja a 20 km/h pode ser calculada por (confira o Exemplo 1.4):

$$\begin{aligned} R_L &= R_{rL} + R_{aL} + R_{gL} \Rightarrow \\ R_L &= 1345 + 11,7 \cdot 20 + 0,46 \cdot 20^2 + 10 \cdot 1.300 \cdot 1 = 14.763 \text{ N.} \end{aligned}$$

A resistência total de um vagão, por sua vez, é:

$$\begin{aligned} R_V &= R_{r_V} + R_{a_V} + R_{g_V} \Rightarrow \\ R_V &= 1215 + 14,3 \cdot 20 + 0,0765 \cdot 20^2 + 10 \cdot 1.100 \cdot 1 = 12.532 \text{ N.} \end{aligned}$$

O número máximo de vagões n_V que podem ser rebocados por uma locomotiva num aclave de 1% pode ser então calculado:

$$n_V = \frac{286 - 14,763}{12,531} = 21,6 \Rightarrow n_V = 21 \text{ vagões}$$

sem que o limite da aderência seja violado.

Supondo-se que a força máxima admissível no engate seja 1.200 kN, o comprimento máximo do trem pode ser calculado a partir da força máxima no engate e da resistência total dos vagões:

$$F_{e_{\max}} \geq n_V R_V \Rightarrow n = \frac{F_{e_{\max}}}{R_V} = \frac{1.200}{12,531} = 95,7 \text{ vagões.}$$

Ou seja, 95 vagões podem ser rebocados numa rampa de 1% sem que a restrição da força máxima admissível no engate seja violada. Para rebocar 95 vagões são necessárias 5 locomotivas ($95/21,6 = 4,4$).

Pode-se verificar se esse trem consegue reiniciar o movimento na rampa:

$$F_t = n_L R_L + n_V R_V = 5 \cdot 14,763 + 95 \cdot 12,531 = 1.264 \text{ kN.}$$

A força motriz máxima não supera o limite de aderência $F_{t_{\max}} = n_L f T_d = 5 \cdot 286 = 1.430 \text{ kN}$ e, por conseguinte, o trem pode trafegar pela rampa de 1% sem necessidade de locomotivas auxiliares.

1.7 Consumo de combustível

Em muitas tecnologias de transporte, bem como em outras aplicações nas quais se utilizam motores de combustão interna para a geração de forças, observa-se que o consumo de combustível é diretamente proporcional ao trabalho total realizado pelo motor:

$$z = W r \tag{1.32}$$

em que z : combustível consumido [ℓ];
 W : trabalho total realizado [N.m]; e
 r : coeficiente de consumo de combustível [$\ell \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$].

O coeficiente de consumo de combustível de locomotivas diesel-elétricas é de cerca $0,11 \ell \cdot \text{kN}^{-1} \cdot \text{km}^{-1}$.

O esforço trator desenvolvido por um trem viajando ao longo de um trecho de via varia conforme as características da via (tais como declividade, raios de curvatura, etc.) mudam. O trabalho total realizado numa viagem é dado por:

$$W = \int_0^d F_t(x) dx \quad (1.33)$$

em que W : trabalho total realizado num trecho de comprimento d [N.m];
 $F_t(x)$: força de tração no ponto x [N]; e
 d : distância total viajada pela composição [m].

Entretanto, como a determinação da função $F_t(x)$, na prática, é um tanto quanto complexa, costuma-se usar a seguinte aproximação da expressão da Equação 1.33:

$$W = \sum_{i=1}^k F_t(i) d_i \quad (1.34)$$

em que W : trabalho total realizado num trecho de comprimento d [N.m];
 $F_t(i)$: força de tração no i -ésimo segmento do trecho viajado [N];
 d_i : comprimento do i -ésimo segmento do trecho viajado [m]; e
 k : número de segmentos no trecho.

Isto é, divide-se o trecho em questão em k segmentos tais que a força de tração requerida em cada segmento seja constante e tais que

$$\sum_{i=1}^k d_i = d.$$

O consumo de combustível para cada seção pode ser calculado, e o somatório deles é o consumo total de combustível.

Outra forma bastante comum, na Engenharia de Transportes, de determinar o consumo de combustível é através da potência utilizada:

$$z = r' P t \quad (1.35)$$

sendo que r' : coeficiente de consumo de combustível [$\text{g} \cdot \text{hp}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$];
 P : potência do motor [hp]; e
 t : tempo de utilização do motor à potência P [h].

O coeficiente de consumo de combustível para locomotivas diesel-elétricas varia entre 160 e 190 $\text{g}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Note-se que as Equações 1.32 e 1.35 são equivalentes, pois o trabalho pode ser também expresso como o produto da potência pelo tempo.

Resumo

- O desempenho de um trem é estimado a partir do esforço trator gerado pelas locomotivas e a resistência ao movimento oriunda das locomotivas e vagões.
- Três fatores limitam a velocidade de uma locomotiva diesel-elétrica: a corrente máxima, a voltagem máxima e a aderência.
- A resistência ao movimento possui quatro componentes principais: resistência ao rolamento, resistência do ar, resistência de rampa e resistência de curva.
- A velocidade de equilíbrio de uma composição ferroviária é definida como a velocidade na qual o esforço trator é igual à resistência total ao movimento.
- A força de frenagem limite depende do coeficiente de atrito entre as rodas e os trilhos, que normalmente varia de 0,2 para velocidades baixas a 0,1 para velocidades altas.
- O consumo de combustível de uma locomotiva diesel-elétrica é diretamente proporcional ao trabalho realizado pelo motor.

Para aprender mais

Estradas de Ferro (vol. 2), H. L. Brina. Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro, 1982.

Discute os princípios básicos da tração, da frenagem e da lotação dos trens, bem como discute e compara o funcionamento e a operação de diversos tipos de locomotivas nos capítulos 1 a 6.

Railroad Engineering (2ª ed.), W. W. Hay. Wiley & Sons, Nova Iorque, 1982.

Trata com detalhes de praticamente todos os aspectos do transporte ferroviário.

Introduction to Transportation Engineering and Planning, E. K. Morlok. McGraw-Hill, Nova Iorque, 1978.

Aborda de forma sistemática e comparativa todos os modos de transporte, apontando similaridades e diferenças. No capítulo 4, trata da mecânica de locomoção dos veículos.

An Introduction to Transportation Engineering (2ª ed.), W. W. Hay. Wiley & Sons, Nova Iorque, 1977.

Em 1961, em sua primeira edição, foi pioneiro em tratar de forma sistemática os aspectos tecnológicos, operacionais e econômicos das várias modalidades de

transporte. A segunda parte, formada pelos capítulos 4 a 7, aborda as tecnologias de transporte. O capítulo 5 trata da força motriz e da resistência ao movimento para diversas modalidades de transporte.

Rodas. W. Owen e E. Bowen. Biblioteca Científica Life, Livraria José Olympio Editora, Rio de Janeiro, 1982.

Um livro interessante e de fácil leitura que apresenta a evolução histórica das tecnologias de transporte sobre rodas, contendo excelentes descrições, explicações e gráficos que mostram o funcionamento de locomotivas, freios, engates, etc.

Urban Public Transportation Systems and Technology, V. R. Vuchic. Prentice-Hall, New Jersey, 1981.

Uma obra clássica da literatura em Engenharia de Transportes, aborda aspectos tecnológicos das diversas modalidades usadas no transporte público de passageiros, de forma clara, bem organizada e altamente informativa. Os capítulos 3 e 5 tratam das modalidades sobre trilhos.

Exercícios

Problema 1.1 Um trem composto de um certo número de locomotivas diesel-elétricas, cuja potência é 3.000 hp, com 6 eixos (todos motrizes), 100 t de massa, 11 m^2 de área frontal, que rebocam 25 vagões de carga geral (4 eixos, 80 t de massa, área frontal de $8,5 \text{ m}^2$) deve ser capaz de subir um aclave de 1% com uma curva de 200 m de raio, a 25 km/h. Pergunta-se:

- (a) Quantas locomotivas são necessárias para isto?
- (b) Qual é a velocidade máxima deste trem num trecho plano?

Problema 1.2 Qual é o número máximo de vagões que podem ser adicionados à composição determinada no problema 1.1 de modo que:

- (a) A velocidade no aclave do problema 1.1 não seja inferior a 15 km/h?
- (b) A força máxima no engate seja inferior a 900 kN?
- (c) O trem possa reiniciar o movimento num aclave de 1%, com aderência de 0,21?
- (d) As três condições acima sejam respeitadas simultaneamente?

Problema 1.3 Se o trem determinado no problema 1.1 estiver se locomovendo à velocidade máxima possível num trecho plano, qual é a distância de frenagem necessária para uma parada completa?

Problema 1.4 Suponha que o trem do problema 1.1 viaje ao longo de um trecho de 65 km, composto por uma seção reta e em nível de 40 km, e de um aclave de 1% de 25 km de comprimento. Determine o volume de combustível gasto nessa viagem.

Problema 1.5 Considere o trem do exemplo 1.10 (pág. 31).

- (a) Qual deve ser a potência total máxima que pode ser utilizada no trecho plano para que a velocidade do trem não seja maior que o limite de velocidade (70 km/h)?
- (b) Qual deve ser a força de frenagem aplicada ao trem no trecho em declive (-0,5%) para que a velocidade do trem não exceda 70 km/h?

Sugestão: use um gráfico como o da Figura 1.15 para uma solução gráfica para o problema. Use uma planilha eletrônica para elaborar o gráfico.

Problema 1.6 Considere o trem do exemplo 1.10 (pág. 31). Quantos vagões poderiam ser adicionados ao trem se a força máxima no engate for 1.500 kN ao invés de 1.200 kN?

Problema 1.7 Determine um trem-tipo para ser utilizado no transporte de grãos entre um porto localizado às margens do rio Tietê e o porto de Santos. A rampa máxima compensada que o trem carregado deve subir é 2%. O volume diário a ser escoado é de 5.000 t de soja ou farelo. As características das locomotivas e dos vagões são dadas a seguir.

- (a) É possível transportar o volume previsto com um único trem diário?
- (b) Quais mudanças poderiam ser feitas para aumentar a capacidade do trem tipo no caso de um único trem não ser capaz de transportar a demanda diária? Justifique.

	Locomotivas	Vagões
Peso bruto total	925 kN	
Tara		27,7 t
Lotação		50,5 t
Potência	2.200 hp	
Eixos	4*	4
Área frontal	9,5 m ²	8,5 m ²
Velocidade máxima	105 km/h	
Velocidade mínima	22 km/h	
Capacidade do engate	1200 kN	

* Todos motrizes

Capítulo 2

Mecânica da locomoção de veículos rodoviários

O objetivo deste capítulo é discutir as principais características da locomoção dos veículos rodoviários. O capítulo inicia-se com uma apresentação de vários aspectos da mecânica de locomoção (esforço trator, resistência ao movimento e velocidades de equilíbrio), traçando-se um paralelo entre locomotivas diesel-elétricas e caminhões diesel. A seguir, apresentam-se alguns pontos básicos sobre a frenagem de veículos rodoviários, e o processo de frenagem de um caminhão unitário é estudado. Finalmente, o capítulo termina com uma discussão a respeito da estabilidade de veículos rodoviários em curvas horizontais.

2.1 Introdução

Ainda que existam diferenças tecnológicas significativas entre caminhões e trens, os princípios básicos que regem a locomoção dos veículos terrestres que usam rodas são os mesmos e, por isso, existem diversas similaridades na forma usada para determinar as forças envolvidas no movimento de caminhões e de trens. As diferenças nos modelos utilizados dão-se em função das peculiaridades de cada tecnologia – por exemplo, o uso de transmissão mecânica nos veículos rodoviários em lugar da transmissão elétrica usada nos trens.

Neste capítulo, estudam-se as características mais importantes relativas à locomoção dos veículos rodoviários. Ainda que toda a teoria desenvolvida seja válida

para automóveis, o foco de interesse deste capítulo são os caminhões porque são eles os veículos críticos no que diz respeito ao desempenho em rampas, frenagem e estabilidade lateral em curvas horizontais.

2.2 Força motriz em veículos rodoviários

A tração por aderência e os conceitos básicos da mecânica de locomoção de veículos terrestres já foram estudados no Capítulo 1, que trata das locomotivas diesel-elétricas. Conforme discutido naquele capítulo, existem dois fatores que limitam o desempenho de veículos terrestres que usam rodas: a força motriz máxima que a interface roda-via pode suportar e a força motriz máxima que pode ser obtida do torque fornecido pelo motor, dadas as características da transmissão empregada. A menor dessas duas forças irá determinar o desempenho potencial do veículo.

2.2.1 Características do motor ideal para veículos

O motor ideal para uso em um veículo deve fornecer uma potência constante ao longo de toda a faixa de velocidades na qual pretende-se operar o veículo, como é mostrado na Figura 2.1. Se a potência P do motor for constante, a força motriz produzida pelo motor varia hiperbolicamente com a velocidade, como mostra-se na Figura 2.1, já que $P = F_t V$. Assim, o motor ideal é capaz de produzir um esforço trator elevado quando o veículo viaja em velocidades baixas, nas quais a capacidade de tracionar cargas, subir rampas íngremes e acelerar fortemente são muito importantes. Os motores elétricos de tração usados nas locomotivas têm características que se aproximam bastante das condições ideais, como visto no Capítulo 1.

Os *motores de combustão interna*, que são usados em automóveis, caminhões, ônibus e outros tipos de veículos automotores, possuem características de desempenho menos favoráveis que as dos motores elétricos e só podem ser usados se acoplados a uma transmissão. Apesar dessa desvantagem, são amplamente utilizados por causa da excelente relação entre a potência produzida e o peso do motor, da economia de combustível, do seu baixo custo operacional e de manutenção e da facilidade para iniciar o funcionamento do motor.

Os dois tipos mais comuns de motores de combustão interna são os motores a gasolina e os motores diesel. A maioria dos motores a gasolina opera num ciclo de quatro tempos: admissão de ar e combustível, compressão, ignição e exaustão dos gases. A combustão ocorre nos cilindros que, acionando os pistões, movimentam

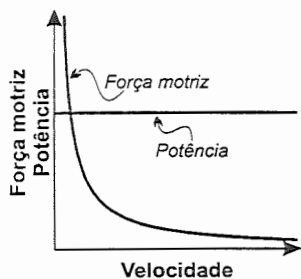


Fig. 2.1: Características ideais dos motores para veículos

o eixo do motor (ou árvore de manivelas). Quanto maior a pressão inicial e a temperatura, mais eficiente é o motor, desde que haja uma redução na quantidade de combustível injetada nas câmaras de combustão. De fato, se a compressão for suficientemente grande, o combustível inflama-se sem a necessidade da centelha elétrica gerada pelas velas. Esse é o princípio de funcionamento dos motores diesel que, por serem mais leves e consumirem 25% menos combustível que um motor a gasolina de potência equivalente, são normalmente usados nos caminhões.

A explosão do combustível dentro dos cilindros movimenta os pistões para baixo e para cima, ritmadamente. Como os pistões estão conectados ao eixo de manivelas, esse movimento para cima e para baixo é transformado num movimento de rotação e, portanto, em um esforço de torção. Um volante conectado ao eixo de manivelas serve para abrandar a aspereza do movimento rotativo causada pelo rápido e brusco movimento dos pistões. O esforço de torção que pode ser obtido na árvore de manivelas (ou virabrequim) é usado para fornecer a força de propulsão do veículo.

2.2.2 Características dos motores diesel

Como visto no Capítulo 1, é possível determinar a velocidade do veículo a partir de características do motor, tais como potência e torque. Portanto, é conveniente analisar as características de potência, torque e consumo dos motores à combustão interna para facilitar a compreensão da forma como operam os veículos rodoviários.

Um motor de combustão interna só funciona adequadamente após alcançar uma velocidade mínima de rotação, a “marcha lenta”. como pode ser visto no gráfico da Figura 2.2, a potência, o torque e o consumo de combustível de um motor diesel típico variam com a velocidade de rotação do motor. Pode-se perceber na figura, que a velocidade mínima de rotação do motor é 1.000 rpm e, na medida em que aumenta a rotação, o desempenho do motor melhora, no que diz respeito à potência, ao torque e ao consumo específico de combustível.

Num motor diesel típico, o torque atinge o máximo e o consumo de combustível é mínimo quando a velocidade de rotação do motor está numa região intermediária entre o número mínimo e máximo de rotações. Idealmente, o motor deve ser operado dentro dessa faixa de rotações. Se a velocidade de rotação do motor continuar crescendo, a pressão média efetiva

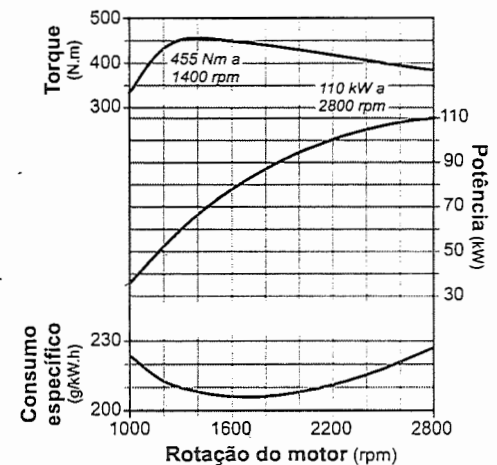


Fig. 2.2: Potência, torque e consumo específico do motor Maxion 4TPlus

na câmara de combustão reduz-se, causando uma diminuição no torque produzido. A potência, entretanto, continua a crescer até o ponto em que atinge o máximo. A partir desse ponto, o torque produzido pelo motor começa a reduzir-se de forma mais acentuada à medida em que a velocidade do motor aumenta, resultando num declínio na potência fornecida.

Numa locomotiva, o motor de tração está conectado ao eixo motriz por meio de uma redução fixa e a velocidade do trem depende da rotação do motor – se o trem viaja em baixa velocidade, o motor trabalha em baixa rotação e vice-versa. No caso dos caminhões e automóveis, a velocidade mínima de rotação do motor é muito alta, o que inviabiliza o uso de uma redução fixa. Para compatibilizar a velocidade de rotação do motor com a velocidade do veículo na via usa-se uma *transmissão* que permite a utilização de potência elevada (motor trabalhando em alta rotação) com velocidade baixa (roda motriz girando em baixa rotação), como será discutido a seguir.

2.2.3 Características do sistema de transmissão dos veículos rodoviários

Apesar de os princípios básicos que regem a locomoção de veículos sobre rodas serem válidos tanto para trens como para carros e caminhões, eles devem ser adaptados para levar em consideração as diferenças tecnológicas entre as duas modalidades de transporte. Uma das diferenças mais importantes diz respeito à transmissão.

Numa locomotiva diesel-elétrica, o motor diesel é usado para gerar energia elétrica que serve para acionar os motores elétricos de tração que produzem o torque necessário para movimentar o trem. Na locomotiva, o motor diesel trabalha em regime de rotação e potência constantes e a transmissão da força do motor diesel para os eixos motrizes é feita por meio de eletricidade – formando uma *transmissão elétrica*.

O grande peso dos componentes da transmissão elétrica (motor diesel, gerador e motores de tração) é um dos inconvenientes que mais desencorajam seu uso em veículos rodoviários¹. Nos caminhões e automóveis, a força produzida no motor é transmitida para os eixos motrizes por meio de um sistema de eixos e engrenagens, que compõem um sistema chamado de *transmissão mecânica*.

¹Um veículo rodoviário que usa transmissão elétrica é o ônibus elétrico (trolebus) que, no entanto, não produz a energia elétrica necessária para sua locomoção. Uma rede aérea de fios conduz a eletricidade (em corrente contínua) necessária para mover o motor de tração instalado no veículo.

A Figura 2.3 esquematiza os componentes principais da transmissão de um caminhão. O motor diesel fornece a potência necessária para locomoção do veículo. A combustão do óleo diesel nos cilindros do motor faz com que os pistões acionem o virabrequim, que é conectado a um volante cujo peso ajuda a suavizar a movimentação do motor. O torque produzido pelo motor no virabrequim (ou árvore de manivelas) é transmitido ao eixo cardan através da caixa de câmbio. A caixa de câmbio dispõe de uma série de conjuntos de engrenagens com reduções diferentes (as marchas), o que possibilita compatibilizar a velocidade de rotação do motor com a velocidade na qual se deseja viajar.

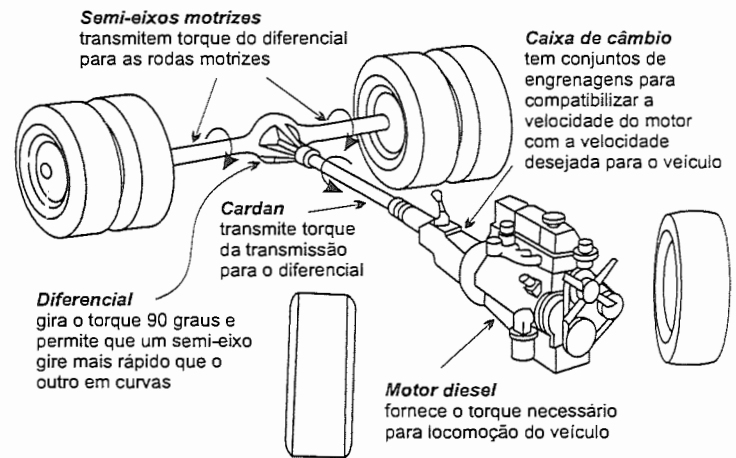


Fig. 2.3: Componentes da transmissão de um caminhão

Um caminhão pesado pode dispor de até 16 marchas, cada marcha correspondendo a uma determinada redução. A embreagem permite que a troca de marchas seja feita sem danificar as engrenagens. Cada marcha produz uma desmultiplicação na velocidade de rotação do eixo cardan, determinada pela relação entre o número de dentes das duas engrenagens. Assim sendo, uma redução de 4:1 (ou seja, a engrenagem conectada ao eixo cardan possui quatro vezes mais dentes que a engrenagem do girabrequim) significa que o eixo cardan completa uma volta a cada quatro rotações do virabrequim.

O torque transmitido pelo eixo cardan é conduzido aos semi-eixos motores pelo diferencial, que aplica uma redução adicional na velocidade de rotação do eixo cardan. Além disso, o diferencial tem a importante função de girar o fluxo de potência produzido pelo motor num ângulo de 90°. O diferencial conecta-se aos semi-eixos motrizes que, por sua vez, acionam as rodas tratoras do caminhão. O uso de semi-eixos motrizes permite que uma roda gire em velocidade diferente da outra, o que é necessário quando o caminhão faz uma curva – a roda externa deve girar numa velocidade maior que a da roda interna – ou quando a força de tração é diferente em cada roda.

A redução aplicada ao torque pelo diferencial é normalmente fixa em automóveis de passeio, mas pode ser variável em alguns modelos de caminhões e veículos fora-da-estrada. Nesses veículos, o motorista pode acionar uma redução maior nas situações em que um esforço trator maior é necessário.

A redução do diferencial é aplicada ao eixo cardan; portanto, se a redução do diferencial é de 5,9:1, isto significa que os semi-eixos motores dão uma volta para cada 5,9 revoluções do eixo cardan. Como as reduções são em série, pode-se facilmente determinar quantas revoluções do virabrequim são necessárias para produzir uma revolução das rodas motrizes: supondo-se que a redução na caixa de câmbio é 4:1, uma volta completa dos semi-eixos motores requer 23,6 revoluções do eixo do motor, pois $4 \times 5,9 = 23,6$.

2.2.4 Determinação da força motriz de um caminhão

A força motriz produzida pelo motor de um caminhão pode ser determinada se a potência do motor e a velocidade em que o veículo viaja forem conhecidas. Como mostrado na Figura 2.2, a potência do motor depende da sua rotação. Como a velocidade do veículo também depende da rotação do motor, é preciso determinar como esses dois parâmetros variam em função da velocidade do motor para que seja possível estabelecer a força motriz que propule o caminhão.

Determinação da velocidade do caminhão

Como discutido anteriormente, o motor opera em velocidades muito altas para ser conectado diretamente às rodas motrizes. A transmissão, reduzindo o número de rotações do eixo do motor, serve tanto para compatibilizar a velocidade de rotação do motor com a velocidade desejada para o veículo como para aumentar o torque entregue às rodas. A velocidade em que o caminhão viaja pode ser calculada a partir do número de rotações do motor pela expressão:

$$V = \frac{60 N \pi D}{1000 g_t g_d} \quad (2.1)$$

em que V : velocidade do veículo [km/h];
 N : número de revoluções por minuto do virabrequim [rpm];
 D : diâmetro do pneu [m];
 g_t : fator de redução na caixa de câmbio; e
 g_d : fator de redução no diferencial.

O numerador calcula a distância percorrida (em metros) em uma hora, a uma velocidade do motor de N rotações por minuto, encontrando o número de revoluções em uma hora e multiplicando este valor pela circunferência da roda motriz. O denominador converte a distância percorrida para quilômetros e converte as rotações do motor em rotações do semi-eixo motor.

Determinação do esforço trator

Conforme demonstrado no capítulo anterior, o esforço trator usado para a locomoção de um veículo é dado relação entre a potência do motor e a velocidade, como mostra a Equação 1.3, repetida aqui para a conveniência do leitor:

$$F_t = \eta \cdot 3.600 \frac{P}{V}, \quad (2.2)$$

em que F_t : força motriz [N];
 η : eficiência da transmissão (cerca de 0,82);
 P : potência do motor [kW] e
 V : velocidade [km/h].

De um gráfico como o Figura 2.2, que mostra a variação da potência em função da rotação do motor, pode-se determinar um conjunto de pares ordenados [*rpm*, *potência*] dentro da faixa ótima de operação que, no caso do motor da Figura 2.2, varia de 1.000 a 2.800 rpm. Usando-se as Equações 2.1 e 2.2 pode-se determinar uma função que represente a variação do esforço trator em relação à velocidade de operação, a partir desses pares ordenados [*rpm*, *potência*].

Note-se que o procedimento é um pouco mais complexo do que o usado para determinar a curva de força motriz de uma locomotiva porque, num caminhão, a potência do motor diesel varia com a velocidade do veículo, ao passo que, numa locomotiva, o motor diesel opera com potência constante. O exemplo mostrado a seguir explica como obter a curva de força motriz vs. velocidade.

Exemplo 2.1 *Seja um caminhão de peso bruto total de 6.300 kg (1.700 kg no eixo dianteiro e 4.600 kg no traseiro, que é o eixo motriz), equipado com um motor diesel de potência máxima de 110 kW (a 2.800 rpm), cuja curva de potência está mostrada na Figura 2.2. Seu câmbio dispõe de cinco marchas, cujas reduções g_t são 6,36:1, 3,31:1, 2,14:1, 1,41:1 e 1:1, respectivamente. Os pneus têm diâmetro de 0,73 m (caminhão carregado) e a redução do diferencial (g_d) é 3,9:1. Deseja-se obter a curva de esforço trator vs. velocidade para esse caminhão.*

Solução: Da curva de potência da Figura 2.2 têm-se que:

<i>RPM</i>	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800
<i>Potência (kW)</i>	35	53	66	78	87	95	101	105	108	110

Para cada nível de rotação do motor deve-se determinar a velocidade correspondente, em cada marcha. Usando-se essa velocidade e a potência do motor, pode-se então determinar o esforço trator desenvolvido em cada nível de rotação do motor,

A. Planilha para cálculo das velocidades

Marcha	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Redução	6,36	3,31	2,14	1,41	1,0
Rotação (rpm)	Velocidade (km/h)				
1000	5,5	10,7	16,5	25,0	35,3
1200	6,7	12,8	19,8	30,0	42,3
1400	7,8	14,9	23,1	35,0	49,4
1600	8,9	17,1	26,4	40,0	56,5
1800	10,0	19,2	29,7	45,0	63,5
2000	11,1	21,3	33,0	50,0	70,6
2200	12,2	23,5	36,3	55,1	77,6
2400	13,3	25,6	39,6	60,1	84,7
2600	14,4	27,7	42,9	65,1	91,7
2800	15,5	29,8	46,2	70,1	98,8

B. Planilha para cálculo do esforço trator em cada velocidade e marcha

P (kW)	1ª Marcha		2ª Marcha		3ª Marcha		4ª Marcha		5ª Marcha	
	V (km/h)	F _t (kN)	V (km/h)	F _t (kN)	V (km/h)	F _t (kN)	V (km/h)	F _t (kN)	V (km/h)	F _t (kN)
35	5,5	18,62	10,7	9,69	16,5	6,27	25,0	4,13	35,3	2,93
53	6,7	23,50	12,8	12,23	19,8	7,91	30,0	5,21	42,3	3,70
66	7,8	25,09	14,9	13,06	23,1	8,44	35,0	5,56	49,4	3,94
78	8,9	25,94	17,1	13,50	26,4	8,73	40,0	5,75	56,5	4,08
87	10,0	25,72	19,2	13,39	29,7	8,65	45,0	5,70	63,5	4,04
95	11,1	25,28	21,3	13,15	33,0	8,50	50,0	5,60	70,6	3,97
101	12,2	24,43	23,5	12,71	36,3	8,22	55,1	5,42	77,6	3,84
105	13,3	23,28	25,6	12,12	39,6	7,83	60,1	5,16	84,7	3,66
108	14,4	22,10	27,7	11,50	42,9	7,44	65,1	4,90	91,7	3,48
110	15,5	20,90	29,8	10,88	46,2	7,03	70,1	4,63	98,8	3,29

Fig. 2.4: Planilhas para cálculo do esforço trator de um caminhão

para cada uma das cinco marchas. As planilhas da Figura 2.4 mostram o procedimento para obtenção das curvas de esforço trator vs. velocidade para o caminhão em questão. Essas planilhas podem ser facilmente programadas num microcomputador, por meio de uma planilha eletrônica como, por exemplo, o *Excel for Windows* ou um programa similar. Na planilha A da Figura 2.4 são calculadas as velocidades que o veículo desenvolve em cada marcha, em função da rotação do motor e da redução na caixa do câmbio, utilizando-se a Equação 2.1:

$$V = \frac{60 N \pi D}{1000 g_t g d} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot 0,73}{1000 \cdot 6,36 \cdot 3,9} = 5,5 \text{ km/h.}$$

A planilha B da Figura 2.4 é usada para cálculo do esforço trator desenvolvido pelo caminhão em cada uma das velocidades determinadas na planilha da parte superior da Figura 2.4. A determinação do esforço trator é feita através da Equação 2.2, na

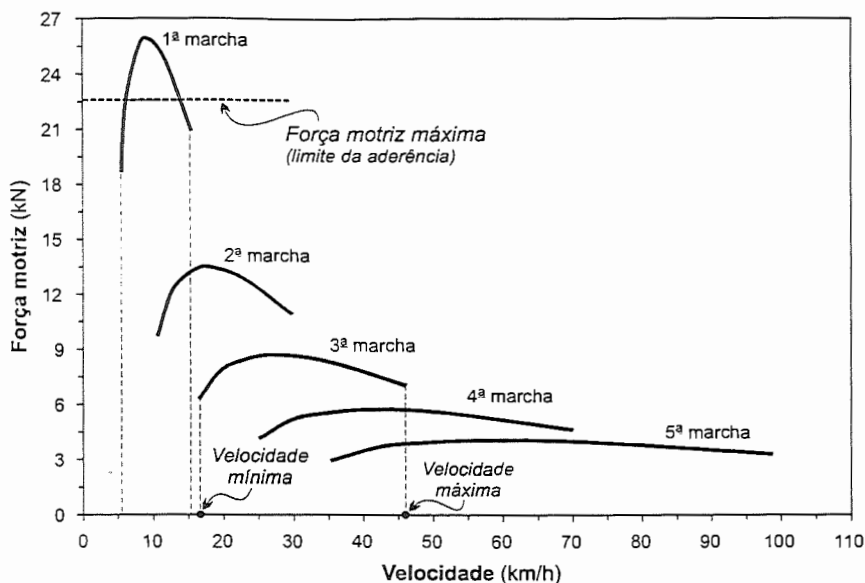


Fig. 2.5: Variação da força motriz com a velocidade para um caminhão diesel

qual substitui-se V pelas velocidades calculadas na planilha A, e P pela potência do motor correspondente àquela velocidade:

$$F_t = \eta 3,6 \frac{P}{V} = 0,82 \cdot 3,6 \cdot \frac{35}{5,5} = 18,62 \text{ kN.}$$

Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 2.5. Como já discutido no capítulo anterior, o coeficiente 3,6 incorpora os fatores de conversão de unidades; por conseguinte, deve-se usar a velocidade e a potência nas unidades apropriadas para obter um resultado correto. Ou seja, a velocidade deve ser expressa em quilômetros/hora [km/h] e a potência em quilowatts [kW] para que o esforço trator calculado seja realmente o valor correto, expresso em newtons [N].

Observando-se o gráfico da Figura 2.5, pode-se notar que a função força motriz dos caminhões não é contínua como no caso das locomotivas diesel-elétricas. Cada marcha deve ser utilizada para um certo intervalo de velocidades, que é determinado pela faixa de rotação do motor. Por exemplo, a velocidade mínima na qual a terceira marcha do caminhão do Exemplo 2.1 pode ser usada é 16,5 km/h, que é velocidade do caminhão se o motor funciona a 1000 rpm. Igualmente, a velocidade máxima em que essa marcha pode ser usada é 46,2 km/h, correspondendo à rotação máxima do motor, 2800 rpm.

As combinações possíveis de velocidade e força motriz que podem ser obtidas numa dada marcha estão contidas na região sombreada que é delimitada pela função esforço trator de cada marcha, pelas velocidades mínima e máxima e pelo eixo x . Variando-se a pressão no pedal do acelerador, pode-se aumentar ou reduzir a quantidade de combustível queimada no motor, o que determina a potência produzida. A função força-motriz calculada no Exemplo 2.1 usa a potência máxima que é produzida pelo motor – ou seja, a potência obtida quando o pedal do acelerador é pressionado até o máximo. Mantendo-se uma pressão menor no acelerador, pode-se obter combinações de força motriz e velocidade menores que a máxima, mas sempre dentro da área sombreada.

Pode-se também notar que existe uma superposição da faixa de utilização de marchas adjacentes. A terceira marcha, por exemplo, pode ser usada numa faixa de velocidades na qual a segunda, quarta e quinta marchas também poderiam ser usadas, dependendo da força motriz necessária para propeler o caminhão.

2.2.5 Aderência

A locomoção dos veículos terrestres sobre rodas baseia-se na tração por aderência, conforme discutido no capítulo que trata da locomoção de trens². Assim sendo, o esforço trator máximo que pode ser desenvolvido por um carro ou caminhão depende do coeficiente de atrito entre o pneu e a superfície da via e do peso que atua no eixo trator. Como já visto anteriormente, o esforço trator máximo que pode ser transmitido à uma roda, sem que ela “patine”, é dado por:

$$F_{t,max} = f \cdot T_d \quad (2.3)$$

onde f é o coeficiente de aderência (ou atrito estático) e T_d é o peso do eixo motriz, também chamado de *peso aderente*.

O coeficiente de aderência, que corresponde ao coeficiente de atrito estático, depende de quatro fatores básicos: o tipo de superfície sobre a qual rola o pneu; do estado das superfícies de contato; das características do pneu; e da velocidade. Alguns tipos superfície de rolamento, como o asfalto e o concreto, proporcionam coeficientes de aderência mais elevados, conforme mostra a Tabela 2.1. O estado do pavimento (seco ou molhado) e as condições das faces de contato (pneu gasto, pavimento mal conservado) também influem no coeficiente de aderência. O tipo de borracha e o desenho dos sulcos da banda de rodagem também influenciam, em grau menor, o coeficiente de atrito. O aumento da velocidade também provoca um ligeiro decréscimo no valor do coeficiente de aderência.

²No item 1.2.2, página 7.

Portanto, a força máxima de tração que o caminhão do Exemplo 2.1 pode desenvolver sem que as rodas motrizes derrapem, depende do peso aderente. No caso, o peso máximo do eixo traseiro, que é o eixo motriz, determinado pelo fabricante é 4.600 kg, o que corresponde a um peso aderente máximo de 45.126 N. Numa pista de asfalto molhado, esse caminhão pode desenvolver uma força motriz máxima de

$$F_{t_{max}} = f T_d = 0,50 \cdot 45.126 = 22.563 \text{ N.}$$

Se o caminhão não estiver carregado totalmente, o peso no eixo traseiro será menor, causando uma redução na força motriz máxima que pode ser desenvolvida pelo veículo.

Tab. 2.1: Coeficientes de aderência típicos para pneus

<i>Superfície</i>	<i>Aderência</i>
asfalto ou concreto seco	0,80 - 0,90
concreto molhado	0,80
asfalto molhado	0,50 - 0,70
pedrisco	0,60
terra firme seca	0,70
terra solta seca	0,45
terra firme úmida	0,55
areia seca	0,20
areia úmida	0,40
neve	0,20
gelo	0,10

2.3 Resistência ao movimento

Para os veículos rodoviários, a resistência ao movimento é composta por três parcelas, sendo que duas das quais sempre atuam no sentido contrário ao movimento – a resistência de rolamento e a resistência do ar. A terceira parcela só existe em rampas e pode atuar tanto contra como a favor do movimento: nos aclives, ela atua contra o movimento; nos declives, a favor.

A soma das duas primeiras parcelas da resistência ao movimento é chamada de *resistência básica* ou *resistência inerente ao movimento*, pois não existe situação em que não atuem sobre o veículo em movimento. A *resistência de rampa*, que é a componente do peso que atua na direção do movimento, só existe se o caminhão desloca-se numa rampa. Num aclive, a componente do peso atua no sentido contrário ao do movimento, comportando-se como uma resistência; num declive, essa força atua no sentido do movimento, contrapondo-se ao efeito da resistência básica.

Nota-se, portanto, que as forças que resistem ao movimento dos caminhões são muito similares às forças que resistem ao movimento dos trens, considerando-se as similaridades e diferenças na tecnologia dessas duas modalidades. A resistência de curva, que pode ser significativa no caso dos trens, não é normalmente considerada no cálculo da resistência ao movimento de caminhões, dada a sua pequena magnitude. Isso se explica porque as rodas do caminhão, ao contrário das rodas do trem, podem girar em velocidades diferentes quando o veículo percorre uma trajetória curva.

A *resistência total ao movimento*, R , é formada por três parcelas:

$$R = R_r + R_a + R_g \quad (2.4)$$

em que

R_r : *resistência de rolamento*;

R_a : *arrasto*; e

R_g : *resistência de rampa*.

2.3.1 Resistência de rolamento

Num caminhão, a *resistência de rolamento* é devida a quatro fontes: (i) a deformação elástica do pneumático na região de contato; (ii) penetração do pneumático no solo; (iii) escorregamento adicional nas curvas; e (iv) circulação do ar dentro do pneu e o efeito da ventilação externa. Desses, os dois primeiros fatores são os mais significativos.

Quanto mais rígidos forem a roda e o pavimento, menor será a deformação e penetração da roda no pavimento e, por conseguinte, menor a resistência de rolamento. No caso dos caminhões, quanto mais duro o pavimento e quanto maior a pressão interna do pneumático, menor a resistência de rolamento. No caso dos trens, que usam rodas de aço sobre trilhos de aço, a resistência específica ao rolamento é dez vezes menor que a de um caminhão num pavimento de concreto.

A resistência de rolamento para caminhões pode ser estimada pela expressão:

$$R_r = (c_1 + c_2 V) G, \quad (2.5)$$

em que R_r : resistência de rolamento [N]
 c_1 : constante que reflete o efeito da deformação do pneu e da via;
 c_2 : constante que reflete o efeito dos outros fatores na resistência de rolamento;
 V : velocidade do caminhão [km/h]; e
 G : peso do veículo [kN].

A Tabela 2.2 fornece valores típicos de c_1 para diversas superfícies de rolamento. Para pneumáticos em rodovias pavimentadas (asfalto ou concreto), pode-se adotar o valor de 7,6 para o coeficiente c_1 . À guisa de comparação, o leitor pode verificar no capítulo anterior que o valor do coeficiente c_1 para trens (rodas e trilhos de aço) é 0,65. Observando-se a Tabela 2.2, pode-se perceber que, quanto menos resistente a superfície de rolamento, maior o valor do coeficiente c_1 , o que significa que a resistência de rolamento é maior em superfícies menos rígidas.

Um valor comumente adotado para o coeficiente c_2 , que representa o efeito dos outros fatores na resistência de rolamento, é 0,056. Essa parcela da resistência, que é menor que a causada pela deformação do pneu e do pavimento, cresce com o aumento da velocidade do veículo.

Tab. 2.2: Valores típicos para o coeficiente c_1

Tipo de superfície	c_1
Asfalto ou concreto	7,6
Terra firme seca	30,0
Terra solta seca	40,0
Areia solta seca	100,0
Terra mole úmida	160,0

2.3.2 Resistência aerodinâmica

A *resistência aerodinâmica*, que também é chamada de *arrasto*, atua sobre qualquer veículo que se desloque na atmosfera terrestre, já que o movimento implica no deslocamento de uma certa massa de ar. Na resistência aerodinâmica, são importantes a velocidade do veículo, a direção e a velocidade do vento, o tamanho e a forma da carroceria do veículo, além de outros fatores de menor influência, tais como o estado da superfície da carroceria, saliências e enfeites, a massa específica do ar etc.

Como o efeito aerodinâmico do fluxo de ar no entorno de um veículo é muito complexo, costuma-se usar modelos semi-empíricos para representar o efeito da resistência do ar sobre os veículos. A resistência aerodinâmica pode ser estimada pela expressão:

$$R_a = \frac{1}{2} \frac{\rho}{g} C_D A V^2 \quad (2.6)$$

em que R_a : resistência aerodinâmica;
 ρ : densidade do ar;
 g : aceleração da gravidade local;
 C_D : coeficiente de arrasto;
 A : área frontal do veículo; e
 V : velocidade relativa do veículo.

O coeficiente de arrasto C_D é determinado empiricamente, num túnel de vento, e depende da forma e tamanho do veículo. A Tabela 2.3 mostra coeficientes de arrasto C_D para certos tipos de automóveis.

A densidade do ar ρ varia com a pressão e temperatura; em condições normais de temperatura e pressão, a massa específica do ar (ρ/g) é $1,225 \text{ kg/m}^3$. No estudo da dinâmica de veículos, costuma-se usar a massa específica do ar para valores específicos da temperatura e pressão atmosférica. Para os propósitos deste texto, pode-se ignorar os efeitos da temperatura e pressão do ar, supondo-se que as condições existente sejam as normais. Assim, pode-se supor que o coeficiente de penetração aerodinâmica c_a seja dado pela expressão:

$$c_a = \frac{1}{2} \frac{\rho}{g} C_D$$

e a Equação 2.6 pode ser reescrita como:

$$R_a = c_a A V^2 \quad (2.7)$$

Tab. 2.3: Coeficientes de arrasto C_D típicos

Modelo	C_D
Sedã (1910)	0,85
Sedã (1950)	0,50
“Pick-up” (1990)	0,45
Sedã (1990)	0,32

em que R_a : resistência aerodinâmica [N];
 c_a : coeficiente de penetração aerodinâmica (mostrado na Tab. 2.4);
 A : área frontal do veículo [m²]; e
 V : velocidade do veículo [km/h].

Tab. 2.4: Área frontal e coeficientes de penetração aerodinâmica para veículos rodoviários

Veículo	Área frontal	c_a
Automóveis	2,5 - 3,5 m ²	0,020 a 0,025
Ônibus	7,0 - 9,0 m ²	0,035 a 0,040
Caminhões	6,0 - 9,0 m ²	0,028 a 0,040

A Tabela 2.4 fornece valores típicos do coeficiente de penetração aerodinâmica para autos, caminhões e ônibus, bem como faixas de variação da área frontal desses veículos. O coeficiente de penetração aerodinâmica c_a , mostrado na Tabela 2.4 e usado na Equação 2.7, não é adimensional e incorpora constantes para conversão de unidades, tais que possibilitem o uso da velocidade em quilômetros/hora [km/h] e da área frontal em metros quadrados [m²].

Teoricamente, a velocidade V usada na Equação 2.7 deve ser a velocidade do veículo em relação ao ar e, portanto, dever-se-ia considerar a velocidade do vento atmosférico. No entanto, a menos que existam razões fortes para que o efeito do vento seja levado em consideração, costuma-se supor que sua velocidade é nula, já que a direção do vento é aleatória.

2.3.3 Resistência de rampa

A *resistência de rampa* é a componente da força peso que atua na direção do movimento sempre que a trajetória do veículo não for horizontal. Esta resistência independe da tecnologia da modalidade e atua sobre qualquer corpo que se movimente na superfície da Terra. Conforme demonstrado no capítulo anterior, para rampas de pequena magnitude, a resistência de rampa pode ser calculada por:

$$R_g = 10 G i \quad (2.8)$$

em que R_g : resistência de rampa [N];
 G : peso do veículo [kN]; e
 i : declividade da rampa [% ou m/100 m].

2.4 Determinação da velocidade de equilíbrio

A velocidade de equilíbrio de um caminhão ou automóvel é aquele em que o esforço trator é igual à resistência ao movimento. Se a velocidade for menor que a velocidade de equilíbrio, o esforço trator é maior que a resistência ao movimento, e

o caminhão é submetido a uma aceleração. Essa aceleração aumenta a velocidade do caminhão, causando uma redução no esforço trator e um aumento nas forças que resistem ao movimento, o que por sua vez provoca uma redução na aceleração. O processo continua até que o esforço trator se iguale à resistência. Se a resistência for maior que o esforço trator, o veículo desacelera, reduzindo a resistência e aumentando o esforço trator, até essas duas forças se igualarem.

No caso dos veículos ferroviários, a determinação da velocidade de equilíbrio tanto pode ser feita analiticamente como graficamente. Na solução analítica, a resultante das forças que atuam no sentido do movimento do trem é um polinômio do terceiro grau no qual a velocidade é a variável desconhecida. A solução gráfica, descrita no item 1.4, é obtida plotando-se as curvas de força motriz e resistência ao movimento num mesmo gráfico. O ponto de interseção das duas funções indica a velocidade de equilíbrio do trem.

No caso dos caminhões, a determinação analítica da velocidade de equilíbrio é complexa porque as reduções no câmbio fazem com que a função que representa a força motriz seja descontínua. A determinação gráfica da velocidade de equilíbrio, por outro lado, é muito simples e pode ser feita rapidamente com o auxílio de uma planilha eletrônica.

Para determinar graficamente a velocidade de equilíbrio de um caminhão num certo trecho, deve-se, inicialmente, determinar a curva de esforço trator para o veículo, da forma demonstrada no item 2.2.4 e na Figura 2.5. A seguir, deve-se determinar a curva de resistência básica para o caminhão. Como visto anteriormente, a resistência básica corresponde à soma das parcelas da resistência de rolamento e resistência aerodinâmica e são forças que sempre resistem ao movimento dos veículos que usam rodas. Um caminhão que trafega num trecho reto e plano está sujeito apenas à resistência básica; se o caminhão viaja num aclive ou declive, uma parcela adicional de resistência, a resistência de rampa, passa a atuar sobre ele.

A velocidade de equilíbrio é aquela em que a aceleração é nula ($R = F_t$). Essa situação é representada graficamente pela interseção entre a curva de resistência e a curva de esforço trator. O Exemplo 2.2 demonstra o processo de determinação da velocidade de equilíbrio.

Exemplo 2.2 Seja o caminhão do Exemplo 2.1, cujo peso bruto total é 6.300 kg. A área frontal desse caminhão é 7,32 m² e o seu coeficiente de penetração aerodinâmica é $c_a = 0,040$. Deseja-se determinar a velocidade de equilíbrio para esse caminhão num trecho reto e plano e num aclive de 5%.

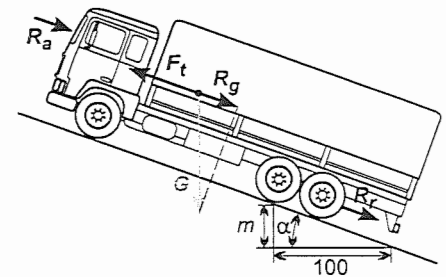


Fig. 2.6: Esquema simplificado das forças que atuam num caminhão

Na velocidade de equilíbrio a resultante das forças na direção do movimento é nula:

$$F_t = R_r + R_a + R_g.$$

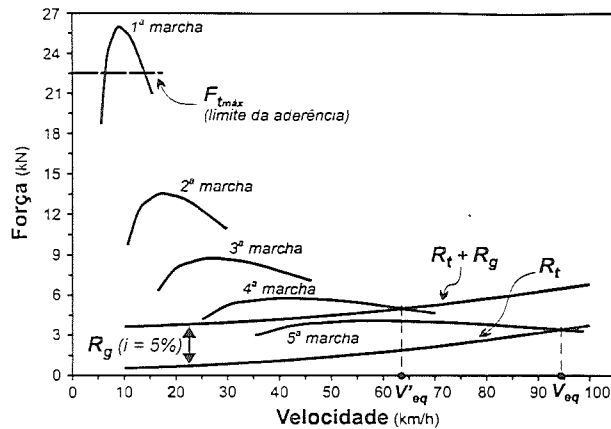


Fig. 2.7: Determinação da velocidade de equilíbrio do caminhão

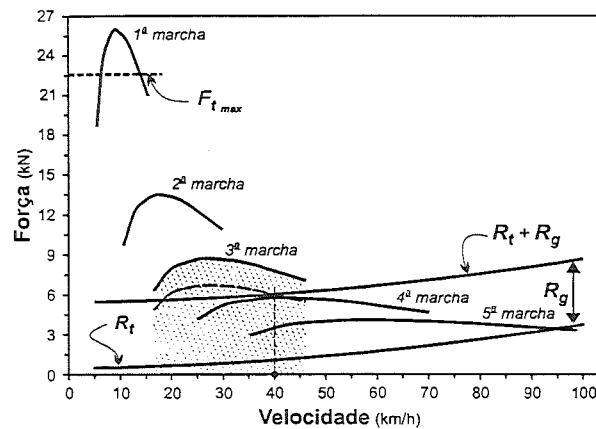


Fig. 2.8: Velocidade de equilíbrio para potência menor que a máxima

Solução: A Figura 2.7 mostra como determinar as duas velocidades de equilíbrio graficamente, combinando-se o gráfico da força motriz (Figura 2.5) com o gráfico da resistência total ao movimento. O leitor deve consultar o Exemplo 2.1 para verificar como o gráfico da força motriz é obtido.

A resistência total ao movimento é dada pela soma de três parcelas: a resistência de rolamento (Equação 2.5), a resistência do ar (Equação 2.7) e a resistência de rampa (Equação 2.8). Quando o caminhão viaja num trecho plano, apenas as duas primeiras parcelas, que formam a resistência básica, atuam sobre ele. A resistência básica R_t pode ser calculada somando-se as Equações 2.5 e 2.7:

$$\begin{aligned} R_t &= R_r + R_a = (c_1 + c_2 V)G + c_a A V^2 \\ R_t &= (7,6 + 0,056 \cdot V)61,803 + 0,040 \cdot 7,32 V^2 \\ R_t &= 469,70 + 3,46 V + 0,29 V^2 \text{ [N].} \end{aligned} \quad (2.9)$$

O peso do caminhão é $G = 6,3 \cdot 9,81 = 61,803 \text{ kN}$. Usando-se a Equação 2.9, pode-se estabelecer valores para a velocidade V (em [km/h]) e determinar a curva de resistência básica mostrada na Figura 2.7. O ponto em que as duas curvas interceptam-se corresponde à velocidade de equilíbrio V_{eq} que, no caso, é aproximadamente 94 km/h. Do gráfico, pode-se notar que a marcha usada é a quinta. A rotação do motor nessa velocidade pode ser calculada pela Equação 2.1:

$$\begin{aligned} N &= \frac{1000 V g_t g_d}{60 \pi D} \\ N &= \frac{1000 \cdot 94 \cdot 1,0 \cdot 3,9}{60 \cdot \pi \cdot 0,73} \end{aligned}$$

$$N = 2664 \text{ rpm.}$$

Quando o caminhão viaja por um aclive de 5%, também atua sobre ele a resistência de rampa, que é a componente do peso na direção do movimento e que não varia com a velocidade:

$$R_g = 10 G i = 10 \cdot 61,803 \cdot 5 = 3090 \text{ N.}$$

A resistência total pode ser expressa por:

$$\begin{aligned} R_t &= R_r + R_a + R_g = (c_1 + c_2 V)G + c_a A V^2 + 10 G i \\ R_t &= (7,6 + 0,056 \cdot V)61,803 + 0,040 \cdot 7,32 V^2 + 10 \cdot 61,803 \cdot 5 \\ R_t &= 3.559,85 + 3,46 V + 0,29 V^2 \text{ [N].} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Plotando-se essa função no gráfico da Figura 2.7, obtém-se a nova velocidade de equilíbrio $V'_{eq} = 63 \text{ km/h}$, em quarta marcha, já que a quinta marcha não produz uma força motriz suficiente para contrabalançar a resistência ao movimento. Nessa velocidade, o motor trabalha a 2.518 rpm.

Como já discutido no item 2.2.4, as curvas de força motriz mostradas na Figura 2.7 representam o esforço trator obtido com o motor funcionando na sua potência máxima – isto é, com o pedal do acelerador pressionado ao máximo. No entanto, o caminhão pode operar usando uma potência menor que a máxima, como pode ser visto na Figura 2.8.

Suponha-se que o caminhão do Exemplo 2.2 passe a viajar em um aclive de 8%. A nova curva de resistência total ao movimento ($R = R_t + R_g$) é mostrada no gráfico. Nem a quarta, nem a quinta marcha podem ser usadas, pois as curvas de força motriz correspondentes não cruzam a curva de resistência. O motorista deve usar uma das outras marchas nessa rampa.

A zona sombreada mostra a região em que a terceira marcha pode ser usada, com velocidades entre 16,5 e 46,2 km/h. Pode-se também perceber que a curva de resistência total não cruza a curva de força motriz relativa à terceira marcha. Isso significa que, se o motorista usar toda a potência do motor, o caminhão irá acelerar ($F_t > R$). Alternativamente, o motorista pode aliviar o acelerador e, usando uma potência menor que a máxima, ajustar a força motriz produzida pelo motor à resistência ao movimento. Isto é mostrado na Figura 2.8, na qual a curva tracejada mostra a força produzida usando-se apenas 77% da potência disponível. Como essa nova curva de força motriz intercepta a curva de resistência em dois pontos, existem duas velocidades de equilíbrio: uma, a 18 km/h, e outra a 40 km/h. A 18 km/h, o motor estará trabalhando a 1092 rpm, enquanto que a 40 km/h, o motor estará trabalhando em 2426 rpm.

2.5 Frenagem

Do ponto de vista do engenheiro de transportes, a frenagem é um dos aspectos mais importantes do desempenho veicular. O comportamento dos veículos durante a frenagem é crítico para a determinação de diversos parâmetros do projeto de rodovias, tais como a distância de visibilidade de frenagem (usada no projeto de curvas verticais), a escolha dos materiais mais adequados para a superfície de rolamento, o projeto de interseções etc. Por conseguinte, faz-se necessária uma discussão básica dos princípios envolvidos na frenagem de veículos.

2.5.1 Modelo simplificado de frenagem

No projeto de rodovias, usa-se tradicionalmente um modelo simplificado de frenagem, que é também adotado pela AASHTO para a elaboração de normas de projeto³ de rodovias.

O diagrama da Figura 2.9(a) mostra as forças que atuam sobre um veículo cujos freios estão sendo acionados num trecho em nível. Supondo-se que o veículo esteja trafegando a uma velocidade v_0 quando os freios são acionados, pode-se determinar a *distância de frenagem*, d , a partir das forças que atuam sobre o veículo na horizontal:

$$M \cdot a - \underbrace{(F_{bf} + F_{br})}_{F_b} = 0 \quad (2.11)$$

em que M : massa do veículo [kg];
 a : desaceleração de frenagem [m/s^2];
 F_{bf} : força de frenagem no eixo dianteiro [N];
 F_{br} : força de frenagem no eixo traseiro [N]; e
 F_b : força de frenagem [N].

Admitindo-se que todas as forças atuam sobre o centro de gravidade do veículo, têm-se que $F_b = F_{bf} + F_{br}$. A força de frenagem máxima $F_{b_{\max}} = G \cdot f$ é limitada pelo coeficiente de aderência existente na superfície de contato pneu-pavimento e é o produto entre o peso do veículo G e o fator de aderência f .

³A Policy on Geometric Design of Highway and Streets. American Association of State Highway and Transportation Officials, Washington, D.C., E.U.A., 1984.

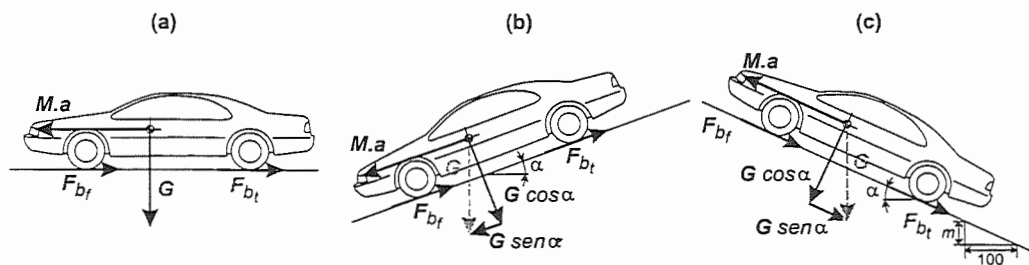


Fig. 2.9: Forças que atuam sobre um veículo sendo freado

A desaceleração máxima de frenagem a_{\max} pode ser obtida utilizando-se a Equação 2.11:

$$a_{\max} = \frac{F_{b_{\max}}}{M} = \frac{G \cdot f}{M} = \frac{M \cdot g \cdot f}{M} = g \cdot f \quad (2.12)$$

A distância mínima de frenagem d_{\min} pode ser calculada conhecendo-se a velocidade inicial do veículo v_0 e a desaceleração máxima de frenagem a_{\max} :

$$d_{\min} = \frac{1}{2 a_{\max}} v_0^2 = \frac{v_0^2}{2 \cdot g \cdot f} \quad (2.13)$$

em que d_{\min} : distância mínima de frenagem [m];
 v_0 : velocidade inicial do veículo [m/s];
 g : aceleração da gravidade [m/s^2]; e
 f : coeficiente de aderência na interface pneu-solo.

Essa formulação ignora o efeito da resistência de rolamento e da resistência do ar, já que essas duas forças produzem desacelerações muito menores que a gerada pelos freios. Todavia, como tanto a resistência de rolamento como a resistência do ar diminuem com a redução da velocidade, essa simplificação não tem maiores consequências.

A Equação 2.13 pode ser modificada para possibilitar a determinação da distância de frenagem D , em metros [m], a partir da velocidade V em quilômetros por hora [km/h], que são unidades mais comuns quando se trata de projeto de rodovias. Dessa forma, a Equação 2.13 transforma-se em:

$$D = \frac{1}{2 \cdot 9,81 \cdot f} \left(\frac{V}{3,6} \right)^2 = \frac{V^2}{254 \cdot f} \quad (2.14)$$

em que D : distância de frenagem [m];
 V : velocidade inicial do veículo [km/h]; e
 f : coeficiente de aderência na interface pneu-pavimento.

Se o veículo trafega num aclive, como mostram as Figuras 2.9(b) e (c), uma componente do peso passa a atuar na direção do movimento e a Equação 2.11 torna-se:

$$\begin{cases} M \cdot a + G \cdot \text{sen } \alpha - F_b = 0 & \text{(declive)} \\ M \cdot a - G \cdot \text{sen } \alpha - F_b = 0 & \text{(aclive)} \end{cases} \quad (2.15)$$

em que G é peso do veículo [N]; e α é o ângulo da rampa com a horizontal. Como a força de frenagem $F_b = G \cdot f \cdot \cos \alpha$, a desaceleração de frenagem é:

$$a = \frac{1}{M}(G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \text{sen } \alpha) = g(f \cdot \cos \alpha \pm \text{sen } \alpha) \quad (2.16)$$

Como os ângulos que as rampas de rodovias formam com a horizontal são sempre muito pequenos, pode-se considerar que $\cos \alpha = 1$ e que $\text{sen } \alpha = \tan \alpha$. Como têm-se que $\tan \alpha = 0,01 m$, em que m é a inclinação da rampa expressa em [m/100 m] ou [%], a Equação 2.16 torna-se:

$$a = \begin{cases} g(f + 0,01 m) & \text{num aclive,} \\ g(f - 0,01 m) & \text{num declive.} \end{cases} \quad (2.17)$$

A fórmula para cálculo da distância de frenagem (Equação 2.14) pode então ser expandida para ser usada num local onde existe uma rampa m :

$$D = \frac{V^2}{254(f \pm 0,01 m)}. \quad (2.18)$$

A Equação 2.18 é usada no processo proposto pela AASHTO para determinação da distância mínima de visibilidade, um parâmetro importante no projeto geométrico de rodovias, pois assegura que os veículos conseguirão parar em segurança ao avistar um objeto na pista.

Na norma da AASHTO, os valores de f para utilização na Equação 2.18 foram determinados experimentalmente. Numa rampa, diversos veículos que estão em velocidade constante são freados até pararem completamente. Conhecendo-se a velocidade inicial, a declividade da rampa e a distância de frenagem, pode-se determinar o valor do coeficiente de aderência f , usando-se a Equação 2.18.

Na realidade, os valores de f determinados por esse método levam em consideração os efeitos da resistência aerodinâmica, da resistência de rolamento, do coeficiente de aderência (com as rodas travadas) e da inércia (transferência de peso do eixo traseiro para o dianteiro durante a frenagem). Assim, os coeficientes f apresentados na Tabela 2.5 são função do nível tecnológico dos veículos usados no experimento e devem ser revistos periodicamente.

Os valores de f propostos pela AASHTO para serem usados no projeto de rodovias são estabelecidos a partir de estimativas conservadoras baseadas na suposição de que é grande a possibilidade de ocorrer uma combinação de motorista pouco habilidoso com via, pneus e veículo em mau estado de conservação. Por outro lado, a utilização de valores baixos para a aderência f fazem com que a distância de frenagem calculada seja maior, reduzindo os efeitos negativos que poderiam ser causados pelas simplificações do modelo.

Exemplo 2.3 *Suponha que um caminhão esteja a 100 km/h. Determine a distância de frenagem para este veículo num trecho plano e num declive de 3%.*

Solução: Através da Equação 2.18, pode-se calcular qual a distância de frenagem no trecho em nível, adotando-se um valor de 0,29 para f :

$$D = \frac{100^2}{254 \cdot 0,29} = 136 \text{ m.}$$

A distância de frenagem, num declive de 3%, seria 15 m mais longa:

$$d = \frac{100^2}{254 (0,29 - 0,01 \cdot 3)} = 151 \text{ m.}$$

2.5.2 Modelo detalhado de frenagem *

A Equação 2.18 pressupõe que a eficiência do sistema de freios é perfeita, que a força de atrito que atua entre os pneus e o pavimento em cada roda é a máxima e que não existe transferência de peso do eixo traseiro para o dianteiro durante a frenagem. A suposição de que a eficiência de frenagem seja máxima, implica na suposição de que não ocorre travamento prematuro de nenhuma das rodas do veículo.

Entretanto, esta suposição é por demais otimista, já que não é incomum que uma das rodas trave. Esta seção apresenta um modelo que permite a determinação

*O material apresentado nesta seção e nas seguintes é mais indicado para um curso de pós-graduação, mas pode ser facilmente compreendido por alunos de graduação.

Tab. 2.5: Coeficientes de aderência para cômputo da distância de frenagem pelo método da AASHTO

Velocidade inicial (km/h)	Aderência (f)
35	0,40
40	0,38
50	0,34
55	0,32
65	0,31
70	0,30
80	0,30
90	0,29
95	0,29
105	0,29
110	0,28

da distância de frenagem de um caminhão em função das forças que o sistema de frenagem produz ao se comprimir o pedal do freio, capaz de considerar o efeito da inércia durante o processo de frenagem.

A Figura 2.10 mostra o diagrama das forças que atuam numa roda sendo freada. O sistema de frenagem de um caminhão ou automóvel é tal que, ao se pisar no pedal de freio, as sapatas são comprimidas contra o tambor ou disco de freio. A pressão nas sapatas varia em função da pressão aplicada no pedal: quanto mais se aperta o pedal, maior a pressão aplicada nas sapatas.

Chamando a força aplicada às sapatas de B , e o coeficiente de atrito entre as sapatas e o tambor ou disco de freio de f_b , a força de atrito que atua entre o tambor e as sapatas é $B \cdot f_b$.

A reação à força de frenagem gerada na interface do tambor com a sapata é a força de atrito entre o pneu e o pavimento, que é dada pelo produto entre a normal ao peso do eixo, F_z e o coeficiente de atrito pneu-pavimento, f . Se o raio do pneu for R , e o raio do tambor de freio for r , o torque gerado pelo sistema de frenagem, $B \cdot f_b \cdot r$, deve ser contrabalançado pelo torque gerado pela força de atrito na interface pneu-pavimento, $F_z \cdot f \cdot R$. Portanto, quando uma roda está sendo freada, existem três situações possíveis:

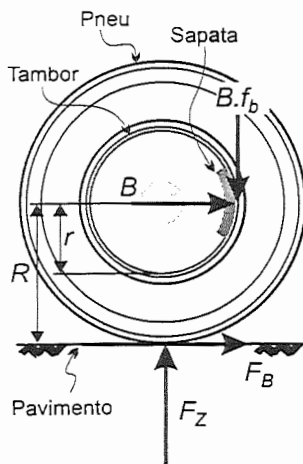


Fig. 2.10: Forças que atuam sobre uma roda sendo freada

- $B \cdot f_b \cdot r = F_z \cdot f \cdot R$, a situação ideal, onde o torque do freio, $B \cdot f_b \cdot r$, é igual ao torque da força de atrito do pneu com o pavimento, $F_z \cdot f \cdot R$, o que permite a utilização de toda a força de atrito que pode ser mobilizada na interface pneu-pavimento.
- $B \cdot f_b \cdot r < F_z \cdot f \cdot R$, o que significa que o veículo não utiliza toda a força de atrito do pneu com o solo e, portanto as rodas nunca travarão. Isto pode ser observado em veículos que transportam cargas muito pesadas e densas – por ex., pedra britada.
- $B \cdot f_b \cdot r > F_z \cdot f \cdot R$, o torque do freio é maior que o torque da força de atrito na interface pneu-pavimento, o que provoca travamento de roda e consequente perda de controle direcional do veículo devido à falta de rotação nas rodas.

Um motorista experiente sabe que a aplicação dos freios deve ser gradual para evitar o travamento das rodas. Para evitar que a terceira condição ocorra com frequência, os carros e caminhões são equipados com sistemas de freios *ABS*, que, monitorando a rotação das rodas, liberam os freios caso as rodas travem prematuramente, mesmo que o pedal de freio continue pressionado. No Brasil, como na

América do Norte, freios ABS não são comumente utilizados em caminhões pesados; na Europa, entretanto, todo caminhão fabricado a partir de 1992 é equipado com esse sistema de freios para aumentar a segurança viária.

A situação ideal para frenagem é quando têm-se $B \cdot f_b \cdot r = F_z \cdot f \cdot R$ em cada roda, já que todo o atrito disponível entre cada pneu e a via está sendo utilizado e, por conseguinte, a desaceleração é máxima. O modelo simplificado de frenagem, discutido no item anterior, pressupõe a ocorrência dessa condição. É interessante ressaltar que o sistema de freios ABS não reduz a distância de frenagem, já que não existe dispositivo capaz de aumentar a força de atrito existente entre o pneu e o pavimento. A maior vantagem da utilização de freios ABS é a manutenção do controle direcional do veículo durante todo o processo de frenagem, o que só é possível se as rodas estiverem girando.

Um fator importante com relação ao desempenho de caminhões na frenagem é a transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro do veículo em função da inércia – um fenômeno que o leitor certamente teve oportunidade de investigar pessoalmente enquanto aprendia a andar de bicicleta.

Nos caminhões sem freios ABS, essa redução de peso no eixo traseiro pode afetar significativamente o desempenho na frenagem, dependendo das condições de carregamento do veículo. Como a força aplicada nas sapatas de freio é fixa e não pode ser ajustada em função das forças normais que atuam em cada roda, pode ocorrer o travamento prematuro da roda se a redução de peso no eixo for acentuada. O efeito da inércia na frenagem é discutido a seguir.

2.5.3 Frenagem de caminhões unitários

A Figura 2.11 exibe o diagrama de forças de um caminhão unitário (isto é, rígido) sendo freado. As forças que atuam em cada roda do eixo tandem traseiro são representadas pela suas resultantes. O peso do caminhão, G , atua no seu centro de gravidade, que se situa a uma distância b_f para trás do eixo dianteiro e a uma altura h do solo.

Sabe-se que $G = F_{z1} + F_{z2}$, isto é, o peso é igual a soma das normais no eixo dianteiro e traseiro. Para simplificação dos cálculos, pode-se supor que a normal no eixo traseiro F_{z2} é a resultante das normais em cada um dos dois pneus do eixo tandem.

Igualmente, tem-se que $M \cdot a = F_{f1} + F_{f2}$, isto é, o produto entre a massa do caminhão e a desaceleração é igual à soma das forças de atrito do pneu com o solo

nas rodas de cada eixo. O problema pode ser simplificado supondo-se que a força de atrito do pneu com o solo no eixo traseiro é a resultante das forças de atrito em cada pneu do eixo tandem.

As seguintes equações podem ser obtidas do diagrama de forças da Figura 2.11:

$$a = \frac{F_{f1} + F_{f2}}{M} \quad (2.19)$$

$$F_{z2} = \frac{(G \cdot b_f - M \cdot a \cdot h)}{b} \quad (2.20)$$

$$F_{z1} = G - F_{z2} \quad (2.21)$$

em que a : desaceleração do caminhão [m/s^2];
 F_{f1} : força de frenagem no eixo dianteiro [N];
 F_{f2} : força de frenagem no eixo traseiro [N];
 M : massa do caminhão [kg];
 G : peso do caminhão [N];
 F_{z1} : força normal no eixo dianteiro [N];
 F_{z2} : força normal no eixo traseiro [N];
 b_f : coordenada horizontal do centro de massa [m];
 g : aceleração da gravidade [m/s^2];
 h : coordenada vertical do centro de massa [m]; e
 b : distância entre eixos do caminhão [m].

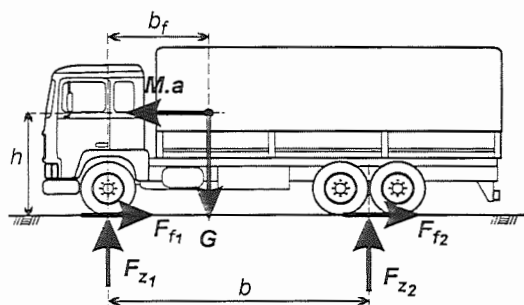


Fig. 2.11: Forças que atuam num caminhão unitário sendo freado

Deve-se notar que, por simplificação, o equacionamento é feito em apenas duas dimensões, o que significa que as forças num eixo são as resultantes das forças aplicadas nas rodas direita e esquerda daquele eixo.

A Equação 2.19 calcula, pela segunda lei de Newton, a desaceleração causada pela frenagem, que é a razão entre a força total de frenagem ($F_{f1} + F_{f2}$) pela massa do veículo (M). Os pesos dinâmicos, que são função da desaceleração aplicada ao caminhão, são calculados pelas Equações 2.20 e 2.21. A normal no eixo traseiro é obtida pela Equação 2.20, calculando-se o momento das forças que atuam sobre o caminhão em relação ao ponto de contato das rodas do eixo dianteiro com o solo. A

Equação 2.21 calcula, por equilíbrio de forças na vertical, a força normal do eixo dianteiro em função do peso do caminhão e da normal no eixo traseiro.

Conhecidas as forças normais nos eixos dianteiro (F_{z_1}) e traseiro (F_{z_2}), pode-se calcular os coeficientes de aderência necessários para produzir as forças de frenagem F_{f_1} e F_{f_2} que são responsáveis pela desaceleração a :

$$f_1 = \frac{F_{f_1}}{F_{z_1}} \quad (2.22)$$

$$f_2 = \frac{F_{f_2}}{F_{z_2}} \quad (2.23)$$

em que f_1 : coeficiente de aderência mínimo no eixo dianteiro; e
 f_2 : coeficiente de aderência mínimo no eixo traseiro.

Se f_1 e f_2 forem menores ou iguais ao coeficiente de aderência f da interface pneu-pavimento, isto significa que a força de frenagem no eixo é menor ou igual à força máxima de frenagem que pode ser mobilizada na interface entre o pneu e o asfalto e, por conseguinte, as rodas não travam e a desaceleração a correspondente pode ser aplicada sem comprometer a segurança da manobra de frenagem.

Se f_1 ou f_2 for maior que f , as rodas do eixo correspondente irão travar, pois o torque produzido no sistema de freio é maior que o torque da força de atrito pneu-pavimento. Isso significa que a aceleração a correspondente é maior que a máxima desaceleração que pode ser usada com segurança para frenagem do caminhão.

O sistema composto pelas Equações 2.19, 2.20 e 2.21 deve ser resolvido para diversos níveis da desaceleração de frenagem a , já que quando a cresce, aumenta a transferência de peso do eixo traseiro para o dianteiro. Do ponto de vista do motorista, a pressão no pedal de freio é que controla a aplicação da desaceleração a . Quando ele aperta o pedal com mais força, a força B na sapata de freio aumenta, fazendo com o torque do freio $B \cdot f_b \cdot r$ também aumente. Um motorista experiente (ou um freio ABS) consegue perceber se a pressão aplicada ao pedal do freio é excessiva e, aliviando a força de frenagem, é capaz de evitar que as rodas travem. Portanto, deve-se resolver o sistema de equações para diversos níveis de força de frenagem, como mostra o exemplo a seguir, que determina a maior desaceleração de frenagem que pode ser usada com segurança para frear um caminhão unitário.

Exemplo 2.4 Admita-se que o caminhão da Figura 2.11 tenha $M = 23.500 \text{ kg}$ e esteja viajando a 80 km/h . Admita-se também que a posição do centro de gravidade do caminhão carregado é tal que $h = 1,60 \text{ m}$, $b = 5,10 \text{ m}$, e $b_f = 3,69 \text{ m}$. Com base em informações do fabricante do veículo, determinou-se cinco níveis de frenagem, correspondendo a diferentes níveis de pressão no pedal de freio (de nenhuma pressão à pressão máxima). Determinar qual a distância mínima de frenagem para esse veículo numa rodovia em que

o coeficiente de atrito máximo é $f = 0,7$, sabendo-se que as forças de frenagem obtidas com esses níveis de pressão no pedal são:

Força de frenagem (N)	Nível de pressão no pedal do freio				
	0	1	2	3	4
Rodas dianteiras	0	6.809	15.219	21.627	29.237
Rodas traseiras	0	24.831	72.090	89.712	105.732

Solução: Para calcular a distância mínima de frenagem é preciso determinar a desaceleração máxima de frenagem. Isso é feito resolvendo-se o sistema composto pelas Equações 2.19 a 2.21 para os cinco níveis de força total de frenagem. A solução do sistema é mostrada na planilha de cálculo mostrada a seguir, que pode ser facilmente programada em MS-Excel ou outro programa similar.

	Nível de frenagem				
	0	1	2	3	4
Forças de frenagem					
F_{f_1} (N)	0	6.809	15.219	21.627	29.237
F_{f_2} (N)	0	24.831	72.090	89.712	105.732
Cálculo da desaceleração					
a (m/s ²)	0,00	1,35	3,72	4,74	5,74
Cálculo da força normal					
F_{z_1} (N)	63.736	73.662	91.127	98.666	106.079
F_{z_2} (N)	166.799	156.873	139.408	131.869	124.456
Cálculo dos coeficientes de atrito mínimos					
f_1	0	0,092	0,167	0,219	0,276
f_2	0	0,158	0,517	0,680	0,850

O topo da planilha de cálculo, intitulado *Forças de frenagem*, exibe a magnitude das forças de frenagem que podem ser obtidas em cada eixo para os vários estágios de pressão no pedal do freio. Essas forças de frenagem são características de projeto do caminhão.

Conhecidas as forças de frenagem F_{f_1} e F_{f_2} , pode-se calcular a desaceleração de frenagem a , usando-se a Equação 2.19, o que é feito na parte da planilha intitulada *Cálculo da desaceleração*. Por exemplo, no nível 1 de pressão no pedal, a

desaceleração é:

$$a = \frac{F_{f1} + F_{f2}}{M} = \frac{6809 + 24831}{23500} = 1,35 \text{ m/s}^2.$$

Uma vez determinados os valores da desaceleração a , pode-se calcular a força normal no eixo traseiro F_{f2} , substituindo-se o valor de a na Equação 2.20. A força normal no eixo dianteiro F_{f1} é calculada fazendo-se o equilíbrio das forças que atuam na vertical (Equação 2.21). Como $G = 23500 \cdot 9,81 = 230535 \text{ N}$, para o nível 1 de pressão no pedal do freio, tem-se:

$$F_{z2} = \frac{(G \cdot b_f - M \cdot a \cdot h)}{b} = \frac{230535 \cdot 3,69 - 23500 \cdot 1,35 \cdot 1,60}{5,10} = 156873 \text{ N}$$

$$F_{z1} = G - F_{z2} = 230535 - 156873 = 73662 \text{ N}.$$

O coeficiente mínimo de atrito na interface pneu-asfalto, necessário para que as forças de frenagem F_{f1} e F_{f2} possam ser aplicadas sem que as rodas travem, é calculado pela razão entre F_{f1} e F_{z1} , como mostram as Equações 2.22 e 2.22. No caso em questão,

$$f_1 = \frac{F_{f1}}{F_{z1}} = \frac{6809}{73662} = 0,092 \text{ e}$$

$$f_2 = \frac{F_{f2}}{F_{z2}} = \frac{24831}{156873} = 0,158.$$

Como o coeficiente de atrito existente é 0,7, a desaceleração de $1,35 \text{ m/s}^2$ pode ser obtida sem que haja travamento de rodas.

Observando-se a planilha, pode-se perceber que a maior desaceleração que pode ser obtida a partir das forças de frenagem F_{f1} e F_{f2} é $5,74 \text{ m/s}^2$, que é a desaceleração obtida se o pedal de freio for pressionado até o final. Para que seja possível aplicar essa desaceleração ao caminhão, o coeficiente de aderência deve ser maior ou igual a 0,850, ou as rodas traseiras irão se travar quando esse torque de frenagem for usado. Assim sendo, fica claro que não é possível utilizar 100% da força de frenagem capaz de ser produzida pelo sistema de freios se o coeficiente de atrito do pavimento for 0,7.

É necessário, portanto, determinar a desaceleração que corresponde a um coeficiente de atrito $f_2 = 0,7$. Idealmente, isso é conseguido subdividindo-se os níveis de frenagem, de tal modo que se possa obter um nível de pressão no pedal do freio que produza uma força de frenagem compatível com o coeficiente de atrito da rodovia. Isso é um processo trabalhoso e complexo mas, para simplificá-lo, pode-se usar calcular a desaceleração máxima de forma aproximada, a partir de uma interpolação linear.

Para determinar a desaceleração obtida com $f_2 = 0,7$, pode-se interpolar o valor da desaceleração, supondo-se que sua variação seja linear no intervalo em que f_2

varia de 0,675 a 0,855:

$$a = \frac{0,7 - 0,680}{0,850 - 0,680}(5,74 - 4,74) + 4,74 = 4,85 \text{ m/s}^2.$$

Ou seja, a maior desaceleração possível é 4,85 m/s² se o coeficiente de atrito for 0,7. Qualquer tentativa de obter uma maior desaceleração através da aplicação de um maior torque de frenagem implica no travamento das rodas traseiras do caminhão.

Se o caminhão viaja a 80 km/h (22,23 m/s), a distância mínima de frenagem é:

$$d = \frac{v^2}{2a} = \frac{22,23^2}{2 \cdot 4,85} = 50,95 \text{ m}.$$

2.5.4 Eficiência de frenagem

Como discutido no Exemplo 2.4, só é possível utilizar 100% da capacidade de frenagem do caminhão com segurança se o coeficiente de aderência for suficientemente alto. O gráfico da Figura 2.12 mostra valores do coeficiente de aderência medidos experimentalmente em rodovias na América do Norte⁴ para diversas condições climáticas, incluindo gelo e neve compacta sobre o asfalto. Nessas medições, foram usados pneus gastos (mas não “carecas”) e pavimentos com superfícies desgastadas.

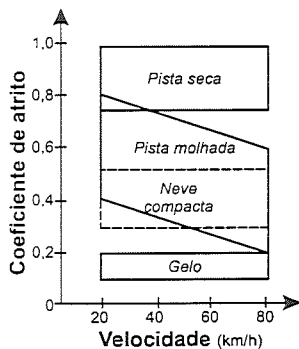


Fig. 2.12: Resultados de medidas experimentais do coeficiente de atrito

Pode-se perceber que se o pavimento estiver seco, a aderência pode atingir valores altos (entre 0,8 e 1,0) para velocidades variando entre 20 e 80 km/h. Se o pavimento estiver molhado, a aderência diminui com o aumento da velocidade, variando entre 0,4 e 0,8 (para velocidade de 20 km/h) e entre 0,6 e 0,2, se a velocidade for 80 km/h⁵.

Conhecida a desaceleração máxima capaz de ser obtida sem que haja travamento das rodas numa rodovia de aderência f , é possível determinar a *eficiência de frenagem* de um caminhão, a partir da relação entre a desaceleração a (determinada como no Exemplo 2.4) e desaceleração máxima que poderia ser alcançada

⁴Hutchinson, B.G. e Parker, D.J. (1989). Parametric analysis of large truck braking efficiencies. *Canadian Journal of Civil Engineering*, v. 16, p. 105–112.

⁵Não se deve confundir os coeficientes de aderência mostrados na Figura 2.12 com os mostrados na Tabela 2.5. Os coeficientes f da AASHTO foram estabelecidos para refletir condições médias e reduzir os efeitos negativos das simplificações do modelo usado. Os coeficientes da Figura 2.12, por sua vez, foram medidos experimentalmente e representam observações isoladas. Portanto, ao se aplicar o modelo simplificado de frenagem, deve-se usar os coeficientes da Tabela 2.5; ao se aplicar o modelo detalhado de frenagem, pode-se usar os valores da Figura 2.12 ou outros valores obtidos experimentalmente.

se toda a força de frenagem pudesse ser utilizada (Equação 2.12):

$$\eta_f = \frac{a}{g \cdot f} \quad (2.24)$$

em que η_f : eficiência de frenagem;
 a : desaceleração máxima sem travamento de rodas
 g : aceleração da gravidade; e
 f : coeficiente de aderência pneu-pavimento.

Pode-se notar que a eficiência de frenagem determinada pela Equação 2.24 poderia ser também obtida pela razão entre as distâncias de frenagem calculadas para a desaceleração a e com a Equação 2.13, como demonstra-se no Exemplo 2.5.

Exemplo 2.5 Determinar a eficiência de frenagem do caminhão do Exemplo 2.4 num trecho plano e reto onde o coeficiente de aderência é 0,7 e o caminhão trafega a 80 km/h.

Solução: A desaceleração máxima sem travamento de rodas para um trecho em nível onde a aderência é 0,7 foi determinada no Exemplo 2.4 e é 4,85 m/s². Usando-se a Equação 2.24, pode-se calcular a eficiência de frenagem:

$$\eta_f = \frac{a}{g \cdot f} = \frac{4,85}{9,81 \cdot 0,7} = 70,6\%.$$

Usando-se as distâncias de frenagem calculadas pela Equação 2.18 (do modelo simplificado da AASHTO) e usando a desaceleração máxima de 4,85 m/s², a determinação da eficiência de frenagem seria:

$$\left. \begin{aligned} D &= \frac{v^2}{254(f \pm 0,01 m)} = \frac{80^2}{254 \cdot 0,7} = 35,99 \text{ m} \\ d &= \frac{v^2}{2a} = \frac{22,23^2}{2 \cdot 4,85} = 50,95 \text{ m} \end{aligned} \right\} \eta_f = \frac{35,99}{50,95} = 70,6\%$$

Ou seja, a distância de frenagem real é cerca de 40% mais longa que a calculada pelo modelo simplificado da AASHTO, se o coeficiente de atrito pneu-pavimento disponível for 0,7.

De fato, o nível de eficiência de frenagem calculado no Exemplo 2.5 (aproximadamente 70%) é habitualmente encontrado para caminhões carregados. Caminhões articulados descarregados ou parcialmente carregados têm eficiência de frenagem ainda menor, variando entre 40% e 50% de acordo com Hutchinson e Parker (1989), para caminhões, pneus e pavimentos em bom estado de conservação. Pneus e pavimentos muito desgastados reduzem ainda mais a eficiência do sistema de frenagem, aumentando as distâncias mínimas de frenagem.

2.6 Estabilidade lateral em curvas horizontais *

A forma mais simples para se analisar a estabilidade lateral de veículos em curvas horizontais (tombamento e escorregamento) é considerar o equilíbrio de forças que atuam sobre um veículo rígido que descreve um movimento circular uniforme.

O diagrama da Figura 2.13 mostra as forças que atuam sobre um caminhão que descreve um movimento circular uniforme numa pista sem superelevação lateral. A força centrífuga ($M \cdot a_c$) deve ser contrabalançada pelas forças de atrito laterais F_{y_i} (roda interna) e F_{y_e} (roda externa), que atuam na interface entre os pneus e o pavimento. A aceleração centrífuga depende do raio R da curva e da velocidade v do caminhão ($a_c = v^2/R$).

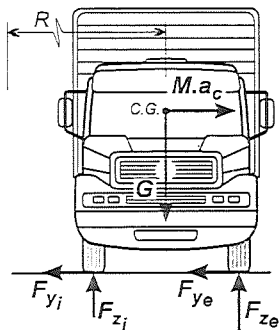


Fig. 2.13: Forças que atuam no veículo numa curva sem superelevação lateral

Num trecho reto, as reações F_{z_i} e F_{z_e} são iguais e equivalem à metade do peso. Numa curva, a força centrífuga aplica um momento em torno da roda externa do veículo, o que faz com que haja uma transferência de peso da roda interna para a externa – isto é, quanto maior a força centrífuga, menor a reação F_{z_i} e maior a reação F_{z_e} . Dois tipos de instabilidade lateral podem ocorrer numa curva: o escorregamento lateral (“derrapagem”) e o tombamento (“capotagem”). O fator que determina o que vai acontecer primeiro é o coeficiente de atrito lateral na interface pneu-pavimento: se ele for pequeno, o veículo escorrega antes de tombar; se ele for suficientemente grande, o tombamento pode ocorrer antes do escorregamento:

- Se $M \cdot a_c < F_{y_i} + F_{y_e}$, isto é, se o coeficiente de atrito lateral for tal que a força centrífuga seja menor que a força de atrito lateral, a roda interna do caminhão pode levantar-se da pista ($F_{z_i} = 0$ e $F_{z_e} = G$). Se isso ocorrer, o caminhão tomba, já que passa a existir uma situação de instabilidade.
- Se $M \cdot a_c > F_{y_i} + F_{y_e}$, isto é, se a força de atrito lateral for menor que a força centrífuga, o caminhão escorrega para fora da pista antes de tombar.

2.6.1 Escorregamento

Para analisar a condição de escorregamento, faz-se o equilíbrio das forças que atuam no plano da pista. No caso da Figura 2.13,

$$M \cdot a_c - F_{y_i} - F_{y_e} = 0 \Rightarrow a_c = \frac{F_{y_i} + F_{y_e}}{M} = \frac{G \cdot f}{M} = g \cdot f \quad (2.25)$$

*O material apresentado nesta seção é mais indicado para um curso de pós-graduação, mas pode ser facilmente compreendido por alunos de graduação.

Ou seja, a aceleração centrífuga deve ser menor ou igual ao produto $g \cdot f$.

O uso de uma superelevação lateral φ , como mostrado na Figura 2.14, reduz o efeito da força centrífuga sobre o escorregamento, pois surge uma componente do peso ($G \sin \varphi$) que atua junto com as forças de atrito lateral para contrabalançar o efeito da força centrífuga. Nesse caso, a Equação 2.25 torna-se:

$$\begin{aligned} M \cdot a_c \cdot \cos \varphi - G \cdot \sin \varphi - F_{y_i} - F_{y_e} &= 0 \Rightarrow \\ a_c &= \frac{G \cdot \sin \varphi + G \cdot f \cdot \cos \varphi}{M \cdot \cos \varphi} = g \left(\frac{\sin \varphi + f \cdot \cos \varphi}{\cos \varphi} \right) \Rightarrow \\ a_c &= g (\tan \varphi + f). \end{aligned} \quad (2.26)$$

Chamando a superelevação lateral $e = \tan \varphi$, têm-se que a máxima aceleração centrífuga admissível é

$$a_c = g (e + f). \quad (2.27)$$

No projeto de uma rodovia, pode-se usar a relação da Equação 2.27 para determinar o raio mínimo da curva a partir da velocidade de projeto, do coeficiente de atrito lateral e da superelevação lateral, pois sabe-se que $a_c = v^2/R$:

$$\frac{v^2}{R} = g (e + f) \Rightarrow R_{\min} = \frac{v^2}{g (e + f)} \quad (2.28)$$

Como a velocidade de projeto é normalmente expressa em quilômetros por hora [km/h] e o raio das curvas horizontais, em metros [m], a Equação 2.28, com a inclusão de uma constante para transformação de unidades ([m/s] em [km/h]) multiplicada pelo valor de g (9,81 m/s), pode ser reescrita como:

$$R_{\min} = \frac{V^2}{127 (e + f)} \quad (2.29)$$

em que R_{\min} : raio mínimo da curva horizontal [m];
 V : velocidade de projeto [km/h];
 e : superelevação lateral [m/m]; e
 f : coeficiente de atrito lateral.

A fórmula da Equação 2.29 é a estabelecida pelas normas de projeto geométrico de rodovias da AASHTO. Os valores de f para utilização nessa fórmula variam com a velocidade e são mostrados na Tabela 2.6. Esses valores são menores que a aderência pneu-asfalto, para minimizar a probabilidade de capotagens ou derrapagens.

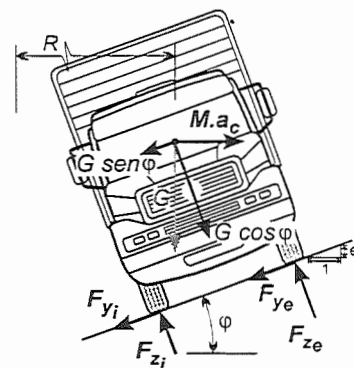


Fig. 2.14: Forças que atuam no caminhão numa curva com superelevação lateral

Tab. 2.6: Coeficiente de atrito lateral f em função da velocidade de projeto V

V (km/h)	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
f	0,17	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11

Fonte: *Geometric Design Standards for Canadian Highways*. Transportation Association of Canada, Montreal, Canadá, 1986.

Exemplo 2.6 Determinar qual o raio mínimo das curvas horizontais numa rodovia para a qual a velocidade de projeto é 110 km/h e a superelevação transversal máxima é 6%.

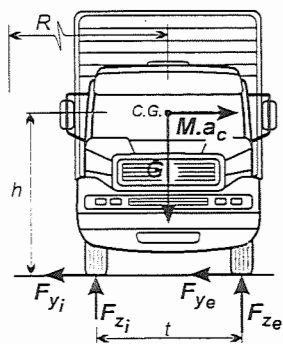
Solução: Para a solução, deve-se aplicar a Equação 2.29, adotando-se o valor f dado na Tab. 2.6:

$$R_{\min} = \frac{V^2}{127(e + f)} = \frac{110^2}{127(0,06 + 0,12)} = 529,3 \text{ m.}$$

Portanto, o raio mínimo para essa rodovia deve ser 530 m.

2.6.2 Tombamento

A Figura 2.15 mostra as forças que atuam num veículo que descreve um movimento circular uniforme de raio R , numa pista sem superelevação lateral. Para analisar a estabilidade quanto ao tombamento, pode-se calcular o momento de tombamento, que atua no ponto de contato da roda externa:



$$M \cdot a_c \cdot h - G \frac{t}{2} + F_{z_i} \cdot t = 0 \quad (2.30)$$

em que M : massa do caminhão [kg];
 a_c : aceleração centrífuga [m/s^2];
 h : altura do centro de gravidade [m];
 G : peso do caminhão [N];
 t : bitola do caminhão [m]; e
 F_{z_i} : normal na roda interna do caminhão [N].

Fig. 2.15: Forças que atuam no tombamento numa curva sem superelevação lateral

A Equação 2.30 pode ser usada para determinar a aceleração centrífuga a_c em função da bitola, da altura do centro de gravidade e da relação entre a reação na roda interna e o peso:

$$M \cdot a_c \cdot h = G \frac{t}{2} - F_{z_i} \cdot t \quad (\div G) \Rightarrow$$

$$a_c = \frac{g}{h} \left(\frac{t}{2} - \frac{F_{z_i}}{G} t \right). \quad (2.31)$$

Se o caminhão viaja por um trecho reto e plano, a aceleração centrífuga é nula e $F_{z_i} = F_{z_e} = G/2$. Num movimento circular uniforme, a situação limite para o tombamento é quando $F_{z_i} = 0$ e, por conseguinte, $F_{z_e} = G$ – ou seja, a roda interna está prestes a levantar-se da pista e todo o peso do caminhão está sendo suportado pela roda externa. Nesse caso, a Equação 2.31 torna-se:

$$a_{c_{\max}} = \frac{g \cdot t}{2h} = \frac{t}{2h} g. \quad (2.32)$$

A exemplo do escorregamento em curvas horizontais, a utilização de superelevação transversal nos trechos em curva reduz os efeitos da aceleração lateral, evitando o tombamento precoce do caminhão. A Figura 2.16 mostra as forças que atuam num caminhão que descreve um movimento circular uniforme de raio R , numa pista com superelevação lateral $e = \tan \varphi$.

Numa curva com superelevação, a Equação 2.30 deve ser modificada para incluir as componentes do peso que atuam na perpendicular à pista ($G \cdot \cos \varphi$) e paralelamente à pista ($G \cdot \sin \varphi$):

$$M \cdot a_c \cdot h \cdot \cos \varphi - G \cdot \sin \varphi \cdot h + F_{z_i} \cdot t \cdot \cos \varphi - G \cdot \cos \varphi \cdot \frac{t}{2} = 0 \quad (2.33)$$

Como os ângulos de superelevação lateral φ são normalmente pequenos, pode-se admitir que $\sin \varphi = \tan \varphi = e$ e que $\cos \varphi = 1$, e a Equação 2.33 torna-se:

$$M \cdot a_c \cdot h - G \cdot e \cdot h + F_{z_i} \cdot t - G \frac{t}{2} = 0. \quad (2.34)$$

Da Equação 2.34 pode-se obter a expressão para a aceleração centrífuga:

$$a_c = \frac{1}{h} \left(\frac{t}{2} + e \cdot h - \frac{F_{z_i}}{G} t \right) g. \quad (2.35)$$

Como a situação ideal é aquela em que $F_{z_i} = G/2$, pode-se então determinar a superelevação e ideal para a curva, em termos da aceleração centrífuga a_c , substituindo-se esse valor para F_{z_i} na Equação 2.34:

$$a_c = \frac{1}{h} \left(\frac{t}{2} + e \cdot h - \frac{G}{2G} t \right) g \Rightarrow e = \frac{a_c}{g}. \quad (2.36)$$

A aceleração centrífuga é função da velocidade v do caminhão e do raio R da curva:

$$a_c = \frac{v^2}{R} \Rightarrow e = \frac{v^2}{gR} \quad (2.37)$$

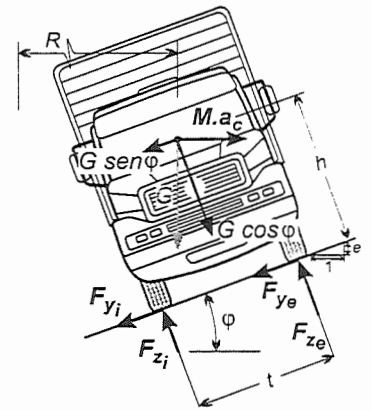


Fig. 2.16: Esquema de forças que atuam no tombamento numa curva com superelevação lateral

com a velocidade dada em metros/segundo [m/s] e o raio da curva em metros [m]. No projeto de rodovias, procura-se determinar a superelevação e de tal forma que a aceleração lateral não seja superior a $0,1 g$, dado o raio R da curva e a velocidade v de projeto da rodovia. Denomina-se de *velocidade neutra* a velocidade para a qual a aceleração lateral é nula numa dada curva com superelevação lateral.

A relação mostrada na Equação 2.32, que depende apenas da bitola do caminhão e da altura do seu centro de gravidade, serve para avaliar a resistência de um caminhão ao tombamento. Quanto menor a aceleração lateral máxima, maior a tendência ao tombamento do caminhão. Um estudo⁶ conduzido no Instituto de Pesquisas em Transporte da Universidade de Michigan (UMTRI) usa essa relação para determinar a aceleração lateral máxima que pode ser aplicada a um caminhão sem que o limite de tombamento seja ultrapassado.

Esse estudo conclui que, para caminhões médios, a aceleração lateral máxima varia entre $0,3 g$ e $0,4 g$, dado que a bitola tipicamente varia entre $1,14 m$ e $1,40 m$ e a altura do centro de gravidade, entre $1,65 m$ e $1,90 m$. Para caminhões de grande porte, cuja bitola varia entre $1,78 m$ e $1,83 m$ e a altura do centro de gravidade situa-se entre $1,52 m$ e $2,16 m$, a aceleração lateral máxima fica entre $0,4 g$ e $0,6 g$. À guisa de comparação, a aceleração lateral máxima para carros esporte varia entre $1,2 g$ e $1,7 g$; para carros compactos, entre $1,1 g$ e $1,5 g$; e para limusines e carros de luxo, entre $1,2 g$ e $1,6 g$.

Caminhões articulados podem ter uma aceleração lateral limite menor, como indicado na Tabela 2.7, dependendo do tipo de caminhão, da densidade da carga e do nível de carregamento. As acelerações laterais máximas mostradas na Tabela 2.7 foram determinadas em estudos realizados no Canadá e podem chegar a apenas $0,24 g$, pois a posição do centro de gravidade é mais elevada que a observada nos caminhões estudados por Gillespie e Ervin.

Exemplo 2.7 *No Exemplo 2.6, o raio mínimo determinado para as curvas horizontais foi 530 m. Admitindo uma superelevação máxima de 6%, determine se um caminhão baú carregado pode passar por essa curva a 110 km/h sem tombar.*

Solução: A aceleração lateral a que o caminhão é submetido ao trafegar a 110 km/h numa curva de 530 m de raio é:

$$a_c = \frac{v^2}{R} = \left(\frac{110}{3,6}\right)^2 \frac{1}{530} = 1,76 \text{ m/s}^2.$$

⁶Gillespie, T. D. e R. D. Ervin (1983) Comparative study of vehicle roll stability. Report UMTRI-83-25, The University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor, MI, EUA. 42 p.

Tab. 2.7: Aceleração lateral limite para caminhões articulados

<i>Tipo</i>	<i>Altura do CG</i>	<i>Limite de tombamento</i>
Baú (meia carga)	2,12 m	0,34 g
Baú (carga total)	2,67 m	0,24 g
Tanque (secção elíptica)	2,25 m	0,32 g
Tanque (secção circular)	2,54 m	0,26 g

Fonte: Hutchinson, B.G. (1993) An Introduction to Transport Planning and Engineering. University of Waterloo, Canadá.

Pode-se notar que $a_c = g(e + f)$, com $e = 0,06$ e $f = 0,12$ (obtido da Tab. 2.6). Essa aceleração corresponde a $0,18 g$, e é inferior à aceleração lateral limite para tombamento de um caminhão baú completamente carregado é $0,24 g = 0,24 \cdot 9,81 = 2,35 \text{ m/s}^2$.

A maior velocidade que um caminhão baú carregado pode manter, sem correr risco de tombamento nessa curva é:

$$v = \sqrt{a_c \cdot R} = \sqrt{2,35 \cdot 530} = 35,3 \text{ m/s}^2,$$

ou seja, 127 km/h. Para que o limite de tombamento seja atingido, basta que o coeficiente de atrito lateral seja superior a 0,18 e o caminhão tombará antes de escorregar. Esse valor de coeficiente de atrito não é raro, já que f pode chegar até a 0,8, em pista seca, com pneus e pavimento em boas condições.

Resumo

- Os mesmos princípios usados no estudo da mecânica de locomoção de veículos ferroviários podem ser aplicados ao estudo da mecânica de locomoção dos veículos rodoviários, desde que eles sejam adaptados para levar em consideração as características da transmissão dos veículos rodoviários.
- A velocidade de um veículo rodoviário é função do número de rotações do motor, do diâmetro das rodas tratoras, e das reduções na caixa de câmbio e no diferencial.
- A função força motriz vs. velocidade, para um caminhão, não é contínua como a de uma locomotiva diesel-elétrica. Dadas as características de potência vs. rotação dos motores de combustão interna, é necessário utilizar uma caixa de câmbio, com várias relações de marcha, e cada marcha só pode ser usada dentro de um intervalo de variação da velocidade.
- O esforço trator máximo que pode ser desenvolvido por um caminhão é função do peso que atua sobre o eixo trator e da aderência entre as rodas e o solo, tal qual para uma locomotiva.

- A resistência ao movimento de um veículo rodoviário é composta de uma parcela de resistência de rolamento, uma parcela de resistência do ar e uma parcela de resistência de rampa. A resistência de curva, que é importante para trens, não é significativa para caminhões.
- Tal como para um trem, a velocidade de equilíbrio de um caminhão é determinada pela interseção das funções força motriz e resistência ao movimento.
- A distância de frenagem de um caminhão, de acordo com as normas de projeto geométrico da AASHTO, depende da velocidade de projeto, do coeficiente de atrito entre os pneus e o pavimento e do greide. Este cálculo pressupõe eficiência de frenagem igual a 100%, ou seja, que toda a força de atrito disponível entre os pneus e o pavimento pode ser mobilizada em cada roda e que não ocorre travamento prematuro de nenhuma roda.
- Quando uma roda está sendo freada o torque do freio pode ser menor, igual ou maior que o torque da força de atrito na interface pneu-pavimento. No primeiro caso as rodas nunca param de rodar e, por conseguinte, não se utiliza a força de atrito máxima; no segundo caso, que é a situação ideal, toda a força de atrito é usada na frenagem; e, no último caso, as rodas travam prematuramente, o que causa a perda do controle direcional do veículo.
- A eficiência de frenagem é definida como a razão entre a desaceleração do veículo, medida em g 's, e o coeficiente de atrito pneu-pavimento.
- O raio mínimo de uma curva horizontal é função da velocidade de projeto, da superelevação e do coeficiente de atrito lateral do pneu com o pavimento.

Para aprender mais

Motor Truck Engineering Handbook (4ª ed.), James W. Fitch. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, EUA, 1994.

Discute praticamente todos os aspectos do desempenho operacional de caminhões no Capítulo 3.

Fundamentals of Vehicle Dynamics, Thomas D. Gillespie. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, EUA, 1992.

Ainda que mais direcionado a automóveis, trata em detalhes dos componentes da resistência ao movimento e de fatores que afetam o desempenho de veículos automotores.

Automobilística – Dinâmica e Desempenho, Antônio Carlos Canale. Livros Érica Editora, São Paulo, 1989. *629.2C.212a*

Discute as forças de resistência ao movimento, a dinâmica de frenagem e a estabilidade de veículos automotores de forma objetiva e clara. O autor é professor do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP.

Introduction to Transportation Engineering and Planning, E. K. Morlok. McGraw-Hill, Nova Iorque, 1978.

No capítulo 4, trata da mecânica de locomoção dos veículos, comparando todas as modalidades de transporte.

An Introduction to Transportation Engineering (2ª ed.), William W. Hay. John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1977.

A segunda parte, formada pelos capítulos 4 a 7, aborda as tecnologias de transporte. O capítulo 5 trata da força motriz e da resistência ao movimento para diversas modalidades de transporte.

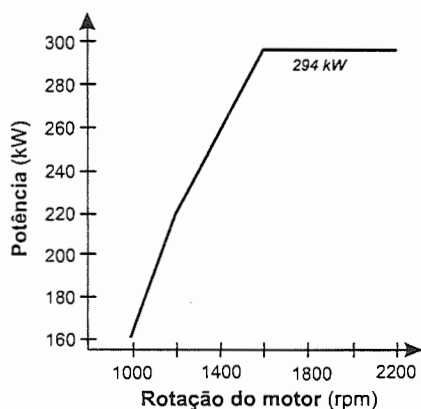
Rodas. Wilfred Owen e Ezra Bowen. Biblioteca Científica Life, Livraria José Olympio Editora, Rio de Janeiro, 1982.

Um livro interessante e de fácil leitura que apresenta a evolução histórica das tecnologias de transporte sobre rodas, contendo excelentes descrições, explicações e gráficos que mostram o funcionamento de motores, câmbios etc. de automóveis e caminhões.

Além dessas referências, fabricantes de caminhões costumam produzir folhetos e livretos que explicam a mecânica de locomoção dos caminhões em linguagem simples e direta.

Exercícios

Problema 2.1 Um caminhão semi-reboque, com peso bruto total de 430 kN, é equipado com um motor diesel que tem a curva de desempenho mostrada abaixo. O caminhão tem uma redução de 5,9:1 no diferencial e as reduções em cada marcha estão mostradas na tabela a seguir.



Marcha	Redução
1	10,0
2	7,9
3	5,8
4	4,3
5	3,2
6	2,5
7	1,9
8	1,4
9	1,2
10	0,9

(a) Calcule e plote a função força motriz vs. velocidade para este veículo. Faça as suposições que forem necessárias, usando as informações do texto.

- (b) Calcule e plote a função resistência ao movimento vs. velocidade para este veículo em aclives de 0,6%, 2,6% e 5,4%.
- (c) Qual seria a velocidade de equilíbrio desse caminhão numa estrada de terra seca? Explique o porque da diferença de velocidade da rodovia asfaltada para a estrada de terra, com base nas equações de resistência ao movimento.
- (d) Usando as funções desenvolvidas nos itens anteriores, calcule a velocidade de equilíbrio e a marcha utilizada numa seção tangente horizontal e num greide de 5,4%. Suponha que o motor esteja trabalhando a 1500 rpm.

Problema 2.2 Uma abordagem simplificada para a determinação da velocidade de equilíbrio de caminhões consiste em supor que o motor trabalha sempre com uma potência constante (como num ônibus elétrico ou numa locomotiva) e ignorar o efeito das marchas, pressupondo-se que o motorista é capaz de explorar a potência máxima do motor em todas as situações. Refaça o exercício anterior, admitindo que a potência do motor seja a máxima e discuta as possíveis diferenças encontradas nos resultados.

Problema 2.3 De acordo com as normas de projeto geométrico de rodovias da AASHTO, as rampas não devem ser maiores que 6%. Na fórmula da AASHTO para determinação da distância de frenagem, a desaceleração é aproximada por $a = g(f \pm m)$ ao invés de $a = g(f \cos \theta \pm \sin \theta)$. Discuta o efeito dessa simplificação a partir da distância de frenagem para um veículo que trafega numa rampa de 3%. As conclusões são válidas para rampas de 6%, 12% e 24%?

Problema 2.4 Um caminhão de três eixos tem tara de 8.200 kg e carga paga de 15.100 kg. O centro de massa do caminhão carregado está situado a 272 cm para trás do eixo dianteiro e à 131 cm acima do nível do solo. A distância entre o eixo dianteiro e o primeiro eixo do tandem é de 3,05 m e os eixos do tandem são separados de 1,55 m. A tabela a seguir mostra a força de frenagem para cada estágio de pressão no pedal do freio.

<i>Estágio</i>	0	1	2	3	4
<i>Eixo dianteiro (kN)</i>	0	7,5	17	24	33
<i>Eixo traseiro (kN)</i>	0	28	80	100	120

- (a) Qual o coeficiente de atrito mínimo para que se possa utilizar toda a força de frenagem disponível na interface pneu-pavimento?
- (b) Qual é a distância de frenagem necessária para este veículo se $f = 0,31$ e $V = 80$ km/h? Esta distância é compatível com a estabelecida nas normas de projeto geométrico da AASHTO (a velocidade de operação de 80 km/h corresponde à velocidade de projeto de 80 km/h)? Qual é a eficiência de frenagem deste veículo?
- (c) Com o veículo vazio, o centro de massa passa a se situar a $b_f = 201$ cm e $h = 172$ cm; neste caso, qual a desaceleração máxima de frenagem que o caminhão pode ser submetido sem que haja travamento de rodas se a sua velocidade é 80 km/h? Qual a eficiência de frenagem a 80 km/h? (Dica: uma normal negativa significa que o peso dinâmico do eixo é negativo – isto é, ergue-se do solo).

Problema 2.5 Um caminhão tanque articulado tem uma aceleração lateral limite (a aceleração que levanta as rodas internas numa curva) de $0,265g$.

- (a) Qual deve ser a superelevação transversal numa curva de 250 m de raio numa rodovia com velocidade de projeto de 90 km/h?
- (b) Qual a velocidade máxima que este veículo pode desenvolver, com segurança, numa curva de um dispositivo de entroncamento com raio de 125 m e superelevação de 5.2%. sem tombar?

Capítulo 3

Terminais

As características dos terminais de transporte são tratadas neste capítulo, que se inicia com uma discussão sobre as funções desempenhadas pelo terminal com relação ao sistema de transportes. A seguir, faz-se uma análise dos principais problemas e características do projeto de terminais, incluindo-se os aspectos relativos à integração entre as diversas modalidades e aos problemas relacionados à escolha do local para construção do terminal. O capítulo trata, em seguida, de formas de analisar a operação do terminal, tais como a análise dos fluxos de cargas e passageiros, por meio de diagramas de fluxo. São apresentadas também algumas técnicas para estudo da operação e dimensionamento de componentes de terminais: analogia com fluidos, modelos analíticos de filas e simulação. O capítulo encerra-se apresentando uma discussão acerca dos conceitos para lay-out físico de terminais.

Os terminais desempenham um papel importante dentro dos sistemas de transporte pois servem de pontos de concentração do tráfego de veículos, passageiros e cargas e permitem transferências modais. Exemplos de terminais incluem estações rodoviárias, aeroportos, estacionamentos, portos, estações ferroviárias, estações de metrô, terminais de carga rodoviária etc. Num sistema de transporte, os terminais são responsáveis por uma das maiores parcelas dos custos sendo que os recursos necessários para seu projeto e construção representam um investimento significativo na infra-estrutura econômica de um país ou região. Terminais bem projetados e operados são vitais para o desenvolvimento econômico e social; terminais mal projetados, que causam atrasos desnecessários aos passageiros e cargas, podem até tornar-se uma das causas da falta de competitividade econômica. A correção de

deficiências de projeto em terminais é freqüentemente uma tarefa complexa, que requer um longo tempo e cujos custos podem ultrapassar o investimento inicial.

Um outro aspecto que revela a importância dos terminais na eficiência global do sistema de transportes é que, em todas as modalidades de transporte, os veículos dispõem de uma parcela considerável de tempo nos terminais, parados, à espera de serem carregados ou descarregados. Por exemplo, estimava-se que, nos EUA, na década de 70, um vagão ferroviário viajava, em média, cerca de 90 km por dia¹. Tal distância poderia ser percorrida em pouco mais de uma hora de viagem e, durante o restante do tempo, o vagão permanecia parado num terminal ou pátio de manobra. Fica claro que qualquer ação para aumento de produtividade do sistema de transportes deve, obrigatoriamente, incluir uma redução no tempo dispendido ociosamente nos terminais, que pode ser conseguida, por exemplo, por melhorias na forma de processamento, na utilização de equipamentos mais modernos para manejo das cargas e na eliminação de atividades burocráticas redundantes.

Em virtude de sua complexidade, o planejamento e projeto de terminais requer uma equipe de profissionais especializados e experientes, na qual os engenheiros de transporte desempenham um papel importante, participando da concepção geral, definindo características do projeto e fazendo o dimensionamento das instalações e equipamentos. Um dos fatores que aumentam a complexidade do projeto dos terminais de grande porte é seu caráter único, pois a localização, as modalidades de transporte envolvidas, o tipo de utilização, os bens e mercadorias transportadas, os equipamentos usados e o volume de tráfego previsto fazem com que as características físicas variem consideravelmente de um terminal para outro, tornando-os efetivamente únicos.

Ainda que o grau de conhecimento das características operacionais e dos princípios de dimensionamento também varie consideravelmente entre os tipos de terminais, existem conceitos gerais que podem ser abstraídos das peculiaridades inerentes a cada modalidade e que permitem estudar a operação e o funcionamento dos terminais. Em função do caráter introdutório deste texto, o enfoque adotado é tal que privilegia-se a discussão de conceitos e técnicas aplicadas no planejamento e projeto dos terminais em detrimento da apresentação detalhada de normas e regulamentos. Para o leitor interessado, as referências bibliográficas ao final do capítulo trazem apresentações mais detalhadas sobre essas normas.

¹Hay, W. W. (1977). *An Introduction to Transportation Engineering*. John Wiley & Sons, Inc., Nova York, 2ª edição.

3.1 A natureza e as funções do terminal

Os terminais são instalações usadas para conectar modalidades de transporte:

- Um porto serve de conexão entre sistemas de transporte terrestres, como caminhões e trens, e o sistema de transporte hidroviário;
- Um aeroporto não só conecta aviões e modalidades de transporte terrestre, tais como automóveis, ônibus e trens, como também possibilita a conexão entre vôos diferentes;
- Uma estação de metrô pode fazer ligação entre ônibus, táxis, automóveis, trens, pedestres e outros trens de metrô; e
- Um terminal de integração de ônibus urbanos, além de possibilitar a conexão de linhas que servem diversos bairros, também atende passageiros que chegam ao terminal a pé.

Por causa desse papel de conector, existem diferentes necessidades de espaço em cada interface do terminal, que surgem em consequência das peculiaridades de cada modo de transporte. Essas diferenças são causadas por fatores que incluem as dimensões e a capacidade dos veículos, os equipamentos e instalações necessárias para carga e descarga, o tempo necessário para carregamento e descarregamento do veículo, as características dos processos de chegadas de cargas e passageiros ao terminal, etc.

Para ilustrar como as particularidades de cada modalidade influenciam as interfaces do terminal, considere-se, por exemplo, um aeroporto no qual ocorrem 22 partidas e 8 chegadas durante a hora-pico². Para atendimento adequado desse número de chegadas e partidas, são necessárias 24 posições de estacionamento de aeronaves adjacentes ao terminal ('gates'); adotando-se uma largura média de 46 m para cada 'gate', a extensão total da interface aérea é 1.104 m. A extensão da interface terrestre, formada pelo meio-fio usado pelos automóveis e ônibus deve ser 170 m no setor de partidas e 225 m no setor de chegadas, num total de 395 m.

Essa diferença na extensão total das interfaces do terminal é significativa e é causada não apenas pelas características dimensionais dos veículos, mas também pelas peculiaridades dos processos de chegadas de passageiros ao terminal. Enquanto as chegadas de passageiros que partem em aviões ocorrem durante as quatro horas que antecedem o horário marcado para a partida, em automóveis ocupados por, em média, 1,7 passageiros, os passageiros que chegam em aviões fazem-no

²Hart, W. (1985). *The Airport Passenger Terminal*. John Wiley & Sons, Nova York, EUA, p. 31-33.

em grupos de, em média, 78 passageiros³, o que explica a diferença entre os comentários do meio-fio de chegadas e de partidas.

Um terminal bem projetado deve satisfazer às peculiaridades das diversas modalidades de transporte por ele atendidas, bem como minimizar o tempo total de atendimento dos veículos ('turnaround time'), através de um arranjo que permita um bom fluxo de passageiros e carga pelo sistema, ao mesmo tempo em que o uso dos equipamentos e instalações disponíveis é maximizado

3.1.1 Funções dos terminais

Servindo de conexão entre modalidades de transporte, o terminal compreende as instalações e equipamentos usados nos processos associados à mudança modal. O volume e o tipo de passageiros e/ou cargas processado é o fator que determina a complexidade e o tamanho do terminal. Terminais que processam pequenos volumes de tráfego podem ser extremamente simples e despojados – como, por exemplo, um ponto de ônibus equipado apenas com uma cobertura e um banco para maior conforto dos passageiros, ou uma pequena plataforma na altura da carroceria de caminhões, sobre a qual se colocam os volumes no processo de carga ou descarga. Terminais que servem grandes volumes de tráfego, como um aeroporto internacional, são instalações extremamente complexas que abrigam uma enorme variedade de equipamentos em edifícios localizados numa extensa área.

Diversas funções são desempenhadas pelo terminal, ainda que nem todos os terminais desempenhem todas as funções relacionadas a seguir:

1. **Concentração de tráfego:** muitas vezes, como numa estação de metrô, os passageiros chegam ao terminal de forma contínua e partem em grupos. O mesmo pode acontecer com terminais de carga e, nesses casos, o terminal atua como um dispositivo armazenador e regulador de tráfego.
2. **Processamento:** esta função inclui a venda de passagens, o 'check-in' de bagagens, a atribuição de assentos aos passageiros, fiscalização do serviço de imigração, etc., no caso de terminais de passageiros. Nos terminais de carga, o processamento inclui a análise e preparação de documentos, desembaraço alfandegário, fiscalização sanitária e assim por diante.

³INFRAERO (1991) *Perfil do Passageiro – Aspectos Operacionais*. Superintendência Regional de S. Paulo, S. Paulo, SP.

3. **Classificação e ordenamento:** tanto os passageiros como as cargas devem ser classificados e ordenados em grupos, de acordo com o seu destino e, no caso da carga, do tipo de material transportado.
4. **Carregamento e descarregamento:** os passageiros devem ser transportados dos veículos para o terminal e vice-versa, às vezes por meio de equipamentos especiais, como pontes de embarque usadas nos aeroportos e portos. A carga e descarga de mercadorias é um processo mais complexo, que depende do tipo de carga e do tipo de veículo usado.
5. **Armazenamento:** os terminais necessitam de áreas para armazenagem temporária tanto de pessoas como de mercadorias, para possibilitar a concentração de tráfego, a classificação e o ordenamento das cargas dos veículos. Além disso, muitos terminais também possuem zonas para armazenamento dos veículos usados nas viagens – como, por exemplo, é o caso dos estacionamento para os veículos privados e os pátios de estacionamento de aeronaves em aeroportos.
6. **Baldeação:** os terminais podem servir de pontos intermediários nos deslocamentos de pessoas e cargas, cujo destino final é um terceiro terminal. A transferência entre veículos pode ocorrer entre veículos do mesmo modo (como ocorre numa estação rodoviária) ou entre veículos de modos diferentes (como ocorre num porto).
7. **Venda de serviços:** os terminais podem servir de interface entre as empresas de transporte e o público, que dirige-se ao terminal para contratar serviços de transporte de passageiros e/ou de carga.
8. **Manutenção dos veículos:** com freqüência, os terminais dispõem de áreas e instalações para manutenção, limpeza, inspeção e abastecimento de veículos.

3.2 Problemas e características

Dada a importância e a magnitude do investimento necessário para a construção de terminais, cabe uma discussão geral dos problemas e características dos terminais, que é feita nos tópicos a seguir.

Planejamento global O projeto do terminal deve estar vinculado a um planejamento global, que trate não apenas das instalações que serão construídas (ou reformadas, no caso de terminais já existentes), como também do papel do terminal no sistema de transportes. O planejamento global permite a elaboração de

um plano diretor e harmoniza a atuação dos diversos órgãos envolvidos no projeto, construção e operação do sistema. O estabelecimento de diretrizes para uso do solo, tanto no terreno disponível como nas áreas adjacentes, pode evitar problemas futuros. Por exemplo, a utilização de terrenos adjacentes a um aeroporto para loteamentos residenciais pode, futuramente, provocar restrições nos horários de operação do aeroporto, por causa do ruído. Se, por outro lado, esses terrenos forem destinados a usos que não residenciais para os quais o ruído excessivo não seja causa de incômodo – por exemplo, indústrias – esse tipo de conflito pode ser evitado.

Projeto das instalações O projeto das instalações do terminal deve: (a) satisfazer as necessidades das modalidades de transporte que usarão o terminal; (b) servir, de forma eficiente, aos tipos de tráfego previstos; (c) fornecer a capacidade de tráfego planejada para o terminal; (d) respeitar o plano diretor de desenvolvimento urbano e regional do local onde o terminal está localizado; (e) integrar o terminal com o restante do sistema de transportes da região; (f) ser eficiente operacionalmente; (g) causar os menores impactos possíveis no meio-ambiente natural, urbano e regional; e (h) atender às necessidades das empresas que o utilizarão.

Operacionalidade e ‘turnaround’ No projeto do terminal deve-se sempre considerar a facilitação das operações, visando reduzir o tempo total de viagem porta-à-porta. Esperas e atrasos em terminais são, infelizmente, responsáveis por uma parcela considerável desse tempo total de viagem. O ‘lay-out’ escolhido deve evitar cruzamentos e duplicações de fluxos para garantir um processamento eficiente dentro do terminal.

‘Turnaround’ é o termo em inglês que se refere ao tempo total decorrido entre a chegada de um veículo ao terminal e sua partida. O ‘turnaround’ compreende o tempo gasto para descarga, carregamento e, em alguns casos, reequipamento e reabastecimento do veículo. Um dos componentes do chamado “custo Brasil” é o exagerado ‘turnaround’ nos portos nacionais, que se pretende reduzir pela modernização da estrutura da mão-de-obra, dos equipamentos e das instalações. Do ponto de vista do transportador, qualquer redução no ‘turnaround’ tem o mesmo efeito de um aumento na frota, sem que seja necessária a aquisição de mais veículos, pois o tempo que era gasto com o veículo parado no terminal pode ser usado para transportar passageiros ou cargas entre origens e destinos.

Custos de utilização O custo total de transporte pode ser dividido entre os custos de viagem e os custos de utilização dos terminais. Dentro de certos limites, os cus-

tos de viagem variam com a distância percorrida, com o custo unitário decrescendo com o aumento da distância total de viagem; o custo de utilização dos terminais, por sua vez, independe da distância total de viagem. Custos de utilização de terminais muito altos podem inviabilizar economicamente a operação de certos sistemas de transporte. Uma parcela significativa do chamado “custo Brasil” refere-se aos custos de embarque e desembarque nos portos nacionais que, comparados a portos em outros países, são muito elevados.

Localização e uso do solo A determinação da localização dos terminais é um dos problemas mais complexos da Engenharia de Transportes, a respeito do qual apenas algumas observações gerais serão feitas. A localização de um terminal deve ser tal que a relação entre os benefícios e os custos por ele gerados seja benéfica para os seus usuários e para a sociedade como um todo. Este é um objetivo de difícil consecução pois, ainda que um aeroporto, porto ou outro tipo de terminal induza o desenvolvimento econômico de uma região, gerando novos empregos, permitindo o escoamento de sua produção, atraindo novos empreendimentos e aumentando o intercâmbio social e econômico com outras regiões, existem aspectos indesejáveis associados aos terminais. Esses fatores negativos incluem poluição do ar, do solo, da água, visual e sonora; aumento do tráfego; criação de obstáculos ao desenvolvimento urbano; utilização de amplas áreas anteriormente desocupadas com impactos negativos para a flora e fauna nativas; deslocamento de pessoas; etc.

Um terminal deve ser facilmente acessível a seus usuários, para que seja efetivamente utilizado, mas sua localização deve ser tal que seus impactos negativos sejam os menores possíveis. A obtenção de uma solução satisfatória é difícil e nem sempre alcançada, como mostra a experiência. Na escolha do local para construção do segundo aeroporto de Belo Horizonte, decidiu-se por um local distante do centro da cidade. Passados anos desde sua inauguração, o Aeroporto Internacional de Confins opera com um número muito pequeno de vôos e a maior parte dos passageiros ainda prefere usar o Aeroporto da Pampulha, que está localizado dentro da área urbana. O mesmo aconteceu com a cidade de Montreal, no Canadá, onde o novo aeroporto, localizado em Mirabel, ainda é preterido em relação ao antigo aeroporto, Dorval, localizado dentro da região metropolitana.

O problema é igualmente complexo quando se trata da localização de terminais rodoviários, ferroviários e hidroviários. Do ponto de vista técnico, o processo de seleção do local deve considerar os seguintes aspectos:

- *Disponibilidade de áreas e uso do solo limdeiro*: para determinar a magnitude dos impactos ambientais e a preservação de áreas para futura expansão.

- *Condições atmosféricas e hidrológicas locais*: para orientação de pistas de pouso e decolagem e para analisar a dispersão de poluentes é preciso conhecer a orientação e magnitude dos ventos predominantes. O conhecimento das condições de visibilidade, pela análise da frequência e intensidade da ocorrência de nevoeiros é fundamental para o planejamento de aeroportos e portos. Estudos dos regimes das marés e das correntes são necessários para a análise de locais para construção de portos.
- *Acessibilidade*: O local escolhido deve ser facilmente acessível aos principais pólos geradores e atratores de tráfego da região, não apenas pelo sistema viário, mas também pelo sistema de transporte público (ônibus, metrô, etc.).
- *Disponibilidade de serviços públicos*: a implantação de serviços públicos tais como abastecimento de água e energia elétrica, rede de esgoto, coleta de lixo, telefone e transporte coletivo deve ser estudada e os custos associados, estimados.
- *Custos de projeto e construção*: envolvendo a estimativa de investimentos de capital incluindo os custos de aquisição do terreno, de preparação do local (terraplenagem, drenagem, etc.), de construção das edificações e vias, etc.
- *Análise dos impactos ambientais*: os possíveis impactos ambientais causados pela construção do terminal devem ser avaliados e considerados na seleção do local.

Ainda que se tenha a impressão que os impactos da localização de terminais são importantes apenas nos casos de terminais de grande porte, como aeroportos, portos, etc., os problemas associados à localização do terminal devem ser sempre considerados, mesmo que o terminal não seja muito grande. Por exemplo, estabelecimentos comerciais e industriais localizados em áreas urbanas que não disponham de locais apropriados para carga, descarga e estacionamento de caminhões geram grandes transtornos para o tráfego e degradam a qualidade de vida nas regiões adjacentes.

Impactos ambientais As instalações e a operação de um terminal são fontes significativas de todos os tipos de poluição: do ar, da água, sonora e visual. O tráfego pesado das vias de acesso, as ferrovias e as instalações do terminal funcionam como barreiras, interrompendo conexões naturais entre regiões urbanas adjacentes. Aeroportos, terminais ferroviários, portos e terminais rodoviários que apresentam altos volumes de tráfego produzem ruído e vibrações que afetam a população das

regiões adjacentes. É necessário determinar todos os impactos possíveis e estabelecer formas de minimizá-los, tais como disciplinar o uso do solo ainda não ocupado nas adjacências do terminal, de tal forma que o terminal funcione na melhor harmonia possível com o meio-ambiente.

Coordenação Os terminais desempenham um papel fundamental para a consecução de sistemas intermodais de transporte que funcionem de forma eficiente. Um terminal bem projetado permite transições intra e intermodais fáceis e rápidas, bem como facilita a racionalização do uso dos recursos disponíveis, com benefícios para a sociedade como um todo. Entre os diversos tipos de coordenação intra e intermodalidades, pode-se listar:

- *Uso conjunto de terminais:* como o que acontece numa estação rodoviária, que é operada por um município (ou um concessionário do município) e usado simultaneamente por diversas empresas de ônibus, com evidentes vantagens para os usuários, já que as baldeações são facilitadas e todos os serviços de transporte são encontrados num único local. O mesmo acontece com aeroportos e portos. Na América do Norte, estações ferroviárias compartilhadas por diversas ferrovias diferentes – denominadas ‘union stations’ – são comuns.

Os portos são os terminais de carga de uso compartilhado mais comuns, ainda que num mesmo porto possam coexistir terminais privados competindo entre si, oferecendo os mesmos serviços. Terminais rodoviários de carga podem reduzir bastante os custos e os impactos do tráfego de caminhões, mas são um tanto quanto incomuns no Brasil, apesar do sucesso daqueles em operação como, por exemplo, o CEAGESP em São Paulo e seus congêneres em outras cidades.

Um terminal de cargas também permite a mecanização do processo de carga e descarga⁴, já que o tráfego mais intenso justifica o investimento necessário para aquisição do equipamento. A economia alcançada pela mecanização é significativa: o uso de empilhadeiras para carregamento e descarregamento de paletes pode economizar de 30 a 65 dólares por veículo atendido⁵.

Terminais de carga que atendem tanto caminhões como trens possibilitam que as ferrovias aumentem sua área de influência, usando caminhões para

⁴A mecanização do processo de carga e descarga é discutida com mais detalhes no item 4.

⁵Hay, W. W. (1977). *An Introduction to Transportation Engineering*. John Wiley & Sons, Nova York, 2ª edição, p. 368.

entrega e coleta de mercadoria em locais onde não existem estações ferroviárias.

- *Coordenação de horários*: os horários de chegadas e partidas são coordenados de forma a facilitar a baldeação de passageiros e cargas. No transporte aéreo, os conglomerados de empresas aéreas – como a Star Alliance (VARIG, SAS, Air Canada, Lufthansa e United) – procuram oferecer um maior número de destinos pela coordenação de horários, facilitando a conexão dos passageiros.

Um outro exemplo, ainda no transporte aéreo, a operação do tipo ‘hub-and-spokes’⁶, que faz com que um ou mais aeroportos funcionem como pontos de conexão (‘hubs’). Como todo os vôos são feitos de e para o ‘hub’, coordenando-se os horários de chegada pode-se atender um maior número de aeroportos com uma frota menor.

No transporte de carga, a coordenação de horários permite entregas mais rápidas. Usando uma operação ‘hub-and-spokes’, empresas de entrega de encomendas enviam, no final da tarde, toda a carga coletada no dia para uma central de classificação da qual as encomendas são enviadas, na madrugada, para as cidades de destino onde serão entregues ao destinatário final antes do meio-dia. Sistemas que transportam ‘commodities’ tais como grãos, açúcar ou minério procuram coordenar as entregas nos portos com a data das chegadas dos navios, mantendo um estoque suficiente para carregamento no porto, para reduzir o ‘turnaround’ dos navios.

- *Intercâmbio de equipamento*: Usado principalmente pelas ferrovias, consiste em usar o mesmo vagão até o seu destino final. Ou seja, num ponto de interligação entre duas ferrovias, troca-se apenas de locomotivas e os vagões de uma empresa circulam pelas linhas da outra até seu destino final, evitando-se os custos e a demora associados ao processo de baldeação da carga nos pontos intermediários. Para que isso possa ocorrer, no entanto, é necessário existir uma padronização tanto do equipamento como da bitola das vias. Uma espécie de câmara de compensação é usada para remunerar a utilização dos vagões que não pertencem à empresa.

Uma forma similar de intercâmbio de equipamento ocorre com no transporte intermodal por contêineres, que são utilizados sucessivamente por diversas usuários e podem ser transportados por caminhões, vagões ferroviários, navios e aviões.

⁶Em português, cubo e raios de uma roda.

No transporte rodoviário de carga pode existir uma outra forma de intercâmbio de equipamento. O cavalo mecânico e o reboque costumam ter proprietários diferentes e um cavalo mecânico que transporta um reboque de uma cidade para outra recebe, ao chegar ao seu destino, um outro reboque para a continuação da viagem.

No transporte aéreo regular de passageiros, ao invés de intercâmbio de equipamento, costuma-se adotar o uso compartilhado de aeronaves, pelo sistema de 'code-sharing', no qual duas ou mais empresas vendem, de forma independente, passagens para um mesmo destino e compartilham a mesma aeronave. Por meio desse arranjo, é possível reduzir o número de assentos vazios ao mesmo tempo em que se aumenta a frequência de vôos. Uma forma um pouco diferente é a criação de um pool de empresas para exploração de uma rota, como ocorre com a Ponte Aérea Rio-São Paulo. O pool pode ter frota própria ou usar aviões das empresas participantes; as passagens são vendidas pelo pool e a receita compartilhada de acordo com a participação de cada empresa no pool.

Outras formas menos comuns (pelo menos no Brasil) de coordenação incluem a cessão de direitos de utilização de vias e o uso conjunto da faixa de domínio. No primeiro caso, duas ferrovias com linhas paralelas e excesso de capacidade fazem um acordo pelo qual um dos ramais passa a ser usado pelas duas empresas e o outro, desativado. A economia se dá pela venda do aço dos trilhos e dispositivos de fixação, pelo fechamento de estações e pela eliminação dos custos de manutenção da via e das estações. Se uma das linhas tiver greides mais favoráveis, a economia também inclui a redução nos custos operacionais.

No segundo caso, a idéia é o uso compartilhado da faixa de domínio usada para a construção de um sistema de vias. Um exemplo desse tipo de coordenação é a Rodovia dos Bandeirantes, que liga Campinas a São Paulo e que foi construída prevendo-se que seu canteiro central fosse um dia utilizado para a construção de uma ferrovia. Outros casos incluem a utilização da faixa de domínio de ferrovias para a implantação de redes de fibra óptica para telecomunicações e o uso compartilhado de postes para distribuição de eletricidade, iluminação pública, telefonia e tevê a cabo.

3.3 O processo de planejamento de terminais

O objetivo primordial do planejamento de um terminal é determinar o que se chama de "concepção ótima" para o projeto. Esse elusivo "ponto de ótimo" significa

que as instalações físicas e os equipamentos projetados são capazes de atender à demanda num nível de serviço adequado, sem que estejam ociosos durante longos períodos de tempo – o que indica um superdimensionamento dos equipamentos e instalações e conseqüente desperdício de recursos.

Para determinar a concepção ótima, é necessário dispor de uma previsão de tráfego para o terminal, que não apenas forneça o volume de passageiros e cargas que usam o terminal, mas também o padrão segundo o qual essas chegadas ocorrem, a distribuição modal das chegadas e das partidas, além do tipo de passageiro ou carga, já que o processamento no terminal pode variar de acordo com esse tipo. Existem diversos métodos para previsão da demanda; em certas situações, a previsão pode ser baseada em séries históricas de dados, estudos empíricos ou até mesmo na extrapolação de tendências. Foge completamente do escopo do texto a discussão desses modelos; o leitor interessado deve consultar um dos muitos livros que tratam de previsão de demanda em transportes para uma discussão mais detalhada dos métodos de previsão de demanda.

Os terminais são quase sempre projetados para atender a demanda prevista para um certo tempo no futuro, usualmente 5 ou 10 anos. Muitas vezes, o projeto é feito de tal forma que o terminal possa ser construído em etapas, para protelar o investimento necessário para construção de todo o complexo. Não se costuma projetar os terminais para o maior volume diário ou horário obtido na previsão de tráfego pois, nesse caso, o grau de ociosidade das instalações ou equipamentos pode ser muito grande. É comum projetar o terminal de tal forma que a demanda máxima prevista ultrapasse a capacidade de atendimento durante um certo número de horas no ano, durante as quais o terminal deverá operar num nível de serviço inferior ao mínimo desejado. No restante do tempo, como a capacidade de atendimento é maior que a demanda, a ocorrência de esperas e atrasos excessivos é muito menor.

A imprevisibilidade da demanda é o maior problema que se enfrenta ao projetar um terminal. Se o número de passageiros ou o volume de cargas pudesse ser previsto com exatidão e se o horário e o padrão de chegadas e partidas fossem conhecidos, o dimensionamento das instalações, equipamentos e força de trabalho poderia ser obtido facilmente. Contudo, as taxas de chegadas e partidas não são constantes e os tempos de processamento variam aleatoriamente. Essa natureza estocástica e probabilística do funcionamento do terminal acaba favorecendo o uso de modelos de filas ou de simulação para análise da operação do terminal, ainda que seja possível usar abordagens determinísticas em muitas situações.

3.3.1 Análise operacional de terminais

Um terminal pode ser visto como uma instalação na qual passageiros, cargas e veículos são submetidos a seqüência de processos. Para isso, necessita-se de instalações físicas, mão-de-obra, equipamentos e um conjunto de procedimentos operacionais que assegurem que todas as operações sejam realizadas adequadamente e dentro da seqüência apropriada.

O processamento de passageiros e/ou cargas requer tempo, que pode incluir um período esperando para ser atendido e o tempo gasto para o atendimento propriamente dito. Considere-se, por exemplo, o caso do transporte de grãos por caminhões para um porto. Os caminhões, ao chegarem ao porto, devem ser pesados, descarregados e pesados novamente. Esses três processos envolvem, além de possíveis esperas em filas, tempos de pesagem e descarregamento.

O atendimento de passageiros e/ou cargas também requer a mobilização de equipamentos e instalações por um determinado período – como, por exemplo, numa estação rodoviária em que o carregamento e descarregamento de um ônibus requer a utilização de uma plataforma que, durante um certo intervalo, não pode ser utilizada por nenhum outro ônibus.

Dentro dessa perspectiva, pode-se notar que existem dois objetivos conflitantes relacionados ao projeto dos terminais. Se, por um lado, procura-se minimizar o tempo total de processamento (tempos de espera e tempos de atendimento) dos passageiros e cargas, por outro lado, deseja-se maximizar a utilização dos equipamentos e instalações do terminal. Em termos econômicos, deseja-se, ao mesmo tempo, minimizar o custo dos usuários e o custo de construção e operação do terminal. Como a maximização da utilização dos equipamentos e instalações só pode ser alcançada se houver sempre uma fila à espera de atendimento, e como a minimização dos tempos de processamento requer a eliminação das filas e a redução dos tempos de atendimento, pode-se perceber que a solução ótima situa-se em algum ponto intermediário. Ou seja, os usuários deverão ficar sujeitos a alguma espera e os equipamentos e instalações, a algum grau de ociosidade.

3.3.2 Fluxos de passageiros e cargas em terminais

Uma forma de analisar a operação de terminais é através de diagramas de fluxo de passageiros e/ou cargas dentro do terminal. Esses diagramas representam os processos a que são submetidos os fluxos de usuários ao longo do seu atendimento no terminal. Através do diagrama de fluxo pode-se analisar a seqüência de pro-

cessos, identificar possíveis cadeias alternativas de processamento e, até mesmo, determinar o tempo total dispendido no terminal.

Não existe uma regra fixa para determinar o grau de detalhe na representação das atividades num diagrama de fluxo. Se por um lado, o terminal pode ser representado por um único bloco numa cadeia de transporte, pode-se também representar separadamente atividades que requerem apenas alguns segundos para serem realizadas – como o tempo necessário para um passageiro entregar sua passagem ao motorista e entrar no ônibus. O grau de detalhe na representação do terminal é determinado pelo tipo de análise que se deseja realizar, pelos objetivos do projeto, pelos recursos disponíveis para a realização da análise ou projeto e pela disponibilidade de dados.

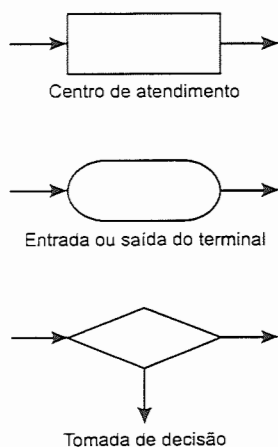


Fig. 3.1: Símbolos usados na elaboração de diagramas de fluxo

A Figura 3.1 contém os símbolos usados na representação das seqüências de processos de terminais. Os centros de atendimento – por exemplo, um guichê para venda de passagens, uma balança para pesagem de vagões ou caminhões etc. – são representados por um retângulo. O início e o final da cadeia de processos são representados pelo retângulo de cantos arredondados e os pontos nos quais o fluxo pode tomar duas seqüências de processamento diferentes – como no caso de passageiros com ou sem bagagem – são representados por losangos. Os fluxos de passageiros, bagagens e/ou cargas são representados por setas.

Tome-se, por exemplo, um terminal intermunicipal de ônibus no qual as plataformas de chegada são independentes das plataformas de partida – como é o caso do Terminal Rodoviário do Tietê, em São Paulo. A Figura 3.2 ilustra como diagramas de fluxo podem ser usados para representação da seqüência de processos envolvidos no atendimento dos passageiros, tanto na chegada como na partida. Observando-se o diagrama mostrado à esquerda naquela figura, pode-se perceber que os passageiros entram no terminal quando ocorre uma chegada de um ônibus. Esse ônibus deve então dirigir-se à plataforma de desembarque, onde ocorre o processo de desembarque dos passageiros. Nesse ponto da seqüência de processamento, os passageiros que possuem malas no bagageiro do veículo devem recuperar suas malas e separam-se dos passageiros que viajam sem malas. O processo de recuperação da mala envolve uma espera até que a mala seja retirada do veículo e haja a conferência do canhoto de bagagem. Todos os passageiros (com ou sem mala) devem então decidir qual o meio de transporte que utilizarão para chegar ao seu destino final: táxi ou metrô. De acordo com essa decisão, o passageiro dirige-se então para a estação do metrô ou para a plataforma de táxis, de onde saem do terminal. Os passageiros que usam automóveis particulares ou ônibus saem do terminal pela estação do metrô.

Note-se que nesta representação do terminal existem três processos pelos quais os passageiros são submetidos e que podem causar atrasos (espera em filas): o estacionamento do veículo numa plataforma de desembarque, o desembarque e a recuperação das malas. Se todas as plataformas de desembarque estiverem ocupadas no instante em que um ônibus chega, esse ônibus deve esperar até que uma plataforma fique livre, para que o próximo processo possa ter início.

No processo de desembarque, também aparece uma fila, só que dentro do próprio ônibus. Se, no caso do ônibus, essa espera dentro do veículo durante o desembarque é relativamente curta, num avião como um B747 que transporta até 450 passageiros, o processo de desembarque pode levar cerca de 30 minutos. Para recuperação da bagagem, o passageiro também deve esperar numa fila até que sua mala seja retirada do bagageiro do ônibus, num processo que não costuma levar muito tempo. No caso do B747, os contêineres de malas devem ser descarregados do avião, transportados até o terminal e descarregados nas esteiras de restituição de bagagem, num processo que costuma ser demorado.

O processamento dos passageiros que partem é mostrado no diagrama à direita da Figura 3.2. Os passageiros chegam ao terminal e aqueles que não possuem a passagem devem dirigir-se aos guichês de venda de passagem. Normalmente,

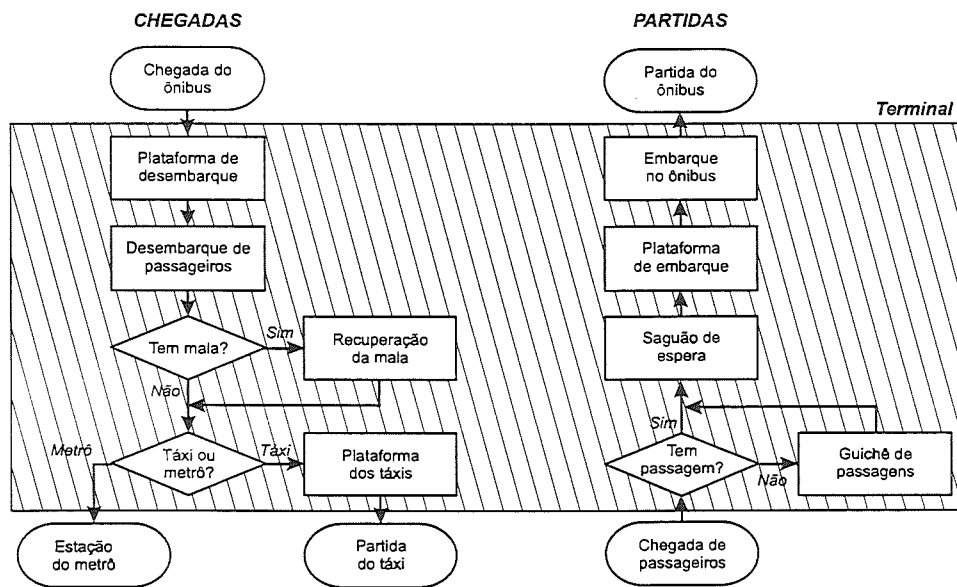


Fig. 3.2: Representação da seqüência de processamento de passageiros num terminal intermunicipal de ônibus

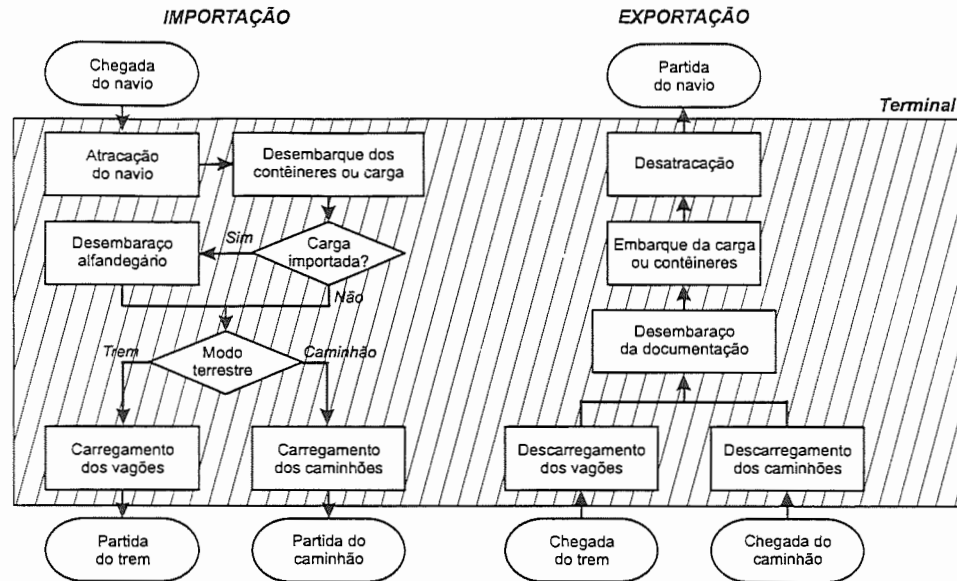


Fig. 3.3: Representação da seqüência de processamento de carga num porto

os passageiros chegam ao terminal com uma certa antecedência em relação à partida do ônibus e é no saguão de embarque que os passageiros esperam até a hora do embarque. Portanto, o saguão de embarque deve dispor de banheiros, lanchonete, restaurante, lojas de conveniência, telefones públicos, etc. para tornar menos desagradável esse período de espera. A última parte desse tempo de espera é realizada na plataforma de embarque, para a qual os passageiros dirigem-se quando faltam alguns minutos para a partida do ônibus. Opcionalmente, esses dois blocos (saguão de espera e plataforma de embarque) poderiam ser tratados como um único bloco, já que o local onde se espera pela partida do ônibus pode não ter muita importância para a análise da operação do terminal. Quando o ônibus encosta na plataforma, o embarque é iniciado, num processo que envolve a entrega e conferência da passagem e a colocação de malas no bagageiro. Uma vez terminado o embarque, os passageiros deixam o terminal no ônibus.

Para um terminal de cargas, como um porto, a construção de um diagrama de fluxos de cargas é similar, como exemplificado na Figura 3.3, que representa, simplificada, a seqüência de processos a que são submetidas cargas que passam por um porto. Quando um navio chega, ele deve esperar até que um berço de atracação esteja disponível no terminal adequado, já que não é possível descarregar um petroleiro num terminal de contêineres, por exemplo. Essa espera pode durar vários dias em portos congestionados, aumentando significativamente

os custos de transporte. Uma vez liberado para atracação, o navio atraca no cais e o desembarque da carga é realizado. Se a carga transportada for proveniente do exterior, existe a necessidade de desembarço alfandegário, que pode incluir o pagamento de impostos, inspeções fiscais e sanitárias, etc. Após a liberação da carga, faz-se o carregamento dos vagões ou caminhões, dependendo do modo de transporte terrestre usado. A carga sai do terminal quando o trem ou caminhão partem do porto em direção a seu destino final.

A carga que é exportada pelo porto chega em trens ou caminhões, que são descarregados em instalações adequadas e transportadas para os armazéns apropriados, onde a carga fica estocada à espera do carregamento no navio. Uma vez que um navio esteja disponível para carregamento, faz-se o processamento da documentação da carga, que pode envolver o pagamento de impostos e taxas, inspeções fiscais ou sanitárias, etc. Terminado o embarque da carga, o navio é desatracado e deixa o porto, numa operação que pode requerer o auxílio de rebocadores para facilitação das manobras.

O diagrama da Figura 3.3 poderia ser mais complexo e incluir outros processos. Por exemplo, o carregamento (ou descarregamento) de um caminhão ou vagão pode envolver pesagens do veículo cheio e vazio, processamento de documentação, etc. A partida de trens pode incluir o processo de montagem da composição e assim por diante. O leitor deve ter em mente que os dois diagramas mostrados (Figuras 3.2 e 3.3) são apenas exemplos para ilustrar a construção de diagramas de fluxos de passageiros e cargas.

3.4 Processamento de veículos, passageiros e cargas em terminais

Os diagramas de fluxo que indicam o processamento de passageiros e cargas em terminais podem ser usados para estimar o tempo médio necessário para o atendimento dos usuários no terminal, bastando, para tanto, somar o tempo médio dispendido em cada etapa do processamento. Esses tempos médios podem ser obtidos por observação em terminais similares ou no próprio terminal, se já existente. Contudo, deve-se ter em mente que esse processo só pode ser usado se não houver congestionamento – isto é, formação de filas – no terminal. Caso contrário, o tempo dispendido em cada etapa do processamento é formado pelo tempo de atendimento propriamente dito e por um tempo de espera na fila. O tempo de espera na fila é condicionado pelo grau de congestionamento do servidor: um passageiro que chega num instante em que o terminal esteja vazio é processado mais rapidamente do que o que chega num período de tráfego intenso. A espera

pode ocorrer numa fila bem organizada, como no caso de um guichê para venda de passagens numa rodoviária, ou numa situação na qual aparentemente não existe uma fila, como numa plataforma de embarque numa estação de metrô.

Os tempos de atendimento podem variar de um usuário para outro, por diversas razões. Por exemplo, num guichê para venda de passagens, leva-se mais tempo para atender um passageiro que deva receber troco do que um que tenha o dinheiro trocado. Passageiros que viajam diariamente pelo sistema e que estão acostumados com o processamento no terminal são normalmente atendidos em menos tempo que passageiros que usam o terminal pela primeira vez.

3.4.1 Representação gráfica do atendimento em sistemas com filas

Como num terminal os usuários são processados por sistemas nos quais existem uma fila e um (ou mais) postos de atendimento, usam-se modelos de fila para analisar o funcionamento de componentes de terminais.

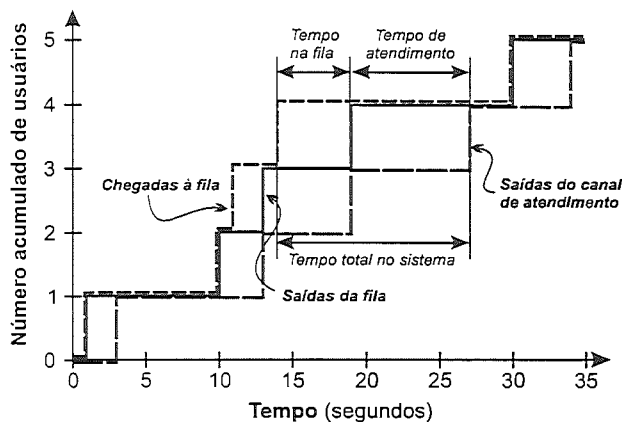


Fig. 3.4: Representação gráfica de um modelo de filas

Muitas vezes, é conveniente fazer uma representação gráfica do funcionamento do sistema estudado, para facilitar a determinação de medidas de desempenho do centro de processamento. O gráfico da Figura 3.4 ilustra o funcionamento de uma unidade de atendimento que é capaz de atender a um usuário de cada vez – por exemplo, um posto de inspeção anti-sequestro num aeroporto. O gráfico indica a variação no número acumulado de usuários em três pontos do sistema, ao longo do tempo. A curva mais à esquerda indica o número acumulado de usuários que chegam ao sistema e entram na fila, caso ela exista. A curva do centro representa o número acumulado de usuários que saem da fila e passam a ser servidos na unidade de atendimento; a curva da direita indica o número acumulado de usuários que saem do canal de serviço.

Observando-se a Figura 3.4, pode-se notar que o primeiro usuário chega ao sistema no instante $t = 1$ minuto e passa a ser atendido imediatamente, já que não existe fila e o canal de atendimento está vazio. O atendimento termina quando $t = 3$ e como não ocorreu nenhuma chegada no intervalo, o canal de atendimento fica livre. Quando $t = 10$, ocorre a chegada do segundo usuário, que passa a ser atendido imediatamente; o terceiro usuário chega no instante $t = 11$ e, como o

canal de serviço está sendo usado, fica esperando na fila até $t = 13$, quando o segundo usuário deixa o sistema, liberando o canal para atendimento do terceiro usuário. Pode-se notar que o tempo total nesse centro de atendimento é composto por um tempo na fila (que pode ser nulo) e por um tempo de serviço. O quarto usuário, por exemplo, gasta 13 minutos nessa unidade de processamento, 5 minutos na fila e 8 minutos para ser atendido.

3.4.2 Modelagem de filas

Como a formação de filas é um fenômeno relativamente comum em terminais, torna-se interessante estudar formas de analisar a operação de sistemas de atendimento com filas. A teoria das filas é o instrumento usado para a modelagem de componentes de terminais.

Tome-se, por exemplo, a balança para caminhões mostrada na Figura 3.5. Um sistema de filas é caracterizado por quatro parâmetros: o *padrão de chegadas*, que representa como os usuários chegam à fila; o *padrão de atendimento*, que representa como os usuários são atendidos, após terem saído da fila; o *número de canais de serviço*, que corresponde ao número de usuários que podem ser processados simultaneamente; e a *disciplina da fila*, ou seja, a ordem em que os usuários são atendidos.

O padrão de chegadas é dado pela distribuição entre os intervalos entre chegadas sucessivas e, no modelo matemático da fila, é representado pela *taxa média de chegadas*, λ , que é normalmente expressa em termos do número de usuários que chegam num dado intervalo de tempo – segundos, minutos, horas ou dias. O padrão de atendimento é caracterizado pela distribuição dos tempos de atendimento e é representado pela *taxa média de atendimento*, μ , no modelo. O número de canais de serviço é representado, no modelo, pelo símbolo k . Pode-se calcular o *grau de congestionamento* do sistema, ρ , pela expressão:

$$\rho = \frac{\lambda}{k \cdot \mu} \quad (3.1)$$

em que ρ : grau de congestionamento;
 λ : taxa média de chegadas [usuários/min];
 μ : taxa média de atendimento [usuários/min]; e
 k : número de canais de atendimento.

Observando-se a Equação 3.1, pode-se notar que ρ , o grau de congestionamento pode ser menor, igual ou maior que a unidade. Seja, por exemplo, um sistema no

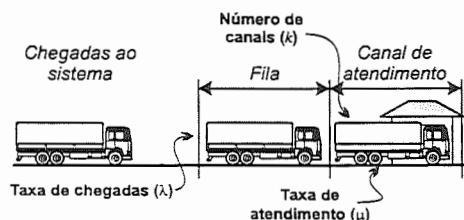


Fig. 3.5: Um sistema de filas

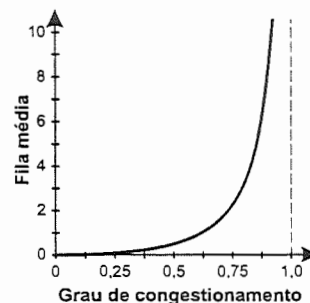


Fig. 3.6: Variação da fila média com o grau de congestionamento (fila M/M/1)

qual $k = 1$, como o mostrado na Figura 3.5. Se a taxa de chegadas λ for menor que a taxa de atendimento μ , então o grau de congestionamento será menor que a unidade. Nesse caso, o número de usuários que chegam num dado intervalo é menor que a capacidade de atendimento do sistema e só há a formação de fila se um usuário chegar antes do final do atendimento do usuário anterior. Ainda que esporadicamente se possa observar a formação de uma fila – por exemplo, quando ocorrem chegadas sucessivas quase simultâneas –, a fila desaparece rapidamente.

Se, no entanto, a taxa de chegadas λ for maior que a taxa de atendimento μ , a taxa de congestionamento ρ será maior que a unidade. Nesse caso, o número de chegadas num dado intervalo de tempo é maior que a capacidade de atendimento do sistema e a fila cresce continuamente, enquanto λ for maior que ρ . Diz-se então que o sistema encontra-se num estado *transiente* ou de *supersaturação*. Essa situação é inconveniente para os usuários, pois a fila só irá diminuir se for possível aumentar a taxa de atendimento ou reduzir a taxa de chegadas, ou ainda, realizar essas duas coisas ao mesmo tempo.

Há ainda a possibilidade de λ , a taxa de chegadas, e a taxa de atendimento μ serem iguais, o que resulta em $\rho = 1$. Nesse caso, diz-se que o sistema está *saturado*, pois a capacidade de processamento é exatamente igual à demanda. Nessa situação, o sistema só consegue operar sem fila se tanto o processo de chegadas como o processo de atendimento forem determinísticos – isto é, se os intervalos entre chegadas forem constantes e se o tempo de atendimento também for constante.

O gráfico da Figura 3.6 mostra a variação do comprimento médio da fila em função do grau do congestionamento para um sistema com um único canal de serviço, no qual as chegadas são distribuídas de acordo com uma distribuição de Poisson e os tempos de atendimento seguem uma distribuição exponencial. Pode-

se perceber que, numa fila estocástica, o aumento do grau de congestionamento faz com que a fila média cresça, numa taxa cada vez maior à medida em que ρ aproxima-se da unidade. Pode-se também notar que a fila tende para infinito quando o sistema encontra-se saturado ($\lambda = k \cdot \mu$).

Existem duas formas de analisar um sistema de filas: deterministicamente e estocasticamente. Do ponto de vista do engenheiro de transportes, os modelos determinísticos são usados quando se deseja obter estimativas das medidas de desempenho. Esse é o caso de filas que passam por períodos de supersaturação, nos quais a demanda é maior que a capacidade de processamento. Os modelos estocásticos são usados quando o sistema funciona num estado de equilíbrio, com o grau de congestionamento menor que a unidade.

3.5 Estudo de filas por analogia com fluidos

A teoria das filas, para um engenheiro de transportes, é uma ferramenta útil para a solução de problemas reais, para os quais quase sempre é interessante obter estimativas preliminares. Essa abordagem essencialmente prática é a característica principal da engenharia: mesmo se soluções rigorosas ou exatas para um problema não existam, é indispensável obter uma solução aproximada. Se a estimativa obtida for insuficiente para a tomada de decisão, procura-se obter um refinamento da solução até que a precisão da resposta seja satisfatória. O estudo de sistemas de filas por meio de analogia com fluidos é um excelente exemplo desse tipo de processo para solução de problemas de engenharia.

Numa analogia com fluxo de líquidos, pode-se imaginar que o sistema opere como um reservatório, cuja alimentação corresponde ao processo de chegadas. A saída do reservatório equivale ao processo de atendimento e a fila corresponde ao volume de líquido dentro do reservatório, conforme ilustrado na Figura 3.7. A analogia com fluidos presta-se melhor nos casos em que a fila é bem maior que a unidade e nos quais a escala usada é tal que as curvas de chegadas e partidas (como as mostradas na Figura 3.4) possam ser aproximadas por funções contínuas, sem grande perda de precisão.

A forma mais simples de analisar uma unidade de processamento na qual existe a formação de filas consiste na comparação entre a taxa média de chegadas (a demanda) e a taxa média de processamento (a capacidade de atendimento). Se a capacidade de atendimento for maior que a demanda, o sistema deve operar de forma satisfatória. Quanto mais próxima da capacidade for a demanda, maior serão a espera média na fila e o tamanho da fila, como ilustrado na Figura 3.5.

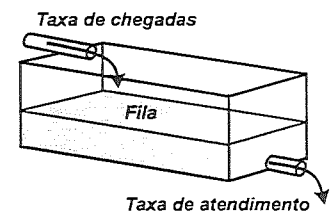


Fig. 3.7: Análise de filas por analogia com fluido

O mesmo procedimento pode ser aplicado à análise de um sistema formado por um conjunto de sistemas de filas em série. Usando-se a analogia com fluidos, pode-se imaginar o sistema como uma seqüência de reservatórios interconectados. Se a capacidade de atendimento em cada processo for compatível com as capacidades dos processos a montante e a jusante, o sistema estará bem dimensionado. Caso contrário, o processo com menor capacidade torna-se o ponto crítico do sistema, como numa corrente cuja resistência é determinada pela resistência do elo mais fraco.

Na analogia com fluidos, estuda-se a fila como se ela fosse um reservatório; conhecendo-se o fluxo de entrada (a taxa de chegadas), o fluxo de saída (a taxa de atendimento) e o volume de líquido no reservatório (a fila), pode-se determinar medidas de desempenho tais como a espera média na fila, o comprimento médio da fila, etc. Imagine-se um sistema no qual a taxa de chegadas, λ , e a taxa de atendimento μ sejam constantes. Suponha-se ainda que no instante $t = 0$ em que se inicia a observação existe uma fila $Q(0) \gg 0$. Como a taxa de chegadas é constante, o número acumulado de chegadas após um intervalo de tempo t , $C(t)$, é $C(t) = \lambda \cdot t$; ou seja, a função que indica a variação do número acumulado de chegadas com o tempo é uma reta de coeficiente angular λ . De forma similar, o número acumulado de partidas após t , $S(t)$, é $S(t) = \mu \cdot t$ e a função número acumulado de partidas é também uma reta.

Os gráficos da Figura 3.8 ilustram duas das três situações que podem ocorrer. O gráfico da parte superior mostra a situação em que a capacidade de atendimento é maior que a demanda – ou seja, $\mu > \lambda$, o que corresponde a um reservatório com um cano de saída maior que o cano de alimentação. No instante em que se abrem as duas torneiras, o volume de líquido no reservatório começa a reduzir-se até o reservatório ficar completamente vazio. A partir do instante em que o reservatório fica totalmente vazio, o volume de saída é igual ao volume de entrada. Numa fila, o fenômeno observado é exatamente igual ao do reservatório. No início, existe uma fila $Q(0)$ que vai diminuindo à medida em que o tempo passa, pois o número de usuários atendidos num dado intervalo de tempo é maior que o número de chegadas à fila ($\lambda \cdot t < \mu \cdot t$). No instante em que a fila desaparece, a taxa de atendimento passa a ser igual à taxa de chegadas, pois não se pode processar mais usuários além dos que chegam ao sistema.

O gráfico da parte inferior da Figura 3.8 mostra a situação em que a capacidade de atendimento é menor que a demanda, como num reservatório cujo cano de alimentação é maior que o cano de saída, ou seja, em que $\mu < \lambda$. No instante em que as duas torneiras são abertas, o volume de líquido no reservatório começa a aumentar e irá aumentar sempre, a menos que a alimentação seja interrompida. Na

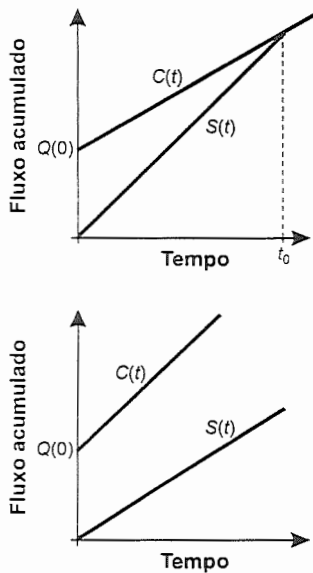


Fig. 3.8: Curvas de chegadas e partidas acumuladas

fila, isso corresponde à situação em que o número de usuários processados num certo intervalo de tempo é menor que o número de chegadas à fila.

Em ambos os casos, pode-se determinar o comprimento da fila num instante $t > 0$ pela expressão

$$Q(t) = Q(0) + (\lambda - \mu)t \quad (3.2)$$

em que $Q(t)$: comprimento da fila no instante t ;
 $Q(0)$: comprimento da fila no instante $t = 0$;
 λ : taxa média de chegadas; e
 μ : taxa média de atendimento.

A Equação 3.2 expressa uma lei de conservação de fluxo: o número de usuários na fila é a fila inicial mais a diferença entre o número de chegadas e o número de atendimentos. Sabe-se também que a fila $Q(t) \geq 0$, sempre, pois não faz sentido ter uma fila negativa.

3.5.1 Supersaturação temporária

Observando-se os gráficos da Figura 3.8, pode-se também notar que, para uma curva acumulada de chegadas que não seja descontínua, a taxa instantânea de chegadas $\lambda(t)$ num dado instante t é a derivada da curva $C(t)$:

$$\lambda(t) = \frac{dC(t)}{dt}. \quad (3.3)$$

Isso fica mais claro na Figura 3.9, na qual mostra-se uma situação em que, durante um período de movimento intenso, a taxa instantânea de chegadas não é constante, mas cresce até atingir um máximo, após o qual se reduz até voltar ao valor inicial. Pode-se notar que, nessas situações de supersaturação temporária, a curva acumulada de chegadas, $C(t)$, tem um formato que lembra a letra S.

A taxa de atendimento $\mu(t) = dD(t)/dt$ também poderia variar ao longo do tempo, mas observa-se na maioria dos casos que, se não for constante, a taxa de atendimento é fixa durante certos intervalos de tempo. Isso fica claro quando se lembra que o atendimento é feito por posições de atendimento (um guichê, dois guindastes, uma empilhadeira, etc.) e, enquanto o número de posições não se altera, a taxa de atendimento não varia, desde que a fila $Q(t)$ seja maior que zero.

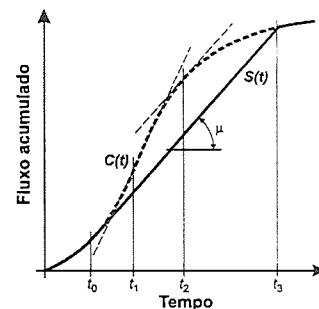


Fig. 3.9: Fila com supersaturação temporária

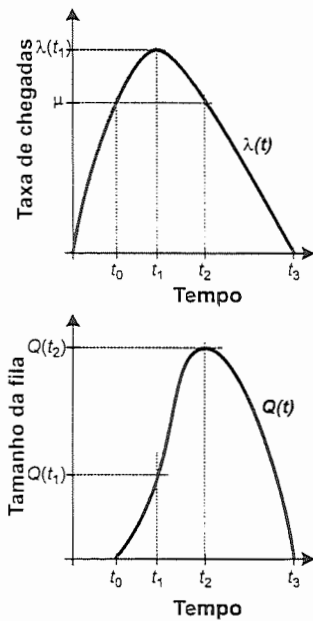


Fig. 3.10: Variação da taxa instantânea de chegadas e do tamanho da fila

A Figura 3.9 mostra uma situação comum durante períodos de grande movimento num terminal, durante a qual a taxa instantânea de chegadas $\lambda(t)$ varia entre zero até um máximo. Até o instante t_0 não se forma fila alguma, pois a taxa de chegadas $\lambda(t)$ é menor que a taxa de atendimento μ . Ou seja, chegam menos usuários que a capacidade de atendimento do sistema, que é constante, o que resulta em uma certa ociosidade no canal de atendimento. Em t_0 , $\lambda(t_0) = \mu$; a partir de t_0 , a taxa de chegadas $\lambda(t) > \mu$ e uma fila começa a formar-se, pois chegam mais usuários que o sistema pode atender. A taxa de chegadas $\lambda(t)$ continua crescendo até t_1 , instante em que atinge o seu máximo. A fila, entretanto, continua crescendo até o instante t_2 , no qual a taxa de chegadas volta a ser igual à taxa de atendimento, $\lambda(t_2) = \mu$. A partir de t_2 chegam menos usuários que a capacidade de atendimento, o que faz com que a fila comece a diminuir até seu desaparecimento completo no instante t_3 . A partir de t_3 , a taxa de chegadas é igual à taxa de atendimento e o sistema volta a ter um certo grau de ociosidade.

Os dois gráficos mostrados na Figura 3.10 mostram a variação da taxa de chegadas e do tamanho da fila durante o período de supersaturação ilustrado no gráfico da Figura 3.9. O gráfico do topo da Figura 3.10 indica como a taxa instantânea de chegadas varia ao longo do período de operação do centro de atendimento. A taxa de chegadas $\lambda(t)$ cresce até o instante t_1 , quando atinge o máximo, $\lambda(t_1)$. A partir daí, ela decresce. A fila $Q(t)$ só aparece quando $\lambda(t)$ torna-se maior que μ , a taxa de atendimento, e seu comprimento cresce até atingir um máximo, que corresponde ao instante no qual $\lambda(t) = \mu$ novamente, ou seja, t_2 . A partir de $t > t_2$, o tamanho da fila reduz-se até que a fila desaparece, o que acontece no instante t_3 .

A construção gráfica da curva $D(t)$ é muito simples, bastando determinar uma reta cuja declividade corresponda à taxa de atendimento e, usando um par de esquadros, determinar o ponto em que a derivada de $C(t)$ – a taxa de chegadas $\lambda(t)$ – passa a ser maior que a taxa de atendimento μ . Note-se também que, antes de t_0 e após t_3 , $C(t)$ e $D(t)$ coincidem, pois não há fila. A curva de atendimento $D(t)$ nunca fica à esquerda da curva de chegadas $C(t)$, pois isso significaria que os usuários são atendidos antes de chegarem ao sistema. Este comportamento acontece em todo e qualquer sistema de fila, como o exemplo a seguir mostra.

Exemplo 3.1 *Seja uma balança localizada na entrada de um terminal intermodal de transporte de grãos. O tempo médio de pesagem é de um minuto por caminhão e inclui o tempo para pesar e emitir o tíquete. Os dados tabelados a seguir mostram o funcionamento da balança num período de duas horas, sendo que N_c corresponde ao número total de caminhões que chegam na balança durante intervalos de 10 minutos. Represente graficamente a operação dessa balança.*



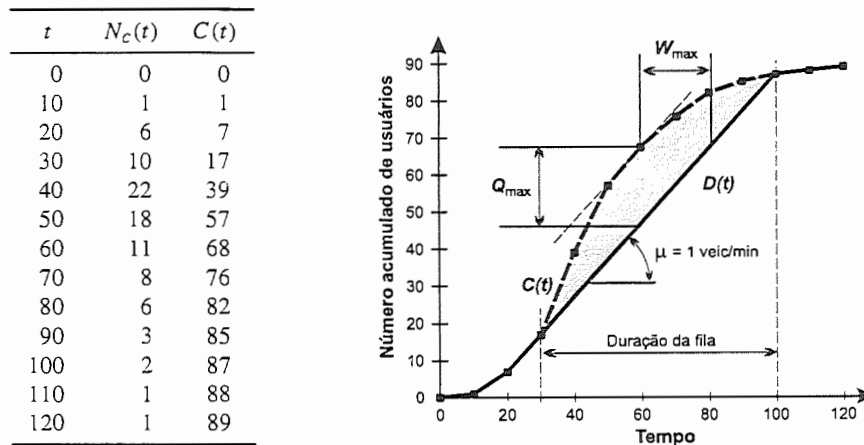


Fig. 3.11: Planilha e gráfico para solução do Exemplo 3.1

t	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$N_c(t)$	0	1	6	10	22	18	11	8	6	3	2	1	1

Solução: Deve-se construir um gráfico que mostre o número acumulado de chegadas e o número acumulado de partidas durante o período de operação da balança. A taxa de atendimento μ é 1 veic/min ou 10 veículos a cada 10 minutos, se houver um número suficiente de caminhões. A planilha mostrada na Figura 3.11 mostra como determinar a curva acumulada de chegadas $C(t)$, a partir de $N_c(t)$, o número de chegadas em cada intervalo de tempo: $C(t) = N_c(t) + C(t - 1)$. Os valores obtidos podem ser plotados num gráfico cartesiano como o mostrado à direita da Figura 3.11. Pode-se notar, observando-se o gráfico, que a curva acumulada de chegadas $C(t)$ tem um formato sigmoide (que lembra um S).

A curva acumulada de partidas $D(t)$ pode ser determinada a partir da curva acumulada de chegadas. Traça-se, inicialmente, uma reta cuja inclinação corresponda à taxa de atendimento μ . Com o auxílio de um par de esquadros, determina-se o ponto em que a derivada de $C(t)$, que corresponde à taxa de chegadas $\lambda(t)$, passa a ser maior que a taxa de atendimento μ . Até este ponto, as curvas $C(t)$ e $D(t)$ coincidem, pois o número de caminhões que chega é menor que a capacidade de atendimento. A partir do instante em que a taxa de chegadas $\lambda(t) > \mu$, a taxa de atendimento, surge uma fila de caminhões esperando para serem pesados. Isso ocorre quando $t = 30$ minutos e a fila dura até $t = 100$ minutos, quando desaparece.

Observe que a taxa de chegadas $\lambda(t)$ é maior que a taxa de atendimento μ durante um período muito menor que o de duração da fila: $\lambda(t) > \mu$, entre $t = 30$ minutos e $t = 60$ minutos. A partir de $t = 60$ minutos, $\mu > \lambda(t)$, o que permite a

redução gradual do número de caminhões na fila. No entanto, mais 40 minutos são necessários para que a fila desapareça.

3.5.2 Medidas de desempenho

A operação de uma unidade de processamento num terminal pode ser avaliada através de *medidas de desempenho*, que são parâmetros obtidos do modelo que servem para caracterizar a qualidade do serviço prestado. No caso dos modelos baseados em analogia com fluidos, as medidas de desempenho mais comuns incluem:

- *Fila média*, ou *comprimento médio da fila*, que é o número médio de usuários na fila;
- *Fila máxima*, ou que é a maior fila encontrada durante o período de estudo;
- *Espera média*, ou *tempo médio de espera* na fila, que é o tempo médio gasto na fila;
- *Espera máxima*, que é o maior tempo de espera enfrentado por um usuário; e
- *Duração da fila*, que é o tempo total em que existe uma fila.

Estas medidas de desempenho podem ser obtidas do gráfico de chegadas e partidas acumuladas.

Usando-se o gráfico de chegadas e partidas acumuladas, pode-se determinar o instante em que a fila atinge o seu comprimento máximo. O número de caminhões na fila num dado instante t , $Q(t) = C(t) - D(t)$, ou seja a diferença entre o número total de chegadas e o número total de partidas. O tamanho da fila, no gráfico, é a diferença a distância vertical entre a curva de chegadas e a curva de partidas, no instante t . Graficamente, a fila máxima pode ser encontrada determinando-se o ponto em que a distância vertical entre as duas curvas atinge o máximo, que irá corresponder ao ponto em que a derivada da curva $C(t)$ é igual à derivada da curva $D(t)$. Isso pode ser determinado traçando-se uma reta paralela à curva $D(t)$, como mostrado na Figura 3.11.

O tempo gasto esperando na fila pelo n -ésimo usuário é $t_d - t_c$, ou seja a diferença entre o instante de partida t_d e o instante de chegada t_c . No gráfico de chegadas e partidas acumuladas, o tempo de espera é dado pela distância horizontal entre as duas curvas. A espera máxima na fila é a maior distância horizontal entre

as duas curvas. O usuário que chega no instante em que a fila atinge seu máximo é o que espera mais tempo, como se mostra no gráfico da Figura 3.11.

A determinação da fila média e da espera média é feita calculando-se inicialmente a área entre a curva acumulada de chegadas e a curva acumulada de partidas, que está sombreada na Figura 3.11. Esta área pode ser determinada pela contagem de quadradinhos, com um planímetro, etc. Numericamente, o valor da área entre as duas curvas corresponde à soma das esperas individuais na fila, daí chamar-se essa variável de *espera total*. A espera total W_{total} é usada para determinar a fila média \bar{Q} e a espera média \bar{W} :

$$\bar{Q} = \frac{W_{\text{total}}}{T_{\text{total}}} \quad e \quad (3.4)$$

$$\bar{W} = \frac{W_{\text{total}}}{N_{\text{total}}} \quad (3.5)$$

em que T_{total} : tempo total de duração da fila; e
 N_{total} : número total de usuários que chegam ao sistema.

Às vezes, calcula-se a fila média durante todo o tempo de operação do centro de atendimento, incluindo-se aquele em que a fila não existe. Nesse caso, deve-se ressaltar como a fila média foi calculada, pois a fila média durante o período em que efetivamente existe fila é maior.

3.5.3 Tempo mínimo de operação

É comum, num terminal, que se deseje garantir que uma fila formada num centro de processamento desapareça completamente até um certo instante. Isso é o que ocorre num aeroporto, quando passageiros chegam para embarcar em aviões, ou num porto, quando acumula-se carga que será embarcada em navios. Nesses dois casos, os usuários devem passar certos processos antes de serem embarcados, o que demanda tempo. Além disso, como os equipamentos e instalações estão quase sempre sendo usados, o início do processamento dos usuários é retardado até um certo tempo antes da partida, o que causa um acúmulo de passageiros ou carga. Ainda que, do ponto de vista do usuário, esse acúmulo faça com que os usuários esperem numa fila, a existência dessa mesma fila, do ponto de vista do operador, garante um melhor aproveitamento dos equipamentos e instalações disponíveis.

A condição típica de projeto para essas situações é, conhecendo-se o processo de chegadas, estabelecer uma estratégia de atendimento tal que todos os passageiros ou toda a carga estejam embarcados no horário estabelecido para a partida.

Este tipo de problema é de grande importância para o projeto de terminais, pois pode-se imaginar o grau de insatisfação de um usuário que, tendo chegado ao terminal antes do horário de partida, não tenha conseguido embarcar por causa da demora excessiva na fila. Outras questões relacionadas a este problema incluem o dimensionamento das áreas de espera para passageiros ou dos armazéns de carga, o efeito que alterações na taxa de atendimento têm sobre as áreas de armazenamento e o tempo de espera, etc. Algumas dessas decisões devem ser tomadas com bastante antecedência, pois a ampliação ou construção de novas instalações em terminais requerem um tempo considerável, por causa da magnitude dos investimentos necessários.

Normalmente, a curva acumulada de chegadas $C(t)$ é conhecida ou pode ser estimada com razoável precisão e a taxa de atendimento também é conhecida previamente. O Exemplo 3.2 mostra como a analogia com fluidos pode ser usada para estudar esta classe de problemas.

Exemplo 3.2 *Seja um terminal de contêineres, num porto. Os contêineres são embarcados em navios por um guindaste especial, capaz de retirar um contêiner da pilha, transportá-lo para o navio, posicioná-lo e voltar para a posição inicial, numa operação que dura 45 segundos. Um estudo realizado indica que o processo de chegadas de contêineres ao terminal ocorre de acordo com os dados mostrados a seguir, que indicam a porcentagem $A(t)$ de contêineres que chegam em intervalos de 15 minutos antes do instante no qual o processo de embarque deve estar terminado para que o navio possa partir ($t = 0$). Sabendo-se que um navio deverá transportar 120 contêineres, determinar a antecedência mínima com a qual o carregamento deve ser iniciado para que todos os contêineres sejam embarcados e dimensionar a área de armazenagem de contêineres próxima ao navio.*

t [min]	-150	-135	-120	-105	-90	-75	-60	-45	-30	-15	0
$A(t)$	0%	3%	7%	14%	35%	20%	12%	7%	2%	0%	0%

Solução: Como o número de contêineres n e o padrão de chegadas $A(t)$ são conhecidos, pode-se determinar a curva de chegadas, $N_c(t) = N_c \cdot A(t)$, e a curva acumulada de chegadas, $C(t)$, como indicado na planilha da Figura 3.12. Como se usa uma analogia com fluidos, as funções $N_c(t)$ e $C(t)$ podem incluir, por exemplo, 3,6 contêineres chegando num intervalo de 15 minutos. A curva acumulada de chegadas é então desenhada num gráfico cartesiano, como mostrado na Figura 3.12.

Sabendo-se que a taxa de atendimento μ do guindaste é de 1,333 contêiner/min, pode-se construir, no gráfico da Figura 3.12, uma reta com inclinação μ . Como se deseja determinar o instante mais próximo da partida para iniciar o carregamento, a curva $D(t)$ deve passar pelo ponto $(0, 120)$, como mostra o gráfico.

t	$A(t)$	$N_c(t)$	$C(t)$
-150	0%	0,0	0,0
-135	3%	3,6	3,6
-120	7%	8,4	12,0
-105	14%	16,8	28,8
-90	35%	42,0	70,8
-75	20%	24,0	94,8
-60	12%	14,4	109,2
-45	7%	8,4	117,6
-30	2%	2,4	120,0
-15	0%	0,0	120,0
0	0%	0,0	120,0

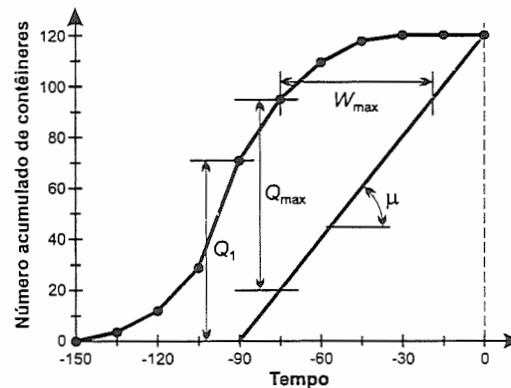


Fig. 3.12: Planilha e gráfico para solução do Exemplo 3.2

Pode-se notar, observando-se o gráfico da Figura 3.12, que o carregamento deve ser iniciado pelo menos 90 minutos antes do prazo estipulado para que todos os contêineres possam ser embarcados. No instante em que se inicia o carregamento, existem $Q_1 = 60,8$ contêineres na área de armazenamento, mas a maior acumulação de contêineres ocorre no instante $t = -75$ minutos, quando existem 69,8 contêineres no pátio.

3.6 Modelos analíticos de filas

Na vida real, a formação de filas é um fenômeno inerentemente estocástico. Observando-se o funcionamento de um guichê de venda de passagens numa rodoviária pode-se notar que o tempo de atendimento não é constante, mas varia de passageiro para passageiro. Igualmente, os intervalos entre chegadas de passageiros sucessivos ao guichê não são constantes, mas também variam.

Tome-se, por exemplo, os guichês de venda de passagens numa estação de metrô durante um período em que a taxa de chegadas é relativamente constante, como durante um período de pico. Ainda que a capacidade de atendimento seja suficiente para atender a demanda, ocorre a formação de filas, tanto porque diversos passageiros chegam simultaneamente à estação de metrô, como porque alguns passageiros levam mais tempo para serem atendidos que outros. Em situações como essas, nas quais se deseja saber o efeito da estocasticidade do processo de chegadas ou do processo de atendimento sobre a operação do terminal, é comum o uso de modelos analíticos de filas.

Um modelo analítico de filas é uma expressão matemática que fornece o valor

de uma medida de desempenho – por exemplo, a fila média, a espera média, etc. – a partir de parâmetros como a média da distribuição dos tempos de atendimento, etc. Os modelos analíticos de filas pode fornecer informações úteis para o projeto e a análise do funcionamento de centros de processamento de passageiros ou cargas. Por exemplo, a fila média e o número médio de usuários no sistema (na fila e nos canais de atendimento) são importantes para o dimensionamento das áreas de espera e a distribuição e a média dos tempos de espera são importantes para avaliar a qualidade dos serviços prestados no terminal.

A principal vantagem dos modelos analíticos de filas é a simplicidade e a rapidez da sua aplicação. Por outro lado, a principal deficiência dos modelos analíticos é que as expressões matemáticas só podem ser deduzidas para certos tipos de filas. Dois outros aspectos dos modelos analíticos de fila que limitam sua aplicação são a *condição de equilíbrio* e a *condição de não saturação* do sistema. A primeira condição impõe que os resultados obtidos só são válidos se o sistema estiver operando num estado de equilíbrio, isto é, que tanto a taxa média de chegadas como a taxa média de atendimento são constantes. Num estado de equilíbrio, as variações nos tempos de atendimento e nos intervalos entre chegadas sucessivas são causadas apenas por variações aleatórias. Os casos dos Exemplos 3.1 e 3.2, nos quais a taxa de chegadas varia ao longo do tempo, não satisfazem essa condição de estado de equilíbrio e, por conseguinte, não poderiam ser analisados por um modelo analítico de filas.

A segunda condição, a não saturação do sistema, requer que a taxa de congestionamento ρ seja sempre inferior à unidade. A taxa ou grau de congestionamento do sistema é calculada por:

$$\rho = \frac{\lambda}{k \cdot \mu},$$

em que ρ : grau de congestionamento;
 λ : taxa média de chegadas;
 μ : taxa média de atendimento; e
 k : número de posições de atendimento.

O grau de congestionamento representa a relação entre a demanda e a capacidade de atendimento. Num sistema em equilíbrio, se a demanda for maior que a capacidade de atendimento, a fila cresce continuamente e, quanto mais tempo o sistema funcionar, maior será a fila. Por isso, um sistema em equilíbrio com grau de congestionamento superior à unidade representa uma condição de colapso total do sistema, e apenas o aumento da capacidade de atendimento poderia eliminar a

fila. Na verdade, como será visto a seguir, numa fila estocástica, o comprimento médio da fila tende para infinito à medida em que o grau de congestionamento aproxima-se da unidade.

Uma tratamento detalhado da teoria de filas está além dos objetivos deste texto introdutório que pretende apenas mostrar as aplicações mais importantes dos modelos analíticos de filas na análise de terminais. Para aplicação de um modelo analítico de filas, quatro características da fila devem ser conhecidas ou deve-se dispor de estimativas adequadas. Estas são:

1. A taxa média de chegadas (em usuários/unidade de tempo) com a qual os usuários chegam ao centro de processamento e a distribuição que rege o processo de chegadas;
2. A taxa média de atendimento (ou o tempo médio de atendimento) e a distribuição que rege o processo de atendimento;
3. O número de canais de atendimento; e
4. A disciplina da fila, ou seja, a ordem na qual os usuários são atendidos.

A notação para indicação de filas baseia-se em três dígitos alfanuméricos: o primeiro dígito, uma letra, indica o processo de chegadas; o segundo dígito, também uma letra, representa o processo de atendimento; e o terceiro, um número, indica os canais de atendimento. Se o processo for determinístico, a letra usada é D; se o processo for estocástico, a letra usada representa a distribuição que rege o processo. Para distribuições de Poisson ou distribuições exponenciais, usa-se a letra M. Assim, uma fila cujas chegadas são regidas por uma distribuição de Poisson, na qual o tempo de atendimento é constante (ou seja, determinístico) e existem dois canais de atendimento é representada pela notação M/D/2. A notação M/M/k indica uma fila com chegadas regidas por uma distribuição de Poisson, atendimento segundo uma distribuição exponencial e k canais paralelos de atendimento.

As etapas numa análise de um processo de atendimento por meio de um modelo analítico de filas são: análise do sistema, levantamento de dados, análise estatística de dados, determinação das medidas de desempenho e análise de alternativas de ação. A etapa inicial consiste num estudo detalhado do sistema, para verificação da possibilidade de uso de modelos analíticos de filas. É fundamental estabelecer se o sistema atinge uma situação de equilíbrio, na qual tanto a taxa média de chegadas como a de atendimento são constantes. A segunda etapa consiste na observação do processo de chegadas, visando determinar os instantes de chegadas (ou intervalos entre chegadas sucessivas), os tempos de atendimento e as distribuições que regem

os processos de chegada e atendimento. Testes de aderência (como com teste do χ^2 ou de Komolgorov-Smirnov) são usados para verificar se os dados coletados podem ser representados pela distribuição que se deseja usar. A terceira etapa consiste na aplicação das fórmulas propriamente ditas, que fornecem valores mais prováveis para medidas de desempenho tais como a fila média, o tempo médio de espera na fila, etc. As medidas de desempenho obtidas podem ser comparadas com padrões preestabelecidos que indicam condições admissíveis. Na quarta etapa, avaliam-se os efeitos das alterações propostas, caso as medidas de desempenho estimadas indiquem que o sistema funciona insatisfatoriamente. Os itens a seguir apresentam os modelos analíticos para filas nas quais o processo de chegada é regido por uma distribuição de Poisson, o processo de atendimento obedece a uma distribuição exponencial e a disciplina da fila é FIFO – os modelos M/M/1 e M/M/k. Ainda que existam modelos para outros tipos de fila, a sua apresentação foge do escopo deste texto. O leitor interessado deverá procurar a literatura especializada em filas para outros modelos.

3.6.1 O modelo M/M/1

O modelo M/M/1 é uma fila com chegadas distribuídas de acordo com uma Poisson, atendimento obedecendo a uma distribuição exponencial e um único posto de atendimento. As medidas de desempenho que podem ser obtidas para uma fila M/M/1 por meio de um modelo analítico de filas são:

- Tempo médio gasto na fila (espera média): $\bar{w} = \frac{\lambda}{\mu(\mu - \lambda)}$
- Número médio de usuários na fila (fila média): $\bar{Q} = \frac{\lambda^2}{\mu(\mu - \lambda)}$
- Probabilidade de existirem n usuários no sistema (na fila e no canal de atendimento): $P[n] = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \left(1 - \frac{\lambda}{\mu}\right)$
- Tempo médio dispendido no sistema (fila e processamento): $\bar{d} = \frac{1}{\mu - \lambda}$
- Probabilidade de esperar τ ou menos na fila: $P[w \leq \tau] = 1 - \rho e^{-(1-\rho)\mu\tau}$
- Probabilidade de gastar τ ou menos no sistema: $P[d \leq \tau] = 1 - e^{-(1-\rho)\mu\tau}$

em que λ : taxa média de chegadas;
 μ : taxa média de atendimento; e
 ρ : grau de congestionamento, $\rho = \lambda/\mu$.

Pode-se perceber que nas expressões para a fila média, o tempo médio na fila e o tempo total no sistema, aparece no denominador o termo $(\mu - \lambda)$. Se $\mu = \lambda$, ou seja, o sistema está operando na capacidade, estas medidas de desempenho serão iguais a infinito, o que estabelece uma restrição ao uso dos modelos analíticos de fila, a condição de não saturação previamente apresentada. O leitor pode verificar que, se $\lambda \geq \mu$, as expressões para todas as medidas de desempenho apresentadas não são válidas.

Exemplo 3.3 *Num pequeno porto, existe apenas uma plataforma para descarregamento de produtos líquidos. Um estudo indica que um caminhão leva, em média, 22,5 minutos para ser descarregado e que os tempos de descarregamento podem ser representados por uma distribuição exponencial. O estudo aponta ainda que a taxa média de chegadas é de um caminhão/hora e que as chegadas podem ser consideradas como obedecendo a uma distribuição de Poisson. Determine a espera média dos caminhões que chegam para descarregar produtos líquidos no terminal, a probabilidade de um caminhão ter que esperar mais de 15 minutos para começar a descarregar e a probabilidade de haver mais de um caminhão esperando para descarregar.*

Solução: Como o processo de chegadas é regido por uma distribuição de Poisson e o processo de atendimento, por uma exponencial, pode-se usar o modelo M/M/1 para calcular as medidas de desempenho desejadas.

Inicialmente, deve-se reduzir as taxas médias de chegadas e de atendimento a unidades compatíveis. A taxa média de chegadas é 1 veic/h e o tempo médio de descarga é 22,5 min. A taxa média de atendimento é $\mu = 60/22,5 = 2,67$ veic/h. O grau de congestionamento do sistema é $\rho = 1/2,67 = 0,375$; pode-se, então, aplicar o modelo M/M/1, pois o sistema não está saturado. A espera média para descarregar é

$$\bar{w} = \frac{\lambda}{\mu(\mu - \lambda)} = \frac{1}{2,67(2,67 - 1)} = 0,224 \text{ horas, ou } 13,45 \text{ minutos.}$$

A probabilidade de esperar 15 minutos (0,25 h) ou menos para iniciar a descarga é

$$P[w \leq 0,25] = 1 - 0,375 e^{-(1-0,375)2,67 \cdot 0,25} = 0,753.$$

A probabilidade complementar é a probabilidade de esperar mais que 15 minutos:

$$P[w > 0,25] = 1 - 0,753 = 0,247,$$

ou seja, 24,7% dos caminhões esperam mais que 15 minutos para começar a descarregar.

A probabilidade de haver mais que um caminhão na fila também é calculada pela probabilidade complementar. Para haver mais que um caminhão na fila, deve haver pelo três caminhões no sistema, um descarregando e dois ou mais na fila. Uma das medidas de desempenho disponíveis para o modelo M/M/1 é a probabilidade $P[n]$ de haver exatamente n usuários no sistema. Portanto, a probabilidade $P[n \geq 3]$ poderia ser calculada por

$$P[3] + P[4] + P[5] + \dots = \sum_{n=3}^{\infty} P[n].$$

A determinação do valor desta soma de probabilidades é laboriosa. Contudo, em função das leis de probabilidade, sabe-se que

$$P[0] + P[1] + P[2] + P[3] + P[4] + P[5] + \dots = \sum_{n=0}^{\infty} P[n] = 1,$$

e daí resulta que

$$\sum_{n=3}^{\infty} P[n] = 1 - P[0] - P[1] - P[2] = 1 - \sum_{n=0}^2 P[n].$$

Calculando a soma $P[0] + P[1] + P[2]$, o leitor pode verificar que a probabilidade de haver mais que um caminhão esperando para descarregar é 0,0527, ou seja, cerca de um em cada vinte caminhões que chegam encontrarão um outro caminhão esperando para descarregar.

Resultados como os mostrados no Exemplo 3.3 permitem dimensionar áreas de espera ou ainda, verificar se o tempo de espera não é excessivo, se comparado com padrões preestabelecidos. A determinação do nível de serviço do terminal é feito por meio dessa comparação com padrões preestabelecidos, como se verá no item que trata do conceito de nível de serviço de terminais.

3.6.2 O modelo M/M/k

Em terminais, é comum existir mais de um canal de atendimento, de modo que dois ou mais usuários possam ser processados simultaneamente. Nesses casos, a disciplina FIFO significa que existe uma única fila e que o primeiro da fila entra no primeiro servidor que ficar vago. Se o processo de chegadas for regido por uma distribuição de Poisson e se os tempos de atendimento forem distribuídos por

uma exponencial, pode-se usar o modelo $M/M/k$, se as condições de equilíbrio e não saturação forem satisfeitas. Na verdade, respeitadas estas duas condições, os resultados produzidos pelo modelo $M/M/k$ são aproximações aceitáveis dos valores exatos, mesmo se existirem filas individuais para cada servidor.

Partindo-se do pressuposto que o grau de congestionamento ρ é calculado por $\rho = \lambda/(k\mu)$, as medidas de desempenho mais comuns que podem ser obtidas com o modelo $M/M/k$ são:

- Probabilidade de o sistema estar vazio
$$P[0] = \frac{1}{\left[\sum_{n=0}^{k-1} \frac{1}{n!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \right] + \frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \frac{k\mu}{k\mu - \lambda}}$$
- Número médio de usuários na fila (fila média)
$$\bar{Q} = \frac{\lambda\mu(\lambda/\mu)^k}{(k-1)!(k\mu - \lambda)^2} P[0]$$
- Tempo médio de espera na fila (espera média)
$$\bar{w} = \frac{\mu(\lambda/\mu)^k}{(k-1)!(k\mu - \lambda)^2} P[0]$$
- Tempo médio gasto no sistema
$$\bar{d} = \frac{\mu(\lambda/\mu)^k}{(k-1)!(k\mu - \lambda)^2} P[0] + \frac{1}{\mu}$$
- Número médio de usuários no sistema (fila e canais de atendimento)
$$\bar{n} = \frac{\lambda\mu(\lambda/\mu)^k}{(k-1)!(k\mu - \lambda)^2} P[0] + \frac{\lambda}{\mu}$$
- Probabilidade de ter que esperar na fila
$$P[n \geq k] = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \frac{P[0]}{k! \left(1 - \frac{\lambda}{k\mu}\right)}$$
- Probabilidade de haver exatamente n usuários no sistema
$$P[n] = \begin{cases} \frac{1}{n!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n P[0], & \text{se } 0 \leq n < k \\ \frac{1}{k! k^{n-k}} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n P[0], & \text{se } n \geq k \end{cases}$$

em que λ : taxa média de chegadas;
 μ : taxa média de atendimento; e
 k : número de canais de atendimento.

A aplicação destas fórmulas permite calcular as medidas de desempenho da unidade de processamento diretamente, como mostra o exemplo a seguir.

Exemplo 3.4 Numa estação de metrô funcionam dois guichês para venda de passagens durante uma certa parte do dia. Os tempos de atendimento de passageiros foram analisados e chegou-se à conclusão que obedecem a uma distribuição exponencial com média 30 segundos. O processo de chegadas de passageiros à estação também foi estudado e, no período em questão, descobriu-se que as chegadas podem ser representadas por uma distribuição de Poisson cuja média é 180 pass/h. Determinar as medidas de desempenho deste sistema de filas.

Solução: Inicialmente, deve-se determinar as taxas de chegadas e de atendimento em unidades compatíveis. No caso, a unidade mais conveniente é [pass/min]. Por conseguinte, $\lambda = 180/60 = 3$ pass/min e $\mu = 60/30 = 2$ pass/min. O número de canais, k é dois.

É conveniente determinar a probabilidade de o sistema estar vazio, $P[0]$, já que este termo faz parte de diversas fórmulas. Portanto,

$$P[0] = \frac{1}{\left[\frac{1}{0!} \left(\frac{3}{2}\right)^0 + \frac{1}{1!} \left(\frac{3}{2}\right)^1 \right] + \frac{1}{2!} \left(\frac{3}{2}\right)^2 \frac{2 \cdot 2}{2 \cdot 2 - 3}} = \frac{1}{7}.$$

As demais medidas de desempenho podem ser obtidas aplicando-se as fórmulas apropriadas:

$$\text{Fila média: } \bar{Q} = \frac{3 \cdot 2 (3/2)^2}{(2-1)! (2 \cdot 2 - 3)^2} \frac{1}{7} = 1,93 \text{ pass}$$

$$\text{Espera média: } \bar{w} = \frac{2 (3/2)^2}{(2-1)! (2 \cdot 2 - 3)^2} \frac{1}{7} = 0,64 \text{ min}$$

$$\text{Tempo médio no sistema: } \bar{d} = \frac{2 (3/2)^2}{(2-1)! (2 \cdot 2 - 3)^2} \frac{1}{7} + \frac{1}{2} = 2,42 \text{ min}$$

$$\text{Número médio de usuários no sistema: } \bar{n} = \frac{3 \cdot 2 (3/2)^2}{(2-1)! (2 \cdot 2 - 3)^2} \frac{1}{7} + \frac{3}{2} = 3,43 \text{ pass}$$

$$\text{Probabilidade de encontrar fila: } P[n \geq k] = \left(\frac{3}{2}\right)^2 \frac{1/7}{2! \left(1 - \frac{3}{2 \cdot 2}\right)} = 0,6428$$

Fica para o leitor calcular as demais medidas de desempenho da fila em questão.

3.7 Simulação de sistemas de fila

Como discutido nas seções anteriores, a analogia com fluidos e os modelos analíticos de filas são duas ferramentas importantes para a análise de componentes de

terminais. A analogia com fluidos presta-se para análises que não levam em consideração as variações aleatórias no processo de chegadas e de atendimento; em compensação, uma analogia com fluidos permite estudar períodos de supersaturação, em que a taxa de chegadas (ou até mesmo a taxa de atendimento) não é constante. Os modelos analíticos de filas, que levam em considerações a aleatoriedade das chegadas e dos tempos de atendimento, só podem ser usados se o sistema estiver em equilíbrio e não saturado. Estas duas abordagens, apesar de convenientemente simples, possuem desvantagens que podem dificultar sua aplicação. Uma ferramenta que permite estudar sistemas de filas levando em consideração, simultaneamente, a aleatoriedade dos processos de chegadas e de atendimento e a variação das taxas de chegada e de atendimento ao longo do tempo é a simulação. Esta seção apresenta os principais conceitos ligados à simulação de terminais, pois o assunto é extenso e complexo e uma abordagem detalhada tornaria esta seção tão extensa quanto todo este livro.

3.7.1 Definições e conceitos

Uma simulação consiste em representar o funcionamento de um sistema – por exemplo, um terminal ou uma parte de um terminal – por meio de um modelo, que é uma representação simplificada e idealizada da realidade. Considere, por exemplo, um modelo que sirva para representar um pequeno terminal de distribuição de combustível. Os caminhões-tanque chegam ao terminal, são pesados, vão para a única baía de carregamento onde são carregados e voltam para a balança, para serem pesados novamente. Após a pesagem, a documentação é emitida e o caminhão parte para fazer a entrega. No estudo desse terminal por meio de um modelo de simulação, cria-se uma história artificial do funcionamento do terminal, a partir de dados conhecidos ou presumidos. A partir dessa “história”, pode-se determinar as medidas de desempenho desejadas, tais como a espera média na fila, a fila média e assim por diante.

Para melhor compreender o funcionamento de uma simulação, é necessário discutir alguns termos usados no desenvolvimento de simuladores de sistemas de fila. O *estado do sistema* é o número de usuários no sistema – isto é, na fila e no canal de serviço – e o estado do canal de serviço, que pode estar ocioso ou ocupado. Um *evento*, numa simulação, é um acontecimento digno de nota que causa uma alteração instantânea no estado do sistema. No caso de um sistema de fila com um único canal de atendimento, existem apenas dois eventos possíveis: a chegada de um novo usuário (o evento *chegada*) e o término do atendimento de um usuário (o evento *partida*).



Fig. 3.13: Diagramas de fluxos para eventos partida e chegada

Quando ocorre uma nova chegada ao sistema, o usuário pode encontrar o canal de atendimento ocupado ou ocioso. Como pode ser visto no diagrama de fluxo da direita da Figura 3.13, se o canal de serviço estiver ocupado, o usuário entra na fila; caso contrário, seu atendimento inicia-se imediatamente.

Quando o processamento de um usuário termina, a simulação funciona como mostrado no diagrama de fluxo da esquerda da Figura 3.13: se houver um outro usuário na fila, esse usuário é removido da fila e seu atendimento inicia-se. Se não

houver fila, o servidor fica ocioso até que um novo usuário chegue ao sistema. Após o final do processamento de um usuário, o servidor pode tornar-se ocioso ou continuar ocupado, atendendo o próximo usuário. Se houver fila, o canal de serviço continua ocupado; se não, fica ocioso. Note que o servidor nunca fica ocioso se existir fila, da mesma forma como o canal não pode ficar ocupado se não houver fila ao final de um atendimento.

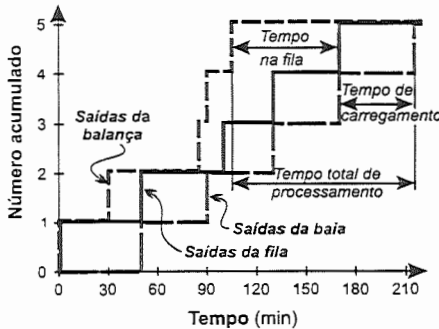


Fig. 3.14: Representação gráfica da operação da baia de carregamento

Ao longo de uma simulação é preciso manter um registro dos eventos e dos instantes em que ocorrem. Para tanto, a simulação usa uma *lista de eventos* e um *relógio* que salta do instante de ocorrência de um evento para o instante de ocorrência do evento seguinte. Os instantes de ocorrência dos eventos são determinados pelos intervalos entre chegadas sucessivas e pela duração do processo de atendimento de cada usuário.

Numa simulação baseada em eventos⁷, a “história” do sistema é construída a partir de um registro dos eventos que ocorrem ao longo da simulação. Considere-se, por exemplo, o funcionamento do terminal de combustíveis. Supondo-se que a primeira chegada ocorra no instante $t = 0$ e, conhecendo-se os ‘headways’ entre as chegadas de caminhões ao terminal, pode-se preparar uma lista de chegadas, na qual se indica a ordem do caminhão e o instante em que chega ao terminal. De forma similar, conhecidos os tempos de pesagem e os tempos de abastecimento, pode-se reconstruir o funcionamento do terminal a partir desses dados históricos, como mostrado na Figura 3.14, que representa a operação da baia de carregamento.

⁷“Simulação orientada a eventos”, na linguagem dos especialistas.

Uma simulação desse terminal de combustíveis consistiria em criar uma “história” artificial que representasse o funcionamento do terminal a partir de ‘headways’, tempos de pesagem e tempos de carregamento criados por meio de um processo que reproduza a ocorrência desses eventos na natureza. A partir dessa “história” do funcionamento do sistema, seria então possível calcular as medidas de desempenho desejadas: fila média, espera média, tempo médio de atendimento, etc.

3.7.2 Geração de headways e tempos de processamento

Sendo uma simulação um simulacro da operação do sistema, ela baseia-se em ‘headways’ e tempos de atendimento artificiais, que gerados com base em informações obtidas através da observação do sistema. Se o terminal que está sendo simulado ainda não existe, as informações necessárias são conseguidas observando-se terminais similares já existentes ou até mesmo a partir de suposições feitas por especialistas.

A geração de tempos numa simulação, seja de tempos entre chegadas sucessivas (os ‘headways’) ou de tempos de processamento é feita a partir de um histograma. Considere-se, por exemplo, que os ‘headways’ entre chegadas de caminhões ao terminal foram observados por um tempo razoável. Os dados obtidos podem ser utilizados para construir um histograma de frequência observada de tempos entre chegadas sucessivas, como o mostrado na Figura 3.15, à esquerda. O eixo y do histograma representa o número de ‘headways’ observados dentro de cada classe, cujo ponto médio está indicado no eixo x. Na Figura 3.15, a amplitude das classes é 10 minutos; portanto, foram observados 3 ‘headways’ com valor entre 0 e 10 minutos, 9 entre 10 e 20 minutos, 21 entre 20 e 30 minutos, e assim por diante. Esse histograma representa a distribuição observada de ‘headways’.

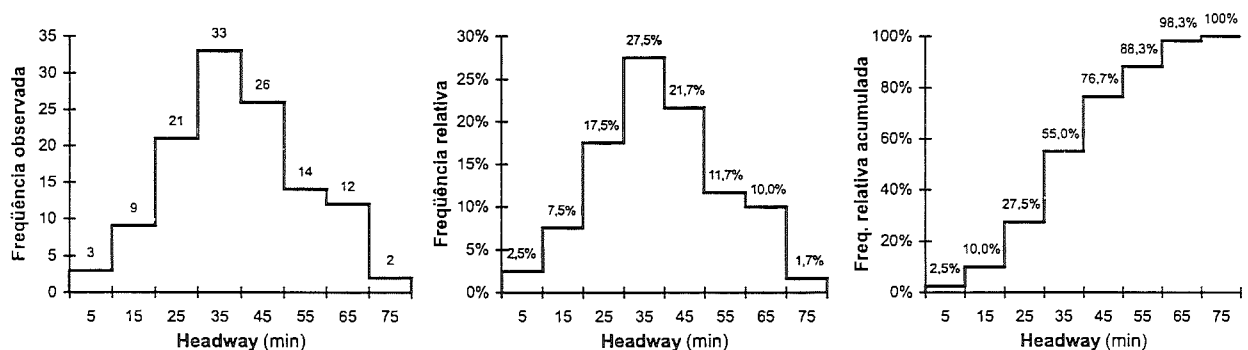


Fig. 3.15: Histogramas de tempos entre chegadas sucessivas

Do histograma de frequência observada, pode-se construir um histograma de frequência relativa, que indica a porcentagem de observações em cada classe. A frequência relativa é relação entre a frequência observada e o número total de observações e representa a probabilidade de ocorrência de um ‘headway’ de uma dada classe. Por exemplo, a probabilidade de se observar um ‘headway’ que esteja entre 20 e 30 minutos é 0,175. A partir das frequências relativas, pode-se construir um histograma de frequência relativa acumulada, que é mostrado no gráfico da direita da Figura 3.15. As frequências relativas acumuladas fornecem a probabilidade de se observar um ‘headway’ menor ou igual a t – por exemplo, a probabilidade de ocorrência de um ‘headway’ menor ou igual a 30 minutos é 0,275, ou seja, a soma das probabilidades de ocorrência de um ‘headway’ entre 0 e 10 minutos, mais a probabilidade de o ‘headway’ estar entre 10 e 20 minutos mais a probabilidade de estar entre 20 e 30 minutos.

Numa simulação, a geração de ‘headways’ artificiais faz-se a partir do histograma de frequência relativa acumulada e de *números aleatórios*. De acordo com o dicionário Aurélio, aleatório significa “dependente de fatores incertos, sujeito ao acaso”; uma *seqüência de números aleatórios* é uma seqüência de números no intervalo $(0,1)$, criada de tal forma que todos os números entre zero e um têm sempre a mesma probabilidade de aparecer na seqüência e o aparecimento de um certo número na seqüência não é influenciado pelos números que já fazem parte da seqüência e nem terá influência alguma sobre os demais números da seqüência. Ou seja, apenas o acaso rege a ordem na qual os números aleatórios aparecem na seqüência.

A criação de seqüências de números verdadeiramente aleatórios é difícil mas, com o auxílio de um computador, pode-se criar seqüências de números *pseudo-aleatórios*, cujas propriedades são muito similares às seqüências de números aleatórios, com a vantagem de poderem ser reproduzidas. Números pseudo-aleatórios são usados em simulações para gerar variáveis aleatórias, tais como ‘headways’ e tempos de atendimento.

Em simulações manuais, usam-se *seqüências de dígitos aleatórios*, que são formadas a partir da mantissa de números aleatórios. Com um histograma de frequência acumulada e uma seqüência de dígitos aleatórios, é possível gerar ‘headways’ artificiais que seguem a distribuição observada no sistema real, como demonstra o exemplo a seguir.

Exemplo 3.5 *dígitos aleatórios, deve-se gerar ‘headways’ artificiais que sejam representativos de processo de chegadas de caminhões a um terminal, no qual os ‘headways’ entre*

chegadas foram observados. As frequências observadas em intervalos de 10 minutos de duração estão mostradas a seguir.

Intervalo	0–10	10–20	20–30	30–40	40–50	50–60	60–70	70–80
Frequência	3	9	21	33	26	14	12	2

Solução: Os histogramas de frequência observada, frequência relativa e frequência relativa acumulada para os dados observados estão mostrados na Figura 3.15 e podem ser obtidos como mostra-se a seguir:

I. Dados para histogramas				II. Geração de headways	
Headway	Frequência			Dígitos aleatórios	Headway (min)
	observada	relativa	acumulada		
0 – 10	3	2,5%	2,5%	001 – 025	5
10 – 20	9	7,5%	10,0%	026 – 100	15
20 – 30	21	17,5%	27,5%	101 – 275	25
30 – 40	33	27,5%	55,0%	276 – 550	35
40 – 50	26	21,7%	76,7%	551 – 767	45
50 – 60	14	11,7%	88,3%	768 – 883	55
60 – 70	12	10,0%	98,3%	884 – 983	65
70 – 80	2	1,7%	100,0%	984 – 999	75

Admitindo-se que as observações realizadas correspondem ao ponto médio do intervalo, a geração dos intervalos entre chegadas sucessivas é feita em função da seqüência de dígitos aleatórios $\{r_1, r_2, r_3, \dots\}$ usada na simulação. Como a probabilidade de aparecer um conjunto de dígitos aleatórios r na seqüência é constante, usando-se o esquema mostrado, os ‘headways’ serão gerados com a mesma frequência com que foram observados. Assim sendo, a seqüência de dígitos aleatórios $\{524, 162, 710, \dots\}$ irá produzir a seqüência de ‘headways’ 35, 25, 45 minutos, e assim sucessivamente, até o final da simulação.

3.7.3 Uma simulação baseada em eventos

Na simulação de terminais, é preciso gerar intervalos entre chegadas sucessivas e tempos de atendimento. Como visto no item anterior, esses tempos são gerados com o auxílio de seqüências de números aleatórios. Uma vez conhecidos os ‘headways’ e os tempos de atendimento, é preciso combiná-los para que seja possível simular o funcionamento do sistema. Para tanto, utiliza-se uma *planilha da simulação*, na qual são registrados os eventos e os instantes em que ocorrem.

Sejam os ‘headways’ e os tempos de atendimento mostrados na Tabela 3.1, que foram gerados para uso numa simulação. Admitindo-se que o primeiro usuário chega ao sistema em $t = 0$, conhecidos os ‘headways’, pode-se determinar os instantes de chegada de cada usuário, como mostra-se naquela tabela. A partir dos

instantes de chegada e dos tempos de atendimento, pode-se construir uma planilha para a simulação, como a mostrada na Tabela 3.2. Por meio dessa planilha, pode-se determinar o número de usuários no sistema ao longo do período da simulação.

Estudando-se a planilha, pode-se notar que o primeiro usuário chega em $t = 0$ e, como o canal de atendimento está vazio, seu processamento inicia-se no mesmo instante e deve terminar quando $t = 2$. O segundo usuário chega com $t = 2$ e seu atendimento inicia-se no mesmo instante, já que o canal fica livre com a saída do primeiro usuário naquele mesmo instante. O canal volta a ficar livre quando $t = 3$, mas como o terceiro usuário chega apenas quando $t = 6$, o servidor fica ocioso de $t = 3$ a $t = 6$. A chegada do quarto usuário dá-se quando $t = 7$, mas ele deve esperar na fila, pois o atendimento do terceiro usuário só termina em $t = 9$. O quinto usuário também deverá esperar na fila, pois chega em $t = 9$ mas o atendimento do quarto usuário só termina quando $t = 11$. A planilha da Tabela 3.2 foi preparada para um sistema com um único canal de atendimento, cujo atendimento faz-se na

ordem de chegadas (disciplina FIFO) e é baseada no relógio da simulação, pois nela estão registrados os instantes de ocorrência dos eventos de chegada e de fim do atendimento.

Pode-se também construir uma tabela cronológica dos eventos, como a mostrada na Tabela 3.3. Esta tabela está ordenada cronologicamente e os eventos podem ou não estar na ordem de chegadas dos usuários. A ordenação cronológica de eventos é a base dos programas de computador para simulação; as simulações feitas em computador baseiam-se numa lista de eventos que é reordenada cronologicamente à medida em que a simulação se desenvolve, para garantir que os eventos da simulação ocorram na ordem correta.

Tab. 3.3: Ordenação cronológica de eventos

<i>Evento</i>	<i>Usuário</i>	<i>Instante</i>
Chegada	1	0
Fim do atendimento	1	2
Chegada	2	2
Fim do atendimento	2	3
Chegada	3	6
Chegada	4	7
Fim do atendimento	3	9
Chegada	5	9
Fim do atendimento	4	11
Fim do atendimento	5	12

Tab. 3.1: Headways e tempos de atendimento

<i>Usu- ário</i>	<i>Head- way</i>	<i>Instante de chegada</i>	<i>Tempo de atendimento</i>
1	—	0	2
2	2	2	1
3	4	6	3
4	1	7	2
5	2	9	1

Tab. 3.2: Planilha da simulação

<i>Usu- ário</i>	<i>Che- gada</i>	<i>Início do atendimento</i>	<i>Tempo de serviço</i>	<i>Saída do canal</i>
1	0	0	2	2
2	2	2	1	3
3	6	6	3	9
4	7	9	2	11
5	9	11	1	12

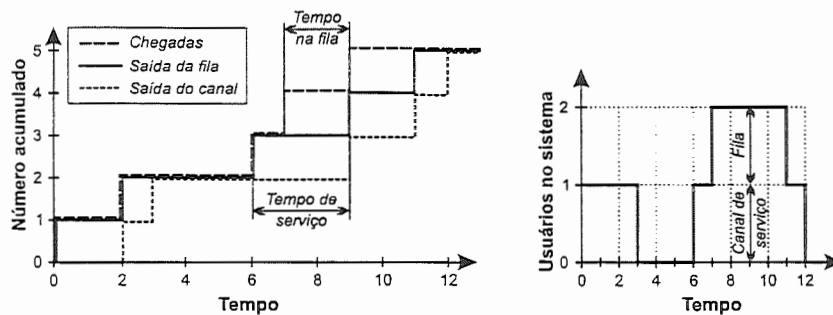


Fig. 3.16: Representação gráfica dos resultados da simulação

Com os dados da planilha da simulação (Tab. 3.2) e da tabela de eventos (Tab. 3.3), pode-se construir gráficos como os mostrados na Figura 3.16. O gráfico da esquerda mostra a variação do número acumulado de chegadas, saídas da fila e saídas do canal de atendimento ao longo da simulação. O gráfico da direita mostra o número de usuários no sistema (fila + canal de serviço) ao longo do tempo. A partir daí, a determinação das medidas de desempenho pode ser feita como no caso dos modelos de fila, mas é mais usual que a planilha da simulação inclua variáveis que são usadas para determinação das medidas de desempenho.

O Exemplo 3.6, a seguir, usa os conceitos apresentados ao mesmo tempo em que ilustra como manter registros que permitem o cálculo de medidas de desempenho do sistema sem que seja necessário plotar os eventos em gráficos como os da Figura 3.16. Como será visto, uma simulação manual faz uso de uma *planilha da simulação*, que é usada para controlar a simulação e coletar dados para o cálculo das medidas de desempenho.

Exemplo 3.6 *Um pequeno terminal hidroviário tem apenas um berço de atracação. As embarcações chegam ao porto aleatoriamente, em intervalos que variam entre 1 e 8 horas. Os 'headways' têm probabilidades iguais de ocorrência. O tempo de carga e descarga das embarcações varia de 1 a 6 horas, com a seguinte distribuição de probabilidade:*

Tempo (h)	1	2	3	4	5	6
Probabilidade	0,10	0,20	0,30	0,25	0,10	0,05

Analisar o sistema com base na simulação do atendimento de 20 embarcações.

Solução: Duas considerações devem ser feitas inicialmente, para deixar claro as limitações deste exemplo. A primeira diz respeito ao tempo de simulação; não é possível extrair nenhuma conclusão de uma simulação na qual simule-se o atendimento de apenas 20 usuários. Para garantir a precisão dos resultados, seria preciso

continuar a simulação por um tempo muito maior. O segundo aspecto diz respeito ao estado inicial do sistema, já que a hipótese de o sistema iniciar as operações vazio pode não ser realística. Seria mais adequado usar um período de tempo para o funcionamento do sistema ficar estabilizado e, só a partir daí, iniciar a coleta de dados para as medidas de desempenho. No entanto, como o propósito deste exemplo é mostrar como funciona uma simulação, esses dois aspectos serão ignorados.

A geração dos 'headways' e dos tempos de atracação dos navios é feita por meio de dígitos aleatórios, devendo-se usar seqüências distintas de dígitos aleatórios para a geração de cada variável aleatória:

I. Headways

Headway (horas)	Probabilidade	Probabilidade acumulada	Dígitos aleatórios
1	0,125	0,125	001-125
2	0,125	0,250	126-250
3	0,125	0,375	251-375
4	0,125	0,500	376-500
5	0,125	0,625	501-625
6	0,125	0,750	626-750
7	0,125	0,875	751-850
8	0,125	1,000	851-999

II. Tempos de atendimento

Tempo (horas)	Probabilidade	Probabilidade acumulada	Dígitos aleatórios
1	0,10	0,10	01-10
2	0,20	0,30	11-30
3	0,30	0,60	31-60
4	0,25	0,85	61-85
5	0,10	0,95	86-95
6	0,05	1,00	96-99

A seguir, mostra-se como os 'headways' e tempos de atendimento foram obtidos para os vinte barcos. Não é necessário gerar um 'headway' para o primeiro barco pois, como foi suposto que o pier de atracação estava livre no início da simulação, pode-se também supor que a primeira chegada ocorre em $t = 0$. O intervalo entre a chegada do primeiro e do segundo navio é gerado com base nos dígitos 913, o que implica num 'headway' de 8 horas. O tempo de atendimento do primeiro barco é 4 horas, pois os dígitos aleatórios são 84.

Barco	R_h	Headway (h)	R_s	Tempo (h)	Barco	R_h	Headway (h)	R_s	Tempo (h)
1	-	-	84	4	11	109	1	32	3
2	913	8	10	1	12	093	1	94	5
3	727	6	74	4	13	607	5	79	4
4	015	1	53	3	14	738	6	05	1
5	948	8	17	2	15	359	3	79	5
6	309	3	79	4	16	888	8	84	4
7	922	8	91	5	17	106	1	52	3
8	753	7	67	4	18	212	2	55	3
9	235	2	89	5	19	493	4	30	2
10	302	3	38	3	20	535	5	50	3

A essência de simulações manuais são as *planilhas da simulação*, que são criadas para cada caso específico visando obter dados para a determinação das medidas de desempenho desejadas. A planilha da Tabela 3.4 serve para a simulação deste sistema. Supondo-se que o primeiro navio atraque no instante $t = 0$, seu atendimento inicia-se imediatamente e ele parte quando $t = 4$; daí percebe-se que esse usuário

Tab. 3.4: Planilha para simulação do porto fluvial

Barco	Headway	Hora chegada	Tempo serviço	Início serviço	Espera fila	Final serviço	Tempo sistema	Tempo ocioso
1	—	0	4	0	0	4	4	0
2	8	8	1	8	0	9	1	4
3	6	14	4	14	0	18	4	5
4	1	15	3	18	3	21	6	0
5	8	23	2	23	0	25	2	2
6	3	26	4	26	0	30	4	1
7	8	34	5	34	0	39	5	4
8	7	41	4	41	0	45	4	2
9	2	43	5	45	2	50	7	0
10	3	46	3	50	4	53	7	0
11	1	47	3	53	6	56	9	0
12	1	48	5	56	8	61	13	0
13	5	53	4	61	8	65	12	0
14	6	59	1	65	6	66	7	0
15	3	62	5	66	4	71	9	0
16	8	70	4	71	1	75	5	0
17	1	71	3	75	4	78	7	0
18	2	73	3	78	5	81	8	0
19	4	77	2	81	4	83	6	0
20	5	82	3	83	1	86	4	0
Soma			68		56		124	18

ficou no sistema por um período de 4 horas. A segunda embarcação chega ao porto em $t = 8$ e pode acostar pois o cais está vazio. Portanto, o cais esteve ocioso por 4 horas, de $t = 4$ a $t = 8$. O quarto barco é o primeiro que é obrigado a esperar pela desocupação do cais, tendo chegado em $t = 15$ e acostado quando $t = 18$, quando o atendimento do terceiro navio termina. O processo continua até o vigésimo usuário partir, quando a simulação termina, após um tempo total simulado de 86 horas.

Diversas medidas de desempenho podem ser obtidas da simulação deste sistema. A primeira delas é a *espera média*, \bar{w} que é 2,8 horas:

$$\bar{w} = \frac{\text{Espera total na fila}}{\text{Número de usuários}} = \frac{56}{20} = 2,8 \text{ horas.}$$

A segunda é a *probabilidade de esperar na fila*, $P[n \geq k]$, que, no caso, é 0,65:

$$P[n \geq 1] = \frac{\text{Número de barcos que esperam para atracar}}{\text{Número total de barcos}} = \frac{13}{20} = 0,65.$$

O *grau de ociosidade do canal de atendimento* equivale à probabilidade de a doca não estar sendo utilizada, $P[n = 0]$, que é 0,21:

$$P[n = 0] = \frac{\text{Tempo total ocioso}}{\text{Tempo total simulado}} = \frac{18}{86} = 0,21.$$

O grau de utilização do canal de atendimento é a probabilidade de a doca estar sendo utilizada, ou seja, a probabilidade complementar, $P[n > 0] = 1 - P[n = 0] = 1 - 0,21 = 0,79$.

Uma medida de desempenho importante é o tempo médio de atendimento, que, no caso, é 3,4 horas:

$$\bar{t}_a = \frac{\text{Soma dos tempos de atendimento}}{\text{Número total de usuários}} = \frac{68}{20} = 3,4 \text{ h.}$$

Este valor pode ser comparado à média da distribuição de tempos de atendimento:

$$E(t_a) = 1 \cdot 0,10 + 2 \cdot 0,20 + 3 \cdot 0,30 + 4 \cdot 0,25 + 5 \cdot 0,10 + 6 \cdot 0,05 = 3,2 \text{ h.}$$

A diferença entre os dois valores deve-se à pequena duração da simulação; os dois valores devem ficar mais próximos se o tempo de simulação for aumentado.

O intervalo médio entre chegadas é 4,3 horas:

$$\bar{h} = \frac{\text{Soma dos headways}}{\text{Número total de usuários} - 1} = \frac{82}{20 - 1} = 4,3 \text{ h.}$$

O denominador é o número total de chegadas menos um porque supôs-se que a primeira chegada ocorre com $t = 0$. Pode-se comparar este valor com a média da distribuição de 'headways':

$$E(h) = \frac{a + b}{2} = \frac{1 + 8}{2} = 4,5 \text{ h.}$$

Também neste caso existe uma diferença entre o valor calculado e o valor observado, que pode ser creditada à pequena duração da simulação. Um maior tempo de simulação deve eliminar essa diferença.

O tempo médio gasto no sistema por cada embarcação é $\bar{d} = 6,2$ horas. Existem duas formas de se obter essa medida de desempenho, calculando-se a relação:

$$\bar{d} = \frac{\text{Tempo total no sistema}}{\text{Número total de usuários}} = \frac{124}{20} = 6,2 \text{ h}$$

ou obtendo-se a soma de duas outras medidas de desempenho:

$$\bar{d} = \text{Espera média na fila} + \text{Tempo médio de atendimento} = 2,8 + 3,4 = 6,2 \text{ h.}$$

Essas medidas de desempenho são de grande interesse para o projeto e gerenciamento do porto. Apesar do pequeno tempo de simulação, algumas conclusões podem ser obtidas do experimento: a maioria das embarcações tem que esperar para atracar, mas a espera média é relativamente pequena; além disso, o grau de ociosidade do cais não é muito grande.

Apesar de suas óbvias limitações, o Exemplo 3.6 serve para ilustrar o funcionamento e a utilidade de simulações. No caso desse porto fluvial, seria interessante comparar o custo total da espera dos barcos com o custo de construção de uma nova posição no cais, a partir dos resultados obtidos na simulação. Uma outra possibilidade seria simular o efeito de reduções no tempo de carga e descarga pela compra de equipamento mais moderno. Nesse caso, o custo do novo equipamento poderia ser comparado com o custo total da espera na situação atual.

3.7.4 Análise dos resultados da simulação

O leitor deve, entretanto, ter sempre em mente que uma simulação é um experimento estocástico, cujos resultados devem ser submetidos a uma análise estatística. Isso significa que, se a simulação do Exemplo 3.6 for replicada usando-se uma seqüência diferente de números aleatórios, os valores das medidas de desempenho serão diferentes dos calculados anteriormente. Assim sendo, para determinar o valor mais provável de cada medida de desempenho é preciso replicar a simulação um certo número de vezes e calcular as médias e intervalos de confiança de cada medida de desempenho. Apenas uma discussão um tanto quanto superficial sobre a análise dos resultados de simulações será realizada neste texto, já que foge dos seus objetivos tratar desse assunto em detalhes. O leitor interessado deve consultar qualquer das inúmeras obras sobre simulação – como por exemplo, Banks e Carson II⁸.

As simulações de terminais são, usualmente, do tipo denominado *simulações terminativas*, nas quais o sistema é simulado por um determinado tempo, ao final do qual a simulação é interrompida e as medidas de desempenho, calculadas. Num simulação terminativa, o tempo da simulação pode ser determinado em função do número de usuários atendidos pelo sistema, como é o caso do Exemplo 3.6. Nas simulações terminativas, a análise dos resultados da simulação consiste em determinar uma estimativa da medida de desempenho, a variância dessa estimativa e, a partir desses dois valores, os limites do intervalo de confiança da estimativa da medida de desempenho. Para que seja possível realizar essa análise, é preciso que a simulação seja replicada – isto é, repetida, usando-se seqüências diferentes de números aleatórios – um certo número de vezes. Dessa forma, os valores das medidas de desempenho obtidos em cada replicação podem ser considerados estatisticamente independentes e, por conseguinte, os métodos clássicos para estimação de intervalos de confiança e para teste de hipótese podem ser aplicados.

⁸Banks, J. e Carson II, J. S. (1984) *Discrete-event system simulation*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, EUA.

Seja θ , uma medida de desempenho do sistema simulado – por exemplo, a espera média na fila ou o grau de ociosidade do servidor. Sabe-se que $\hat{\theta}$, a estimativa de θ , pode ser obtida por:

$$\hat{\theta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \theta_i \quad (3.6)$$

em que $\hat{\theta}$: estimativa da medida de desempenho θ ;
 n : número de replicações da simulação; e
 θ_i : valor da medida de desempenho θ para a i -ésima replicação.

A variância da estimativa da medida de desempenho θ , $\hat{\sigma}^2(\hat{\theta})$, é calculada por:

$$\hat{\sigma}^2(\hat{\theta}) = \frac{1}{(n-1)n} \sum_{i=1}^n (\theta_i - \hat{\theta})^2. \quad (3.7)$$

O erro padrão da estimativa $\hat{\theta}$,

$$\hat{\sigma}(\hat{\theta}) = \sqrt{\hat{\sigma}^2(\hat{\theta})}, \quad (3.8)$$

é uma medida da precisão da estimativa $\hat{\theta}$ da medida de desempenho θ . Conforme o número de replicações aumenta, o erro padrão $\hat{\sigma}(\hat{\theta})$ tende a se tornar menor, aproximando-se de zero.

O intervalo de confiança da estimativa $\hat{\theta}$ da medida de desempenho θ pode ser obtido da estatística t

$$t = \frac{\hat{\theta} - \theta}{\hat{\sigma}(\hat{\theta})},$$

que é distribuída de acordo com a distribuição t de Student, com $(n-1)$ graus de liberdade. Portanto, a valor real da medida de desempenho θ está no intervalo

$$\hat{\theta} - t_{(1-\alpha)/2, n-1} \hat{\sigma}(\hat{\theta}) \leq \theta \leq \hat{\theta} + t_{(1-\alpha)/2, n-1} \hat{\sigma}(\hat{\theta}) \quad (3.9)$$

em que α é o grau de confiança desejado – por exemplo, 0,9 (ou 90%). O exemplo a seguir ilustra como a análise estatística dos resultados de uma simulação é feita.

Exemplo 3.7 *A simulação da operação do porto fluvial foi replicada 10 vezes, usando-se seqüências diferentes de números aleatórios para geração dos 'headways' e dos tempos de atendimento. Os resultados obtidos para duas medidas de desempenho, o grau de utilização do cais (ρ) e o tempo médio no sistema (\bar{d}), estão listados a seguir. Analisar os resultados da simulação.*

Replicação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ	0,849	0,731	0,570	0,685	0,851	0,758	0,694	0,714	0,828	0,721
\bar{d}	4,950	3,700	3,750	3,500	4,750	5,250	3,750	4,500	5,250	4,650

Solução: Admitindo-se que o intervalo de confiança desejado seja de 90%, inicialmente calculam-se as estimativas do grau de utilização do cais ($\hat{\rho}$) e do tempo médio no sistema (\hat{d}), que são as médias (Eq. 3.6):

$$\hat{\rho} = \frac{0,849 + \dots + 0,721}{10} = 0,740 \quad \text{e} \quad \hat{d} = \frac{4,950 + \dots + 4,650}{10} = 4,405 \text{ h.}$$

Conhecidas as médias, pode-se determinar as variâncias de cada medida de desempenho (Eq. 3.7):

$$\sigma^2(\hat{\rho}) = \frac{(0,849 - 0,740)^2 + \dots + (0,721 - 0,740)^2}{10(10 - 1)} = 0,0075$$

$$\sigma^2(\hat{d}) = \frac{(4,950 - 4,405)^2 + \dots + (4,650 - 4,405)^2}{10(10 - 1)} = 0,4541 \text{ h}$$

De uma tabela de valores da distribuição t pode-se obter o valor de $t_{5\%,9}$ para 9 graus de liberdade, que é 1,83. Os intervalos de confiança para o grau de congestionamento e tempo médio no sistema podem ser calculados a partir da estimativa da medida de desempenho e de seu erro padrão (Eqs. 3.8 e 3.9):

$$\hat{\rho} - t_{5\%,9} \hat{\sigma}(\hat{\rho}) \leq \rho \leq \hat{\rho} + t_{5\%,9} \hat{\sigma}(\hat{\rho})$$

$$0,740 - 1,83 \cdot 0,087 \leq \rho \leq 0,740 + 1,83 \cdot 0,087$$

$$0,582 \leq \rho \leq 0,899.$$

De modo similar, pode-se calcular o intervalo de confiança para o tempo total gasto no sistema, que é $3,172 \leq \bar{d} \leq 5,638$ horas. Portanto, os resultados da simulação permitem garantir que o grau de congestionamento e o tempo médio no sistema estão dentro dos intervalos calculados com 90% de confiança.

Com isto, encerra-se esta breve discussão sobre a aplicação de simulação para análise e dimensionamento de componentes de terminais. Deve-se ressaltar, mais uma vez, que o propósito desta discussão é tão somente apresentar os conceitos relacionados à simulação de terminais, já que a extensão do assunto é tal que seria impossível esgotá-lo num texto tão diverso como este.

3.8 Capacidade e nível de serviço em terminais

Considerando que a *capacidade* de um terminal é uma medida do volume de passageiros ou cargas que é processado pelo terminal num determinado período, pode-se

definir a capacidade de um terminal de duas formas diferentes. De acordo com a primeira definição, a capacidade do terminal é o volume máximo possível de passageiros ou carga que pode ser processado pelo terminal (ou por uma parte do terminal). Como já discutido anteriormente, para que isso ocorra é necessário que existam filas em todas as unidades de processamento, a fim de que o grau de utilização dos componentes do terminal seja equivalente a 100% – isto é, nenhum componente fica ocioso em instante algum. Essa condição é raramente alcançada por períodos longos, já que os fluxos de passageiros e cargas não são constantes, mas variam ao longo do dia, semana, mês e ano. Os terminais podem experimentar períodos durante os quais operam na sua capacidade máxima, mas esses períodos costumam ser relativamente curtos – por exemplo, uma estação rodoviária na véspera de um feriado prolongado, etc. Do ponto de vista dos operadores, das empresas de transporte e dos usuários, a operação do terminal sob fluxos dessa magnitude traz uma série de inconvenientes, já que os tempos de espera nas filas seriam excessivamente longos, com implicações negativas tanto do aspecto econômico como do aspecto social.

Isso conduz à segunda definição de capacidade, que é o volume máximo que pode ser processado com tempos de espera que são considerados aceitáveis. O tempo total dispendido no terminal por um passageiro ou por um despacho de mercadorias pode ser descrito como sendo formado por uma parcela gasta no atendimento e processamento e por outra parcela de tempo gasto à espera do atendimento. O tempo médio total no terminal \bar{d} é:

$$\bar{d} = \bar{w}_q + \bar{s} \quad (3.10)$$

em que \bar{w}_q : tempo médio gasto na fila; e
 \bar{s} : tempo médio gasto sendo atendido.

Definindo-se uma espera média aceitável, pode-se determinar o volume máximo que corresponde àquele nível de serviço. Quanto maior a espera média aceitável, maior a capacidade do terminal, como pode-se perceber analisando-se a Figura 3.17. O maior volume possível é c_0 , mas a espera média seria inaceitavelmente longa; se a espera média máxima tolerável for w_q , a capacidade seria $c_1 < c_0$. Uma espera média máxima tolerável $w'_q < w_q$ conduz a uma capacidade $c_2 < c_1$.

A Figura 3.17 também ilustra o efeito da intensidade dos períodos de pico na capacidade. Quanto maior o pico – isto é, a diferença entre o volume mínimo e volume máximo durante o período de análise –, maior a variabilidade dos ‘headways’.

A curva *A* representa a variação do tempo total médio de processamento em relação ao volume de usuários num terminal em que o pico é menos acentuado do que o terminal representado pela curva *B*. Pode-se perceber que, definida uma espera máxima média admissível, a capacidade do terminal *B* é menor que a capacidade do terminal *A*.

Esse fenômeno também pode ser observado com relação à variabilidade dos tempos de atendimento. Tome-se, por exemplo, a fórmula usada pelo órgão responsável pela supervisão do transporte aéreo nos EUA, a Federal Aviation Administration, para determinar a espera média a que são submetidos aviões que pousam numa pista usada exclusivamente para pousos⁹:

$$\bar{w}_a = \frac{\lambda_a(\sigma_a^2 + \mu_a^2)}{2(1 - \lambda_a\mu_a)} \quad (3.11)$$

em que \bar{w}_a : espera média para pousar;
 λ_a : taxa média de chegadas;
 μ_a : tempo médio de ocupação da pista em pousos; e
 σ_a : desvio padrão do tempo de ocupação da pista em pousos.

Da Estatística, sabe-se que quanto maior a variabilidade de uma variável aleatória, maior o desvio padrão dessa variável. Por exemplo, se aumentar a variação dos tempos de atendimento μ_a , o valor de σ_a também será maior. Analisando-se a Equação 3.11, pode-se notar que, mantidos constantes a taxa média de chegadas λ_a e o tempo médio de atendimento μ_a , se o valor de σ_a cresce, a espera total \bar{w}_a também cresce.

Plotando-se o tempo total gasto na operação de pouso (a soma do tempo médio de atendimento e da espera média) em função do volume, obtém-se um gráfico similar ao mostrado na Figura 3.17. Para um nível de serviço preestabelecido, a capacidade de uma pista de pouso *A* é maior que a de uma pista *B*, na qual a variabilidade dos tempos de ocupação da pista é maior que na pista *A*.

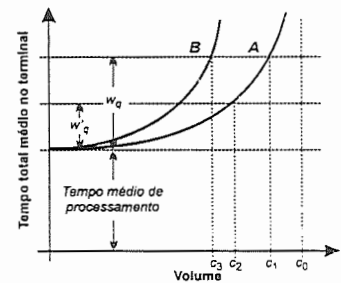


Fig. 3.17: Determinação da capacidade de um terminal

3.9 Conceitos para o lay-out de terminais

O projeto de um terminal e o arranjo físico de seus componentes dependem de uma série de fatores, nos quais se incluem a magnitude e a composição dos fluxos de

⁹Morlok, E. K. (1978) *Introduction to Transportation Engineering and Planning*. McGraw-Hill, Nova York, 1978, p. 265.

passageiros ou cargas, a proporção de passageiros usando o terminal como ponto de conexão, o custo da mão-de-obra, as modalidades de transporte que usarão o terminal como ponto de conexão, as características do local escolhido para a construção, etc. Esses fatores dificilmente se repetem de terminal para terminal e determinam o *conceito* adotado para a configuração física do terminal.

3.9.1 Classificação dos conceitos de terminais

Embora cada terminal possua um caráter único que o diferencia dos demais, algumas características gerais são comuns a todos os terminais e podem ser usadas para definir o *conceito* adotado no projeto do terminal.

O grau de centralização do terminal é a característica mais importante para a classificação do conceito usado no projeto do terminal. Um terminal centralizado é aquele no qual todas as instalações para processamento de passageiros ou cargas são abrigadas dentro de um mesmo edifício, ao redor do qual os veículos estacionam; um terminal descentralizado é aquele em que cada posição de estacionamento ou cada grupo de posições de estacionamento possui suas próprias instalações de processamento de passageiros ou cargas.

Um terminal centralizado evita a duplicação de instalações e equipamentos, já que o processamento dos fluxos de passageiros ou cargas dá-se num único local. Os conceitos mais comuns para o lay-out de terminais centralizados são os conceitos de *píeres* e os de *satélites*, que estão mostrados esquematicamente na Figura 3.18. No primeiro, usam-se píeres ao longo dos quais os veículos estacionam e que são usados pelos passageiros para ir da área principal do terminal até os veículos e vice-versa.

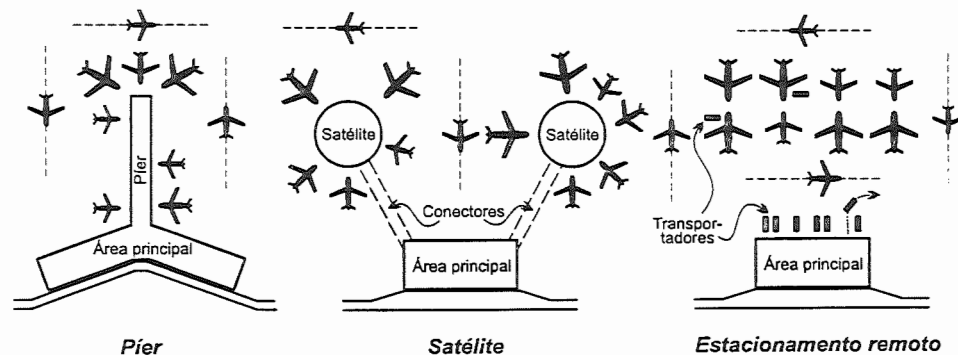


Fig. 3.18: Conceitos para lay-out de terminais centralizados

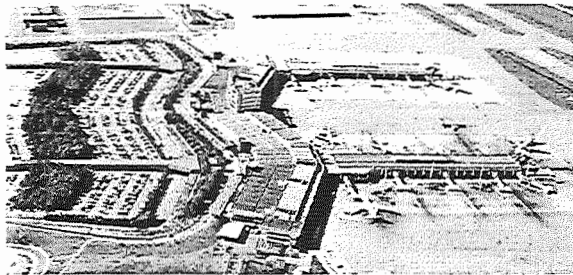


Fig. 3.19: Lay-out em píer: Aeroporto Internacional de São Paulo, Guarulhos

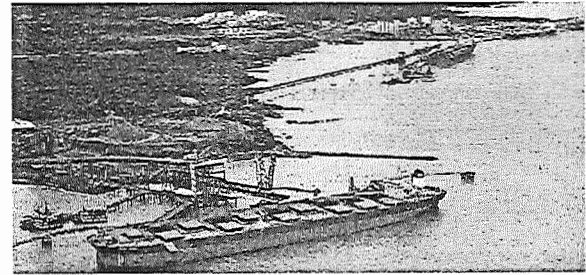


Fig. 3.20: Lay-out em satélites: Terminal Marítimo de Ponta da Madeira, no porto de São Luís (MA)

O Aeroporto Internacional de São Paulo, em Guarulhos, foi projetado com base no conceito de píeres, como ilustra a foto da Figura 3.19. Quando terminado, o aeroporto disporá de quatro terminais idênticos. Cada terminal possui uma área principal, na qual ocorre a maior parte do processamento dos passageiros que embarcam e desembarcam. Atividades como venda de passagens, “check-in”, fiscalização anti-sequestro, controle de imigração, fiscalização aduaneira, etc. e instalações de apoio (tais como restaurantes, áreas de espera, lojas, etc.) estão localizadas nessa área principal. O acesso aos píeres é restrito aos passageiros e, na sua entrada, encontram-se os pontos de fiscalização anti-sequestro e de emigração. As salas de espera correspondentes aos portões de embarque (ou ‘gates’) estão localizadas ao longo do píer. As aeronaves estacionam ao longo dos píeres, em locais predeterminados (os ‘gates’) que são equipados com pontes móveis de embarque e desembarque. O píer é dividido longitudinalmente em duas áreas, uma para passageiros que embarcam em vôos domésticos e outra para passageiros internacionais, já que os processos a que são submetidos cada tipo de passageiro são diferentes.

O lay-out em píer pode ser encontrado em outras modalidades, como no transporte marítimo e no transporte rodoviário. O Terminal Rodoviário do Tietê, em São Paulo, usa esse tipo de lay-out, sendo que os ônibus estacionam ao longo de píeres, um para embarque e outro para desembarque. A venda de passagens e de outros serviços para os viajantes é feita no andar superior, numa área que corresponde à área principal de um aeroporto.

Num terminal cujo lay-out segue o conceito de *satélites*, a maior parte do processamento dos passageiros e cargas ocorre num edifício principal mas os veículos estacionam ao redor dos satélites, que são estruturas independentes do edifício principal. A conexão entre o edifício principal e os satélites pode ser feita por meio de uma estrutura acima do solo ou por um túnel. Se um túnel for usado, todo

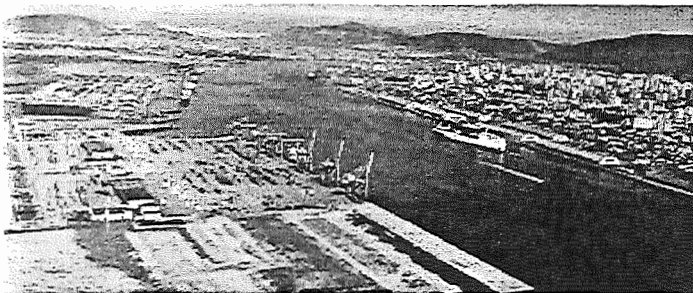


Fig. 3.21: Terminais unitários no Porto de Santos



Fig. 3.22: Lay-out linear: Aeroporto Internacional do Rio de Janeiro

o perímetro do satélite pode ser aproveitado para o estacionamento dos veículos. Em certos terminais, como o Aeroporto Internacional de Atlanta, a distância entre o edifício principal e os satélites é tão grande que se construiu um sistema similar a um VLT subterrâneo para facilitar o deslocamento de passageiros de um edifício para outro.

O conceito de lay-out em satélites pode ser encontrado em outras modalidades de transporte. O Terminal Marítimo de Ponta da Madeira, em São Luís, operado pela Cia. Vale do Rio Doce, tem dois berços de atracação independentes do restante do porto, que podem ser considerados estruturas satélites, como mostra a foto da Figura 3.20. Em estações ferroviárias que possuem plataformas paralelas para embarque e desembarque, cada plataforma pode ser considerada como um satélite.

Um outro conceito para lay-out de terminais centralizados é o que usa *estacionamento remoto*. A conexão entre o prédio e os veículos é feita por *transportadores*¹⁰, veículos que podem ser projetados especialmente para essa tarefa. Um exemplo de terminal construído sob esse conceito é o Aeroporto Internacional de Viracopos, em Campinas, no qual se usam ônibus para transportar os passageiros entre o prédio do terminal e as aeronaves, que ficam estacionadas em posições distantes. Um exemplo famoso de terminal construído sob este conceito é o Aeroporto Internacional Dulles, em Washington, DC, EUA, onde se usam veículos especiais para transportar os passageiros entre o prédio e as aeronaves. A Figura 3.18 mostra um esquema de um terminal com estacionamento remoto.

Os terminais descentralizados, nos quais cada posição ou grupo de posições de estacionamento possui um conjunto de instalações independentes para processamento dos passageiros e cargas, são comuns em portos. No Porto de Santos,

¹⁰Em inglês, “transporters”, a palavra que também pode ser usada para identificar esse conceito.

por exemplo, existem diversos terminais especializados, independentes uns dos outros e explorados por empresas diferentes, como pode ser visto na foto da Figura 3.21. Esse tipo de terminal pode ser também encontrado no transporte aéreo e no transporte rodoviário de carga. O Aeroporto John F. Kennedy, em Nova York, e o Aeroporto Internacional de Houston, nos EUA, possuem terminais independentes, cada qual usado por uma empresa aérea que é responsável pela operação do seu terminal.

Em terminais descentralizados, é comum o uso do conceito *linear* para lay-out das instalações físicas. Num terminal projetado de acordo com um lay-out linear, como o Aeroporto Internacional do Rio de Janeiro (Figura 3.22), procura-se minimizar a largura do edifício, aumentando-se o seu comprimento. Cada posição de estacionamento ou grupo de posições de estacionamento é provido de equipamentos para processamento dos veículos. No transporte coletivo urbano, os terminais de ônibus costumam usar o conceito linear, já que os ônibus param uns atrás dos outros, ao longo de uma plataforma de embarque. A foto da Figura 3.23 mostra um cais do Porto de Santos, cujo lay-out físico segue o conceito linear. Cada grupo de berços de atracação tem um conjunto de equipamentos e de armazéns, que são dispostos ao longo do cais. Pode-se perceber que a largura do terminal é muito menor que o seu comprimento total.

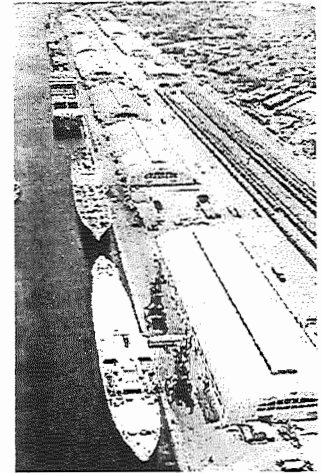


Fig. 3.23: Lay-out linear: Porto de Santos

3.9.2 Vantagens e desvantagens de cada conceito

Todo conceito para lay-out de terminais possui vantagens e desvantagens. Os terminais centralizados proporcionam uma utilização intensiva das instalações, equipamentos e mão, com conseqüente redução nos custos operacionais. Outra característica favorável dos terminais centralizados é a concentração de passageiros e acompanhantes no edifício principal, que facilita o fornecimento de serviços de apoio, como lojas, restaurantes, etc., uma importante fonte de receita para os terminais de passageiros. Essa concentração de passageiros pode, entretanto, transformar-se facilmente numa desvantagem, se for excessiva e tornar o terminal caótico.

Os terminais que usam o conceito transportador são os que melhor se adaptam aos picos acentuados de tráfego, já que pode-se adequar o número de transportadores aos volumes de tráfego. Por isso, a maioria dos terminais aeroportuários possui posições de estacionamento remotas para uso nos períodos de pico. Nesse caso, os aviões ficam estacionados no pátio, longe do terminal, e os passageiros são transportados de e para as aeronaves em ônibus. Entre as desvantagens do uso

de estacionamento remoto, pode-se listar o custo de manutenção dos transportadores, a mão-de-obra adicional necessária para sua operação, o maior tamanho do pátio e as dificuldades para conexões, já que os passageiros são forçados a usar os transportadores duas vezes, o que, além de inconveniente, aumenta de forma significativa o tempo necessário para conexão.

Os terminais lineares costumam ter mais desvantagens que vantagens, o que tem limitado a aplicação desse conceito no lay-out de terminais construídos mais recentemente. A principal vantagem desse tipo de terminal é permitir que o passageiro estacione seu carro próximo à sala de embarque. Essa característica pode também ser apontada como um grande inconveniente, se no retorno o portão usado ficar longe do local onde o carro está estacionado. Outras desvantagens desse conceito incluem o baixo grau de utilização dos equipamentos e a baixa densidade de passageiros e acompanhantes, o que aumenta os custos de operação das lojas, restaurantes e outros serviços de conveniência para os usuários do terminal.

Como todo conceito possui vantagens e desvantagens, a maioria dos terminais tem um lay-out híbrido, incorporando características de mais de um conceito, visando minimizar os aspectos negativos e maximizar os aspectos positivos dos conceitos aplicados na elaboração do seu lay-out físico.

Resumo

- Os terminais têm um papel importante dentro dos sistemas de transporte pois, por permitirem transferências modais, servem de concentradores de tráfego. Um terminal mal projetado causa atrasos desnecessários aos passageiros e cargas e pode servir de empecilho ao desenvolvimento econômico e social de uma região; a correção de erros de projeto em terminais é complexa, custosa e demorada.
- As funções dos terminais incluem: a concentração de tráfego, o processamento, a classificação e o ordenamento de cargas e de passageiros, o carregamento e o descarregamento dos veículos, o armazenamento e a baldeação de cargas e de passageiros, a venda de serviços e a manutenção dos veículos.
- No planejamento e projeto de terminais, deve-se levar em consideração diversos aspectos que, muitas vezes, são conflitantes. Os principais aspectos incluem: o planejamento global da região na qual se insere o terminal, o projeto das instalações, a operacionalidade do terminal e o tempo de 'turnaround', os custos de utilização, a escolha do local para construção do terminal, o uso do solo adjacente ao terminal, os impactos ambientais, a coordenação com o restante do sistema de transportes.
- A imprevisibilidade da demanda é o maior problema que afeta o projeto e o planejamento dos terminais, que costumam ser projetados para um nível de utilização

previsto para cinco ou dez anos no futuro. No projeto do terminal, procura-se atingir, simultaneamente, dois objetivos conflitantes: minimizar os tempos de processamento e maximizar a utilização dos equipamentos e instalações físicas.

- A seqüência de processos a que são submetidos passageiros e cargas num terminal pode ser representada por diagramas de fluxo, que possibilitam a visualização dos procedimentos de embarque e desembarque. Cada etapa no processo pode ser representada por um sistema de fila, já que os usuários podem ser forçados a esperar pelo atendimento.
- O processamento de passageiros e cargas pode ser representado graficamente num diagrama de fluxo acumulado vs. tempo decorrido, no qual os instantes de chegada, de início e do final do atendimento são indicados para cada usuário.
- Os modelos determinísticos de filas, que usam uma analogia com fluidos, podem ser usados para analisar componentes de terminais nos quais ocorre supersaturação temporária – ou seja, quando a demanda é variável, inicialmente crescendo até exceder a capacidade de atendimento e depois diminuindo até ficar menor que a capacidade de serviço. As medidas de desempenho (fila média, espera média, duração do congestionamento, etc.) podem ser obtidas do gráfico que representa a evolução da fila com o passar do tempo.
- Os modelos analíticos de filas são usados para estudar as situações em que a aleatoriedade das intervalos entre chegadas e dos tempos de atendimento são importantes. Só podem ser usados para estudar componentes de terminais nos quais a capacidade de atendimento é maior que a demanda e que estejam operando em condição de equilíbrio, com a taxa de chegadas e a taxa de atendimento constantes. As medidas de desempenho são obtidas de expressões deduzidas em função das distribuições estatísticas que regem os ‘headways’ e os tempos de atendimento.
- Os modelos de simulação permitem analisar a operação de componentes de terminais levando em consideração os efeitos da aleatoriedade e da variação das taxas de chegadas e de atendimento. Uma simulação consiste em criar uma seqüência artificial de instantes de chegadas e de tempos de atendimento que possibilita uma reprodução do funcionamento do terminal. O cerne de um modelo de simulação é a tabela de simulação, através da qual controla-se a seqüência de eventos que ocorrem durante a simulação.
- A capacidade de um terminal pode ser definida de duas formas: é o maior volume que pode ser processado pelo terminal, ou como sendo o maior volume que pode ser processado pelo terminal, sob um tempo máximo aceitável de espera. A primeira definição pressupõe que o terminal opere com filas que obrigam todos os usuários a esperar mais do que poderia ser aceitável. A segunda definição estabelece níveis de serviço, dentro dos quais a espera a que são submetidos os usuários fica dentro de limites preestabelecidos.

- Na configuração física de um terminal, as instalações podem ser dispostas de acordo com o conceito adotado no projeto. Os terminais podem ser centralizados e descentralizados. Os conceitos mais comuns para terminais centralizados são o lay-out em píeres, em satélites ou com estacionamento remoto. Nos terminais descentralizados, o conceito mais comum é o lay-out linear. Todo conceito tem aspectos positivos e negativos, o que faz com que características de mais de um conceito sejam encontradas no mesmo terminal.

Para aprender mais

Introduction to Transportation Engineering and Planning, E. K. Morlok. McGraw-Hill, Nova Iorque, 1978.

No capítulo 7, faz uma abordagem supra-modal dos terminais, focalizando primordialmente os terminais de passageiros. Apesar de os exemplos serem baseados em dados muito antigos, o capítulo discute com maestria os principais conceitos envolvidos no projeto e planejamento de terminais.

The Airport Passenger Terminal, W. Hart. John Wiley & Sons, Nova York, EUA, 1985.

Tratando unicamente de terminais aeroportuários de passageiros, é uma referência indispensável para os engenheiros de transporte que se interessam pelo projeto e planejamento de terminais de passageiros em aeroportos, por discutir detalhadamente todos os aspectos relacionados ao projeto desse tipo de terminal. O capítulo 9 apresenta e discute o projeto de nove aeroportos dos EUA e da Europa.

Transportation Engineering – Planning and Design, R. J. Paquette, N. J. Ashford e P. H. Wright. John Wiley & Sons, Nova York, 1982, 2ª edição.

Trata de todas as modalidades de transporte, no que diz respeito ao planejamento, projeto e operação de sistemas de transporte. O capítulo 16 trata de terminais terrestres (rodoviários, ferroviários e dutoviários), os capítulos 17 a 19, dos aeroportos e os capítulos 20 e 21, dos portos.

Exercícios

Problema 3.1 Escolha um dos terminais públicos da sua região (aeroporto, estação de metrô, estação rodoviária, terminal de integração de ônibus urbanos, porto, etc.) e visite-o para observar os fluxos de passageiros e/ou carga e as funções desempenhadas pelo terminal.

- (a) Prepare um diagrama de fluxos que mostre a seqüência de processos de que consiste o atendimento dos passageiros e/ou cargas. Se existir diferença no processamento em função do tipo de carga (nacional, importada, sólido, líquido, contêineres, etc.) ou passageiro (domésticos ou internacionais), mostre essas diferenças no diagrama de fluxos.

- (b) Liste as funções desempenhadas no terminal e explique como e em que locais do terminal essas funções são realizadas.

Problema 3.2 Refaça o diagrama de fluxos que é mostrado na Figura 3.2 (pág. 91) de tal forma que nele estejam incluídos os fluxos de passageiros que usam a estação rodoviária como um ponto de conexão entre sua origem e seu destino. Esses passageiros chegam em um ônibus intermunicipal e partem em outro. Faça o mesmo com o diagrama da Figura 3.3, para incluir nele as cargas que são redespachadas por navio. Inclua também blocos que ilustrem o processo de pesagem dos vagões e caminhões que são usados para o transporte terrestre da carga. Explique como ocorre o processamento desse tipo de usuário, para justificar as modificações feitas nos diagramas de fluxo.

Problema 3.3 Refaça o Exemplo 3.2, supondo que:

- (a) Suponha que o carregamento deva estar terminado em $t = -10$ min. Quando o carregamento deve ser iniciado? Qual a fila neste instante? Qual a fila máxima?
- (b) Um novo pórtico com capacidade de carregamento de 1,5 contêineres/min seja utilizado. Quando o carregamento deve ser iniciado? Qual a fila neste instante? Qual a fila máxima?
- (c) O carregamento consista de 180 contêineres e o primeiro pórtico seja usado. Quantos contêineres não são carregados no prazo estipulado? Se um outro pórtico, igual ao primeiro, for usado, quando deve-se iniciar o carregamento? Qual será a fila nesse instante? Qual será a fila máxima? Qual será o tempo máximo de espera? Qual contêiner é submetido a essa espera?

Problema 3.4 Suponha que no instante $t = 0$ não exista nenhum passageiro num guichê para venda de passagens numa rodoviária mas que, de 0 a τ , os passageiros cheguem a uma taxa de chegadas constante $\lambda_1 > \mu$, a taxa de atendimento. A partir de $t = \tau$, os passageiros chegam a uma taxa constante $\lambda_2 < \mu$. Desenhe as curvas acumuladas de chegadas e partidas. Avalie e identifique geometricamente:

- (a) a espera total;
- (b) o comprimento máximo da fila;
- (c) a maior espera na fila (disciplina FIFO); e
- (d) a tempo total de duração da fila.

Repita o exercício supondo que a taxa de chegadas é sempre $\lambda_2 < \mu$, mas que o guichê fica fechado de $t = 0$ a $t = \tau$, após o que os passageiros são atendidos à taxa de atendimento μ .

Problema 3.5 Numa estação de metrô localizada num bairro, observa-se que, durante as duas horas do período de pico da manhã, os passageiros chegam à plataforma de embarque a uma taxa de 6 pessoas/minuto. A observação do processo de embarque nos trens indica que os passageiros entram num vagão a uma taxa de 3 pessoas/(minuto.vagão). Existem

duas propostas alternativas para operação dessa linha: trens com dois carros em 'headways' de 3 minutos e trens com dez carros a cada 15 minutos.

- Compare o número máximo de passageiros na plataforma para os dois planos de operação alternativos, construindo gráficos de número acumulado de passageiros vs. tempo para cada proposta de operação.
- Discuta os resultados obtidos do ponto de vista dos passageiros. Tente generalizar o resultado obtido, discutindo o efeito de operar veículos de maior capacidade a intervalos maiores. Quais as vantagens e desvantagens dessa política de operação?

Problema 3.6 Um estacionamento apresenta os seguintes volumes médios de entradas e saídas durante as 16 horas de funcionamento diário:

Hora	6–8	8–10	10–13	13–16	16–18	18–22
Entrada (veic/h)	25	200	50	30	25	10
Saída (veic/h)	5	5	10	50	190	50

Desenhe as curvas acumuladas de chegadas e partidas num mesmo gráfico e, usando o gráfico, determine o número de vagas necessárias para atendimento da demanda. Qual a maior acumulação de carros no estacionamento e quando isso ocorre?

Problema 3.7 Num shopping center existem 5 baias para caminhões descarregarem mercadorias. A gerência tem recebido reclamações dos comerciantes, que sustentam que seria necessário providenciar mais uma baia. Um estudo realizado mostra que o tempo médio de utilização das baias é distribuído exponencialmente, com média 25 minutos. Durante o período de pico de entregas, de 4 horas de duração, os caminhões chegam aleatoriamente, de acordo com uma distribuição de Poisson com média 6,5 caminhões/h. A gerência deseja saber:

- Qual a espera média por uma vaga para descarga na situação atual?
- Qual a espera média por uma vaga se a baia adicional for construída?
- Se o custo de operação dos caminhões de entrega for R\$ 20,00/h, qual seria a economia no custo operacional trazida pela construção da baia adicional, durante o período de pico?
- Qual a probabilidade de um caminhão usar uma baia por 30, 60 e 90 minutos?
- Qual o número médio de caminhões que usariam o novo o sistema durante o período de pico?

Problema 3.8 Seja uma usina de tratamento de minério de ferro que opera 24 horas por dia. O minério bruto é recebido da mina a uma taxa de 1.000 t/h e seu tratamento (lavagem para remoção de pó e terra) leva 2 horas. Existem três alternativas para transporte do minério: por meio de uma esteira transportadora, de uma ferrovia e de uma rodovia. A esteira tem capacidade para transportar 1.000 t/h e pode funcionar continuamente. Pela ferrovia, o minério é transportado em três trens diários, cada um transportando 8.000 t de minério,

com partidas espaçadas de 8 horas. Por rodovia, usam-se caminhões com capacidade para transportar 50 t, que partem do terminal a uma taxa de 20 caminhões/hora. Analise a operação do sistema por meio de um diagrama de fluxo acumulado, determinando o volume da área de armazenamento de minério para cada uma das três alternativas.

Problema 3.9 Refaça o problema do Exemplo 3.6, admitindo que os intervalos entre chegadas sejam distribuídos uniformemente entre 1 e 10 horas. Gere novos intervalos entre chegadas e novos tempos de atendimento usando seqüências de números aleatórios criadas com o auxílio de uma planilha eletrônica como o Excel. Discuta o efeito da alteração da taxa de chegadas sobre a operação do porto, com base nos resultados da simulação.

Problema 3.10 Refaça o problema do Exemplo 3.6, admitindo que a distribuição de tempos de carga e descarga seja

<i>Tempo (h)</i>	1	2	3	4	5	6
<i>Probabilidade</i>	0,05	0,10	0,20	0,30	0,25	0,10

- (a) Refaça a planilha, interrompendo a simulação após a chegada de 20 embarcações. Discuta o efeito que a alteração na taxa de atendimento exerce sobre a operação do porto, com base nos resultados obtidos. Se possível, use um programa como o MS-Excel para fazer a planilha.
- (b) Refaça a planilha, usando novas seqüências de números aleatórios e interrompendo a simulação após a chegada de 60 embarcações. Compare os resultados obtidos com os obtidos no item anterior e discuta o efeito do aumento do tempo de simulação.

Problema 3.11 Se os headways entre veículos seguem uma distribuição exponencial, a geração de headways para a simulação pode ser feita a partir da função inversa da função densidade de probabilidade da distribuição exponencial. Ou seja, se a taxa média de chegadas é λ veic/h, a função densidade de probabilidade da distribuição exponencial é:

$$P[h \geq t] = e^{-\lambda t}$$

e a sua inversa é:

$$\log_e\{P[h \geq t]\} = -\lambda t \Rightarrow t = \frac{1}{\lambda} \frac{1}{P[h \geq t]}.$$

Como visto, se $P[h \geq t]$ for um número r de uma seqüência de números aleatórios, pode-se determinar o headway t usando a função inversa da função densidade de probabilidade da distribuição exponencial.

Refaça o problema do Exemplo 3.6, admitindo que os headways sejam distribuídos exponencialmente com média 3 horas.

Problema 3.12 Num aeroporto, o atraso médio máximo admissível para aviões que pousam foi estabelecido como sendo 40 segundos. O tempo médio de ocupação da pista num pouso é 55 segundos. Usando a expressão do FAA para o atraso médio nas operações de pouso (Eq. 3.11), determine a capacidade de uma pista usada unicamente para pousos se o desvio padrão do tempo médio de ocupação da pista no pouso for 0, 10, 20, 30 e 40 segundos, respectivamente. Discuta o efeito do aumento da variabilidade do tempo de ocupação da pista na capacidade com o auxílio de um gráfico como o da Figura 3.17.

Capítulo 4

Dispositivos de unitização de carga

Neste capítulo discute-se a unitização de cargas. A manipulação mecânica de cargas unitizadas na carga ou descarga aumenta consideravelmente a produtividade e permite reduzir os custos totais do transporte. Cargas unitizadas são mais bem protegidas contra furtos e danos causados pelo processo de transporte. O objetivo do capítulo é apresentar, de forma simplificada, os principais conceitos relacionados à unitização de cargas. Discutem-se inicialmente as diferenças entre embalagem e unitização e, a seguir, apresentam-se os principais dispositivos de unitização de cargas. Os principais equipamentos para manuseio de cargas unitizadas são também apresentados no capítulo.

4.1 Introdução

Uma parte importante do transporte de pessoas e mercadorias é o processo de carregamento e descarregamento dos veículos. No transporte de passageiros, as pessoas entram e saem dos veículos, muitas vezes carregando pequenos volumes de carga ou bagagem; no transporte de carga, os volumes devem ser colocados e retirados de dentro dos veículos, num processo que muitas vezes é demorado e dispendioso. Uma das formas de reduzir os tempos de carga e descarga consiste em providenciar equipamentos para facilitar o carregamento e descarregamento dos veículos. Quando se trabalha com pequenos objetos, a unitização de cargas

permite agrupar um certo número desses objetos numa plataforma ou caixa, para permitir o uso de equipamentos mecânicos que facilitam e apressam o processo de carga e descarga.

Ainda que o transporte em larga escala de cargas unitizadas seja relativamente recente, a idéia de unitizar cargas é bem antiga. Já em 1830, apenas cinco anos depois da implantação da primeira ferrovia comercial na Inglaterra, alguns produtos eram acondicionados em caixas padronizadas, menores do que a capacidade volumétrica dos vagões, com o objetivo de aumentar a velocidade no carregamento e descarregamento das mercadorias.

4.1.1 Definições e conceitos

A *unitização de cargas* consiste em agrupar peças individuais de um carregamento em uma única unidade maior para, através da mecanização, tornar mais rápida a movimentação da carga nos transbordos entre o expedidor e o destinatário. A unitização é usada com *cargas fracionadas*, que são as que ocupam um espaço menor que a capacidade do veículo¹. Denomina-se *transbordo* o traslado da carga de um veículo para um depósito ou para outro veículo – por ex., transferir carga de um vagão ferroviário para um caminhão. A mecanização do manejo da carga nos transbordos visa reduzir os custos dos transportes, através da redução do tempo total de viagem, da mão-de-obra, e dos custos de estocagem estática e dinâmica.

Como existem muitos tipos e muitos nomes para as formas de “unitizar” cargas e, em muitos casos, a unitização se confunde com o próprio processo de embalagem de mercadorias para o transporte, é conveniente apresentar alguns conceitos que se tornaram consenso em nosso país². A *embalagem de consumo* é o recipiente ou invólucro que está mais próximo do produto, como por exemplo: potes, bisnagas, garrafas, latas, sacos, etc. A *embalagem de transporte* é o recipiente ou invólucro que protege o produto ou a embalagem de consumo durante os processos de armazenagem, movimentação e transporte, assegurando as características originais da mercadoria até o seu consumidor final. Embalagens de transporte podem ser em muitos casos as embalagens de consumo.

O *dispositivo de unitização de carga* (DUC) é uma unidade de carga maior que reúne uma certa quantidade de embalagens de transporte, ou até mesmo de dispositivos de unitização de carga menores. O dispositivo de unitização de carga

¹Em inglês, o termo correspondente é *less than carload*, também conhecido pela sigla LCL.

²GEIPOT (1984). *Manual de unitização de cargas*. Ministério dos Transportes. Brasília, DF.

pode ter dimensões padronizadas ou não e sua movimentação é feita de forma mecanizada. Os dispositivos de unitização de carga podem, em muitos casos, ser as próprias embalagens de transporte, ou mesmo as embalagens de consumo.

Para entender melhor esses conceitos, tome-se, por exemplo, um pote de margarina. O recipiente plástico que contém a margarina é a embalagem de consumo. A margarina é transportada da fábrica para o supermercado em caixas de papelão – a embalagem de transporte – que contém algumas dezenas de potes. Para facilitar o transporte de grandes quantidades para um grande supermercado ou um atacadista, as caixas de margarina da fábrica podem ser arranjadas sobre uma plataforma de madeira – o dispositivo de unitização de carga – de tal forma que seja possível carregar e descarregar os caminhões usando-se uma empilhadeira mecânica.

Como os dispositivos de unitização de carga são movimentados de forma mecanizada, suas características físicas têm de ser tais que haja compatibilidade entre um dispositivo de unitização de carga e os equipamentos utilizados na sua movimentação – isto é, as suas dimensões e o seu peso devem ser tais que permitam sua manipulação pelo equipamento de carga e descarga. Além disto, os dispositivos de unitização de carga também devem ser compatíveis com os sistemas de encaixe usados para sua fixação nos veículos. Estas exigências de compatibilidade resultam em uma grande variedade de dispositivos de unitização de carga.

A intensificação do uso de dispositivos de unitização de carga nos transportes ferroviários e hidroviários está associada ao desenvolvimento de formas mecânicas para transportá-los, o que se concretizou com o advento, na primeira metade do século, da *empilhadeira*, um trator equipado com um garfo, capaz de movimentar estrados de carga ou até mesmo contêineres (Figura 4.1).

Apesar de dispositivos de unitização de cargas não serem uma idéia recente, o início de seu uso em grande escala apenas ocorreu na II Guerra Mundial, quando o exército dos Estados Unidos decidiu, por problemas logísticos, transportar cargas em grandes cofres metálicos lacrados, que foram denominados contêineres (em inglês, ‘containers’). Os contêineres podiam ser transportados por via rodoviária, ferroviária e marítima, por terem dimensões e dispositivos de fixação padronizados. Os objetivos da introdução do uso dos contêineres eram dois: proteger a carga contra violações e furto nos transbordos e protegê-la de deterioração causada pelo processo de transporte.

Em meados de 1950, o *transporte porta-a-porta* (isto é, da origem ao destinatário) através de contêineres foi adotado por três companhias de transporte marítimo que inauguraram serviços de transporte porta-a-porta em contêineres entre os Estados Unidos e Porto Rico, Havaí, América Central e a costa oeste da América

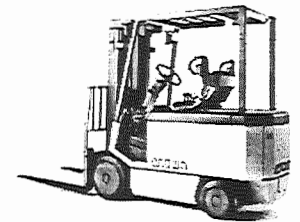


Fig. 4.1: Empilhadeira elétrica

do Sul. Com isso, têm-se o início da operação comercial de transporte de carga fracionada usando-se contentores.

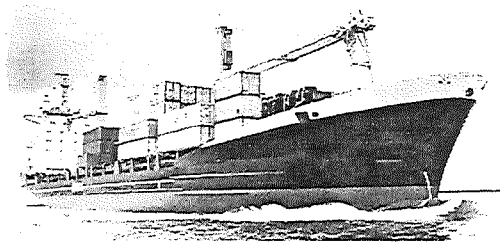


Fig. 4.2: Navio porta-contêineres

Com o sucesso atingido nessas operações pioneiras, esse sistema foi ampliado, no início dos anos 60, para incluir o transporte marítimo entre os EUA e a Europa. É interessante notar que, por razões comerciais, as companhias operavam nessa época com contêineres que só podiam ser transportados em seus próprios navios, pois as dimensões não eram padronizadas.

Apesar de os primeiros esforços para padronização das dimensões de contêineres serem antigos, só na década de 1960 é que foram criadas normas internacionais para sua padronização, devido ao grande crescimento da unitização de cargas para transporte. A normatização dos pesos e dimensões foi estabelecida para dois tipos de contêineres: os contêineres intermodais e os contêineres para transporte aéreo de carga. Apesar disso, ainda existem muitas formas não padronizadas de unitização de cargas, em particular no transporte rodoviário.

4.2 Tipos de dispositivos de unitização de carga

Como o uso intenso de dispositivos de unitização de carga é um fenômeno relativamente recente, e como nomenclaturas e classificações não se transferem facilmente de uma modalidade de transportes para outras, existem diversas formas de classificar de dispositivos de unitização de carga. Uma dessas classificações³ considera três tipos de dispositivos de unitização de carga: as *lingas*; os *paletes* ou *estrados de carga*; e os *contêineres* ou *cofres de carga*.

4.2.1 Lingas

As lingas são o dispositivo de unitização de carga mais simples. A lingagem de cargas, em particular sacos de produtos a granel é um método antigo de unitização para o transporte ferroviário e marítimo. A linga é um dispositivo formado por correntes, cabos ou fitas de tecido resistente, usado para amarrar previamente cargas que se serão carregadas ou descarregadas por meio de um guindaste, como mostra a Figura 4.3.

³GEIPOT (1984) *Manual de Unitização de Cargas para Exportação*. Ministério dos Transportes, Brasília, DF.

Apesar do baixo custo e da baixa tara das lingas, elas têm sido substituídas paulatinamente por contêineres que, além de proteger melhor a carga, têm maior capacidade de aglomeração de cargas a granel, com uma conseqüente redução de tempos de transbordo em terminais.

A movimentação de cargas pré-lingadas se dá unicamente por içamento, com a utilização de guindastes. Se a capacidade de carga do guindaste for suficientemente grande, diversas cargas lingadas podem ser erguidas ao mesmo tempo, com o auxílio de dispositivos especiais, como o mostrado na Figura 4.3. Esta foto mostra o processo de carregamento e descarregamento de contentores flexíveis através do uso de lingas.

4.2.2 Paletes

Um *paleta* é uma plataforma de madeira, metal, plástico ou material composto (Figura 4.4), destinada ao acondicionamento de cargas unitárias ou agrupamento de embalagens de transporte, cuja movimentação é mecanizada por meio de veículos com garfos (empilhadeira, paleteira), barras lingadas a gruas, esteiras de roletes, colchões de ar, etc. A Figura 4.5 mostra uma empilhadeira movimentando paletes num depósito.

A Figura 4.6 mostra como paletes aeronáuticos são acomodados num avião. A diferença básica entre os paletes terrestres e os paletes aeronáuticos está na sua forma de movimentação. Os paletes usados em transporte terrestre e hidroviário são movimentados através de empilhadeiras ou paleteiras (veja item 4.4.1), enquanto que os paletes aeronáuticos são transportados sobre esteiras de roletes, de forma a reduzir o seu peso morto e criar condições seguras de movimentação e fixação dos mesmos dentro das aeronaves.

O termo “paleta” é normalmente usado para definir uma plataforma que pode ser movimentada por uma empilhadeira, sobre a qual fixa-se a carga. Apesar disso, existem diversos tipos de paletes que são muito parecidos com os contêineres, já que têm o formato de caixas. Ainda que exista uma certa dificuldade em estabelecer uma linha divisória clara entre esses dois tipos de dispositivos de unitização de carga, costuma-se admitir que os paletes necessitam de algum dispositivo para fixação da carga sobre o mesmo (redes de amarração, filmes de plástico, parafusos, etc.), ao passo que os contêineres são capazes de conter a carga durante o transporte sem necessidade de amarração.

Os paletes podem ser descartáveis ou reaproveitáveis. Um exemplo de paleta descartável é o utilizado no transporte de eletrodomésticos (geladeiras, fogões,

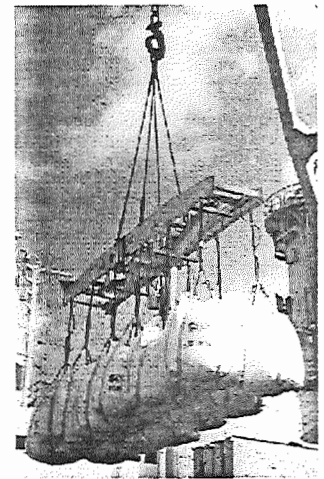


Fig. 4.3: Lingagem de contentores flexíveis



Fig. 4.4: Paleta de madeira



Fig. 4.5: Empilhadeira sendo usada para movimentar paletes

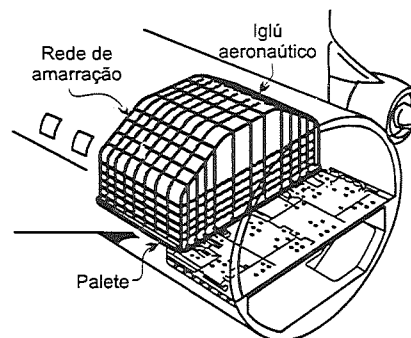


Fig. 4.6: Paleta aeronáutica num avião

máquinas de lavar), os quais são parafusados sobre o paleta e protegidos de danos por paredes de papelão.

4.2.3 Contêineres

Um *contêiner* é um receptáculo de carga, normalmente feito de metal ou outros materiais, que possui aberturas em uma ou mais faces, para a acomodação da carga no seu interior. As Figuras 4.7 a 4.9 apresentam alguns contêineres comumente empregados nas diversas modalidades de transporte.

Existe uma grande variedade de tipos de contêineres, dependendo do tipo de produto a ser transportado e da modalidade de transporte utilizada. Carne congelada, por exemplo, pode ser transportada em contêineres que equipados com um sistema de refrigeração que funcionam como um congelador, bastando serem ligados à corrente elétrica no navio, trem, caminhão ou terminal.

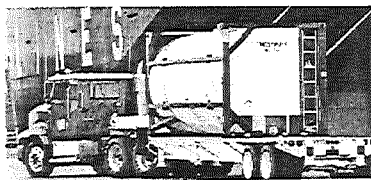


Fig. 4.7: Contêiner-tanque para líquidos, série ISO

Com a popularização do uso de contêineres, surgiu a necessidade de normatizar os pesos e dimensões dos contêineres, para facilitar seu transporte e manuseio. Com isso, foram criadas duas famílias de contêineres: os *contêineres intermodais* tipo ISO (International Standardization Organization), usados para o transporte hidro-rod-ferroviário (Figuras 4.2 e 4.7); e os *contêineres aeronáuticos* tipo IATA (International Air Transport Association), usados exclusivamente no transporte aéreo (Figura 4.8).

A existência de duas famílias de contêineres deve-se às características tecnológicas de cada modalidade. Os *contêineres aeronáuticos* padronizados pela IATA são projetados para se adaptar à seção transversal das aeronaves e na sua construção são usados materiais mais leves, como alumínio, para reduzir o peso morto. Os contêineres IATA só podem ser usados para transporte em aeronaves e são usados para reduzir o tempo de embarque e desembarque de carga, bem como para impedir a movimentação da carga durante o voo.

Os contêineres ISO são usados para transporte intermodal em navios, trens e caminhões. São normalmente construídos de chapas de aço, têm largura e altura padronizadas e o seu comprimento é sempre múltiplo de 10 pés (3,048 m), de tal forma que os veículos possam ser projetados para acomodá-los sem desperdício significativo de espaço útil, como mostra a Figura 4.7. A padronização das dimensões, do peso e do sistema de fixação no veículo também facilita o projeto dos equipamentos (guindastes, pórticos, etc.) usados no seu manuseio.

As vantagens de unitização de carga em contêineres são de tal ordem que houve uma grande proliferação desses dispositivos, pois o transbordo de uma modalidade para a outra é rápido, fácil e econômico. A grande utilização de contêineres é, sem dúvida, um dos fatores que possibilitaram a globalização da economia, por permitir o uso de diversas modalidades de transporte, com custo relativamente baixo, para transportar produtos de um país para outro.

As vantagens do manuseio mecanizado de carga são tantas que mesmo as empresas transportadores rodoviários que não trabalham com contêineres ISO desenvolveram uma variedade de outros tipos de cofres de carga, visando reduzir o tempo de carregamento ou descarregamento de caminhões. Muitos destes contêineres não-padronizados são pequenos e movimentados por meio de empilhadeiras comuns, que normalmente são utilizadas no manejo de paletes.

À sua semelhança, transportadores aéreos de carga desenvolveram um considerável número de dispositivos padronizados pela IATA, além de contêineres especiais para aeronaves menores (transporte de malotes) e para o transporte de correio em aeronaves de passageiros.

4.3 Características físicas de dispositivos de unitização de carga

Assim como os veículos, também os dispositivos de unitização de carga possuem características físicas relevantes para o projeto dos sistemas de transporte. As mais importantes são o peso, as dimensões e a forma geométrica. O peso bruto total é

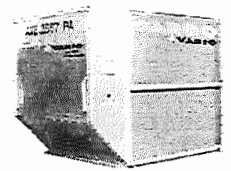


Fig. 4.8: Contêiner IATA para transporte de carga aérea

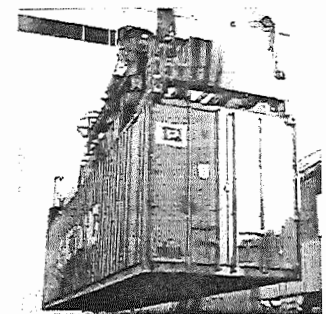


Fig. 4.9: Contêiner intermodal ISO para carga geral

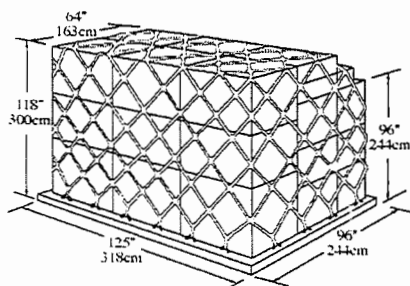


Fig. 4.10: Dimensões típicas de um palete aeronáutico

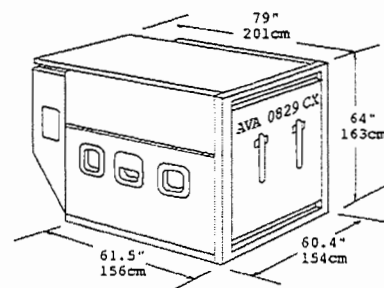


Fig. 4.11: Dimensões típicas de um contêiner aeronáutico IATA

usado para dimensionar a capacidade de carga tanto dos veículos como dos equipamentos de carga e descarga; as dimensões e a forma geométrica são importantes para um melhor aproveitamento do compartimento de carga dos veículos.

Tab. 4.1: Dimensões e capacidades de carga de contêineres ISO

Tipo	Comprimento*	Carga máxima
10 pés	3,05 m	10.160 kg
20 pés	6,10 m	20.320 kg
30 pés	9,15 m	25.401 kg
40 pés	12,20 m	30.481 kg

* A altura e a largura são sempre 2,44 m (8 pés).

Os contêineres ISO tem seção transversal quadrada, com altura e largura padronizadas e iguais a 2,44 m (8 pés) e o seu comprimento é sempre múltiplo de 10 pés (3,05 m). Isso permite acomodá-los tanto em carroceiras de caminhões, com sobre vagões-plataforma e em navios, sem perda de espaço útil. A Tabela 4.1 mostra as dimensões e capacidades de carga para os contêineres ISO.

Quanto aos paletes, existe uma maior variabilidade nas suas dimensões, ainda que os paletes intercambiáveis e reutilizáveis tendam a ser padronizados. Os paletes aeronáuticos são construídos para cada tipo de aeronave, para possibilitar um melhor aproveitamento do espaço interno do avião.

Os dispositivos de unitização de carga usados no transporte aéreo têm um formato geométrico que permite uma melhor adaptação à seção transversal do avião, visando aproveitar totalmente o espaço interno da aeronave. As Figuras 4.10 e 4.11 mostram, respectivamente, as dimensões de um palete aeronáutico e de um contêiner para transporte no porão de um jato comercial.

Quanto ao peso morto, existe uma enorme gama de variação na tara dos dispositivos de unitização de carga, em função dos diferentes requisitos de resistência estrutural e de durabilidade, bem como do material usado para construção. No transporte aéreo, no qual o custo do transporte de peso morto é mais acentuado,

investe-se em dispositivos de unitização de carga de tara relativamente baixa, mesmo que isso implique em custos consideráveis dos dispositivos de movimentação dos paletes e contêineres nos terminais e dentro dos veículos. Por exemplo, um contêiner para um Boeing 747 tem tara variando de 109 a 137 kg e carga paga máxima entre 1.120 a 1.590 kg. No transporte de superfície, as restrições quanto ao peso morto são menores, o que torna também mais fácil e eficiente a intermodalidade dos dispositivos de unitização de carga.

4.4 Equipamentos para movimentar paletes e contêineres

No projeto de terminais de transportes, tais como aeroportos, portos, terminais rodoviários e ferroviários de carga, a movimentação de dispositivos de unitização de carga ocupa um papel de destaque. Quanto mais rápida a carga e descarga, maior a eficiência do terminal e menores os seus custos operacionais, o que influi diretamente na sua atratividade comercial. Uma ampla gama de equipamentos especialmente projetados para melhor movimentar contêineres e paletes foi desenvolvida com o intuito de reduzir o tempo de carga e descarga e de facilitar o manejo desses dispositivos de unitização de carga. Alguns exemplos desses equipamentos são apresentados a seguir.

4.4.1 Equipamentos para movimentação de paletes

A Figura 4.5 apresenta uma empilhadeira, que é o equipamento mais comum empregado no manejo de paletes rodo-ferroviários. As empilhadeiras podem ser elétricas ou equipadas com motores a explosão, movidos a gasolina ou GLP.

Para movimentação horizontal de paletes em distâncias pequenas, as transpaleteiras manuais (Figura 4.12-a) são muito usadas. Elas são equipamentos simples e de baixo custo que permitem a uma única pessoa movimentar com sua força física um palete que não poderia ser movido sem o auxílio de uma máquina.

Para movimentação de um grande número de paletes em distâncias médias a longas, as transpaleteiras elétricas dispensam o uso de força física para transporte de paletes. Os modelos mais sofisticados (Figura 4.12-b) são capazes de movimentar paletes tanto horizontalmente como verticalmente, podendo ser usadas para estocagem em estantes ou carga e descarga de veículos.

Os paletes aeronáuticos são transportados da mesma forma dos contêineres aeronáuticos, em transportadores/carregadores como o mostrado nas Figuras 4.12-c e 4.13. O piso desses equipamentos são equipados com roletes que permitem

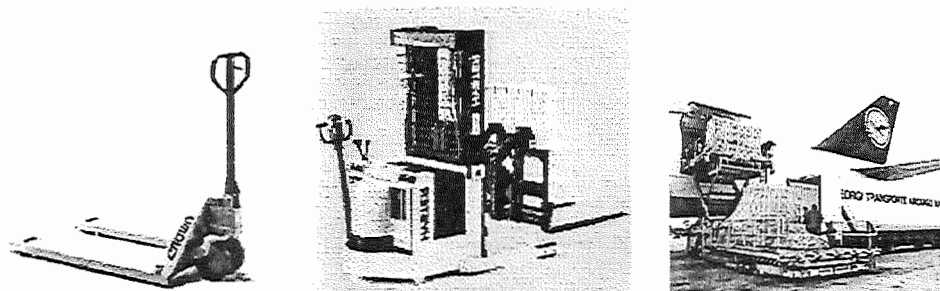


Fig. 4.12: Equipamentos para movimentação de paletes

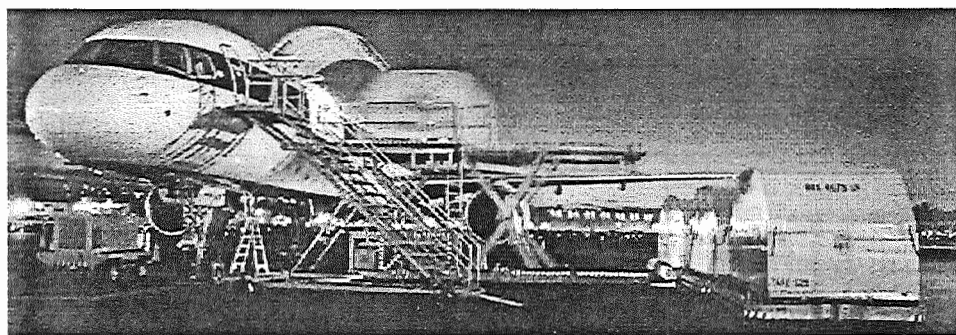


Fig. 4.13: Transporte e carregamento de contêineres e paletes aeronáuticos

uma fácil movimentação horizontal do paleta. Os modelos mais sofisticados são capazes de, sob comando de um operador, movimentar horizontalmente os paletes, aumentando a velocidade de carga e descarga das aeronaves.

4.4.2 Equipamentos para movimentação de contêineres

O manejo de contêineres é feita por equipamentos especialmente projetados para isso, que existem em locais onde se exige uma rápida movimentação dos contêineres na carga e descarga. Ao contrário dos paletes, que só podem ser erguidos pela base, os contêineres podem ser erguidos pela base, topo e até mesmo pelas suas laterais. Os contêineres podem também ser empilhados em diversas camadas, o que nem sempre é possível com os paletes.

Em função dessas características estruturais, e por causa das condições muito diferentes que podem surgir durante a transferência de contêineres entre veículos

de carga, existe uma grande variedade de equipamentos para movimentação de contêineres.

Os contêineres aeronáuticos são transportados nos mesmos equipamentos usados na movimentação de paletes aeronáuticos, como pode ser visto na Figura 4.13, já que sua forma e peso são similares. Esses equipamentos são chamados de *transportadores e carregadores*. Os carregadores são plataformas elevatórias cuja altura fica igual à altura da porta da aeronave, o que permite que o contentor ou palete seja carregado ou descarregado mais facilmente. Como tanto o piso do avião como os transportadores e carregadores possuem roletes, a movimentação dos contêineres ou paletes dispensa guindastes ou outros dispositivos elevatórios.

Os contêineres intermodais ISO podem ser erguidos através de um *quadro de engate* (em inglês, 'spreader bar'), que pode ser ligada a um guindaste (Figura 4.14) ou a um *carregador frontal*, como os mostrados na Figura 4.15. A 'spreader bar', que pode ser vista na Figura 4.9, é normalmente engatada de forma automática no contêiner, por meio de um dispositivo especial, para facilitar ainda mais o processo. Os carregadores frontais, uma espécie de empilhadeira capaz de carregar um contêiner, são capazes de movimentar os contêineres segurando-os pelas laterais ou pelo topo, como pode ser visto na Figura 4.15.

Os carregadores frontais, apesar de serem extremamente ágeis e versáteis, são relativamente lentos e não podem ser usados para carregar ou descarregar um navio,



Fig. 4.14: Quadro de engate

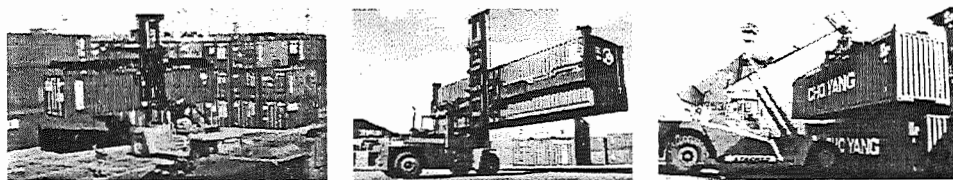


Fig. 4.15: Carregadores frontais para movimentação de contêineres intermodais ISO

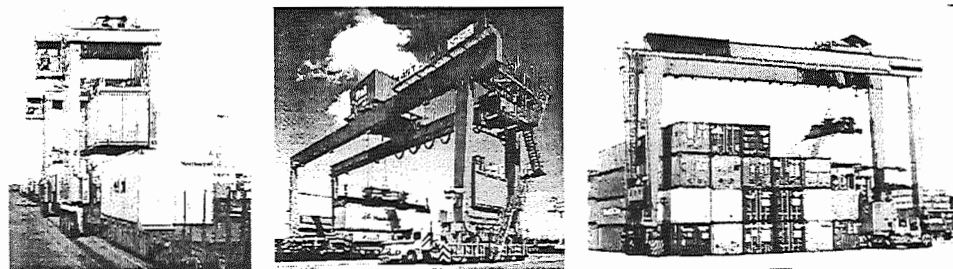


Fig. 4.16: Pórticos móveis para movimentação de contêineres intermodais ISO

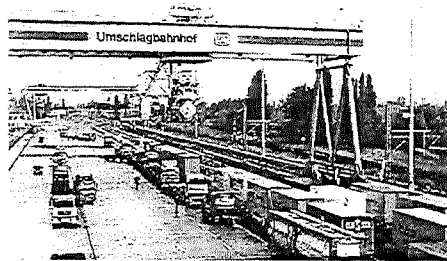


Fig. 4.17: 'Gantry crane' ou pórtico móvel

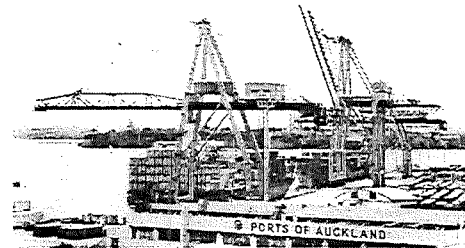


Fig. 4.18: Pórtico marítimo

por exemplo. Os *pórticos móveis* são equipamentos mais sofisticados, ainda que não tão ágeis quanto os carregadores frontais. O menor dos pórticos móveis é o 'straddle carrier' que, no Brasil, foi apelidado de "aranha" A Figura 4.16-a mostra um pórtico móvel.

O 'straddle carrier' tem um vão suficiente para servir a um único caminhão ou vagão de cada vez, como mostrado na Figura 4.16-a. Por causa disso, quando empregado no carregamento e descarregamento de trens, existe o inconveniente de ser preciso percorrer todo o comprimento do trem para carregar ou descarregar cada contêiner. Para evitar isso, existem os *pórticos médios* ou 'straddle cranes' (Figura 4.16-b), que possuem vãos maiores que lhes permitem transferir conteúdos de um veículo para outro com maior facilidade. O 'straddle crane' foi apelidado de "aranhão" no Brasil.

Quando, além da transferência entre veículos, existe também a necessidade de estocar temporariamente os contêineres num terminal, utilizam-se pórticos grandes sobre pneus ('rubber-tyred gantry cranes') ou sobre trilhos ('rail gantry cranes'), como os mostrados nas Figuras 4.16-c e 4.17.

Para a carga e descarga de navios porta-contêineres, os pórticos móveis são equipados com uma viga que se estende sobre a largura do navio. Essa viga em balanço, que é normalmente levadiça para não atrapalhar as manobras de atracação e desatracação, permite carregar e descarregar o navio. Esse guindaste para contêineres costuma ser chamado de *pórtico marítimo*. Nos portos que possuem terminais especialmente projetados para navios porta-contêineres – como o Porto de Santos, por exemplo – esses equipamentos permitem a carga ou descarga de navios em poucas horas, tarefa em que são auxiliados por pórticos móveis de menor porte e por diversos carregadores frontais. A Figura 4.18 mostra um navio sendo descarregado por pórticos marítimos no Porto de Auckland, na Nova Zelândia.