



ação ergonômica volume 8, número 2

ATENUAÇÃO DOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO E RUÍDO ACÚSTICO DE UMA MÁQUINA ENDIREITADEIRA DE BARRAS POR MEIO DE ISOLAMENTO

Camilla Gandine Gonçalves

Email - camilla.gandine@yahoo.com.br

Universidade Estadual Paulista

Resumo: Este trabalho mostra o isolamento passivo de uma máquina endireitadeira rotativa de barras, que trabalha pressionando as barras para realização de conformação a frio.

O objetivo desse trabalho é apresentar meios de atenuar os altos níveis de vibração e ruído acústico da máquina, para adequação da mesma à legislação de trabalho brasileira.

São estudadas três propostas: isolamento de vibração, mudança dos perfis dos rolos de endireitamento e enclausuramento acústico total da máquina.

A proposta implantada é o isolamento de vibração, através de uma escolha baseada em critérios de custo e benefício. Apresenta-se o ganho obtido com a implantação desta proposta.

Palavra Chave: : *Vibração, Ruído, Isolamento, Endireitamento de Barras.*

Abstract:.. This paper shows the passive isolation of a rotating straightening machine that comprise the bars to straight it. The main goal is to present some ways to reduce the levels of equipment vibration and noise, for acceptable levels specified Brazilian stands. Three proposals are studied: vibration isolation, variation of the straightening rolls profiles and the acoustic enclosure. The proposal implemented is isolation of vibration, choice based on cost criteria and benefit. It shows the gain with this proposal implementation.

Keywords: Vibration, Noise, Isolation, Straightening of Bars.

1. INTRODUÇÃO

A maioria das vibrações em máquinas e estruturas é indesejável, devido ao aumento de tensões e perdas de energia que as acompanham.

Segundo Fernandes e Morata [7], entende-se por perda auditiva induzida por ruído (PAIR) as alterações dos limiares auditivos do tipo neurossensorial, decorrentes da exposição ocupacional sistemática a níveis de pressão sonora elevados. Esta tem como características principais a irreversibilidade e a progressão gradual com o tempo de exposição ao risco.

Para Fernandes e Morata [7] a ação da exposição combinada aos riscos ruído e vibração pode ocasionar um efeito sinérgico à saúde dos trabalhadores. Ocorre um aumento sistemático do estresse e outros efeitos deletérios em trabalhadores expostos à ação combinada de ruído e vibrações em geral em relação a trabalhadores expostos a um ou outro risco isoladamente. ISO 2631 [9], NBR 7497 [1].

Segundo Silva e Mendes [15], estudos que abordam a concomitância dos dois fatores de risco, vibração de corpo inteiro e ruído, configurando assim uma exposição combinada, foram predominantemente realizados em laboratório. Resultados dessas pesquisas apontam que há a possibilidade de amplificar a mudança temporária de limiar de audição (MTL). Pesquisas observacionais constataram que a vibração de corpo inteiro contribuiu para o desenvolvimento do dano permanente à audição.

A ação repetida de estressores como vibração e ruído acústico no corpo humano, pode sobrecarregar e prejudicar não somente o sistema nervoso periférico, mas também o sistema nervoso central. Silva e Mendes [15].

Nomenclatura e abreviações

A	aceleração	[g]
ASM	American Society for Metals	
dB	unidade de intensidade física relativa ao som	[dB]
D	razão de amortecimento	[1]
f	frequência	[Hz]
G	aceleração em unidades de aceleração gravitacional	[m/s ²]
ISO	International Organization for Standardization	
Leq	nível de pressão sonora equivalente ponderado em A	[dBA]
M	massa total do sistema	[kg]
MTL	Mudança Temporária do Limiar de Audição	
NBR	Norma Brasileira Registrada	
PAIR	Perda Auditiva Induzida por Ruído	
TR	transmissibilidade	[1]
ω	frequência angular	[rad/s]
ω_n	frequência natural	[Hz]
η	razão de frequências	[1]

2. DESENVOLVIMENTO

Mecanismos para controle de ruído

Os principais mecanismos para controle de ruído incluem o uso de absorvedores, clausuras, barreiras, isolamento e amortecimento da vibração. Shigley [14].

A isolamento da vibração de uma máquina fonte a partir de suas bases pode ser particularmente usual na redução de ruído produzido, especialmente se a máquina é pequena quando comparada com uma base flexível grande ou uma clausura que pode agir como um painel acústico e irradiar o som. Molas de metal de baixo carbono ou elastômeros isolantes são utilizados como isolantes. Eles podem ser projetados de modo que a frequência natural das massas da máquina nos isoladores seja muito menor que a frequência forçada, se possível. Deve-se tomar cuidado no projeto, para que a condições impostas não produzam uma deflexão estática muito grande no sistema, que pode influenciar nas características operacionais da máquina. A vibração de tubulações e dutos pode ser isolada também através de mancais para tubulação fixos às paredes ou isoladores de borracha macia. Isoladores fabricados de borracha ou material similar podem ser colocados em elementos como paredes de prédios, elementos estruturais de veículos ou isolamento de máquinas, para prevenir que a vibração seja propagada

através da estrutura ou edificação e re-irradiada como ruído. Rossing [13].

De acordo com Thomson [16], um dos parâmetros mais importantes para análise de um sistema de isolamento de vibração é a Transmissibilidade de Força (TR), que é a razão entre a força transmitida e a força excitadora atuante sobre o sistema. Quando o amortecimento é desprezível, a equação que define a Transmissibilidade é como na expressão (1):

$$TR = \frac{1}{(\eta)^2 - 1}$$

(1)

Onde η é a razão entre a frequência da força excitadora e a frequência natural do sistema. Pode-se expressar η conforme a expressão (2):

$$\eta = \frac{f}{\omega_n}$$

(2)

Onde ω_n é a frequência natural do sistema em Hz e f é a frequência da força excitadora em Hz.

Segundo Gerb [8], quando o sistema de isolamento trabalha com amortecimento, a Transmissibilidade de Força (TR) se altera pelo caráter amortecido do sistema. A equação que define a Transmissibilidade nesse caso é como na expressão (3):

$$TR = \sqrt{\frac{1 + 4D^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}$$

(3)

Onde D é a razão de amortecimento do sistema e η é a razão entre a frequência da força excitadora e a frequência natural do sistema.

Materiais amortecedores também são efetivos na redução de ruído quando aplicados apropriadamente em estruturas, se estas vibram na ressonância. Existem

materiais viscosos amortecedores, aplicados em uma panela de metal, que são muito efetivos. Everest [6].

A Figura 1 mostra a redução nos níveis de ruído na escala dB(A) que podem ser esperados utilizando os mecanismos de controle de ruído passivos discutidos anteriormente. Se apenas um mecanismo é ineficiente para reduzir os níveis esperados, podem-se utilizar dois ou mais mecanismos em conjunto. (Mechanical Engineering Handbook) [10].

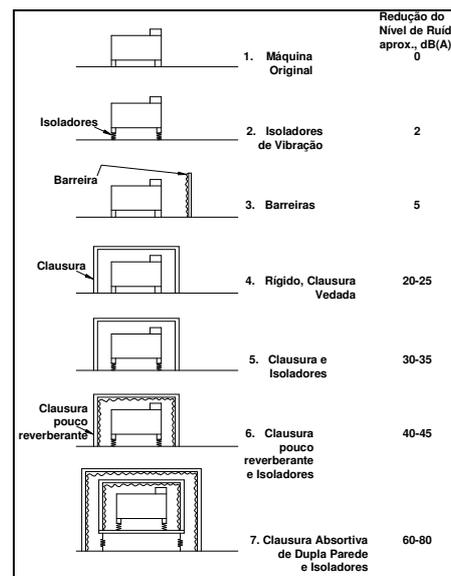


Figura 1 – Redução aproximada esperada nos níveis de ruído na escala A, através de diferentes mecanismos de controle de ruído [10].

Origem do problema

O processo de Laminação é largamente utilizado na fabricação de metais. Principalmente no caso da laminação a quente, como no caso em estudo, as barras sofrem distorções na retinidade. O produto laminado a quente, quando for utilizado como matéria-prima em um processo subsequente (como trefilação e forjamento), deve passar por uma etapa para diminuir esses desvios de retinidade. Tal processo é o endireitamento de barras.

Durante o endireitamento de barras redondas, surge atrito no contato do produto com o ferramental. Tal atrito, que é necessário para produzir o endireitamento (conformação a frio), produz ruído e vibração que é transmitida por toda a estrutura da máquina endireitadeira de barras.

Os altos níveis medidos de ruído e vibração dessa máquina são extremamente problemáticos, em parte pela

transmissibilidade de forças devido à vibração para a estrutura do prédio e, sobretudo, aos danos que os tais níveis podem causar à saúde dos trabalhadores.

Endireitamento rotativo com dois rolos

Consiste de dois rolos que são diretamente opostos e positivamente acionados. Um dos rolos é côncavo e o outro convexo (Figura 2). O ajuste do ângulo dos rolos e a inclinação oposta impulsionam a barra através da máquina. O endireitamento é feito pela flexão da barra pelo rolo convexo, enquanto a mesma se apóia em dois pontos no rolo côncavo, semelhantemente ao endireitamento por flexão. A barra é posicionada verticalmente por guias superiores e inferiores, então o eixo da barra coincide com a linha de centro do plano que é formado entre os rolos. ASM Handbook [4].

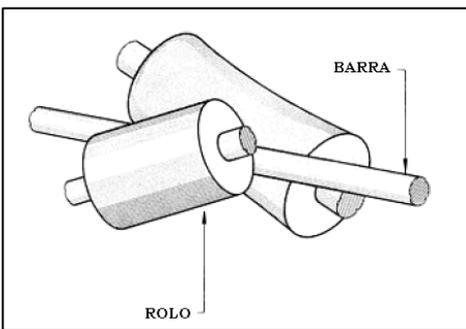


Figura 2 – Arranjo com dois rolos endireitadores (as guias superiores e inferiores não são mostradas) [4].

Nesse processo, a barra é sujeita a ação contínua de endireitamento, desde o ponto de entrada da mesma entre os rolos até o ponto de saída. O processo de endireitamento rotativo com dois rolos é utilizado para correção de desvios de retilinidade em barras laminadas a quente.

Podem ser acrescentados rolos adicionais à máquina endireiteira para polimento. A Figura 3 mostra uma máquina endireiteira rotativa de barras.



Figura 3 – Endireiteira de barras – faixa de diâmetros: de 5 a 200 [mm]. BRONX/TAYLOR-WILSON CO (Foto ilustrativa).

Objetivo

O objetivo é reduzir os níveis de vibração através do isolamento de vibração, e, conseqüentemente, atenuar os níveis de ruído acústico para enquadramento nas faixas toleráveis, definidas pela legislação de trabalho brasileira. NBR 10151 [2], NBR 10152 [3] e NR 15 [5].

Detalhamento do problema

A máquina em estudo é de fabricação espanhola e possui as seguintes características principais:

Massa: 32.000 [kg]

Velocidade de trabalho crítica: 600 [rpm] / 10 [Hz]

Capacidade de endireitamento: barras de diâmetro de 20 a 125 [mm]

Sistema original de isolamento de vibração

O sistema original de isolamento de vibração é constituído de quatro amortecedores da Paulstra, modelo Vibrachoc

V1B-1134-117 (vide Figura 4). As principais características desse modelo são:

- Frequência natural \square n: 7 a 9 [Hz]
- Carga estática de trabalho: 8.750 a 9.000 [kg]
- Altura livre: 130±2 [mm]
- Altura quando carregado: 118±2 [mm]

Para conhecer-se o nível de ruído e vibração existente na endireitadeira, foi realizada uma medição em pontos posicionados ao redor da máquina, conforme mapa de pontos da Figura 5 e metodologia conforme descrevem os Anexos A e B.

Os espectros de frequência de ruído efetuada encontram-se nas Figuras 16 a 21 e as medições de vibração efetuadas encontram-se nas Figuras 6 a 11. As Tabelas 1 e 2 mostram os resultados obtidos.

Tabela 1 – Níveis de ruído antes do isolamento.

Frequência [Hz]	Leq [dB(A)]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
31,5	80	80	80	80	80	80
63	85	90	90	85	85	85
125	90	90	100	95	90	90

Tabela 2 – Níveis de vibração antes do isolamento.

Frequência [Hz]	a [Gs]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
40	8,0E-04	5,0E-04	2,5E-04	6,0E-04	3,0E-04	5,0E-04
60	1,0E-03	7,5E-04	5,0E-04	3,0E-04	7,0E-04	1,5E-03
100	7,5E-04	8,8E-04	7,0E-04	3,0E-04	6,0E-04	1,6E-03

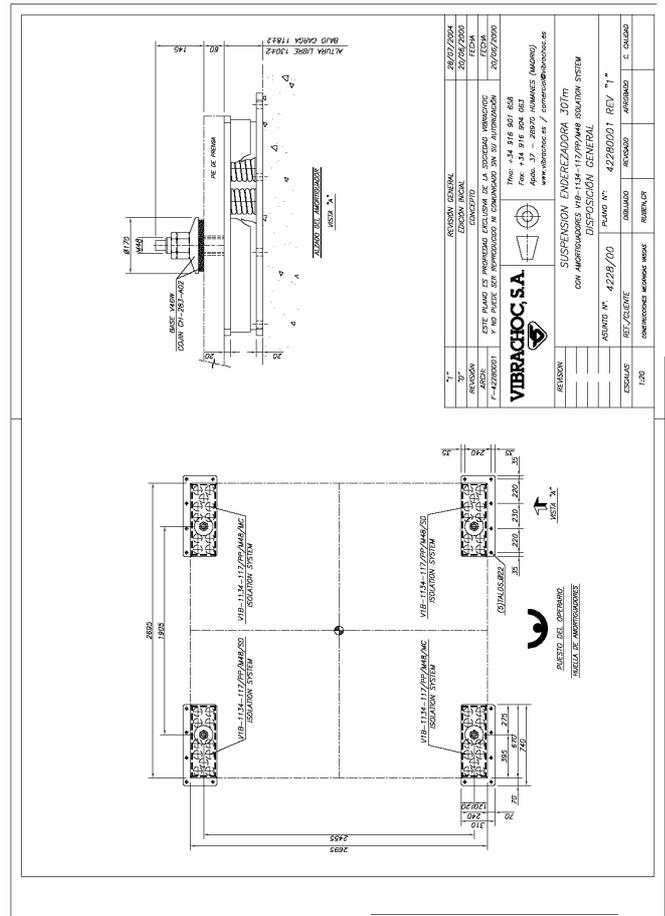


Figura 4 – Amortecedor original da máquina

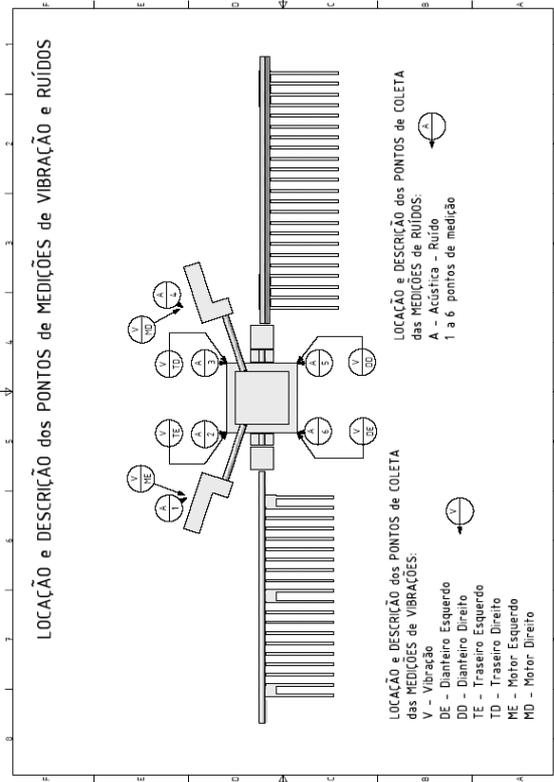


Figura 5 – Localização dos pontos de medição

Cada valor apresentado nas Tabelas 1 e 2 correspondem ao nível máximo obtido em amostragens contínuas de aproximadamente 30 segundos, oferecendo uma noção geral do nível de severidade das vibrações e do nível de ruído gerados pela endireitadeira.

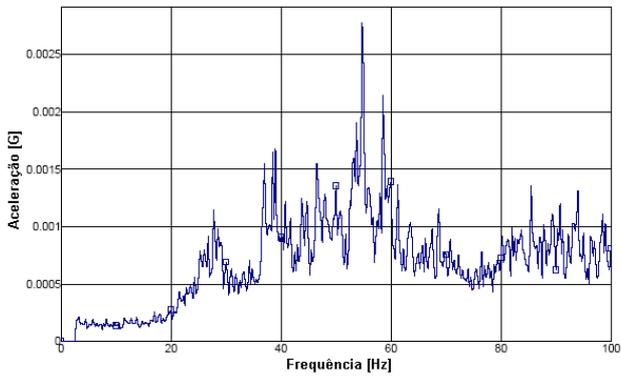


Figura 6 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 01

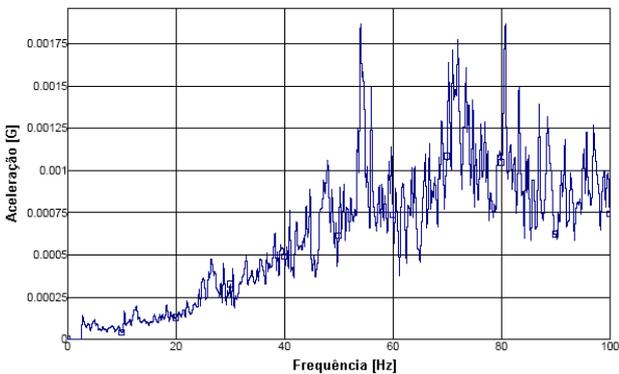


Figura 7 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 02

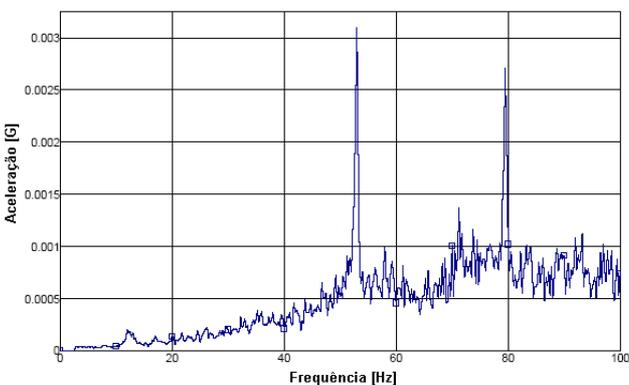


Figura 8 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 03

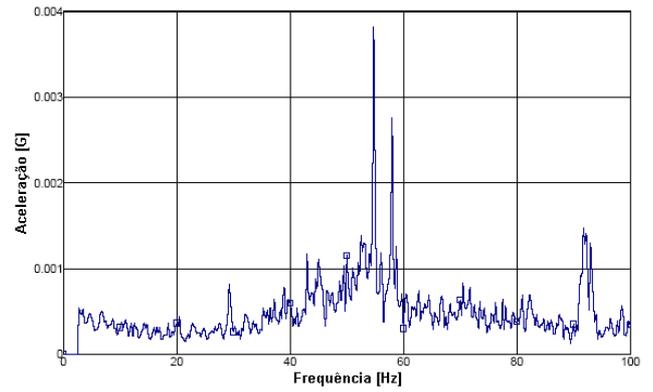


Figura 9 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 04

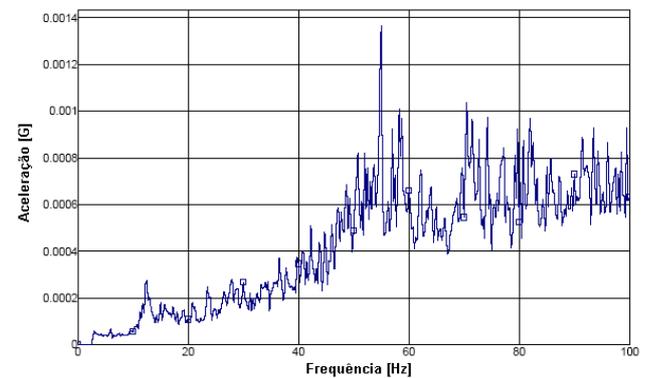


Figura 10 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 05

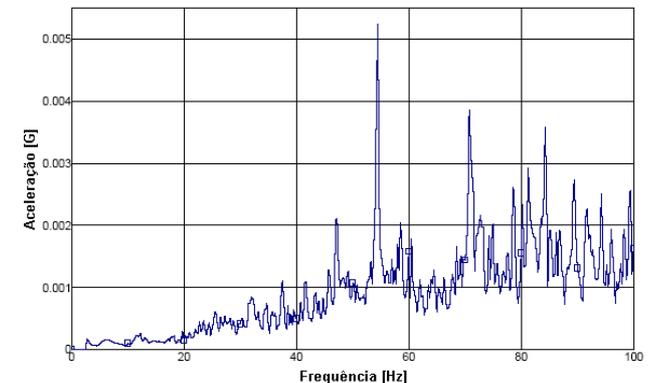


Figura 11 – Nível de vibração antes do isolamento – Ponto 06

Análise técnica do sistema original

As forças vibratórias geradas pelo processo de endireitamento são intrínsecas ao processo e inevitáveis. O que se espera, com o sistema de isolamento de vibrações da máquina, é a redução de seus efeitos.

Como visto no capítulo 2, item 2.7, um dos parâmetros para análise é a Transmissibilidade de Força (TR). Viu-se

também que quando o amortecimento é desprezível, como é o caso do amortecedor da Vibrachoc V1B-1134-117, a equação que define a Transmissibilidade, dado o valor de η , pode ser expressa como na expressão (8).

Substituindo-se os valores para o amortecedor da Vibrachoc V1B-1134-117, na expressão (8) e na expressão (9) verifica-se os valores da Tabela 3.

Tabela 3 – Valores de transmissibilidade e razão de frequências originais

Grandeza	Valor
η	$\frac{10}{9}$
TR	4,26

Portanto a transmissibilidade do sistema é muito alta, fazendo com que ocorra amplificação da força transmitida para a base da máquina. Tal resultado também pode ser obtido graficamente, conforme mostra a Figura 12.

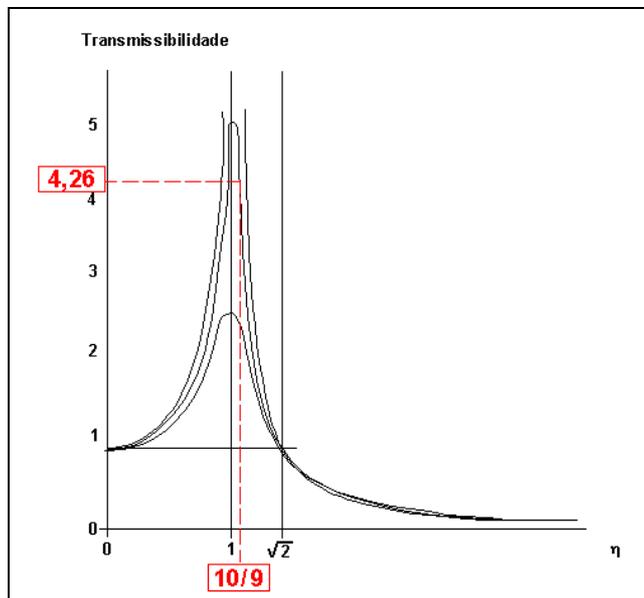


Figura 12 – Gráfico das razões de frequência pela transmissibilidade, mostrando faixa de trabalho do sistema original [11].

Através de medições em campo, constatou-se a altura do conjunto de amortecedores com a carga está em 78 mm, em desacordo com o projeto inicial (vide Figura 4). Para

verificar se as molas estavam rompidas, foram afrouxadas as 4 porcas da base da máquina. Entretanto, a máquina não se elevou.

As baixas frequências apresentam grande intensidade, podendo ser tratadas através do isolamento de vibração. Entretanto, devido às ligações rígidas, verifica-se alta transmissibilidade através da endireitadeira e motores de acionamento para o piso fabril. Os valores encontrados nos quatro cantos da base da endireitadeira variam entre 0,00025 Gs (unidade de medida de aceleração em unidades de aceleração gravitacional) e 0,0016 Gs, considerando-se a faixa de frequência entre 5 Hz e 100 Hz.

Solução

As propostas de isolamento de vibração têm duas alternativas. A primeira, do fornecedor Vibrachoc (mesmo do sistema original), com um amortecedor semelhante ao original com capacidade de carga mais elevada, fornecendo maior capacidade de isolamento.

Na segunda o sistema ofertado é um isoamortecedor Gerb. Isoamortecedor é um amortecedor onde as molas ficam dentro de um líquido extremamente viscoso de baixa frequência natural, que confere ao sistema não somente isolamento, mas amortecimento inclusive. A grande vantagem desse sistema é a redução da transmissibilidade advinda do amortecimento (vide Figura 12 e 15).

As duas alternativas para isolamento de vibração têm custos aproximadamente iguais (na ordem de 2% do valor da máquina), mas, devido às vantagens em termos de redução de transmissibilidade, conclui-se que a segunda alternativa é mais vantajosa.

A proposta adotada foi o isolamento de vibração com isoamortecedores. O sistema de isolamento de vibração é constituído de quatro isoamortecedores da Gerb, modelo KB3V-954 (vide Figuras 13 e 14). As principais características desse modelo são:

Frequência natural ω_n : 3,5 [Hz]

Carga estática de trabalho: 9.245 [kg]

Altura livre: 117 [mm]

Altura quando carregado: 99 [mm]

Razão de amortecimento do sistema D : 8,7%



Como visto no capítulo 2, item 2.7, quando o sistema de isolamento trabalha com amortecimento, a Transmissibilidade de Força (TR) é diferente do caso que o amortecimento é desprezível. Portanto, no caso do isoamortecedor da Gerb KB3V-954, a equação que define a Transmissibilidade é como na expressão (10).

Substituindo-se os valores para o isoamortecedor da Gerb KB3V-954 na expressão (9) e na expressão (10), verificam-se os valores conforme Tabela 4:

Tabela 4 – Valores de transmissibilidade e razão de frequências modificadas

Grandeza	Valor
η	2,86
TR	0,16

Projeto:	4857/06	Técnico Responsável:	Eng. George Hummel	Data:	13/11/2006	
Cliente:						
Máquina:	Vascas, Mod. EPR6-P/80				Item:	1
	Peso de Projeto:	352,9 kN	Velocidade Característica:	600 rpm		
Objetivo:						
Sistema:	Assentamento Elástico Direto			Frequência Natural Vertical:	3,5 Hz	
				Razão de Amortecimento Crítico:	8,7 %	

Isoamortecedores por Máquina:			Base Auxiliar:		
Modelo	Qtd.	Carga (kN)	Sem a aplicação de skid soldário		
KB3V-954	4	90,71	Descrição:		
			Dimensões:		
			Peso:		
			Obs.:		

Variação da Altura de Trabalho (mm):			Correção de Altura:		
Isoamortecedores:	=	99	Placas Metálicas		
Base Auxiliar (efetiva):	=	0	Descrição:		
Correção de Altura:	=	0	4un. x 470 x 470 x 19 mm - Placas Metálicas entre		
Total:	=	99	a máquina e face superior do Isoamortecedor		
			Obs.:		
			Placas metálicas para a manutenção da atual		
			altura de trabalho do equipamento - 118 mm		

Desenhos:			Fixações entre Componentes do Sistema:		
Instalação:	---		Máquina - Base Auxiliar:		
Isoamortecedores:	FDC 4857/06	.1	Base Auxiliar - Isoamortecedores:		
Base Auxiliar:	---		Máquina - Isoamortecedores:		
Caixa de Fundação:	---		Isoamortecedores - Piso:		
			Solda placa metálica		
			Placas Resilientes		

Observações Importantes:

Estudo de isolamento apenas para a direitadeira considerando-se os motores, redutores e rolos com assentamento rígido

GH - Depto Técnico

RT: 4857/06 .1

Figura 14 – Folha de dados do amortecedor proposto para a máquina

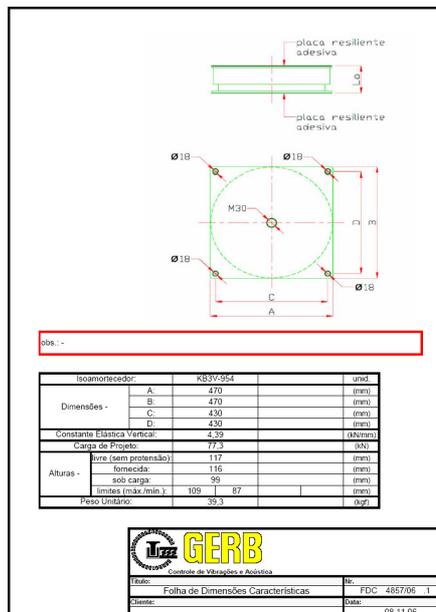


Figura 13 – Desenho do amortecedor proposto para a máquina

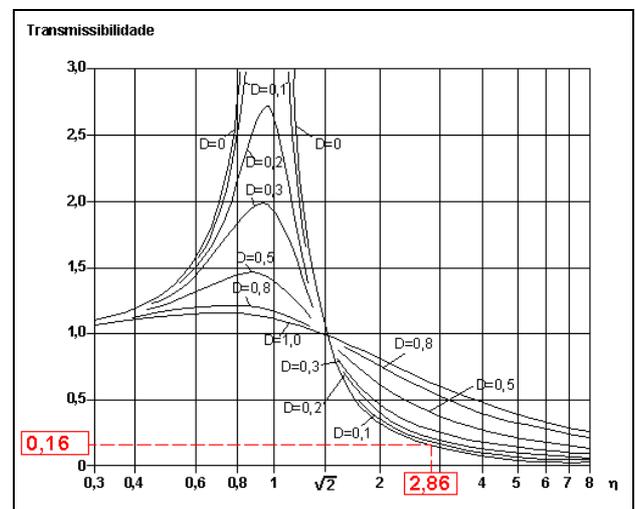


Figura 15 – Gráfico das razões de frequência pela transmissibilidade, mostrando faixa de trabalho do sistema proposto [8].

Para conhecer-se o nível de ruído e vibração existente na endireitadeira após a instalação do novo sistema de isolamento de vibração, foi realizada uma medição em pontos posicionados ao redor da máquina, conforme mapa de pontos da Figura 5 e metodologia conforme descrevem os Anexos A e B. Os espectros de frequência de ruído encontram-se nas Figuras 16 a 21 e as medições de vibração efetuadas encontram-se nas Figuras 22 a 27. As Tabelas 5 e 6 mostram os resultados obtidos.

Tabela 5 – Níveis de ruído depois do isolamento.

Frequência [Hz]	Leq [dB(A)]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
31,5	70	75	75	75	75	75
63	80	80	85	80	80	80
125	85	85	85	85	90	90

Tabela 6 – Níveis de vibração depois do isolamento.

Frequência [Hz]	a [Gs]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
40	7,5E-04	3,5E-04	4,0E-04	1,1E-03	3,5E-04	4,0E-04
60	6,0E-04	6,0E-04	5,0E-04	8,0E-04	3,5E-04	8,0E-04
100	7,5E-04	7,5E-04	5,0E-04	2,1E-03	6,0E-04	6,0E-04

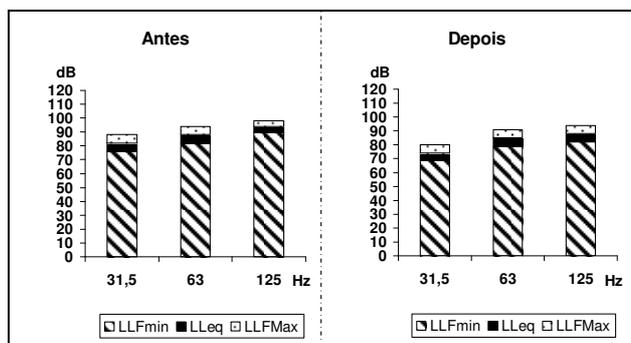


Figura 16 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 01

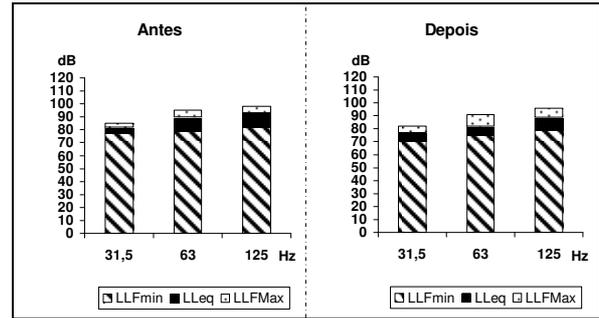


Figura 17 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 02

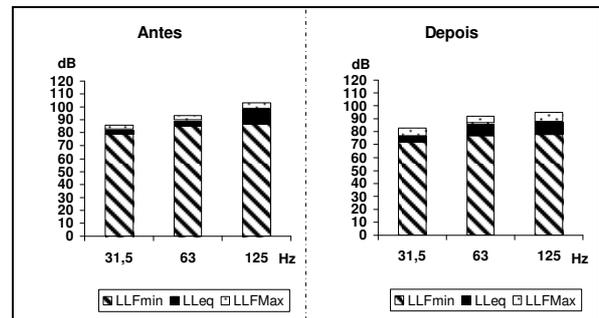


Figura 18 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 03

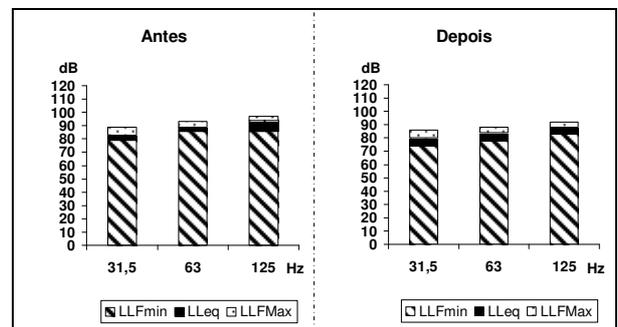


Figura 19 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 04

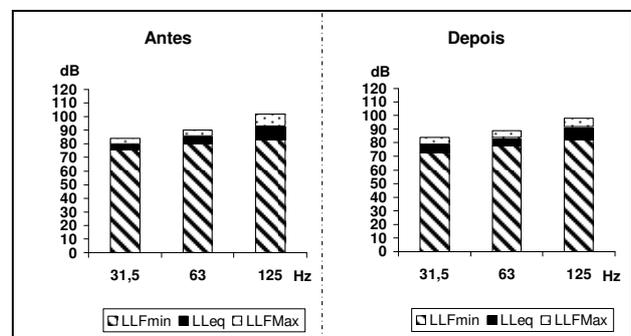


Figura 20 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 05

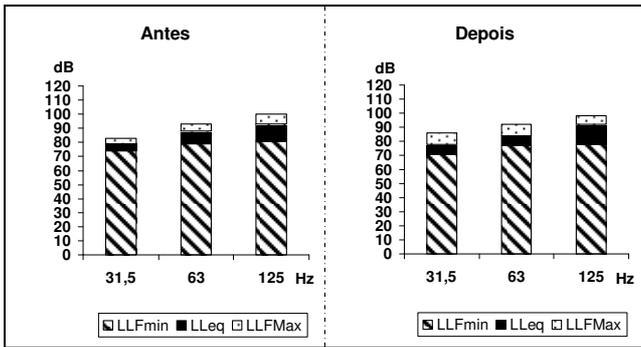


Figura 21 – Nível de ruído acústico antes e depois do isolamento – Ponto 06

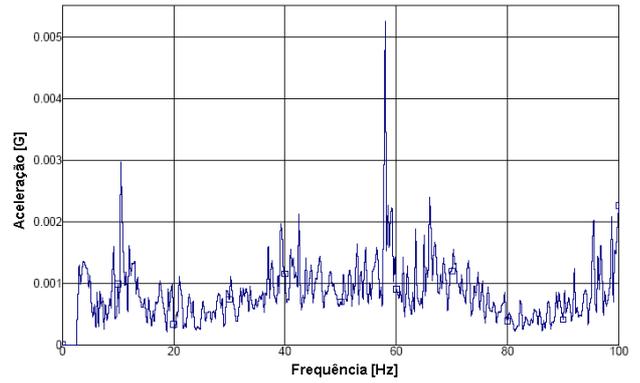


Figura 25 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 04

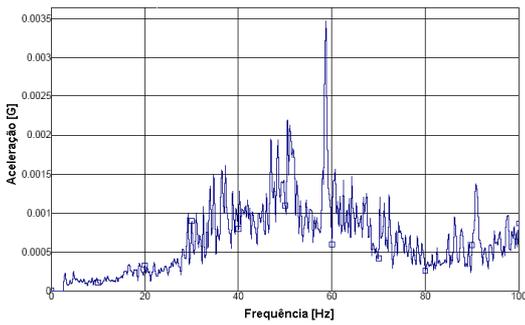


Figura 22 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 01

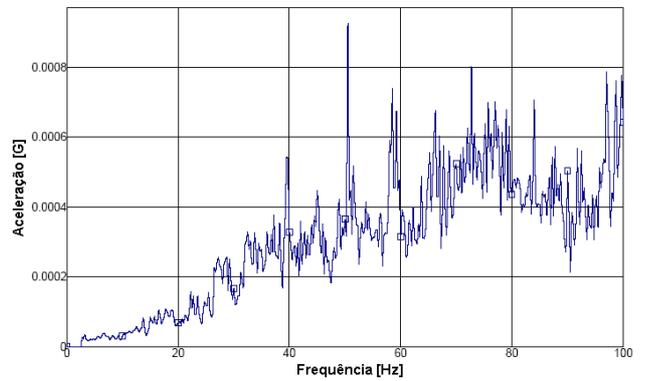


Figura 26 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 05

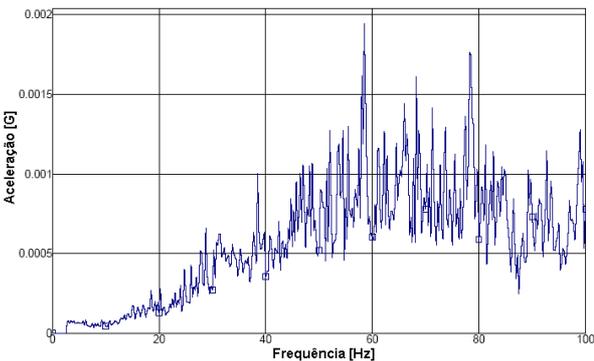


Figura 23 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 02

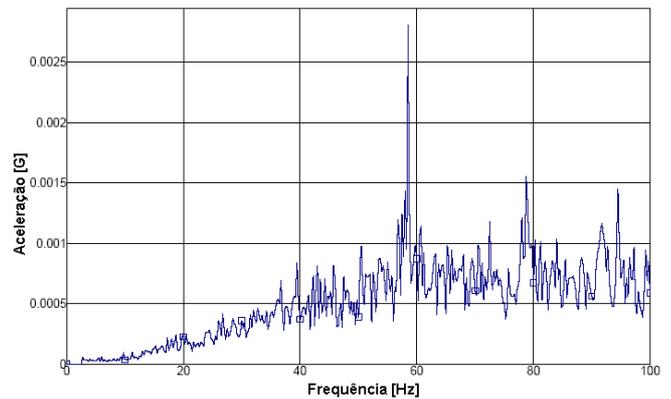


Figura 27 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 06

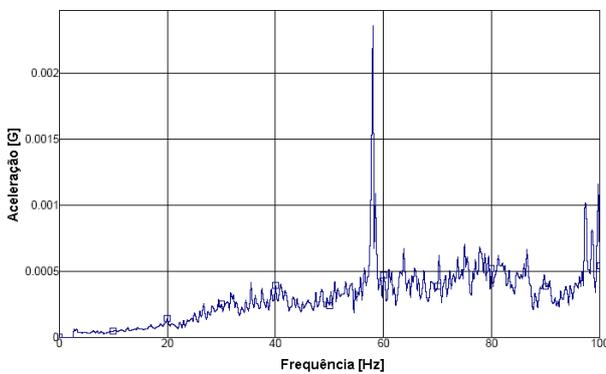


Figura 24 – Nível de vibração depois do isolamento – Ponto 03

3. RESULTADOS OBTIDOS

As Tabelas 7 e 8 demonstram as diferenças nos níveis de ruído e vibração advindos com a modificação do isolamento de vibração. Pode-se verificar que os espectros apresentam reduções importantes nos ruídos de baixa frequência, que são devido à frequência de trabalho da máquina.

A Figura 28 mostra que a redução esperada no nível de ruído, para a frequência de trabalho de 10 Hz, é aproximadamente 13 dB. Como o caso apresentado é um caso real com grande quantidade de variáveis envolvidas, as reduções obtidas, principalmente na frequência mais baixa de 31,5 Hz, mostra que o resultado do isolamento foi bastante satisfatório.

Dessa forma, para todos os pontos analisados, com a redução obtida, a máquina enquadrou-se na legislação do trabalho, considerando-se a atenuação dos protetores auriculares tipo *plug*, como mostrado na Tabela 9.

Nas medições de vibração realizadas nos quatro cantos da endireitadeira houve uma redução média significativa da amplitude de vibração em relação ao sistema original. Alguns pontos tiveram amplificação na amplitude medida. Tal fato deve-se a problemas operacionais durante a posta em marcha do novo sistema de isolamento.

Tabela 7 – Diferenças nos níveis de ruído obtidas com a modificação.

Frequência [Hz]	Leq [dB(A)]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
31,5	-10	-5	-5	-5	-5	-5
63	-5	-10	-5	-5	-5	-5
125	-5	-5	-15	-10	0	0

Tabela 8 – Diferenças nos níveis de ruído obtidas com a modificação.

Frequência [Hz]	a [Gs]					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
40	-5,0E-05	-1,5E-04	1,5E-04	5,0E-04	5,0E-05	-1,0E-04
60	-4,0E-04	-1,5E-04	0	5,0E-04	-3,5E-04	-7,0E-04
100	0	-1,3E-04	-2,0E-04	1,8E-03	0	-1,0E-03

Tabela 9 – Atenuação sonora de protetor auricular anti-ruído tipo *plug* (Tabela ilustrativa).

Atenuação Sonora [dB(A)]			
Frequência [Hz]	Pequenos	Médios	Grandes

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12
125	32	31	33	33	33	32	33	32	30	30	29	39
250	39	40	39	39	35	36	36	35	31	31	33	32
500	36	35	37	36	28	29	28	28	30	31	31	31
1000	42	41	42	41	32	35	35	33	42	43	42	43
2000	41	43	42	42	32	35	35	33	42	43	42	43
3000	37	39	39	38	40	41	41	42	41	38	38	37
4000	27	29	--	28	43	43	45	42	45	57	57	46
6000	52	52	53	51	51	50	49	50	55	57	58	58
8000	42	42	42	43	39	38	39	39	37	37	37	37

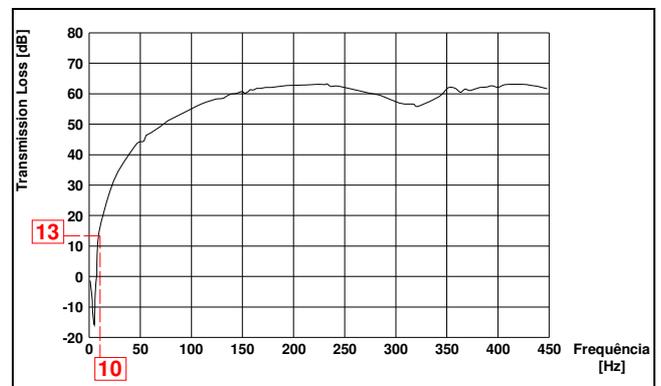


Figura 28 – Gráfico da redução de nível de ruído esperado para o isolamento de vibração, mostrando redução esperada do sistema proposto [8].

4. CONCLUSÕES

Conclui-se, através da análise das medições e das referências e bibliografia consultada, que o sistema de isolamento utilizado foi adequado à aplicação na máquina endireitadeira de barras.

Os resultados obtidos estão dentro do limite esperado, como demonstrado no capítulo 5, de modo que o objetivo deste trabalho foi cumprido com êxito.

Comparando os valores medidos nos pontos próximos a endireitadeira (Pontos 02, 03, 05 e 06, vide Figura 5) com os pontos mais próximos aos motores de acionamento (Pontos 01 e 04, vide Figura 5), conclui-se que a influência dos motores de acionamento é significativamente importante sobre o assentamento da endireitadeira, devido às ligações rígidas do acionamento.

Fica proposto analisar a possibilidade de desfazer os assentamentos rígidos dos motores e redutores nas bases.

Aconselha-se continuar com o estudo das modificações nos perfis dos rolos, com objetivo de reduzir os níveis elevados de vibração das médias frequências ainda existentes.

Os níveis mais altos de ruído foram observados a 125 Hz, de acordo com as Figuras 16 a 21. Recomenda-se medir o comportamento do processo de endireitamento a altas frequências e investigar as possíveis causas para atuação no intuito de redução no nível global de ruído.

Conclui-se que este o assunto explorado nesse trabalho contribuiu para contextualizar o problema de nível elevado de ruído acústico na máquina endireiteira de barras, propor alternativas de melhoria, apresentar a proposta escolhida com base em critérios de custo e benefício e, por fim, medir o ganho obtido com a implementação da proposta.

5. REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7497**: Vibrações mecânicas e choques. Rio de Janeiro, 1982.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10151**: Acústica: Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade. Rio de Janeiro, 2000.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 2000.
- AMERICAN SOCIETY FOR METALS. **ASM Handbook Vol.14**: Forming and Forging. 9th. ed.: ASM, 1998. 2110p.
- BRASIL. Ministério de Trabalho e Emprego. **NR 15**: Atividades e Operações Insalubres. Brasília: MTE, 2008, 82p.
- EVEREST, F. A. **The Master Handbook of Acoustics**. 4th. ed. New York: McGraw-Hill, 2001. v.1, 615p.
- FERNANDES, M.; MORATA, T.C. Estudo dos efeitos auditivos e extra-auditivos da exposição ocupacional a ruído e vibração. **Revista Brasileira de Otorrinolaringologia**, São Paulo, v.68, n.5, out. 2002. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0034-72992002000500017&tlng=en&lng=en&nrm=iso>. Acesso em: 08 mar. 2009.
- GERB. **Vibration Isolation Systems**. 9th. ed. Berlin: GERB, 1994. v.1, 104p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631**: Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration. Switzerland, 1978.
- KREITH, Frank et al. **Mechanical Engineering Handbook**. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 2466p.
- PAULSTRA. **Metal Mountings Vibrachoc Range**. Lisses: Paulstra, 1999. 49p.
- RICHARDSON, M. H. **Structural Dynamics Measurements**. California, abr. 1999. 13p. Disponível em: <<http://www.vibetech.com/assets/papers/paper16.pdf>>. Acesso em: 05 jul. 2009.
- ROSSING, Thomas D. et al. **Springer Handbook of Acoustics**. New York: Springer, 2007. 1171p.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. **Standard Handbook of Machine Design**. 2nd. ed. New York: McGraw-Hill, 1996. v.1, 1530p.
- SILVA, L. F.; MENDES, R. Exposição combinada entre ruído e vibração e seus efeitos sobre a audição de trabalhadores. **Revista da Saúde Pública**, São Paulo, v.39, n.1, p. 9-17, jan. 2005. Disponível em: <http://200.152.208.135/rsp_usp>. Acesso em: 08 mar. 2009.
- THOMSON, William T. **Teoria da vibração com aplicações**. 1.ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 1978. v.1, 462p.
- ANEXO A – Medições de ruído acústico antes e depois do isolamento**
- Material da barra endireitada durante a medição*
- Antes
- Durante a medição da endireiteira o material de trabalho foi o Aço SAE 1050, bitola 47,63 mm (1 7/8”) e dureza 169 HB.
- Depois
- Durante a medição da endireiteira o material trabalhado foi o Aço SAE 4319 de bitola 38,10 mm (1 1/2”) e dureza 183 HB.
- Aparelhos Utilizados*
- Sonômetro Digital Brüel & Kjaer - Modelo 2260 – Investigator tipo 1, digital, com capacidade de integração e armazenamento dos dados, interface para computador, microfone de 1/2”, modelo Investigator 2260, fabricante BRÜEL & KJAER (origem dinamarquesa).

Coletor/Analisadores – Acoustic Determinator 7816 e Evaluator Type 7821 (Brüel & Kjaer – Noise Explorer 7815)

Procedimentos

As medições foram feitas seguindo os procedimentos recomendados na norma técnica NBR 10152 [3] para medições acústicas e foram efetuadas com analisador sonoro em tempo real, digital, com capacidade de integração, armazenamento dos dados e interface para computador.

As leituras cobrem nível global na escalas dB(A), como também níveis espectrais dB(A) em faixas de terças de oitava de frequência, entre 16 Hz e 12.500 Hz, para caracterização qualitativa e quantitativa do ruído.

Adotou-se a constante lenta do tempo de aquisição, manteve-se o microfone a 1,20 m do chão, afastado de superfícies refletoras.

As medições no equipamento foram efetuadas com a endireitadeira em operação, onde foram apurados valores reais em pequenos períodos. Em virtude da operação específica do equipamento, que sofre descontinuidade de trabalho devido a alimentação das barras, foram considerados apenas os períodos de efetiva operação da máquina.

Anexo B – Medições de vibração antes e depois do isolamento

Material da barra endireitada durante a medição

- Antes

Durante a medição da endireitadeira o material de trabalho foi o Aço SAE 1050, bitola 47,63 mm (1 7/8”) e dureza 169 HB.

- Depois

Durante a medição da endireitadeira o material trabalhado foi o Aço SAE 4319 de bitola 38,10 mm (1 1/2”) e dureza 183 HB.

Aparelhos Utilizados

Transdutor Acelerômetro SKF - Modelo CMSS787
A - Sensitividade: 486 mV/g

Coletor/Analisador FFT - Microlog CMVA 10 (SKF - Condition Monitoring)

Processamento final: PRISM4 for Windows - Data Management and Analysis Software (SKF - Condition Monitoring)

Procedimentos

As medições foram feitas seguindo os procedimentos para medições de vibrações e foram efetuadas com o acelerômetro digital em tempo real, com capacidade de integração, armazenamento dos dados e interface para computador.

As leituras cobrem nível global de amplitudes e frequências específicas dos equipamentos e estruturas suporte (piso), para caracterização qualitativa e quantitativa da vibração. Richardson