



IAGO BRUNO JULIATTE DA LOCHA

**ESTUDO DA VIABILIDADE DO EMPREGO DE UM
CONTROLE SEMI-AATIVO BASEADO NA *SMART-SPRING*
PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CORPO INTEIRO**

LAVRAS-MG

2020

IAGO BRUNO JULIATTE DA LOCHA

**ESTUDO DA VIABILIDADE DO EMPREGO DE UM CONTROLE SEMI-AATIVO
BASEADO NA *SMART-SPRING* PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CORPO
INTEIRO**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do curso de Engenharia Mecânica para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira

Orientador

LAVRAS-MG

2020

Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

Locha, Iago Bruno Juliatte da.

ESTUDO DA VIABILIDADE DO EMPREGO DE UM
CONTROLE SEMI-ATIVO BASEADO NA SMART-SPRING
PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CORPO INTEIRO /

Iago Bruno Juliatte da Locha. - 2020.

78 p. : il.

Orientador(a): Wander Gustavo Rocha Vieira.

TCC (graduação) - Universidade Federal de Lavras, 2020.

Bibliografia.

1. Vibração de corpo inteiro. 2. Controle semiativo. 3. Smart-
spring. I. Vieira, Wander Gustavo Rocha. II. Título.

IAGO BRUNO JULIATTE DA LOCHA

**ESTUDO DA VIABILIDADE DO EMPREGO DE UM CONTROLE SEMI-ATIVO
BASEADO NA *SMART-SPRING* PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CORPO
INTEIRO**

**STUDY ON THE FEASIBILITY OF EMPLOYMENT OF A SEMI-ACTIVE
CONTROL BASED ON *SMART-SPRING* FOR FULL BODY VIBRATION
CONTROL**

Monografia apresentado à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do curso de Engenharia Mecânica para a obtenção do título de bacharel.

APROVADO em 04 de setembro de 2020.

Prof. Dr. Fábio Lúcio Santos UFLA

Prof. Dr. Francisco Scinocca UFLA

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira UFLA

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira
Orientador

LAVRAS-MG

2020

RESUMO

Vibrações de corpo inteiro tem sido estudadas desde 1960, quando detecta-se um forte vínculo entre vibrações e doenças musculoesqueléticas. Assim essas doenças se tornaram uma das grandes preocupações no meio agrícola, por causa da severidade das condições que um operador de trator é submetido. As origens de vibrações em tratores são diversas e inclui o efeito de rugosidade e desigualdade do solo, motor do trator, sistema de transmissão, entre outros. O isolamento de vibrações em um assento de trator é feito por um sistema de suspensão que pode ser passivo, ativo e semiativo. O foco deste trabalho é o controle de vibração de corpo interno transmitido ao um operador de trator agrícola utilizando uma suspensão de assento SA (semiativo) baseado no conceito da *smart-spring* (SS), um sistema de dois graus de liberdade (GDL) dispostos em paralelo (ramo de carga principal e auxiliar). No mecanismo o ramo de carga auxiliar é conectado/desconectado da base através da ação de uma força de atrito, induzida por uma força normal entre a luva e a massa do ramo de carga auxiliar. Como a força normal é ortogonal ao movimento, esse controle SA não injeta energia no sistema. Nesse trabalho é realizada a modelagem e simulação da vibração transmitida por um trator a um corpo humano, em conjunto com um estudo da transmissão de vibração e biomecânica de um corpo humano. Inicialmente é dado ênfase a modelagem da biomecânica humana, onde corpo humano é dividido entre a cabeça, o torso, a pélvis, a coluna, órgão viscerais e o diafragma. Em cada elemento é assumida uma massa, e na conexão assume-se molas e amortecedores. A partir de simulações realizadas nesse trabalho e utilizando dados experimentais obtidos na literatura, notou-se que o melhor modelo da biomecânica do corpo é de 4 GDL de Wan (1997). Posteriormente é incorporado o efeito da suspensão SA e novo modelo dinâmico torna-se 7 GDL (sendo 4 do corpo humano, 2 do assento e 1 da SS). Finalmente avalia-se o desempenho de redução de vibração do controle SA baseado no estudo da transmissibilidade.

Palavras chave: *Smart-spring*. Controle semiativo. Vibração de corpo inteiro.

ABSTRACT

Whole body vibrations have been studied since 1960, when a strong link between vibrations and musculoskeletal diseases is detected. Thus, these diseases have become a major concern in the agricultural environment, because of the severity of the conditions that a tractor operator is subjected to. The origins of vibrations in tractors are diverse and include the effect of roughness and unevenness of the soil, tractor engine, transmission system, among others. Vibration isolation on a tractor seat is done by a suspension system that can be passive, active and semi-active. The focus of this work is the control of internal body vibration transmitted to an agricultural tractor operator using an SA seat suspension based on the concept of *smart-spring* (SS), a system of two degrees of freedom (DOF) arranged in parallel (main and auxiliary load branch). In the mechanism the auxiliary load branch is connected / disconnected from the base through the action of a frictional force, induced by a normal force between the glove and the mass of the auxiliary load branch. Since the normal force is orthogonal to the movement, this SA control does not inject energy into the system. In this work, the modeling and simulation of the vibration transmitted by a tractor to a human body is carried out, together with a study of the vibration and biomechanical transmission of a human body. Initially, emphasis is given to modeling human biomechanics, where the human body is divided between the head, torso, pelvis, spine, visceral organ and diaphragm. A mass is assumed in each element, and springs and dampers are assumed in the connection. From simulations performed in this work and using experimental data obtained in the literature, it was noted that the best model of biomechanics of the body is 4 DOF by Wan (1997). Subsequently, the effect of the SA suspension is incorporated and the new dynamic model becomes 7 DOF (4 of which are from the human body, 2 from the seat and 1 from the SS). Finally, the vibration reduction performance of the SA control is evaluated based on the study of transmissibility.

Keywords: Smart-spring. Semi-active control. Whole body vibration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Assento de trator com uma suspensão ativa da John Deere.....	7
Figura 2 – Representação de um amortecedor eletro hidráulico.....	8
Figura 3 – Representação de amortecedor eletroreológicos, com e sem campo elétrico.....	9
Figura 4 – Desenho conceitual da <i>smart-spring</i>	10
Figura 5 – Comportamento global do deslocamento do ramo de carga auxiliar e principal da <i>smart-spring</i> utilizando a estratégia de controle ISS.....	11
Figura 6 – O sistema <i>skyhook</i> amortecedor.....	13
Figura 7 – Modelo 4 GDL.....	17
Figura 8 – Modelo corpo humano e assento 6 GDL.....	18
Figura 9 – Modelo completo 7 GDL.....	19
Figura 10 – Entrada em 5 Hz.....	28
Figura 11 – Fator de ponderação da aceleração.....	31
Figura 12 – Transmissibilidade de vibração do assoalho a cabeça sem suspensão de assento.....	32
Figura 13 – Transmissibilidade de vibração do assoalho a cabeça sem suspensão de assento.....	33
Figura 14 – Deslocamento das massas com chaveamento da SS em relação ao assento.....	35
Figura 15 – Transmissibilidade da cabeça em com chaveamento da <i>smart-spring</i> em relação ao assento.....	36
Figura 16 – Transmissibilidade do assento com chaveamento da <i>smart-spring</i> em relação ao assento.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores generalizados.....	16
Tabela 2 – Valores do modelo 4 GDL.....	17
Tabela 3 – Valores do modelo completo 7 GDL.....	20
Tabela 4 – Valores para a condição 1.....	33
Tabela 5 – Valores para a condição 2.....	34
Tabela 6 – Valores para a condição 3.....	34
Tabela 7 – Valores de pico de transmissibilidade.....	37
Tabela 8 – Valores da função objetivo.....	38

SUMÁRIO

1 INTRUDUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	3
2.1 Objetivo geral.....	3
2.2 Objetivo específico.....	3
3 REFERENCIAL TEÓRICO.....	4
3.1 Vibração e saúde.....	4
3.1.1 Conceito.....	4
3.1.2 Biomecânica do corpo humano e saúde.....	4
3.2.4 Suspensão no trator.....	5
3.2 Suspensão	5
3.2.1 Suspensão passiva.....	7
3.2.2 Suspensão ativa.....	7
3.2.3 Suspensão semi-ativa.....	8
3.3 <i>Smart-spring</i>	9
3.3.1 Conceito.....	9
3.3.2 Controle semi-ativo.....	12
3.4 Estado da arte.....	13
4 METODOLOGIA.....	15
4.1 Modelagem corpo humano.....	15
4.2 Modelagem do assento de trator.....	18
4.3 Modelagem da <i>smart-spring</i>	19
4.4 Equações de movimento do sistema	21
4.5 Equações no espaço de estado.....	22
4.6 Lei de controle da <i>smart-spring</i>	27
4.7 Método das diferenças finitas.....	27
4.8 Comparação do modelo com a literatura.....	29
4.9 Análise de transmissibilidade.....	29
4.10 Função objetivo.....	30
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	32
5.1 Transmissibilidade de vibração sem suspensão.....	32
5.2 Análise do chaveamento da <i>smart-spring</i> em relação ao assento.....	35
5.2.1 Análise de deslocamento no tempo.....	35

5.2.2	Análise de transmissibilidade de vibração.....	35
5.5	Discussão dos resultados e comparação com a literatura para a cabeça.....	38
5.6	Discussão dos resultados e comparação com a literatura para o assento.....	39
6	CONCLUSÃO.....	40
	REFERÊNCIAS.....	41
	ANEXO A – Algoritmo.....	59
	ANEXO B – Resultados com chaveamento da <i>smart-spring</i> em relação a cabeça.....	64
	ANEXO C – Iterações da razão de rigidez.....	68

1 INTRODUÇÃO

O tema desse trabalho é o estudo de vibração de corpo inteiro, em conjunto com a modelagem do corpo humano e como utilizar a suspensão semiativa baseado no conceito da *smart-spring* (VIEIRA; NITZSCHE; DE MARQUI, 2018; RAO, 1995; FATEH; ALAVI, 2009), com o intuito de aumento de conforto em um trator. Para um melhor conforto é necessário diminuir a aceleração que a pessoa sente, conseqüentemente é necessário reduzir a transmissibilidade, ou seja, diminuir o deslocamento de uma massa, por exemplo a cabeça, em uma faixa de frequências, esse valor de deslocamento é dividido pela amplitude da entrada, com isso demonstrando como a amplitude se comporta independentemente do valor específico da entrada.

A literatura já demonstrou que o uso de controle semiativo, em especial, devido ao emprego do controle *skyhook* (BOBROW, 1995), confere um menor valor global da transmissibilidade (tanto para regimes de alta e baixas frequências) quando comparado com um controle puramente passivo. Conseqüentemente, para um dado sinal de excitação, suspensão baseado na *smart-spring* promove uma maior isolação da vibração quando comparado com um amortecedor convencional. Quanto maior a isolação de vibração menos desconfortos a pessoa ira sentir e conseqüentemente estará menos propensa a ter doenças musculoesqueléticas (BOVENZI, 1999).

Em 1960, quando foi descoberto um forte vínculo entre vibrações, desconforto e o surgimento de doenças musculoesqueléticas (BOVENZI, 1999). A exposição de um operador de trator a vibrações se torna uma das grandes preocupações no meio agrícola, com isso o estudo sobre vibrações de corpo inteiro advindas da operação de um trator começou a ter maior importância. A vibração advinda da operação de um trator tem baixa frequência, (1 Hz a 10 Hz), essa faixa de frequências interfere fortemente no corpo humano, podendo ter grandes conseqüências (KUMAR, 1999; TIEMESSEN, 1997). O fenômeno da vibração que ocorre no trator é o resultado de excitações dinâmicas induzidas que vem de diferentes fontes como rugosidade (MÚČKA, 2017), desigualdade do solo, interação do conjunto mecanizado com o solo durante o trabalho agrícola, motor do trator e sistema de transmissão (OHMIYA, 1986).

Kumar et al. (1999) citam que em alguns casos mais severos é possível o desenvolvimento de um prolapso do disco intervertebral da coluna, podendo ser necessário intervenção cirúrgica. A proposta desse trabalho, que é a simulação do corpo humano, com a

modelagem do mesmo em múltiplas massas, em conjunto com uma suspensão semiativa baseada no conceito da smar-spring, não tem precedentes na literatura, assim com a possibilidade de gerar novas informações e até um novo produto com o intuito de aprimorar a saúde humana.

O desenvolvimento desse trabalho tem como justificativa o aumento do conforto de forma geral para os passageiros em um trator, como já relatado o aumento do conforto traz vários benefícios, tanto em minimizar desconfortos, aumento da eficiência do trabalho e ânimo do trabalhador, como também na melhoria da sua saúde, evitando doenças musculoesqueléticas.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Estudar e analisar o uso da *smart-spring* em uma suspensão semiativa visando aumento de conforto.

2.2 Objetivos específicos

1. Modelagem e simulação da vibração transmitida por um trator a um corpo humano, utilizando uma entrada de base no assento do trator recomendada pela ISO 5007;
2. Simulação de um assento de suspensão do tipo semiativa baseado no conceito da *smart-spring* para redução da vibração em corpo inteiro.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Vibração e saúde

3.1.1 Conceito

Vibração pode ser definido como qualquer movimento que se repete em um intervalo de tempo. A vibração de qualquer sistema, por exemplo, uma roda de carro, envolve a mudança de energia cinética em potencial e vice e versa, sendo que em sistemas que contém algum tipo de amortecimento, a energia é dissipada a cada ciclo e se torna necessário a substituição por uma fonte externa caso seja necessário a manutenção do estado de vibração (CRAIG; KURDILA, 2006; RAO, 1995).

Todo sistema contém um número de graus de liberdade, ou seja, tem um número de coordenadas independentes que tem capacidade de definir a posição de qualquer massa do sistema (PATIL; PALANICHAMY; GHISTA, 1978). A vibração pode ser classificada em livre e forçada, sendo vibração livre produzida por apenas uma perturbação inicial e não por forças externas e a vibração forçada o sistema sofre forças externas, por exemplo, motores e carros. Vibração de corpo inteiro é o termo usado quando qualquer vibração é transmitida ao corpo humano.

3.1.2 Biomecânica do corpo humano e saúde

O estudo da biomecânica do corpo humano e sua relação com a exposição a vibração é estudada desde 1918 por Hamilton (LIANG; CHIANG, 2006). A literatura indica que a exposição a vibração excessiva tem potencial de gerar danos à saúde humana (BURSTRÖM; NILSSON; WAHLSTRÖM, 2015). Kumar et al. (1999) apresentaram que há um risco grande a coluna vertebral e sistema nervoso quando expostos a vibrações de corpo inteiro (VCI) por prolongados períodos. Tiemessen et al. (2007) destacam que há uma direta relação entre doenças musculoesqueléticas (DME) e VCI, sendo lombalgia e deformações na coluna as principais doenças, com isso é necessário compreender quais são as frequências naturais do corpo humano e as frequências de excitação.

A frequência natural do corpo humano é 3-7 Hz, o tronco tem frequência natural de 4-8 Hz e a lombar tem frequência natural de 4-5 Hz (KUMAR, 1999). A frequência natural da operação de um trator também é similar ao corpo humano sendo normalmente 1-10 Hz (KUMAR, 1999), em casos mais severos podendo gerar o fenômeno de ressonância (RAO, 1995), onde a frequência da excitação de um sistema é igual a uma de suas frequências naturais, consequentemente, o sistema passa a vibrar cada vez com amplitudes mais altas e com isso o risco de DME aumenta muito (TIEMESSEN; HULSHOF; FRINGS-DRESEN, 2007).

3.2 Suspensão

Suspensões, como outras diversas partes de veículos, tiveram melhorias em seu funcionamento com o decorrer do tempo, principalmente pela necessidade de um maior conforto para os passageiros. Por anos, veículos tanto agrícolas como terrestres não tiveram o implemento de suspensões (HANSSON, 1996). O desenvolvimento e implementação de molas metálicas nas suspensões veiculares começaram a ser feitas no século 17. O interesse pelo estudo de comportamento, dinâmica, manuseio e direção dos veículos se iniciou no século 20, anos 50. Com isso o conceito de uma suspensão passiva se desenvolveu até o ponto atual. (GUGLIELMINO, 2008; SAVARESI, 2010).

Uma suspensão convencional passiva tem uma configuração que consiste de um elemento elástico, normalmente uma mola helicoidal, que oferece uma resistência oposta ao alongamento da suspensão, suportando toda carga estática. Também composta de um elemento amortecedor, normalmente tubular de ação direta unidirecional, que utiliza princípios hidráulicos para promover o efeito da dissipação, tem como ponto principal o controle no comportamento dinâmico da suspensão e um conjunto de elementos mecânicos que liga a massa ao conjunto de elementos anteriores (SAVARESI, 2010).

3.2.1 Suspensão no trator

A suspensão de trator (COLE, 2001) utilizado no meio agrícola pode ser dividida em suspensões do tipo primárias ou secundárias. Suspensões primárias são aquelas ligadas diretamente nos eixos, podendo ser a suspensão integral dos eixos ou somente no eixo dianteiro. Suspensões integrais ou completas de eixo (HANSSON, 1996; CROLLA, HORTON, 1984; CLAAR, 1980; HANSSON, 2002) requerem que a arquitetura padrão do bloco do eixo traseiro seja modificada para suspender o eixo traseiro (MCMANUS, 2002). A arquitetura padrão é

dada por um trator de tração traseira, aonde o bloco do motor e sistema de transmissão é conectado rigidamente ao eixo traseiro. Suspensões integrais são o tipo de suspensão mais caro e complexo que pode ter em um trator, e normalmente é aplicado em tratores que atingem altas velocidades, onde o nível da amplitude de vibração é alto (CROLLA, HORTON; 1984). O sistema de suspensão do eixo dianteiro (SERVADIO; MARSILI; BELFIORE, 2007; GOBBI; MASTINU, 2014; UBERTI, 2015; MATTETTI, 2019; BIRAL; PELANDA, 2018; MAZHEI; USPENSKIY, 2006) é utilizado principalmente para evitar a instabilidade do *power-hop*, que ocorre quando um trator 4x4 é utilizado com altas cargas de tração (PREVIATI; GOBBI, 2011) e em solo do tipo seco. Sistemas de suspensões dianteiras ainda tem a vantagem de fornecer uma melhor tração quando se utiliza um trator de tração do tipo 4x4 (RILL, SALG; WILKS, 1992). No entanto, tratores de suspensão dianteira possuem baixa rigidez devido ao uso da suspensão dianteira, e assim tem um forte acoplamento entre o movimento vertical e transferência de peso do trator. Com isso, alguns autores projetam suspensões com a propriedade de anti-agachamento, com o objetivo de diminuir o movimento do trator em movimentos de frenagem e de aceleração. Além disso, outros autores (GOBBI; MASTINU, 2014; UBERTI, 2015) fazem o uso de uma suspensão independente do tipo duplo A, evitando o tombamento em tratores e possibilitando a realização de curvas mais fechadas.

De outro modo, as suspensões secundárias são caracterizadas pela suspensão da cabine do trator (MEHDIZADEH, 2015; ZEHSAZ, 2011; DEPREZ, 2015), ou de assento de trator. As suspensões de cabine são capazes de isolar a grande vibração do motor, do volante, das desigualdades do terreno, entre outras. De forma usual, a massa da suspensão da cabine é muito maior do que a massa do operador, e com isso, as mudanças na massa do operador não afetam o isolamento da cabine (SUGGS; HUANG, 1969). As suspensões de assento são a maneira mais simples e econômica para a redução da vibração transmitida ao corpo do operador. Fora o uso no trator usado no meio agrícola, pode ser implementada em helicóptero (HIEMENZ; HU; WERELEY, 2008), veículo blindado (CHOI; WERELEY, 2005), máquinas gerais (MCMANUS, 2002), entre outros. A suspensão de assento passiva é otimizada para uma condição particular de peso e frequência. Em outro lado, embora a suspensão de assento ativa pode ser otimizada para diversas condições de carga e peso do operador, ela apresenta a desvantagem da necessidade de se injetar energética no sistema para controlar a vibração. Com isso, o controle semi-ativo é uma nova tendência para projetar uma suspensão de assento inovadora.

Figura 1 – Assento de trator com uma suspensão ativa da John Deere



Fonte: Sarami (2009).

3.2.2 Suspensão passiva

A suspensão passiva é basicamente um sistema mecânico que atenua os efeitos de uma perturbação, seus componentes têm propriedades de rigidez e de amortecimento que não se alteram ao longo do tempo. A principal deficiência em seu design consiste em obter uma boa razão entre conforto e estabilidade do veículo, como seus componentes tem propriedades fixas é impossível obter um bom comportamento para todos os tipos de perturbações (um perfil de estrada irregular). Com o passar dos anos, projetistas começaram a desenvolver soluções para reduzir essa deficiência do sistema passivo (GUGLIELMINO, 2008; SAVARESI,2010).

3.2.3 Suspensão ativa

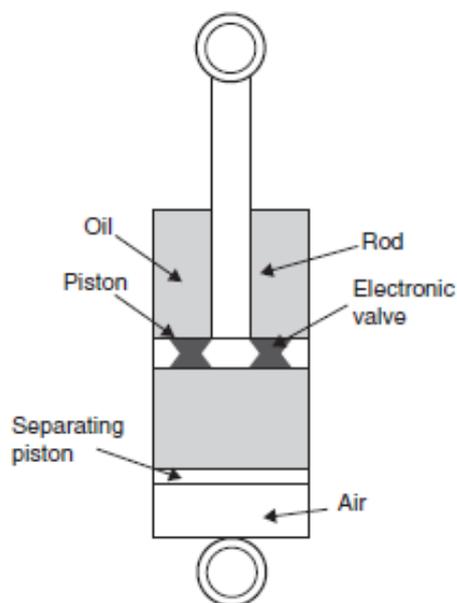
O desenvolvimento de atuadores controlados por *feedback* e uso de fonte de energia externa foi possível superar a falha do sistema passivo. O controle ativo normalmente tem a necessidade de alta quantidade de energia para produzir as forças de controle, porém tem potencial de fornecer performance superior ao controle passivo. No entanto, em muitos casos o seu uso vem atrelado com um sistema complexo e caro, com alta necessidade energética e com problemas de confiabilidade. Dois pontos se destacam na análise desse sistema: a possibilidade de falha da fonte de energia e de inserir uma grande quantidade de energia mecânica no sistema indesejada (GUGLIELMINO, 2008; SAVARESI, 2010).

3.2.4 Suspensão semi-ativa

O controle semiativo (e semipassivo) tem sido considerado como uma opção ao controle ativo, pois oferece uma confiabilidade comparável ao sistema passivo, contudo mantém a polivalência e a capacidade de se adaptar do sistema ativo. O sistema semiativo tem a capacidade de alterar o amortecimento baseado em parâmetros do sistema em tempo real. Além disso, esse sistema tem capacidade de modular apenas as forças de amortecimento, com isso não injeta energia mecânica no sistema, assim não ocorrendo desestabilização, ao contrário do sistema ativo (GUGLIELMINO, 2008; SAVARESI, 2010). Em vários casos esse controle é feito com a mudança de rigidez entre elementos do sistema, baseado em uma estrutura multimodal, realizando a troca de energia de frequências mais baixas para as mais altas (onde se tem controle passivo), a mudança sempre ocorrendo quando o deslocamento é zero (VIEIRA; NITZSCHE; DE MARQUI, 2018)

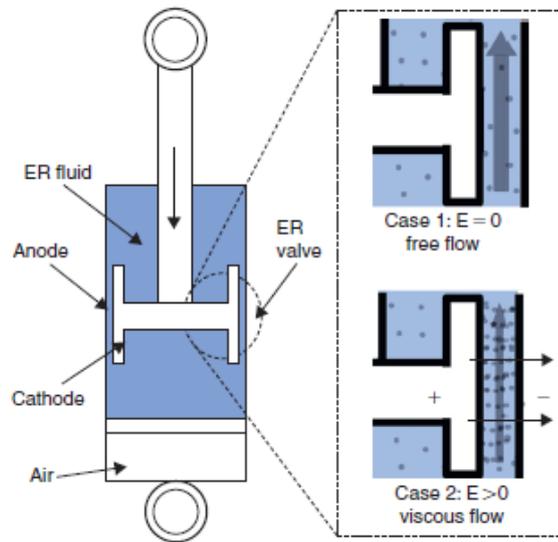
A literatura apresenta diversas tecnologias de suspensões semiativas, uma delas amortecedores hidráulicos, que normalmente contém uma válvula solenoide. Outra tecnologia consiste de eletroreológicos e magnetoreológicos que apresentam um amortecedor com fluidos reológicos com capacidade de alterar sua viscosidade sob a ação de um campo elétrico ou magnético, para o eletroreológicos e magnetoreológicos, respectivamente (VIEIRA; NITZSCHE; DE MARQUI, 2018; SAVARESI, 2010).

Figura 2- Representação de um amortecedor eletro hidráulico



Fonte: Savaresi (2010).

Figura 3- Representação de amortecedor eletroreológicos, com e sem campo elétrico



Fonte: Savaresi (2010).

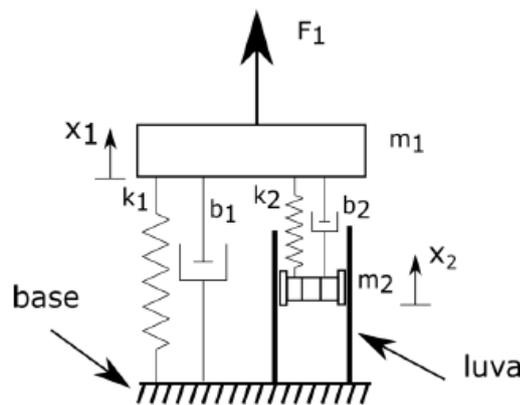
3.3 Smart-spring

3.3.1 Conceito

A *smart-spring* se enquadra entre diversos mecanismos de controle semiativo capaz de ter controle efetivo das propriedades estruturais para alcançar a redução de vibração. É um dispositivo mecânico que tem a capacidade de mudança da sua rigidez com o controle semiativo, consiste em um sistema com dois graus de liberdade dispostos em paralelo. Esses dois graus de liberdade são chamados como o ramo de carga principal dado pelo índice 1, e o ramo de carga auxiliar, denotado pelo índice 2. No mecanismo, é assumido que o ramo de carga auxiliar pode ser conectado ou desconectado da base, onde assume que não existe movimento, por meio da ação de uma força de atrito. Essa força de atrito surge através da indução de uma força normal entre a luva e a massa do ramo de carga auxiliar. Nota-se que a força normal (que induz a força de atrito) é ortogonal ao movimento do sistema, e assim esse controle semi-ativo não injeta energia diretamente no sistema, pois nenhum trabalho é realizado pela força normal sobre o sistema. A vantagem de se utilizar a *smart-spring* no assento de trator é que ela é capaz de reduzir tanto a máxima transmissibilidade na frequência de ressonância, sem com isso aumentar a amplitude de deslocamento para frequências maiores do que a frequência de ressonância (VIEIRA; NITZSCHE; MARQUI, 2018; RAO, 1995; FATEH; ALAVI, 2009).

A *smart-spring* apresenta três estados de funcionamento. O primeiro consiste quando o primeiro grau de liberdade, representado pelo índice 2, sendo denominado ramo carga auxiliar, está totalmente livre da luva, ou seja, não a nenhuma força de atrito sendo aplicada a massa da *smart-spring*. Neste estado a *smart-spring* está tendo um efeito de absorvedor de vibração, reduzindo a vibração da massa principal (RAO, 1995). O segundo estado se apresenta quando a massa do ramo de carga auxiliar (massa da *smart-spring*) está em contato com luva, tendo um atrito dinâmico entre eles, em geral é um estado com período curto. No terceiro estado, o ramo de carga auxiliar está totalmente preso e imóvel a luva, com isso o sistema se torna passivo e a rigidez resultante é a combinação do ramo principal e auxiliar (GUSTAVO ROCHA VIEIRA; NITZSCHE; DE MARQUI, 2018; RAO, 1995).

Figura 4 – Desenho conceitual da *smart-spring*

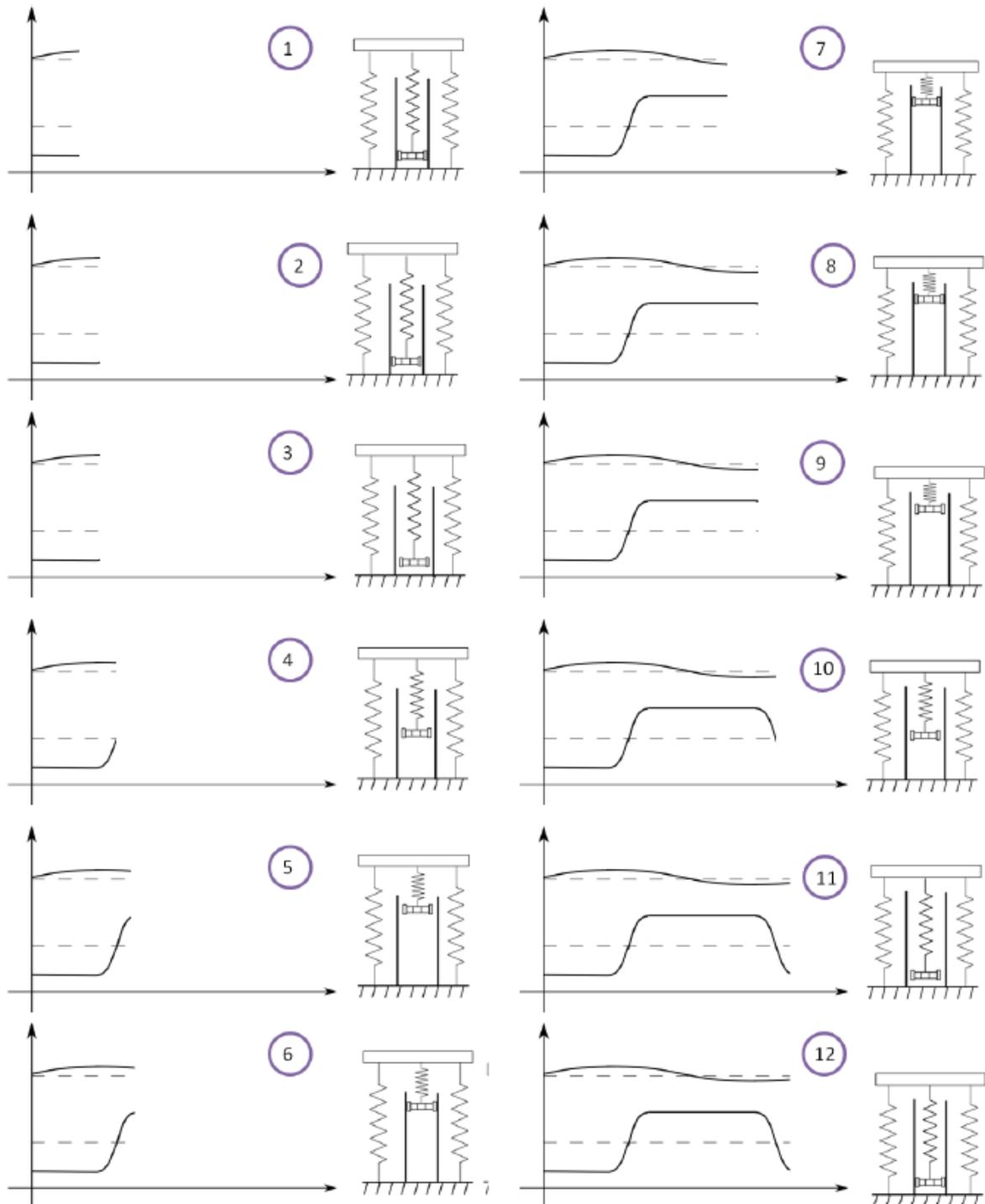


Fonte: Vieira (2017).

Considerado a aplicação de um controle *Inverting smart-spring* (ISS), que é melhor explicado na seção 4.6, é apresentado na Figura 5, um exemplo de funcionamento do ramo de carga auxiliar e principal da *smart-spring* no tempo. Nos intervalos 1-2 e 7-8, a *smart-spring* é assumida apresentando-se presa (ou engajada) a base (estado 3). No ponto máximo de deslocamento, sendo máximo ou mínimo, do ramo de carga principal, as molas armazenam energia. Assim, o controle semiativo faz a ação de soltar (ou desengajar), resultando no estado 2, esse estado ocorre nos intervalos 3-5 e 9-11, a duração desse intervalo de tempo é igual a metade do período do ramo de carga auxiliar. Após o intervalo de tempo, a tensão é aplicada novamente ao material piezelétrico e ocorre o engajamento, durante o processo de engajamento

é observado a força de atrito dinâmico e após o engajamento ser completado, é observado força de atrito estático, assim retornando ao estado 1.

Figura 5 – Comportamento global do deslocamento do ramo de carga auxiliar e principal da *smart-spring* utilizando a estratégia de controle ISS



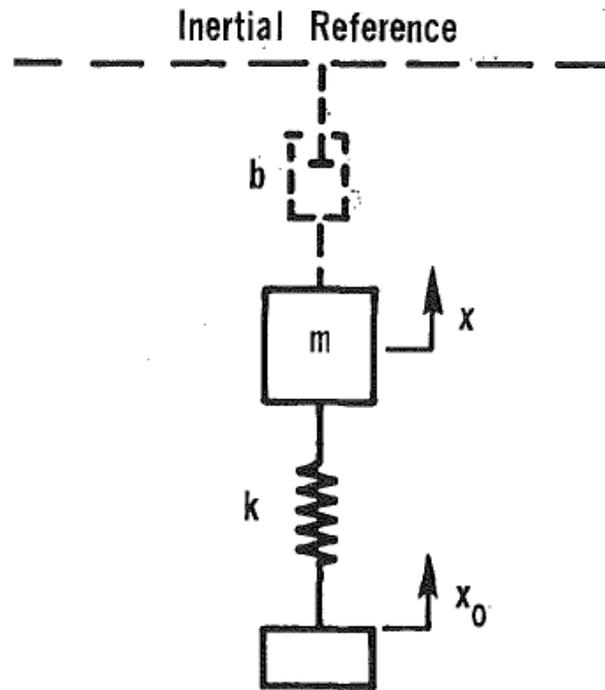
Fonte: Vieira (2017).

3.3.2 Controle semi-ativo

A *smart-spring* como já apresentado, é um mecanismo com capacidade de modelar sua rigidez através de estratégias de controle semiativas. A literatura apresenta que a mudança controlada da impedância da *smart-spring* apresentou sucesso na redução da energia de vibração nas frequências alvo (VIEIRA; NITZSCHE; DE MARQUI, 2018). Com isso, um ponto importante para a *smart-spring* ou qualquer sistema semiativo é a lei de controle utilizada, a literatura apresenta diversos algoritmos de controle, como o “*Synchronized Switch Damping*” (SSD), técnicas de redefinição e a lei *skyhook*; esses sistemas contêm materiais piezoelétricos juntamente com sistemas elétricos que trabalham em conjunto no chaveamento da *smart-spring*.

O esquema SSD utiliza um circuito que fica alterando o elemento piezoelétrico entre circuito aberto e curto circuito, sincronizando com o deslocamento mecânico e aumentando o amortecimento (RICHARD, 2000), esse esquema apresenta duas variações, elas são: SSDS “*Synchronized Swtich Damping on Short*” que é o chaveamento em curto-circuito e o SSDI “*Synchronized Switch Damping on Inductor*” que é o chaveamento sincronizado em um indutor (VIEIRA, 2017). Bobrow et al. (1995) aplicaram uma técnica de controle que se redefine a partir de um sistema mecânico e hidráulico, o sistema utiliza um cilindro hidráulico que age como uma mola, com a capacidade de guardar a energia e conseqüentemente comprimir o ar, aumentar a rigidez. Quando necessário uma válvula alivia a pressão do cilindro e o sistema volta a sua rigidez inicial. Karnopp et al. (1974) em seu estudo utilizaram o controle *skyhook*, basicamente um amortecedor fictício que é inserido entre a massa que está suspensa (acima do chão), com o objetivo de diminuir o movimento causado pela vibração e também calcular a força de amortecimento desejada. A literatura apresenta diversas modificações e aprimoramento a ideia inicial de Karnopp et al. (1974), sendo algumas elas: incluir um amortecedor passivo em conjunto com o amortecedor *skyhook*, controle adicional ao *skyhook*, porém em relação ao chão com outro amortecedor fictício, entre outros. (HONG; SOHN; HEDRICK, 2002).

Figura 6 – O sistema skyhook amortecedor



Fonte: Karnopp et al. (1974)

3.4 Estado da arte

Vários estudos foram realizados envolvendo o controle semiativo e a *smart-spring*. Nessa seção serão apresentados alguns exemplos e como foi a abordagem de cada um.

Cavalini et al. (2011) propuseram um controle semiativo de vibração para uma máquina rotativa, que está na sua velocidade crítica de rotação, usando um mecanismo *smart-spring*. Como forma de acionar a *smart-spring* quando necessário, foi utilizado uma atuação indireta piezoelétrica. A modelagem do rotor foi exposta de forma matricial, do mesmo modo do estudo atual (seção 4.4), apresentando a equação de movimento do sistema em função das matrizes de massa, amortecimento e rigidez. Já o eixo foi modelado baseado no elemento de viga de Timoshenko, com quatro nós e quatro graus de liberdade por nó. Os autores utilizaram uma técnica de otimização com algoritmo genérico para determinar os melhores parâmetros da *smart-spring* para a redução de vibração, em conjunto com os índices de desempenho do controle de eficiência. O conceito de sistemas ecologicamente corretos foi incorporado nesse trabalho, com o intuito de reduzir a energia necessária para o funcionamento da *smart-spring*, foi obtido uma redução de 28% na energia gasta. Como resultado os autores concluíram que a

smart-spring apresentou uma redução de até 30% da vibração e que mesmo com a necessária redução da rigidez do rotor, imposta pela *smart-spring*, o sistema não perdeu sua estabilidade. Comprovando a eficiência da *smart-spring* na redução de vibração.

Yong et al. (2004) realizaram um estudo com o objetivo principal de redução de vibração na asa rotativa de um helicóptero, os autores declaram que a vibração estrutural é uma característica não desejada em um voo de helicóptero, com isso pode gerar fadiga estrutural, baixa qualidade de voo e alto ruído acústico. Eles propuseram o uso da *smart-spring* com o objetivo de funcionar como um absorvedor de vibração em conjunto com um controle individual de cada hélice, este controle utiliza atuadores piezoelétricos. A modelagem da *smart-spring* é similar a utilizada nesse estudo (seção 4.3), com um sistema de 2 GDL, com duas molas paralelas, também demonstrou a equação de movimento do sistema em forma matricial. Utilizou um algoritmo adaptável para as diversas situações de vibração estrutural de um helicóptero, foi construído um modelo para provar a eficiência do sistema foi desenvolvido, o modelo consiste de um dispositivo para variar a torção da estrutura e um agitador mecânico foi usado para simular as vibrações da lamina do rotor. O controle da *smart-spring* se deu por um algoritmo adaptável baseado no conceito LMS. Como conclusão o autor destacou que a *smart-spring* forneceu uma abordagem única para a redução de vibração em helicópteros, com ambos resultados matemáticos e experimentais comprovando sua eficácia.

O estudo de Vieira (2017) teve como foco principal o estudo do comportamento da *smart-spring* na redução de vibração em conjunto com novas técnicas de controle. O autor inicialmente analisou o mecanismo da *smart-spring*, como funciona, os três estados de funcionamento e o sistema de engajamento da *smart-spring* a partir de um piezoelétrico. Demonstrou o funcionamento da *smart-spring* em um sistema com 2 GDL com dois diferentes tipos de controle, o primeiro sendo baseado no SSDS e o segundo SSDI, com isso verificou resposta livre e forçada de um sistema a partir de uma análise numérica, obtendo o comportamento da *smart-spring* em cada situação e comparando entre si as técnicas de controle semiativo. Também analisou como os parâmetros da *smart-spring* afeta a redução de vibração para uma excitação harmônica, verificando a razão de rigidez, razão de frequência, razão de amortecimento, entre outros. Os valores otimizados desse presente estudo foram baseados nessa análise (seção 5). O desempenho da *smart-spring* foi testada em um modelo experimental, o sistema com 2 GDL. Onde como resultado a amplitude de vibração do ramo de carga principal (ou massa alvo) teve redução de até 90% com o uso de diferentes técnicas de controle, como exemplo técnica de Reconfiguração da *smart-spring* (RSS) e técnica de Inversão da *smart-spring* (ISS). Comprovando a eficácia da *smart-spring*.

4 METODOLOGIA

A metodologia desse estudo é baseada inicialmente nas modelagens do corpo humano e assento do trator baseado no conceito de Wan e Schimmels (1997), é demonstrado o processo de escolha, o modelo e seus parâmetros, que são apresentados nos itens 4.1 e 4.2. Posteriormente é demonstrado a modelagem da *smart-spring*, com seus respectivos parâmetros (VIEIRA, 2017) e é apresentado o modelo matemático completo do sistema com total de 7 GDL, apresentado no item 4.3. Com isso, é explicado como foi realizada a resolução desse modelo matemático, abordando as equações de movimento, onde as mesmas foram demonstradas em um sistema matricial, demonstrado no item 4.4. A técnica de espaço de estados foi aplicada para simplificar as equações, apresentado no item 4.5 e com isso foram resolvidas com o método das diferenças finitas centrais, apresentado no item 4.7 (RAO, 1995). Finalmente é apresentado duas análises e simulações para o sistema, sendo a primeira uma comparação direta com o estudo de Wan e Schimmels (1997), com o propósito de validar o algoritmo e implementação do modelo de corpo humano e assento, apresentado no item 4.8. A segunda uma análise de transmissibilidade de vibração da cabeça, assento e coluna, com três diferentes condições e chaveamentos da *smart-spring*, apresentado no item 4.9. Por fim é demonstrado o método utilizado para calcular a função objetivo, apresentado no item 4.10.

4.1 Modelagem corpo humano

Inicialmente foram analisados diversos estudos sobre a modelagem do corpo humano (WAN; SCHIMMELS, 1997; PATIL; PALANICHAMY, 1988; ALLEN, 1979; MUKSIAN; NASH JR, 1974). Em particular, baseado no estudo realizado por Liang e Chiang (2006), foi possível comparar diversos modelos da biomecânica humana. Todos modelos analisados seguiam os seguintes requisitos:

- Humano é considerado sentado eretamente e sem apoio lombar e dorsal;
- A massa corporal total é limitado entre 49-93 kg;
- Pés são apoiados e sofrem vibração;
- Vibrações tem amplitude de excitação inferior a 5m/s^2 , sendo senoidal ou randômica;
- Faixa da frequência de excitação limitada a 0,5-20 Hz.

Liang e Chiang (2006) ressaltam que o corpo humano é constituído de esqueleto, órgãos viscerais macios e fluidos. Assim é possível modelar o comportamento dinâmico do corpo humano através da divisão do corpo em diferentes constituintes principais como, por exemplo, a cabeça, o torso, a pélvis, a coluna, órgão viscerais e diafragma. Para cada uma dessas partes é assumida uma massa, e na conexão entre os elementos é conferida propriedades elásticas (rigidezes) e dissipativas (amortecimento). Boileau e Rakheja (1998) definiram um conjunto de valores generalizados para caracterizar a resposta biodinâmica do corpo sentado sob o efeito de vibrações de copo todo, são eles:

- Transmissibilidade entre o assento e a cabeça (*seat to head transmissibility*, STH na Tabela 1).
- Impedância mecânica do ponto de condução (*driving point impedance*, DPM na Tabela 1)
- Massa aparente (*apparent mass*, AP na Tabela 1).

Os limites desses parâmetros foram definidos para um humano se manter na posição ereta sentado, sem apoio lombar e dorsal e com os pés na plataforma que possui uma excitação de base. Esses valores são expostos na Tabela 1, demonstrando os limites (máximo, mínimo e médio) de cada valor generalizado para cada frequência analisada.

Tabela 1 – Valores generalizados

Frequency (Hz)	STH transmissibility			DPM impedance (N-s/m)			AP mass (kg)		
	Lower limit	Mean	Upper limit	Lower limit	Mean	Upper limit	Lower limit	Mean	Upper limit
0.5	1.00	1.01	1.02	148	254	400	58.7	61.2	65.9
0.63	1.00	1.01	1.02	218	304	425	58.0	61.4	65.8
0.8	1.00	1.01	1.02	266	359	471	53.8	60.6	65.6
1.0	1.01	1.02	1.03	310	424	539	49.8	59.6	65.2
1.25	1.02	1.03	1.06	356	493	607	46.9	59.2	65.2
1.6	1.02	1.06	1.14	490	627	703	48.5	60.0	66.7
2.0	1.03	1.08	1.16	614	768	893	49.0	60.8	70.6
2.5	1.04	1.10	1.15	758	947	1141	51.2	62.6	75.2
3.15	1.11	1.16	1.22	1131	1429	1732	56.0	70.7	85.6
4.0	1.16	1.29	1.36	1541	2002	2389	61.0	79.3	94.6
5.0	1.28	1.45	1.56	1663	2346	2908	52.8	74.5	92.3
6.3	0.99	1.23	1.44	1635	2065	2404	41.9	53.2	61.9
8.0	0.87	1.01	1.28	1605	1939	2392	31.9	38.5	47.4
10.0	0.86	0.96	1.08	1756	1981	2273	27.8	31.5	36.1
12.5	0.74	0.86	0.99	1828	2023	2327	23.4	25.9	29.8
16.0	0.55	0.71	0.89	1710	1750	1791	17.0	17.4	17.8
20.0	0.40	0.63	0.84	1552	1755	2099	12.5	14.1	16.9

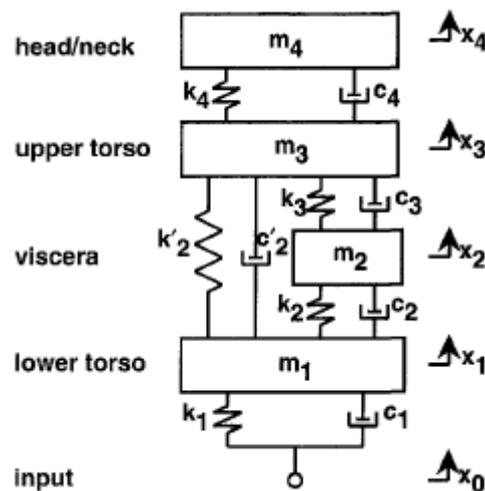
Fonte: Adaptado de Liang e Chiang (2006).

Com os parâmetros propostos por Boileau e Rakheja (1998), Liang e Chiang (2006) analisou no total 12 modelos de diferentes autores, com diferentes graus de liberdade (GDL),

contendo modelos com 1, 2, 3, 4, 6, 7 e 11 GDL. Após testar todos modelos experimentalmente, chegou-se à conclusão que o modelo com maior capacidade de prever o comportamento dinâmico do corpo humano é o de Wan e Schimmels (1997) com 4 GDL. Os autores destacam que após comparação com dados experimentais de transmissibilidade, impedância e taxa de aceleração o modelo de 4 GDL é simples, porém extremamente preciso e captura com precisão a dinâmica essencial de um ser humano sentado exposto a vibração de corpo inteiro.

Com isso o modelo de corpo humano escolhido para esse trabalho é o modelo apresentado por Wan e Schimmels (1997), que possui 4 GDL e contém os seguintes constituintes principais: Cabeça e pescoço (*head/neck*) representado por M_4 , Torso superior (*upper torso*) representado por M_3 , Vísceras (*viscera*) representado por M_2 e Torso inferior (*lower torso*) representado por M_1 . Wan e Schimmels (1997) também apresenta os valores das propriedades elásticas e dissipativas de cada constituinte, representadas pelas letras “k” e “c” com seus respectivos índices, pode ser visto na Figura 7. Os valores de todos os parâmetros do modelo podem ser vistos na Tabela 2 e representam os parâmetros pós-refinamento feito por Wan e Schimmels (1997).

Figura 7 – Modelo 4 GDL



Fonte: Adaptado Wan e Schimmels (1997)

Tabela 2 – Valores do modelo 4 GDL

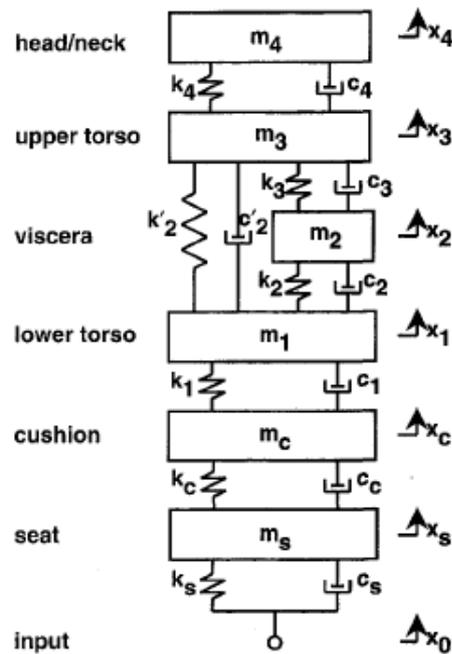
m_1 (kg)	c_1 (N·s/m)	k_1 (N/m)	m_2 (kg)	c_2 (N·s/m)	k_2 (N/m)	c'_2 (N·s/m)
36	2475	49341.6	5.5	330	20000	909.09
k'_2 (N/m)	m_3 (kg)	c_3 (N·s/m)	k_3 (N/m)	m_4 (kg)	c_4 (N·s/m)	k_4 (N/m)
192000	15	200	10000	4.17	250	134400

Fonte: Adaptado Wan e Schimmels (1997)

4.2 Modelagem do assento de trator

O modelo do corpo humano em conjunto com o assento pode ser usado para avaliar a suspensão do assento e sua característica de isolamento de vibração. A modelagem do assento é feita com um sistema de 2 GDL proposto por Wan e Schimmels (1997). Na figura 8 é possível ver o sistema em conjunto com o modelo de corpo humano, totalizando 6 GDL, onde M_s representa o assento (*seat*) e M_c representa a espuma do assento (*cushion*), seguindo o modelo do corpo humano, o assento do trator tem suas propriedades elásticas e dissipativas de cada constituinte, representadas pelas letras “k” e “c” com seus respectivos índices. Os valores dos parâmetros do assento e espuma do assento se alteram para diferentes análises e condições, são apresentados na seção 5.

Figura 8 – Modelo corpo humano e assento 6 GDL

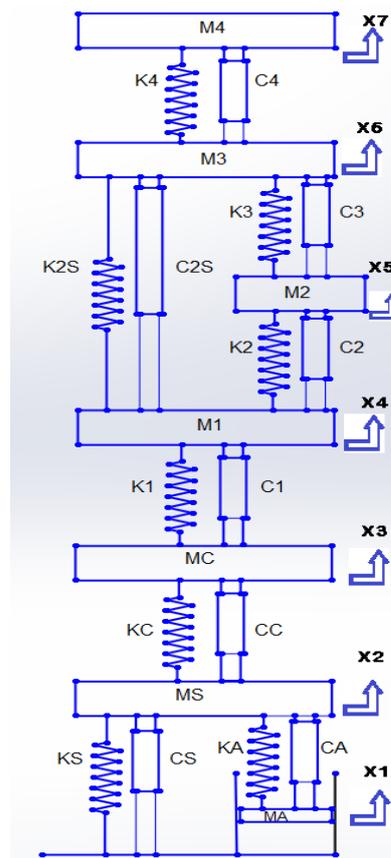


Fonte: Adaptado Wan e Schimmels (1997)

4.3 Modelagem da *smart-spring*

Como já citado na 3.3.1 a *smart-spring* é um sistema com 2 GDL disposto em paralelo, baseado no trabalho realizado por Vieira (2017). A modelagem da *smart-spring* foi incorporado no modelo corpo humano e assento, representado pela massa M_A , como todas os outros constituintes do modelo apresenta propriedades elásticas e dissipativas, representadas pelas letras “k” e “c” com seus respectivos índices. Na figura 9 é possível ver o modelo completo do corpo humano, assento e *smart-spring*. Na tabela 3 é apresentado os valores de todos parâmetros do modelo completo, na simulação de transmissibilidade é usado dois valores de amortecimento diferente, que é melhor explicado na seção 4.9.

Figura 9 – Modelo completo 7 GDL



Fonte: Autor

Tabela 3 – Valores do modelo completo 7 GDL

-	Massa	Rigidez	Amortecimento
<i>Smart-spring</i>	$M_A = 0,035 \text{ kg}$	$K_A = 28 \text{ N/m}$	$C_A = 0,004 \text{ N.s/m}$
Assento	$M_S = 10 \text{ kg}$	$K_S = 5000 \text{ N/m}$	$C_S = 326,4 \text{ N.s/m}$
Espuma do assento	$M_C = 2 \text{ kg}$	$K_C = 12500 \text{ N/m}$	$C_C = 72000 \text{ N.s/m}$
Torso inferior	$M_1 = 36 \text{ kg}$	$K_1 = 49340 \text{ N/m}$	$C_1 = 2475 \text{ N.s/m}$
Vísceras	$M_2 = 5,50 \text{ kg}$	$K_2 = 20000 \text{ N/m}$	$C_2 = 330 \text{ N.s/m}$
-	-	$K_{2S} = 192000 \text{ N/m}$	$C_{2S} = 909.1 \text{ N/m}$
Torso superior	$M_3 = 15 \text{ kg}$	$K_3 = 10000 \text{ N/m}$	$C_3 = 200 \text{ N.s/m}$
Cabeça	$M_4 = 4,17 \text{ kg}$	$K_4 = 134400 \text{ N/m}$	$C_4 = 250 \text{ N.s/m}$

Fonte: Autor

Embora o sistema completo possua 7 GDL, foram obtidos apenas 5 modos com suas respectivas frequências. Isso se deve ao fato de alguns amortecimentos do sistema serem demasiadamente grandes. As frequências naturais foram representadas pela equação (1), onde os valores estão em Hertz. Os modos de vibrar estão expostos na matriz modal (2), onde a coluna 1 da matriz, representa o modo de vibrar relacionado a frequência natural 1, a coluna 2 da matriz, representa o modo de vibrar relacionado a frequência natural 2 e assim por diante, até a frequência natural 5 e a coluna da matriz 5. Na descrição dos modos a primeira linha da matriz (2), representa os valores relacionados com a *smart-spring*. A segunda linha, representa os valores relacionados com o assento. A terceira linha representa os valores relacionados com a espuma do assento. A quarta linha representa os valores relacionados com o torso inferior. A quinta linha representa os valores relacionados com as vísceras. A sexta linha representa os valores relacionados com o torso superior. A sétima linha representa os valores relacionados com a cabeça. As colunas da matriz (2), não tem relação entre elas, ou seja, os valores entre colunas diferentes não devem ser comparados.

$$\bar{f} = \{ 1.15 \quad 4.50 \quad 8.92 \quad 17.76 \quad 32.30 \}^t \quad (1)$$

$$\bar{\Phi} = \begin{bmatrix} 1.0000 & 1.0000 & 1.0000 & 1.0000 & 1.0000 \\ 0.9521 & 0.0004 & 7.4000 & 16.5000 & 50.0000 \\ 0.9541 & 0.0004 & 7.4000 & 16.5000 & 50.0000 \\ 1.0345 & 0.0004 & 6.9000 & 18.3000 & 70.0000 \\ 1.0454 & 0.0005 & 76.8000 & 3.5000 & 80.0000 \\ 1.0392 & 0.0005 & 6.9000 & 36.7000 & 480.0000 \\ 1.0405 & 0.0005 & 7.0000 & 59.5000 & 1170.0000 \end{bmatrix} \quad (2)$$

No primeiro modo de vibrar é possível ver um comportamento onde todas as massas vibram com um comportamento bem parecido, todos com valores análogos. No segundo modo de vibrar é possível ver que a *smart-spring* vibra com maior intensidade em relação a todas as outras massas, sendo o valor relacionado a *smart-spring* apresenta valor de um e o restante dos valores perto de zero. No terceiro modo de vibrar, a maioria das massas vibram de forma igual, com exceção da *smart-spring* que vibra bem menos e as vísceras que vibra bem mais que o restante. No quarto modo de vibrar, o torso superior e a cabeça vibram em excesso em relação as outras massas. Já o quinto modo, a cabeça vibra em excesso em relação as outras massas.

4.4 Equações de movimento do sistema

O modelo do sistema a ser analisado, apresentado posteriormente, tem 7 GDL. Com isso é possível descrever a equação de movimento de cada massa, baseado na segunda lei de Newton e também considerando nenhuma força externa atuando no sistema (RAO, 1995). Como forma de simplificar a demonstração, foi escolhido o sistema matricial para representar as equações, a equação de contém todas as sete equações de movimento é representada por (3).

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\bar{\mathbf{x}}} + \bar{\mathbf{C}}\dot{\bar{\mathbf{x}}} + \bar{\mathbf{K}}\bar{\mathbf{x}} = 0 \quad (3)$$

Os vetores que indicam a posição, velocidade e aceleração das massas, são respectivamente:

$$\bar{\mathbf{x}} = \{ x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \}^t \quad (4)$$

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}} = \{ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ \dot{x}_4 \ \dot{x}_5 \ \dot{x}_6 \ \dot{x}_7 \}^t \quad (5)$$

$$\ddot{\bar{\mathbf{x}}} = \{ \ddot{x}_1 \ \ddot{x}_2 \ \ddot{x}_3 \ \ddot{x}_4 \ \ddot{x}_5 \ \ddot{x}_6 \ \ddot{x}_7 \}^t \quad (6)$$

A matriz de M, que representa a matriz de massa, C, que representa a matriz de amortecimento e K, que representa a matriz de rigidez, são:

$$\bar{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\bar{\mathbf{C}} = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_a & c_a + c_s + c_c & 0 & -c_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_c & c_c + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_1 & c_1 + c_2 + c_{2s} & -c_2 & -c_{2s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{2s} & -c_3 & c_{2s} + c_3 + c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\bar{\mathbf{K}} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_a & k_a + k_s + k_c & 0 & -k_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_c & k_c + k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_2 + k_{2s} & -k_2 & -k_{2s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{2s} & -k_3 & k_{2s} + k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad (9)$$

4.5 Equações no espaço de estados

Para a resolução das equações de movimento apresentadas anteriormente na seção 4.4, foi aplicado a técnica de espaço de estados, a modelagem por espaço de estados envolve a representação de um sistema físico como um conjunto de variáveis de entrada, saída e estado relacionadas por equações diferenciais de primeira ordem, em que os valores das variáveis de saída dependem dos valores das variáveis de entrada (ZEHSZ et al, 2011). Com isso as equações de movimento que tinham derivadas de segunda ordem, a partir da transformação demonstrada pelo conjunto de equações (10), passam a ser derivadas de primeira ordem e o sistema de equações final é representado pela equação (11).

$$\bar{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

As matrizes \mathbf{K}_2 e \mathbf{C}_2 são representadas pelas equações (17) e (18):

$$\bar{\mathbf{K}}_2 = \begin{bmatrix} \frac{-k_a}{m_a} & \frac{k_a}{m_a} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_a}{m_s} & \frac{-k_a - k_s - k_c}{m_s} & 0 & \frac{k_c}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_c}{m_c} & \frac{-k_c - k_1}{m_c} & \frac{k_1}{m_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_1}{m_1} & \frac{-k_1 - k_2 - k_{2s}}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{k_{2s}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2 - k_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{2s}}{m_3} & \frac{k_3}{m_3} & \frac{-k_{2s} - k_3 - k_4}{m_1} & \frac{k_4}{m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_4}{m_4} & \frac{-k_4}{m_4} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\overline{\mathbf{C}}_2 = \begin{bmatrix} \frac{-c_a}{m_a} & \frac{c_a}{m_a} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_a}{m_s} & \frac{-c_a - c_s - c_c}{m_s} & 0 & \frac{c_c}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_c}{m_c} & \frac{-c_c - c_1}{m_c} & \frac{c_1}{m_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_1}{m_1} & \frac{-c_1 - c_2 - c_{2s}}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & \frac{c_{2s}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2 - c_3}{m_2} & \frac{c_3}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{c_{2s}}{m_3} & \frac{c_3}{m_3} & \frac{-c_{2s} - c_3 - c_4}{m_1} & \frac{c_4}{m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_4}{m_4} & \frac{-c_4}{m_4} \end{bmatrix} \quad (18)$$

A matriz de estados \mathbf{B}_1 mostrada acima representa a condição em que a *smart-spring* está livre. Note que essa matriz é 14 por 14 pois é escrita em estados e existem 7 GDL, referentes. Essa matriz é utilizada tanto quando ocorre a inversão do deslocamento do ramo de carga auxiliar (estado 2) e também quando existe a força de atrito dinâmico na massa da *smart-spring* (estado 3). Por outro lado, quando a *smart-spring* está presa (estado 1) a equação o sistema de equação passar a ser representado por (19) e a matriz de estados passa a ser 12 por 12 (22).

$$\dot{\bar{\mathbf{u}}} = \overline{\mathbf{B}}_2 \bar{\mathbf{u}} \quad (19)$$

Onde os vetores e matrizes passam a ser:

$$\bar{\mathbf{u}} = \{ u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4 \ u_5 \ u_6 \ u_7 \ u_8 \ u_9 \ u_{10} \ u_{11} \ u_{12} \}^t \quad (20)$$

$$\dot{\bar{\mathbf{u}}} = \{ \dot{u}_1 \ \dot{u}_2 \ \dot{u}_3 \ \dot{u}_4 \ \dot{u}_5 \ \dot{u}_6 \ \dot{u}_7 \ \dot{u}_8 \ \dot{u}_9 \ \dot{u}_{10} \ \dot{u}_{11} \ \dot{u}_{12} \}^t \quad (21)$$

$$\overline{\overline{\mathbf{B}}}_2 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{\mathbf{A}}}_2 & \overline{\overline{\mathbf{I}}}_2 \\ \overline{\overline{\mathbf{K}}}_3 & \overline{\overline{\mathbf{C}}}_3 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\overline{\overline{\mathbf{A}}}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\overline{\overline{\mathbf{I}}}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\overline{\overline{\mathbf{K}}}_3 = \begin{bmatrix} \frac{-k_a - k_s - k_c}{m_s} & 0 & \frac{k_c}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_c}{m_c} & \frac{-k_c - k_1}{m_c} & \frac{k_1}{m_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_1}{m_1} & \frac{-k_1 - k_2 - k_{2s}}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{k_{2s}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2 - k_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{2s}}{m_3} & \frac{k_3}{m_3} & \frac{-k_{2s} - k_3 - k_4}{m_1} & \frac{k_4}{m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_4}{m_4} & \frac{-k_4}{m_4} \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\underline{\underline{\mathbf{C}_3}} = \begin{bmatrix} \frac{-c_a - c_s - c_c}{m_s} & 0 & \frac{c_c}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_c}{m_c} & \frac{-c_c - c_1}{m_c} & \frac{c_1}{m_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_1}{m_1} & \frac{-c_1 - c_2 - c_{2s}}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & \frac{c_{2s}}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2 - c_3}{m_2} & \frac{c_3}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_{2s}}{m_3} & \frac{c_3}{m_3} & \frac{-c_{2s} - c_3 - c_4}{m_1} & \frac{c_4}{m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_4}{m_4} & \frac{-c_4}{m_4} \end{bmatrix} \quad (26)$$

4.6 Lei de controle da *smart-spring*

Como já citado na 3.3.1, a *smart-spring* utiliza um sistema de engajamento e desengajamento, ou seja, o ato de conectar e desconectar, baseado na força de atrito. Com isso, a técnica de controle escolhida para a simulação do sistema é ISS, que é baseada no controle SSDI previamente explicado na 3.3.2. Este controle permite a inversão do ramo de carga auxiliar quando o sistema tem um ponto extremo de deslocamento. (VIEIRA, 2017).

4.7 Método das diferenças finitas

Para a resolução das equações diferencial de movimento desse sistema vibratório foi utilizado uma abordagem por interação numérica das equações de movimento, descrita em espaço de estados, sendo a abordagem escolhida o método de diferenças finitas centrais. Métodos numéricos de forma geral tem como características: satisfazem as equações governantes apenas em intervalos de tempo discretos separados e é assumido uma variação de deslocamento, velocidade e aceleração para cada intervalo de tempo. O método de diferenças finitas centrais usa aproximações para as derivadas, com isso as equações de movimento que

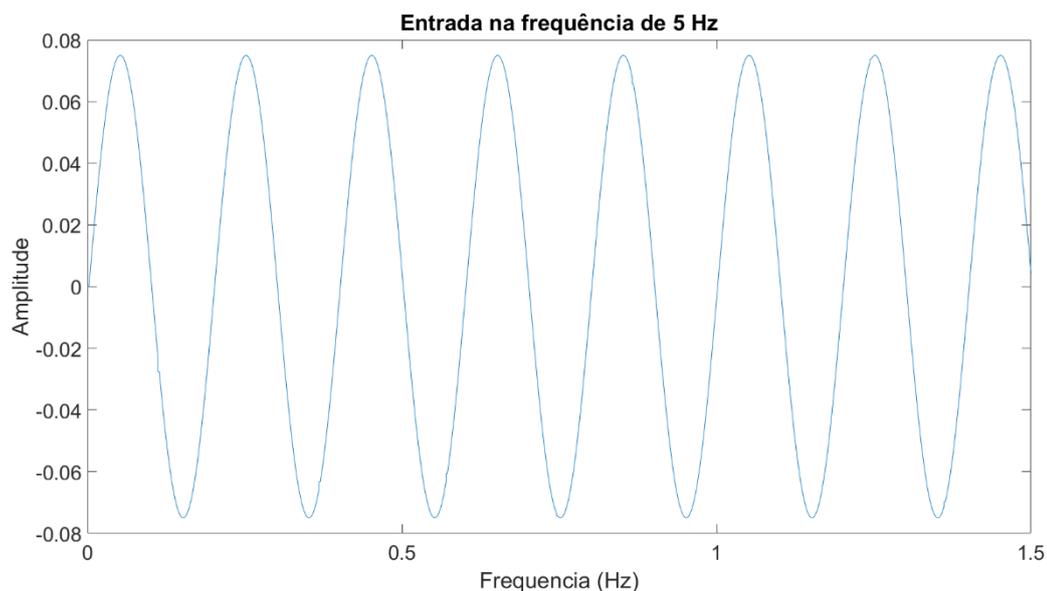
governam o sistema e suas respectivas condições de contorno, são substituídas pelas equações de diferenças finitas correspondentes (RAO, 1995).

4.8 Comparação do modelo com a literatura

Como forma inicial de validar a implementação e algoritmo do modelo do corpo humano demonstrado por Wan e Schimmels (1997), foi gerado um gráfico de transmissibilidade do chão a cabeça sem suspensão de assento. Wan e Schimmels (1997) apresenta o mesmo resultado em seu estudo, o objeto é uma comparação direta. Essa comparação foi feita para analisar se a implementação computacional do modelo do corpo humana foi feita corretamente. Para a simulação foi analisado o deslocamento máximo da cabeça em uma faixa de frequências de 1 a 100 Hz, com os valores da suspensão do assento (rigidez e amortecimento das massas M_S e M_C) zerados e também desconsiderando a *smart-spring*. Como forma de entrada foi realizado uma excitação de base. Em partícula, o exemplo da Figura 10 representa uma entrada senoidal na frequência de 5 Hz, a equação da mesma entrada é representada por (27).

$$Entrada(\omega) = 0,075 * sen(2 \pi \omega) \quad (27)$$

Figura 10 – Entrada em 5 Hz



Fonte: Autor

A entrada tem amplitude máxima de 0,075 metros, com isso quando é analisado a transmissibilidade o valor de amplitude da massa (sendo analisada naquele momento) é dividido

por esse valor, é possível comparar os gráficos de transmissibilidade obtidos nesse trabalho com os da literatura como já exposto da seção 1.

4.9 Análise de transmissibilidade

Como forma de estudar o modelo final, a partir da resolução das equações, método de diferenças finitas e validação da implementação apresentada previamente, foi feita uma análise de transmissibilidade de vibração. Foi utilizado a mesma entrada demonstrada na seção 4.7. Em relação a simulação, foi considerado uma faixa de frequências de 1 a 100 Hz. Essa escolha tem como propósito que a maioria resultados que a literatura apresenta após 100 Hz apresenta valores insignificativos de transmissibilidade. Como forma de refinamento o deslocamento máximo da massa analisada foi observado com cada 0,1 Hz. As condições iniciais de velocidade foram consideradas zero. Esta análise de forma geral tem três propósitos principais, sendo eles:

1. Comparar o comportamento do sistema em três condições diferentes
2. Observar o comportamento do sistema com dois diferentes chaveamentos
3. Comparar os resultados obtidos com a literatura

As três condições previamente citadas são:

- Na primeira condição, desconsidera o efeito da *smart-spring*, com isso representando uma situação onde a *smart-spring* não está atuando e o sistema apresenta baixo amortecimento.
- A segunda condição também desconsidera o efeito da *smart-spring* e o sistema tem um valor alto de amortecimento.
- A terceira condição o efeito da *smart-spring* é considerada e o sistema apresenta o mesmo baixo amortecimento da condição 1.

O chaveamento da *smart-spring* previamente citado representa em qual sinal de deslocamento a *smart-spring* está analisando para sua mudança de estado (estado 1, 2 ou 3). Com o intuito de analisar se a diferença (melhora ou não) entre os resultados, o chaveamento da *smart-spring* foi feito em relação a cabeça e assento para as mesmas três massas e para todas as condições que incluem a *smart-spring* apresentadas acima.

Sendo importante ressaltar, que o chaveamento em relação ao assento é a única opção viável de ser aplicada experimentalmente, pois para analisar o deslocamento da cabeça, seria necessário a pessoa utilizar um capacete com sensores, ou algo similar e mesmo assim qualquer movimento natural da cabeça iria afetar o aferimento do deslocamento. Com isso, os resultados do chaveamento em relação a cabeça são demonstrados no ANEXO B. As análises dessas duas massas, foram feitas com o intuito de comparar os resultados obtidos com o que a literatura apresenta, comparando pico de transmissibilidade e o valor da função objetivo. Os dois principais estudos para a comparação são de Wan e Schimmels (1997) e Liang e Chiang (2006). O algoritmo utilizado em todas as análises é apresentado no ANEXO A.

4.10 Função objetivo

A função objetivo representa uma ferramenta de análise da curva de transmissibilidade de vibração, integralizando os valores de transmissibilidades em cada frequência, com seus respectivos pesos, ou fatores de ponderação. Assim quanto maior o valor da função objetivo, maior será de vibração sentida pela pessoa na média. O procedimento de análise da função objetivo é similar ao utilizado por Wan e Schimmels (1997), com a diferença da análise presente nesse trabalho utilizar os valores da amplitude da transmissibilidade, ao invés dos valores de aceleração. Com isso é feita a integral em função da frequência do valor de transmissibilidade, multiplicado pelo fator de ponderação, com o limite superior da integral sendo o valor de 100 (Hz) e o limite inferior sendo 0,1 (Hz). Os limites representam o valor máximo e mínimo das curvas de transmissibilidade. A equação para calcular a função objetivo é demonstrada em (28).

$$FO = \int_{0,1}^{100} W_f(\omega) Amp(\omega) d\omega \quad (28)$$

Onde:

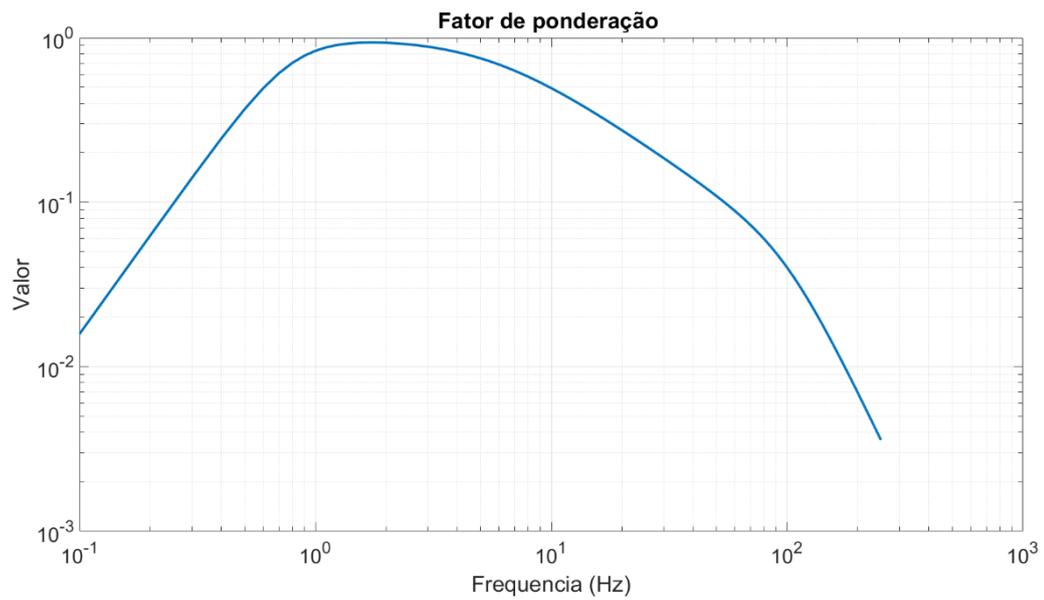
FO = Função objetivo

$W_f(\omega)$ = Valor do fator de ponderação para cada frequência

$Amp(\omega)$ = Valor da amplitude de transmissibilidade para cada frequência

O fator de ponderação da transmissibilidade pode ser visto da Figura 11, onde é demonstrado os valores para todas as frequências e sua função é exposta na equação (29), todos os dados foram extraídos da ISO 2631.

Figura 11 – Fator de ponderação da aceleração



Fonte: Autor

$$W_f(\omega) = \sqrt{\frac{5.68^2}{5.68^2 + \omega^2}} + \sqrt{\frac{\omega^4}{0.7943^2 + \omega^4}} + \sqrt{\frac{100^4}{100^4 + \omega^4}} \quad (29)$$

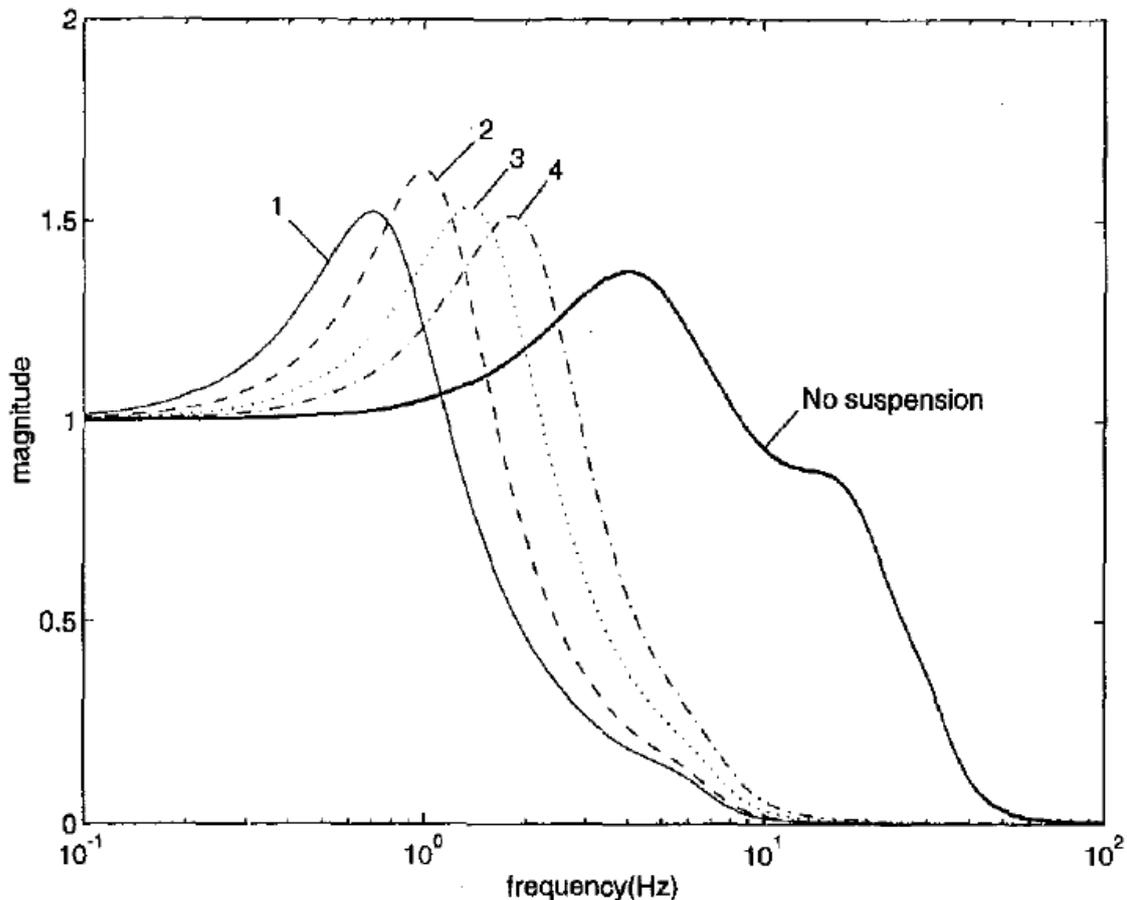
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados a seguir se baseiam no conceito de transmissibilidade da cabeça e assento. De acordo com a figura 12, a cabeça é representada pela massa M_4 , com movimento X_7 e o assento a massa M_S , com movimento X_2 .

5.1 Transmissibilidade de vibração sem suspensão

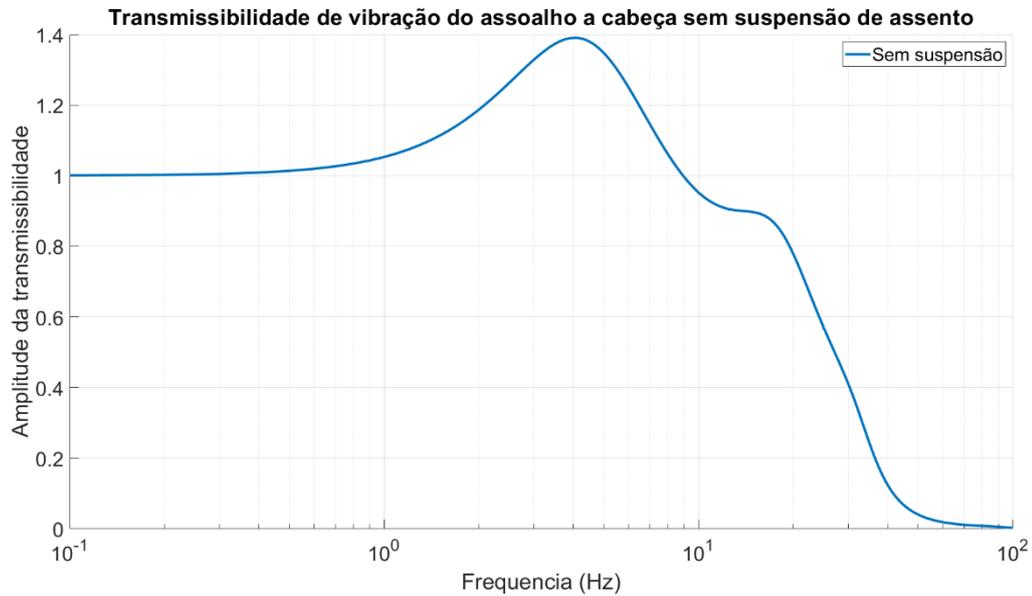
A primeira análise realizada, que é citada na seção 4.8, tem como objetivo verificar se a implementação e algoritmo do modelo do corpo humano foi feito de forma correta. É importante apresentar a validação pois como já citado, o modelo de corpo humano é baseado no estudo de Wan e Schimmels (1997). Com isso foi comparado o gráfico de transmissibilidade de vibração do assoalho a cabeça com nenhuma suspensão apresentado pelo estudo, com o gerado pelo algoritmo. Os dois gráficos podem ser vistos nas Figuras 12 e 13.

Figura 12 – Transmissibilidade de vibração do assoalho a cabeça sem suspensão de assento



Fonte: Wan e Schimmels (1997)

Figura 13 - Transmissibilidade de vibração do assoalho a cabeça sem suspensão de assento



Fonte: Autor

Com isso, foi possível comparar ambos os gráficos e chegar à conclusão que ambos resultados estão condizentes, não apresentando diferença notável. Assim comprovando a correta implementação do algoritmo e modelo de corpo humano proposto por Wan e Schimmels (1997).

O próximo estudo envolve a análise de transmissibilidade em diversas situações, como citado na seção 4.9, primeiro é apresentado os valores dos parâmetros de suspensão e da *smart-spring* nas três condições, esses valores podem ser vistos nas Tabelas 4, 5 e 6.

Tabela 4 – Valores para a condição 1

	Rigidez (N/m)	Amortecimento(N.s/m)	Massa(kg)
<i>Smart-spring</i>	0	0	0,035
Assento	5000	272	10
Espuma do assento	12500	72000	2

Fonte: Autor

Tabela 5 – Valores para a condição 2

	Rigidez (N/m)	Amortecimento(N.s/m)	Massa(kg)
<i>Smart-spring</i>	0	0	0,035
Assento	5000	571,2	10
Espuma do assento	12500	126000	2

Fonte: Autor

Tabela 6 – Valores para a condição 3

	Rigidez (N/m)	Amortecimento(N.s/m)	Massa(kg)
<i>Smart-spring</i>	28	0,004	0,035
Assento	5000	272	10
Espuma do assento	12500	72000	2

Fonte: Autor

Os parâmetros do assento e da espuma do assento foram baseados no estudo de Wan e Schimmels (1997), com referências aos valores utilizados por Corbridge and Griffin que estão presentes na análise do estudo. Após um processo de refinamento dos parâmetros, onde gráficos foram gerados (com e sem a *smart-spring*) e comparando com a literatura, chegou-se em nas duas condições previamente apresentadas.

A primeira considerada baixo amortecimento (Tabela 4 e 6) e segunda considerada alto amortecimento (Tabela 5). Os parâmetros da *smart-spring* foram baseados no estudo apresentado por Vieira (2017), o autor apresenta uma análise do efeito das mudanças dos parâmetros da *smart-spring* no comportamento do deslocamento do ramo de carga principal. Um processo de refinamento iterativo foi aplicado também para a *smart-spring*, sendo o principal ponto a razão de rigidez entre o assento e a *smart-spring*, esse processo é demonstrado no ANEXO C. Assim chegou ao conjunto de parâmetros da *smart-spring* representada pela tabela 3.

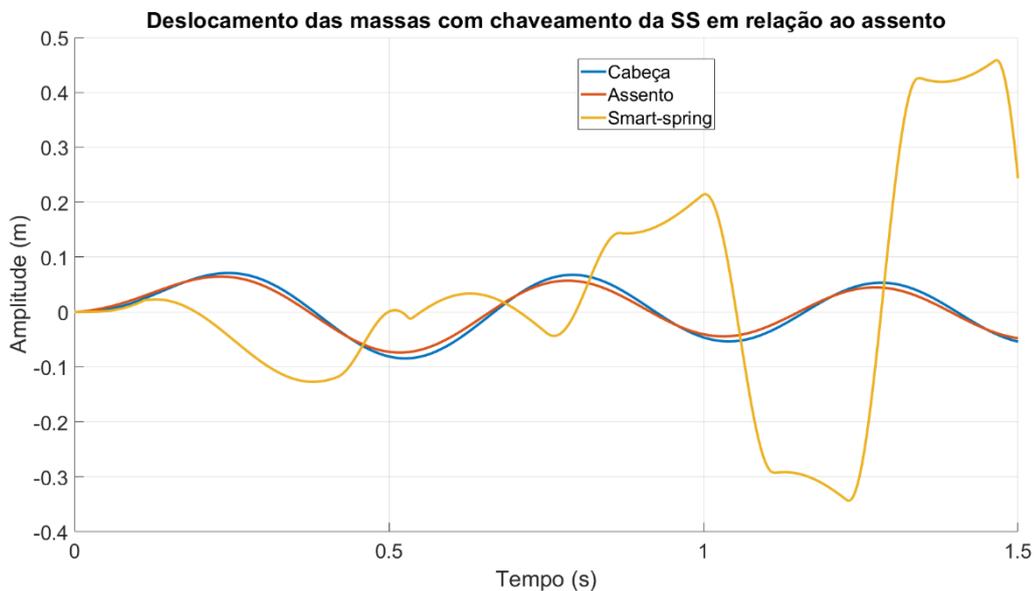
Como forma de comparar os resultados entre si e com os estudos relacionados ao tema, foi utilizado as informações presentes na ISO 7096 e ISO 2631, em especial o valor de pico de transmissibilidade aceitável e também o valor de uma função objetivo. Com as informações demonstradas anteriormente, foi possível prosseguir para a análise de transmissibilidade, proposto na seção 4.9. A análise foi feita para a cabeça, assento e coluna.

5.2 Análise do chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento

5.2.1 – Análise de deslocamento no tempo

Foi realizado inicialmente, na figura 14 uma análise do deslocamento da cabeça, do assento, da coluna e da *smart-spring* em relação ao tempo, em uma frequência de 2 Hz. Onde é demonstrado o deslocamento das massas em metros e o tempo em segundos. A condição aplicada de amortecimento para essa figura é a condição 3 (326,4 N.s/m e Com SS), ou seja, condição com baixo amortecimento e uso da *smart-spring*.

Figura 14 – Deslocamento das massas com chaveamento da SS em relação ao assento



Fonte: Autor

É possível ver como ocorre o chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento, a *smart-spring* analisa o sinal de deslocamento do assento para alterar entre seus três estados, como citado na seção 4.9.

5.2.2 – Análise de transmissibilidade de vibração

Foi realizado uma análise de transmissibilidade de vibração para a cabeça e assento, com chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento. É demonstrado esses resultados nas figuras 18 e 19.

A Figura 18 mostra a transmissibilidade da cabeça e a Figura 19 a transmissibilidade do assento, ambas com o chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento, em três condições diferentes. Sendo a primeira condição representada pela linha azul, com a característica de ter um baixo amortecimento e desconsiderando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o

valor de amortecimento do assento (326,4 N.s/m e Sem SS). A segunda condição representada pela linha vermelha, com a característica de alto amortecimento e também desconsiderando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o valor de amortecimento do assento (571,2 N.s/m e Sem SS). A terceira condição representada pela linha amarela com a característica de ter um baixo amortecimento e considerando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o valor de amortecimento do assento (326,4 N.s/m e Com SS).

Figura 15 – Transmissibilidade da cabeça com chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento

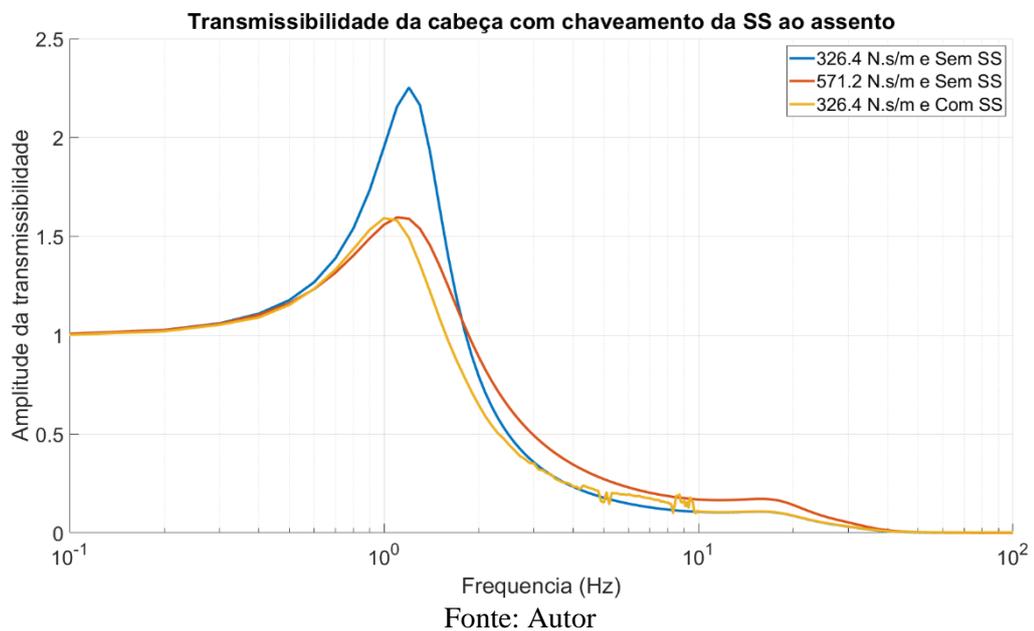
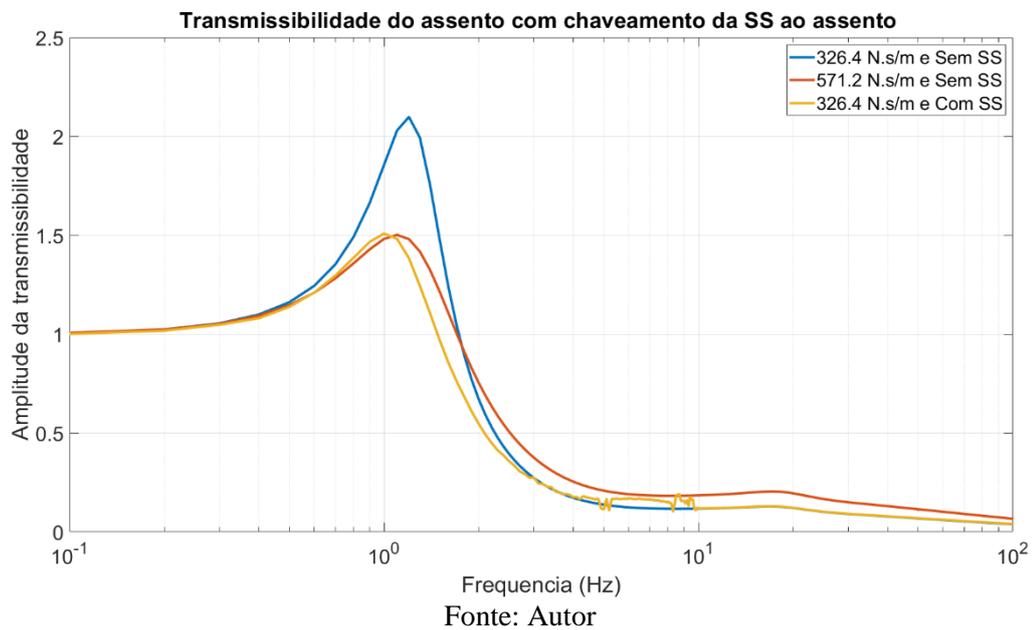


Figura 16 – Transmissibilidade do assento com chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento



É possível perceber em todos os gráficos anteriores um pequeno aumento de amplitude de transmissibilidade nas frequências 5 Hz e 9 Hz, esse aumento é consequência das frequências naturais dois e três (f_2 e f_3) e também com a possibilidade da falta de uso de um filtro na detecção do pico de deslocamento do ramo de carga principal, para a mudança de estado da *smart-spring*, assim podendo apresentar ruídos.

A partir das três figuras apresentadas posteriormente, foram extraídos dois dados principais de cada figura. Sendo eles, o valor de pico de transmissibilidade de cada condição, mostrado na tabela 7 e também o valor da função objetivo de cada condição, mostrado na tabela 8. A comparação desses resultados entre si e com outros estudos relacionados será apresentado nas seções 5.3 e 5.4.

Tabela 7– Valores de pico de transmissibilidade

Massa	Baixo amortecimento e sem SS	Alto amortecimento e sem SS	Baixo amortecimento e com SS
Cabeça	2.252	1.595	1.591
Assento	2.098	1.501	1.508

Fonte: Autor

Tabela 8 – Valores da função objetivo

Massa	Baixo amortecimento e sem SS	Alto amortecimento e sem SS	Baixo amortecimento e com SS
Cabeça	3.8273	4.3836	3.4213
Assento	4.0036	4.8395	3.6407

Fonte: Autor

5.3 – Discussão dos resultados e comparação com a literatura para a cabeça

O primeiro ponto a ser discutido são as três diferentes condições que os três gráficos demonstram, presente na Figura 15. É explícito inicialmente analisando as condições um e dois e nas Tabelas 7 e 8, que o aumento do amortecimento resulta em uma melhora no pico transmissibilidade de vibração, uma redução de 30% no valor de pico de transmissibilidade. Entretanto é possível observar que mesmo com o pico menor, a condição dois apresenta um valor da função objetivo maior em relação a condição um, isso se traduz em uma transmissibilidade de vibração maior que a pessoa sentira, acarretando consequências a saúde piores que a condição um. A condição três, que apresenta o mesmo amortecimento da condição um, porém com o uso da *smart-spring*, conseguindo reduzir ainda mais o pico de transmissibilidade em relação a condição dois e também reduziu a função objetivo quando comparada com ambas condições um e dois. Foi obtido uma melhora de 22% com chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento.

O segundo ponto é a análise desses gráficos e a comparação dos resultados a literatura, o estudo de Wan e Schimmels (1997) apresenta diversos resultados para a análise de vibração da cabeça. O autor considerou aceitáveis os resultados obtidos com o valor de pico de transmissibilidade próximo de “1,6”, na frequência próximo de 0 Hz, com isso é possível comparar e ver que os resultados do presente trabalho, são similares e conseqüentemente aceitáveis. A ISO 7096 e 5007 não determina um conjunto de valores aceitáveis para a cabeça, com isso não é possível a comparação.

5.4 – Discussão dos resultados e comparação com a literatura para o assento

Para o assento foi analisado a Figura 19, também as tabelas apresentadas anteriormente. O comportamento do assento se assemelha muito ao da cabeça, foi obtido uma redução de 28% entre os picos da condição um e dois, porém a condição dois apresenta um valor da função objetivo maior em relação a condição um. A condição três (baixo amortecimento e uso da *smart-spring*) apresenta um pico de transmissibilidade bem próximo a condição dois (aumento de 0,5%), porém redução da função objetivo de 25%, sendo novamente a condição com melhor redução de vibração e comprovando novamente a eficácia da *smart-spring*.

A ISO 7096 e 5007 declara que na análise do pico de transmissibilidade o valor deve ser de 1.5 ou menor para a transmissibilidade do assento, baseado nessa exigência ambas as condições 2 e 3 são aceitáveis. Entretanto, como já citado, apresenta uma menor função objetivo, resultando em uma atenuação drástica de vibração sentida pela pessoa. Ambos estudos de Wan e Schimmels (1997) e Liang e Chiang (2006) só abordam a transmissibilidade da cabeça, assim não sendo possível comparar com estes presentes resultados.

6 CONCLUSÃO

O modelo escolhido do corpo humano e assento de Wan e Schimmels (1997), apresentou ser simples, porém preciso na simulação de um humano exposto a vibração. Com isso, a primeira análise demonstrada na seção 4.8 obteve sucesso em seu propósito, validando o algoritmo utilizado e obtendo um resultado condizente com a literatura. A análise de transmissibilidade de vibração, comprovou a partir dos gráficos demonstrados pelas Figuras 15 e 16, que a utilização da *smart-spring* apresenta um grande benefício na redução de transmissibilidade geral. Com resultados, que de acordo com a ISO 7096, ISO 5007 e comparação com estudos relacionados, são aceitáveis. A condição 3 que apresenta baixo amortecimento e o uso da *smart-spring*, apresentou um pico de transmissibilidade bem próximo das condições com alto amortecimento, porém com o valor a função objetivo 22% menor para a cabeça e 25% menor para o assento.

Por fim, os objetivos traçados foram alcançados, principalmente comprovando a vantagem do uso da *smart-spring* com o propósito de redução de vibração sentida pelo corpo humano, conseqüentemente aumentando o conforto.

REFERENCIAS

- ALLEN, G. A critical look at biomechanical modeling in relation to specifications for human tolerance of vibration and shock. In: **AGARD Conference Proceedings**. 1978. p. 6-10.
- BIRAL, Francesco; PELANDA, Riccardo; CIS, Alberto. Anti-dive Front Suspension for Agricultural Tractors: Dynamic Model and Validation. In: **Advances in Italian Mechanism Science**. Springer, Cham, 2017. p. 371-378.
- BOBROW, James E.; JABBARI, Faryar; THAI, Kiem. An active truss element and control law for vibration suppression. **Smart Materials and Structures**, v. 4, n. 4, p. 264, 1995.
- BOILEAU, P.-É.; WU, X.; RAKHEJA, Subhash. Definition of a range of idealized values to characterize seated body biodynamic response under vertical vibration. **Journal of Sound and Vibration**, v. 215, n. 4, p. 841-862, 1998.
- BOILEAU, P.-É.; RAKHEJA, Subhash. Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver: measurement and model development. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 22, n. 6, p. 449-472, 1998.
- BURSTRÖM, Lage; NILSSON, Tohr; WAHLSTRÖM, Jens. Whole-body vibration and the risk of low back pain and sciatica: a systematic review and meta-analysis. **International archives of occupational and environmental health**, v. 88, n. 4, p. 403-418, 2015.
- CAVALINI, Aldemir Ap et al. Vibration attenuation in rotating machines using smart spring mechanism. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2011, 2011.
- CHOI, Young-Tai; WERELEY, Norman M. Mitigation of biodynamic response to vibratory and blast-induced shock loads using magnetorheological seat suspensions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 219, n. 6, p. 741-753, 2005.
- CLAAR, Paul W. et al. Agricultural tractor chassis suspension system for improved ride comfort. **SAE Transactions**, p. 3230-3262, 1980.
- COLE, David J. Fundamental issues in suspension design for heavy road vehicles. **Vehicle System Dynamics**, v. 35, n. 4-5, p. 319-360, 2001.
- CRAIG, Roy R.; KURDILA, Andrew J. **Fundamentals of structural dynamics**. John Wiley & Sons, 2006.

CROLLA, D. A.; HORTON, D. N. L. Factors affecting the dynamic behaviour of higher speed agricultural vehicles. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 30, p. 277-288, 1984.

DALEY, S.; HÄTÖNEN, J.; OWENS, D. H. ACTIVE VIBRATION ISOLATION IN A “SMART SPRING” MOUNT1 USING A REPETITIVE CONTROL APPROACH. **IFAC Proceedings Volumes**, v. 38, n. 1, p. 55-60, 2005.

DEPREZ, Koen et al. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. **Computers and electronics in agriculture**, v. 49, n. 3, p. 431-440, 2005.

FATEH, Mohammad Mehdi; ALAVI, Seyed Sina. Impedance control of an active suspension system. **Mechatronics**, v. 19, n. 1, p. 134-140, 2009.

GAVIN, Henri. Implementation and modeling of a semi-active control system. In: **Condition Monitoring of Materials and Structures**. 2000. p. 202-217.

GOBBI, Massimiliano; MASTINU, Gianpiero; PREVIATI, Giorgio. Farm tractors with suspended front axle: Anti-dive and anti-lift characteristics. **Journal of Terramechanics**, v. 56, p. 157-172, 2014.

GUGLIELMINO, Emanuele et al. **Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness**. Springer Science & Business Media, 2008.

GUSTAVO ROCHA VIEIRA, Wander; NITZSCHE, Fred; DE MARQUI, Carlos. The Use of Damping Based Semi-Active Control Algorithms in the Mechanical *Smart-spring* System. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 140, n. 2, 2018.

HANSSON, Per-Anders. PM—Power and machinery: working space requirement for an agricultural tractor axle suspension. **Biosystems Engineering**, v. 81, n. 1, p. 57-71, 2002.

HANSSON, Per-Anders. Rear axle suspensions with controlled damping on agricultural tractors. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 15, n. 2, p. 123-147, 1996.

HIEMENZ, Gregory J.; HU, Wei; WERELEY, Norman M. Semi-active magnetorheological helicopter crew seat suspension for vibration isolation. **Journal of Aircraft**, v. 45, n. 3, p. 945-953, 2008.

HONG, Keum-Shik; SOHN, Hyun-Chul; HEDRICK, J. Karl. Modified skyhook control of semi-active suspensions: A new model, gain scheduling, and hardware-in-the-loop tuning. **J. Dyn. Sys., Meas., Control**, v. 124, n. 1, p. 158-167, 2002.

ISO 5007, Standard. 5007, Agricultural wheeled tractors — Operator's seat — Laboratory measurement of transmitted vibration. 2003.

ISO 7096, Standard. 7096, Earth-moving machinery—Laboratory evaluation of operator seat vibration. 2000.

ISO 2631, Standard. 2631, Evaluation of human exposure to whole-body vibrations, Part I: General requirements. 1985.

ISO 2631, Standard. 2631, Evaluation of human exposure to whole-body vibrations, Part 3: Evaluation of exposure to whole-body z-axis vertical vibration in the frequency range 0.1 to 0.63 Hz. 1985.

KARNOPP, Dean; CROSBY, Michael J.; HARWOOD, R. A. Vibration control using semi-active force generators. 1974.

KUMAR, Adarsh et al. Effect of whole-body vibration on the low back: a study of tractor-driving farmers in north India. **Spine**, v. 24, n. 23, p. 2506, 1999.

LIANG, Cho-Chung; CHIANG, Chi-Feng. A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 36, n. 10, p. 869-890, 2006.

MATTETTI, Michele et al. Experimental characterisation of front axle suspension systems for narrow-track tractors. **Biosystems Engineering**, v. 185, p. 45-55, 2019.

MAZHEI, Andrei A.; USPENSKIY, Alexander A.; ERMALENOK, Valery G. **Dynamic analysis of the hydro-pneumatic front axle suspension of agriculture tractor**. SAE Technical Paper, 2006.

MCMANUS, S. J. et al. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper. **Journal of Sound and Vibration**, v. 253, n. 1, p. 313-327, 2002.

MEHDIZADEH, Saman Abdanan et al. Optimization of passive tractor cabin suspension system using ES, PSO and BA. **Journal of Agricultural Technology**, v. 11, n. 3, p. 595-607, 2015.

MEHTA, C. R. et al. Ride vibration on tractor-implement system. **Applied ergonomics**, v. 31, n. 3, p. 323-328, 2000.

MILOSAVLJEVIC, Stephan et al. All-terrain vehicle use in agriculture: Exposure to whole body vibration and mechanical shock. **Applied ergonomics**, v. 41, n. 4, p. 530-535, 2010.

MÚČKA, Peter. Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis. **Journal of Testing and Evaluation**, v. 46, n. 1, p. 405-418, 2017.

MUKSIAN, Robert; NASH JR, Charles D. A model for the response of seated humans to sinusoidal displacements of the seat. **Journal of Biomechanics**, v. 7, n. 3, p. 209-215, 1974.

PATIL, M. K.; PALANICHAMY, M. S.; GHISTA, D. N. Man-tractor system dynamics: towards a better suspension system for human ride comfort. **Journal of biomechanics**, v. 11, n. 8-9, p. 397-406, 1978.

PATIL, Mothiram K.; PALANICHAMY, M. S. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. **Applied Mathematical Modelling**, v. 12, n. 1, p. 63-71, 1988.

PREVIATI, Giorgio; GOBBI, Massimiliano; MASTINU, Gianpiero. Multi-objective-reliability-based optimisation of a farm tractor front axle suspension. **International Journal of Heavy Vehicle Systems**, v. 18, n. 3, p. 257-271, 2011.

RICHARD, Claude et al. Enhanced semi-passive damping using continuous switching of a piezoelectric device on an inductor. In: **Smart structures and materials 2000: damping and isolation**. International Society for Optics and Photonics, 2000. p. 288-299.

RILL, G.; SALG, D.; WILKS, E. Improvement of dynamic wheel loads and ride quality of heavy agricultural tractors by suspending front axles. In: **Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles**. National Highway Traffic Safety Administration, 1992. p. 116-121.

SARAMI, Shahriar. **Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors**. 2009. Tese de Doutorado. TU, Fachbereich Konstruktion von Maschinensystemen.

SAVARESI, Sergio M. et al. **Semi-active suspension control design for vehicles**. Elsevier, 2010.

SEIDEL, Helmut; HEIDE, Renate. Long-term effects of whole-body vibration: a critical survey of the literature. **International archives of occupational and environmental health**, v. 58, n. 1, p. 1-26, 1986.

SERVADIO, P.; MARSILI, A.; BELFIORE, N. P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. **Biosystems engineering**, v. 97, n. 2, p. 171-180, 2007.

SINGIRESU, S. Rao et al. **Mechanical vibrations**. Addison Wesley, 1995.

SUGGS, Charles W.; HUANG, Barney K. Tractor cab suspension design and scale model simulation. **Transactions of the ASAE**, v. 12, n. 3, p. 283-0285, 1969.

TIEMESSEN, Ivo J.; HULSHOF, Carel TJ; FRINGS-DRESEN, Monique HW. An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers: A systematic review. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 37, n. 3, p. 245-256, 2007.

UBERTI, Stefano et al. Design of a double wishbone front suspension for an orchard–vineyard tractor: Kinematic analysis. **Journal of Terramechanics**, v. 57, p. 23-39, 2015.

VIEIRA, W. G. R. **Análise numérica e experimental de técnicas de controle sincronizadas semiativas em uma smart-spring**. 2017. 152 p. Tese (Doutorado em Ciências) -Universidade Federal de São Carlos, São Carlos,2017.

VON GIERKE, Henning E. **The iso standard guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration**. SAE Technical Paper, 1975.

WAN, Y.; SCHIMMELS, Joseph M. Optimal seat suspension design based on minimum “simulated subjective response”. 1997.

YONG, Chen et al. Development of the smart spring for active vibration control of helicopter blades. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 15, n. 1, p. 37-47, 2004.

ZADEH, Lotfi; DESOER, Charles. **Linear system theory: the state space approach**. Courier Dover Publications, 2008.

ZEHSAZ, M. et al. Tractor cabin’s passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. **Journal of Terramechanics**, v. 48, n. 6, p. 439-450, 2011.

ANEXO A – Algoritmo

```

1  %% Análise Suspensão Trator
2
3  % Iago Bruno Juliatte da Locha - 201420854
4
5  clc
6  clear all;
7  close all;
8  tic
9  toc
10 %
11 %   |-----|
12 %   |  m4  |
13 %   |-----|
14 %   |
15 %   k4/c4 |||
16 %   |||
17 %   |
18 %   |-----|
19 %   |  m3  |
20 %   |-----|
21 %   |   |
22 %   |   |||
23 %   |   ||| k3/c3
24 %   k2s/ ||| |
25 %   c2s ||| |-----|
26 %   |   |  m2  |
27 %   |   |-----|
28 %   |   |
29 %   |   |||
30 %   |   ||| k2/c2
31 %   |   |
32 %   |-----|
33 %   |  m1  |
34 %   |-----|
35 %   |
36 %   k1/c1 |||
37 %   |||
38 %   |
39 %   |-----|
40 %   |  mc  |
41 %   |-----|
42 %   |
43 %   cc/kc |||
44 %   |||
45 %   |
46 %   |-----|
47 %   |  ms  |

```



```

97 end
98 if z==2
99     cc = 600*100*2.1;
100     cs = 1360*0.2*2.1;
101     ka=0;
102     ca=0;
103
104 end
105 if z==3
106     cc = 600*100*1.2;
107     cs = 1360*0.2*1.2;
108     ka=.001*ks*1.75*3.2;
109     ma = .035
110     ca=0.001*sqrt(ka*ma)*4;
111 end
112
113
114 %% Matriz do sistema com a smart spring solta
115
116 % linha 1- ok
117
118 B(1,1)=0; B(1,2)=0; B(1,3)=0; B(1,4)=0; B(1,5)=0; B(1,6)=0;
119 B(1,7)=0; B(1,8)=1; B(1,9) = 0; B(1,10) = 0; B(1,11) = 0; B(1,12) =
0;B(1,13)=0;B(1,14)=0;
120
121 % linha 2 - ok
122
123 B(2,1)=0; B(2,2)=0; B(2,3)=0; B(2,4)=0; B(2,5)=0; B(2,6)=0;
124 B(2,7)=0; B(2,8)=0; B(2,9) = 1; B(2,10) = 0; B(2,11) = 0; B(2,12) =
0;B(2,13)=0;B(2,14)=0;
125 % linha 3 - ok
126
127 B(3,1)=0; B(3,2)=0; B(3,3)=0; B(3,4)=0; B(3,5)=0; B(3,6)=0;
128 B(3,7)=0; B(3,8)=0; B(3,9) = 0; B(3,10) = 1; B(3,11) = 0; B(3,12) =
0;B(3,13)=0;B(3,14)=0;
129
130 % linha 4 - ok
131
132 B(4,1)=0; B(4,2)=0; B(4,3)=0; B(4,4)=0; B(4,5)=0; B(4,6)=0;
133 B(4,7)=0; B(4,8)=0; B(4,9) = 0; B(4,10) = 0; B(4,11) = 1; B(4,12) =
0;B(4,13)=0;B(4,14)=0;
134
135 %linha 5 - ok
136
137 B(5,1)=0; B(5,2)=0; B(5,3)=0; B(5,4)=0; B(5,5)=0; B(5,6)=0;
138 B(5,7)=0; B(5,8)=0; B(5,9) = 0; B(5,10) = 0; B(5,11) = 0; B(5,12) =
1;B(5,13)=0;B(5,14)=0;
139
140 % %linha 6 - ok
141

```

142 $B(6,1)=0; B(6,2)=0; B(6,3)=0; B(6,4)=0; B(6,5)=0; B(6,6)=0;$
 143 $B(6,7)=0; B(6,8)=0; B(6,9) = 0; B(6,10) = 0; B(6,11) = 0; B(6,12) = 0; B(6,13) = 1;$
 $B(6,14)=0;$
 144
 145 % %linha 7 - ok
 146
 147 $B(7,1)=0; B(7,2)=0; B(7,3)=0; B(7,4)=0; B(7,5)=0; B(7,6)=0;$
 148 $B(7,7)=0; B(7,8)=0; B(7,9) = 0; B(7,10) = 0; B(7,11) = 0; B(7,12) =$
 $0; B(7,13)=0; B(7,14)=1;$
 149
 150
 151 % %linha 8 - ok
 152
 153 $B(8,1)=-ka/ma; B(8,2)=ka/ma; B(8,3)=0; B(8,4)=0; B(8,5)=0; B(8,6)=0; B(8,7)=0;$
 154
 155 $B(8,8)=-ca/ma; B(8,9)=ca/ma; B(8,10) = 0; B(8,11) = 0; B(8,12) =$
 $0; B(8,13)=0; B(8,14)=0;$
 156
 157 %linha 9 - ok
 158 $B(9,1)=ka/ms; B(9,2)=((-ka-ks-kc)/ms); B(9,3)=kc/ms; B(9,4)=0; B(9,5)=0;$
 $B(9,6)=0; B(9,7)=0;$
 159
 160 $B(9,8)=ca/ms; B(9,9)=((-ca-cs-cc)/ms); B(9,10)=cc/ms ; B(9,11) = 0; B(9,12) =$
 $0; B(9,13)=0; B(9,14)=0;$
 161
 162 %linha 10 - ok
 163 $B(10,1)=0; B(10,2)=kc/mc; B(10,3)=(-k1-kc)/mc; B(10,4)=k1/mc; B(10,5)=0;$
 $B(10,6)=0; B(10,7)=0;$
 164
 165 $B(10,8)=0; B(10,9)=cc/mc; B(10,10)=(-c1-cc)/mc; B(10,11) = c1/mc; B(10,12) =$
 $0; B(10,13)=0; B(10,14)=0;$
 166
 167 %linha 11 - ok
 168 $B(11,1)=0; B(11,2)=0; B(11,3)=(k1/m1); B(11,4)=((-k1-k2-k2s)/m1);$
 $B(11,5)=k2/m1; B(11,6)=k2s/m1; B(11,7)=0;$
 169
 170 $B(11,8)=0; B(11,9) =0; B(11,10)=(c1/m1); B(11,11) =((-c1-c2-c2s)/m1); B(11,12)$
 $=c2/m1; B(11,13)=c2s/m1; B(11,14)=0;$
 171
 172 %linha 12 - ok
 173 $B(12,1)=0; B(12,2)=0; B(12,3)=0; B(12,4)=k2/m2; B(12,5)=(-k2-k3)/m2;$
 $B(12,6)=k3/m2; B(12,7)=0;$
 174
 175 $B(12,8)=0; B(12,9)=0; B(12,10)=0; B(12,11)=c2/m2; B(12,12) =(-c2-c3)/m2;$
 $B(12,13)=c3/m2; B(12,14)=0;$
 176
 177 %linhga 13 - ok
 178 $B(13,1)=0; B(13,2)=0; B(13,3)=0; B(13,4)=k2s/m3; B(13,5)=k3/m3; B(13,6)=(-$
 $k3-k2s-k4)/m3; B(13,7)=k4/m3;$
 179

```

180 B(13,8)=0; B(13,9)=0; B(13,10)=0; B(13,11)=c2s/m3; B(13,12)=c3/m3;
B(13,13)=(-c3-c2s-c4)/m3; B(13,14)=c4/m3;
181
182 %linha 14 -ok
183 B(14,1)=0; B(14,2)=0; B(14,3)=0; B(14,4)=0; B(14,5)=0; B(14,6)=(k4/m4); B(14,7)=-
k4/m4;
184
185 B(14,8)=0; B(14,9)=0; B(14,10)=0; B(14,11)=0; B(14,12)=0; B(14,13)=c4/m4;
B(14,14)=-c4/m4;
186
187 %% Começo do smart spring
188
189 %% matriz 1 - smart-spring tem movimento relativo - 7GDL - 14x14
190
191 A1_disengaged = B;
192
193 %% matriz 2 smart-spring presa - 6GDL - 12X12
194
195 % linha 1- ok
196 B2(1,1)=0; B2(1,2)=0; B2(1,3)=0; B2(1,4)=0; B2(1,5)=0; B2(1,6)=0;
197 B2(1,7)=1; B2(1,8)=0; B2(1,9)=0; B2(1,10)=0; B2(1,11)=0; B2(1,12)=0;
198
199 % linha 2 - ok
200 B2(2,1)=0; B2(2,2)=0; B2(2,3)=0; B2(2,4)=0; B2(2,5)=0; B2(2,6)=0;
201 B2(2,7)=0; B2(2,8)=1; B2(2,9)=0; B2(2,10)=0; B2(2,11)=0; B2(2,12)=0;
202
203 % linha 3 - ok
204 B2(3,1)=0; B2(3,2)=0; B2(3,3)=0; B2(3,4)=0; B2(3,5)=0; B2(3,6)=0;
205 B2(3,7)=0; B2(3,8)=0; B2(3,9)=1; B2(3,10)=0; B2(3,11)=0; B2(3,12)=0;
206
207 % linha 4 - ok
208 B2(4,1)=0; B2(4,2)=0; B2(4,3)=0; B2(4,4)=0; B2(4,5)=0; B2(4,6)=0;
209 B2(4,7)=0; B2(4,8)=0; B2(4,9)=0; B2(4,10)=1; B2(4,11)=0; B2(4,12)=0;
210
211 %linha 5 - ok
212 B2(5,1)=0; B2(5,2)=0; B2(5,3)=0; B2(5,4)=0; B2(5,5)=0; B2(5,6)=0;
213 B2(5,7)=0; B2(5,8)=0; B2(5,9)=0; B2(5,10)=0; B2(5,11)=1; B2(5,12)=0;
214
215 % %linha 6 - ok
216 B2(6,1)=0; B2(6,2)=0; B2(6,3)=0; B2(6,4)=0; B2(6,5)=0; B2(6,6)=0;
217 B2(6,7)=0; B2(6,8)=0; B2(6,9)=0; B2(6,10)=0; B2(6,11)=0; B2(6,12)=1;
218
219 % %linha 7 - ok
220 B2(7,1)=(-ks-kc-ka)/ms; B2(7,2)=kc/ms; B2(7,3)=0; B2(7,4)=0; B2(7,5)=0; B2(7,6)=0;
221 B2(7,7)=(-cs-cc-ca)/ms; B2(7,8)=cc/ms; B2(7,9)=0; B2(7,10)=0; B2(7,11)=0;
B2(7,12)=0;
222
223 % %linha 8 - ok
224 B2(8,1)=kc/mc; B2(8,2)=(-kc-k1)/mc; B2(8,3)=k1/mc; B2(8,4)=0; B2(8,5)=0;
B2(8,6)=0;

```

```

225 B2(8,7)=cc/mc; B2(8,8)=(-cc-c1)/mc; B2(8,9) =c1/mc; B2(8,10) = 0; B2(8,11) = 0;
B2(8,12) = 0;
226
227 %linha 9 - ok
228 B2(9,1)=0; B2(9,2)=k1/m1; B2(9,3)=(-k1-k2-k2s)/m1; B2(9,4)=k2/m1;
B2(9,5)=k2s/m1; B2(9,6)=0;
229 B2(9,7)=0; B2(9,8)=c1/m1; B2(9,9)=(-c1-c2-c2s)/m1; B2(9,10)=c2/m1;
B2(9,11)=c2s/m1; B2(9,12) = 0;
230
231 %linha 10 - ok
232 B2(10,1)=0; B2(10,2)=0; B2(10,3)=k2/m2; B2(10,4)=(-k2-k3)/m2; B2(10,5)=k3/m2;
B2(10,6)=0;
233 B2(10,7)=0; B2(10,8)=0; B2(10,9)=c2/m2; B2(10,10)=(-c2-c3)/m2 ;B2(10,11) = c3/m2;
B2(10,12) = 0;
234
235 %linha 11 - ok
236 B2(11,1)=0; B2(11,2)=0; B2(11,3)=k2s/m3; B2(11,4)=k3/m3; B2(11,5)=(-k3-k2s-
k4)/m3; B2(11,6)=k4/m3;
237 B2(11,7)=0; B2(11,8)=0; B2(11,9) =c2s/m3;B2(11,10)=c3/m3; B2(11,11) =(-c3-c2s-
c4)/m3; B2(11,12) =c4/m3;
238
239 %linha 12 - ok
240 B2(12,1)=0; B2(12,2)=0; B2(12,3)=0; B2(12,4)=0; B2(12,5)=k4/m4; B2(12,6)=-
k4/m4;
241 B2(12,7)=0; B2(12,8)=0; B2(12,9)=0; B2(12,10)=0; B2(12,11)=c4/m4; B2(12,12) =-
c4/m4;
242
243 A1_engage = B2;
244
245 %% Parametros
246
247 tempo_solt=0;
248 tempo_soltura=zeros(2000,1);
249 tempo_soltura(1)=3;
250 t_peak=2;
251 t_peak2=0;
252 ab13=1;
253
254 time_domain= 5*3000;
255 time_domain_minus=169000-12000;
256
257 mm1=1;
258
259 %% Tempos e forças
260
261 for nn1=1:mm1
262
263 for iia=1:1
264
265 for jj1=1:15

```

```

266
267 deltat=0.001*2;
268 deltat1=0.002;
269 delta12=0.001*2;
270 delta13=0.001*2;
271
272 estado=1;
273 tempo_solto=0;
274
275 tempo_setted=1/(sqrt((ka)/ma)/(2*pi))/2;
276
277 F1=60000;
278 t(1)=0;
279 y(1)=0;
280
281 aaa=1;
282 x=zeros(14,time_domain);
283 t=zeros(1,time_domain+1);
284
285 x(8,2)=0;
286 x(9,2)=0;
287 x(10,2)=0;
288 x(11,2)=0;
289 x(12,2)=0;
290 x(13,2)=0;
291 x(14,2)=0;
292
293 est=zeros(1,time_domain);
294 entrada=zeros(1,time_domain);
295 Energia=zeros(1,time_domain);
296 y=zeros(1,time_domain);
297 xx=zeros(1,time_domain);
298 tttta=zeros(1,time_domain);
299 b=1;
300 fase=floor(length(b)/2)*deltat;
301 iia;
302 toc
303 t(1)=0;
304 y(1)=0;
305 aaa=1;
306 tempo_solto=0;
307 estado=1;
308 contador=0;
309
310 freqa(jj1) =0.1*jj1;
311
312 f1(jj1) = ((5.68^2)/(freqa(jj1)^2+5.68^2))^(1/2);
313 f2(jj1) = ((freqa(jj1)^4)/(freqa(jj1)^4+0.7943^4))^(1/2);
314 f3(jj1) = ((100^4)/(freqa(jj1)^4+100^4))^(1/2);
315

```

```

316 ff(jj1) = f1(jj1)*f2(jj1)*f3(jj1);
317
318 toc
319 est=zeros(1,time_domain);
320 entrada=zeros(1,time_domain);
321 Energia=zeros(1,time_domain);
322 y=zeros(1,time_domain);
323 xx=zeros(1,time_domain);
324 tta=zeros(1,time_domain);
325 b=1;
326
327 fase=floor(length(b)/2)*deltat;
328 iia;
329
330 x(8,2)=0;
331 x(9,2)=0;
332 x(10,2)=0;
333 x(11,2)=0;
334 x(12,2)=0;
335 x(13,2)=0;
336 x(14,2)=0;
337
338 for i=2:time_domain
339 entrada(i+1) = 0.075*sin(2*pi*frequ(jj1)*t(i));
340 dev_entrada(i+1) = 2*pi*frequ(jj1)*0.075*cos(2*pi*frequ(jj1)*t(i));
341
342 if estado==1
343     count=1;
344     if tempo_solto>tempo_setted
345         estado=2;
346         contador=0;
347         abc=1;
348     else
349         tempo_solto=tempo_solto+deltat;
350     end
351 else
352     if estado==2
353         if (x(8,i)-dev_entrada(i))*(x(8,i-1)-dev_entrada(i-1))<=0
354
355             contador =0;
356             estado=3 ;
357         else
358             contador=contador+1;
359         end
360     else
361         if contador==0
362             else
363                 if t(i)>tempo_solt && t(i-1)<tempo_solt
364                     estado=1;
365                     tempo_solto=0;

```

```

366         else
367         end
368     end
369 end
370 end
371 if estado ==1
372     deltat=delta13;
373     t(i+1)=t(i)+deltat;
374     x(:,i+1)=(eye(14)-
A1_disengaged*deltat/2)\((eye(14)+A1_disengaged*deltat/2)*x(:,i)+[0;0;0;0;0;0;0;0;((ks)*en
trada(i)+dev_entrada(i)*(cs))/ms;0;0;0;0;0]*deltat);
375     est(i+1)=1;
376
acel(:,i+1)=A1_disengaged*x(:,i+1)+[0;0;0;0;0;0;0;0;((ks)*entrada(i)+dev_entrada(i)*(cs))/m
s;0;0;0;0;0];
377     end
378
379     if estado==2
380         deltat=0.0000001;
381         t(i+1)=t(i)+deltat;
382         x(:,i+1)=(eye(14)-
A1_disengaged*deltat/2)\((eye(14)+A1_disengaged*deltat/2)*x(:,i)+[0;0;0;0;0;0;0;-
sign(x(8,i)-dev_entrada(i))*F1/ma;((ks)*entrada(i)+dev_entrada(i)*(cs))/ms;0;0;0;0;0]*deltat)
;
383         est(i+1)=2;
384         acel(:,i+1)=A1_disengaged*x(:,i+1)+[0;0;0;0;0;0;0;-sign(x(8,i)-
dev_entrada(i))*F1/ma;((ks)*entrada(i)+dev_entrada(i)*(cs))/ms;0;0;0;0;0];
385     end
386
387     if estado==3
388         deltat=delta12;
389         x1(1,1)=x(2,i);
390         x1(2,1)=x(3,i);
391         x1(3,1)=x(4,i);
392         x1(4,1)=x(5,i);
393         x1(5,1)=x(6,i);
394         x1(6,1)=x(7,i);
395         x1(7,1)=x(9,i);
396         x1(8,1)=x(10,i);
397         x1(9,1)=x(11,i);
398         x1(10,1)=x(12,i);
399         x1(11,1)=x(13,i);
400         x1(12,1)=x(14,i);
401
402
403         if contador==0
404             bb1=x(1,i);
405             bb01 = bb1 - entrada(i);
406             bb2=x(2,i);
407         end

```

```

408     t(i+1)=t(i)+deltat;
409     x1(:,2)=(eye(12)-
A1_engage*deltat/2)\((eye(12)+A1_engage*deltat/2)*x1(:,1)+[0;0;0;0;0;0;((ks+ka)*entrada(i
+1)+dev_entrada(i+1)*(cs+ca))/(ms)+ka*(bb1)/(ms);0;0;0;0;0]*deltat);
410
411     acel1(:,1)=A1_engage*x1(:,2)+[0;0;0;0;0;0;((ks+ka)*entrada(i+1)+dev_entrada(i+1)*(cs+ca))
/(ms)+ka*(bb1)/(ms);0;0;0;0;0];
412     x(1,i+1)=bb01 + entrada(i);
413     x(2,i+1)=x1(1,2);
414     x(3,i+1)=x1(2,2);
415     x(4,i+1)=x1(3,2);
416     x(5,i+1)=x1(4,2);
417     x(6,i+1)=x1(5,2);
418     x(7,i+1)=x1(6,2);
419     x(8,i+1) =dev_entrada(i);
420     x(9,i+1)=x1(7,2);
421     x(10,i+1)=x1(8,2);
422     x(11,i+1)=x1(9,2);
423     x(12,i+1)=x1(10,2);
424     x(13,i+1)=x1(11,2);
425     x(14,i+1)=x1(12,2);
426
427     acel(1,i+1)=0;
428     acel(2,i+1)=acel1(1,1);
429     acel(3,i+1)=acel1(2,1);
430     acel(4,i+1)=acel1(3,1);
431     acel(5,i+1)=acel1(4,1);
432     acel(6,i+1)=acel1(5,1);
433     acel(7,i+1)=acel1(6,1);
434     acel(8,i+1) =0;
435     acel(9,i+1)=acel1(7,1);
436     acel(10,i+1)=acel1(8,1);
437     acel(11,i+1)=acel1(9,1);
438     acel(12,i+1)=acel1(10,1);
439     acel(13,i+1)=acel1(11,1);
440     acel(14,i+1)=acel1(12,1);
441
442     contador=contador+1;
443     est(i+1)=3;
444     end
445
446 %%   chaveamento assento x=9
447     if w==1
448         ab12=0;
449         if i<=length(b)
450             y(i+1)=0;
451             i1=0;
452             while i1<i
453                 y(i+1)=b(i1)*(ab13*x(8+w,i-i1+2)-ab12*x(4,i-i1+2))+y(i+1);

```

```

454     end
455     else
456         if i<2*length(b)+2
457             ba1=ab13*x(8+w,i-length(b)+2:i+1)-ab12*x(4,i-length(b)+2:i+1)';
458         else
459             n3=length(b);
460             ty(n3)=t(i);
461             ba1(n3)=ab13*x(8+w,i)-ab12*x(4,i);
462             d1=i;
463             for j=n3-1:-1:1
464                 d1=d1-1;
465                 if d1==0
466                     d1=1;
467                 end
468                 ty(j)=ty(n3)-delta12*(n3-j);
469                 a1=t(d1);
470                 b1=ty(j);
471                 if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
472                     ba1(j)=x(d1);
473                 else
474                     while ty(j)<t(d1) && d1<0
475                         d1=d1-1;
476                         if d1==0
477                             d1=1
478                         end
479                     end
480                 end
481                 if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
482                     ba1(j)=(ab13*x(8+w,d1)-ab12*x(4,d1));
483                 else
484                     ba1(j)=(ab13*(x(8+w,d1)+x(8+w,d1+1))/2-ab12*(x(4,d1)+x(4,d1+1)))/2;
485                 end
486             end
487         end
488     end
489     if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
490         ba1(j)=(ab13*x(8+w,d1)-ab12*x(4,d1));
491     else
492         ba1(j)=(ab13*(x(8+w,d1)+x(8+w,d1+1))/2-ab12*(x(4,d1)+x(4,d1+1)))/2;
493     end
494 end
495 end
496 end
497 end
498 end
499 end
500 end
501
502     y(i+1)=b*ba1;
503

```

```

504 end
505 end
506 %% chaveamento cabeça x=14
507 if w==2
508     ab12=0;
509     if i<=length(b)
510         y(i+1)=0;
511         i1=0;
512         while i1<i
513             y(i+1)=b(i1)*(ab13*x(12+w,i-i1+2)-ab12*x(4,i-i1+2))+y(i+1);
514         end
515     else
516
517         if i<2*length(b)+2
518
519             ba1=ab13*x(12+w,i-length(b)+2:i+1)-ab12*x(4,i-length(b)+2:i+1)';
520         else
521             n3=length(b);
522
523             ty(n3)=t(i);
524             ba1(n3)=ab13*x(12+w,i)-ab12*x(4,i);
525
526             d1=i;
527             for j=n3-1:-1:1
528                 d1=d1-1;
529                 if d1==0
530                     d1=1;
531                 end
532                 ty(j)=ty(n3)-delta12*(n3-j);
533
534                 a1=t(d1);
535                 b1=ty(j);
536                 if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
537                     ba1(j)=x(d1);
538
539                 else
540
541                     while ty(j)<t(d1) && d1<0
542                         d1=d1-1;
543                         if d1==0
544                             d1=1
545                         end
546                     end
547                 end
548                 if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
549                     ba1(j)=(ab13*x(12+w,d1)-ab12*x(4,d1));
550                 else
551
552                     ba1(j)=ab13*(x(12+w,d1)+x(12+w,d1+1))/2-ab12*(x(4,d1)+x(4,d1+1))/2;
553

```



```

604   if a1<b1+0.0001 && a1>b1-0.0001
605       ba1(j)=(ab13*x(8,d1)-ab12*x(12,d1));
606   else
607       ba1(j)=ab13*(x(8,d1)+x(8,d1+1))/2-ab12*(x(12,d1)+x(12,d1+1))/2;
608   end
609 end
610     end
611
612     y(i+1)=b*ba1;
613
614     end
615     end
616     if (y(i+1))*(y(i))<0
617         aaa=aaa+1;
618         t_peak1=t_peak2;
619         t_peak2=t(i+1);
620         t_peak=(t_peak2-t_peak1);
621         tempo_solt=t(i+1)+(t_peak)-fase-tempo_setted/2;
622     end
623     aaa1=aaa;
624 toc
625
626 end
627 toc
628 if w==1
629
630 amplitude_head1(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain));
631
632 amplitude_seat1(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain));
633
634 amplitude_spine1(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain));
635
636 amph1(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);
637
638 amps1(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);
639
640 ampc1(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain))*ff(jj1);
641
642 end
643 if w==2
644 amplitude_head2(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain));
645
646 amplitude_seat2(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain));
647
648 amplitude_spine2(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain));
649
650 amph2(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);

```

```

651
652 amps2(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);
653
654 ampc2(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain))*ff(jj1);
655
656 end
657 if w==3
658 amplitude_head3(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain));
659
660 amplitude_seat3(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain));
661
662 amplitude_spine3(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain));
663
664 amph3(1,jj1) = max(x(7,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);
665
666 amps3(1,jj1) = max(x(2,time_domain-8000:time_domain))*ff(jj1);
667
668 ampc3(1,jj1) = max(x(4,time_domain-8000:time_domain)-x(6,time_domain-
8000:time_domain))*ff(jj1);
669
670 end
671 end
672 end
673 end
674 toc
675 tempo_toc(w)=toc;
676
677 %%
678 if w==1
679 area1(z)=trapz(freqa,amph1/0.075);
680 area2(z)=trapz(freqa,amps1/0.075);
681 area3(z)=trapz(freqa,ampc1/0.075);
682
683 hold on
684 figure(1)
685 plot(freqa,amplitude_head1/0.075)
686 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
687 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
688 title('Tranmissibilidade da CABECA com Chaveamento da SS ao assento')
689 set(gca,'FontSize',24)
690 set(gca, 'XScale', 'log')
691 grid
692 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
693 saveas(gcf,'cabeca_chav_assento.fig')
694 hold off
695
696 hold on
697 figure(2)

```

```

698 plot(freqa,amplitude_seat1/0.075)
699 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
700 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
701 title('Tranmissibilidade do ASSENTO com Chaveamento da SS ao assento ')
702 set(gca,'FontSize',24)
703 set(gca, 'XScale', 'log')
704 grid
705 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
706 saveas(gcf,'assento_chav_assento.fig')
707 hold off
708
709 hold on
710 figure(3)
711 plot(freqa,amplitude_spine1/0.075)
712 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
713 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
714 title('Tranmissibilidade da COLUNA com Chaveamento da SS ao assento')
715 set(gca,'FontSize',24)
716 set(gca, 'XScale', 'log')
717 grid
718 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
719 saveas(gcf,'coluna_chav_assento.fig')
720 hold off
721
722 end
723
724 %%
725 if w==2
726 area4(z)=trapz(freqa,amph2/0.075);
727 area5(z)=trapz(freqa,amps2/0.075);
728 area6(z)=trapz(freqa,ampc2/0.075);
729
730 hold on
731 figure(10)
732 plot(freqa,amplitude_head2/0.075)
733 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
734 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
735 title('Tranmissibilidade CABECA com Chaveamento da SS a cabeça')
736 set(gca,'FontSize',24)
737 set(gca, 'XScale', 'log')
738 grid
739 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
740 saveas(gcf,'cabeca_chav_cabeca.fig')
741 hold off
742
743 hold on
744 figure(20)
745 plot(freqa,amplitude_seat2/0.075)
746 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
747 ylabel('Amplitude','FontSize',24)

```

```

748 title('Tranmissibilidade do ASSENTO com Chaveamento da SS a cabeça ')
749 set(gca,'FontSize',24)
750 set(gca, 'XScale', 'log')
751 grid
752 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
753 saveas(gcf,'assento_chav_cabeca.fig')
754 hold off
755
756 hold on
757 figure(30)
758 plot(freqa,amplitude_spine2/0.075)
759 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
760 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
761 title('Tranmissibilidade da COLUNA com Chaveamento da SS a cabeça ')
762 set(gca,'FontSize',24)
763 set(gca, 'XScale', 'log')
764 grid
765 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
766 saveas(gcf,'coluna_chav_cabeca.fig')
767 hold off
768 end
769
770 %%
771 if w==3
772 area7(z)=trapz(freqa,amph3/0.075);
773 area8(z)=trapz(freqa,amps3/0.075);
774 area9(z)=trapz(freqa,ampc3/0.075);
775
776 hold on
777 figure(100)
778 plot(freqa,amplitude_head3/0.075)
779 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
780 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
781 title('Tranmissibilidade CABECA com Chaveamento da SS a coluna')
782 set(gca,'FontSize',24)
783 set(gca, 'XScale', 'log')
784 grid
785 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
786 saveas(gcf,'cabeca_chav_coluna.fig')
787 hold off
788
789 hold on
790 figure(200)
791 plot(freqa,amplitude_seat3/0.075)
792 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
793 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
794 title('Tranmissibilidade do ASSENTO com Chaveamento da SS a coluna ')
795 set(gca,'FontSize',24)
796 set(gca, 'XScale', 'log')
797 grid

```

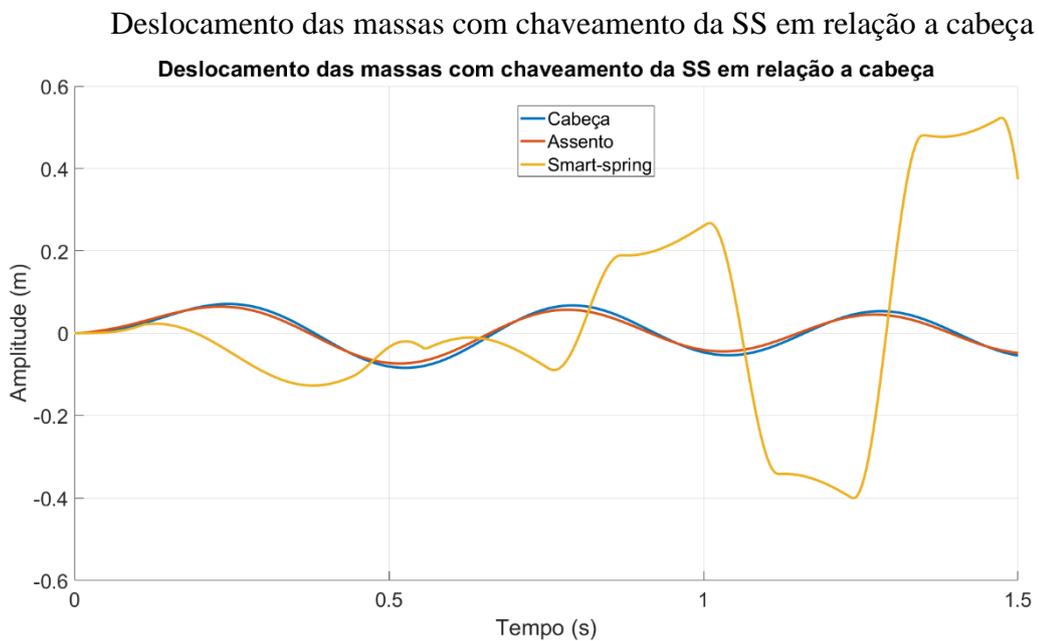
```
798 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
799 saveas(gcf,'assento_chav_coluna.fig')
800 hold off
801
802 hold on
803 figure(300)
804 plot(freqa,amplitude_spine3/0.075)
805 xlabel('Frequencia (Hz)','FontSize',24)
806 ylabel('Amplitude','FontSize',24)
807 title('Tranmissibilidade da COLUNA com Chaveamento da SS a coluna')
808 set(gca,'FontSize',24)
809 set(gca, 'XScale', 'log')
810 grid
811 legend('272 N.s/m e Sem SS','571,2 N.s/m e Sem SS','272 N.s/m e Com SS');
812 saveas(gcf,'coluna_chav_coluna.fig')
813 hold off
814 end
815 end
816 end
817
818 save area1
819 save area2
820 save area3
821 save area4
822 save area5
823 save area6
824 save area7
825 save area8
826 save area9
```

ANEXO B - Resultados com chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça

Análise do chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça

Análise de deslocamento no tempo

Foi realizado inicialmente, uma análise do deslocamento da cabeça, do assento e da *smart-spring* em relação ao tempo, em uma frequência de 2 Hz. Onde é demonstrado o deslocamento das massas em metros e o tempo em segundos. A condição aplicada de amortecimento para essa figura é a condição 3 (326,4 N.s/m e Com SS), ou seja, condição com baixo amortecimento e uso da *smart-spring*. Sendo a linha azul o deslocamento da cabeça, a linha verde o deslocamento do assento e a linha vermelha o deslocamento da *smart-spring*



Fonte: Autor

É possível ver como ocorre o chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça, a *smart-spring* analisa o sinal de deslocamento da cabeça para alterar entre seus três estados, como citado na seção 4.9.

Análise de transmissibilidade de vibração

Foi realizado uma análise de transmissibilidade de vibração para a cabeça e assento, com chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça. A primeira figura abaixo mostra a transmissibilidade da cabeça e a segunda a transmissibilidade do assento, ambas com o chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça, em três condições diferentes. Sendo a

primeira condição representada pela linha azul, com a característica de ter um baixo amortecimento e desconsiderando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o valor de amortecimento do assento (326,4 N.s/m e Sem SS). A segunda condição representada pela linha vermelha, com a característica de alto amortecimento e também desconsiderando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o valor de amortecimento do assento (571,2 N.s/m e Sem SS). A terceira condição representada pela linha amarela com a característica de ter um baixo amortecimento e considerando o efeito da *smart-spring*, com a legenda com o valor de amortecimento do assento (326,4 N.s/m e Com SS).

Figura – Transmissibilidade da cabeça em relação ao chão com chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça

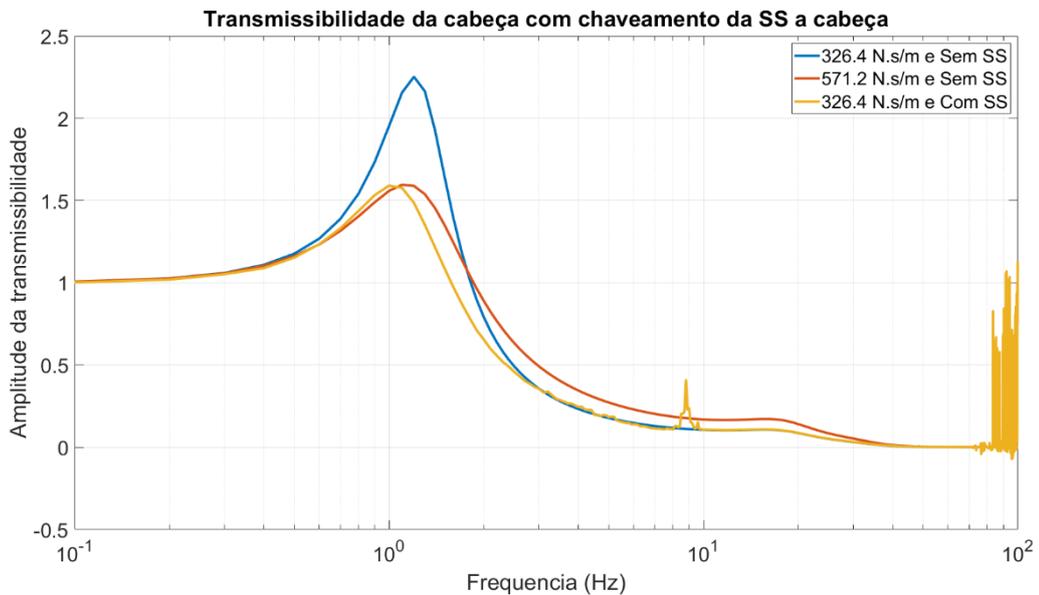
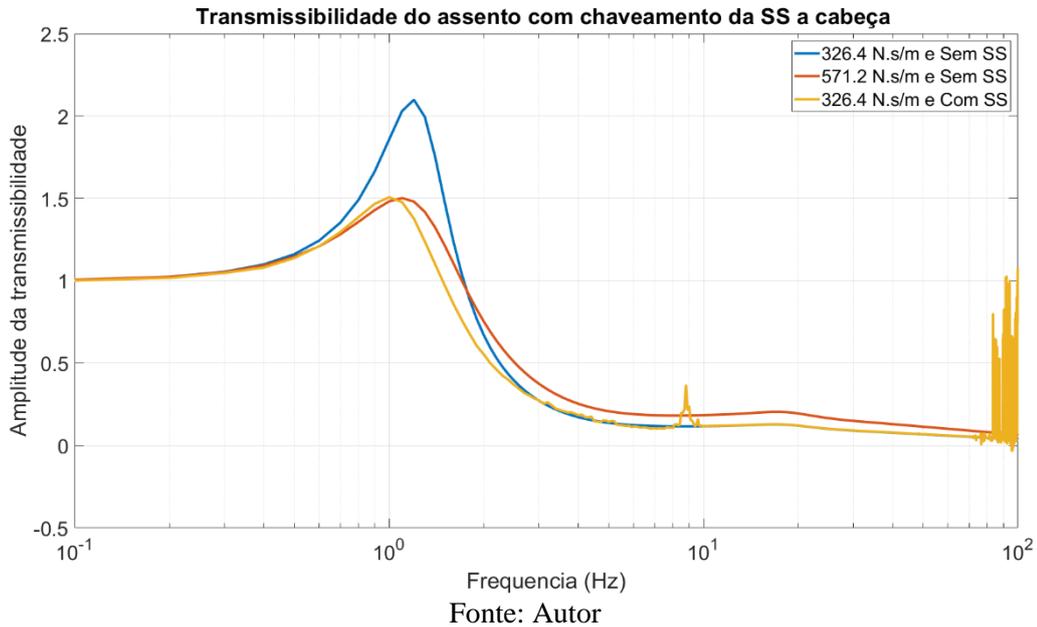


Figura – Transmissibilidade do assento em relação ao chão com chaveamento da *smart-spring* em relação a cabeça



É possível perceber em todos os gráficos anteriores apresentam um comportamento similar aos resultados com chaveamento da *smart-spring* em relação ao assento, com os mesmos aumentos de amplitudes nas frequências 5 Hz e 9 Hz. Porém também apresenta um aumento significativo da amplitude na condição 3 a começar na frequência 80 Hz, esse resultado era esperado pois a *smart-spring* não foi desenvolvida para funcionar em frequências tão altas. O corpo humano é mais afetado entre as frequências de 0 a 10 Hz, como já explicado na seção 3.1.2, a análise de transmissibilidade até 100 Hz, foi feita puramente com o propósito de comparação com as ISO e estudos relacionados.

A partir das três figuras apresentadas posteriormente, foram extraídos dois dados principais de cada figura. Sendo eles, o valor de pico de transmissibilidade de cada condição, e também o valor da função objetivo de cada condição, demonstrados nas tabelas abaixo.

Tabela – Valores de pico de transmissibilidade

Massa	Baixo amortecimento e sem SS	Alto amortecimento e sem SS	Baixo amortecimento e com SS
Cabeça	2,252	1,595	1,591
Assento	2,098	1,501	1,506

Fonte: Autor

Tabela – Valores da função objetivo

Massa	Baixo amortecimento e sem SS	Alto amortecimento e sem SS	Baixo amortecimento e com SS
Cabeça	3,8273	4,3836	3,5215
Assento	4,0036	4,8395	3,7211

Fonte: Autor

ANEXO C - Iterações da razão de rigidez

O valor de rigidez do assento foi fixado em 5000 N/m e sua massa em 0,035 Kg. Com isso a razão de rigidez representa o valor de rigidez da *smart-spring* dividido pelo valor de rigidez do assento. Foi adotado que o valor de amortecimento da *smart-spring* em função da rigidez dela, representado pela equação (1). O objetivo era observar a menor função objetivo possível do assento, em conjunto com um valor de pico de transmissibilidade do assento igual ou menor a 1,5. Ambos valores anteriores foram analisados em uma faixa de frequência de 0 a 10 Hz, com o propósito de poupar recursos computacionais. Após a iteração 7 (ou valor de rigidez de 0,0056), valores maiores de rigidez foram testados, porém a curva de transmissibilidade do assento apresentou uma distorção, assim não sendo um resultado aceitável.

$$C_a = 0,0040\sqrt{K_A M_A} \quad (1)$$

Tabela – Iterações da razão de rigidez

-	Razão de rigidez	Função objetivo	Valor de pico
Iteração 1	0,0018	2,7642	1,815
Iteração 2	0,0022	2,7247	1,764
Iteração 3	0,0026	2,7008	1,722
Iteração 4	0,0035	2,6540	1,658
Iteração 5	0,0044	2,5831	1,551
Iteração 6	0,00525	2,5603	1,528
Iteração 7	0,0056	2,5469	1,508

Fonte: Autor