

São Paulo
1999

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia.

**METODOLOGIA DE APLICAÇÃO DE FORÇAS
PARA ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL DE
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

EDUARDO BUENO NIGRO

São Paulo
1999

Orientador:
Agenor de Toledo Fleury

Area de concentração:
Engenharia Mecânica

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia.

METODOLOGIA DE APLICAÇÃO DE FORÇAS
PARA ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL DE
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

EDUARDO BUENO NIGRO

À Roberta, Salete e Francisco que
estiveram sempre presentes.

Agradecimentos

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury, pelos ensinamentos transmitidos e apoio constante.

À Mahle Metal Leve, por ter a mim propiciado trabalhar com pessoas fantásticas.

A todos que colaboraram para a conclusão deste trabalho.

Errata

Informações complementares referentes à **figura 5.21**

Os espectros em frequência apresentados no trabalho, tanto na

figura 5.21 quanto em outras figuras similares, correspondem à

magnitude dos coeficientes da Transformada de Fourier Discreta,

calculada para um dado sinal no domínio do tempo. A ordenada dos

gráficos apresenta a magnitude calculada em **dB** referente a 1 m/s^2 ,

segundo a expressão abaixo:

$$A_{db} = 20 \cdot \log \left(\frac{A[m/s^2]}{1[m/s^2]} \right)$$

Uma vez que a natureza do sinal de aceleração medido é distinta

da do simulado, isto é, o primeiro tem um caráter eminentemente

periódico enquanto o segundo é transitório, uma escolha apropriada de

tempo de simulação e uma correção na magnitude da Transformada de

Fourier Discreta do sinal simulado foram consideradas.

Para a rotação em que os ensaios foram realizados, isto é, 2650

rpm, foram coletados 2048 pontos durante 0,125 s. Nestas condições,

aproximadamente 11 eventos de combustão e portanto de aplicação de

força no cilindro ocorreram. A simulação da resposta transitória do

bloco foi então efetuada considerando um único evento de aplicação de força para um tempo total de simulação de 0,125 s, objetivando a uma mesma resolução em frequência para os dois sinais em questão, ou seja, 8 Hz. Já a magnitude dos coeficientes da Transformada de Fourier da aceleração simulada foi multiplicada por um fator 11.

Sumário

Lista de tabelas

Lista de figuras

Lista de símbolos

Resumo

“Abstract”

1	Introdução.....	1
1	1.1 Descrição do problema.....	1
4	1.2 Objetivo.....	4
7	2 Estado da arte.....	7
7	2.1 Nomenclatura e detalhes construtivos.....	7
12	2.2 Dinâmica secundária e “batidas” de pista.....	12
20	2.3 Os métodos existentes.....	20
24	2.3.1 Affenzeller.....	24
27	2.3.2 Yonezawa.....	27
29	2.3.3 Lowe.....	29
31	2.3.4 Green.....	31
33	2.3.5 Hosny.....	33
35	2.3.6 Análise dos trabalhos.....	35
41	3 Proposta de solução do problema.....	41
47	3.1 Modelo de elementos finitos do bloco.....	47
54	3.2 Técnica de solução do modelo.....	54
67	3.3 Análise modal.....	67
79	4 Método de aplicação de forças.....	79

4.1 Geração das forças.....	79
4.2 Integração dos programas.....	93
5 Resultados	99
5.1 Movimento secundário do pistão.....	100
5.2 Resposta transitente do bloco.....	107
5.2.1 Forças de excitação	107
5.2.2 Arranjo experimental e comparação dos resultados	114
5.3 Excitação devida ao movimento axial	121
6 Conclusões e recomendações	129
Referências Bibliográficas	134
Apêndice I	
Apêndice II	
Apêndice III	
Apêndice IV	

Lista de tabelas

Tabela 2.1: Características dos modelos e das forças de excitação	36
Tabela 2.2: Resultados obtidos	36
Tabela 3.1: Informações sobre o modelo de elementos finitos	53
Tabela 3.2: "Fatores de influência"	72
Tabela 3.3: Resumo dos resultados da análise modal	77

Lista de figuras

Figura 1.1: Interação entre pistão e cilindro	3
Figura 2.1: Nomenclatura básica	7
Figura 2.2: Exemplo de perfil axial do pistão	9
Figura 2.3: Exemplo de ovalização (para a cota h na Figura 2.2)	9
Figura 2.4: Fatores envolvidos	11
Figura 2.5: Possível configuração dos transdutores	15
Figura 2.6: Influência da redução do deslocamento do furo para pino	16
Figura 2.7: Influência da aplicação de uma camada de gralite	17
Figura 2.8: Representação esquemática do cilindro e bloco	24
Figura 2.9: Força devida à "batida" do pistão	27
Figura 2.10: Evolução do número de elementos empregados	37
Figura 3.1: Fluxograma para simulação completa de pistão	41
Figura 3.2: detalhamento da análise dinâmica do bloco	44
Figura 3.3: Modos torsional e de flexão lateral	48
Figura 3.4: Vista frontal do modelo	49
Figura 3.5: Vista isométrica do modelo	51
Figura 3.6: Detalhe da região da junta de cabecote	51
Figura 3.7: Vista isométrica do modelo sem cabecote	52
Figura 3.8: Detalhe da região da junta de cabecote	52
Figura 3.9: Técnica de solução do modelo	54
Figura 3.10: <i>GLM</i> e condição de simetria do modelo	66
Figura 3.11: Arranjo para análise modal experimental	68
Figura 3.12: Pontos de excitação e medição para análise modal	69
Figura 3.13: Função de picos para acelerômetro no ponto B	70
Figura 3.14: Função de picos para acelerômetro no ponto C	70
Figura 3.15: Modo de flexão associado à capa de mancal	71
Figura 3.16: Modos associados às capas de mancal	73

Figura 3.17: Função de picos calculada a partir das funções para os pontos de medição B e C.....	74
Figura 3.18: Força de impacto medida.....	75
Figura 3.19: Comparação dos espectros em frequência da aceleração para ponto de medição B.....	76
Figura 3.20: Comparação dos espectros em frequência da aceleração para ponto de medição C.....	76
Figura 4.1: Diagrama de corpo livre do bloco.....	79
Figura 4.2: Regiões de forças aplicadas na análise transiente.....	81
Figura 4.3: Representação da integração numérica.....	83
Figura 4.4: diagrama de blocos da função $forca_l$	85
Figura 4.5: Representação das malhas para o cálculo das forças.....	88
Figura 4.6: Diagrama de blocos da função F_{cylind}	90
Figura 4.7: Diagrama de blocos da função F_{mancal}	92
Figura 4.8: Diagrama de blocos do programa principal LS_{gen}	94
Figura 4.9: Somatória das forças nos nós a uma cota de 56 mm.....	97
Figura 4.10: Somatória das forças nos nós a uma cota de 121 mm.....	97
Figura 5.1: Etapas para o cálculo do movimento secundário.....	100
Figura 5.2: Energia cinética total do movimento secundário e sua derivada em relação ao tempo.....	102
Figura 5.3: Resultantes das forças aplicadas no pistão e momentos resultantes em relação ao furo para pino.....	102
Figura 5.4: Derivadas em relação ao tempo das forças e momentos resultantes.....	103
Figura 5.5: Movimento secundário do pistão.....	104
Figura 5.6: Translação do furo para pino e rotação do pistão.....	106
Figura 5.7: Resultante das forças distribuídas utilizadas na análise transiente.....	106
Figura 5.8: Etapas para simulação da resposta transiente.....	107
Figura 5.9: Forças aplicadas no lado de pressão do cilindro.....	108
Figura 5.10: Resultante das forças aplicadas nos nós posicionados a 50 mm do topo	

do bloco.....	109
Figura 5.11: Resultante das forças aplicadas nos nós posicionados a 100 mm do topo do bloco.....	109
do bloco.....	109
Figura 5.12: Forças aplicadas no lado oposto ao de pressão	110
Figura 5.13: Visualização alternativa das forças aplicadas no lado de pressão do cilindro.....	111
Figura 5.14: Visualização alternativa das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão.....	111
Figura 5.15: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado de pressão	112
Figura 5.16: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão.....	112
Figura 5.17: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado de pressão entre 1000 e 4000 Hz.....	113
Figura 5.18: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão entre 1000 e 4000 Hz.....	113
Figura 5.19: Montagem do motor em dinamômetro.....	115
Figura 5.20: Temperatura de óleo medida.....	116
Figura 5.21: Transformada de Fourier dos sinais de aceleração.....	118
Figura 5.22: Primetro modo de vibrar.....	119
Figura 5.23: Campo de pressões para geração das forças	122
Figura 5.24: Função de ponderação do campo de pressões.....	123
Figura 5.25: Força de excitação "fixa"	124
Figura 5.26: Visualização de topo da força "fixa"	124
Figura 5.27: Força de excitação "móvel".....	125
Figura 5.28: Visualização de topo da força "móvel".....	126
Figura 5.29: Resposta simulada no lado oposto ao de pressão.....	127
Figura 5.30: Resposta simulada no lado de pressão	127
Figura 5.31: Terceiro e décimo modos de vibrar	128

Lista de símbolos

A	área
[C]	matriz de amortecimento
CM	centro de massa
ΔT	intervalo de tempo
f	força descrita em coordenadas modais
F	força
h	cota ou coeficiente de película
K	termo da diagonal principal da matriz de rigidez
[K]	matriz de rigidez
[K] ⁻¹	matriz de flexibilidade
M	termo da diagonal principal da matriz de massa
[M]	matriz de massa
N	nó genérico
p	pressão
P	soma dos campos de pressões hidrodinâmica e de contato
s	vetor de nós
T	temperatura
t	tempo
u	deslocamento generalizado nodal
x	deslocamento nodal ou vetor de nós
y	deslocamento descrito em coordenadas modais,
z	função genérica ou vetor de nós
	vetor de nós ou coordenada cilíndrica

Símbolos gregos

α	coeficiente multiplicativo da matriz de massa
β	coeficiente multiplicativo da matriz de rigidez
δ	deformação
{ ϕ }	modo de vibrar
[Φ]	matriz de modos de vibrar
[σ]	tensor de tensões
θ	ângulo de virabrequim
ω	frequência natural
ζ	fator de amortecimento

Subscritos

a	referente ao atrito viscoso ou seco
ant	referente a posição inicial para integração
aux	referente a posição final para integração
b	referente ao virabrequim
b,x	referente ao virabrequim na direção x
b,y	referente ao virabrequim na direção y

referente à extremidade inferior da sala do pistão	bot
referente ao cilindro do motor	c
referente aos coxins de fixação do motor	c1,c2
referente ao cilindro do motor	cilindro
referente aos gases na câmara de combustão	g
referente aos gases na câmara de combustão	gas
referente ao modo de vibrar,	i
termo da matriz ou do vetor de índice i	inércia
referente à carga de inércia	j
referente ao modo de vibrar,	referente à matriz ou do vetor de índice j
referente a grau de liberdade mestre	m
ou ao mancal de virabrequim	mec
referente à carga mecânica	p
referente ao pistão	pa
referente ao parafuso de fixação do cabeçote	pistão
referente ao grau de liberdade escravo	s
referente a sala do pistão	sala
ou à sala do pistão	term
referente à carga térmica	top
referente à extremidade superior da sala do pistão	tot
referente à área total integrada	
Sobrescritos	
-1	inverso
√	forma reduzida
.	derivada em relação ao tempo
..	derivada segunda em relação ao tempo
T	transposto
pr	referente ao lado de pressão do cilindro
cpr	referente ao lado oposto ao de pressão do cilindro

Resumo

Os motores de combustão interna devem atender a níveis cada vez mais exigentes de desempenho, tanto sob o aspecto de emissões de poluentes e ruído, quanto sob o de sua durabilidade. A interação entre pistão e cilindro constitui uma fonte significativa de vibração no motor e apresenta como possíveis consequências ruídos indesejáveis e o fenômeno da cavitação.

O objetivo deste trabalho é desenvolver um método que permita investigar um programa de simulação de movimento secundário de pistão com um programa de elementos finitos de uso geral, de forma a se obterem as vibrações do cilindro e bloco necessárias aos estudos de ruído e cavitação em motores. As forças entre pistão e cilindro calculadas pelo primeiro programa, descritas por um campo de pressões sobre o pistão, são aplicadas no cilindro levando-se em conta a movimentação axial relativa.

A metodologia desenvolvida foi traduzida em um programa computacional e os resultados numéricos obtidos foram avaliados através da comparação com a vibração da face do bloco, medida em um motor real. Uma vez que o método está inserido em um contexto mais abrangente de desenvolvimento de ferramentas de simulação, um esforço considerável foi dedicado ao modelamento do bloco através de elementos finitos. Vários aspectos que contribuem para o correto modelamento são analisados e incorporados à metodologia desenvolvida.

Abstract

When considering emissions control and noise levels, internal combustion engines must achieve very demanding requirements. The interaction between piston and cylinder liner constitutes a significant source of engine vibration and may lead to undesirable noise and to the cavitation phenomenon.

The main purpose of this work is to develop a methodology that integrates a piston secondary motion simulation program to a general purpose finite elements program, allowing the calculation of cylinder and block vibrations, required for noise and cavitation analysis. The forces between piston and cylinder obtained through the first program, described in terms of a pressure field acting on the piston, are applied to the cylinder while taking into account the relative axial movement between the components.

The developed methodology was implemented as a computer code and the results were evaluated through a comparison with measured vibration of a typical engine block. As the new methodology takes part of a broader environment of simulation tools, the modeling process of the engine block via finite elements is also addressed. Several aspects that contribute to a better model are analyzed and incorporated to the methodology.

1 Introdução

1.1 Descrição do problema

Os motores de combustão interna se tornaram indispensáveis na sociedade moderna. No entanto, seu projeto e utilização estão sujeitos a legislações cada vez mais restritivas em termos de emissões de poluentes e ruídos. Em particular, alguns tipos de ruído, embora não contribuam significativamente para o nível global de ruído em um motor, são bastante desagradáveis aos ouvidos do consumidor. Nesses casos, é a exigência do consumidor o fator restritivo.

No que diz respeito a ruído, o entendimento da interação entre as diversas partes móveis do motor é fundamental para o estudo das vibrações resultantes e suas consequências, e passa necessariamente pela consideração das forças envolvidas no funcionamento do sistema. Cada componente é sujeito a forças que determinam sua deformação e eventual movimentação, e portanto sua participação como fonte de vibração.

Em particular, a interação entre pistão e cilindro constitui uma fonte importante de vibração, sendo o principal escopo deste trabalho. Além do movimento alternativo do pistão no interior do cilindro, o balanço de forças e momentos resulta em uma dinâmica secundária. Esta é caracterizada pelos movimentos lateral e angular do pistão, e

eventualmente "batidas de pistão" no cilindro, com uma participação significativa na excitação e consequente vibração das superfícies do cilindro e bloco do motor. A complexidade dos mecanismos de movimentação e excitação, a grande quantidade de parâmetros de projeto do pistão capazes de modificar seu comportamento dinâmico, bem como a importância de se reduzir as vibrações decorrentes, garantem um vasto campo de estudos sobre o assunto.

Nos últimos anos, a utilização da simulação numérica na indústria automotiva tem recebido uma atenção bastante grande, uma vez que permite uma melhor compreensão de fenômenos bastante complexos. São exemplos a influência dos esforços aplicados em um componente na sua resistência à fadiga; o processo de combustão no interior do cilindro do motor, ou o comportamento dinâmico de um componente sujeito a um carregamento cíclico. A consequência imediata do entendimento mais profundo dos fenômenos que determinam o funcionamento do componente ou sistema é a execução de seu projeto e validação em menos tempo e de forma otimizada. É claro que o aumento da capacidade dos computadores vem permitindo que modelos cada vez mais completos sejam resolvidos em tempo hábil, aproximando a simulação da realidade.

É no contexto acima exposto que a proposta de se desenvolver um método mais realista de aplicação de forças entre pistão e cilindro se mostra pertinente. No que diz respeito à simulação do movimento secundário do pistão, alguns programas encontram-se comercialmente

disponíveis e já consagrados. No entanto, o acoplamento destes com o cilindro e bloco do motor, em termos de resposta dinâmica, ainda é um campo em desenvolvimento. Integrar portanto, programas capazes de simular a dinâmica do pistão com programas que permitam simular a resposta dinâmica do bloco, é um ponto de grande interesse e o objetivo central deste trabalho.

A **Figura 1.1** ilustra a interação entre pistão e cilindro, bem como facilita a posterior explicação das duas principais consequências indesejáveis da vibração do cilindro e bloco, causadas pelo pistão: ruído e cavitação.

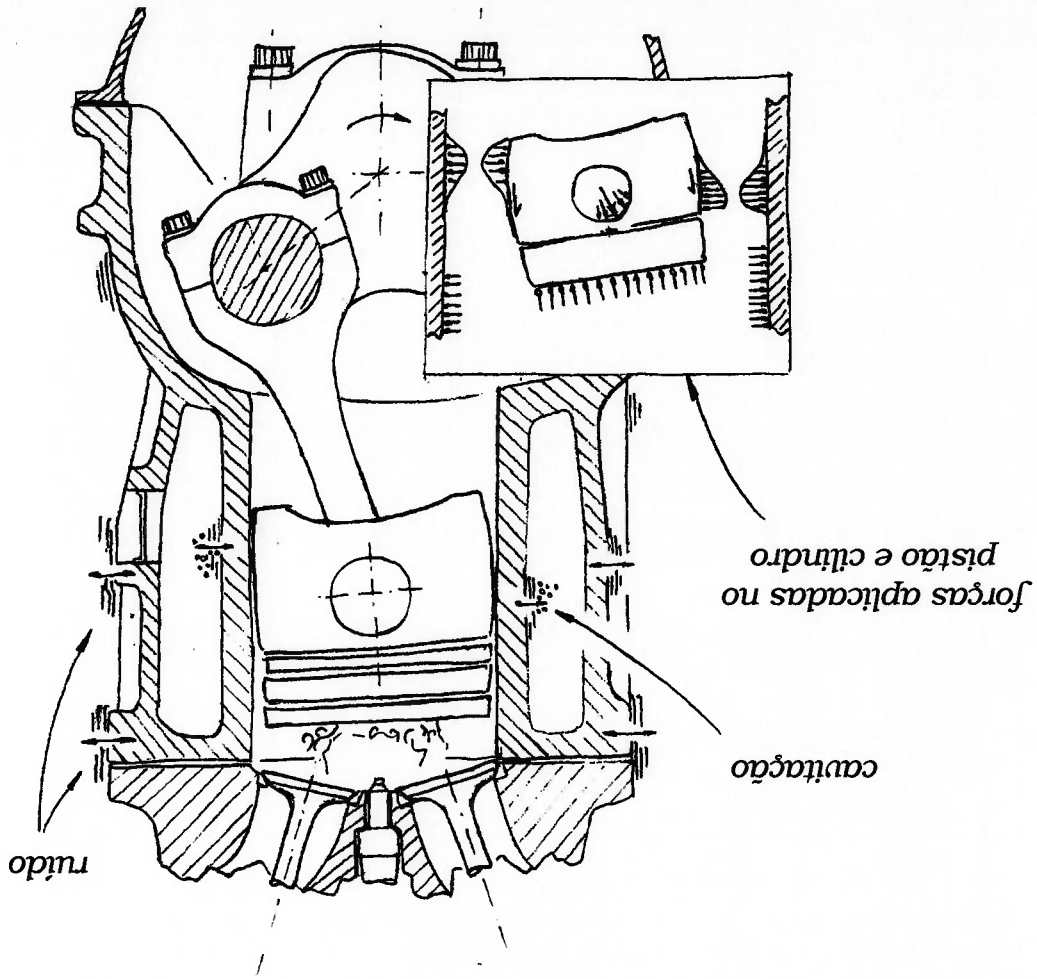


Figura 1.1: Interação entre pistão e cilindro

O objetivo principal deste trabalho, como citado anteriormente, é desenvolver um método que permita interligar um programa de simulação de movimento secundário de pistão, com um programa de elementos finitos de uso geral, de modo a se obter as vibrações do cilindro e bloco necessárias para estudos de cavitação e ruído em

1.2 Objetivo

Embora os dois fenômenos sejam distintos quanto à forma com que se manifestam, têm a mesma origem, isto é, o pistão aplica um conjunto de forças no cilindro, fazendo com que este e o bloco vibrem. O ruído é consequência da vibração das superfícies externas do bloco, que promove o surgimento de ondas de alta e baixa pressão no ar circundante, caracterizando uma emissão sonora. Já a cavitação é causada pela vibração da parede do cilindro, que provoca ondas de alta e baixa pressão no fluido de arrefecimento. São criadas então condições para a formação e posterior colapso de bolhas de vapor na vizinhança da parede externa do cilindro, caracterizando a cavitação propriamente dita. O fato de os dois fenômenos possuírem uma origem comum, permite que um método de aplicação de forças entre pistão e cilindro seja utilizado para estudar tanto um quanto o outro. Em especial, parâmetros de projeto do pistão podem ser investigados em detalhe.

motores. As forças entre pistão e cilindro calculadas pelo primeiro programa, descritas inicialmente na forma de um campo de pressões sobre o pistão, seriam então aplicadas no cilindro, levando em conta a movimentação axial relativa.

A vibração da face do bloco, medida em um motor real e apresentada no trabalho, fornece alguns dados experimentais que são utilizados para avaliação dos resultados numéricos obtidos e simplificações adotadas.

O cerne do método proposto é o desenvolvimento de um algoritmo que integra um campo de pressões definido sobre uma malha ortogonal de espaçamento qualquer, resultando em uma distribuição de forças definida sobre uma segunda malha também ortogonal e distinta da primeira. O movimento relativo de "deslizamento" entre as superfícies definidas pelas malhas também é contemplado, bastando conhecer a função que descreve esse movimento. Por fim, a utilização do algoritmo não está restrita ao problema em questão, estendendo-se a qualquer caso onde uma situação análoga ocorra.

Para que o objetivo específico possa ser atingido, necessariamente uma simulação do movimento secundário do pistão e um modelo de elementos finitos do bloco do motor devem fazer parte do trabalho. A construção do modelo é complementada por uma análise modal numérica e experimental do bloco, onde condições de contorno e alguns parâmetros são calibrados.

Uma vez que o objetivo específico deste trabalho se insere no

objetivo mais amplo do desenvolvimento de ferramentas de simulação para o projeto de pistões, um esforço não desprezível foi dedicado a esse aspecto, sendo fornecidas algumas contribuições para seu equacionamento.

2 Estado da arte

2.1 Nomenclatura e detalhes construtivos

De forma a tornar mais claro o que será exposto ao longo do

trabalho, é conveniente uma familiarização com a nomenclatura específica para pistões e cilindros, bem como com alguns detalhes construtivos dos mesmos. A **Figura 2.1** mostra alguns termos empregados.

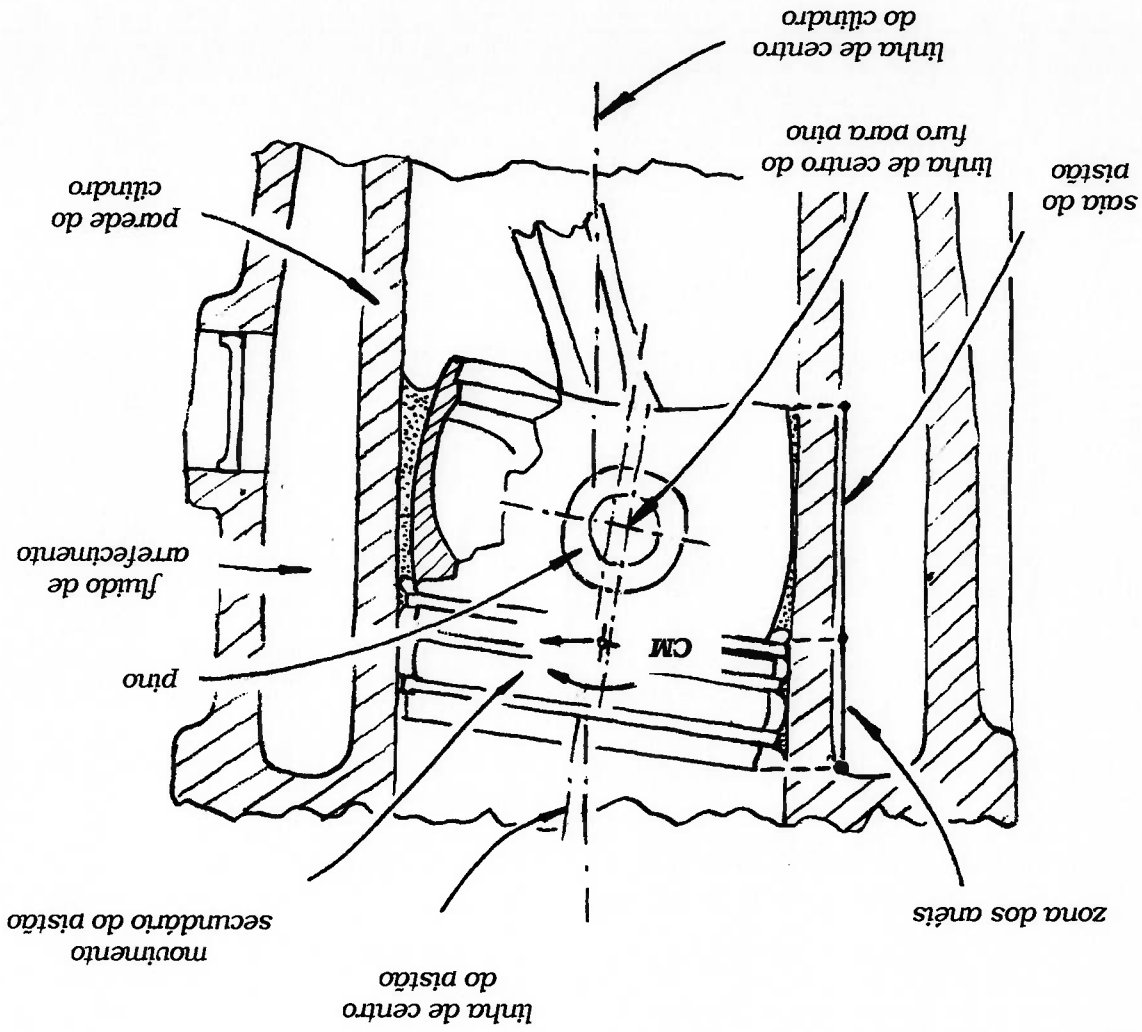


Figura 2.1: Nomenclatura básica

O pistão pode ser dividido em duas regiões distintas: a sala e a

zona dos anéis. A primeira tem a função de guiar o pistão no interior do cilindro e suportar a carga lateral resultante do equilíbrio de forças. A segunda é responsável por abrigar os anéis de segmento e eventualmente participar da função de vedação da pressão do gás, tarefa esta, realizada pelo primeiro e segundo anéis. Em algumas aplicações, a zona dos anéis também participa, em conjunto com a sala, na função de suportar a carga lateral.

Alguns detalhes construtivos do pistão têm influência decisiva no seu movimento secundário e na sua interação com o cilindro. Uma escolha adequada dos parâmetros de projeto é então fundamental na redução dos fenômenos de cavitação e ruído.

Um conjunto de interesse são as posições da linha de centro do furo para pino e do centro de massa do pistão em relação à linha de centro do último. Uma vez que a linha de centro do furo para pino determina o ponto de aplicação da força da biela no pistão; a posição do centro de massa o ponto de aplicação da força de inércia e a linha de centro do pistão o ponto de aplicação da força do gás, a posição relativa entre elas pode modificar substancialmente o balanço de momentos no pistão.

Os pistões modernos possuem tanto um perfil axial, quanto uma

ovalização. Estes dois parâmetros de projeto, ilustrados na **Figura 2.2** e

Figura 2.3, influenciam significativamente a distribuição de pressão

hidrodinâmica no filme de óleo existente entre pistão e cilindro. A

alteração do perfil e ovalização não somente modifica a espessura do filme de óleo causando sua eventual ruptura, bem como altera a forma com que as forças entre pistão e cilindro são distribuídas. Cabe notar também que o perfil axial do pistão possui também a função de acomodar as distorções térmicas, induzidas pelo gradiente de temperatura encontrado no componente.

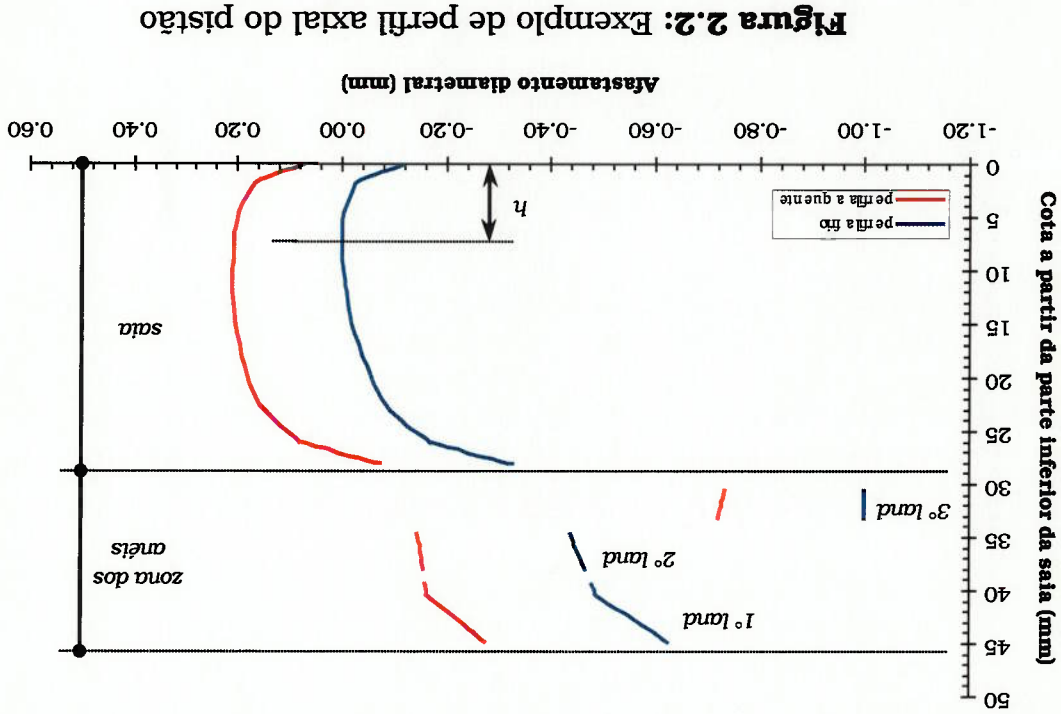


Figura 2.2: Exemplo de perfil axial do pistão

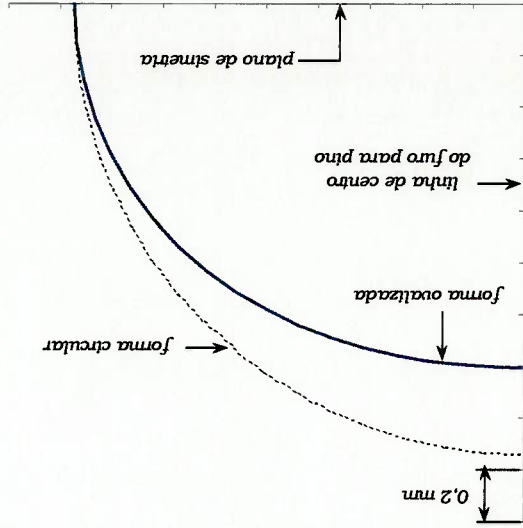


Figura 2.3: Exemplo de ovalização (para a cota h na Figura 2.2)

Outros fatores de importância para a redução de ruído e cavitação são: a folga de montagem entre pistão e cilindro, por alterar a amplitude do movimento secundário; e a rigidez da saia, por alterar a distribuição de forças entre os componentes.

Com relação ao cilindro, este tem as funções de suportar os esforços devidos à pressão do gás e força lateral aplicada pelo pistão, juntamente com a de retirar calor da câmara de combustão. A forma com que o cilindro responde aos esforços, em outras palavras sua rigidez, é determinada pela espessura de parede do mesmo e geometria do bloco na sua vizinhança. No caso de cilindro montado, a forma de fixação no bloco também afeta a rigidez.

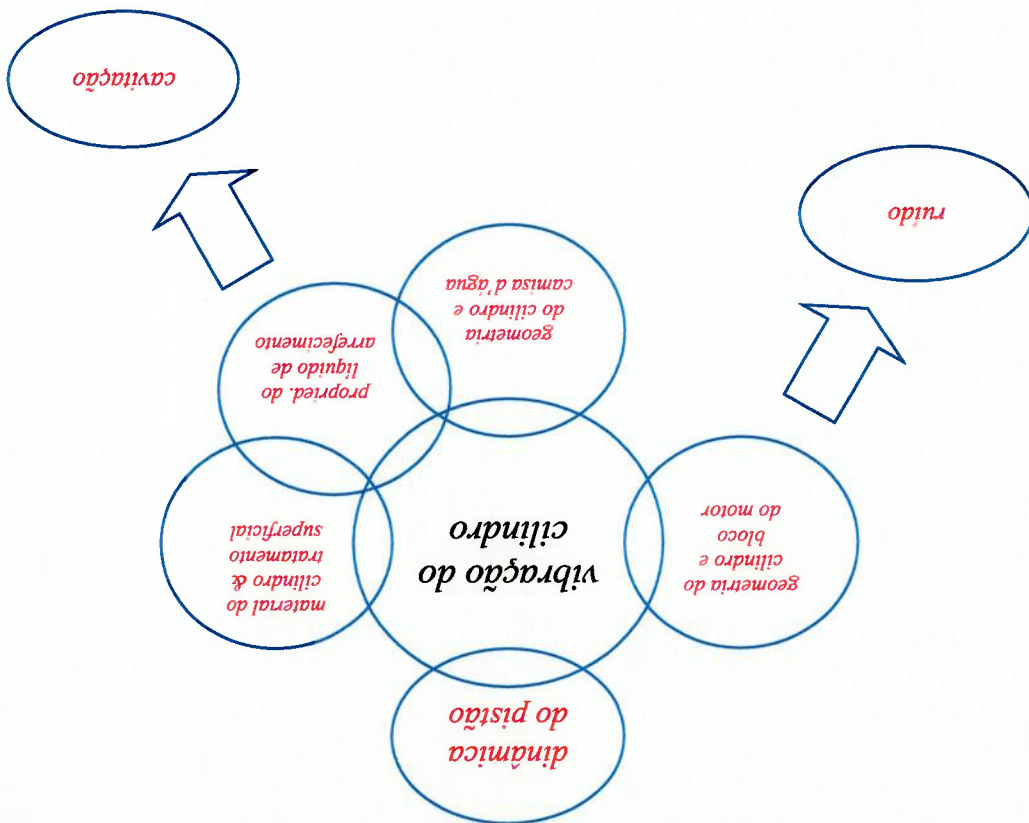
O material do cilindro, além de afetar significativamente sua resposta aos esforços de contato, influencia na quantidade de calor retirada da câmara de combustão.

Assim como no caso do pistão, os projetos do cilindro e eventualmente do bloco influenciam a interação entre os dois componentes e consequentemente os níveis de vibração. Em decorrência, a busca do entendimento dessa interação começa pela necessidade de resolver os fenômenos indesejáveis resultantes: ruído e cavitação. Dessa forma, muitas vezes, a abordagem e análise das “batidas” do pistão no cilindro e os eventuais modelos numéricos de aplicação de força encontram-se inseridos em um contexto mais abrangente.

A **Figura 2.4** mostra esquematicamente a relação entre os

Deve-se salientar que, no estado atual da técnica, o fenômeno de cavitação está restrito a motores de maior porte, geralmente de ciclo Diesel, com pressões de combustão e portanto esforços laterais elevados. No caso dos motores menores, a intensidade do impacto do pistão contra o cilindro não é suficiente para promover a cavitação. A busca de publicações a respeito de modelos numéricos, capazes de simular a interação entre os dois componentes em questão, começa, como o próprio diagrama da **Figura 2.4** sugere, pela compreensão da dinâmica secundária do pistão, através de resultados

Figura 2.4: Fatores envolvidos



fatores envolvidos, tanto no que diz respeito ao ruído quanto à cavitação, destacando a origem comum dos dois fenômenos.

que a biela passa de um lado linha de centro do cilindro para o outro, considerando primeiramente a força de inércia, todo instante em interna.

característico, que também se verifica no caso de motores de combustão pistão, em termos de movimentação lateral, possui um comportamento Em um mecanismo biela manivela, a dinâmica secundária do

2.2 Dinâmica secundária e “batidas” de pistão

tema.

é facilmente percebido pelo consumidor, o que garante o interesse no Deve-se salientar, que o ruído desagradável causado pelo pistão

restrito aos fabricantes de pistão.

do motor, em termos de intensidade, seu estudo está geralmente pistão tem uma participação pouco expressiva no nível global de ruído interno das empresas. Aliado a isso, uma vez que o ruído causado pelo sugere que o tema esteja ainda sendo mantido como conhecimento pistão, o fato de nenhuma publicação a respeito ter sido encontrada, importância seja fundamental para o estudo de ruído causado pelo são encontrados no contexto do fenômeno de cavitação. Embora sua Alguns modelos de aplicação de força, analisados mais adiante,

experimentais e modelos numéricos.

isto é, nos pontos mortos superior e inferior, ou em que ocorre inversão no sentido da aceleração axial do pistão (aproximadamente a meio curso), o sentido da componente de força lateral se inverte, promovendo a movimentação do pistão de uma parede à outra do cilindro.

Além disso, a força de pressão do gás e de resistência ao movimento também afetam as posições angulares de virabrequim nas quais o pistão se desloca de uma parede a outra do cilindro. Por exemplo, no final do ciclo de compressão, a força de inércia tende a manter o pistão no *lado de pressão* do cilindro. Com o aumento da força do gás, devido à compressão deste, a resultante pode ter o sentido da força do gás, causando o deslocamento do pistão para o lado oposto de pressão do cilindro.

Por fim, o balanço de forças no pistão, provoca, em geral, o aparecimento de um binário de forças, acoplado um movimento angular ao movimento lateral.

A vibração causada pelas "batidas" de pistão pode ser medida através da fixação de acelerômetros ao bloco, como feito por **VORA & GHOSH (1991)**, coletando diretamente a aceleração da parede do mesmo. Adicionalmente, microfones podem ser utilizados para a medição do ruído causado pela vibração, segundo os trabalhos de **FIELDING & SKORECKI (1969)** e **RICHMOND & PARKER (1987)**. NO

¹ O lado de pressão de um cilindro é definido como sendo aquele onde, durante o ciclo de expansão e devido à pressão do gás e configuração geométrica do sistema biela manivela, a força lateral está sendo aplicada.

caso de cavitação, um transdutor de pressão pode ser instalado de modo a se obter informações a respeito da flutuação de pressão no lado do fluido de arrefecimento. Esta técnica é aplicada por **BEDERAUX-**

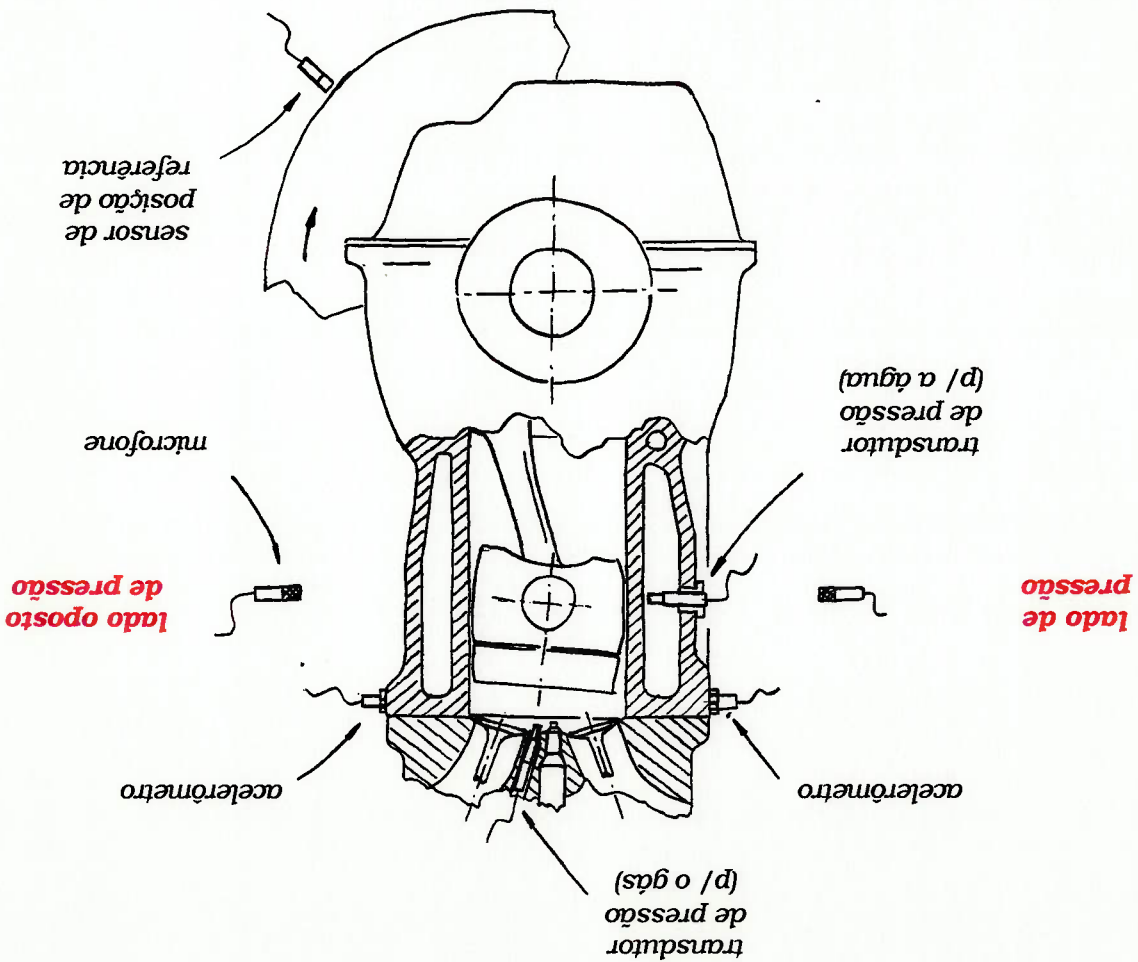
CAYNE (1996).

A **Figura 2.5** ilustra um arranjo experimental para motores instalados em dinamômetro, indicado para o estudo de "batidas" de pistão. Além dos transdutores citados acima, monitorar a pressão de combustão é muito importante, uma vez que esta participa significativamente no balanço de forças. Outras grandezas, como temperaturas do fluido de arrefecimento e óleo, devem ser controladas durante o ensaio, de forma a melhorar a repetibilidade dos testes. Por exemplo, permitir grandes variações de temperatura do motor entre um teste e outro, pode comprometer uma investigação da influência de diferentes perfs de saia. Isto porque a folga de montagem entre pistão e cilindro e a viscosidade do óleo, dependentes da temperatura, podem alterar os resultados.

Com relação aos sinais de aceleração e pressão sonora, coletada pelo microfone, a faixa de frequência de maior importância, para impactos de pistão, vai até cerca de 4000 Hz.

Em termos de ruído, as "batidas" de pistão geralmente se manifestam em uma faixa de 1000 a 4000 Hz, sendo que impactos da zona dos anéis e topo da saia excitam as frequências mais altas, ao passo que a porção inferior da saia excita as frequências mais baixas da banda considerada.

Figura 2.5: Possível configuração dos transdutores



A **Figura 2.6** mostra um espectro de frequências para um sinal coletado por acelerômetro, instalado no lado de pressão do bloco, em uma montagem experimental similar à ilustrada na **Figura 2.5**. O estudo interno à Metal Leve, **NIGRO (1998)**, realizado pelo autor durante o desenvolvimento de uma aplicação específica, teve por objetivo a redução de ruído causado pelo pistão com o motor frio.



Figura 2.6: Influência da redução do deslocamento do furo para pino

No caso, a redução do deslocamento do furo para pino mostra-se favorável à redução da intensidade de vibração em altas frequências e consequentemente do tipo de ruído em questão. Deve-se salientar que esse último era causado pelo impacto da zona de anéis ou topo da saia, resultando em uma maior diferença de intensidade do sinal nas frequências acima de 2000 Hz.

No mesmo trabalho, resultados obtidos para um pistão com aplicação de uma camada de grafite sobre a sala, mostram a redução global do nível de vibração entre 1000 e 4000 Hz, devido à redução da folga de montagem para valores em torno de 1 μ m. Esse resultado indica claramente a faixa de frequências excitadas pelas "battidas" de pistão.

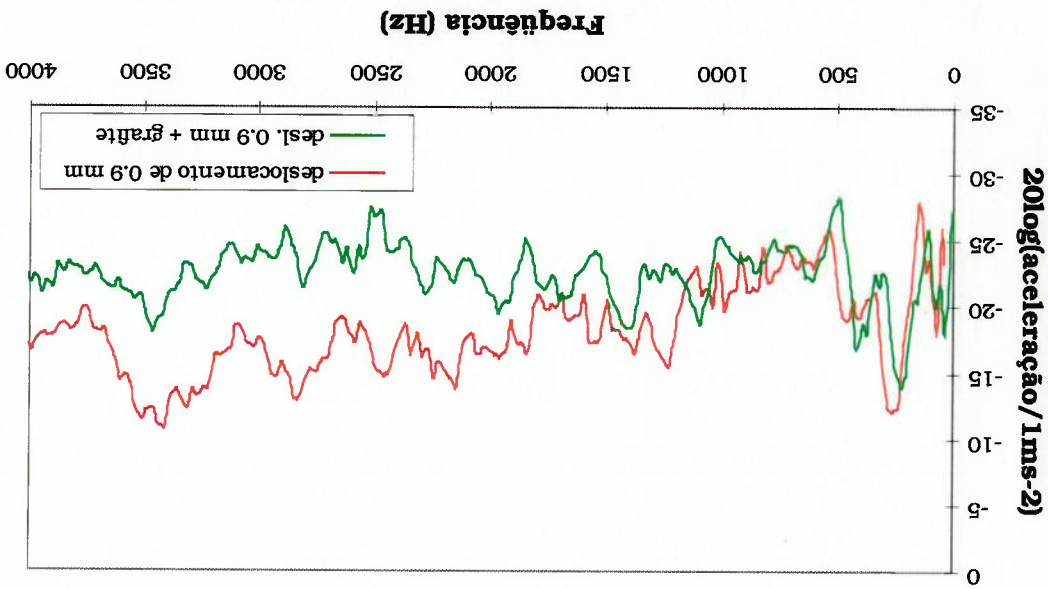


Figura 2.7: Influência da aplicação de uma camada de grafite

Uma análise dos sinais de aceleração no domínio do tempo é também adequada, uma vez que permite extrair informações a respeito do momento da "batida" e de que lado do cilindro ela ocorre, permitindo uma melhor caracterização do mecanismo analisado.

Para uma caracterização completa da "batida", a medição da dinâmica secundária do pistão em um motor é ainda a melhor abordagem. **RICHMOND & PARKER (1987)** instalaram 4 sensores de

proximidade indutivos na saia do pistão, sendo dois no lado de pressão, em no topo e parte inferior da saia, e dois no lado oposto de pressão, em posições análogas. No entanto, este tipo de medição, onde os sinais dos sensores devem ser extraídos de dentro do motor através, por exemplo, de um mecanismo de barras, é bastante complexo e custoso. Além disso, cada nova versão de pistão deve ser reinstrumentada para o ensaio subsequente.

Atualmente, a simulação da dinâmica secundária do pistão tem se mostrado uma ferramenta bastante poderosa, para uma melhor visualização desse movimento e compreensão da "batida". Muitos modelos são propostos para descrever o sistema dinâmico em questão. Os mais simples descrevem a interação entre pistão e cilindro através de um sistema massa-mola, como propõem **LUCA & GERGES (1996)**. Outros autores, como **SLACK (1983)**, medem diretamente as respostas dinâmicas do pistão e cilindro, para um dado motor, elaborando um modelo de mobilidade mecânica. O sistema é portanto descrito por funções de transferência, que são aplicáveis somente ao motor em estudo.

O desenvolvimento de modelos baseados na descrição dos fenômenos envolvidos parece ser, no entanto, uma abordagem de maior interesse. Isto permite que o modelo independa de um motor específico e seja sensível à alteração de um maior número de parâmetros de projeto. Nessa linha, o modelo mais completo a que se tem acesso

real.

da comparação de resultados numéricos com medições em um motor trabalhos anteriores, sendo que sua importância fica evidente quando método agrega informações que eram perdidas pelas simplificações calculado com cilindro rígido, é desenvolvido e implementado. Esse forças, que parte do resultado da simulação da dinâmica de pistão, No presente trabalho, um método consistente de aplicação de discutível.

da rigidez do cilindro, durante a "batida" do pistão, ainda é um ponto computacional para a obtenção da solução. A magnitude da influência dinâmicas do pistão e cilindro aumentaria significativamente o esforço diferenciais que descrevem o sistema. Segundo os autores, acoplar as consideração de um cilindro rígido, na obtenção das equações A hipótese simplificadora mais forte do programa acima é a

elastohidrodinâmico apresentado por **DURSUNKAYA et al. (1993)**. considera a flexibilidade da sala através de um modelo sala, introduzido por **KERIBAR & DURSUNKAYA (1992)**, e também versão atual deste programa inclui um modelo para lubrificação na originalmente desenvolvido por **DURSUNKAYA & KERIBAR (1992)**. A comercialmente, encontra-se implementado no programa *PISDYN2*,

2.3 Os métodos existentes

Antes de passar à discussão dos métodos de aplicação de força, que no caso são todos voltados ao problema da cavitação, uma breve introdução ao problema é pertinente.

A erosão em cilindros de motores Diesel, decorrente do fenômeno da cavitação, tornou-se um problema de interesse a partir da década de 40 e vem sendo estudado até a presente data. O fenômeno é provocado pela vibração da parede do cilindro, ao ser excitada por impactos do pistão. Estes promovem a formação e colapso de bolhas de vapor no fluido de arrefecimento, devidos às ondas de baixa e alta pressão geradas pelo deslocamento da superfície do cilindro.

De um modo geral, a cavitação manifesta-se no lado de pressão do cilindro. Existem casos também onde é observada no lado oposto ao de pressão e também a um ângulo de $\pm 60^\circ$ em relação ao plano de pressão.

O problema de cavitação tem apresentado um caráter recorrente ao longo dos anos, isto é, sempre que é resolvido através de alguma modificação de projeto, novos motores mais potentes o fazem reaparecer. Mais recentemente, as restrições de caráter ambiental com relação a alguns aditivos para o líquido de arrefecimento, bastante eficazes no controle da cavitação, têm-na colocado em evidência novamente. Assim, apesar de o problema ser conhecido há bastante tempo, somando-se a este caráter cíclico a sua complexidade,

investigações continuam a ser feitas, principalmente no campo experimental.

Por durarem de 250 a 500 horas, os testes em dinamômetro, específicos para a avaliação da cavitação, consomem muito tempo e dinheiro, fazendo com que testes mais rápidos apresentem grande interesse. Nesta linha, **KELLEY & McWILLIAMS (1996)** e **HOSNY et al. (1996)** investigaram melhorias para o teste ASTM G32, que consiste em vibrar um corpo de prova a frequências ultrassônicas, por cerca de duas horas, verificando o grau de cavitação através da redução de massa deste corpo. Dificuldades em garantir a repetibilidade dos resultados e a correlação deficiente com o observado em campo limitam por hora a aplicabilidade do procedimento. Cabe ainda dizer que este teste se limita à avaliação do líquido de arrefecimento e do material do cilindro.

HOSNY (1996) propõe um método para detecção de cavitação em tempo real, baseado na medição da intensidade sonora do ruído proveniente do colapso das bolhas durante o fenômeno. Com o emprego deste método, testes em dinamômetro levariam algumas horas. Tem-se como ressalvas a dificuldade em se distinguir a cavitação das diversas fontes de ruído presentes em um motor, bem como a necessidade de um motor já construído.

Levando-se em conta o estágio atual das investigações experimentais, uma abordagem numérica torna-se bastante interessante, uma vez que permite considerar fatores de projeto (como

características do pistão e geometria do cilindro e camisa d'água) que alguns métodos experimentais não permitem, além de poder ser empregada antes da construção de protótipos. Deve-se dizer também que o aumento contínuo da capacidade de processamento dos computadores torna possível a simulação de modelos complexos, em tempo suficiente para justificar esse tipo de enfoque.

Com relação ao pistão, **BEDERAUX-CAYNE (1996)** verificou experimentalmente a influência do deslocamento da linha de centro do furo para pino na cavitação, onde um deslocamento para o lado de pressão mostrou-se efetivo na redução da cavitação. A escolha de valores apropriados de deslocamento, geralmente para o lado de pressão, tende a reduzir a energia de impacto, como observado por **LOWE (1990)** e **HOSNY & YOUNG (1993)**. Entretanto, a escolha correta depende de cada projeto, sendo que, além da cavitação, deve-se ter em mente o nível de ruído do motor em regimes de carga e rotação baixas, muito influenciado por este parâmetro.

APFENZELLER et al. (1979) e **HOSNY & YOUNG (1993)** investigam também a folga de montagem entre pistão e cilindro, indicando que a redução desta contribui para reduzir a cavitação. Reduzir os níveis de vibração do cilindro também é possível através da alteração de sua geometria e também da geometria da camisa d'água.

Uma possível medida, investigada por **LOWE (1990)** e **HOSNY & YOUNG (1993)**, é aumentar a rigidez do cilindro, através do aumento da

A respeito dos métodos existentes para aplicação da força de excitação, uma análise crítica é apresentada a seguir. Um ponto comum dos trabalhos é o enfoque no modelamento do cilindro e bloco do motor, sendo a aplicação das forças bastante simplificada, o que, em geral,

(1993).

Finalmente, um maior aprofundamento no tema da cavitação em cilindros, sob uma ótica mais abrangente, pode ser obtido através da revisão de literatura bastante completa elaborada por **HERCAMP**

GREEN (1992) apresenta um estudo detalhado a respeito deste tópico. parâmetro complexo e as soluções ótimas variam de motor para motor. menor a espessura, mais intensa é a cavitação. Este porém, é um regiões de baixa pressão, suscetíveis à cavitação. Normalmente, quanto dita como as ondas de pressão irão se propagar e refletir, determinando para o líquido de arrefecimento, na região do lado de pressão, é quem fator importante para reduzir a cavitação. A espessura das passagens juntamente com a rigidez do cilindro, a camisa d'água é um e, eventualmente, provocar o engrupamento.

projeto do pistão, podendo alterar níveis de consumo de óleo, emissões aumento da distorção do cilindro a quente deve ser levada em conta no estudado por **HOSNY & YOUNG (1993)**. No caso deste último, o interior do cilindro ou adicionar um suporte intermediário, como considerar. Nessa mesma linha, pode-se elevar a posição do suporte calor do cilindro para a água de arrefecimento são fatores a se espessura de sua parede. Contudo, o espaço disponível e o fluxo de

torna o modelo pouco sensível à alteração de parâmetros de projeto do pistão.

De modo a facilitar a compreensão do que será discutido, a **Figura 2.8** mostra uma vista em corte típica do cilindro, considerando a

região adjacente do bloco.

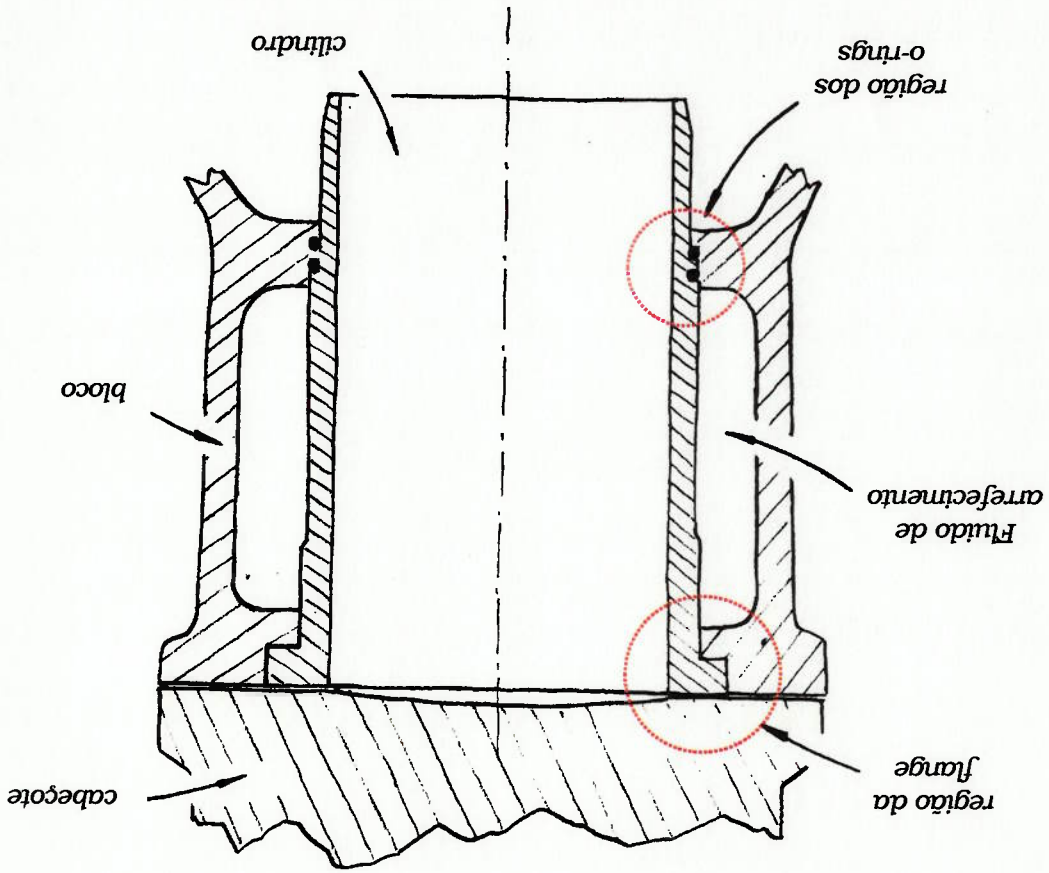


Figura 2.8: Representação esquemática do cilindro e bloco

2.3.1 Affenzeller

A proposta de **AFFENZELLER et al. (1979)** é estabelecer um método de diagnóstico para estudar a cavitação, baseado na utilização

de um transdutor de pressão instalado no motor. A técnica de elementos finitos é utilizada como ferramenta auxiliar para validação, permitindo ao autor explicar porque, em determinados motores, a cavitação ocorre em regiões diferentes da região de máxima distorção do cilindro, devida ao impacto do pistão.

O modelo de elementos finitos empregado considera somente o cilindro e é constituído de 8 elementos hexaédricos de oito nós para representar a flange e 144 elementos de casca com três nós para representar a parede. Como o modo de vibrar torsional do cilindro não é excitado por impactos do pistão, é suficiente modelar apenas metade do cilindro, a fim de se detectar os modos de interesse (os seis a oito primeiros, entre cerca de 1000 e 5000 Hz).

A flange é modelada de duas formas extremas, isto é, infinitamente rígida (nós com deslocamento nulo nas três direcções) e infinitamente rígida na direcção axial (nós com deslocamento nulo na direcção paralela ao eixo do cilindro). As frequências naturais obtidas, comparando-se modos similares, são cerca de 20% mais altas no caso da flange infinitamente rígida. Resultados experimentais indicam que a vinculação adequada seria algo entre os dois extremos utilizados. Na realidade, a montagem do cabeçote do motor permite algum movimento no plano da flange, onde um modelo considerando o aperto de montagem e o atrito seria mais recomendado como aproximação. Deve-se dizer, no entanto, que o esforço computacional aumentaria consideravelmente devido às não linearidades envolvidas.

A outra região de vinculação, definida pelos *o-rings*, é modelada pelo autor através de elementos de barra, impondo ao modelo alguma rigidez na direção radial. Embora não fique claro ao longo do trabalho, aparentemente não se considera o amortecimento dos *o-rings*.

A água de arrefecimento não é considerada no modelo devido à limitação dos programas de elementos finitos empregados pelo autor na época do trabalho (1979), e também devido à dificuldade em se modelar as condições de contorno para a interação com o bloco. Destaca-se, contudo, a importância de se considerar a presença da água, uma vez que esta reduz as frequências naturais e amplitudes de vibração do sistema, bem como introduz um certo amortecimento. Resultados experimentais indicam uma redução de 3500 Hz para 3000 Hz em uma das frequências naturais do cilindro ao acrescentar-se água. Este decréscimo de cerca de 20% é atribuído ao efeito da massa d'água no sistema.

Affenzeller afirma que a flutuação de pressão na água devida ao escoamento não é importante para a cavitação, uma vez que as baixas velocidades envolvidas (0,1 a 0,5 m/s) levariam a uma queda de apenas 0,0012 bar na pressão. O escoamento desempenharia um papel importante apenas sob o aspecto da corrosão.

O modelo gerado é aplicado a um motor já existente, ajudando a explicar a ocorrência de cavitação em algumas regiões do cilindro. A respeito do método de aplicação de forças, a força de excitação para a análise transiente, representando a "batida" do pistão, é aplicada em

um único nó do modelo, utilizando-se uma flange infinitamente rígida. Foi admitido um aspecto triangular e um pico de 2 kN, com uma duração total de 0,2 ms, como ilustrado na **Figura 2.9**. A deformação decorrente do impacto é de aproximadamente 0,012 mm e a frequência excitada é 1200 Hz.

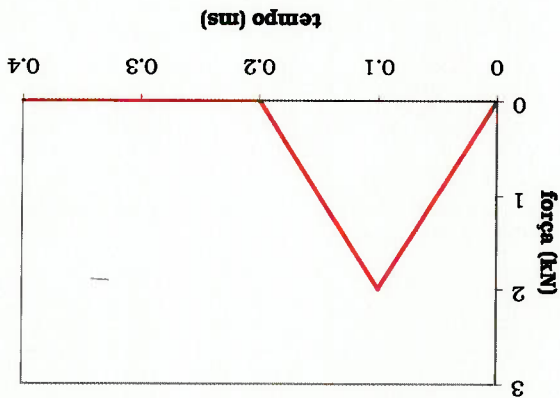


Figura 2.9: Força devida à "batida" do pistão

2.3.2 Yonezawa

YONEZAWA & KANDA (1985) empregam a técnica de elementos finitos em conjunto com resultados experimentais a fim de estudar o fenômeno de cavitação em cilindros. Os estudos são realizados buscando-se um maior conhecimento a respeito do fenômeno, além de procurar um critério para avaliação da ocorrência de cavitação, no caso, baseado na velocidade de vibração da parede do cilindro.

Os autores modelam, além do cilindro, uma porção do bloco do motor. Assim como Affenzeller, apenas metade do modelo é

considerada, reduzindo-se então o tempo necessário à solução. Aparentemente são utilizados 112 elementos hexaédricos de oito nós para o bloco e 64 elementos de casca de quatro nós para o cilindro.

O cabeçote não é modelado e a região da flange é considerada totalmente solidária ao bloco do motor. Considerar a montagem incluída não linearidades, aumentando, segundo os autores, consideravelmente a complexidade do modelo e o tempo necessário à convergência da solução numérica. Variando-se a espessura das paredes do bloco, através de simulações, as frequências naturais acima de 1500 Hz afastam-se significativamente dos valores medidos. Os autores consideram então necessária a inclusão de uma região do bloco no modelo. Deve-se dizer que a presença do cabeçote (não modelado) tende a reduzir a influência do bloco. Com relação a presença dos cilindros adjacentes, a hipótese cujos resultados mais se aproximaram das frequências naturais medidas foi a condição de simetria. As outras condições testadas para os nós pertencentes ao plano de simetria foram: nós livres e nós com deslocamentos nulos nas três direções.

Os modos de vibrar obtidos experimentalmente mostraram, para o caso específico do motor analisado, a existência de um círculo nodal coincidente com a região do *o-ring*, indicando uma pequena influência da rigidez do último na dinâmica do cilindro. Assim, a escolha de uma condição de contorno com os nós vinculados apenas radialmente apresentou boa correlação com resultados experimentais. Nesse caso, em particular, a rigidez e o amortecimento do *o-ring* não precisaram ser

2.3.3 Lowe

Investigações experimentais realizadas pelos autores indicam que a presença da água de arrefecimento reduz ligeiramente as frequências naturais encontradas, não sendo, portanto, considerada no modelo. A redução das amplitudes de vibração devida à presença da água, foi compensada através da escolha de fatores de amortecimento adequados para a estrutura.

Com relação à influência do escoamento na flutuação de pressão da água, medições realizadas mostram uma flutuação de apenas 0,005 bar (quando comparada com 1 bar devida à vibração do cilindro) nas proximidades do sensor, devida principalmente à pulsação da bomba d'água.

A utilização de sensores de proximidade no pistão permitiu aos autores estimar a força de excitação com base na aceleração lateral do pistão e nas massas com movimento alternativo. Restrições do programa de elementos finitos utilizado na época (1985) impuseram a aproximação desta força por uma função de aspecto triangular, análoga à da **Figura 2.9**, e de amplitude de 1 kN e duração de 0,4 ms. Resultados experimentais e numéricos indicam velocidades de vibração de até 0,09 m/s e frequência excitada de cerca de 900 Hz.

O trabalho realizado por **LOWE (1990)** apresenta uma técnica

analítica para abordar o problema da cavitação em cilindros de motores. Diferentemente dos trabalhos anteriores, existe uma grande preocupação do autor em modelar o pistão e cilindro a quente, bem como realizar uma simulação da dinâmica do pistão, de modo a obter a força de excitação do cilindro.

O modelo de cilindro utilizado na aplicação da técnica inclui regiões do bloco pertinentes à flange e *o-rings*. Como nos casos anteriores, apenas metade do modelo é considerada. São utilizados cerca de 500 elementos hexaédricos de 20 nós, devido à maior precisão com relação aos elementos de oito nós.

O autor não deixa claro que tipo de vínculo foi utilizado para a região da flange, embora comente a utilização de amortecedores estruturais diferenciados no modelo de forma a obter uma rigidez apropriada. Já os *o-rings* são modelados através de elementos do tipo mola-amortecedor.

O efeito do líquido de arrefecimento nas frequências naturais e amplitudes de vibração é simplificado através da alteração da densidade e amortecimento do cilindro. O autor afirma, no entanto, que o efeito do líquido na dinâmica da estrutura é mínimo. De modo a estudar a influência do escoamento na flutuação de pressão da água, um modelo bidimensional, representando uma seção perpendicular à linha de centro do cilindro, é construído. Os resultados mostram que as velocidades envolvidas não excedem 0,6 m/s, acarretando uma queda de pressão de 0,0018 bar.

A força de excitação foi calculada baseada na energia de impacto correspondente ao impulso da força de excitação. Considerando-se uma força de aspecto triangular, o valor recomendado para a sua duração é, segundo o autor, o inverso da primeira frequência natural do cilindro. Os valores típicos para um motor Diesel seriam 0,5 ms para o intervalo de tempo, e entre 500 e 1500 N para a força.

Para a análise transiente foi utilizado o método β de Newmark com incrementos de tempo de 0,005 ms, com uma duração total de 4,0 ms. A força foi aplicada em um único nó do cilindro.

2.3.4 Green

GREEN (1992) apresenta um estudo, experimental e numérico, bastante profundo do problema da cavitação em cilindros. Em seu trabalho, uma atenção especial é dada à determinação das condições de contorno relativas à fixação do cilindro e à camisa d'água, sendo que várias possibilidades são analisadas.

O autor construiu um modelo considerando apenas metade do cilindro devido à presença de um plano de simetria. O modelo é constituído de 976 elementos sólidos hexaédricos de oito nós, representando o cilindro, e 1024 elementos acústicos hexaédricos de 8 nós, representando a camisa d'água. A técnica de subestruturação foi utilizada, uma vez que a inclusão da água leva a uma análise não linear. Sua utilização reduziu o tempo de processamento em 10%.

Admitiu-se que a região da flange é rigidamente conectada ao bloco, restringindo-se o movimento dos nós, pertencentes às faces superior e inferior, nas três direções. Levantamentos experimentais, excitando-se apenas um dos modos de vibrar do cilindro, permitiram a determinação do fator de amortecimento equivalente para o material do cilindro ($\zeta = 0,2\%$) e para o sistema com *o-rings* ($\zeta = 10\%$). Os valores de rigidez e amortecimento dos elementos de barra representando os *o-rings* foram ajustados iterativamente. Utilizou-se para tal o modelo de elementos finitos, de forma a obter-se os mesmos valores medidos de frequência natural amortecida e decaimento de amplitude de vibração.

A água de arrefecimento atua no sistema como uma massa adicional, diminuindo as frequências naturais, bem como propicia um amortecimento extra. Excitando-se o cilindro com água e sem os *o-rings*, obteve-se um fator de amortecimento $\zeta = 1,3\%$. Os elementos acústicos empregados para modelar a água permitem estipular um amortecimento nas interfaces entre fluido e estrutura. Novamente, o autor utiliza o modelo numérico iterativamente, de forma a escolher o amortecimento que melhor ajusta os resultados experimentais.

A condição de contorno escolhida para a superfície do fluido em contato com as paredes do bloco é de deslocamentos nulos, exceto para a superfície no topo da camisa d'água, vizinha à flange, onde adota-se pressão nula. Segundo Green, esta escolha é a que apresenta melhor correlação entre a distribuição de pressões obtida numericamente e as regiões onde a cavitação é esperada no cilindro.

Como a preocupação maior do autor é o modelo do cilindro e da água, pouca importância é dada para a força de excitação utilizada, sendo baseada em valores empregados por outros autores. Esta tem portanto uma forma triangular com duração no tempo de 0,2 ms. Sua amplitude, 1750 N para meio modelo, foi ajustada de modo a provocar um deslocamento de 0,025 mm da parede do cilindro. Como ponto interessante, a força foi considerada distribuída de forma a evitar deformações localizadas excessivas. A análise transiente foi então conduzida por 2,0 ms.

2.3.5 Hosny

Este trabalho, apresentado por **HOSNY & YOUNG (1993)** em 1993, é o mais recente na área de simulação a respeito do problema de cavitação. O trabalho é bastante abrangente, modelando desde a dinâmica do pistão até a dinâmica da geração da bolha, estudando-se a velocidade do microjato decorrente do seu colapso. Diversos estudos paramétricos são apresentados ao longo da metodologia preditiva sugerida pelo autor.

Para a construção do modelo do cilindro, o autor buscou um compromisso entre simplicidade de modelagem, precisão e tempo de processamento. Foram testados quatro tipos de modelos: composto apenas de elementos de casca de oito nós considerando um diâmetro médio do cilindro; composto de elementos de casca em direções

adicionais de modo a modelar a flange e a região dos *o-rings*; composto de elementos hexaédricos de vinte nós; e finalmente composto de elementos tetraédricos de dez nós. O segundo tipo foi o modelo escolhido, por apresentar um melhor compromisso entre as características desejadas.

A região da flange do cilindro é modelada considerando-se deslocamento nulo na direção vertical. Não fica claro que tipo de vínculo foi aplicado no plano horizontal da flange. Os *o-rings* foram modelados como molas/amortecedores, de rigidez e amortecimento ajustados a partir de valores experimentais provenientes da análise modal. As molas representam os *o-rings* são dispostas radialmente, uma vez que estes praticamente não impõem restrição ao movimento tangencial.

A fim de modelar a camisa d'água, foram utilizados elementos acústicos, considerando-se deslocamentos nulos para os nós pertencentes à interface entre as paredes do bloco e o fluido. Não foi considerado nenhum amortecimento nas superfícies delimitadoras, isto é, as ondas de pressão são perfeitamente refletidas.

A excitação do modelo é feita por duas forças de aspecto triangular, correspondendo a dois impactos distintos do pistão, previstos por uma simulação de sua dinâmica. As magnitudes são de 750 N e 1000 N, sendo a duração de cada força de aproximadamente 0,6 ms, e a aplicação concentrada em um único nó, em uma posição do cilindro correspondente ao ponto de impacto.

2.3.6 Análise dos trabalhos

Após comentar, de forma individual, os trabalhos já publicados, torna-se possível fazer uma análise comparativa mais detalhada. Os dois pontos de interesse são: o modelamento do cilindro e bloco através da técnica de elementos finitos, e o método de aplicação de forças para excitar o cilindro, de forma a caracterizar as "batidas" do pistão.

Os resultados apresentados, obtidos pelos cinco autores, são bastante consistentes quando comparados com resultados experimentais, sendo que as regiões cavitantes previstas numericamente apresentam uma boa correlação com regiões observadas em casos reais. Essa consistência é esperada, uma vez que os resultados experimentais são empregados, em menor ou maior grau, para a calibração dos modelos durante sua validação.

A **Tabela 2.1** e a **Tabela 2.2** resumem algumas informações úteis para a compreensão dos comentários subsequentes.

Analisando a **Tabela 2.2**, é possível notar um crescimento do número de elementos empregados na geração das malhas (a grosso modo exponencial, como indica o gráfico da **Figura 2.10**). Este fato está diretamente associado à capacidade de processamento computacional, uma vez que os trabalhos, apresentados aqui em ordem cronológica,

	Deformação máxima (mm)	Frequência excitada (Hz)	Velocidade máxima (m/s)
Affenzeller	0,012	1200	0,20
Yonezawa	?	900	0,09
Love	0,026	2000	0,18
Green	0,025	1800	0,24
Hosny	?	1000 - 2000	?

Tabela 2.2: Resultados obtidos

(1) O número separado do tipo do elemento por hífen indica a quantidade de nós do elemento, enquanto o número entre colchetes representa a quantidade de elementos empregada;
 (2) O ponto de interrogação indica que o autor não fornece o dado em questão.

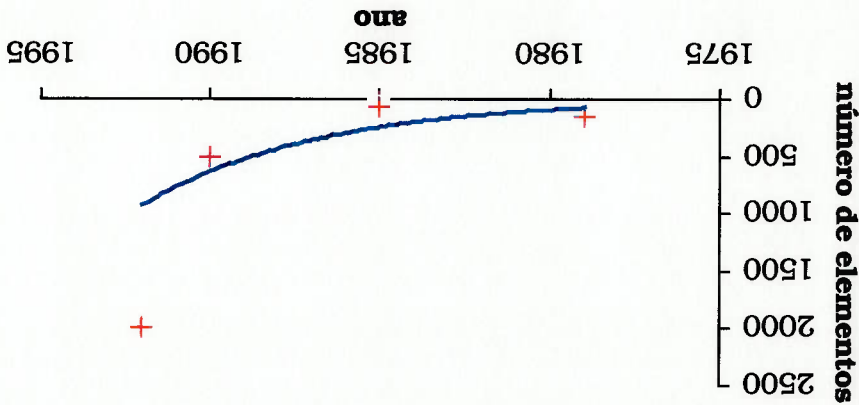
Flange	o-ring	Elementos		Força máx. (N)	ΔT (ms)	
		cilindro	água			
Affenzeller	∞ rígida	barra sem amortecim.	brick-8 [8] (1) shell-3 [144]	não considera	2000	0,2
Yonezawa	solidária ao bloco	deslocam. radial nulo	brick-8 [8] shell-4 [64]	não considera	1000	0,4
Love	?	mola - amortecedor	brick-8 [500]	não considera	500 - 1500	0,5
Green	∞ rígida	barra com amortecim.	brick-8 [976]	brick-8 [1024]	3500	0,2
Hosny	?	mola - amortecedor	shell-8 [?]]	brick-? [?]	750 - 1000	0,6

Tabela 2.1: Características dos modelos e das forças de excitação

Apesar do aspecto da curva, é muito provável que exista um limite para o número de elementos empregados nos modelos. Embora os computadores estejam cada vez mais velozes, quando o número de elementos for adequado para modelar precisamente o problema, será desnecessário aumentá-lo.

Um segundo fator a ser levado em conta é o tipo de elemento empregado no modelo de elementos finitos. Para a escolha do tipo, geralmente entre tetraédrico e hexaédrico, existe um compromisso entre velocidade de geração de malha, onde o primeiro é vantajoso, e precisão do resultado inerente ao tipo, onde o segundo é recomendado. Caso o modelo se estenda ao bloco, devido à sua complexidade, a utilização de elementos hexaédricos pode tornar-se inviável em aplicações para a

Figura 2.10: Evolução do número de elementos empregados



estão separados por um intervalo de aproximadamente 14 anos. Com a melhoria dos computadores, modelos mais complexos, no que se refere a número de elementos e não linearidades, poderão ser empregados, de forma a representar o problema mais realisticamente.

indústria, onde o tempo de projeto é decisivo. Uma solução interessante é o emprego de elementos tetraédricos de segunda ordem, aliando velocidade de geração de malha com boa precisão.

Com base na **Tabela 2.2**, as frequências naturais do sistema envolvidas no fenômeno da cavitação estão entre 900 e 2000 Hz. Cabe lembrar que, para o fenômeno de ruído esta faixa estende-se de cerca de 1000 a 4000 Hz. Estes valores, baseados em resultados experimentais, indicam qual a faixa de frequências que um modelo de elementos finitos deve ser capaz de abranger.

Modelar a região da flange, considerando a prensagem da junta entre cabecote e cilindro, e a influência dos *o-rings*, ainda é uma tarefa complexa. Um modelo com este detalhamento tornaria mais confiável a solução obtida, mas o tempo de computação cresceria de modo proibitivo, mesmo com os recursos hoje disponíveis. Incluir o cabecote do motor no modelo e adotar simplificações para as interações entre a flange, o cabecote e o bloco, de forma a contornar-se as não linearidades típicas desse tipo de junção, é uma possibilidade a ser considerada. Já a inclusão de modelos detalhados dos *o-rings*, devido às características da borracha e aos atritos com as paredes do seu alojamento, seria uma tarefa bastante complicada. A utilização de simplificações a serem adotadas, contínua sendo fundamental nos problemas de modelamento.

Com relação à água de arrefecimento, mesmo que a sua

influência na dinâmica do cilindro não seja consideravelmente significativa, devido ao baixo grau de acoplamento, a sua inclusão nos modelos que pretendem ser utilizados para o estudo da cavitação é recomendada, uma vez que o fenómeno é dependente dos valores da pressão absoluta do fluido e da pressão de vapor. Segundo **GREEN (1992)**, critérios de avaliação baseados na velocidade de vibração do cilindro, para modelos onde o fluido de arrefecimento não é considerado, podem não detectar a ocorrência de cavitação. Isto deve-se ao fato de que os modelos baseados na velocidade não contemplam a reflexão das ondas de pressão nas superfícies circundantes, o que pode alterar substancialmente o valor absoluto da pressão em algumas regiões.

Por fim, para os métodos de aplicação de força empregados pelos autores citados, duas hipóteses simplificadoras bastante restritivas são admitidas em todos os trabalhos analisados: a primeira diz respeito à distribuição da força decorrente da "batida" na superfície do cilindro. Ora a força é considerada concentrada em um único nó, ora é distribuída uniformemente sobre uma determinada área. Levando em conta a elasticidade da sala e a presença de um filme de óleo, através de um modelo elastohidrodinâmico (EHD), é fundamental para analisar a influência de alguns parâmetros de projeto do pistão na cavitação.

A segunda simplificação está associada ao fato de que a força aplicada no cilindro é uma função do tempo como a ilustrada na **Figura 2.9**. Uma evolução no tempo mais realista, além de ser dependente da

distribuição das forças devida ao modelo EHD, ou seja, à movimentação secundária do pistão, é também função da movimentação axial do mesmo no interior do cilindro.

O método de aplicação de forças a ser apresentado leva em conta tanto a utilização de um modelo EHD, quanto a movimentação axial do pistão. Em outras palavras, em cada nó do cilindro é aplicada uma força em função do tempo que depende dos movimentos secundário e primário do pistão.

3 Proposta de solução do problema

Do ponto de vista de projeto de pistão, o desenvolvimento de um método de aplicação de forças se encaixa em um contexto mais abrangente de simulação. Uma possível configuração das etapas de simulação e do fluxo de informações está ilustrado na **Figura 3.1**.

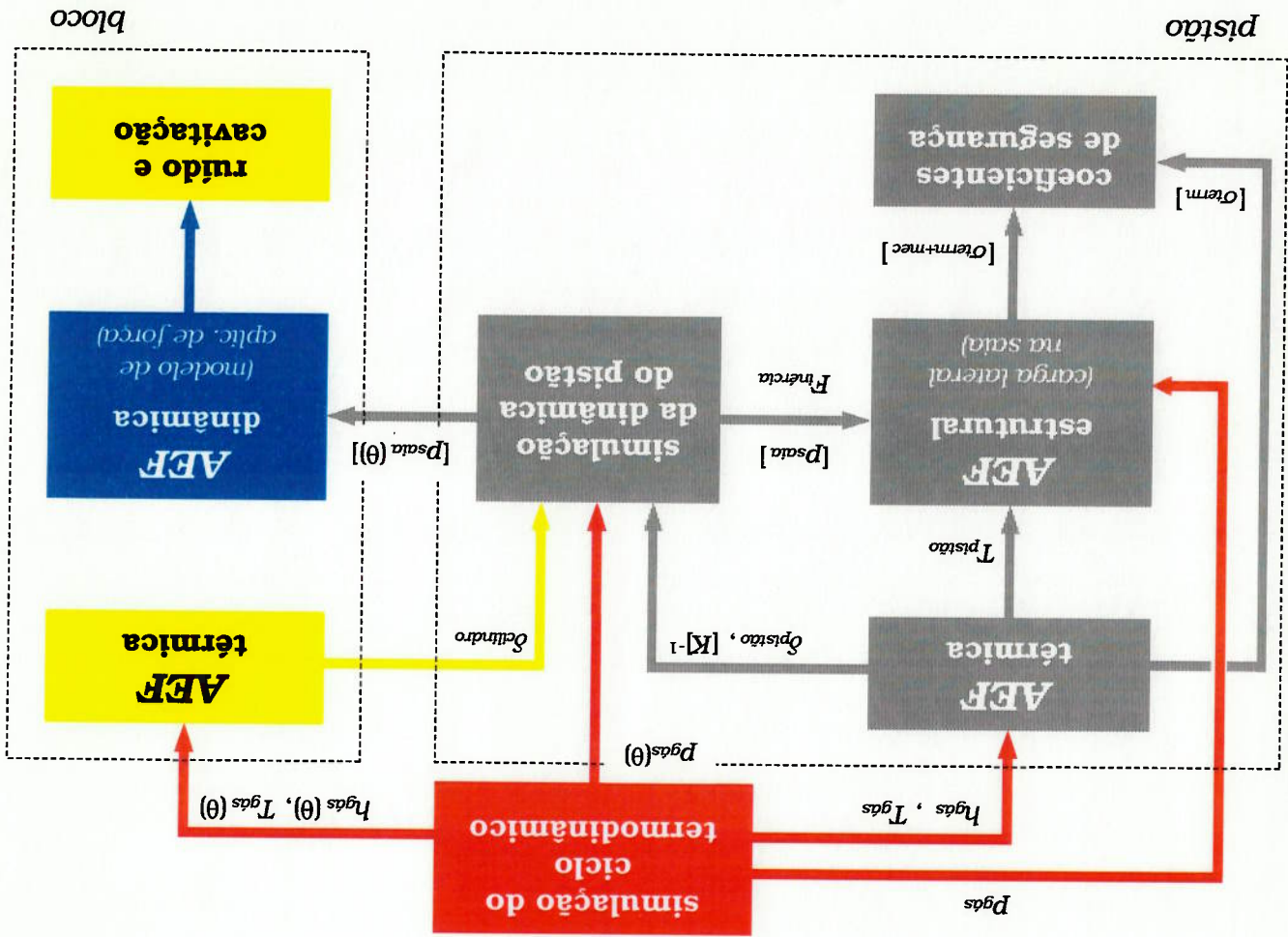


Figura 3.1: Fluxograma para simulação completa de pistão

Uma análise inicial do diagrama da **Figura 3.1** permite notar

que todas as etapas são dependentes, direta ou indiretamente, de condições de contorno obtidas através da simulação do ciclo termodinâmico. Além disso, dois grupos principais, denominados *pistão* e *bloco*, podem ser identificados.

O grupo *pistão*, contendo as etapas em cinza, ilustra o projeto centralizado no pistão, isto é, sem uma preocupação com o efeito de alguns parâmetros de projeto nos níveis de vibração do cilindro e bloco, e consequentemente nos fenômenos de cavitação e ruído. As etapas pertencentes a esse grupo são bastante conhecidas no meio dos fabricantes de pistão, podendo ser encontradas em algumas publicações, como por exemplo, **HILDYARD et al. (1998)**.

A adição das etapas contidas no grupo *bloco* possibilita um projeto do pistão levando em conta não somente o seu próprio desempenho, mas também o desempenho do cilindro e bloco, em termos de cavitação e ruído, diretamente afetado pelo comportamento dinâmico do pistão. Em particular, a etapa em azul (Análise dinâmica através de elementos finitos) é desenvolvida neste trabalho e as etapas em amarelo são sugeridas para desenvolvimentos futuros.

Analisando agora o fluxo de informações no diagrama da **Figura 3.1**, pode-se entender melhor a interação entre as etapas ilustradas. A simulação do ciclo termodinâmico, para uma dada condição de operação do motor, resulta nas curvas de pressão e temperatura do gás, bem como coeficiente de película, em função do ângulo de virabrequim. Os valores médios dos dois últimos (T_{gas} e h_{gas} na **Figura 3.1**) são

utilizados como condições de contorno para a análise térmica do pistão através de elementos finitos (**AEF térmica**), resultando em uma distribuição de temperaturas e deformações térmicas. A simulação da dinâmica do pistão é então realizada, utilizando como dados de entrada as deformações térmicas calculadas (*óptimo*), a matriz de flexibilidade do modelo de elementos finitos do pistão ($[K]^{-1}$) e a curva de pressão do gás ($p_{gás}(\theta)$).

A análise estrutural do pistão através de elementos finitos, efetuada para um dado ângulo de virabrequim, tem como condições de contorno a distribuição de temperaturas previamente calculada e todas as forças aplicadas no pistão. A força do gás é obtida a partir da pressão do gás no instante considerado. Já as forças de inércia e lateral distribuída na sala são obtidas a partir dos resultados da dinâmica secundária.

Por fim, com os tensores de tensão resultantes das análises térmica e estrutural, são calculados os coeficientes de segurança no pistão, para a condição simulada de operação do motor. Conhecendo melhor o carregamento cíclico imposto ao componente, que é determinado a partir dos regimes de operação, o cálculo dos coeficientes de segurança pode ser substituído por uma estimativa da vida do pistão.

Note-se ainda no diagrama da **Figura 3.1**, que a análise térmica do bloco do motor através de elementos finitos permitirá que as deformações térmicas do cilindro, usualmente estimadas por um procedimento simplificado e necessárias à simulação da dinâmica do

pistão, sejam calculadas. Essa melhoria permitirá a obtenção de resultados mais próximos da realidade.

A etapa de análise dinâmica do bloco do motor, mostrada na **Figura 3.1**, pode ser dividida em atividades mais específicas, como ilustra o diagrama da **Figura 3.2**. Os números no canto superior esquerdo de cada bloco indicam o capítulo ou item onde cada tema é abordado.

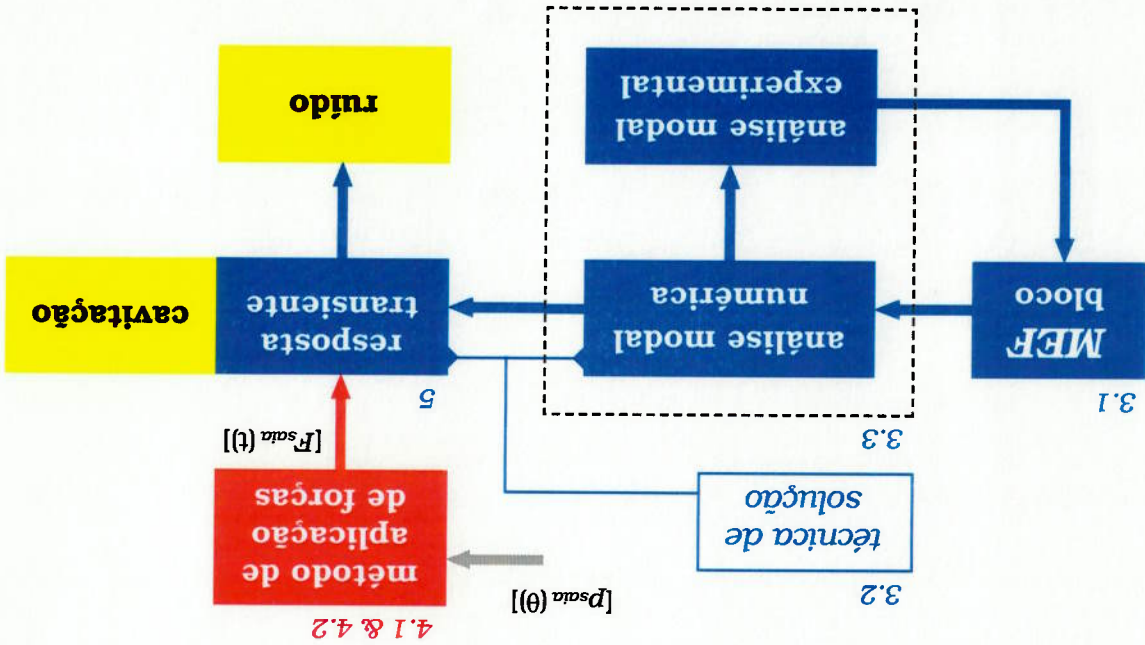


Figura 3.2: detalhamento da análise dinâmica do bloco

Tendo em mente o objetivo específico do trabalho, pode-se dizer que este concentra-se no bloco vermelho da **Figura 3.2**. O método de aplicação de forças recebe o campo de pressão atuante na sala do pistão, calculado por um simulador de movimento secundário do pistão, $[p^{sala}(\theta)]$ e aplica, em um modelo de elementos finitos do bloco, uma distribuição de forças de excitação $[F^{sala}(t)]$. As vibrações resultantes do

cilindro e bloco são o ponto de partida para estudos de cavitação e ruído.

Para que o método de aplicação de forças pudesse ser desenvolvido, algumas atividades complementares, perfeitamente inseridas no objetivo mais amplo, foram realizadas. Seguindo a sequência sugerida pela **Figura 3.2**, um modelo de elementos finitos (**MEF**) do bloco do motor foi construído. O item 3.1 aborda esse tema, onde considerações a respeito da região do motor modelada, da geração da malha e das simplificações adotadas são discutidas em detalhe.

O item 3.2 apresenta a técnica de solução empregada para o modelo de elementos finitos, tanto para a análise modal numérica, quanto para a simulação da resposta transitente. A breve revisão teórica tratada nesse item possibilita um melhor entendimento das análises de elementos finitos realizadas e de alguns termos empregados ao longo do trabalho.

A calibração do modelo através da análise modal é discutida no item 3.3. Uma vez que os resultados numéricos e experimentais se completam, não é feita uma separação formal na sua apresentação, que é realizada de forma a deixar claro o processo de determinação das frequências naturais e modos de vibrar.

O item 4.1 aborda a primeira parte do método de aplicação de forças, isto é, a geração das forças. Em linhas gerais, foi desenvolvido um programa computacional que integra numericamente o campo de pressões atuante na sala do pistão, para cada ângulo de virabrequim,

resultando em uma distribuição de forças a ser aplicada no cilindro. Note-se que a movimentação axial do pistão no interior do cilindro é considerada no cálculo da distribuição das forças excitadoras.

O item 4.2 apresenta a integração dos programas para simulação da dinâmica do pistão (PISDM) e de elementos finitos para obter a resposta do cilindro e bloco (ANSYS³). O programa de geração de forças é então inserido, como uma subrotina, no programa de integração, completando o método de aplicação de forças.

Resultados experimentais e numéricos, relativos à resposta dinâmica do bloco para o motor em operação, são comparados no capítulo 5. Adicionalmente, resultados da simulação do movimento secundário do pistão, utilizados para a geração das forças excitadoras, são apresentados com o intuito de auxiliar a compreensão dos resultados de vibração.

Finalmente, o capítulo 6 apresenta as conclusões e as sugestões para desenvolvimentos futuros, no caso: um modelo para geração de condições de contorno, para a análise térmica do cilindro (vide **Figura 3.1**); e a extensão da análise dinâmica do bloco com a inclusão de um modelo do ar e do fluido de arrefecimento, nos casos de ruído e cavitação, respectivamente (vide **Figura 3.2**).

³ Programa de elementos finitos de uso geral, comercializado pela ANSYS Inc.

3.1 Modelo de elementos finitos do bloco

Embora o método de aplicação de forças seja de uso geral, não dependendo de aspectos geométricos de um dado motor, muitas de suas características se tornarão mais claras, ao escolher-se um motor específico para o modelamento do bloco.

Neste trabalho, foi utilizado o motor FIAT 1497 de aplicação automotiva. Por tratar-se de um motor de ciclo Otto de pequeno porte, o enfoque dado no modelamento foi para o fenômeno de ruído.

A primeira etapa a ser cumprida, quando da elaboração do modelo de elementos finitos, é a escolha da região do bloco a ser modelada, bem como a inclusão ou não de outros componentes como junta e cabeçote. Para o problema em questão, a complexidade do modelo foi determinada por um compromisso entre o número de nós e elementos empregados e a capacidade de se reproduzir a resposta dinâmica do bloco.

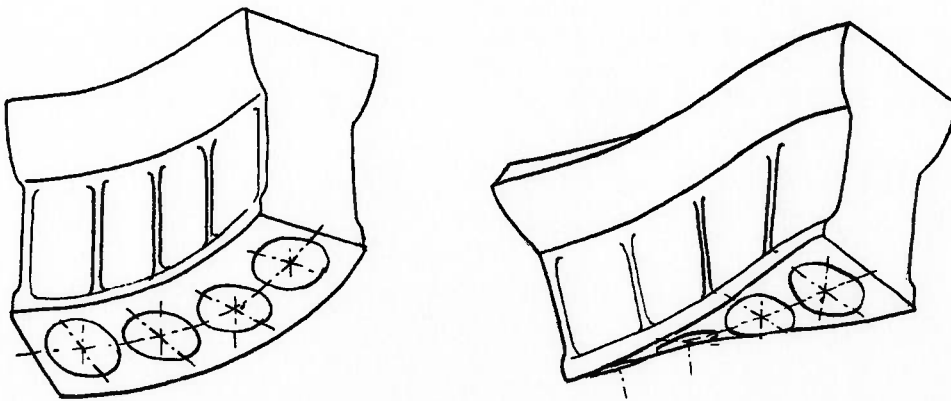
O artigo publicado por **LOIBNEGGER (1997)** mostra que, para um bloco similar ao modelado neste trabalho, o primeiro e segundo modos, respectivamente torsional e de flexão lateral como mostra a **Figura 3.3**, têm frequências naturais de cerca de 500 e 800 Hz. Para que um modelo de elementos finitos possa contemplar esses modos, o bloco inteiro deve ser considerado.

O modelo inclui também elementos de viga, representando a fixação do bloco através dos coxins. Sua utilização se deve à

melhor reprodução os resultados experimentais, discutidos no item 3.3. processo iterativo, esta configuração acabou por mostrar-se a que também as parcelas correspondentes do cabeçote e junta. Após um anteriormente citado, modelou-se apenas $\frac{1}{4}$ do bloco, sendo incluídas Como simplificação, e tendo em vista o compromisso

freqüências continuariam, no entanto, abaixo da faixa de interesse. modo de flexão lateral, devido à contribuição da massa. As novas torsional, devido ao aumento de rigidez do conjunto, e reduza a do montagem do cabeçote aumenta a freqüência natural do modo baixas e modelar apenas uma parte do bloco. É de se esperar, que a Com base nesse fato, é possível ignorar os modos de freqüências mais aceleração da superfície do bloco estão na faixa de 1000 a 4000 Hz. relacionados ao pistão, as freqüências de interesse contidas no sinal de Como exposto no item 2.2, para os problemas de ruído

Figura 3.3: Modos torsional e de flexão lateral



necessidade de restringir o movimento de corpo rígido do modelo, quando da aplicação das forças de excitação. Deve-se notar que os modos de vibrar de corpo rígido do conjunto bloco, cabeçote e junta, sobre os coxins, não participam da faixa de frequência de 1000 a 4000 Hz. Esses 3 modos adicionais, que combinam movimentos de translação e rotação do conjunto, têm frequências naturais inferiores a 10 Hz, típicas da fixação por coxins.

A **Figura 3.4** mostra o modelo de elementos finitos construído.

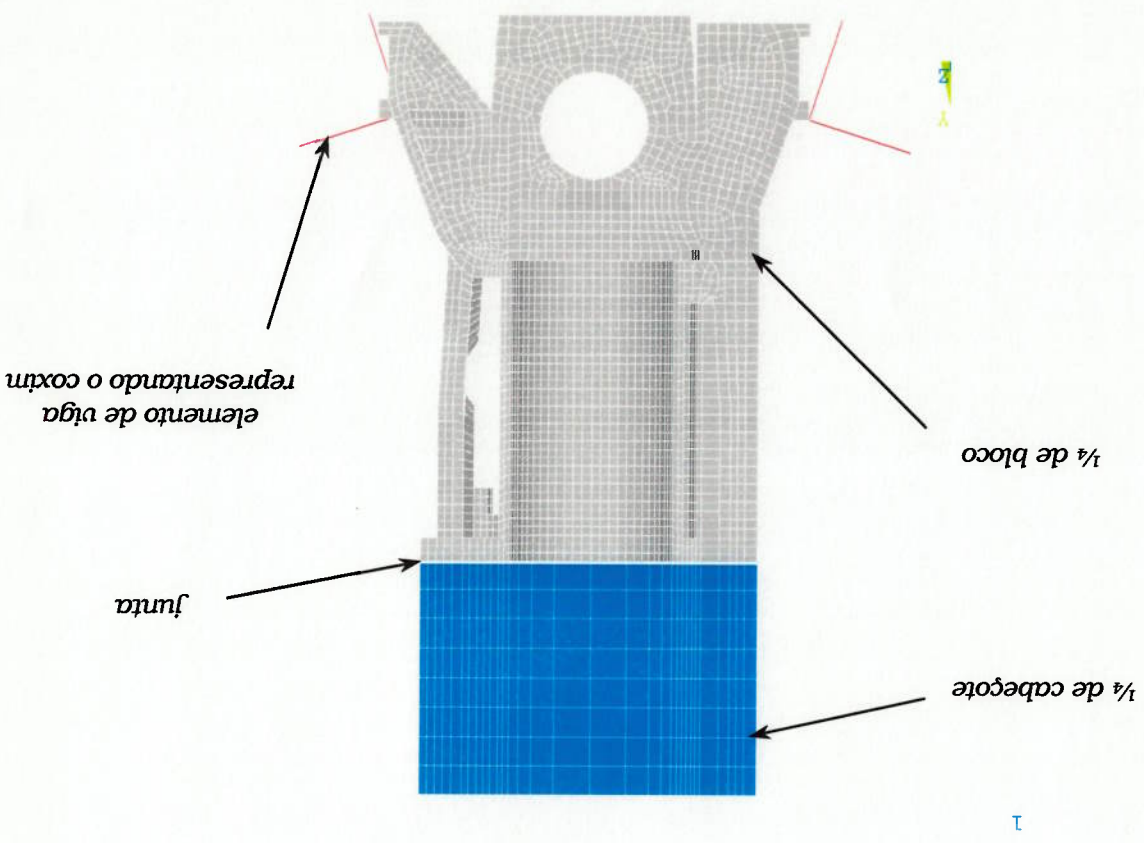


Figura 3.4: Vista frontal do modelo

Sendo o modelo sólido do bloco gerado a partir da medição do

bloco real, foi possível gerar uma malha constituída por 90% de elementos hexaédricos, já que muitas simplificações na geometria puderam ser adotadas. Mesmo assim, o tempo gasto para a geração da malha foi muito elevado, o que comprometeria a utilização do tipo de elemento escolhido, ao levar em conta os cronogramas apertados para esse tipo de simulação na indústria. Uma situação mais usual é o recebimento do modelo sólido gerado pelo fabricante do motor, em uma base de dados como IGES, por exemplo. Nesse caso, com uma geometria significativamente mais complexa, a utilização de elementos tetraédricos de segunda ordem seria atualmente a solução considerada mais apropriada.

Como será visto no item 3.3, a inclusão da junta e cabeçote no modelo fez-se necessária, de forma a obter uma melhor correspondência entre as frequências naturais medidas e simuladas.

Pelo fato da junta ser significativamente menos rígida que o bloco e cabeçote, apenas a massa do último mostrou influência nas frequências naturais do conjunto montado, sendo que a rigidez pôde ser negligenciada. Assim, modelar o cabeçote simplesmente como uma peça maciça foi a solução adotada, tomando-se o cuidado de ajustar sua densidade de forma a reproduzir a massa da peça real.

Vistas adicionais do modelo de elementos finitos estão disponíveis da **Figura 3.5** à **Figura 3.8**.

Figura 3.6: Detalhe da região da junta de cabeçote

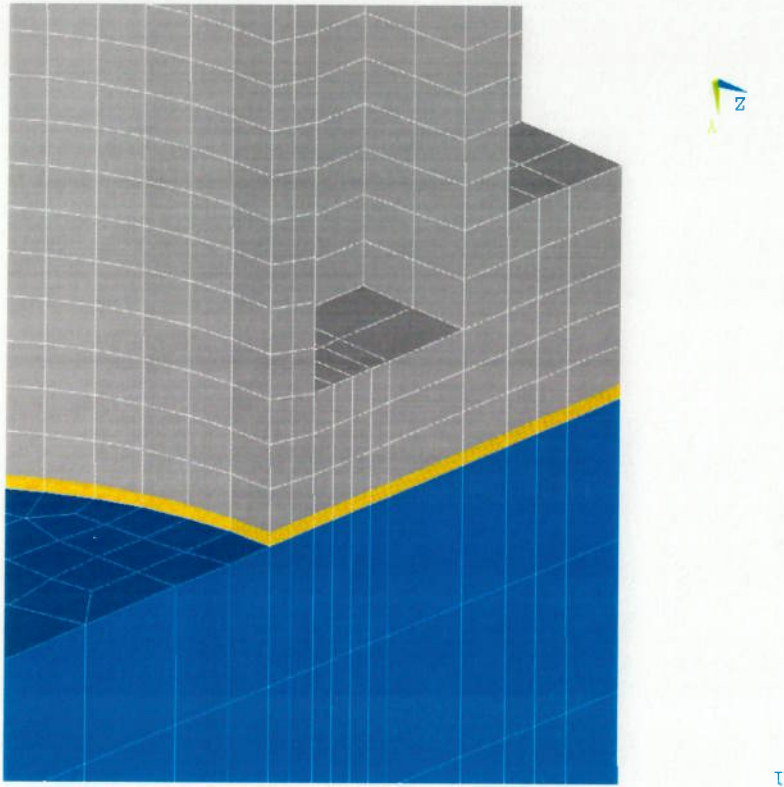
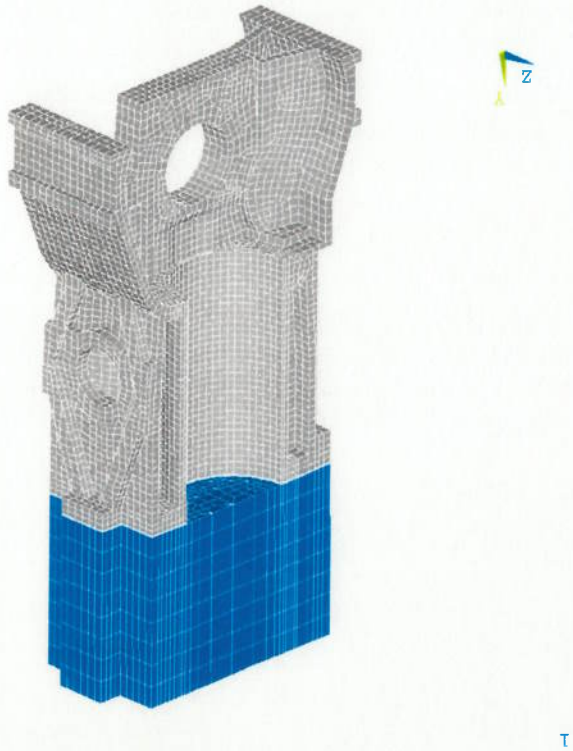


Figura 3.5: Vista isométrica do modelo



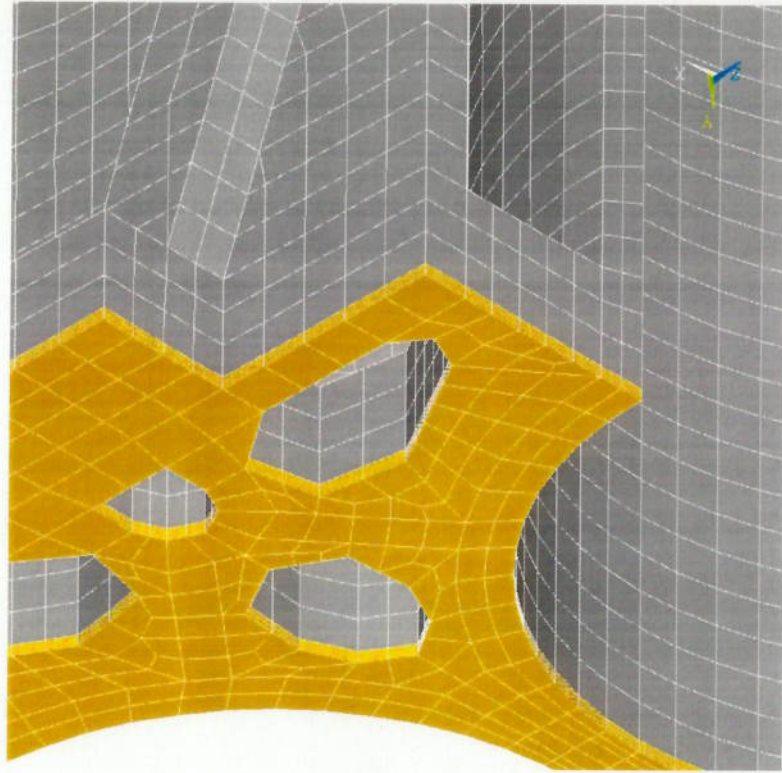
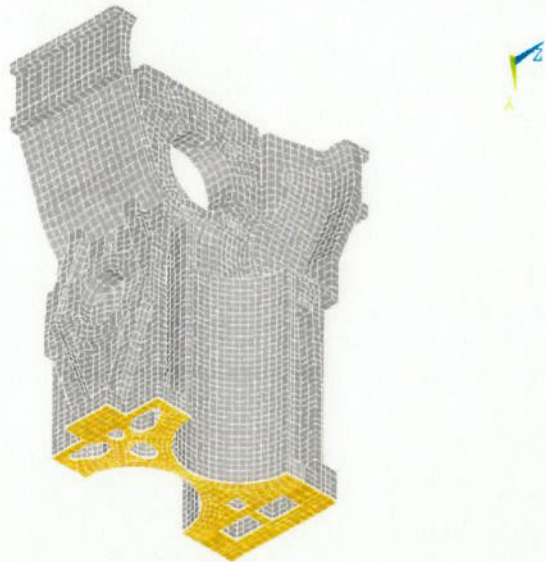


Figura 3.8: Detalhe da região da junta de cabecote

Figura 3.7: Vista isométrica do modelo sem cabecote



A **Tabela 3.1** apresenta algumas informações a respeito do número de nós e elementos e propriedades de material empregadas.

Tabela 3.1: Informações sobre o modelo de elementos finitos

componente	número de nós	número de elementos.	Módulo de elasticidade (GPa)	Densidade (g/cm ³)
bloco	~ 19500	~ 13600	94	7.05
cabecote	~ 6200	~ 4900	40	2.81
junta	~ 2700	~ 1700	0.05	2.4

De forma a reduzir o número de graus de liberdade do modelo, apenas os graus de liberdade de translação dos nós foram considerados. Com isso, esse número gira em torno de 85000.

A propriedade do material do bloco foi obtida a partir do **METALS HANDBOOK (1990)**, referente a um ferro fundido cinzento SAE J431 G2500. Como dito anteriormente, o comportamento dinâmico do modelo mostrou-se muito pouco sensível à rigidez do cabecote. No caso, apenas a densidade é significativa e foi calculada com base na massa do componente. A densidade do material da junta foi obtida em **MINER & SEASTONE (1955)**, sendo que ajustou-se o módulo de elasticidade durante a calibração do modelo

3.2 Técnica de solução do modelo

A **Figura 3.9** ilustra a técnica de solução empregada, que pode ser dividida em duas etapas básicas: a análise modal e a análise transiente.

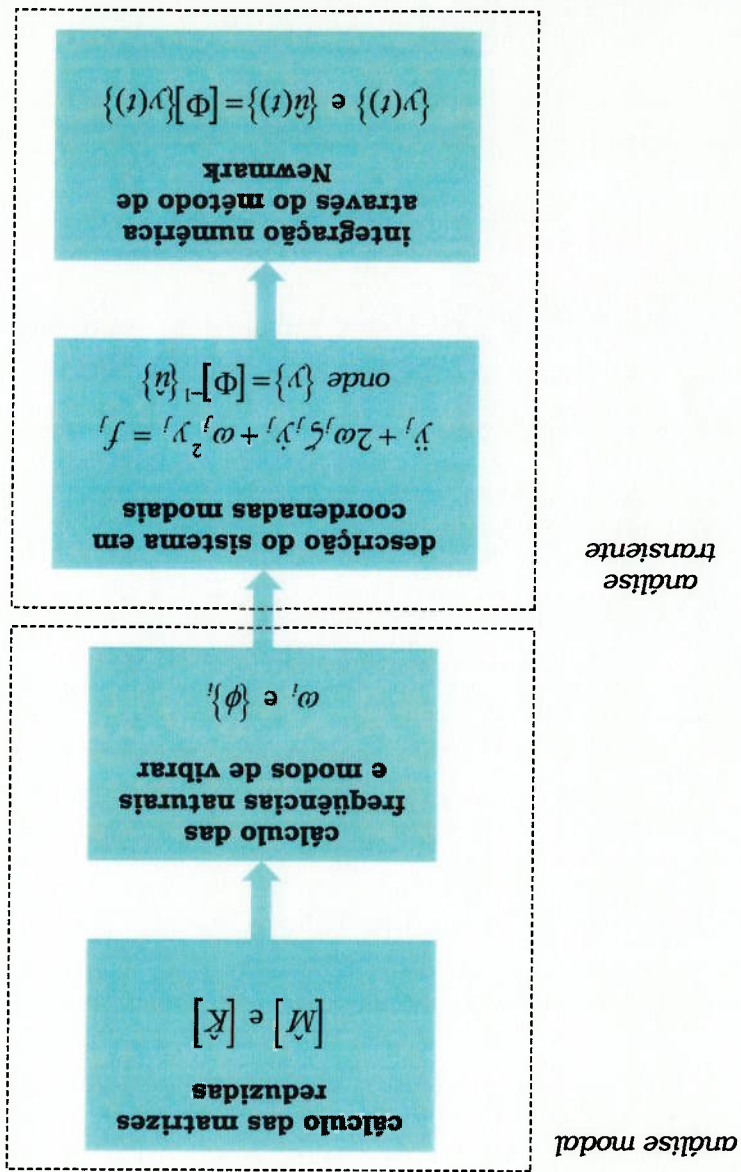


Figura 3.9: Técnica de solução do modelo

A proposta deste item é apresentar, sem uma preocupação

formal, uma revisão teórica sucinta, que auxilie a compreensão dos itens subseqüentes. Informações mais detalhadas, ou mesmo as deduções formais, podem ser encontradas nas referências citadas no final da descrição de cada etapa.

O cálculo das matrizes reduzidas, também conhecido como subestruturação, consiste em condensar as matrizes do sistema de equações, de forma a empregar um menor número de graus de liberdade. Dependendo do tipo de análise, essa técnica reduz substancialmente o tempo de processamento, sendo em geral utilizada em problemas envolvendo contato mecânico (não linearidades isoladas) ou em problemas como o deste trabalho.

Para um melhor entendimento dos conceitos de grau de liberdade mestre (**GLM**) e escravo, e das matrizes reduzidas, é interessante apresentar inicialmente o caso de um modelo de elementos finitos representando um sistema estático. Esse pode ser descrito em termos matriciais como:

$$[K] \cdot \{u\} = \{F\}$$

Eq. 3.1

onde $[K]$ é a matriz de rigidez global da estrutura, $\{u\}$ é o vetor de deslocamentos nodais e $\{F\}$ é o vetor de forças aplicadas.

Particionando a matriz da **Eq. 3.1** é possível escrever:

$$\begin{bmatrix} [K_{mm}] & [K_{sm}] \\ [K_{ms}] & [K_{ss}] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{u_m\} \\ \{u_s\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_m\} \\ \{F_s\} \end{Bmatrix}$$

Eq. 3.2

onde o índice m refere-se aos **GLM** (mantidos na solução) e o índice s aos graus de liberdade escravos (descartados).

Expandindo a **Eq. 3.2** obtém-se:

$$[K_{mm}] \{u_m\} + [K_{ms}] \{u_s\} = \{F_m\}$$

Eq. 3.3

$$[K_{sm}] \{u_m\} + [K_{ss}] \{u_s\} = \{F_s\}$$

Eq. 3.4

Isolando $\{u_s\}$ na **Eq. 3.4**:

$$\{u_s\} = [K_{ss}]^{-1} [K_{ss}]^{-1} \{F_s\} - [K_{ss}]^{-1} [K_{sm}] \{u_m\}$$

Eq. 3.5

Substituindo a **Eq. 3.5** na **Eq. 3.3**:

$$([K_{mm}] - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{sm}]) \{u_m\} = \{F_m\} - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{ss}]^{-1} \{F_s\}$$

Eq. 3.6

Ou então:

$$[K] \{u\} = \{F\}$$

Eq. 3.7

onde

$$[K] = [K_{mm}] - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{sm}]$$

Eq. 3.8

$$\{F\} = \{F_m\} - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot \{F_s\}$$

Eq. 3.9

$$\{u\} = \{u_m\}$$

Eq. 3.10

Deve-se observar que a ordem do sistema condensado, ou superelemento, passa de $n=m+s$ a m , sendo que $[K]$ é também denominada matriz de rigidez do superelemento. O sistema é então resolvido apenas para os graus de liberdade mestres e os resultados obtidos são expandidos para os graus de liberdade escravos, através da

Considerando agora, por questão de simplicidade, a resposta transitente de um sistema sem amortecimento, descrito por:

Eq. 3.5.

$$[M] \cdot \ddot{u} + [K] \cdot u = \{F\}$$

Eq. 3.11

$$[M_{mm}] \ddot{u}_m + [M_{ms}] \ddot{u}_s + [K_{mm}] u_m + [K_{ms}] u_s = \{F_m\}$$

E particionando o sistema da **Eq. 3.11**, como no caso estático:

Eq. 3.12

$$[M_{sm}] \ddot{u}_m + [M_{ss}] \ddot{u}_s + [K_{sm}] u_m + [K_{ss}] u_s = \{F_s\}$$

Eq. 3.13

Rearranjando a **Eq. 3.13**, de forma a isolar $\{u_s\}$:

$$\{u_s\} = [K_{ss}]^{-1} \{F_s\} - [K_{ss}]^{-1} [M_{ss}] \ddot{u}_s - [K_{ss}]^{-1} [M_{sm}] \ddot{u}_m - [K_{ss}]^{-1} [K_{sm}] u_m$$

Eq. 3.14

Eq. 3.17

$$[M] \{ \ddot{u} \} + [K] \{ u \} = \{ F \}$$

Finalmente, substituindo a **Eq. 3.16** na **Eq. 3.15**, obtêm-se:

$$\text{função do tempo, isto é, } \{ F_s \} = \{ \ddot{F}_s \} = 0.$$

A **Eq. 3.16** mostra que a dinâmica dos graus de liberdade escravos em função da dinâmica dos **GLM**, depende apenas de uma relação entre as matrizes de rigidez. Além disso, é admitido que as forças aplicadas nos graus de liberdade escravos da estrutura não são

Eq. 3.16

$$\{ \ddot{u}_s \} = -[K_{ss}]^{-1} [K_{sm}] \{ \ddot{u}_m \}$$

Note-se que a **Eq. 3.15** ainda possui um termo dependente de $\{ \ddot{u}_s \}$. Admitindo que os graus de liberdade mestres foram escolhidos de forma a concentrar a massa da estrutura na partição da matriz de massa global definida por $[M^{mm}]$, ou em outras palavras, que o efeito da inércia na movimentação dos graus de liberdade escravos possa ser desprezado, é possível derivar a **Eq. 3.5** em relação ao tempo e obter:

Eq. 3.15

$$([M^{mm}] - [K^{ms}] \cdot [K^{ss}]^{-1} [M^{sm}]) \cdot \{ \ddot{u}_m \} + ([M^{ms}] - [K^{ms}] \cdot [K^{ss}]^{-1} [M^{sm}]) \cdot \{ \ddot{u}_s \} + ([K^{mm}] - [K^{ms}] \cdot [K^{ss}]^{-1} [K^{sm}]) \cdot \{ u_m \} - \{ F_m \} = \{ F_s \}$$

Substituindo a **Eq. 3.14** na **Eq. 3.12** e reagrupando:

M'' : i-ésimo termo da diagonal principal da matriz de massa global.
 K'' : i-ésimo termo da diagonal principal da matriz de rigidez global;

onde

Eq. 3.22

$$Q_i = \frac{M''}{K''}$$

a razão:

conforme descrito em **ANSYS THEORY REFERENCE (1998a)**, segundo Esses últimos são escolhidos automaticamente pelo programa, seqüência, os graus de liberdade que concentrem a massa da estrutura. liberdade onde serão aplicadas forças dependentes do tempo, e, na dinâmico. Em primeiro lugar, devem ser selecionados os graus de então um critério que valide a simplificação adotada para o caso A escolha dos **GLM**, para um determinado problema, deve seguir

em **GVYAN (1965)**.

Uma dedução formal do que foi apresentado pode ser encontrada

Eq. 3.21 $\{u\} = \{u_m\}$

Eq. 3.20 $\{F\} = \{F_m\} - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot \{F_s\}$

Eq. 3.19 $[K] = [K_{mm}] - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{sm}]$

Eq. 3.18 $[M] = [M_{mm}] - [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{sm}] + [K_{ms}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [M_{ss}] \cdot [K_{ss}]^{-1} \cdot [K_{sm}] +$

onde

Os graus de liberdade referentes aos maiores valores de \mathcal{Q}_i são então descartados pelo programa. Utilizar a razão entre a rigidez e a massa é um critério mais apropriado que empregar apenas a massa para satisfazer a simplificação adotada no caso dinâmico.

Uma vez de posse das matrizes reduzidas, a etapa de cálculo das frequências naturais e modos de vibrar pôde ser realizada. Como o amortecimento da estrutura é bastante baixo, foi considerado um sistema não amortecido, descrito pelo sistema de equações diferenciais homogêneas⁴:

$$[M]\ddot{\{u\}} + [K]\{u\} = 0$$

Eq. 3.23

A solução homogênea do sistema da **Eq. 3.23** é da forma:

$$\{u\} = \sum_m^l \{\phi\}_m \cos(\omega_m \cdot t)$$

Eq. 3.24

Onde $\{\phi\}_i$: autovetor representando o modo de vibrar da i -ésima frequência natural;
 ω_i : i -ésima frequência natural.

⁴ A mesma abordagem pode ser utilizada para o caso em que há amortecimento proporcional, onde a matriz de amortecimento é uma combinação linear das matrizes de massa e rigidez.

A solução da Eq. 3.28 é obtida através do método HBI descrito

onde a cada autovalor ω_i corresponde um autovetor $\{\phi_i\}$.

Eq. 3.28

$$\left| [K] - \omega_j^2 [M] \right| = 0$$

característica:

para $j = 1, 2, \dots, m$. Ou seja, $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_m$ são raízes da equação

Como a Eq. 3.27 foi obtida para um modo típico j , ela é válida

Eq. 3.27

$$[K] - \omega_j^2 [M] = 0$$

base ortogonal em relação as matrizes de massa e rigidez, obtêm-se:

transposto $\{\phi_i\}^T$ e lembrando que os modos de vibrar compõem uma

Premultiplicando a Eq. 3.26 por um vetor modal típico

Eq. 3.26

$$\left([K] - \omega_1^2 [M] \right) \cdot \{\phi_1\} \cos(\omega_1 \cdot t) + \left([K] - \omega_2^2 [M] \right) \cdot \{\phi_2\} \cos(\omega_2 \cdot t) + \dots + \left([K] - \omega_m^2 [M] \right) \cdot \{\phi_m\} \cos(\omega_m \cdot t) = 0$$

Expandindo e reagrupando a Eq. 3.25, obtêm-se:

Eq. 3.25

$$[M] \cdot \sum \{\phi_i\} (-\omega_i^2) \cos(\omega_i \cdot t) + [K] \cdot \sum \{\phi_i\} \cos(\omega_i \cdot t) = 0$$

Substituindo a Eq. 3.24 na Eq. 3.23:

Segundo a sequência da **Figura 3.9**, a análise transiente se

inicia pela descrição do sistema através coordenadas modais. Embora a

análise modal tenha sido realizada considerando o modelo sem

amortecimento, cabe aqui introduzi-lo no equacionamento, uma vez que

a análise transiente foi efetuada utilizando amortecimentos modais.

As equações de movimento de um sistema amortecido podem ser

colocadas na forma:

$$[M] \cdot \ddot{\{u\}} + [C] \cdot \dot{\{u\}} + [K] \cdot \{u\} = \{F\}$$

Eq. 3.29

onde $\{F\}$ é o vetor de forças excitadoras dependente do tempo.

Definindo um conjunto de coordenadas modais y_i tais que:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^p \{\phi\}_i y_i \quad \text{ou na forma matricial} \quad \{u\} = [\Phi] \{y\}$$

Eq. 3.30

com $\{\phi\}_i$ o i -ésimo modo de vibrar e p o número de modos

considerados, pode-se chegar a uma descrição modal do movimento do

sistema.

O ponto importante dessa etapa está relacionado ao número de

modos a ser considerado para a análise transiente. Uma vez calculadas

as frequências naturais através da análise modal e conhecendo-se as

frequências de interesse para o problema, é possível escolher a

quantidade de modos necessária para reproduzir o comportamento do

sistema.

É interessante citar que a **Eq. 3.30** deixa claro que a resposta $\{u\}$ do sistema é uma combinação linear dos modos de vibrar, ponderados por funções do tempo $y_i(t)$.

A substituição da **Eq. 3.30** na **Eq. 3.29** resulta em:

$$[M] \sum \{\phi\}_{y_i} + [C] \sum \{\phi\}_{y_i} + [K] \sum \{\phi\}_{y_i} = \{F\}$$

Eq. 3.31

Premultiplicando a **Eq. 3.31** por um vetor modal típico

transposto $\{\phi\}_j^T$:

$$\{\phi\}_j^T [M] \sum \{\phi\}_{y_i} + \{\phi\}_j^T [C] \sum \{\phi\}_{y_i} + \{\phi\}_j^T [K] \sum \{\phi\}_{y_i} = \{\phi\}_j^T \{F\}$$

Eq. 3.32

Devido à ortogonalidade dos modos, tem-se:

$$\{\phi\}_j^T [M] \{\phi\}_i = 0 \quad \text{para } i \neq j$$

$$\{\phi\}_j^T [K] \{\phi\}_i = 0 \quad \text{para } i \neq j$$

Como a matriz de amortecimento é admitida proporcional às

matrizes de massa e rigidez, isto é, $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$, obtêm-se:

$$\{\phi\}_j^T [C] \{\phi\}_i = 0 \quad \text{para } i \neq j$$

Aplicando as três condições acima na **Eq. 3.32**, apenas os

termos onde $i = j$ permanecem, na forma de escalares:

$$\{\phi\}_j^T [M] \sum \{\phi\}_{y_j} + \{\phi\}_j^T [C] \sum \{\phi\}_{y_j} + \{\phi\}_j^T [K] \sum \{\phi\}_{y_j} = \{\phi\}_j^T \{F\}$$

Eq. 3.33

Por fim, o sistema de equações diferenciais dado pela **Eq. 3.34** foi integrado numericamente, através do método de Newmark. A resposta do sistema, em termos de graus de liberdade mestres, pode então ser calculada com o auxílio da **Eq. 3.30**.

Como f_j representa um modo qualquer, a **Eq. 3.34** representa um sistema de p equações diferenciais desacopladas nas p variáveis y_j . A vantagem do sistema desacoplado é o fato de que toda a álgebra matricial, bastante dispendiosa em termos de processamento, é realizada apenas no início da análise.

Uma dedução mais formal do que foi exposto pode ser encontrada em **BATHE (1992)**. modo f_j .

sendo ζ_j o amortecimento modal e ω_j a frequência natural do

$$\begin{aligned} \{\phi\}_T^T \{F\}_j &= f_j \\ \{\phi\}_T^T [K] \{\phi\}_j &= \omega_j^2 \\ \{\phi\}_T^T [C] \{\phi\}_j &= 2\zeta_j \omega_j \\ \{\phi\}_T^T [M] \{\phi\}_j &= 1 \end{aligned}$$

onde

Eq. 3.34

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \zeta_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j$$

Portanto, a **Eq. 3.33** pode ser colocada na forma:

Nessa última etapa foi empregado um fator de decaimento de 0,005 de forma a melhorar a convergência do método. O passo de integração adotado foi de 0,01 ms.

De acordo com exposto no começo deste subcapítulo, a escolha dos graus de liberdade mestres obedeceu a dois critérios.

Inicialmente, foram selecionados os graus de liberdade pertinentes, dos nós em que seriam aplicadas as forças de excitação; adicionalmente, foram escolhidos também os graus de liberdade nos quais seriam medidas as acelerações, para efeito de comparação entre resultados numéricos e experimentais. A escolha levou em conta tanto a análise modal quanto a transitente. Nessa primeira etapa foram selecionados 665 **GLM**.

Para a segunda etapa da escolha, foi utilizado o critério de seleção automático do programa, onde o número de graus de liberdade mestres foi completado até 1250.

Embora o número de **GLM** sugerido em **DYNAMICS USER'S GUIDE FOR ANSYS REVISION 5.1 (1995)** seja, pelo menos, duas vezes o número de frequências naturais a serem calculadas na faixa de interesse, valores em torno de 3% do número total de graus de liberdade costumam assegurar bons resultados. No caso deste trabalho, devido ao elevado número de graus de liberdade do modelo, cerca de 1,5% do número total foi utilizado, produzindo bons resultados. Esse valor deve buscar portanto um compromisso entre precisão dos resultados e tempo de processamento.

A **Figura 3.10** ilustra o posicionamento dos graus de liberdade

mestres (**GLM**) e a condição de simetria.

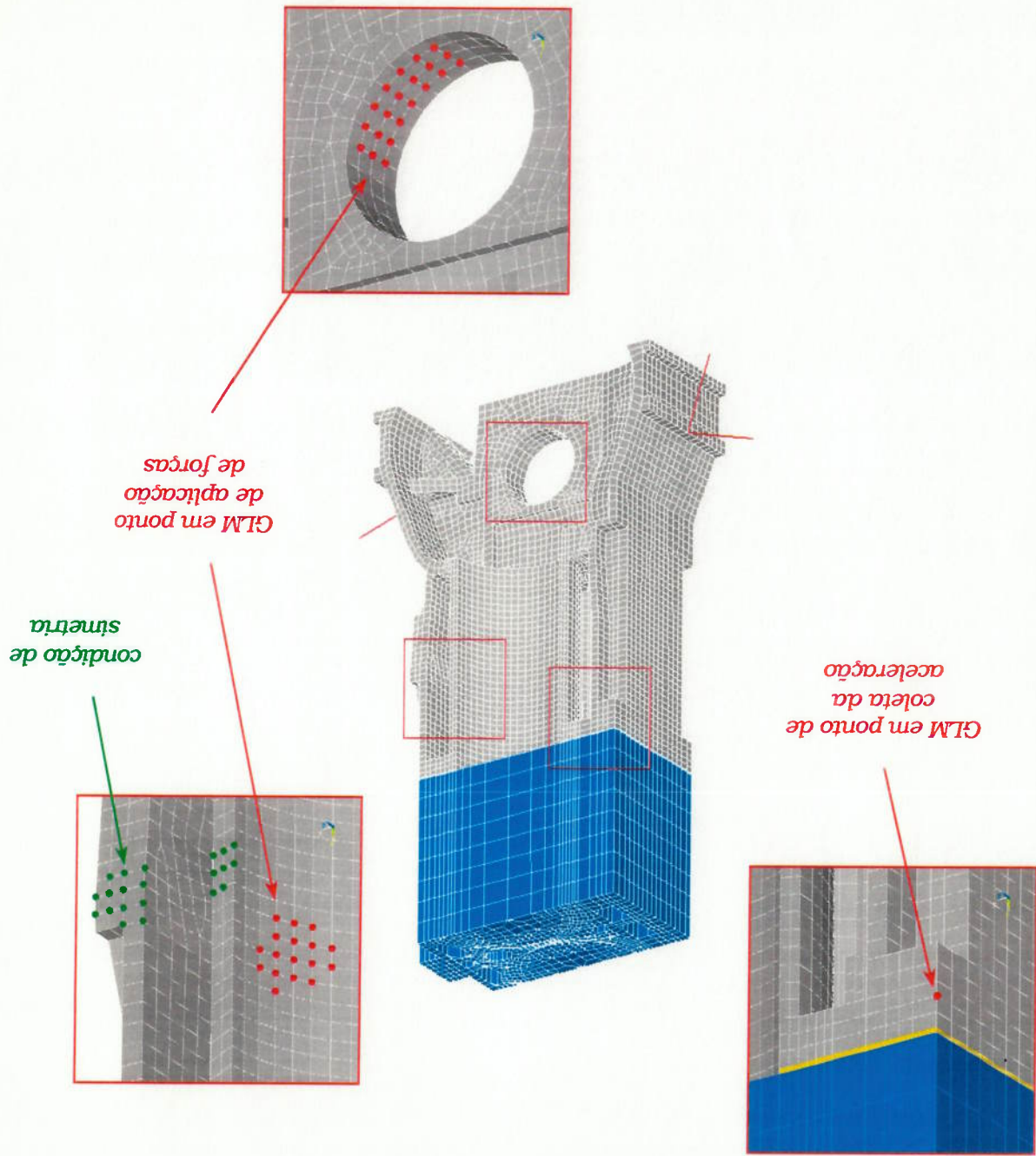


Figura 3.10: GLM e condição de simetria do modelo

Embora não esteja representado na **Figura 3.10**, a condição de simetria é válida para todos os nós contidos nos dois planos que delimitam a região do bloco e cabeçote consideradas no modelamento.

3.3 Análise modal

Dentro da proposta de calibração do modelo de elementos finitos, optou-se por realizar a parte experimental da análise modal de forma a determinar apenas as frequências naturais do sistema, sendo que a identificação dos modos de vibrar foi realizada numericamente.

O ajuste do modelo foi feito em dois estágios. Em um primeiro momento, as condições de contorno de fixação e simetria do modelo foram escolhidas e a rigidez da junta ajustada para que as frequências naturais medidas e simuladas ficassem suficientemente próximas. Em seguida, os amortecimentos modais, necessários à análise transitente, foram ajustados através da comparação da resposta impulsiva medida e simulada do sistema. Embora os modos de vibrar não tenham sido identificados experimentalmente, algumas informações a seu respeito puderam ser obtidas a partir da análise modal numérica e da comparação das respostas impulsivas.

A **Figura 3.11** mostra o arranjo experimental utilizado. Com o intuito de aproximar as condições de funcionamento do motor, tanto o cabeçote e junta, quanto as capas de mancal foram montados no bloco, com os devidos torques de aperto aplicados nos parafusos de fixação. Adicionalmente, o conjunto montado foi apoiado sobre três tarugos de borracha bem macia. Esta medida desacopla, na faixa de frequências de interesse, o conjunto da estrutura em que estava apoiado.

A obtenção das funções de resposta em frequência (**FRF**)

empregou um martelo para excitação impulsiva, um acelerômetro, um amplificador de cargas e um analisador de sinais. Os dados coletados eram então gravados em disquete para posterior tratamento no microcomputador.

A **Tabela 1** do **Apêndice I** especifica os equipamentos empregados. Quando pertinente, a configuração utilizada para as medições também é apresentada.

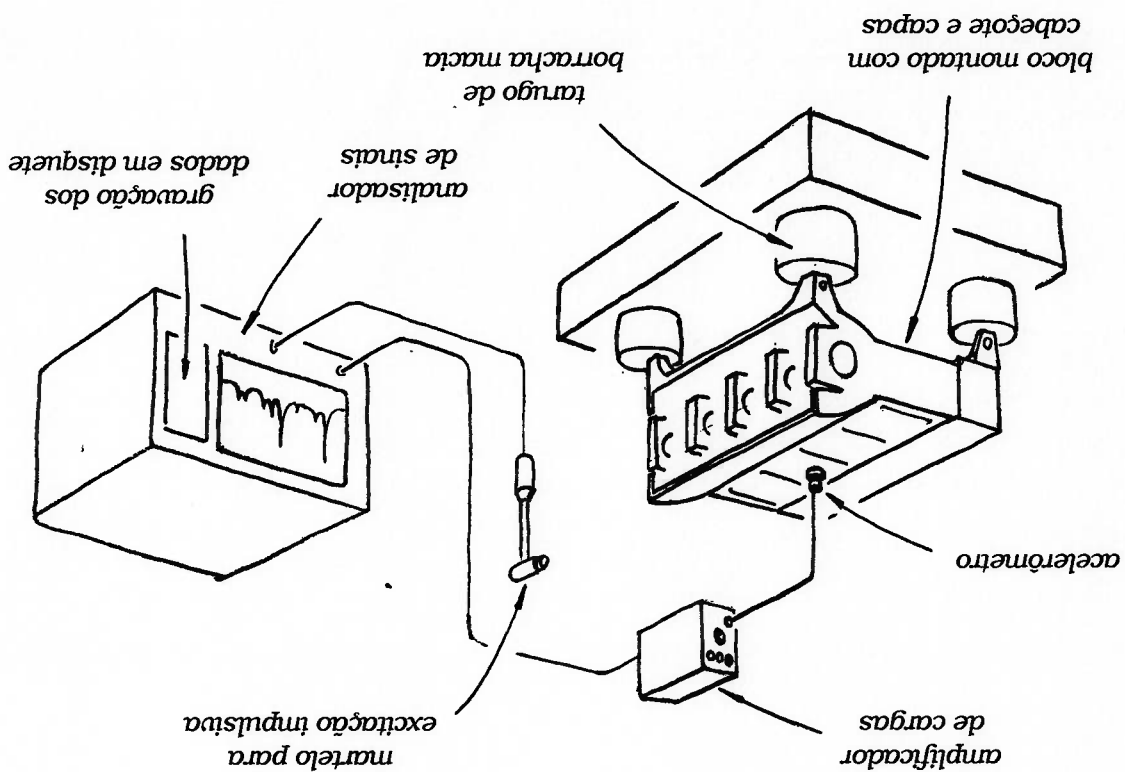


Figura 3.11: Arranjo para análise modal experimental

As **FRF**, considerando um sistema de uma entrada e uma saída, foram levantadas para dez combinações possíveis entre cinco pontos de excitação e dois pontos de medição da aceleração, indicados na **Figura 3.12**. Para cada par de pontos um conjunto de dez medições foi obtido,

totalizando cem curvas de resposta.

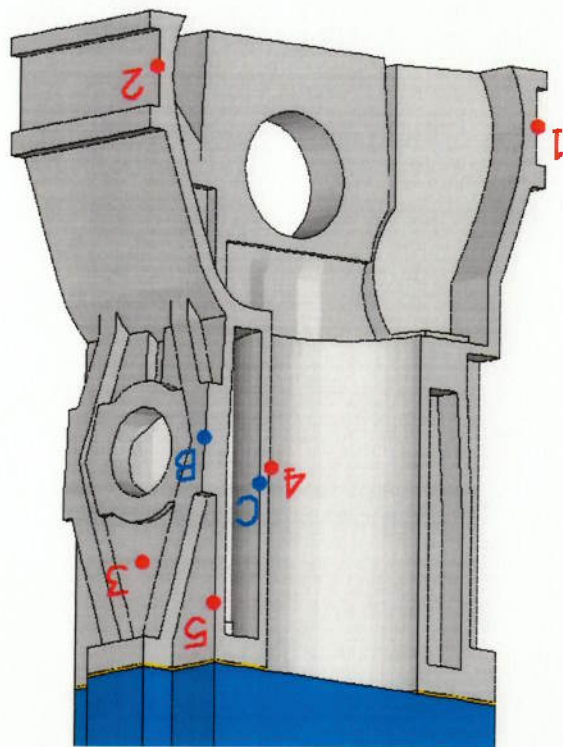


Figura 3.12: Pontos de excitação e medição para análise modal

Os pontos B e C na **Figura 3.12** indicam os pontos de medição da resposta impulsiva, respectivamente, no bloco e cilindro do motor, sendo que os pontos numerados de 1 a 5 correspondem aos pontos de excitação.

Para a determinação das frequências naturais foi feita uma média aritmética das magnitudes das FRF para o ponto de medição B, considerando os cinco pontos de excitação, ou seja, uma média de cinquenta funções. O mesmo procedimento foi efetuado para o ponto de medição C, resultando em duas curvas, denominadas funções de picos e apresentadas na **Figura 3.13** e **Figura 3.14**.

Figura 3.14: Função de picos para acelerômetro no ponto C

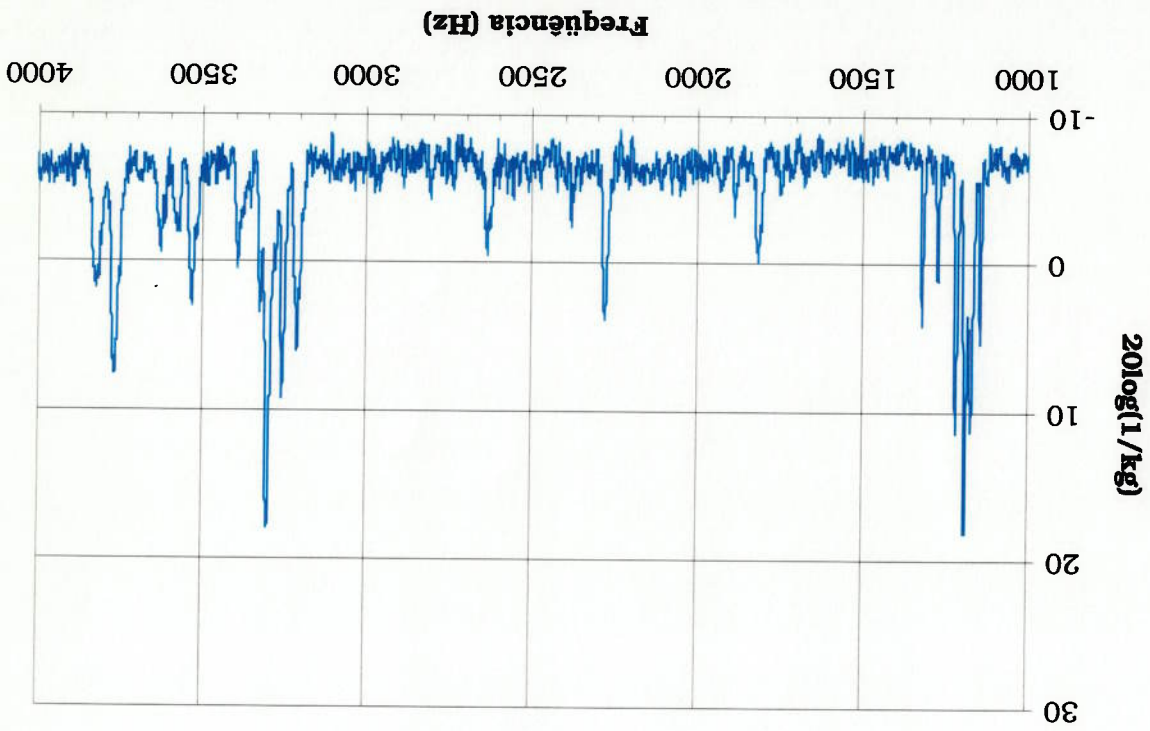
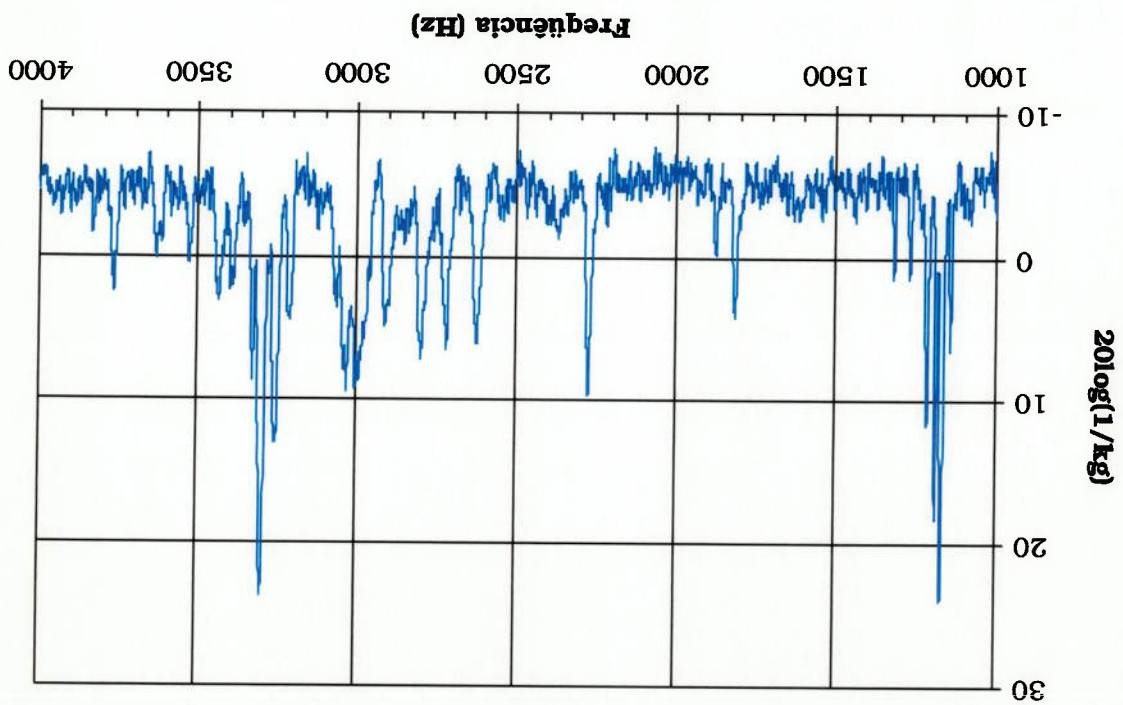


Figura 3.13: Função de picos para acelerômetro no ponto B



Uma observação inicial da **Figura 3.13** e **Figura 3.14** mostra um agrupamento de frequências naturais entre 1000 e 1500 Hz e novamente entre 2500 e 4000 Hz.

Na análise modal de um bloco semelhante, **LOIBNEGGER (1997)**

determina modos de vibrar associados a cada capa de mancal, sendo que suas frequências naturais estão entre 900 e 1200 Hz. Os resultados numéricos obtidos neste trabalho indicam a presença de um desses modos, já que apenas uma das capas faz parte do modelo, com frequência natural de 1205 Hz e ilustrado na **Figura 3.15**.

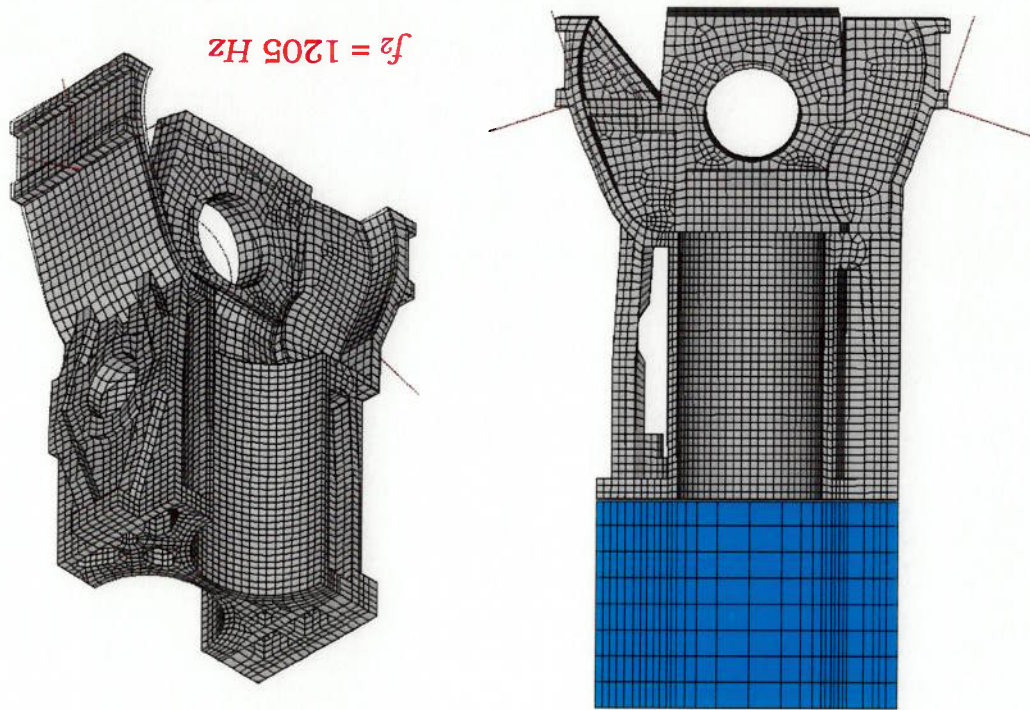


Figura 3.15: Modo de flexão associado à capa de mancal

De forma a melhor caracterizar os modos em questão, realizou-

se um experimento onde o acelerômetro era afixado a uma das capas e

a força de excitação impulsiva aplicada a cada uma das capas, inclusive aquela em que se encontrava o acelerômetro, totalizando 25 medições. Calculou-se então os "fatores de influência entre as capas", definidos como sendo a razão entre o pico (A_{ij}), em torno da frequência natural f_j da RFR obtida para medição na capa i e excitação na capa j , e o pico (A_{ii}) da RFR obtida para medição e excitação em uma mesma capa i . Na forma de uma expressão matemática:

$$F_{ij} = \frac{A_{ij}}{A_{ii}}$$

Eq. 3.35

Note-se que para $i = j$, $F_{ij} = 1$.

A matriz da **Tabela 3.2** apresenta os "fatores de influência" calculados e as frequências naturais correspondentes a cada capa de mancal. É interessante notar que a medida que o ponto de excitação se afasta de uma determinada capa, o "fator de influência" vai se aproximando de zero. Essa tendência somente não se confirmou para o fator F_{41} .

Tabela 3.2: "Fatores de influência"

Capa j ponto de excitação		Capa i ponto de medição				
	1	2	3	4	5	frequ. (Hz)
1	1	0,30	1	0,02	0	1156
2	1,50	1	0	0,02	0	1138
3	0	0,04	1	0,25	0	1299
4	0,69	0,21	1,80	1	0,17	1212
5	0	0	0	0	1	1113

Deve ser mencionado que as capas 1 e 5 estão nas extremidades

do bloco e a região modelada inclui a capa 4. O erro entre a frequência natural medida e simulada para este modo é 0,6%.

Embora o experimento realizado não tenha se mostrado conclusivo para frequências mais altas, os resultados numéricos, combinados com uma análise mais criteriosa das funções de pico da **Figura 3.13 e Figura 3.14**, sugerem a existência de mais três grupos de modos associados às capas de mancal, ilustrados na **Figura 3.16**.



Figura 3.16: Modos associados às capas de mancal

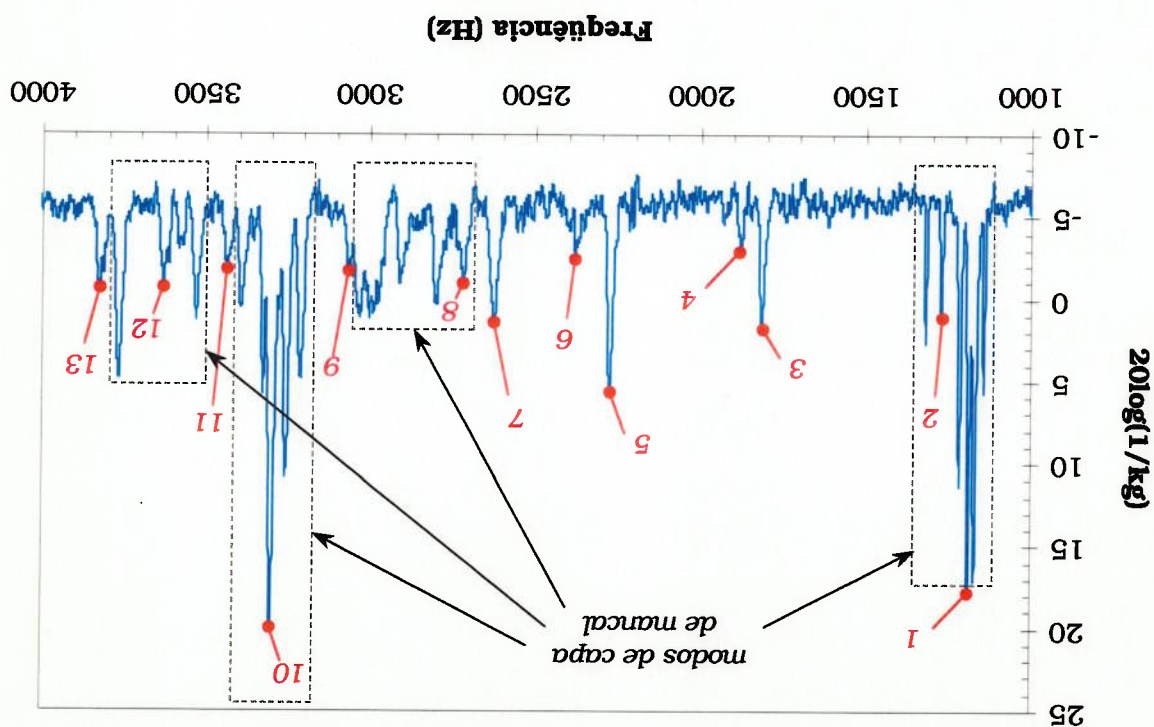
A **Figura 3.17** mostra a função de picos obtida a partir da média aritmética das funções da **Figura 3.13 e Figura 3.14**, filtrada com uma média móvel de 3 pontos. O número próximo de cada pico está associado ao modo de vibrar obtido numericamente e de provável correspondência ao modo real do bloco. A visualização dos modos encontra-se no **Apêndice II**.

Para a determinação dos amortecimentos modais a serem utilizados na análise transitente, comparou-se a resposta impulsiva do sistema, obtida experimental e numericamente. Para tal, calculou-se os espectros de frequência da aceleração nos pontos B e C, para um

3.17.

Uma vez que o motor empregado para este trabalho possui cinco mancais, é provável que os modos a eles associados agrupem-se de cinco em cinco, como pode ser observado na **Figura 3.17** (exceto para o grupo acima de 3500 Hz, onde apenas 4 modos foram observados). O modelo de elementos finitos, por possuir apenas um mancal, fornece um modo por grupo, a saber os numerados 2, 8, 10 e 13 na **Figura**

Figura 3.17: Função de picos calculada a partir das funções para os pontos de medição B e C



impacto no ponto 4. A escolha de um ponto de aplicação na face interna do cilindro baseou-se no fato de ser essa a região submetida às forças entre pistão e cilindro.

A **Figura 3.18** mostra a força de impacto aplicada em função do tempo, para o ponto de medição B. Como apenas um quarto do motor foi modelado, a utilização de $\frac{1}{4}$ da força medida, para simulação do impacto, mostrou-se apropriada para compensar o efeito da parcela de massa descartada no modelo.

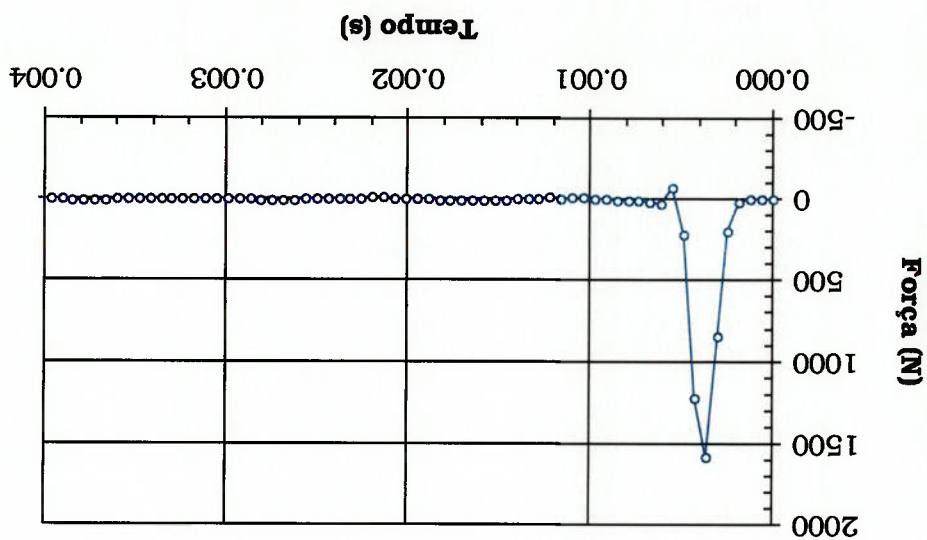


Figura 3.18: Força de impacto medida

A **Figura 3.19** e **Figura 3.20** mostram, respectivamente para medição nos pontos B e C, uma comparação entre o espectro da aceleração medida e simulada. Os amortecimentos modais foram então ajustados de modo a aproximar os resultados numéricos dos experimentais.

Figura 3.20: Comparação dos espectros em frequência da aceleração para ponto de medição C

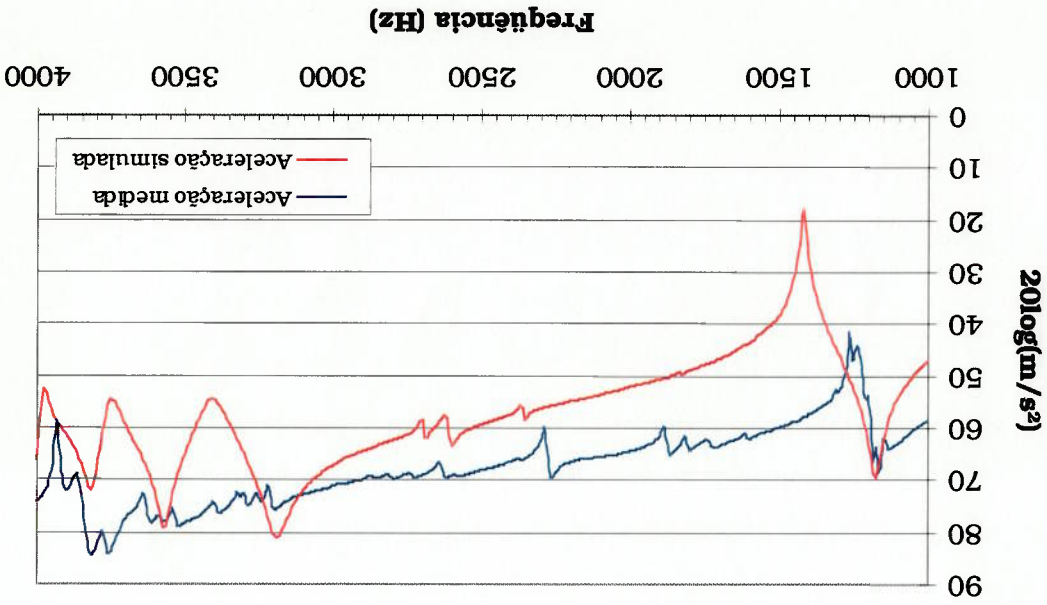


Figura 3.19: Comparação dos espectros em frequência da aceleração para ponto de medição B



A **Tabela 3.3** resume os resultados desta etapa do trabalho. Os números de modo na primeira coluna correspondem apenas aos modos obtidos através da simulação, sendo que as regiões cinzas mostram aonde seriam esperados modos adicionais de capa, caso o bloco inteiro tivesse sido modelado. A última coluna mostra os amortecimentos modais adotados.

Tabela 3.3: Resumo dos resultados da análise modal

Modo	Frequências naturais (Hz)		Erro (%)	ξ
	medida	simulada		
1	1170	1186	1,4	0,010
2	1212	1205	-0,6	0,002
3	1814	1837	1,3	0,010
4	1877	1873	-0,2	0,010
5	2274	2370	4,2	0,002
6	2379	2200	-7,5	0,003
7	2624	2620	-0,2	0,004
8	2719	2704	-0,6	0,001
9	3061	3218	5,2	0,008
10	3256	3206	-2,7	0,002
11	3397	3399	-1,0	0,002
12	3533	3590	-1,1	0,004
13	3768	3839	0,3	0,004

Por fim, é importante dizer que a determinação das frequências naturais, a identificação dos modos de vibrar e a obtenção dos amortecimentos modais, através da análise conjunta de resultados numéricos e experimentais, se mostrou satisfatória para o desenvolvimento do método de aplicação de forças.

Para uma melhor identificação dos modos, uma análise modal experimental mais completa e rigorosa seria necessária, fugindo no entanto do escopo do trabalho.

4 Método de aplicação de forças

4.1 Geração das forças

Isolando a região do bloco modelada, como ilustrado na **Figura 4.1**, é possível identificar um conjunto de forças aplicadas:

- F_{pa} - pelos parafusos do cabeçote;
- F_{pr} , F_{cpr} - pelo pistão;
- F_b - pelo virabrequim;
- F_{c1} , F_{c2} - pelos coxins;
- F_g - força devida à combustão do gás;
- F_a , M_a - forças e momentos devidos ao atrito viscoso e eventualmente atrito seco.

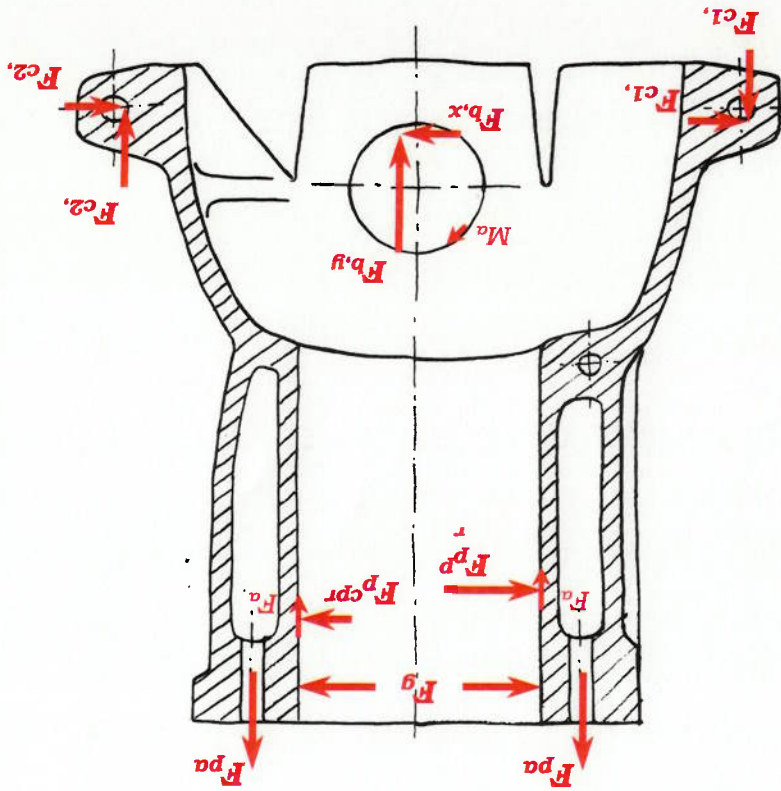


Figura 4.1: Diagrama de corpo livre do bloco

Em termos de forças, algumas simplificações foram adotadas

para a realização do trabalho proposto. Para melhorar o entendimento do que será colocado, é conveniente decompor as forças em uma direção paralela e outra normal ao eixo do cilindro, como mostra a

Figura 4.1.

A força que o virabrequim aplica no mancal é calculada partindo-se de um modelo monocilíndrico, isto é, a dinâmica do virabrequim, sujeito a um carregamento complexo, não foi levada em conta. Da mesma forma, apenas a força devida a um dos pistões foi aplicada no respectivo cilindro.

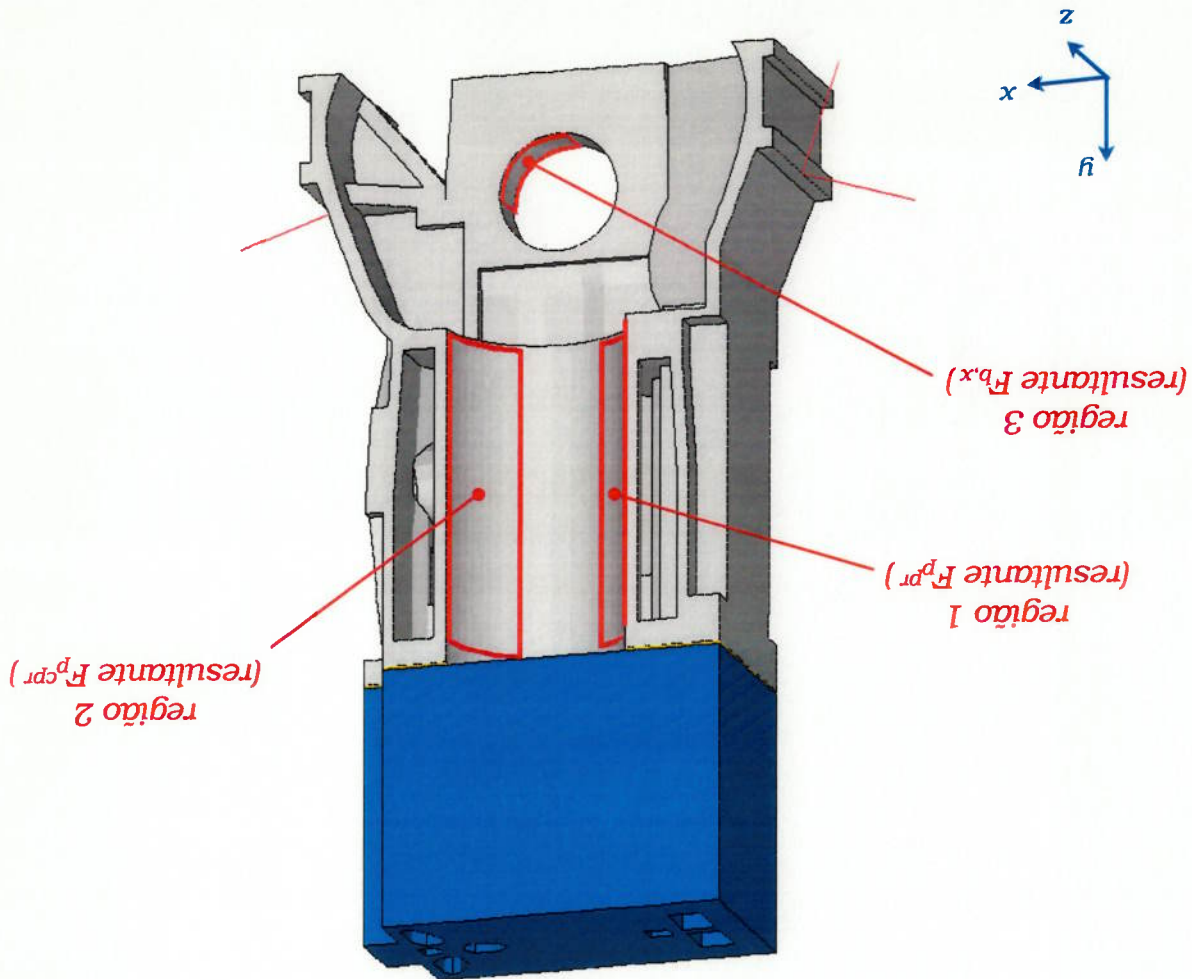
É possível desprezar as forças e momentos devidos ao atrito viscoso, e eventualmente seco, ao compará-las com as demais envolvidas. Por exemplo, a força de atrito entre pistão e cilindro pode chegar a valores em torno de 20 N, ou seja, cerca de mil vezes menor que as forças aplicadas no pistão na mesma direção.

Uma vez que se deseja estudar as "batidas de pistão", constituídas por forças normais à superfície do cilindro, foram consideradas somente as componentes de força perpendiculares ao eixo do último.

De forma a isolar o efeito das "batidas" na resposta dinâmica do sistema, a força devida à combustão do gás (F_g) não foi considerada diretamente, embora o tenha sido no cálculo da dinâmica do pistão. O fato bastante interessante de sua inclusão permitir um melhor entendimento das diferentes fontes de excitação é deixado como

Para os nós pertencentes às regiões 1 e 2, os deslocamentos

Figura 4.2: Regiões de forças aplicadas na análise transiente



parafusos não foram modelados.

se observar que o cabeçote é preso ao bloco através da junta, já que os regiões onde serão aplicadas as forças para a análise transiente. Deve-

A **Figura 4.2** mostra uma representação do modelo, com as

separado do restante do bloco também não foram levadas em conta.

Por fim, as forças que surgem nas seções onde o modelo foi

sugestão para trabalhos futuros.

normais à superfície do cilindro foram escolhidos como **GLM**. No caso dos nós da região 3, foram escolhidos os deslocamentos na direção x (vide o sistema global de coordenadas, ilustrado na **Figura 4.2**).

Como será discutido mais adiante, para um dado instante de tempo, a distribuição de forças aplicadas nos nós da região 1 (lado de pressão do cilindro) é obtida através de um programa que tem como base a integração numérica dos campos de pressão hidrodinâmica e de contato atuantes na superfície da sala do pistão. A resultante das forças decorrentes da integração é igual a F_{pT} e tem a direção x . Situação análoga ocorre na região 2, isto é, o lado de contra pressão (ou oposto ao lado de pressão) do cilindro. A distribuição de pressão na sala, como citado anteriormente, é calculada pelo **PISDYN**.

Tomando por base apenas o balanço de forças e momentos atuantes na biela, o programa **PISDYN** calcula a força F_b aplicada no colo de biela. No caso deste trabalho, pelo fato de ser admitido um modelo monocilíndrico e sem dinâmica de virabrequim, a força calculada pode ser transferida diretamente ao colo de mancal.

Calcula-se então para uma dada F_b , um campo de pressão, cuja integral sobre a superfície do mancal produz o mesmo valor da força. Através de um programa similar ao usado para as regiões 1 e 2, esse campo é por sua vez convertido em uma distribuição de forças, sendo que a somatória na direção x é igual a $F_{b,x}$.

Antes de explicar detalhadamente os programas para a geração das forças aplicadas no cilindro e mancal, cabe explicar o algoritmo de

integração de um campo de pressão, comum aos dois programas.

A **Figura 4.3** esquematiza uma malha unidimensional (*malha 1*),

definida pelo vetor de nós x . O algoritmo, baseado em uma integração numérica pelo método dos trapézios, calcula a integral da função $y(x)$ entre cada par de pontos consecutivos $x_i(j-1)$ e $x_i(j)$ do vetor x_i . Deve-se notar que o vetor x_i contém os pontos médios entre os nós de uma segunda malha (*malha 2*).

Em particular, a **Figura 4.3** ilustra o cálculo da integral para dois pontos consecutivos, correspondentes ao nó N .

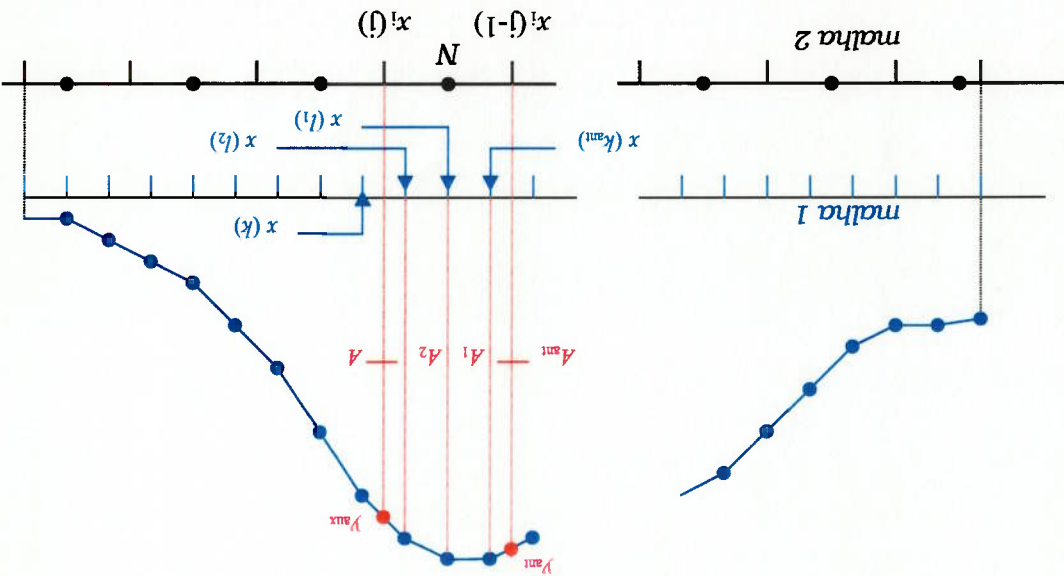


Figura 4.3: Representação da integração numérica

Para um par de pontos consecutivos $x_i(j-1)$ e $x_i(j)$ são

calculadas as seguintes áreas:

O algoritmo em questão foi escrito como uma função, onde são parâmetros de entrada: o vetor x , contendo os nós da malha l ; o vetor y , contendo os valores da função calculados em x ; e o vetor x_i , contendo o primeiro e último valores de x ($x(1)$ e $x(n)$) e os pontos médios entre os nós da malha 2 , compreendidos no intervalo $[x(1), x(n)]$. A função dos programas *PISDYN* e *ANSYS*.

se bastante importante no desenvolvimento das rotinas de interligação poder de manipulação de matrizes. Esta última característica mostrou-se que se deve ao grande número de subrotinas prontas, e, em especial, no escolha esta fundamentada na facilidade de programação da linguagem, como todos os demais programas desenvolvidos neste trabalho. A O algoritmo de integração foi implementado em *MATLAB*, assim corresponde uma área A_{tot} .

pertinentes da função $y(x)$. Assim, a cada nó N da malha 2 áreas parciais A_{mi} e A , são interpolados linearmente entre os valores Os valores da função y_{mi} e y_{aux} necessários à determinação das

$$A_{tot} = A_{mi} + \sum A_l + A \quad \text{Eq. 4.4}$$

A área total, correspondente ao nó N é dada por:

$$A = \frac{y_{aux} + y(k-1)}{2} \cdot (x_i(j) - x(k-1)) \quad \text{Eq. 4.3}$$

$$A_l = \frac{y(l) + y(l-1)}{2} \cdot (x(l) - x(l-1)) \quad \text{Eq. 4.2}$$

para $k_{mi} < l < k$

$$A_{mi} = \frac{y(k_{mi}) + y_{mi}}{2} \cdot (x(k_{mi}) - x_i(j-1)) \quad \text{Eq. 4.1}$$

fornece, como parâmetro de saída, o vetor de áreas calculadas a_i .

Um diagrama de blocos da função pode ser observado na **Figura**

4.4, enquanto sua listagem está no **Apêndice III**.

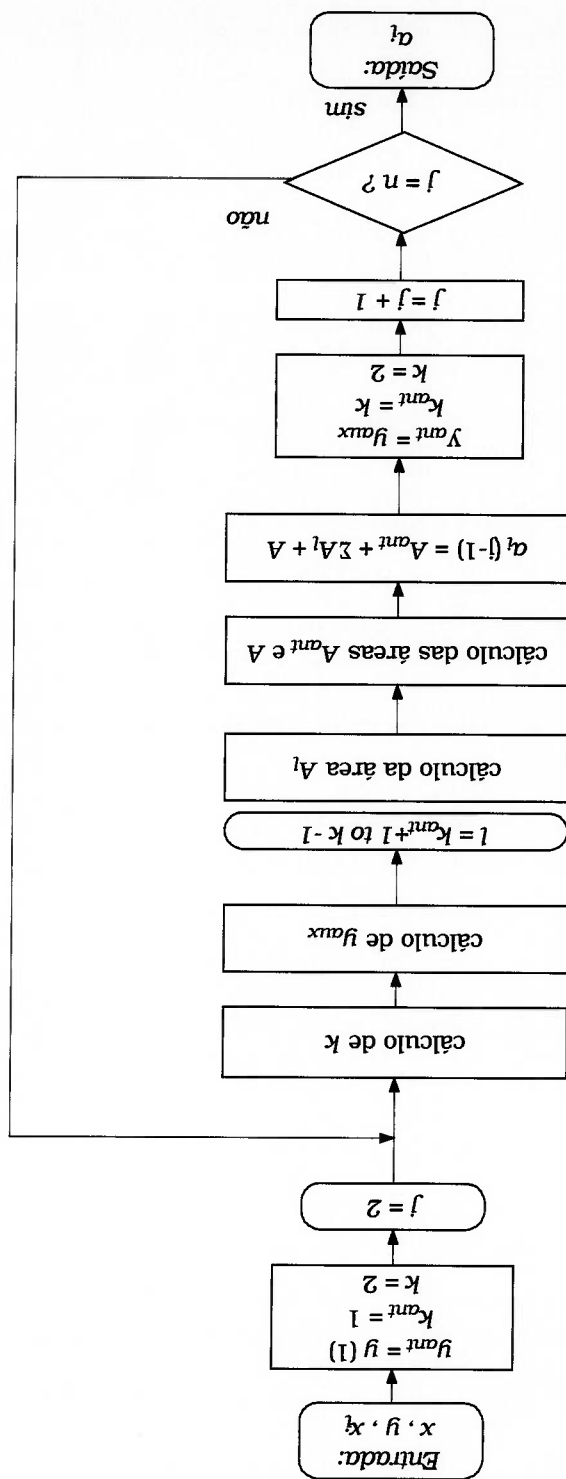


Figura 4.4: diagrama de blocos da função *força_i*

Considerando inicialmente as regiões 1 e 2, sujeitas à força lateral do pistão, a soma dos campos de pressão hidrodinâmica e de contato pode ser descrita por uma função $P(x_s, y_s)$ onde x_s corresponde à direção axial da saia e y_s corresponde à direção circumferencial da mesma. $P(x_s, y_s)$ é calculado pelo programa *PISDYN* tanto para o lado de

cilindro. Para o mancal, ao longo de sua direção circumferencial. No caso do pistão, o movimento relativo é ao longo da direção axial do movimento relativo entre elas segundo uma das direções de integração. uma discretização estacionária em função do tempo, existe um resultado em uma distribuição de forças. Embora as malhas tenham situações ocorre uma integral dupla de um campo de pressões, forças aplicadas no cilindro e mancal, nota-se que em ambas as Retornando à explicação dos programas para a geração das cálculo de uma integral dupla.

duas integrais simples são empregadas, seguindo-se o conceito de No caso de malhas bidimensionais, como as das regiões 1, 2 e 3, dos vetores $x(t)$, $y(x(t))$ e $x'(t)$ resultaria em um vetor $a'(t)$.

malhas que dependam do tempo, em um dado instante t , o emprego *malha 1* quanto a *malha 2* podem ter uma discretização variável. Para Da forma como a função *força_l* está implementada, tanto a $x(n)$, é igual à somatória dos a_i calculados por *força_l*.

integral numérica da função $y(x)$, entre os extremos de integração $x(l)$ e como um "método de Simpson por trechos". Em outras palavras, a Cabe observar que o algoritmo desenvolvido poderia ser descrito

Os vetores de pontos médios entre os nós da malha do cilindro (*malha 2*), utilizados para a integração de P , são definidos pelos limites da área da sala, como ilustra de forma simplificada a **Figura 4.5**. Na direção axial, o vetor de posições intermediárias x_c tem como valores inicial e final as extremidades superior e inferior da sala (x_{top} e x_{bot}). Os demais componentes do vetor são dados pelos pontos médios dos segmentos entre nós consecutivos do cilindro, contidos no intervalo

pela cinemática do mecanismo biela manivela do motor.

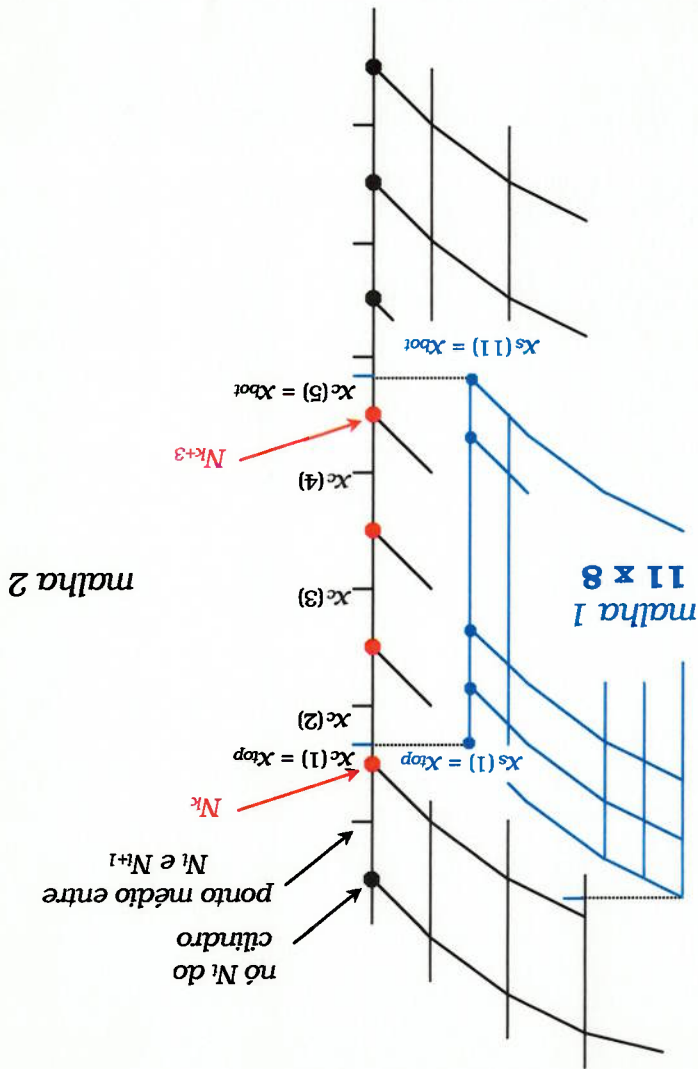
Embora a malha na direção do vetor x_s tenha um espaçamento constante, sua posição absoluta é uma função do tempo determinada por eles. Serão x_s e y_s , sendo imediato que a *malha 1* é composta por eles. P é uma matriz **11 x 8**. Os vetores que definem a malha da sala denominada simplesmente P . Note-se que, para um dado instante de hidrodinâmica e de contato, aplicadas em um dos lados da sala, serão tratadas no texto por uma única região, onde a soma das pressões Uma vez que as regiões 1 e 2 são totalmente análogas, elas serão

lado oposto ao de pressão.

meia sala no lado de pressão e outra malha **11 x 8** para meia sala no plano de pressão-contrapressão, resultando em uma malha **11 x 8** para que o programa *PISDYN* considere o pistão simétrico em relação ao correspondente a uma malha **11 x 8** ("onze por oito"). Deve-se salientar, Segundo a nomenclatura empregada pelo programa, isso discreta. Em geral, x_s possui 11 pontos (ou nós) e y_s possui 8. pressão do cilindro, quanto para o de contrapressão, sendo uma função

A seleção dos nós do cilindro onde serão aplicadas as forças (indicados em vermelho na Figura 4.5) é feita de modo a respeitar-se as “zonas de influência” de cada nó, determinada pelos pontos médios (mostradas na Figura 4.5. Apenas para efeito de clareza, se o pistão estiver se movendo para baixo, x_{top} ainda pertence à “zona de

Figura 4.5: Representação das malhas para o cálculo das forças



$[x_{top}, x_{bot}]$. No exemplo da Figura 4.5, x_c tem ao todo 5 componentes.

influência" do nó N_k (que vai até $x_c(2)$). Com isso, embora N_k já esteja "fora" da área compreendida pela saia, é aplicada nele uma força cuja parcela correspondente à integração de P na direção axial é calculada entre os pontos $x_c(1)$ e $x_c(2)$. A segunda situação ocorre no caso para o nó N_{k+3} , próximo da extremidade inferior da saia e "dentro" da área compreendida por ela. x_{bot} ainda pertence à "zona de influência" do nó N_{k+3} , sendo a força calculada entre $x_c(4)$ e $x_c(5)$.

Para o cálculo de y_c , uma vez que não existe movimento relativo nessa direção, a escolha dos nós do cilindro na direção circumferencial é imediata. Em particular a "zona de influência" dos nós também é respeitada, como na direção axial.

O tamanho de x_c , e portanto da matriz de forças obtidas através da integração de P , é variável, uma vez que as discretizações empregadas nas malhas da saia e cilindro não necessariamente são iguais.

Foi então escrita a função F_cylind para calcular as matrizes de forças aplicadas nas regiões 1 e 2 da **Figura 4.2**. Os parâmetros de saída são duas matrizes de tamanho variável, uma para o lado de pressão e outra para o de contra-pressão do cilindro. Como parâmetros de entrada, são passados a distribuição de pressão na saia calculada pelo $PISDYN$ e o ângulo de virabrequim correspondente ao instante de tempo considerado. De forma a não sobrecarregar a declaração da função, os demais parâmetros necessários ao cálculo, relativos à

dimensão da sala e cilindro, densidade das malhas e geometria do mecanismo biela manivela, foram definidos como variáveis globais. A

Figura 4.6 ilustra o diagrama de blocos de F_cylind .

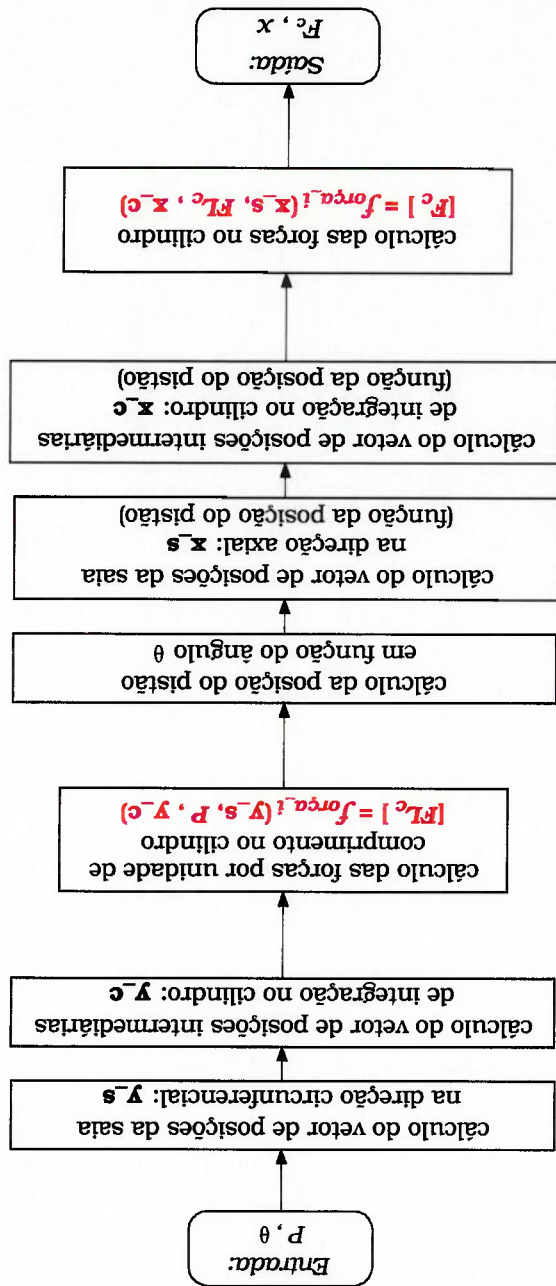


Figura 4.6: Diagrama de blocos da função F_cylind

Maiores detalhes de implementação da subrotina estão na sua

listagem, disponível no **Apêndice III.**

Deve-se notar na **Figura 4.6**, a utilização do conceito de cálculo de uma integral dupla. Partindo de uma força por unidade de área (a pressão de entrada), a função *força_i* é chamada duas vezes, calculando uma força por unidade de comprimento e em seguida uma força.

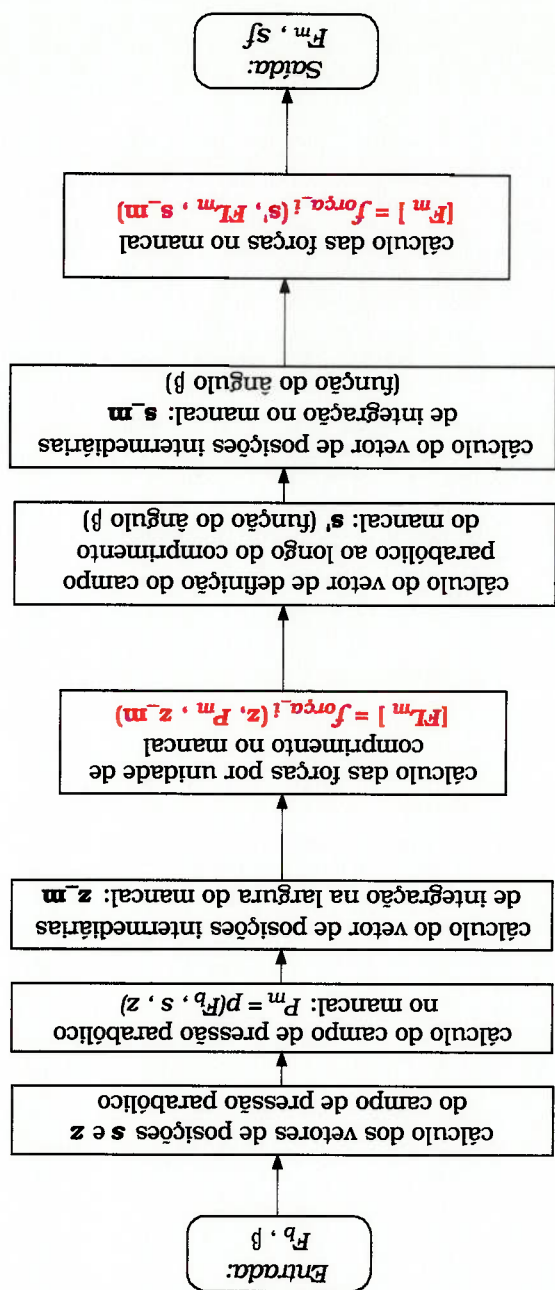
Finalmente, um ponto merecedor de nota é o fato da "zona de influência" de um dado nó do cilindro ser uma superfície cilíndrica. Em princípio, a força nodal normal à superfície, calculada através da integração da pressão aplicada nessa área "elementar" cilíndrica, deveria levar em conta a curvatura da superfície na determinação da resultante correspondente. Entretanto, como o ângulo que define os arcos que representam as arestas curvas da área elementar é da ordem de 6 graus, o erro devido a esta aproximação pode ser desprezado.

A geração das forças na região 3 é análoga à das regiões 1 e 2. No caso, como mencionado anteriormente, o movimento relativo entre as malhas 1 e 2 se dá na direção circunferencial do mancal. Além disso, de modo a utilizar o mesmo conceito da função *F_cilind*, é calculado um campo de pressão parabólico $P^m = p(F^b, s, z)$, cuja integral sobre a área definida por *s* e *z* produz a força *F_b* calculada pelo *PISDYN*.

Figura 4.7 mostra o diagrama de blocos correspondente à função *F_mancal*, sendo que: os vetores *z* e *z^m*, na direção da largura do mancal, correspondem aos vetores *y^s* e *y^c*; e os vetores *s'* e *s^m*, na direção circunferencial do mancal, correspondem aos vetores *x_s* e *x_c*. Como no caso das regiões 1 e 2, o vetor *s^m* pode ter um número de

Cabe dizer que β é o ângulo formado pela biela e a linha de

Figura 4.7: Diagrama de blocos da função $F_{-mancal}$



componentes variável, acarretando uma matriz de forças F_m aplicadas no mancal também de dimensão variável no tempo.

centro do cilindro, calculado a partir do ângulo de virabrequim e da geometria do mecanismo biela manivela.

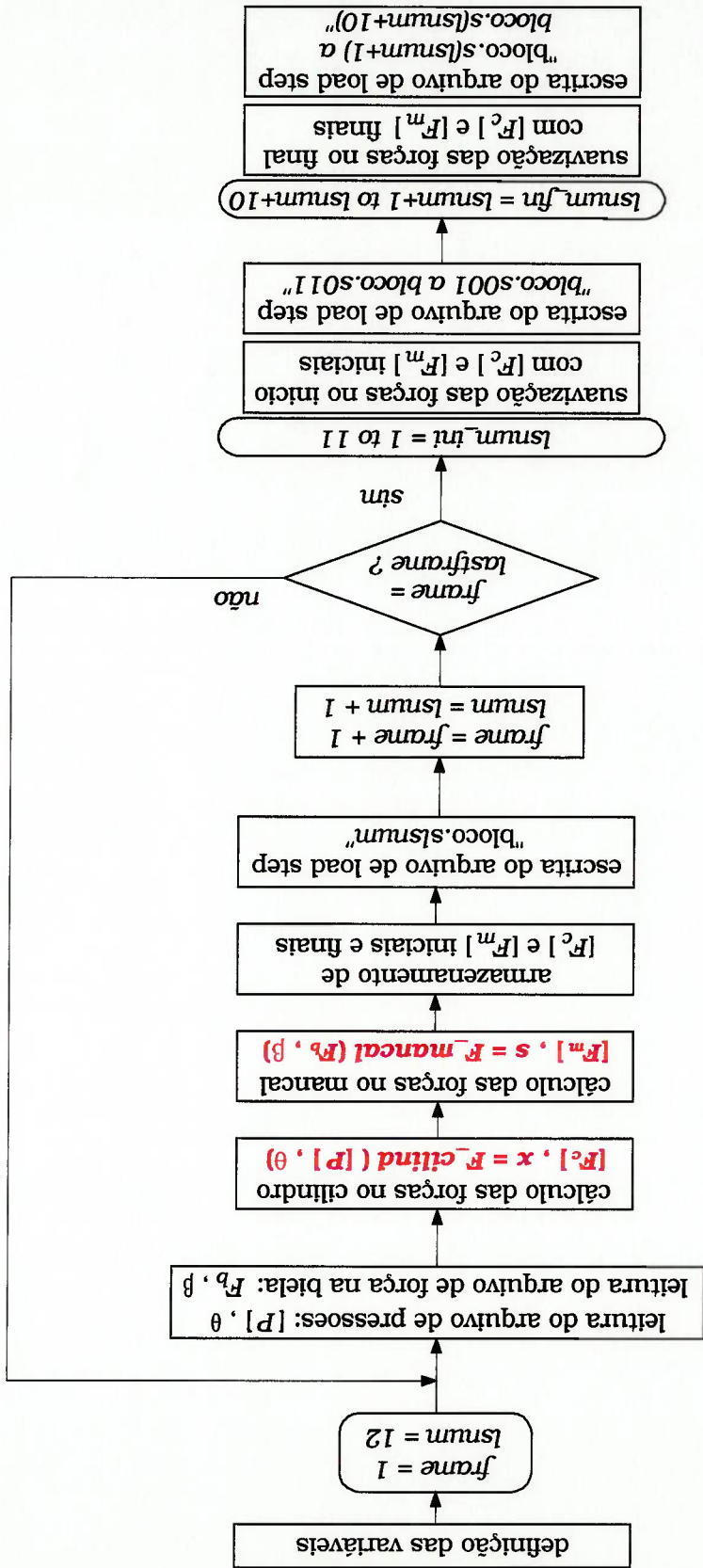
4.2 Integração dos programas

Ao concluir a simulação do movimento secundário do pistão, o programa *PISDYN* fornece uma série de arquivos de saída em formato *ascii*, contendo, em função do ângulo de virabrequim, deslocamentos laterais e angulares e todas as forças envolvidas no balanço de forças. Calculadas a partir dos resultados básicos citados, também encontram-se disponíveis outras grandezas úteis ao projeto do pistão.

Para a simulação da resposta transitente do bloco, excitado pelas forças envolvidas no movimento secundário do pistão, o programa *ANSYS* requer, para cada instante de tempo, um arquivo de carregamento, que contém as forças nodais pertinentes àquele instante. Foi visto que as funções *F_cilind* e *F_mancal* calculam as forças excitadoras, para um dado ângulo de virabrequim, partindo respectivamente de uma matriz correspondente ao campo de pressão na saia e de uma força no colo de mancal do bloco.

De forma a integrar os dois programas, foi escrito o programa *LS_gen* (gerador de arquivos de "*load step*"), que emprega as funções *F_cilind* e *F_mancal*. A **Figura 4.8** apresenta um diagrama de blocos do programa.

Figura 4.8: Diagrama de blocos do programa principal LS_gen



Para cada ângulo de virabrequim o programa *LS_gen* faz então a leitura das pressões hidrodinâmica e de contato na saia, cuja soma é armazenada na matriz $[P]$, e da força no colo do mancal, armazenada na variável escalar F_b . O arquivo de "load step" correspondente é então escrito, empregando as forças de excitação calculadas por F_{cylind} e F_{mancal} . Este procedimento é repetido para todos os ângulos de virabrequim contidos no intervalo definido pelo usuário.

Embora a resultante das forças laterais aplicadas na saia do pistão se anule para determinados ângulos de virabrequim, dificilmente as forças aplicadas em cada nó da saia se anulam simultaneamente. Como consequência, qualquer que seja o intervalo escolhido para a análise transitente, sempre haverá um conjunto de nós do cilindro nos quais a força aplicada é diferente de zero. Em termos de simulação, esse fato promoveria, para os nós em questão, a variação das forças na forma de um "degrau" no instante inicial da simulação, causando uma resposta incorreta do sistema. Deve-se notar que uma situação análoga ocorre no instante final da simulação.

Para evitar esse comportamento indesejável do sistema, foi implementado no programa *LS_gen* um algoritmo de suavização das forças aplicadas, que é descrito a seguir:

As matrizes de pressão correspondentes aos dois primeiros e dois últimos instantes de tempo são armazenadas, o mesmo sendo válido para a força no mancal. Considerando o instante inicial por exemplo, para cada nó a ser excitado é ajustada uma cúbica entre as

forças calculadas a partir da primeira e segunda matrizes, e o valor zero para dois instantes de tempo próximos entre si, porém suficientemente afastados dos instantes correspondentes às matrizes. No caso, um intervalo de tempo correspondente a 30 graus de virabrequim, entre os pares de instantes, mostrou-se adequado para o cálculo da força ajustada.

A Figura 4.9 e Figura 4.10 possibilitam uma melhor visualização da utilização do algoritmo, para o caso da somatória das forças aplicadas nos nós do lado de pressão do cilindro, respectivamente a uma cota de 56 mm e 121 mm, medidos a partir do topo do bloco. O comprimento do cilindro em questão é 145 mm e a distância entre nós consecutivos é cerca de 4 mm. Deve-se observar que, para o caso das figuras, o intervalo para simulação da resposta transitente vai de 30 graus antes do ponto morto superior a 30 graus após o ponto morto inferior, sendo que a força calculada por F_{cylind} é aplicada de 0 a 180 graus de virabrequim e a força suavizada é aplicada durante os 30 graus iniciais e finais da simulação.

Figura 4.10: Somatória das forças nos nós a uma cota de 121 mm

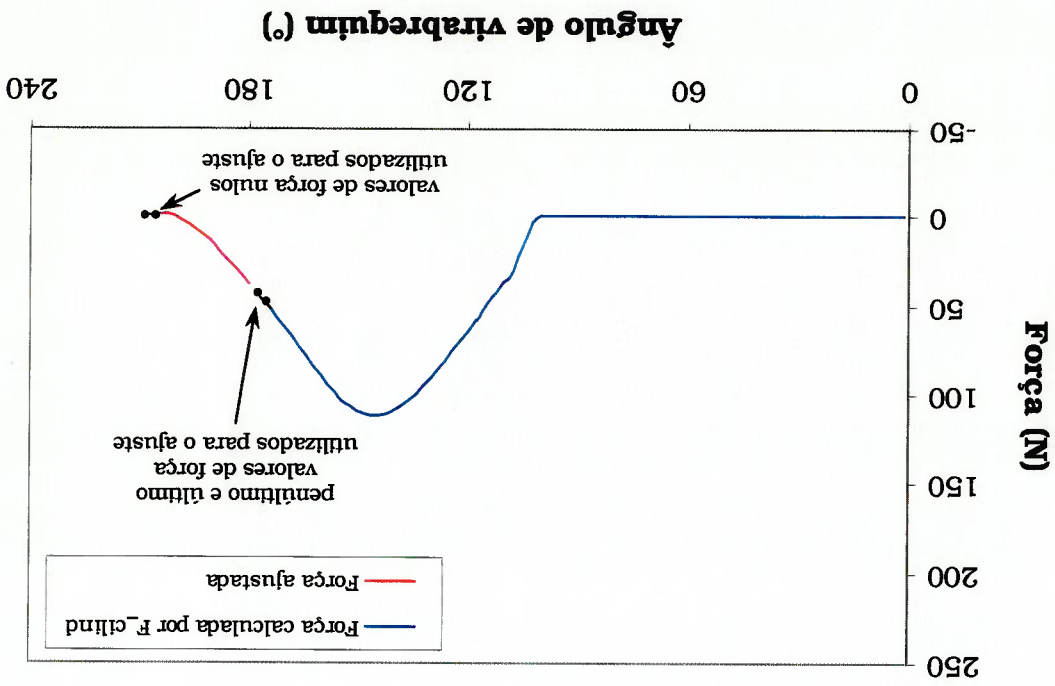
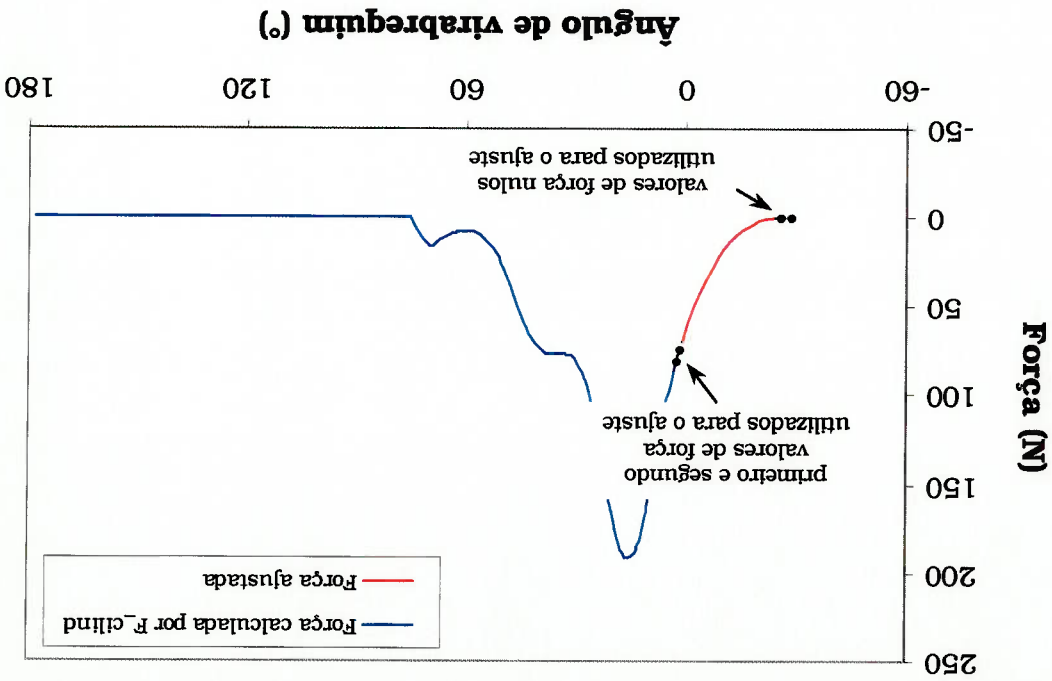


Figura 4.9: Somatória das forças nos nós a uma cota de 56 mm



O algoritmo de "suavização" das forças não garante a continuidade da derivada entre uma curva e outra. No entanto escolhendo-se os dois pontos da curva calculada suficientemente próximos, é possível minimizar a discrepância entre as derivadas. Além disso, dependendo da inflexão da curva, na vizinhança dos dois pontos de força nula utilizados para o cálculo da cúbica, valores negativos, de até cerca de 1% do valor máximo da força, podem ocorrer. Deve-se salientar que a escolha do algoritmo deveu-se à sua simplicidade, sendo que os erros inerentes à sua utilização não se mostraram presentes na resposta do sistema.

Por fim, o programa principal *LS_gen*, cuja listagem encontra-se no **Apêndice III**, também foi implementado em *MATLAB*. Em particular, a facilidade de manipulação de matrizes oferecida pelo último, permitiu um programa bastante compacto e de fácil implementação.

5 Resultados

Como foi citado no capítulo 3, dois conjuntos de resultados fazem parte deste trabalho.

O primeiro é referente à simulação do movimento secundário do pistão através do programa *PISDYN*. Os resultados obtidos, em particular os campos de pressões hidrodinâmica e de contato na sala do pistão e a força aplicada no mancal do bloco, são dados de entrada para o programa *LS_gen* que calcula as forças de excitação do cilindro e mancal.

O segundo conjunto contempla a simulação e medição da vibração do motor em funcionamento, montado com o pistão cujo movimento secundário foi simulado.

Adicionalmente, foi realizado um estudo comparando a resposta do bloco a uma força de intensidade variável no tempo, aplicada em uma região fixa do cilindro, com a resposta a uma força de intensidade constante, ligada à sala do pistão, e cuja região de aplicação no cilindro é uma função do tempo.

É importante salientar que, além de permitir avaliar o método de aplicação de forças desenvolvido, os resultados obtidos possibilitam um entendimento mais profundo do fenômeno de “batida de pistão” e do efeito da movimentação axial do pistão na excitação do bloco.

5.1 Movimento secundário do pistão

A **Figura 5.1** mostra as etapas percorridas com a finalidade de obter os dados de entrada para o programa *LS_{gen}*. Além dos campos de pressão e da força no mancal já mencionados, alguns resultados complementares são apresentados neste item de modo a permitir um melhor entendimento do movimento secundário.

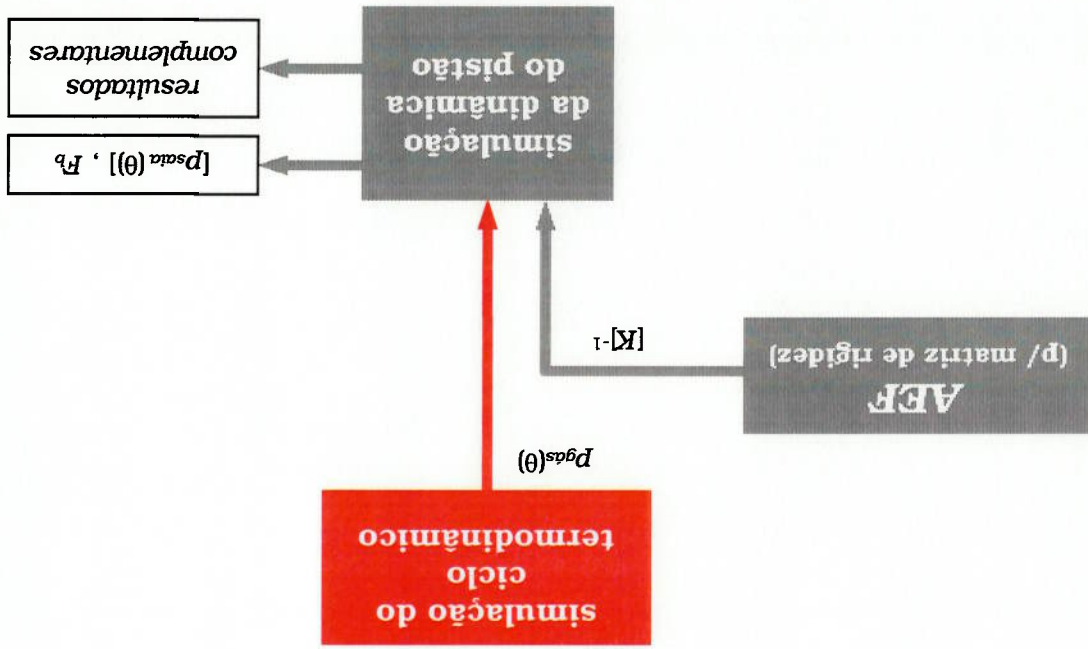


Figura 5.1: Etapas para o cálculo do movimento secundário

A simulação do movimento secundário foi realizada para o motor a frio, uma vez que é nessa condição que o ruído causado pela “batida de pistão” é mais intenso. Portanto, não foram consideradas as deformações térmicas do pistão e cilindro, e consequentemente não foram realizadas as parcelas da simulação relativas à análise térmica. Em outras palavras, apenas a curva de pressão do gás e a matriz de

flexibilidade tiveram de ser obtidas, respectivamente a partir da simulação do ciclo termodinâmico e do modelo de elementos finitos do pistão. Os dados de entrada e a curva de pressão do gás simulada, relativos à simulação do ciclo, estão disponíveis no **Apêndice IV**.

Para a realização deste trabalho, conforme mencionado no item 3.1, foi utilizado o motor *FMAT 1497*. A condição de operação simulada foi de carga parcial ($11 \text{ N}\cdot\text{m}$) a 2700 rpm , na qual havia sido detectado algum ruído de pistão. Mais detalhes a respeito da montagem do motor em dinamómetro e das condições de teste são apresentados no item 5.2. A fim de que o resultado da simulação da resposta transiente fosse obtido em um tempo de processamento razoável (cerca de quatro horas em um computador *Pentium 450MHz*), foi escolhido um intervalo de 180 graus de virabrequim contendo a "batida de pistão" mais significativa. A determinação do instante em que ocorre a "batida" foi realizada com base na análise de grandezas globais calculadas pelo programa *PISDVN*, ou, mais especificamente, a soma das energias cinéticas dos movimentos secundários de translação e rotação, as resultantes das forças aplicadas no pistão e os momentos resultantes em relação ao furo para pino. Uma vez que a duração da "batida" no tempo é um fator importante para quantificar sua intensidade, a derivada em relação ao tempo das grandezas acima descritas também foi analisada.

A **Figura 5.2** mostra a energia cinética total do movimento secundário e sua derivada em relação ao tempo. A **Figura 5.3** mostra as

forças e momentos resultantes e a **Figura 5.4** mostra as suas derivadas. No caso, a variável independente é o ângulo de virabrequim. Deve ser mencionado que uma resultante de forças com sinal positivo tem o sentido do lado de pressão para o lado oposto ao de pressão. Já no caso dos momentos, um sinal positivo corresponde a um binário de forças que tende a rotacionar o pistão de forma que o seu topo se mova do lado oposto de pressão para o de pressão.

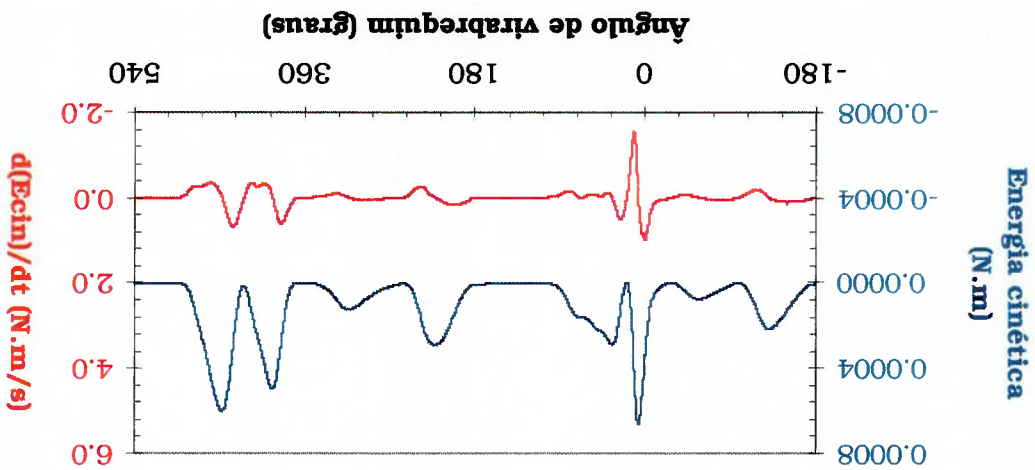


Figura 5.2: Energia cinética total do movimento secundário e sua derivada em relação ao tempo.

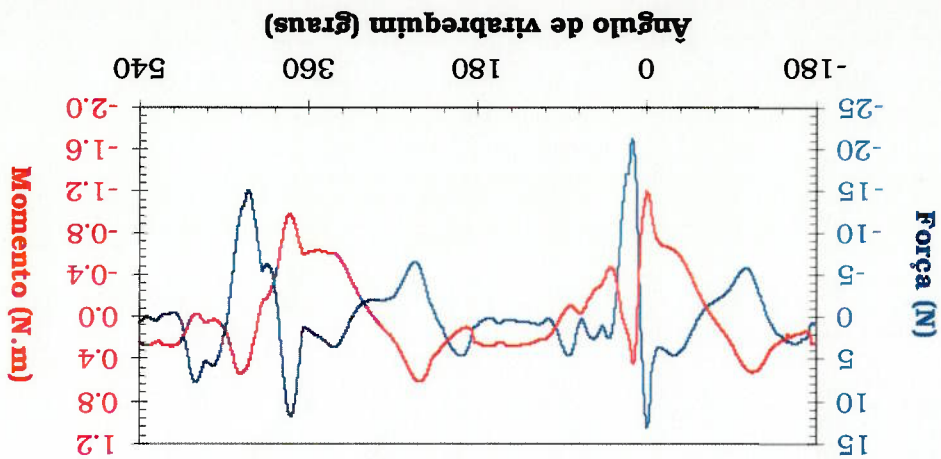
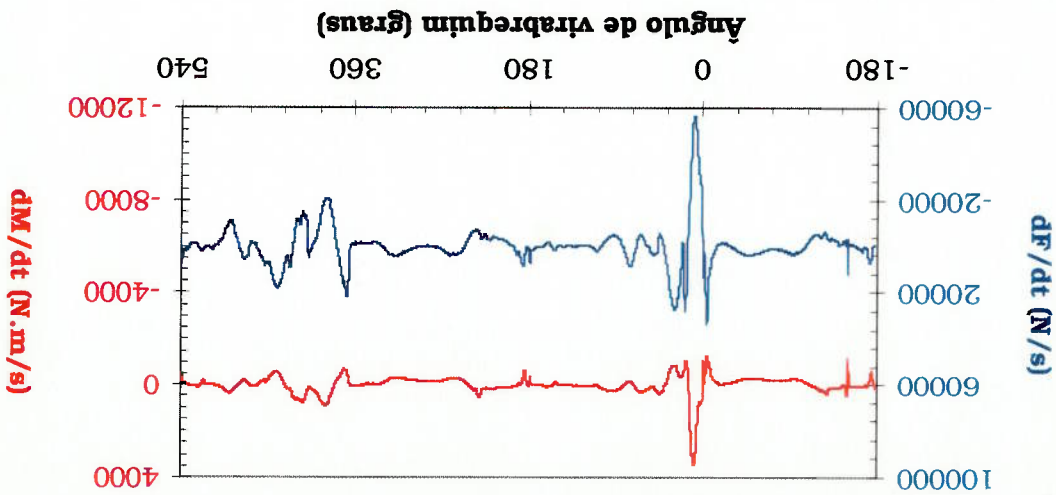


Figura 5.3: Resultantes das forças aplicadas no pistão e momentos resultantes em relação ao furo para pino

Figura 5.4: Derivadas em relação ao tempo das forças e momentos resultantes

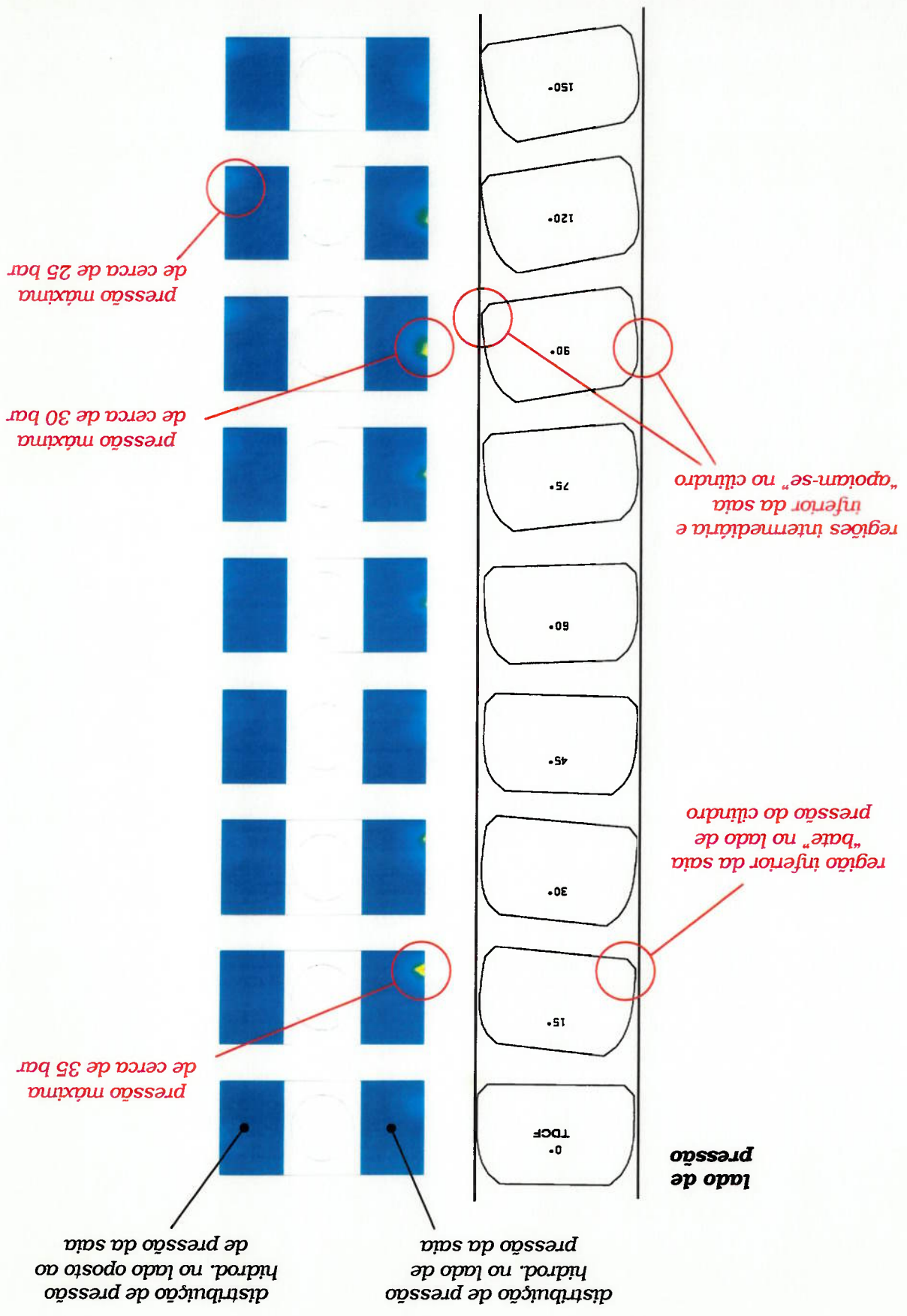


Analisando-se os resultados, em especial as curvas de derivadas em relação ao tempo, é possível observar que a "batida" mais intensa ocorre a aproximadamente 13° após o ponto morto superior, no ciclo de expansão (0 a 180° de virabrequim).

A **Figura 5.5** ilustra o movimento secundário do pistão juntamente com a distribuição de pressões hidrodinâmicas na saia, para o intervalo em questão. Observando com mais atenção o diagrama que representa o movimento secundário, dois eventos distintos de interação entre o pistão e cilindro são identificáveis.

Logo após o ponto morto superior, como resultado das forças atuantes no pistão, este sofre uma rotação no sentido horário, ocorrendo então uma "batida" entre a região inferior da saia e o cilindro. Este evento corresponde ao pico encontrado nas curvas de derivadas em relação ao tempo apresentadas.

Figura 5.5: Movimento secundário do pistão



Deve-se notar que o termo "batida" não implica necessariamente em um contato metálico entre os componentes. É possível que a pressão hidrodinâmica varie com suficiente rapidez e alcance valores elevados o bastante para excitar o cilindro e portanto bloco. No caso, um gradiente de interação com o cilindro ocorre, onde o pistão "apoia" a região intermediária da sala no lado de pressão do cilindro e a região inferior da sala no lado oposto ao de pressão, permanecendo nesta condição até atingir 160° de virabrequim.

A **Figura 5.6** mostra o deslocamento da linha de centro do furo para pino em relação à linha de centro do cilindro (valores positivos correspondem a um deslocamento para o lado oposto ao de pressão), bem como a posição angular do pistão (valores positivos correspondem ao pistão inclinado de forma que seu topo se aproxime do lado de pressão). Observa-se a variação brusca da posição angular e lateral do pistão, caracterizando a batida a 13° após o ponto morto superior, e a variação gradual correspondente à nova condição de contato com o cilindro a partir de 70° após o ponto morto superior.

A **Figura 5.7** mostra a força lateral resultante aplicada no pistão, calculada com base na integração dos campos de pressões hidrodinâmica e de contato na sala, e a força lateral resultante aplicada no mancal, em função do ângulo de virabrequim.

Finalmente, cabe lembrar que, embora o intervalo para a simulação da resposta do bloco seja de 180° de virabrequim, devido ao algoritmo de suavização das forças utilizado no programa *LSgen*, a simulação da resposta do sistema começa 30° antes do ponto morto superior e termina 30° após o ponto morto inferior.

análise transiente

Figura 5.7: Resultante das forças distribuídas utilizadas na

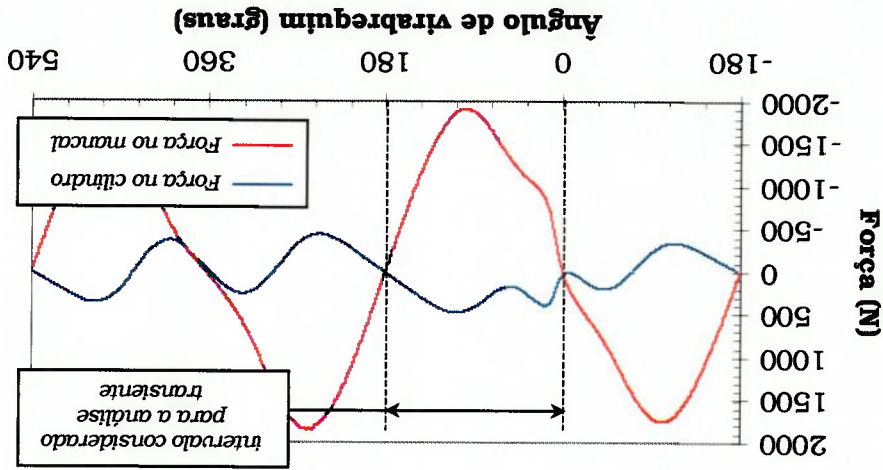
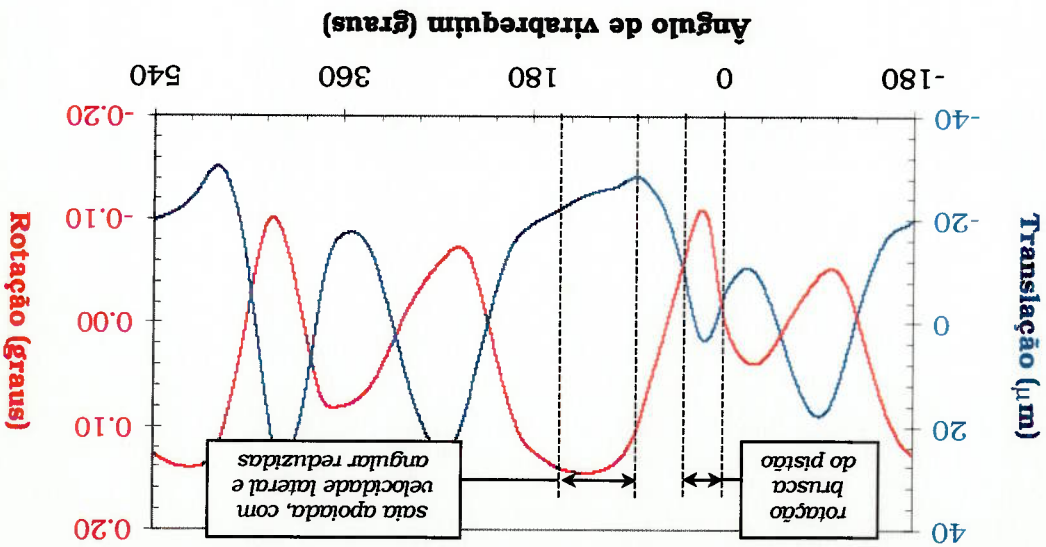


Figura 5.6: Translação do furo para pino e rotação do pistão



5.2 Resposta transiente do bloco

5.2.1 Forças de excitação

Retomando o diagrama da **Figura 3.2**, a etapa restante do

trabalho é a simulação da resposta transiente do bloco excitado pelas forças calculadas por *LS_gen*, como mostra de forma esquemática a

Figura 5.8.

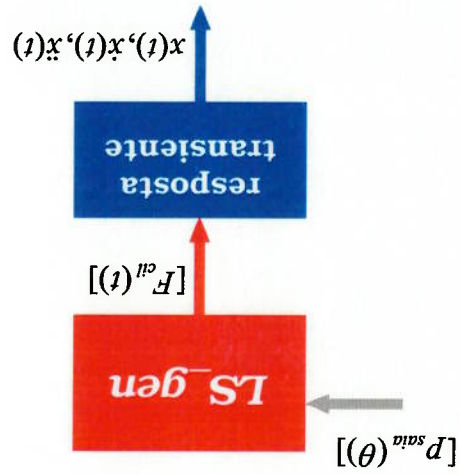
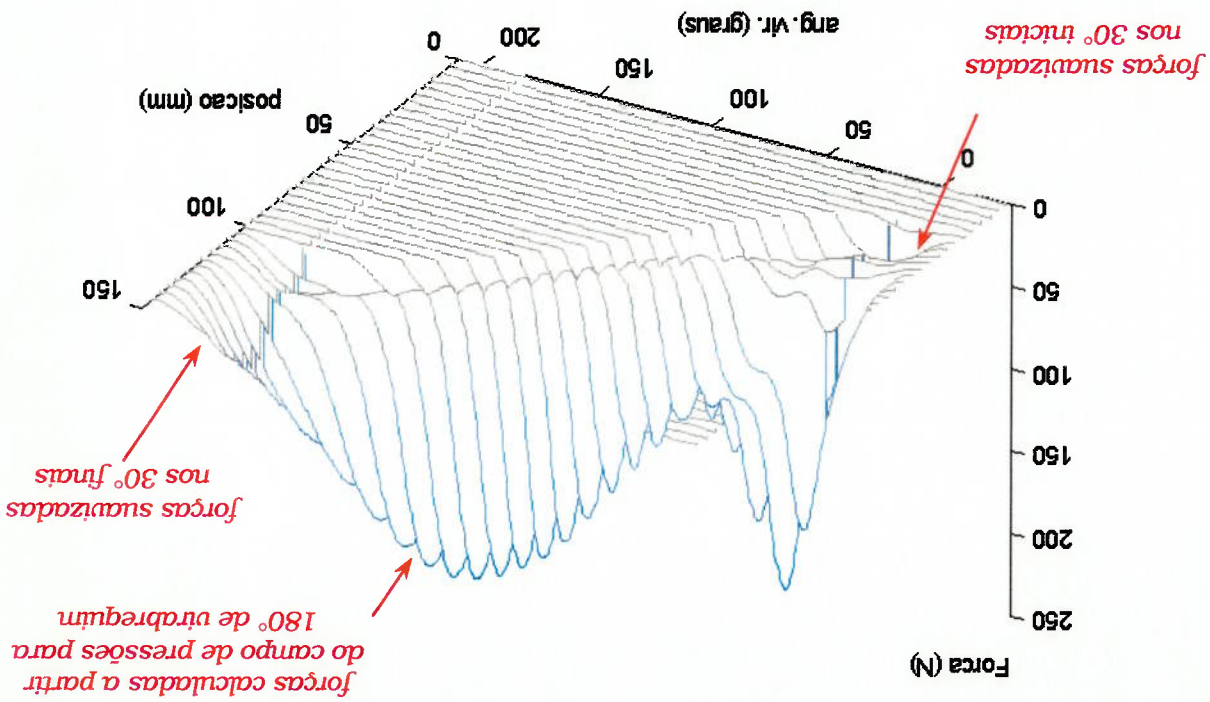


Figura 5.8: Etapas para simulação da resposta transiente

A **Figura 5.9** mostra um gráfico tridimensional das forças aplicadas no lado de pressão do cilindro, calculadas a partir do campo de pressões hidrodinâmica e de contato atuante na sala do pistão. Para possibilitar a visualização em um único gráfico, optou-se por apresentar a resultante das forças aplicadas em nós pertencentes a cada cota do cilindro, em função dessa cota medida a partir do topo do bloco

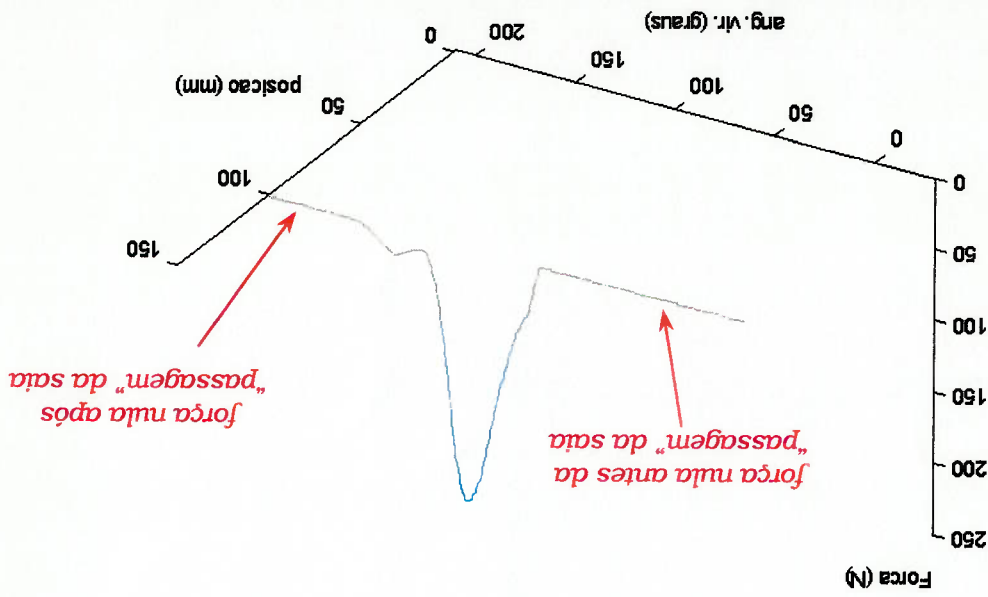
Uma análise do gráfico permite notar que não é aplicada nenhuma força nos nós que estão entre zero e 20 mm, medidos a partir do topo do bloco, uma vez que a saída do pistão não alcança esta região. É importante reforçar que cada linha do gráfico representa a resultante das forças aplicadas nos nós pertencentes a uma mesma cota em função do tempo. Considerando, por exemplo, os nós pertencentes à cota 50 mm, como mostra o gráfico da **Figura 5.10**, a força nela aplicada anula-se quando a saída "deixa" a cota em questão.

Figura 5.9: Forças aplicadas no lado de pressão do cilindro



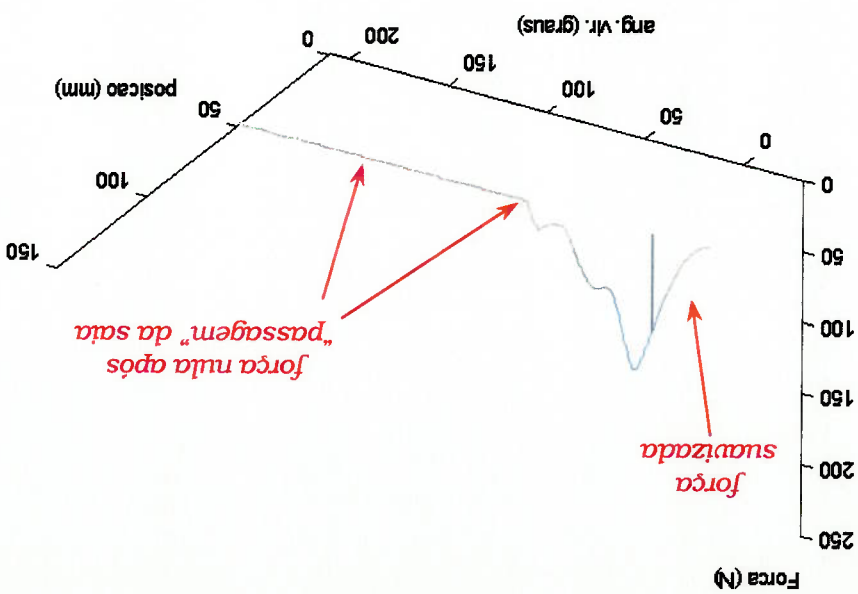
(posição) e do ângulo de virabrequim.

Figura 5.11: Resultante das forças aplicadas nos nós posicionados a 100 mm do topo do bloco



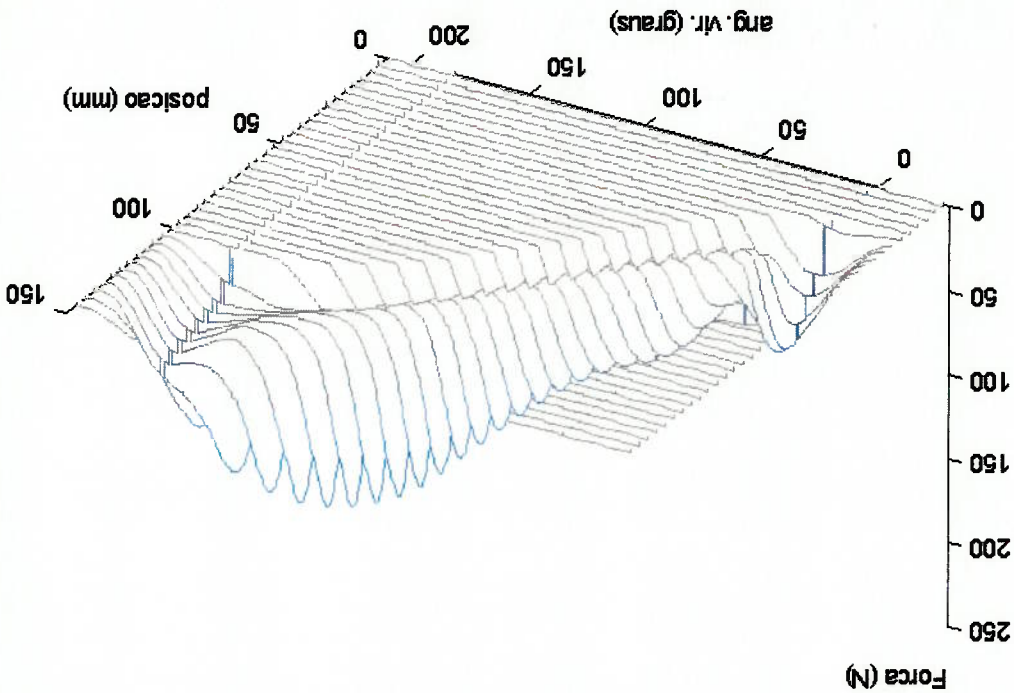
O gráfico da **Figura 5.11** mostra uma situação análoga para os nós a 100 mm do topo do bloco.

Figura 5.10: Resultante das forças aplicadas nos nós posicionados a 50 mm do topo do bloco



Uma segunda possibilidade de visualização é apresentada na **Figura 5.13** e **Figura 5.14**, respectivamente para o lado de pressão e oposto ao de pressão do cilindro. Os gráficos mostram uma vista de topo dos gráficos da **Figura 5.9** e **Figura 5.12**, sendo que a cor azul corresponde a uma força nula e a cor vermelha corresponde à força máxima (cerca de 200 N). No caso desses gráficos, é possível visualizar a movimentação axial do pistão, aproximadamente senoidal, do ponto

Figura 5.12: Forças aplicadas no lado oposto ao de pressão



Analogamente à **Figura 5.9**, a **Figura 5.12** mostra as forças aplicadas no lado oposto ao de pressão em função do ângulo de virabrequim. Nessas figuras ficam evidentes as regiões nas quais ocorrem forças elevadas, particularmente a cerca de 13° de virabrequim e entre 70° e 160°.

morto superior ao inferior. A correspondência com os campos de

pressão da **Figura 5.5** é evidente.

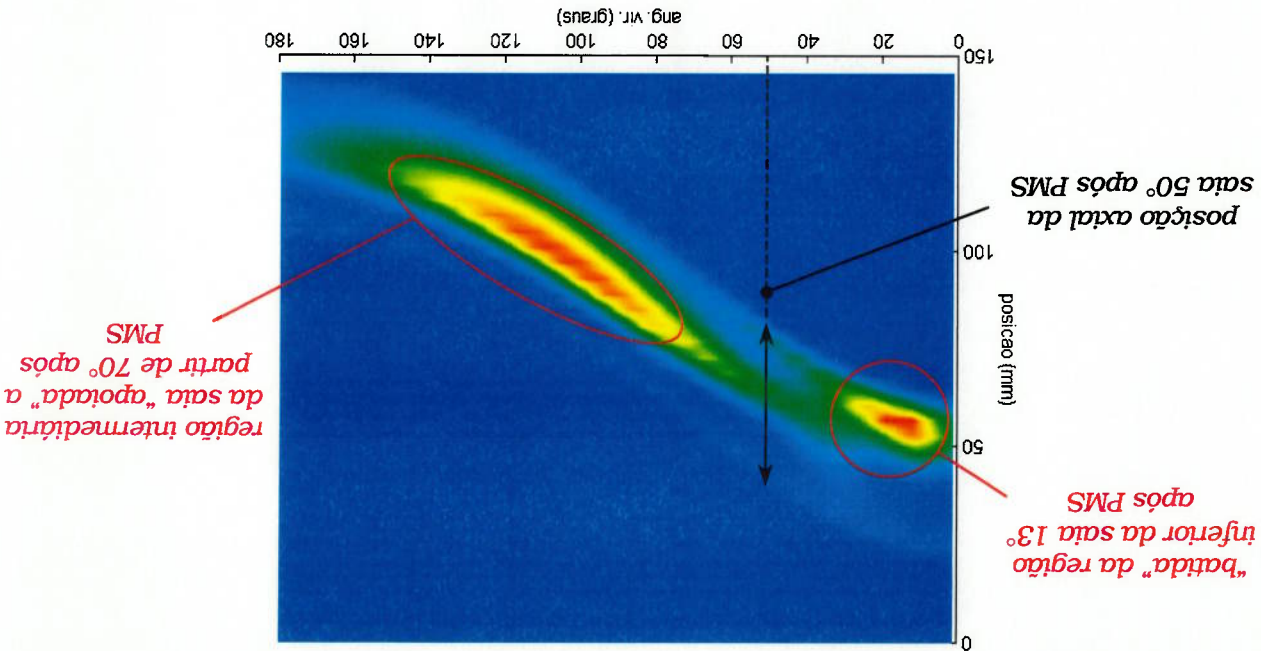


Figura 5.13: Visualização alternativa das forças aplicadas no lado de pressão do cilindro

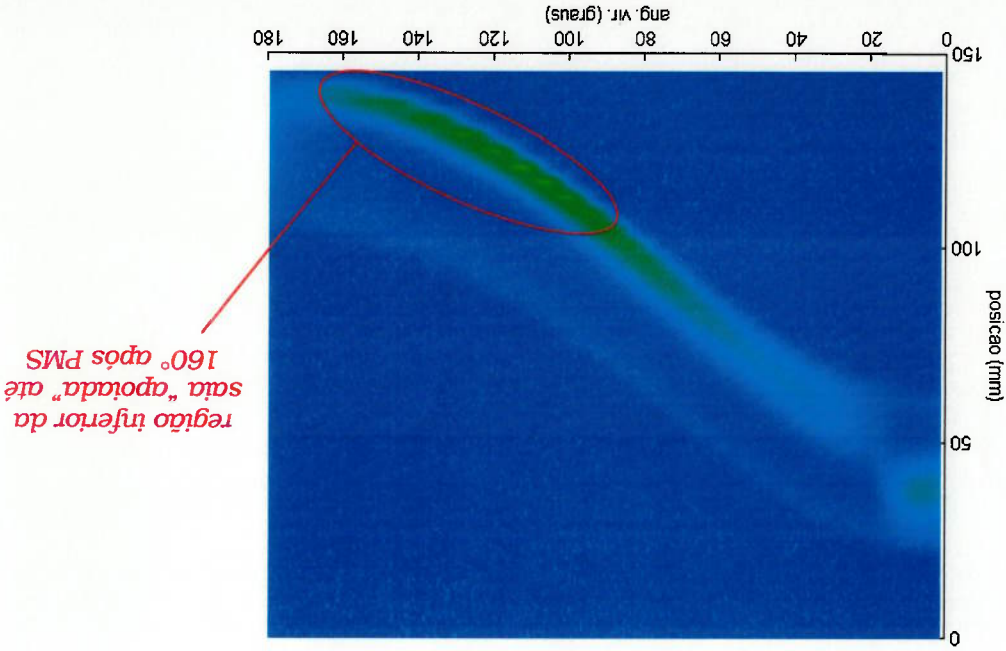


Figura 5.14: Visualização alternativa das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão

Considerando agora o domínio da frequência, a **Figura 5.15** e **Figura 5.16** mostram respectivamente a transformada de Fourier das funções representadas nos gráficos da **Figura 5.9** e **Figura 5.12**. Como esperado, o caráter não periódico das forças aplicadas na simulação da resposta transiente reflete-se em suas transformadas através da concentração das maiores amplitudes nas baixas frequências.

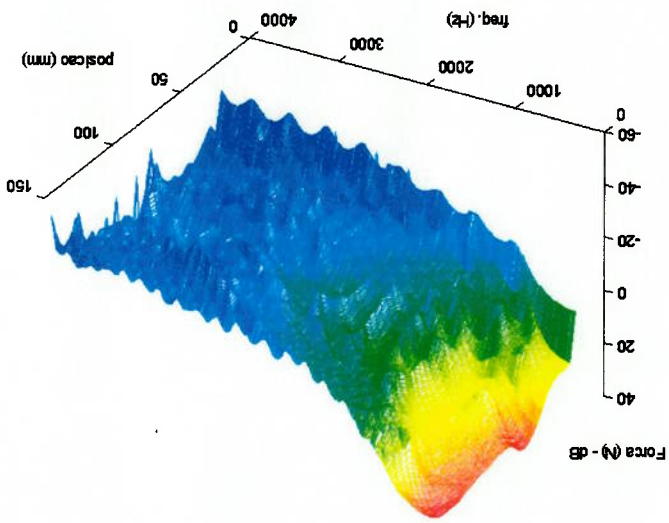


Figura 5.15: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado de pressão

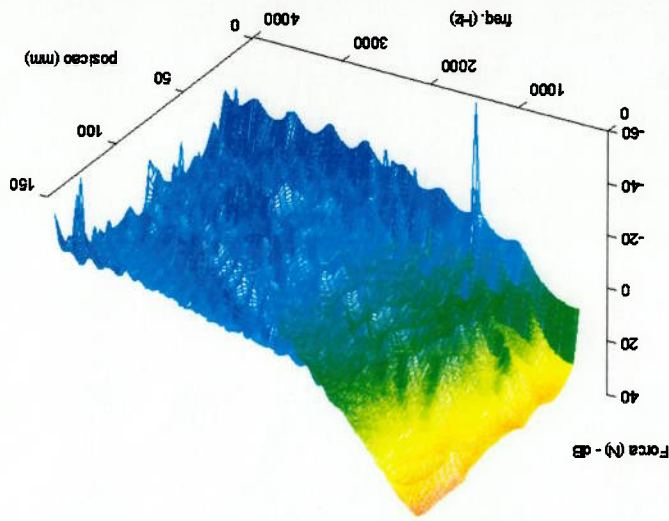


Figura 5.16: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão

Efetuada uma visualização de topo dos gráficos das figuras anteriores e restringindo a faixa de frequências ao intervalo contido entre 1000 e 4000 Hz, nota-se uma distribuição diferenciada da intensidade da força no domínio da frequência para diferentes cotas do cilindro. Para o movimento secundário de pistão analisado, as maiores intensidades vão até cerca de 2500 Hz.

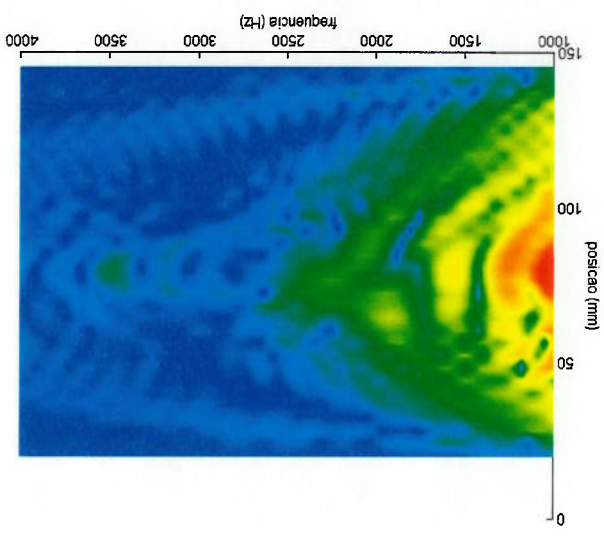


Figura 5.17: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado de pressão entre 1000 e 4000 Hz

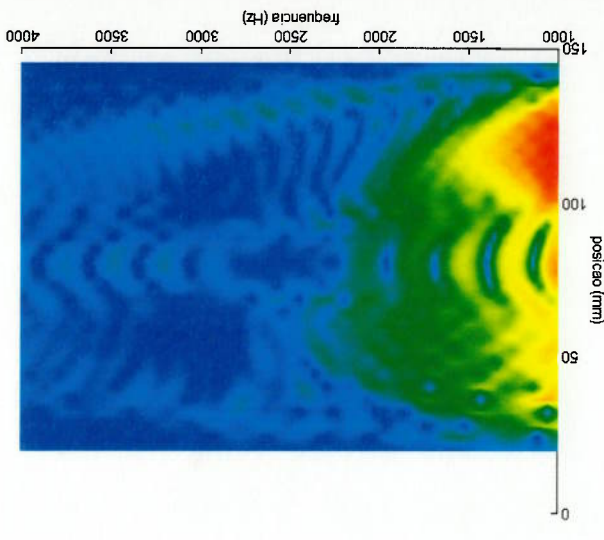


Figura 5.18: Conteúdo em frequência das forças aplicadas no lado oposto ao de pressão entre 1000 e 4000 Hz

Ao comparar-se os sinais de força, através de uma análise

conjunta nos domínios da frequência e tempo, alguns comentários podem ser apresentados. Uma vez que, durante o ciclo de expansão, a força lateral resultante tem o sentido do lado de pressão do cilindro, era esperado que as maiores intensidades de força calculadas por *LS_{gen}* ocorressem também no lado de pressão (vide **Figura 5.13** e **Figura 5.14**). Em termos de intensidade no domínio da frequência, o fato de a força lateral possuir componentes de baixa frequência, compatíveis com a do evento da combustão (90 Hz), reflete-se diretamente em uma maior intensidade no espectro da **Figura 5.15**, quando comparado com o da **Figura 5.16**, para as frequências em torno de 90 Hz.

Por outro lado, é interessante observar que, na faixa de frequências considerada para o estudo de vibração e ruído do bloco, as forças aplicadas no lado oposto ao de pressão tem uma participação bastante significativa no espectro, especialmente em torno de 1000 Hz (vide **Figura 5.17** e **Figura 5.18**).

5.2.2 Arranjo experimental e comparação dos resultados

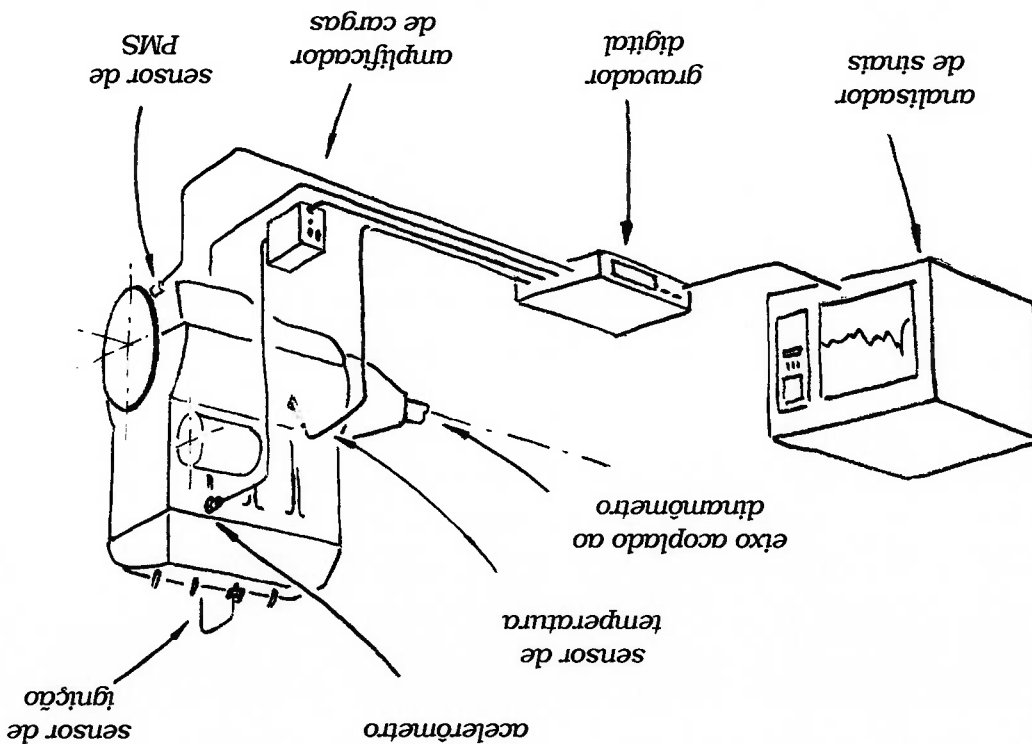
Com o propósito de avaliar os resultados da simulação da resposta do bloco, foi preparado um arranjo experimental, ilustrado na **Figura 5.19**, no qual o motor FIAT 1497 foi montado em dinamômetro e operado em uma condição correspondente à simulada. No caso, 2700 rpm, sendo que o torque no eixo do dinamômetro foi de cerca de 11 Nm.

A fim de comparar resultados simulados e medidos, foi coletada a aceleração de um ponto localizado na superfície do lado de pressão do bloco, próximo ao cabeçote, utilizando-se um acelerômetro fixado ao bloco através de um elemento roscado. Foram coletados também sinais correspondentes à temperatura do óleo do cárter, ponto morto superior e instante da centelha. Essas três últimas grandezas tiveram como função garantir a repetibilidade entre os ensaios realizados.

2 do Apêndice I.

Devido à limitação do equipamento disponível para a coleta dos dados (um gravador com conversor analógico/digital SONY PC204 de quatro canais e taxa de aquisição de 20 KHz por canal), apenas quatro sinais puderam ser armazenados. Informações adicionais sobre o restante do equipamento empregado podem ser encontradas na **Tabela**

Figura 5.19: Montagem do motor em dinamômetro.



Como o ruído causado pelas "batidas de pistão" é mais intenso com o motor frio, utilizou-se a temperatura do óleo para definir o intervalo de tempo para o qual o sinal de aceleração seria representativo. Através de um termopar, as medições foram então realizadas imediatamente após a partida e estabilização do motor na condição de operação desejada. A **Figura 5.20** mostra o valor da temperatura do óleo do cárter em função do tempo, sendo indicados o intervalo de estabilização do motor ($t_1 \approx 30s$) e o intervalo em que a coleta dos sinais foi efetuada ($t_2 \approx 100s$). O valor máximo de temperatura adotado para definir o tempo de medição foi $40^\circ C$.

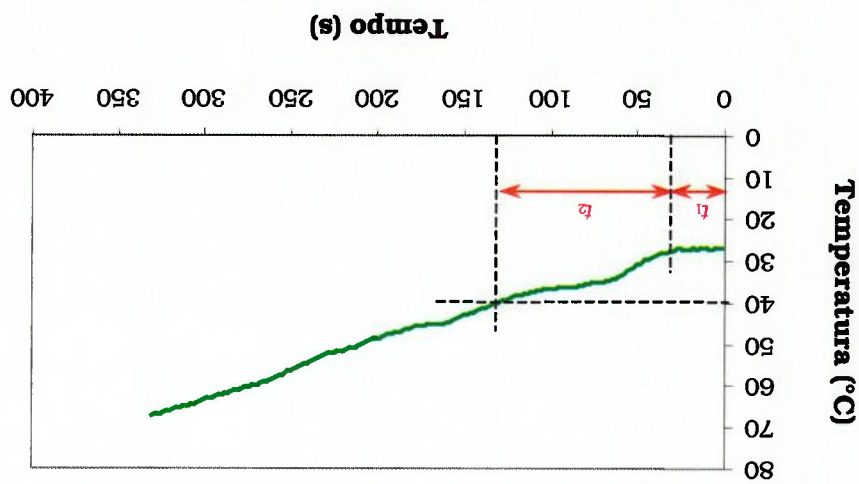


Figura 5.20: Temperatura de óleo medida

Embora fosse desejável utilizar a curva de pressão de combustão medida na simulação da dinâmica do pistão, não foi possível coletá-la com o equipamento disponível para a realização deste trabalho. Optou-se então por utilizar a curva de pressão de combustão simulada, para o

que foi necessário coletar os sinais da centelha e de referência do ponto morto superior, de forma a calcular o avanço de ignição para o regime testado. Dessa maneira, foi possível determinar o valor máximo da pressão de combustão, bastante sensível ao avanço, e garantir portanto um grau de repetibilidade aceitável entre as medições.

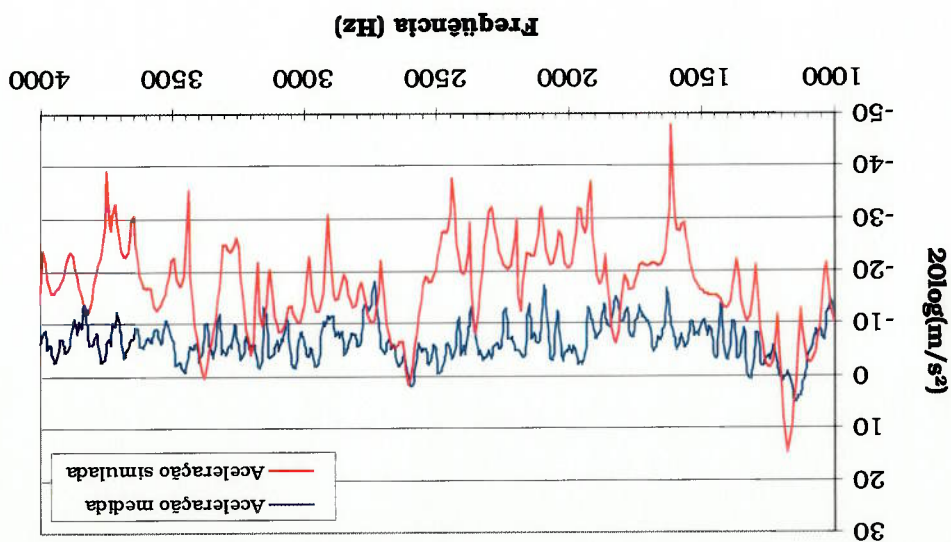
O sinal correspondente ao instante da centelha foi coletado através de um sensor indutivo, instalado no cabo de vela do cilindro pertinente ao ponto de fixação do acelerômetro. A determinação estática do ponto morto superior foi realizada com o auxílio de um relógio comparador, instalado no lugar de uma das velas de ignição. Realizou-se a montagem de modo que a haste apalpadora pudesse tocar a cabeça do pistão, permitindo que uma curva de deslocamento em função do ângulo de virabrequim fosse levantada. Após a análise da curva, teoricamente simétrica em relação ao ponto morto superior, uma marca de referência foi usinada no volante e um sensor indutivo de proximidade utilizado para gerar o sinal de tensão correspondente.

Durante os ensaios, o analisador de sinais foi utilizado para acompanhar o espectro de frequências da aceleração da superfície do bloco, sendo que uma média de 100 espectros, relativos a amostras contidas no intervalo t_2 , foi armazenada para cada ensaio. Uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais pode ser observada na **Figura 5.21**, onde a curva de "aceleração medida" foi gerada a partir de uma média aritmética dos espectros resultantes de 5 ensaios.

Com base em uma análise do gráfico, embora exista alguma correlação entre os resultados numéricos e os experimentais, duas discrepâncias principais são observadas. Primeiramente, o nível global de amplitude de vibração simulada é mais baixo que o medido. Essa diferença se deve ao fato de que somente o pistão foi considerado como fonte de excitação no modelo. Em um motor real, outras fontes de excitação, tais como a pressão de combustão, as forças aplicadas pelo trem de válvulas e virabrequim, e harmônicos de ordem elevada das forças de excitação cíclicas contribuem para o nível total de vibração. Adicionalmente, para as frequências acima de 2500 Hz, muitos modos de vibrar associados às

Cabe dizer que, da mesma forma como foi realizado para a simulação da resposta impulsiva do bloco (vide item 3.3), apenas ¼ do valor das forças simuladas entre pistão e cilindro foi aplicado no modelo.

Figura 5.21: Transformada de Fourier dos sinais de aceleração



capas de mancal, que não são contemplados pelo modelo de ¼ de

motor, também devem contribuir para o nível global de vibração.

Um segundo ponto é uma amplitude de vibração simulada maior

que a medida para a frequência correspondente ao primeiro modo de
vibrar, contrariamente às demais frequências. Uma provável explicação
para essa diferença pode ser encontrada ao analisar-se o modo de
vibrar em questão, ilustrado na **Figura 5.22**. No caso, o bloco
movimenta-se praticamente como um corpo rígido em relação ao
cabecote e com todos os cilindros e demais superfícies “em fase”.

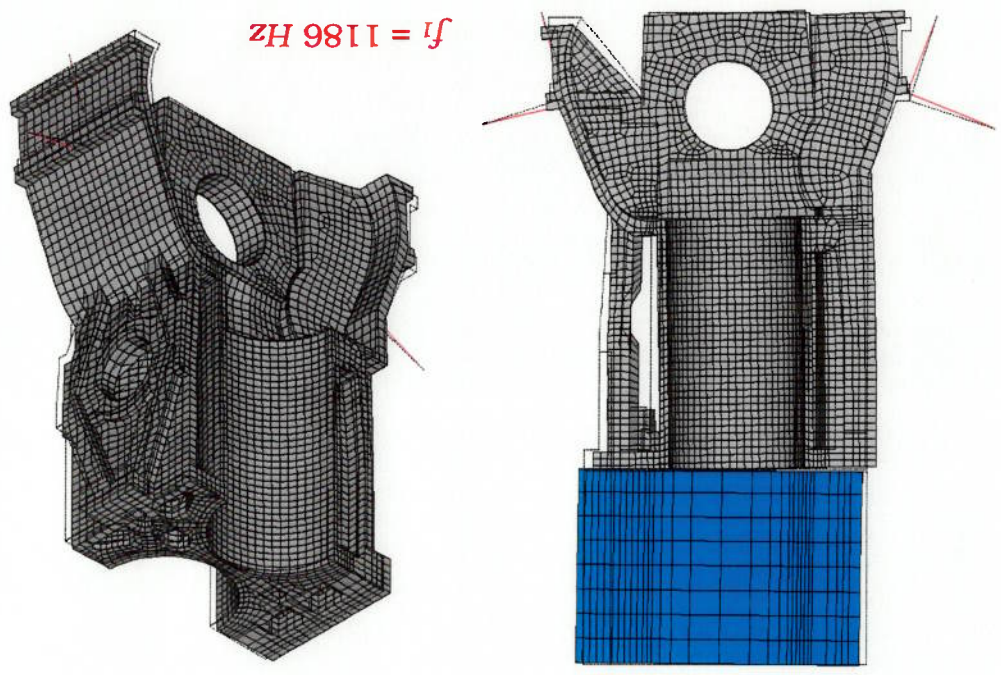


Figura 5.22: Primeiro modo de vibrar

O fato de o modelo não contemplar a defasagem de 180° entre as
forças aplicadas por cada pistão no seu respectivo cilindro acarreta uma

superestimativa do nível de vibração, sendo que no motor real os esforços defasados cancelam-se parcialmente, "reduzindo" o efeito da força de excitação.

Deve ser dito que esse último comentário não está restrito apenas ao primeiro modo. Outros que também apresentam uma movimentação "em fase" podem ter tido a amplitude de vibração simulada superestimada, como é o caso do sétimo modo, cuja frequência natural é 2620 Hz. Seria de se esperar que sua amplitude acompanhasse o nível global simulado para o bloco. Claramente, a sensibilidade de cada modo a essa simplificação do modelo é variável e de difícil quantificação.

Ainda no domínio da frequência, analisando a **Figura 5.17** e **Figura 5.18** em conjunto com a **Figura 5.21**, nota-se que o bloco apresenta uma resposta significativa mesmo para as frequências acima de 2500 Hz, onde a força de excitação mostra-se bastante atenuada. Tal resultado pode ser em grande parte atribuído ao fato de que a resposta experimental foi medida em termos de aceleração.

Por fim, com relação aos sinais no domínio do tempo, não foi possível realizar uma análise comparativa, uma vez que a curva de pressão de combustão, que varia bastante ciclo a ciclo, não foi medida. Essa variação da curva de pressão acarreta um movimento secundário do pistão também variável ciclo a ciclo, o que torna necessária a coleta simultânea da aceleração e pressão de combustão, e a simulação da dinâmica de pistão correspondente ao evento específico.

5.3 Excitação devida ao movimento axial

Uma análise da **Figura 5.5** em conjunto com a **Figura 5.13** e **Figura 5.14** permite identificar, para um observador fixo ao cilindro,

dois tipos de forças aplicadas. Cerca de 13° após o ponto morto superior, quando a velocidade axial do pistão é baixa, este sofre uma rotação e "bate" a parte inferior da saia no lado de pressão do cilindro. Do ponto de vista do cilindro, a força excitadora ocorre em uma posição fixa e tem uma intensidade variável no tempo. Aproximadamente 75° após o ponto morto superior, quando a velocidade do pistão é elevada, este "apoia" as porções intermediária e inferior da saia respectivamente nos lados de pressão e oposto ao de pressão do cilindro. No caso, a força tem uma intensidade praticamente constante, para um observador fixo ao pistão, e uma região de aplicação no cilindro variável no tempo, isto é, a força "caminha" na superfície do cilindro.

Com o propósito de verificar a influência desses dois mecanismos de excitação na resposta transitente do bloco, duas situações hipotéticas de força foram simuladas.

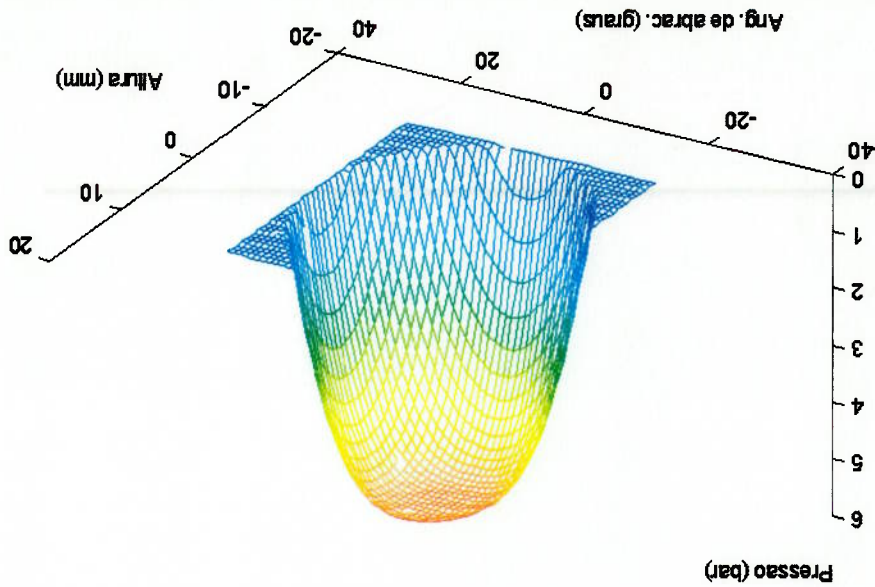
O primeiro passo foi a criação de um campo de pressões para posterior integração e geração das forças aplicadas no cilindro. Adotou-se uma área de aplicação da pressão de cerca de ¼ da área total da saia, sendo que a distribuição de pressão obedece à expressão dada pela **Eq. 5.1** e possui valor máximo em uma posição que corresponderia ao centro da saia:

bar.

respectivamente 20° e $12,5 \text{ mm}$, e P_{\max} foi adotado como sendo igual a 5

No caso, para $\frac{1}{4}$ da área da sala, θ_{\max} e z_{\max} valem

Figura 5.23: Campo de pressões para geração das forças



de pressões criado.

posição linear ao longo da direção axial. A **Figura 5.23** ilustra o campo

que θ é a posição angular ao longo da direção circunferencial e z é a

$P(\theta, z)$ é definida em um sistema de coordenadas cilíndrico, tal

Eq. 5.1

$$P(\theta, z) = 0 \quad \text{se} \quad \left(\frac{\theta}{\theta_{\max}}\right)^2 + \left(\frac{z}{z_{\max}}\right)^2 \geq 1$$

$$P(\theta, z) = P_{\max} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\left(\frac{\theta}{\theta_{\max}}\right)^2 + \left(\frac{z}{z_{\max}}\right)^2\right)\right) \quad \text{se} \quad \left(\frac{\theta}{\theta_{\max}}\right)^2 + \left(\frac{z}{z_{\max}}\right)^2 < 1$$

A primeira situação simulada, isto é, uma força de posição fixa, aplicada no lado de pressão do cilindro, e intensidade variável ao longo do tempo foi obtida a partir da multiplicação da função $P(\theta, z)$ por uma função de ponderação no tempo descrita pela **Eq. 5.2**:

$$w(t) = \cos\left(\frac{T}{\pi} \cdot t - \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{se } 0 \leq t \leq T$$

$$w(t) = 0 \quad \text{se } t > T$$

Eq. 5.2

O aspecto da função de ponderação está representado na **Figura 5.24**, sendo que o tempo de aplicação da pressão e portanto da força de excitação é dado por $T = 0,8 \text{ ms}$.

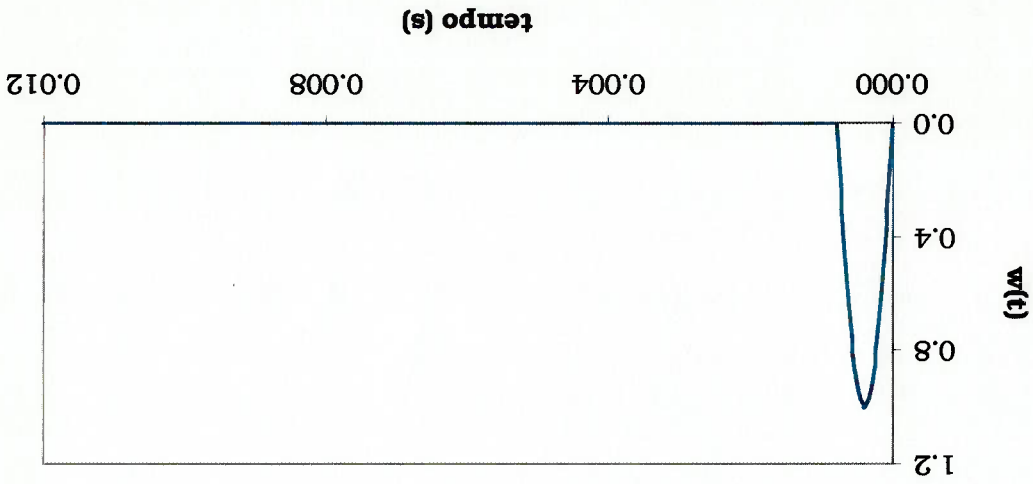


Figura 5.24: Função de ponderação do campo de pressões

Calculou-se então, através de uma versão modificada do programa *LSgen*, as forças aplicadas no cilindro. Utilizando os mesmos recursos de visualização da **Figura 5.9** e **Figura 5.13**, foram produzidos os gráficos da **Figura 5.25** e **Figura 5.26**.

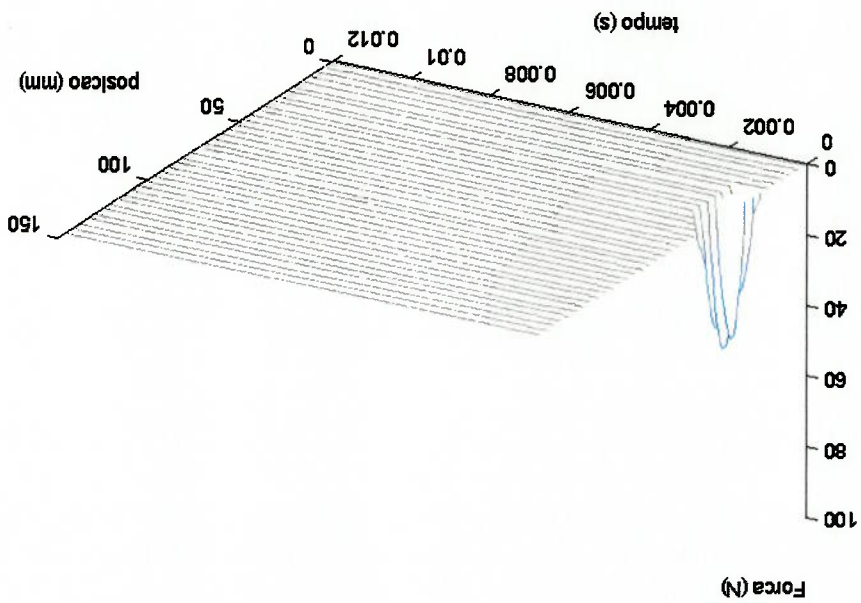


Figura 5.25: Força de excitação "fixa"

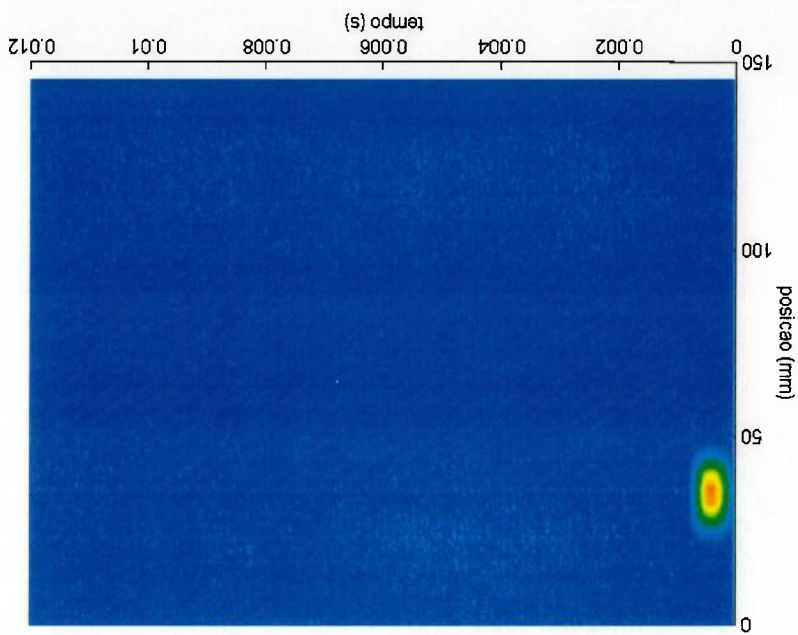


Figura 5.26: Visualização de topo da força "fixa"

A fim de simular a situação onde uma força de intensidade constante, para um observador fixo no pistão, "caminha" sobre a superfície do lado de pressão do cilindro, empregou-se o campo de pressões da **Figura 5.23** e adotou-se um movimento axial senoidal do pistão. A função senoidal foi escolhida de forma a aproximar o movimento axial, levando-se em conta a geometria do mecanismo biela-manivela e a rotação do motor, isto é, 2700 rpm . Da mesma forma como simulado no item 5.2, o campo de pressões parte do ponto morto superior com velocidade nula e atinge o ponto morto inferior na mesma condição.

Também calculadas com uma versão modificada do programa *LS_gen*, as forças aplicadas no cilindro podem ser observadas na **Figura**

5.27 e Figura 5.28.

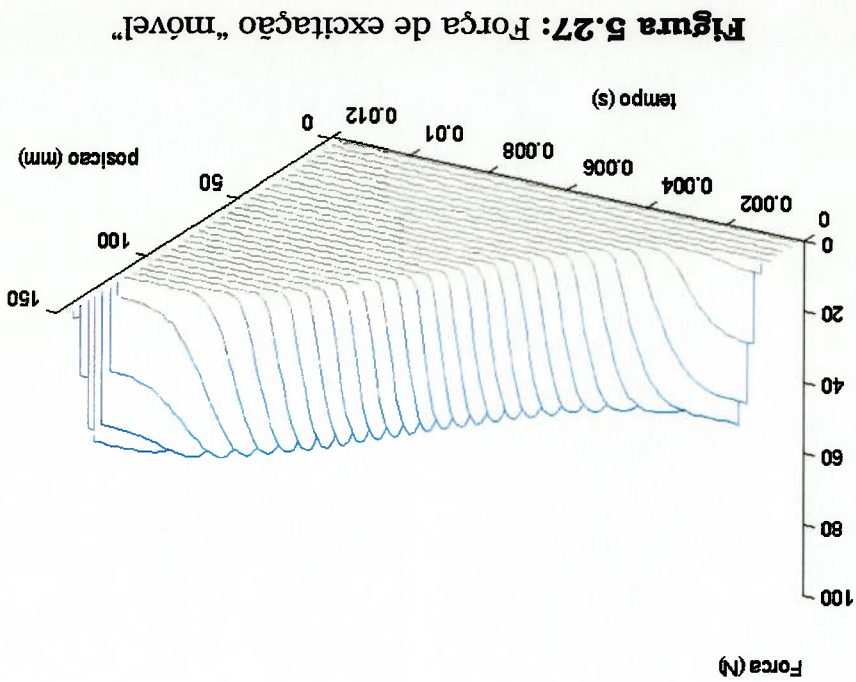
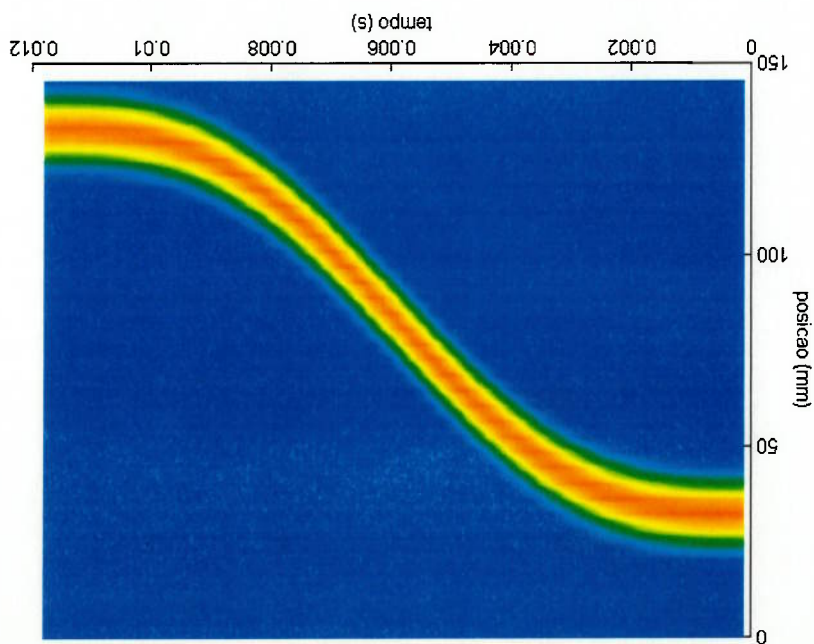


Figura 5.27: Força de excitação "móvel"

É importante mencionar que as condições iniciais para a simulação da resposta do bloco à aplicação da força "móvel" levam em conta o fato da força aplicada no cilindro ser diferente de zero, o que produziria uma resposta transitente nula se a força estivesse fixa. Uma vez gerados os arquivos de carregamento (arquivos de "load step") correspondentes às duas situações de forças aplicadas, foi simulada a resposta transitente do bloco correspondente a cada caso. A **Figura 5.29** mostra a transformada de Fourier do sinal de aceleração coletado no lado oposto ao de pressão, em um ponto da superfície do bloco próximo ao cabeçote. Analogamente, a **Figura 5.30** mostra o resultado pertinente a um ponto do lado de pressão.

Figura 5.28: Visualização de topo da força "móvel"



Mesmo levando-se em conta o fato de que foram utilizadas forças de mesmo valor máximo nesta simulação, enquanto que a razão entre as forças "fixa" e "móvel" no caso da simulação da dinâmica do pistão é da ordem de 2, observa-se a importância da força "móvel". Em outras palavras, mesmo reduzindo-se a curva de resposta correspondente à força móvel da **Figura 5.29** e **Figura 5.30** em 6 dB, sua amplitude

Figura 5.30: Resposta simulada no lado de pressão

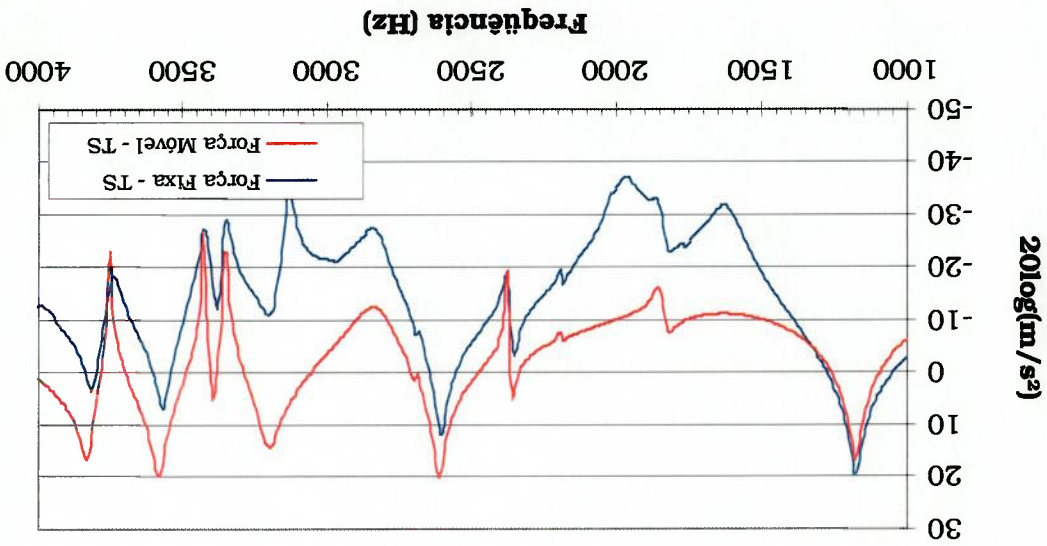
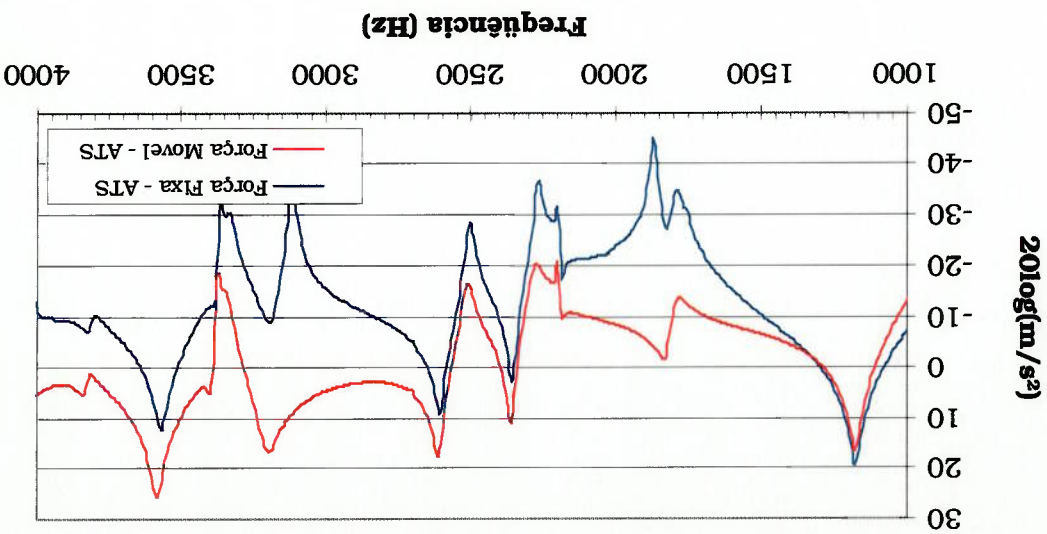


Figura 5.29: Resposta simulada no lado oposto ao de pressão



ainda é comparável à correspondente à força "fixa". É interessante notar que, além disso, a força "móvel" excita modos do bloco que são pouco ou não excitados pela força "fixa".

Em particular, o terceiro e décimo modos possuem, respectivamente, amplitudes de aceleração 15 e 25 dB maiores, para o sistema excitado pela força "móvel". A **Figura 5.31** ilustra os modos de vibrar em questão.

Estes resultados mostram claramente a importância de se considerar a movimentação axial do pistão quando do cálculo das forças de excitação do bloco, para efeito da simulação de ruído ou cavitação.

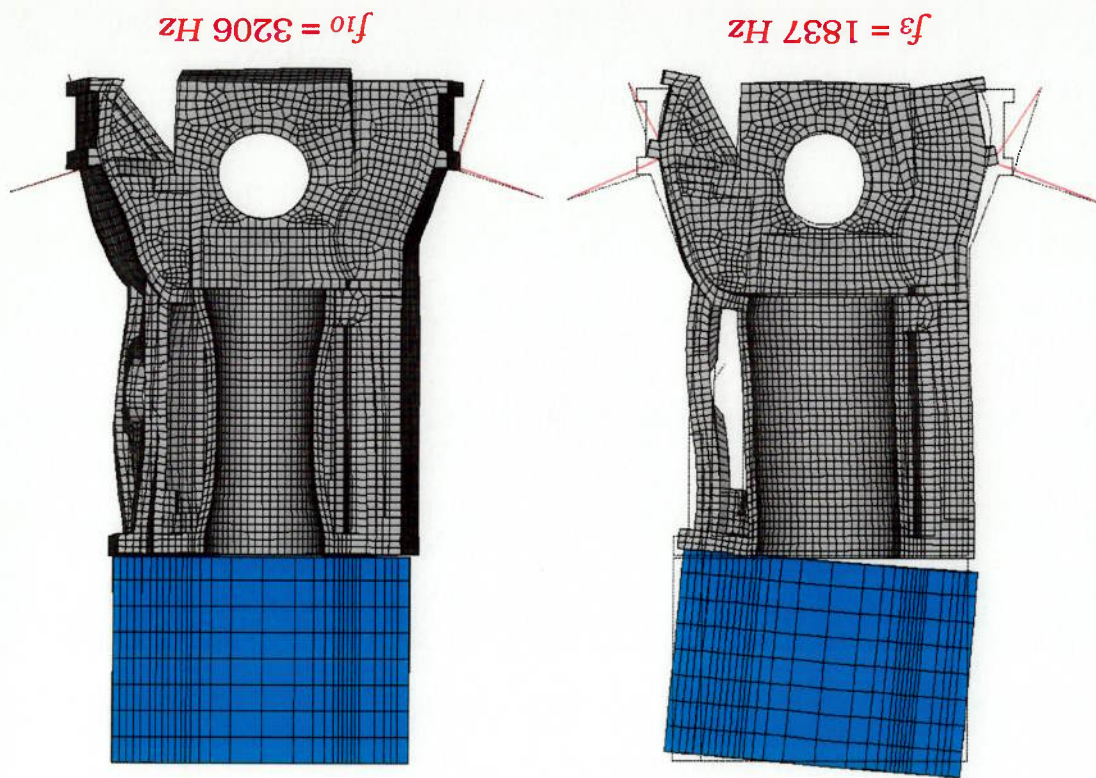


Figura 5.31: Terceiro e décimo modos de vibrar

6 Conclusões e recomendações

O trabalho realizado permite as seguintes conclusões:

1. Uma análise das forças de excitação do cilindro, calculadas a partir da simulação do movimento secundário do pistão, mostrou que estas são funções do espaço e do tempo. Dois mecanismos limites de excitação foram então idealizados para melhor compreender o fenómeno. O primeiro, caracterizado neste trabalho como uma força "fixa", está associado à "batida" do pistão desprezando seu movimento axial. O segundo, denominado de força "móvel", está ligado ao deslocamento do ponto de aplicação das forças e depende do movimento axial do pistão. Deve-se ressaltar que nos trabalhos publicados analisados somente o primeiro mecanismo é considerado. Através de uma simulação da resposta transitente do bloco a duas situações de forças hipotéticas capazes de representar os mecanismos em questão, comprovou-se a importância da inclusão do efeito da movimentação axial do pistão na vibração do bloco. Além dos dois mecanismos serem igualmente significativos para a amplitude da resposta do bloco, a força "móvel" excita modos de vibrar pouco ou não excitados pela força "fixa". A metodologia de aplicação de forças, desenvolvida no presente trabalho, mostra-se então fundamental para a análise dos problemas de ruído e cavitação.

notar que a função de força é a mesma, apenas ocorrendo uma devida ao movimento dos quatro pistões sejam consideradas. Deve-se item 5.2.2), o que sugere que o bloco inteiro seja modelado e as forças conta as forças aplicadas nos outros cilindros (conforme discutido no resultados da resposta transitente indicam que é necessário levar em resposta do bloco na faixa de frequências de interesse. Entretanto, os da análise modal mostram que ele é suficiente para representar a

4. Com relação ao modelo de $\frac{1}{4}$ de bloco empregado, os resultados

independência das condições iniciais.

processamento muito elevado, e ainda assim não garantiria a total bloco. No entanto, esse procedimento tornaria o tempo de completo, isto é, 720° de virabrequim para o cálculo da resposta do funcionamento. Em outras palavras, deve-se considerar um ciclo espectros de aceleração medida e simulada, para o motor em crítica do cilindro. Este fato explica parte da discrepância entre os resultantes pode não ser suficiente para determinar a excitação mais variação da energia cinética ou a derivada das forças e momentos posição lateral e angular, indica que a análise de grandezas como a aplicadas no cilindro mesmo quando o pistão praticamente mantém sua simulado no item 5.1, onde forças de excitação significativas são

3. A existência de um movimento secundário do pistão como o

superfície segundo uma função conhecida.

problemas onde se tenha um carregamento que se desloca sobre uma

2. O algoritmo de cálculo desenvolvido pode ser empregado em

defasagem de 180° de cilindro para cilindro. O modelo de bloco inteiro seria então apropriado para estudos de ruído, onde a participação de cada pista é importante na resposta global do sistema, mesmo para um ponto de medição da aceleração pertinente a um cilindro específico. Para o caso da cavitação, devido ao caráter localizado do fenômeno, o modelo de ¼ de bloco é aparentemente suficiente para estudar o problema, como pôde ser observado nos trabalhos de simulação comentados na revisão bibliográfica.

Como sugestões para trabalhos futuros mencionam-se:

1. Desenvolvimento de uma metodologia na qual o caráter cíclico das forças aplicadas no cilindro pudesse ser considerado. Uma possibilidade interessante seria empregar a técnica de superposição modal onde a força de excitação é harmônica e não uma função do tempo, como no caso da resposta transitente. Caberia então a expansão de cada uma das forças de excitação aplicadas nos nós do cilindro na série de Fourier correspondente, onde um número finito de termos, capazes de representar a força com a precisão necessária, seria empregado como um conjunto de forças harmônicas de excitação. Além do tempo de processamento reduzido desta técnica, o efeito das condições iniciais de deslocamento e velocidade dos nós na resposta do bloco, minimizado pelo algoritmo de suavização empregado, seria definitivamente eliminado.

2. Realização de levantamento experimental da vibração do bloco

considerando a aceleração de diferentes pontos de sua superfície e eventualmente do cilindro, com coleta simultânea da curva de pressão de combustão. A simulação da resposta do bloco, considerando um ciclo específico do motor, tornar-se-ia então viável, possibilitando a comparação dos resultados também no domínio do tempo.

3. Realização de testes em diferentes regimes de operação do motor, com a finalidade de coletar informações a respeito de diferentes tipos de ruído e identificar claramente os mecanismos de excitação. Além disso, ensaios e simulações utilizando diferentes versões de pistões permitiriam compreender em detalhe a influência de cada parâmetro de projeto na excitação do bloco. Esta mesma sugestão também se aplica ao estudo da cavitação.

4. Estudo da sensibilidade do modelo, em termos de resposta do bloco, ao número de graus de liberdade empregados (associado à discretização das forças no espaço) e ao passo de integração utilizado no cálculo do movimento secundário do pistão (associado à discretização das forças no tempo). A escolha de valores apropriados para esses dois parâmetros permitiria o cálculo da resposta transitente em menos tempo, isto é, a integração de um número menor de equações diferenciais com menos arquivos de carregamento ("load steps").

5. Desenvolvimento da etapa de análise térmica do cilindro e bloco por elementos finitos, de modo a completar as etapas ilustradas no fluxograma para simulação do pistão da **Figura 3.1**. Esta etapa é

significativa no estudo da cavitação, uma vez que as deformações térmicas do pistão e cilindro são consideráveis nos regimes de operação do motor em que o problema ocorre.

Referências Bibliográficas

AFFENZELLER, J.; SCHREIBER, E.; JANISCH, H. **Some investigations about the cavitation on cylinder liners of Diesel engines**. D59, p.1-25, 1979. /Apresentado ao 13th International Congress on combustion engines, Viena, 1979.

ANSYS THEORY REFERENCE. Canonsburg, Peter Kohnke Ph.D., 1998. 9.ed., cap.15, p.12.

ANSYS THEORY REFERENCE. Canonsburg, Peter Kohnke Ph.D., 1998. 9.ed., cap.15, p.42-4.

BATHE, K.J. **Finite element procedures in engineering analysis**. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1992.

BEDERAUX-CAVNE, W.S. **Quantifying parameters relevant to liner cavitation on a Diesel engine**. Publicação SAE No. 960881, 1996.

DURSUNKAYA, Z.; KERIBAR, R. **Simulation of secondary dynamics of articulated and conventional piston assemblies**. Publicação SAE No. 920484, 1992.

DURSUNKAYA, Z.; KERIBAR, R.; GANAPATHY, V. **A model of piston secondary motion and elastohydrodynamic skirt lubrication**. Publicação ASME No. 93-ICE-7, 1993. /Apresentado ao Energy-Sources Technology Conference & Exhibition, Houston, 1993.

DYNAMICS USERS GUIDE FOR ANSYS REVISION 5.1. Houston, s. ed., 1995. cap.6, p.31.

FIELDING, B.J.; SKORBECKI, J. Identification of mechanical sources of noise in a Diesel engine: sound originating from piston slap. Proc. Instn. Mech. Engrs. v.184, parte 1, n.46, p.859-71, 1969.

GREEN, G.W. Vibration analysis of cylinder liners in the consideration of cavitation, Madison, 1992. 194p. Tese (Doutorado) - The University of Wisconsin.

GYVAN, R.J. Reduction of stiffness and mass matrices. AIAA Journal, v.3, n.2, 1965.

HERCAMP, R.D. An overview of cavitation corrosion of Diesel cylinder liners. Engine Coolant testing, v.3, ASTM STP 1192, p.107-27, 1993.

HILDYARD, M.L. et al. Design analysis of the piston system. Proceedings. FISITA World Automotive Congress, Paris, 1998.

HOSNY, D.M. Real time cavitation detection method. Publicação SAE No. 960878, 1996.

HOSNY, D.M.; HUDGENS, D.; COX, T. Assessment of ultrasonic cavitation corrosion bench tests. Publicação SAE No. 960880, 1996.

HOSNY, D.M.; YOUNG, R.W. A system approach for the assessment of cavitation corrosion damage of cylinder liners in internal combustion engines. Publicação SAE No. 930581, 1993.

KELLEY, F.A.; McWILLIAMS, E.J. A bench test procedure for evaluating the cylinder liner pitting protection performance of engine coolant additives for heavy duty diesel engine

- applications.** Publicação SAE No. 960879, 1996.
- KERIBAR, R.; DURSUNKAYA, Z. **A comprehensive model of piston skirt lubrication.** Publicação SAE No. 920482, 1992.
- LOIBNEGGER, B. et al. **An integrated numerical tool for engine noise and vibration simulation.** s.l., s.ed., 97NV204, 1997.
- LOWE, A.S.H. **An analytical technique for assessing cylinder liner cavitation erosion.** Publicação SAE No. 900134, 1990.
- LUCA, J.C.; GERGES, S.N.Y. **Piston slap excitation: literature review.** Publicação SAE No. 962395, 1996.
- METALS HANDBOOK. ASM International, 1990. 10.ed., v.1, p.12-31.
- MINER, D.F.; SEASTONE, J.B. **Handbook of engineering materials.** John Wiley & Sons. Inc., 1955. 1.ed., cap.3, p.97.
- NIGRO, E.B. **Medição da intensidade de vibração do bloco do motor VW AP 1800 MI.** São Paulo, Mahle Metal Leve S.A., 1998. (Relatório interno GTP-021.98)
- RICHMOND, J.W.; PARKER, D.A. **The quantification and reduction of piston slap noise.** Proc. Instn. Mech. Engrs. v.201, n.D4, p.235-44, 1987.
- SLACK, J.W. **The mechanism of piston slap noise.** Printers and other mechanisms, p.105-13, 1983. /Apresentado ao NOISE-COM 83, 1983.

- VORA, K.C.; GHOSH, B. **Vibration due to piston slap and combustion in gasoline and Diesel engines.** Publicação SAE No. 911060, 1991.
- YONEZAWA, T.; KANDA, H. **Analysis of cavitation erosion on cylinder liner and cylinder block.** Publicação SAE No. 850401, 1985.

Apêndice I

Informações a respeito do equipamento empregado nas atividades
experimentais

Tabela 1: Equipamento utilizado na análise modal

Descrição do equipamento	Modelo	Informações complementares
acelerômetro	B&K 4384	• freq. de corte 10 kHz
martelo p/ excitação impulsiva	B&K 8202	• montado com transdutor de força B&K 8200
analisador de sinais	B&K 2035	<ul style="list-style-type: none"> • modo: "time capture" • freq. máxima do sinal: 6400 Hz; • resolução em freq.: 0,5 Hz; • tempo total de aquisição: 2 s; • janelamento retangular sem função de ponderação no tempo.
amplificador de cargas	B&K 2635	

Tabela 2: Equipamento utilizado no ensaio do motor

Descrição do equipamento	Modelo	Informações complementares
acelerômetro	B&K 4384	• freq. de corte 10 kHz
analisador de sinais	B&K 2035	<ul style="list-style-type: none"> • modo: "spectrum averaging" • freq. máxima do sinal: 6400 Hz; • resolução em freq.: 8 Hz; • tempo total de aquisição: 0,125s; • janelamento <i>Hanning</i>; • <i>overlap</i> máximo; • média de 100 espectros
amplificador de cargas	B&K 2635	

Apêndice II

Visualização dos modos de vibrar identificados numericamente

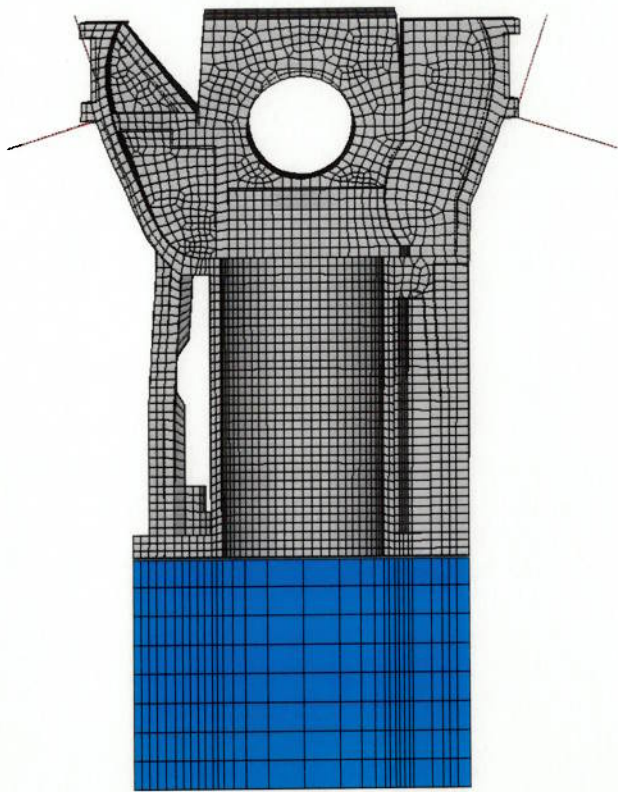


1



1

1º modo - $f_1 = 1186 \text{ Hz}$



2º modo - $f_2 = 1205$ Hz



1

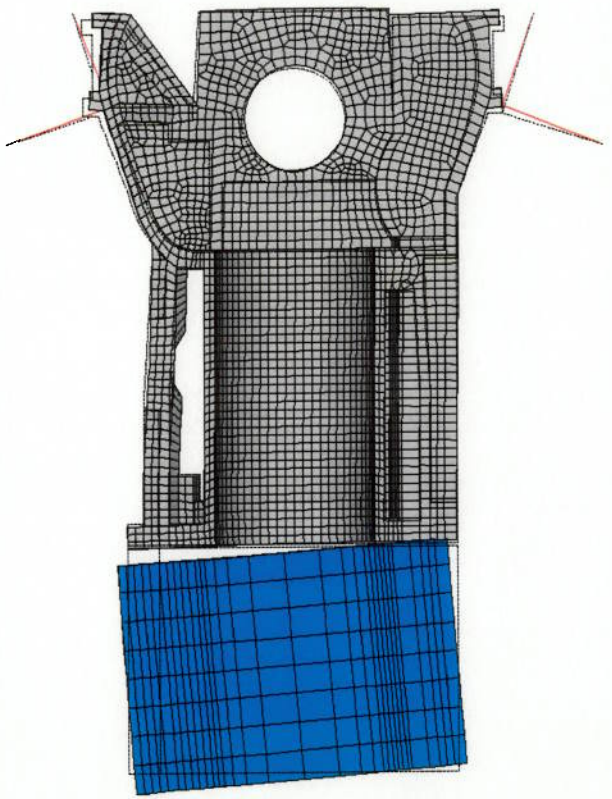


1

3^o modo - $f_3 = 1837 \text{ Hz}$



1



1

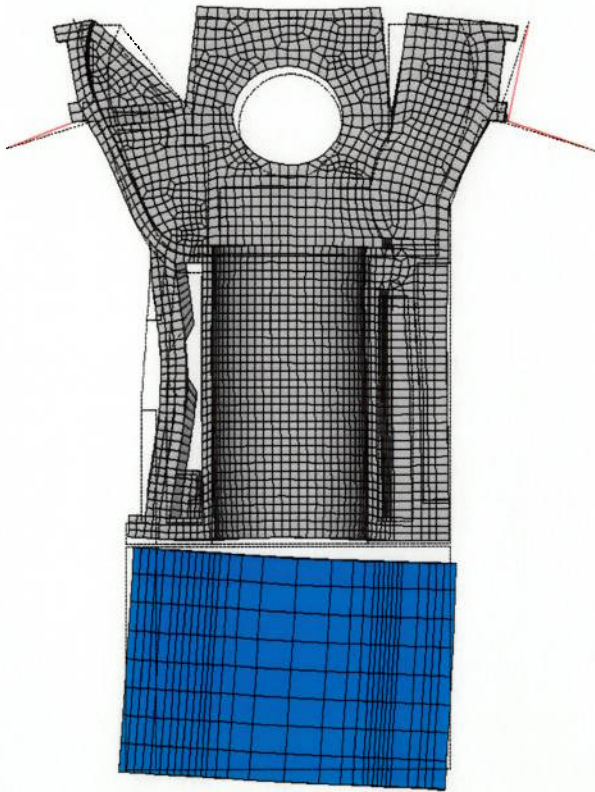
4º modo - $f_4 = 1873 \text{ Hz}$



5^o modo - $f_s = 2370$ Hz

1

1



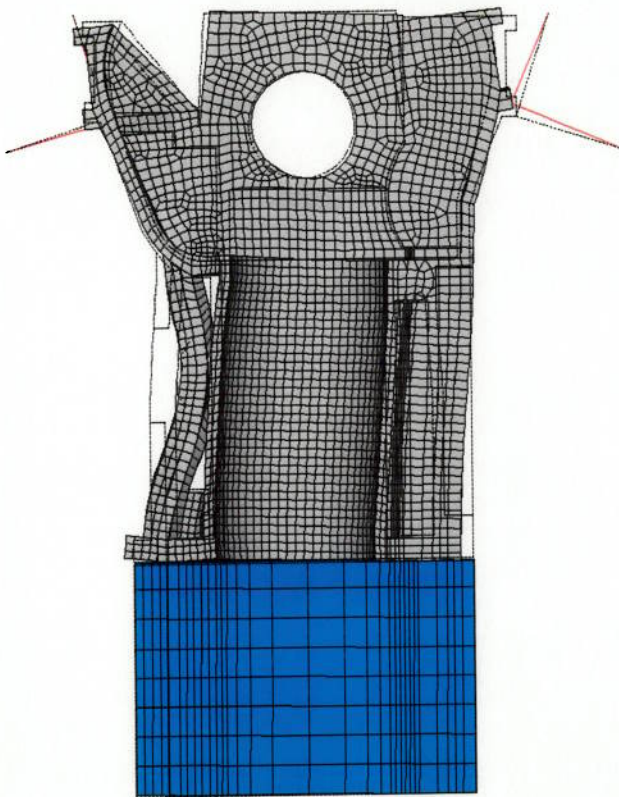
6^o modo - $f_6 = 2200$ Hz

1

1

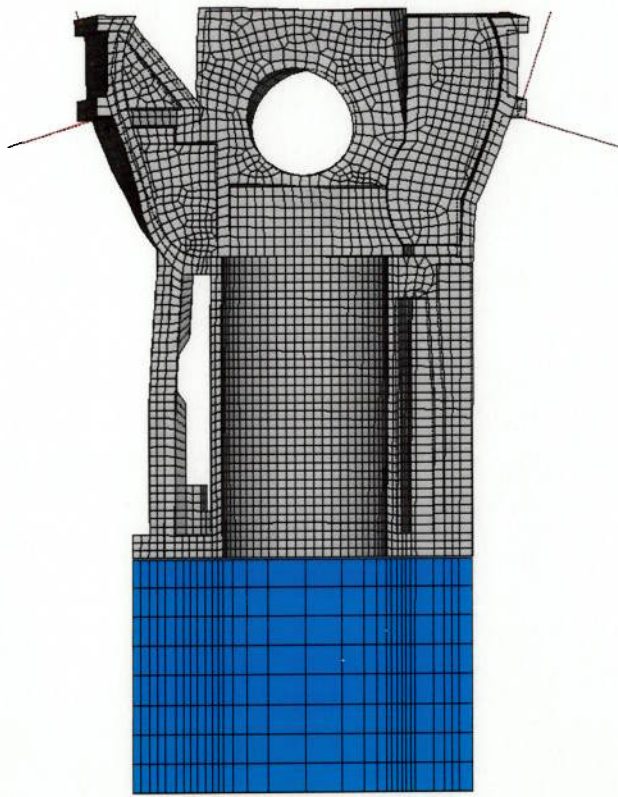


1



1

7^o modo - $f_7 = 2620 \text{ Hz}$

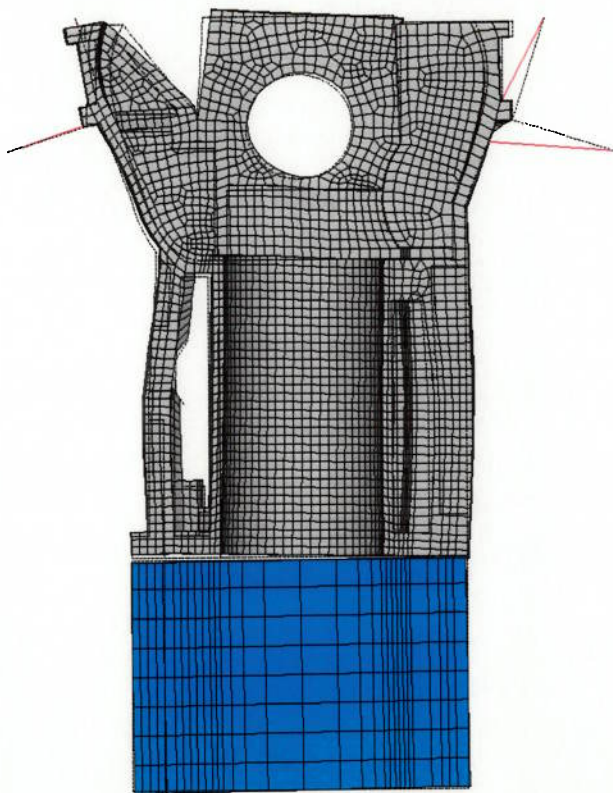


8º modo - $f_8 = 2704 \text{ Hz}$

1

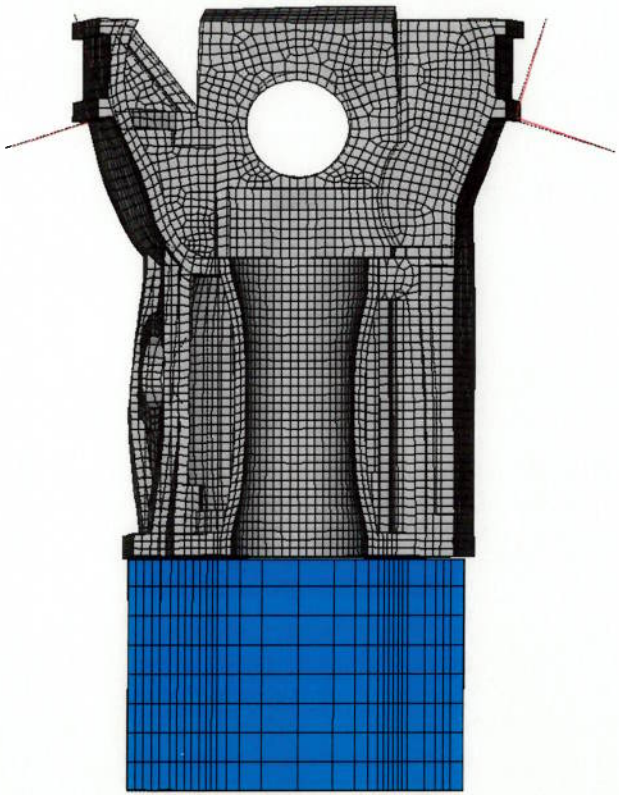


1



1

9^o modo - $f_9 = 3218 \text{ Hz}$



10^o modo - $f_{10} = 3206 \text{ Hz}$

1

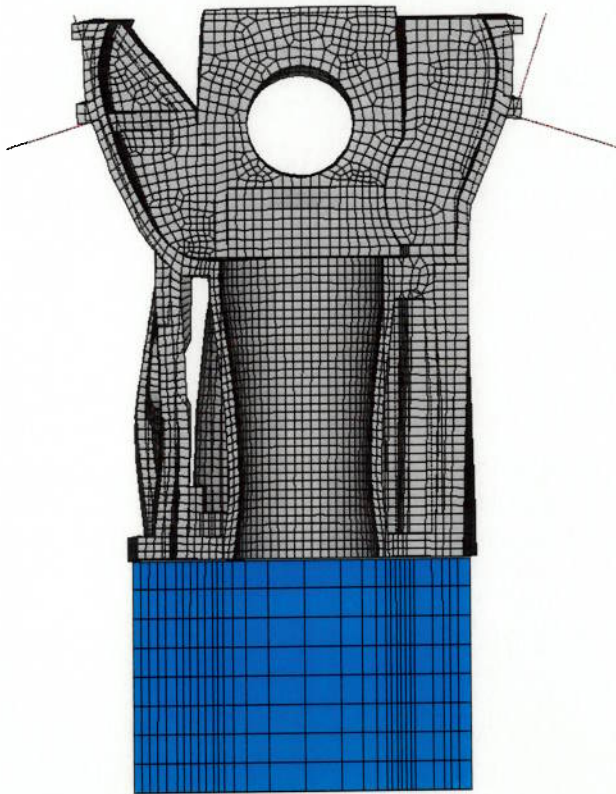


1



1

11^o modo - $f_{11} = 3399 \text{ Hz}$

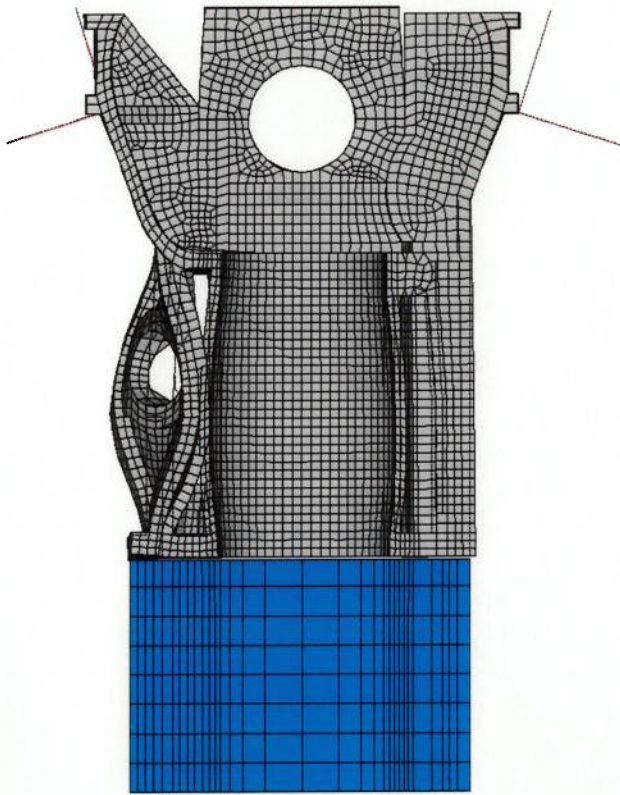


12º modo - $f_{12} = 3590 \text{ Hz}$

1



1



1

1^o modo - $f_{13} = 3839 \text{ Hz}$

Apêndice III

Listagem das funções *Forca_!*, *F_cilind* e *F_mancal* e do programa principal *LS_gen*

Nota: as rotinas para leitura do arquivo de pressões e escrita de cada "load step" não foram incluídas, uma vez são dependentes das versões de *PISDYN* e *ANSYS* utilizadas.

```

function ai = Forca_I(x,y,xi) !
% Calcula a integral 'ai' entre os pontos 'x(i)' e
% 'x(i+1)' sob a curva definida pelos vetores 'x' e 'y'. E'
% utilizada a interpolacao linear para determinar os
% pontos 'y(i)' e 'y(i+1)'.
% Os vetores 'x' e 'xi' devem ter os mesmos pontos
% inicial e final.
% Deve-se notar que: length(ai) = length(xi) - 1
% Valor inicial dos parametros internos
n = length(x);
N = length(xi);
ai = zeros(1,N-1);
A = 0;
A_tot = 0;
y_ant = y(1);
k_ant = 1;
k = 2;
for j=2:N
% Calculo dos parametros k e yaux
while ( ( x(k) > xi(j) ) & ( k < n ) )
k=k+1;
end
yaux = y(k-1) + (xi(j) - x(k-1)) * ...
(Y(k) - Y(k-1)) / (x(k) - x(k-1));
% Calculo da area "interna" ao intervalo [xi(j-1) xi(j)]
for l=k_ant+1:k-1
A = A + (Y(l)+Y(l-1))*(x(l)-x(l-1))/2;
end
% Calculo da area total correspondente ao
% intervalo [xi(j-1) xi(j)]
if k==k_ant
% Caso em 'que o passo e' maior em x
A_tot = (Y_ant+Y_ant)*(xi(j)-xi(j-1))/2;
else
% Caso em que o passo e' maior em xi
end
end

```

```

A_tot = (y(k_ant)+y_ant)*(x(k_ant)-xí(j-1))/2 + ...
A + (y_aux+y(k-1))*(xí(j)-x(k-1))/2;
end

% Atribuição de valor ao parametro de saída da funcao
aí(j-1) = A_tot;

% Atualização dos parametros internos
A = 0;
y_ant = y_aux;
k_ant = k;
k = 2;
end

```

```

function [F_c_ats, F_y_c_ats, F_x_c_ats, F_theta] = F_cilind(P_ats, P_ts, theta);
%
% Calcula as forcas nodais no lado de pressao (TS) e
% contrapressao (ATS) atuantes no cilindro para um dado
% angulo de virabrequim 'theta', com base na dis-
% tribuicao de pressao na sada do pistao.
% As forcas sao calculadas atraves de dupla integra-
% cao, utilizando-se a funcao 'forca_l'.
%
% Definicao de variaveis globais (vide 'LSgen')
global sang m n h h_bot h_top D a l c H M N
% Reordenacao das matrizes P_ats e P_ts
P_ats = flipud(P_ats);
P_ts = flipud(P_ts);
% Determinacao do comprimento do arco compreendido
% entre dois consecutivos da sada
L_s = sang*D/(4*n-4);
% Determinacao do comprimento do arco compreendido
% entre dois nos consecutivos do cilindro
L_c = pi*D/(4*N-4);
% Calculo do vetor de posicoes da sada
Y_s = 0:L_s:(n-1)*L_s;
% Calculo do vetor de posicoes intermediarias
% de integracao no cilindro
if rem(fix((n-1)*L_s / (L_c/2)), 2) == 0
    k_sang = fix((n-1)*L_s / L_c) + 1;
else
    k_sang = fix((n-1)*L_s / L_c) + 2;
end
Y_c = [0 L_c/2:L_c:(k_sang-2)*L_c+L_c/2 (n-1)*L_s];

```

```

% Calculo das forcas por unidade
% de comprimento no cilindro
FL_cats = zeros(m,length(Y_c)-1);
FL_cats = zeros(m,length(Y_c)-1);
for i=1:m
    FL_cats(i,:) = forca_i(Y_s,P_ts(i,1:n),Y_c);
    FL_cats(i,:) = forca_i(Y_s,P_ts(i,1:n),Y_c);
end

% Calculo da posicao do pistao em funcao do angulo theta
x_theta = c + ((1+a) - (a*cos(theta*pi/180) + ...
    (1+a2*(sin(theta*pi/180))^2*v0.5));

% Determinacao do topo da sala
x_top = x_theta - h_top;

% Determinacao da parte inferior da sala
x_bot = x_theta + h_bot;

% Calculo do vetor de posicoes da sala
% na direcao axial
x_s = x_top + h/(m-1)*[(0:m-1)];

% Calculo do vetor de posicoes intermediarias
% de integracao no cilindro
if rem(fix(x_top / (H/(M-1))),2) == 0
    k_top = fix(x_top / (H/(M-1))) + 2;
else
    k_top = fix(x_top / (H/(M-1))) + 1;
end
if rem(fix(x_bot / (H/(2*M-2))),2) == 0
    k_bot = fix(x_bot / (H/(M-1))) + 1;
else
    k_bot = fix(x_bot / (H/(M-1))) + 2;
end
x = -1*ones(1,M);
x(k_top:k_bot) = H/(M-1)*[(k_top-1:k_bot-1)];
x_c = [x_top x(k_top:k_bot-1) + ...
    ones(1,k_bot-k_top)*H/(2*M-2), x_bot];
% Calculo das forcas no cilindro
FL_cats = zeros(length(x_c)-1);
FL_cats = zeros(length(y_c)-1);

```

```

for j=1:length(Y_c)-1
    F_cats(:,j) = forca_i(x_s,FL_cats(1:m,j),x_c)';
    F_ccts(:,j) = forca_i(x_s,FL_ccts(1:m,j),x_c)';
end

% Calculo das componentes de forca
% atuantes em cada no do cilindro
alfa = 0:2*L_c/D:2*(k_sang-1)*L_c/D;
mat_alfa = ones(length(x_c)-1,1)*alfa;

F_x_cats = F_cats.*cos(mat_alfa);
F_y_cats = F_cats.*sin(mat_alfa);
F_x_ccts = F_ccts.*cos(mat_alfa);
F_y_ccts = F_ccts.*sin(mat_alfa);

```

```

function [Fm,Fxm,Fym,sf] = Fmanca1(Fb,beta);
% Calcula as forças nodais aplicadas no mancal do
% bloco para um dado angulo de biela 'beta', com
% base na força calculada Fb. A força e' entao transforma-
% da em um campo de pressões parabólico para posterior
% integracao.
% As forças nodais sao calculadas atraves de dupla
% integracao, utilizando-se a funcao 'forca1'.
Lf = 46E-3; % comprimento do campo de pressoes
Wf = 10E-3; % largura do campo de pressoes
mf = 17; % numero de pontos para definicao
% do campo ao longo de Lf
nf = 17; % numero de pontos para definicao
% do campo ao longo de wf
global sang Rm Lm Wm nm shift
% Definição de variáveis globais (vide 'LSgen')
% Calculo dos vetores de posicoes s e z
s = -Lf/2:Lf/(mf-1):Lf/2;
z = -wf/2:wf/(nf-1):wf/2;
% Calculo do campo de pressao parabolico
Pm = zeros(mf,nf);
for i=1:mf
for j=1:nf
Pm(i,j) = (3*Fb/(2*Lf*wf)) * ...
(1-2*(s(i)/Lf)^2+(z(j)/wf)^2);
end
end
% Determinacao do comprimento do segmento compreendido
% entre dois nos consecutivos da funcao p(s,z)
Wpm = wf/(mf-1);
% Determinacao do comprimento do segmento compreendido
% entre dois nos consecutivos da capa do mancal
Wm = wm/(nm-1);

```



```

% Calculo do vetor de posicoes intermediarias
if rem(fix((wf/2)/(wm/2)),2) == 0
    km = fix((wf/2)/wm)*2+1;
else
    km = fix((wf/2)/wm)*2+3;
end
zm = [-wf/2 - (km-2)*wm/2 : wm/2 - (km-2)*wm/2 wf/2];
% Calculo das forcas por unidade de comprimento
FLm = zeros(mf,length(zm)-1);
for i=1:mf
    FLm(i,:) = forca_i(z,pm(i,1:nf),zm);
end
% Determinacao do comprimento do arco compreendido
% entre dois nos consecutivos da funcao p(s,z)
Lf = Lf/(mf-1);
% Determinacao do comprimento do arco compreendido
% entre dois nos consecutivos da capa do mancal
Lm = Lm/(mm-1);
% Calculo do vetor de definicao do campo parabolico
% ao longo do comprimento do mancal
s_linha = Rm*beta*ones(size(s)) + s;
% Calculo do vetor de posicoes intermediarias
if s_linha(length(s_linha)) < 0
    if rem(fix(s_linha(1)/(Lm/2)),2) == 0
        k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 1 - shift;
    else
        k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 0 - shift;
    end
    if rem(fix(s_linha(length(s_linha))/(Lm/2)),2) == 0
        k_end = fix(s_linha(length(s_linha))/Lm) + 1 - shift;
    else
        k_end = fix(s_linha(length(s_linha))/Lm) + 0 - shift;
    end
elseif s_linha(1) < 0
    if rem(fix(s_linha(1)/(Lm/2)),2) == 0
        k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 1 - shift;
    else
        k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 0 - shift;
    end
end
end

```

```

if rem(fix(s_linha(length(s_linha))/Lm/2),2) == 0
    k_end = fix(s_linha(length(s_linha))/Lm) + 1 - shift;
else
    k_end = fix(s_linha(length(s_linha))/Lm) + 2 - shift;
end
if rem(fix(s_linha(1))/(Lm/2),2) == 0
    k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 1 - shift;
else
    k_start = fix(s_linha(1)/Lm) + 2 - shift;
end
sf = -1*ones(1,mm);
sf(k_start:k_end) = Lm*[(k_start-1:k_end-1)];
sm = [s_linha(1) (k_start-1+shift)*Lm + ...
      Lm/2:Lm:(k_end-1+shift)*Lm-Lm/2 ...
      s_linha(length(s_linha))];
% Calculo das forcas no mancal
Fm = zeros(length(sm)-1,length(zm)-1);
for j=1:length(zm)-1
    Fm(:,j) = forca_i(s_linha,FLm(1:mf,j),sm)';
end
% Calculo das componentes de forca
% atuantes em cada no do mancal
alfa = [(k_start-1+shift)* ...
        Lm/Rm:Lm/Rm:(k_end-1+shift)*Lm/Rm]';
mat_alfa = alfa*ones(1,length(zm)-1);
FXm = Fm.*sin(mat_alfa);
FYm = Fm.*cos(mat_alfa);

```

```

% LS_gen
%
% Rotina principal para o calculo das forcas excitadoras
% do cilindro.
%
% A rotina 'LS_gen' calcula as forcas aplicadas em nos
% do cilindro e mancal no decorrer do tempo, utilizando as
% rotinas 'f_cilind.m' e 'f_mancal.m' respectivamente.
%
% Atribuciao de valores iniciais a algumas das variaveis
sang = 88*pi/180; % angulo de abracamento
m = 11; % numero de nos na
% direcao axial da saia
n = 8; % numero de nos na direcao
% circumferencial da saia
h_top = 16.49E-3; % distancia do topo da saia a linha
% de centro do furo p/ pino
h_bot = 25.00E-3; % distancia da parte inferior a linha
% de centro do furo p/ pino
h = h_top+h_bot; % altura total da saia
D = 76.025E-3; % diametro da saia
a = 82.5E-3/2; % raso do virabrequim
l = 130.0E-3; % comprimento da biela
c = 38.0E-3; % distancia da linha de centro
% do pino para o topo do cilindro
H = 145.257E-3; % comprimento do cilindro
M = 37; % numero de nos no cilindro
% na direcao axial
N = 15; % numero de nos no cilindro na direcao
% circumferencial em 90 graus
Rm = 25E-3; % raso do colo de mancal
mm = 23; % numero de nos na
% direcao circumferencial
nm = 3; % numero de nos em meia largura
lm = ((mm-1)/8) * pi * Rm / 2; % comprimento do mancal na direcao
% ferencial para o numero de nos 'mm'
wm = 10E-3; % largura de meio mancal
shift = -5; % deslocamento inicial do primeiro no
% em rel. ao ponto mais baixo do man-
% cal (determina o 'inicio' do mancal)
speed = 2700; % rotacao do motor
inv_speed = ... % seg/grau
60/(speed*360);
t1 = ... % instante inicial corrigido devido a
inv_speed + 0.002; % suavizacao das forcas

```

```

% Definição de variáveis globais
global sang m n h h_bot h_top D a l c H M N
global sang Rm lm wn mm nm shift

% Abertura do arquivo de pressões
pres_file = input('Nome do arquivo de pressões: ','s');
jobname = input('Nome do ANSYS job file: ','s');
fid_pres = fopen(pres_file);
frewind(fid_pres);

% Leitura dos arquivos de componentes
% de força no colo de mancal
rodx_file = ['fbx' pres_file(1) '.dat'];
fid_rodx = fopen(rod_file);
aux = fscanf(fid_rodx,'%f');
Fb_x = -aux(2:2:length(aux));
rod_file = ['fby' pres_file(1) '.dat'];
fid_rod = fopen(rod_file);
aux = fscanf(fid_rod,'%f');
Fb_y = -aux(2:2:length(aux));

% Cálculo da força na bielea: Fb
Fb = sqrt(Fb_x.^2+Fb_y.^2);

% Cálculo do ângulo formado pela bielea: beta
for i=1:length(Fb)
    if Fb_x(i)>=0 & Fb_y(i)<0
        beta(i) = 180/pi*atan(-Fb_x(i)/Fb_y(i));
    elseif Fb_x(i)>=0 & Fb_y(i)>0
        beta(i) = 180-180/pi*atan(Fb_x(i)/Fb_y(i));
    elseif Fb_x(i)<0 & Fb_y(i)>0
        beta(i) = -180+180/pi*atan(-Fb_x(i)/Fb_y(i));
    else
        beta(i) = -180/pi*atan(Fb_x(i)/Fb_y(i));
    end
end
beta = beta*pi/180;

% Atribuição de valores iniciais
lastframe = length(Fb); % número de loadsteps utilizando
% a força calculada pelo PISDYN
lsum = 13; % número inicial do load step p/
% a força calculada pelo PISDYN
ca = zeros(lastframe,1); % ângulo de virabrequim

```

```

time = ...
zeros (lastframe,1) ;
Fc_sum = ...
zeros (lastframe,1) ;
Fc_at = ...
zeros (M,lastframe) ;
Fc_at = ...
zeros (M,lastframe) ;
Fc_sum_x = ...
zeros (lastframe,1) ;
Fc_x = ...
zeros (mm,lastframe) ;
% no cilindro
% resultante das forcas aplicadas
% no cilindro
% resultante das forcas por cota
% resultante das forcas por cota
% aplicadas no lado de contrapr.
% resultante das forcas por cota
% aplicadas no lado de pressao
% resultante das forcas por cota
% medida ao longo do comprimento
% do mancal, na direcao x
% resultante das forcas aplicadas
% no mancal, na direcao x
Fc_sum_x = ...
Fc_x = ...
zeros (mm,lastframe) ;
% Atribuiçao de valores iniciais 'as variaveis referentes
% 'a suavizacão das forcas no início da simulacão
frame_ini_3 = 1;
% matriz utilizada na suavizacão
% numero corresp. a primeira
frame_ini_4 = 5;
% matriz utilizada na suavizacão
% numero corresp. a segunda
% matriz utilizada na suavizacão
% vetor de instantes de tempo p/
time_ini = ...
[0.0003:0.0002:0.0021] ;
% load steps de força suavizada
% resultante das forcas iniciais
% por cota no lado de contrapr.
% resultante das forcas iniciais
% por cota no lado de pressao
Fc_ini_x = ...
zeros (M,length(time_ini)) ;
% resultante das forcas iniciais
% por cota no mancal na dir. x
zeros (mm,length(time_ini)) ;
% Atribuiçao de valores iniciais 'as variaveis referentes
% 'a suavizacão das forcas no final da simulacão
frame_ini_1 = -1;
% numero corresp. a penultima
% matriz utilizada na suavizacão
% numero correspondente a ultima
frame_ini_2 = 0;
% matriz utilizada na suavizacão
% vetor de instantes de tempo
% para interpolacão da cubica
time_fin_aux = ...
zeros (4,1) ;
time_ini_aux(1) = 0;
time_ini_aux(2) = 0.0005;
% para interpolacão da cubica
% matriz utilizada na suavizacão
% numero correspondente a ultima
frame_fin_2 = 0;
% matriz utilizada na suavizacão
% vetor de instantes de tempo
time_fin_aux = zeros (4,1) ;
% para interpolacão da cubica

```

```

% 'Loop' para calculo e escrita dos load steps
for frame = 1:lastframe
    % Armazenamento do angulo de virabrequim
    % e do instante de tempo correspondente
    ca(frame) = theta;
    time(frame) = (ca(frame)-ca(1))*inv_speed + t1;

    % Leitura do arquivo de pressoes
    [P_ats,P_ts,theta] = r_pfile(fid_pres);

    % Calculo das forcas no cilindro
    [Fc_ats, Fc_ts, Fc_x_ats, Fc_x_ts, Fc_y_ats, Fc_y_ts, x] =
    F_cilind(P_ats,P_ts,theta);

    % Calculo das forcas no mancal
    [Fm, Fm_x, Fm_y, sf] = F_mancal(Fb(frame),beta(frame));

    % Calculo da resultante lateral no cilindro
    Fc_ca_sum(frame) = -2*(sum(Fc_x_ts)) - ...
    sum(Fc_x_ats));
    % Calculo da resultante lateral no mancal
    Fm_ca_sum_x(frame) = sum(Fm_x);

    % Atribuicao de valores iniciais as matrizes
    % que contem a forca aplicada no cilindro
    dimFc = size(Fc_ats);
    Fc_ans_ats = zeros(M,dimFc(2));
    Fc_ans_ts = zeros(M,dimFc(2));

    % Determinacao da cota de aplicacao
    % das forcas no cilindro
    pos=1;
    while(x(pos)==-1)
        pos=pos+1;
    end
    Fc_ans_ats(pos:pos+dimFc(1)-1,:) = Fc_ats(:,:,);
    Fc_ans_ts(pos:pos+dimFc(1)-1,:) = Fc_ts(:,:,);
end

```

```

% Armazenamento das matrizes de força no cilindro e
% instante de tempo corresp. para posterior suavização
if frame == frame_ini_3 + 2
    Fc_ini_3_ats = Fc_ans_ats;
    Fc_ini_3_ts = Fc_ans_ts;
    time_ini_aux(3) = time(frame);
    posc_3 = pos;
end
if frame == frame_ini_4 + 2
    Fc_ini_4_ats = Fc_ans_ats;
    Fc_ini_4_ts = Fc_ans_ts;
    time_ini_aux(4) = time(frame);
    posc_4 = pos;
end
if frame == frame_ini_1 + lastframe - 2
    Fc_fin_1_ats = Fc_ans_ats;
    Fc_fin_1_ts = Fc_ans_ts;
    time_fin_aux(1) = time(frame);
    posc_1 = pos;
end
if frame == frame_fin_2 + lastframe - 2
    Fc_fin_2_ats = Fc_ans_ats;
    Fc_fin_2_ts = Fc_ans_ts;
    time_fin_aux(2) = time(frame);
    posc_2 = pos;
end
% Calculo das resultantes de força
% por cota aplicadas no cilindro
Fc_ca_ats(1:M,:) = 2*sum(Fc_ans_ats(1:M,:))';
Fc_ca_ts(1:M,:) = 2*sum(Fc_ans_ts(1:M,:))';
% Atribuição de valores iniciais as matrizes
% que contem a força aplicada no mancal
dimFm = size(Fm);
Fm_ans_x = zeros(mm,dimFm(2));
% Determinacao da posicao de aplicacao
% das forcas no mancal
pos=1;
while (sf(pos) == -1)
    pos=pos+1;
end
Fm_ans_x(pos:pos+dimFm(1)-1,:) = ...
    Fm_x(:, :) * (Fb_x(frame)/sum(Fm_x)) / sum(Fm_x)';

```

```

% Armazenamento das matrizes de força
% no mancal para posterior suavizacao
if frame == frame_ini_3 + 2
    Fm_ini_3_x = Fm_ans_x;
    posm_3 = pos;
end
if frame == frame_ini_4 + 2
    Fm_ini_4_x = Fm_ans_x;
    posm_4 = pos;
end
if frame == frame_ini_1 + lastframe - 2
    Fm_ini_1_x = Fm_ans_x;
    posm_1 = pos;
end
if frame == frame_ini_2 + lastframe - 2
    Fm_ini_2_x = Fm_ans_x;
    posm_2 = pos;
end
% Calculo das resultantes de força
% por cota aplicadas no mancal
Fm_ca_x(:,frame) = sum(rot90(Fm_ans_x))';
% Escrita do arquivo de load step
if frame > 2
    w_lstfile(jobname,lstnum,ca,Fm_ca_sum,Fm_ca_sum_x, ...
        time,frame,dimFc,dimFm, ...
        Fc_ans_ats,Fc_ans_ts,Fm_ans_x);
    lstnum = lstnum+1;
end
fclose(fidpres);

% Redimensionamento de algumas variaveis de interesse
Fc_ca_ats = Fc_ca_ats(:,3:length(time)-2);
Fc_ca_ts = Fc_ca_ts(:,3:length(time)-2);
Fm_ca_x = Fm_ca_x(:,3:length(time)-2);
ca = ca(3:length(time)-2);
time = time(3:length(time)-2);
cota = 1000*[0:H/(M-1):H]';

```



```

% Loop' para calculo das forcas aplicadas no mancal
Fm_inlx = zeros(mm,dimFc(2));
for j=min([posc_3 posc_4]):max([posc_3 posc_4])+...
    dimFc(1)-1
end

% Calculo das resultantes de forca
% por cota aplicadas no cilindro
Fc_caiats(j,i) = 2*sum(rot90(Fc_inlats(j,:)))';
Fc_caints(j,i) = 2*sum(rot90(Fc_inlnts(j,:)))';
end

% Interp. de cubicas para o lado de pressao
a = polyfit(time_inl_aux,...
    [0 0 Fc_inl_3_ats(j,k) Fc_inl_4_ats(j,k)'],'3);
Fc_inlats(j,k) = a(1)*time_inl(i)*v3 + ...
    a(2)*time_inl(i)*v2 + ...
    a(3)*time_inl(i) + a(4);
Fc_inlnts(j,k) = a(1)*time_inl(i)*v3 + ...
    a(2)*time_inl(i)*v2 + ...
    a(3)*time_inl(i) + a(4);
% Interp. de cubicas para o lado de contrapressao
a = polyfit(time_inl_aux,...
    [0 0 Fc_inl_3_ats(j,k) Fc_inl_4_ats(j,k)'],'3);
Fc_inlats(j,k) = a(1)*time_inl(i)*v3 + ...
    a(2)*time_inl(i)*v2 + ...
    a(3)*time_inl(i) + a(4);
Fc_inlnts(j,k) = a(1)*time_inl(i)*v3 + ...
    a(2)*time_inl(i)*v2 + ...
    a(3)*time_inl(i) + a(4);

% Loop' para calculo das forcas aplicadas no cilindro
for i=1:length(time_inl)
    Fc_inlats = zeros(M,dimFc(2));
    Fc_inlnts = zeros(M,dimFc(2));
    for j=min([posc_3 posc_4]):max([posc_3 posc_4])+dimFc(1)
        for k=1:dimFc(2)
            % Loop' para calculo e escrita dos load steps
            % iniciais empregando a forca suavizada
            lnum_inl = 3;
            ca_inl=(time_inl-time_inl(1))*ones(size(time_inl))/inv_speed..
                + ca(1)*ones(size(time_inl));
            w_isfile(jobname,'[0 0],[0 0],[0 0],[mm 5]');
            zeros(M,8),zeros(M,8),zeros(M,5));
        end
    end
    % Escrita dos load steps 1 e 2
    for i=1:2
        w_isfile(jobname,'[0 0],[0 0],[0 0],[mm 5]');
        zeros(M,8),zeros(M,8),zeros(M,5));
    end
end

```

```

% Interpolacao de cubicas
a = polyfit(time_ini_aux, ...
[0 0 Fm_ini_3_x(j,k) Fm_ini_4_x(j,k) ], 3);
Fm_ini_x(j,k) = a(1)*time_ini(i)v3 + ...
a(2)*time_ini(i)v2 + ...
a(3)*time_ini(i) + a(4);
end
% Calculo das resultantes de forca
% por cota aplicadas no mancal
Fm_ca_ini_x(j,i) = sum(rot90(Fm_ini_x(j,:),:))';
end
% Escrita dos load steps iniciais de forca suavizada
w_listle(jobname, lsnm_ini, ca_ini, ...
zeros(length(time_ini)), zeros(length(time_ini))), ...
time_ini, i, dimFc, dimFm, Fc_inits, Fm_ini_x);
lsnm_ini = lsnm_ini+1;
end
% Atribuicao de valores iniciais para as variaveis
% referentes a suavizacao das curvas no final
% Vetor de instantes de tempo
% para calculo das cubicas
time_fin_aux(1) = time(length(time)+frame_fin_1);
time_fin_aux(2) = time(length(time)+frame_fin_2);
time_fin_aux(3) = time(length(time))+0.0014;
time_fin_aux(4) = time(length(time))+0.0019;
% Vetor de instantes de tempo para
% os load steps de forca suavizada
time_fin = [time(length(time))+0.0001;0.0002; ...
time(length(time))+0.0019];
Fc_inits = ...
zeros(M,length(time_fin));
% resultante das forcas
% finais por cota no
% lado de contrapr.
Fc_inits = ...
zeros(M,length(time_fin));
% result. das forcas finais
% por cota no lado de pressao
Fm_ca_in_x = ...
% resultante das forcas
% finais por cota no mancal
% na direcao x

```

```

% 'Loop' para calculo e escrita dos load steps
% finais empregando a força suavizada
lsnum_fin = lsnum - 2;
ca_fin = (time_fin - time(length(time))) * ...
ones(size(time_fin)) / inv_speed ...
+ ca(length(time)) * ones(size(time_fin));
for i=1:length(time_fin)
% 'Loop' para calculo das forças aplicadas no cilindro
Fc_fin_ats = zeros(M,dimFc(2));
Fc_fin_ts = zeros(M,dimFc(2));
for j=min([posc_1 posc_2]):max([posc_1 posc_2])+ ...
dimFc(1) - 1
for k=1:dimFc(2)
% Interp. de cubicas para o lado de contrapressao
a = polyfit(time_fin_aux, ...
[Fc_fin_1_ats(j,k) Fc_fin_2_ats(j,k) 0 0]','3);
Fc_fin_ats(j,k) = a(1)*time_fin(i)*v3 + ...
a(2)*time_fin(i)*v2 + ...
a(3)*time_fin(i) + a(4);
% Interp. de cubicas para o lado de pressao
a = polyfit(time_fin_aux, ...
[Fc_fin_1_ts(j,k) Fc_fin_2_ts(j,k) 0 0]','3);
Fc_fin_ts(j,k) = a(1)*time_fin(i)*v3 + ...
a(2)*time_fin(i)*v2 + ...
a(3)*time_fin(i) + a(4);
end
% Calculo das resultantes de força
% por cota aplicadas no cilindro
Fc_ca_fin_ats(j,i) = 2*sum(rot90(Fc_fin_ats(j,:)))';
Fc_ca_fin_ts(j,i) = 2*sum(rot90(Fc_fin_ts(j,:)))';
end
% 'Loop' para calculo das forças aplicadas no mancal
Fm_fin_x = zeros(mm,dimFm(2));
for j=min([posm_1 posm_2]):max([posm_1 posm_2])+ ...
dimFm(1) - 1
for k=1:dimFm(2)
% Interpolacao de cubicas
a = polyfit(time_fin_aux, ...
[Fm_fin_1_x(j,k) Fm_fin_2_x(j,k) 0 0]','3);
Fm_fin_x(j,k) = a(1)*time_fin(i)*v3 + ...
a(2)*time_fin(i)*v2 + ...
a(3)*time_fin(i) + a(4);
end

```

```

end
% Calculo das resultantes de força
% por cota aplicadas no mancal
Fm_ca_fin_x(j,l) = sum(rot90(Fm_fin_x(j,:),:))';
end
% Escrita dos loads steps finais de força suavizada
w_lstfile(jobname,lstnum_fin,ca_fin,...
zeros(length(time_fin)),zeros(length(time_fin)),...
time_fin,i,dimFc,dimFm,Fc_fin_ats,Fc_fin_ts,Fm_fin_x);
lstnum_fin = lstnum_fin+1;
end
% Escrita do load step final
w_lstfile(jobname,lstnum_fin,0,0,0,...
0.125,1,[M 8],[mm 3],...
zeros(M,8),zeros(M,8),zeros(mm,3));

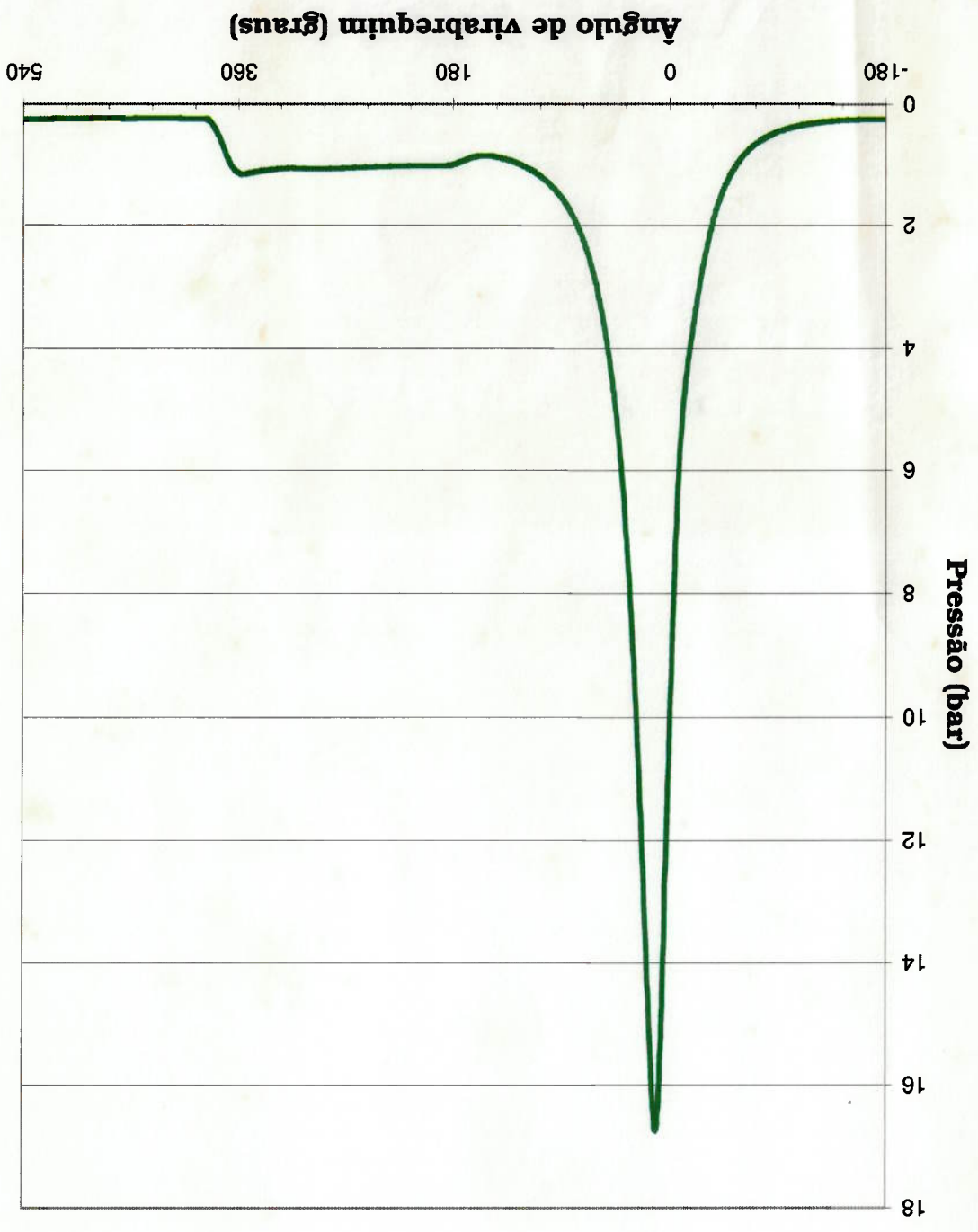
```

Apêndice IV

Dados de entrada para simulação do ciclo termodinâmico do motor e curva de pressão de combustão simulada

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do cilindro	76,0	mm
Curso	82,5	mm
Comprimento da biela	130,0	mm
Número de cilindros	4	-
Abertura da válvula de admissão	6° APMS	graus
Fechamento da válvula de admissão	42° DPPI	graus
Diâmetro da válvula de admissão / quant.	36,0 / 1	mm
Máximo levantamento da válv. de adm.	9,5	mm
Abertura da válvula de escape	44° APPI	graus
Fechamento da válvula de escape	4° DPMS	graus
Diâmetro da válvula de escape / quant.	28,0 / 1	mm
Máximo levantamento da válv. de esc.	9,5	mm
Pressão no coletor de admissão	0,25	bar (abs)
Temperatura no coletor de admissão	20	°C
Rotação do motor	2700	rpm
Instante da centelha	33° APMS	graus
Taxa de compressão	11,4:1	-
Tipo de combustível	Etanol	-
Razão combustível / ar	1,0	-
Pressão no coletor de escape	1,05	bar (abs)
Fragão de gás recirculado	0,0	-
Temperatura dos gases recirculados	-	°C

Tabela 1: Dados de entrada do simulador de ciclo



Pressão de combustão simulada
 (11 N.m @ 2700 rpm)

Handwritten notes in the bottom left corner, including the number '10' and some illegible text.