ITALO SKOVROSKI DE MELO

**Proposta de sistemática de manutenção baseada na condição
aplicada a compressores centrífugos de gás de plataformas de
produção de petróleo do pré-sal**

São Paulo
2019

ITALO SKOVROSKI DE MELO

**Proposta de sistemática de manutenção baseada na condição
aplicada a compressores centrífugos de gás de plataformas de
produção de petróleo do pré-sal**

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

Orientador: Prof. Dr. Gilberto Francisco
Martha de Souza

São Paulo
2019

ITALO SKOVROSKI DE MELO

**Proposta de sistemática de manutenção baseada na condição
aplicada a compressores centrífugos de gás de plataformas de
produção de petróleo do pré-sal**

Versão Corrigida

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

Área de concentração:
Engenharia Mecânica de Projeto e
Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Gilberto Francisco
Martha de Souza

São Paulo
2019

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Melo, Italo Skovroski de

Proposta de sistemática de manutenção baseada na condição aplicada a compressores centrífugos de gás de plataformas de produção de petróleo do pré-sal / I. S. Melo -- versão corr. -- São Paulo, 2019.
123 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.MONITORAMENTO 2.PETRÓLEO 3.MANUTENÇÃO I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A Deus que permitiu que mais essa etapa em minha carreira fosse realizada.

À minha esposa, Renata Hermogenes da Silva de Melo, pelo apoio e compreensão nos momentos de ausência necessários para desenvolver o presente trabalho.

Aos meus pais, Adilson Lemos de Melo e Maria Ivonete Skovroski de Melo por sempre reforçarem que é através da educação que as melhoras sociais são concretizadas.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza, por ter apoiado em todas as fases do desenvolvimento desse trabalho com sugestões e disseminação de seu vasto conhecimento que, sem dúvidas, foram fundamentais para a conclusão do mesmo.

Aos colegas Eng. Bsc. Luís Flavio Loureiro dos Santos, Eng. Msc. Leonardo Lima, Eng. Msc. Miguel Michalski e Eng. Bsc. Leonardo Ishimoto pelas várias discussões técnicas, compartilhamento de informações e conhecimentos na área de turbomáquinas os quais melhoraram a qualidade dessa pesquisa.

Ao colega Eng. Dr. Maurício Figueiredo de Oliveira pelo incentivo e viabilização das participações nas aulas presenciais do programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

RESUMO

MELO, Italo Skovroski de. **Proposta de sistemática de manutenção baseada na condição aplicada a compressores centrífugos de gás de plataformas de produção de petróleo do pré-sal**. 2019. 111p. (Mestrado) Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2019.

Sistemas de monitoramento de máquinas rotativas vem sendo amplamente usados na indústria mesmo com a alta confiabilidade atual de vários tipos de equipamentos. Essas tecnologias buscam reduzir o número de paradas não programadas, bem como o tempo das que são programadas, de modo a minimizar o custo desses eventos.

Esses problemas são ainda mais relevantes em unidades de produção de petróleo, pois os problemas logísticos e condições climáticas podem atrasar ainda mais o reestabelecimento da produção. No cenário brasileiro ainda há outra variável, isto é, a Agência Nacional de Petróleo (A.N.P.) restringe o limite de queima de gás produzido. Logo, é fundamental que o sistema de compressão de gás esteja operacional para que a produção de petróleo seja retomada. Dessa forma, melhorar os sistemas de monitoramento continua sendo uma atividade relevante com um bom custo benefício.

Outra característica desses sistemas de monitoramento é que eles utilizam múltiplas variáveis. Assim, optou-se por empregar o método Mahalanonis Taguchi (MTS), que é conhecido por sua capacidade de integrar diversas variáveis em uma análise, para realizar diagnóstico de defeitos em um compressor centrífugo.

O defeito escolhido para verificar a efetividade do MTS foi o desbalanceamento, pois segundo a literatura especializada no tema, esse é o defeito mais comum em máquinas rotativas. Além disso, como não é possível introduzir defeitos em uma máquina real para verificar a aplicabilidade do método proposto, o desbalanceamento foi simulado utilizando um programa comercial de análise lateral de máquinas rotativas.

Por fim, foi possível aplicar o MTS a um caso real e o mesmo se mostrou efetivo na detecção precoce do problema.

Palavras-chave: método Mahalanonis Taguchi, desbalanceamento, monitoramento de máquinas rotativas.

ABSTRACT

MELO, Italo Skovroski de. **Proposal of a condition-based maintenance technique applied to centrifugal compressors installed in presalt off-shore units.** 2019. 111f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2019.

Monitoring systems for rotating machines have been largely used in industry even with the high reliability achieved in a great variety of equipment. These systems aim to reduce the non-scheduled shutdown and the time for the scheduled ones in order to minimize the downtime.

These events are more severe in the off-shore units, because logistics and weather issues can make a shutdown even longer. Regarding the Brazilian scenario, there is another variable that plays a role, the Agência Nacional do Petróleo (A.N.P.) restricts the volume of flared gas. So, to produce oil, all the gas compression system must be available in order to avoid flaring. In this way, improving the monitoring systems related to gas compressors remains a challenge and any improvement can increase the company's profit.

Other characteristic related to monitoring system is that they usually have many sensors installed around the machine. Therefore, the Mahalanobis-Taguchi system (MTS), which is recognized for its suitability for multivariate data analysis, was applied to a centrifugal compressor in order to integrate these sensors and make a troubleshooting easier.

The unbalance malfunction was chosen to verify the MTS effectivity, because as described in the rotating machinery literature, this is the most common malfunction. Furthermore, it is not possible to introduce malfunctions in a real machine in order to verify the MTS applicability. In this way, the unbalance was simulated using a commercial software that can reproduce the American Petroleum Institute (API) lateral analysis.

Also, the MTS was applied in a real case and this method was capable to detect the machine malfunction previously its shutdown.

Key words: Mahalanobis Taguchi system, unbalance, rotating machine monitoring system.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	OBJETIVO	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1	DESCRIÇÃO DE UMA PLATAFORMA TIPO FPSO.....	17
2.2	DESCRIÇÃO DA PLANTA DE TRATAMENTO DE GÁS.....	18
2.3	DESCRIÇÃO DE UM MÓDULO DE COMPRESSÃO	19
2.4	COMPRESSOR CENTRÍFUGO	21
2.4.1	<i>Carcaça</i>	22
2.4.2	<i>Diafragmas</i>	23
2.4.3	<i>Rotor</i>	24
2.4.4	<i>Selos</i>	26
2.4.5	<i>Mancais</i>	27
2.5	DEFEITOS TÍPICOS ENCONTRADOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS	28
2.5.1	<i>Desbalanceamento</i>	28
2.5.2	<i>Empenamento do rotor</i>	30
2.5.3	<i>Desalinhamento</i>	35
2.5.4	<i>Roçamento e eixo solto</i>	37
2.5.5	<i>Instabilidade fluido-induzida</i>	43
2.5.6	<i>Trincas em eixo</i>	46
2.6	MODELAGEM DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO E SEUS MANCAIS	47
2.7	TRABALHO VIRTUAL NO ROTOR (<i>THE VIRTUAL WORK ΔW OF THE FORCES ACTING ON THE SHAFT</i>).....	61
2.8	CONFIABILIDADE – DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL	62
2.9	MÉTODO MAHALANOBIS TAGUCHI	63
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	67
3.1	ESTÁGIO 1: CONSTRUÇÃO DO MAHALANOBIS SPACE.....	68
3.2	ESTÁGIO 2: VALIDAÇÃO DA MEASUREMENT SCALE.....	71
3.3	ESTÁGIO 3: OTIMIZAÇÃO.....	77
3.4	ESTÁGIO 4: DIAGNÓSTICO	77
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	78

4.1	CÁLCULO DO ESPAÇO MAHALANOBIS	78
4.2	IDENTIFICAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DOS VALORES DE VIBRAÇÃO DO EIXO PRINCIPAL DAS ÓRBITAS DO ROTOR DURANTE O MRT E VALIDAÇÃO DO <i>MEASUREMENT SCALE</i>	79
4.3	OTIMIZAÇÃO DO MAHALANOBIS <i>SPACE</i>	100
4.4	DIAGNÓSTICO	101
4.5	cOMPARATIVO DO MTS COM O MÉTODO DO TRABALHO VIRTUAL	103
4.6	CRITÉRIO DE PARADA DE MÁQUINA	104
4.7	APLICANDO O MTS A UM CASO REAL	111
5	CONCLUSÕES	115
	REFERÊNCIAS	117
	APÊNDICE A – DADOS DE ENTRADA DO ROTORLAB	121

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – PLATAFORMA DO TIPO FPSO, A P-66	17
FIGURA 2 – FLUXOGRAMA DA PLANTA DE TRATAMENTO DE GÁS.....	18
FIGURA 3 – ARRANJO TÍPICO DE UM MÓDULO DE COMPRESSÃO.....	20
FIGURA 4 – PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO.....	22
FIGURA 5 – CARCAÇA BIPARTIDA HORIZONTALMENTE.....	22
FIGURA 6 – CARCAÇA BIPARTIDA VERTICALMENTE	23
FIGURA 7 – DIAFRAGMAS DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS	24
FIGURA 8 – ROTORES COM IMPELIDORES ABERTOS E FECHADOS	25
FIGURA 9 – LUVA DE UM ROTOR	25
FIGURA 10 – SELO SECO A GÁS	26
FIGURA 11 – SELOS LABIRINTO	27
FIGURA 12 – MANCAL RADIAL SAPATA PIVOTANTE.....	27
FIGURA 13 – MANCAL AXIAL SAPATA PIVOTANTE.....	28
FIGURA 14 – EIXO COM <i>RUNOUT</i> MECÂNICO	30
FIGURA 15 – ROTOR DE JEFFCOTT.....	31
FIGURA 16 – DISCO DE EQUILÍBRIO.....	32
FIGURA 17 – RAZÃO DE AMPLITUDE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE FREQUÊNCIA DE UM ROTOR EMPENADO	34
FIGURA 18 – ÂNGULO DE FASE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE FREQUÊNCIA DE UM ROTOR EMPENADO	35
FIGURA 19 – DESALINHAMENTO ENTRE EIXOS	36
FIGURA 20 – DIAGNÓSTICO DE UMA FORÇA RADIAL EXCESSIVA (DESALINHAMENTO).....	37
FIGURA 21 – FORÇAS ATUANTES EM UM ROÇAMENTO	38
FIGURA 22 – AUMENTO DA RIGIDEZ DO SISTEMA DEVIDO AO ROÇAMENTO	39
FIGURA 23 – AUMENTO DA RIGIDEZ MÉDIA DURANTE UM ROÇAMENTO PARCIAL.....	40

FIGURA 24 – FORMA DE ONDA DE UM ROÇAMENTO PARCIAL	41
FIGURA 25 – GRÁFICO CASCATA ESPECTRO COMPLETO DE UMA PARADA DE MÁQUINA ROTATIVA COM ROÇAMENTO.....	41
FIGURA 26 – ÓRBITA COM PRESENÇA DE COMPONENTE RETRÓGRADA INDICANDO POSSÍVEL ROÇAMENTO	42
FIGURA 27 – EXEMPLO DE ROÇAMENTO COMPLETAMENTE ANULAR SÍNCRONO	43
FIGURA 28 – FLUXO CIRCUNFERENCIAL DE UM FLUIDO ENTRE UMA PARTE ESTACIONÁRIA E OUTRA ROTATIVA	44
FIGURA 29 – GRÁFICO CASCATA ESPECTRO COMPLETO DE ROTOR QUE APRESENTA <i>WHIRL</i> E <i>WHIP</i>	45
FIGURA 30 – CICLO DE ABERTURA E FECHAMENTO DE UMA TRINCA EM UM EIXO.....	47
FIGURA 31 – CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE MANCAIS.....	49
FIGURA 32 – MANCAL SAPATA PIVOTANTE.....	49
FIGURA 33 – PRÉ-CARGA EM MANCAIS.....	50
FIGURA 34 – EXEMPLOS DE LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA.....	51
FIGURA 35 – PERFIL DE PRESSÃO EM MANCAIS DE DESLIZAMENTO	52
FIGURA 36 – MODELO DE COEFICIENTES DINÂMICOS DE MANCAIS	54
FIGURA 37 – POSIÇÃO DO EIXO E SUA ÓRBITA	54
FIGURA 38 – FORÇAS DINÂMICAS NUM MANCAL HIDRODINÂMICO	56
FIGURA 39 – VOLUME DE CONTROLE PARA A RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS	56
FIGURA 40 – ROTOR MODELADO SEGUNDO A TÉCNICA DE ELEMENTOS FINITOS	59
FIGURA 41 – ELEMENTO DE VIGA	60
FIGURA 42 – DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL PARA DIFERENTES PARÂMETROS.....	63
FIGURA 43 – PROCESSO DO MTS	66
FIGURA 44 – VISÃO GERAL DO MÉTODO	68
FIGURA 45 – SENSORES DE VIBRAÇÃO LA	69
FIGURA 46 – SENSORES DE VIBRAÇÃO LOA	70

FIGURA 47 – ÓRBITA DO ROTOR.....	70
FIGURA 48 – COLETA DE DADOS DE UM SENSOR DE VIBRAÇÃO.....	71
FIGURA 49 – RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO DO FABRICANTE – MANCAL LOA	72
FIGURA 50 – REPRODUÇÃO DA RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO – MANCAL LOA.....	72
FIGURA 51 - RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO DO FABRICANTE – MANCAL LA.....	73
FIGURA 52 - REPRODUÇÃO DA RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO – MANCAL LA.....	73
FIGURA 53 – HISTOGRAMA DOS VALORES DA MD – DADOS DE TESTE	78
FIGURA 54 – HISTOGRAMA DAS VIBRAÇÕES DOS EIXOS PRINCIPAIS DAS ÓRBITAS LA	79
FIGURA 55 – HISTOGRAMA DAS VIBRAÇÕES DOS EIXOS PRINCIPAIS DAS ÓRBITAS LOA	80
FIGURA 56 – DISTRIBUIÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO EIXO PRINCIPAL DA ÓRBITA – LA – PRIMEIRA SUBPOPULAÇÃO	81
FIGURA 57 – DISTRIBUIÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO EIXO PRINCIPAL DA ÓRBITA – LA – SEGUNDA SUBPOPULAÇÃO	82
FIGURA 58 – DISTRIBUIÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO EIXO PRINCIPAL DA ÓRBITA – LOA – PRIMEIRA SUBPOPULAÇÃO	82
FIGURA 59 – DISTRIBUIÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO EIXO PRINCIPAL DA ÓRBITA – LOA – SEGUNDA SUBPOPULAÇÃO	83
FIGURA 60 – DISTRIBUIÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO EIXO PRINCIPAL DA ÓRBITA – LOA – TERCEIRA SUBPOPULAÇÃO	83
FIGURA 61 – HISTOGRAMA DA MD – CASO 1 (550 G.MM NO MEIO DO ROTOR)	89
FIGURA 62 – HISTOGRAMA DA MD – CASO 2 (2 X 275 G.MM 180° FORA DE FASE)	90
FIGURA 63 – HISTOGRAMA DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 3 (1100 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	91
FIGURA 64 – HISTOGRAMA DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 4 (1100 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C).....	92
FIGURA 65 – HISTOGRAMA DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 5 (1100 G.MM ACOPLAMENTO @ 60°C).....	93

FIGURA 66 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 6 (1100 G.MM COLAR DE ESCORA @ 60°C).....	94
FIGURA 67 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 7 (1500 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	95
FIGURA 68 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 8 (1500 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C).....	96
FIGURA 69 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 9 (1500 G.MM ACOPLAMENTO @ 60°C).....	97
FIGURA 70 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 10 (1500 G.MM COLAR DE ESCORA @ 60°C).....	98
FIGURA 71 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 11 (1900 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	99
FIGURA 72 – HISTOGRAMA DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 12 (1900 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	100
FIGURA 73 – DIAGNÓSTICO UTILIZANDO O MTS.....	102
FIGURA 74 – DIAGNÓSTICO UTILIZANDO O MÉTODO DO TRABALHO VIRTUAL	104
FIGURA 75 – EVOLUÇÃO DA MD COM O AUMENTO DO DESBALANCEAMENTO NO ACOPLAMENTO	109
FIGURA 76 – EVOLUÇÃO DA MD COM O AUMENTO DO DESBALANCEAMENTO NO COLAR DE ESCORA	110
FIGURA 77 – EVOLUÇÃO DOS DESBALANCEAMENTOS EM UM MESMO GRÁFICO	111
FIGURA 78 – EVOLUÇÃO DA MD DE UM CASO REAL.....	112
FIGURA 79 – HISTOGRAMA DA MD – CASO REAL.....	113
FIGURA 80 – ROTOR MODELADO	123

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – GRANDEZAS DE UM ELEMENTO DE VIGA	60
TABELA 2 – SIMULAÇÕES DE DESBALANCEAMENTO	75
TABELA 3 – VALORES CALCULADOS DA MD – DADOS DE TESTE	78
TABELA 4 – PARÂMETROS GERADOS PARA CADA CASO DE DESBALANCEAMENTO LA (CONTINUA)	85
TABELA 5 – PARÂMETROS GERADOS PARA CADA CASO DE DESBALANCEAMENTO LOA (CONTINUA)	87
TABELA 6 – VALORES CALCULADOS DA MD – DADOS SIMULADOS CASO 1 (550 G.MM NO MEIO DO ROTOR)	89
TABELA 7 – VALORES CALCULADOS DO MD – DADOS SIMULADOS CASO 2 (2 X 275 G.MM 180° FORA DE FASE)	90
TABELA 8 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 3 (1100 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C)	90
TABELA 9 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 4 (1100 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C)	91
TABELA 10 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 5 (1100 G.MM ACOPLAMENTO @ 60°C)	92
TABELA 11 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 6 (1100 G.MM COLAR DE ESCORA @ 60°C)	93
TABELA 12 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 7 (1500 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C)	94
TABELA 13 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 8 (1500 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C)	95
TABELA 14 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 9 (1500 G.MM ACOPLAMENTO @ 60°C)	96
TABELA 15 – VALORES CALCULADOS DA MD _A – DADOS SIMULADOS CASO 10 (1500 G.MM COLAR DE ESCORA @ 60°C)	97

TABELA 16 – VALORES CALCULADOS DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 11 (1900 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	98
TABELA 17 – VALORES CALCULADOS DA MD_A – DADOS SIMULADOS CASO 12 (1900 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C).....	99
TABELA 18 – GANHO PARA O CASO 3 (1100 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C)	101
TABELA 19 – GANHO PARA O CASO 4 (1100 G.MM COLAR DE ESCORA @ 50°C).....	101
TABELA 20 – DIAGNÓSTICO UTILIZANDO O MTS	102
TABELA 21 – DIAGNÓSTICO UTILIZANDO O MÉTODO DO TRABALHO VIRTUAL.....	103
TABELA 22 – VERIFICAÇÃO DAS FOLGAS INTERNAS – CASO 11 (1900 G.MM ACOPLAMENTO @ 50°C).....	107
TABELA 23 – VERIFICAÇÃO DAS FOLGAS INTERNAS – CASO 12 (1900 G.MM COLAR ESCORA @ 50°C).....	108
TABELA 24 – VALORES DA MD – CASO REAL	113
TABELA 25 – CUSTOS DE MANUTENÇÃO ENVOLVENDO A FALHA DA MÁQUINA ROTATIVA	114
TABELA 26 - DADOS DE ENTRADA DO ROTORLAB – ROTOR (CONTINUA)	121
TABELA 27 – DADOS DE ENTRADA ROTORLAB - MANCAL.....	123

1 INTRODUÇÃO

A descoberta do pré-sal na costa brasileira foi uma das mais importantes ocorridas no mundo na última década na indústria de petróleo e gás. A camada pré-sal é formada por acumulações de petróleo do tipo leve de valor econômico elevado. Assim, isso fez com que o Brasil entrasse em destaque por ser detentor de uma reserva energética estratégica (PETROBRAS, 2017).

Todavia, a viabilização da exploração desse recurso foi um desafio. Essa acumulação se encontra a uma profundidade de 7.000 m em relação ao nível do mar, o que gerou uma necessidade em desenvolver novas tecnologias de perfuração. Além disso, também está, em média, a 300 km da costa da região sudeste, o que traz desafios logísticos para que as operações se realizem (PETROBRAS, 2017).

Para realizar a extração de petróleo dessa reserva, foram desenvolvidas plataformas mais complexas que as previamente produzidas. Isso se deve à elevada concentração de CO₂ no gás associado ao petróleo, ou seja, quando esse produto chega à planta de processo da plataforma, ocorre um desprendimento de uma elevada quantidade de gás com alto teor de CO₂ que estava dissolvido no petróleo. Esse gás passa por sistemas de compressão de elevada complexidade que o separa em duas correntes: uma rica em metano e outra rica em CO₂. A primeira é exportada via gasoduto e a segunda é injetada novamente no reservatório (MIRSKY, 2013).

Outro fato relevante foi que a Agência Nacional do Petróleo (A.N.P.) regulou, através da Portaria ANP N°249/2000, os limites de queima que as plataformas podem ter, isto é, existem casos específicos em que a queima do gás associado é permitida, porém com certo limite. Esse limite é frequentemente estabelecido como 500 kNm³/dia por unidade estacionária de produção, mas ele pode sofrer variações. Desse modo, caso algum sistema de compressão falhe e o limite de queima seja atingido, a produção de petróleo da plataforma poderá ser interrompida até o reparo do sistema em questão ou renegociação dos limites de queima junto à A.N.P (BRASIL, 2000).

Os sistemas de compressão são divididos em vários subsistemas, tais como monitoramento de vibração, controle de carga, controle de velocidade, controle anti *surge*, selagem, lubrificação e entre outros. Cada subsistema possui sua própria instrumentação e geralmente não estão integrados, podendo até estar em sistemas

supervisórios diferentes. Dessa forma, como cada variável possui os seus respectivos limites de alarme e parada de segurança da máquina, é comum que o monitoramento desses equipamentos seja feito com análise de tendências dessas variáveis isoladas. Esse fato imputa ao analista do centro de monitoramento integrar todas essas variáveis para realizar um diagnóstico preciso.

Diante das dificuldades previamente apresentadas, com o intuito de diagnosticar e prever possíveis falhas dos equipamentos de compressão de gás, será desenvolvida uma sistemática de análise de dados de monitoramento utilizando o método Mahalanobis-Taguchi, o qual é conhecido por integrar diversas variáveis em uma análise, conforme Cudney et Al. (2015). Esse, método foi aplicado em diagnóstico de falha de ventiladores, segundo Jin e Chow (2013), e bombas centrífugas, conforme Soylemezoglu et Al. (2011).

1.1 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo propor uma sistemática de manutenção baseada na condição aplicada a compressores de gás de plataformas de produção de petróleo do pré-sal da Unidade de Operações da Bacia de Santos. Essa sistemática será construída aplicando o método Mahalanobis-Taguchi de modo a integrar múltiplos sensores instalados em tais compressores otimizando o tempo e a efetividade de um diagnóstico de falha que por sua vez, pode minimizar as eventuais perdas de produção, os riscos operacionais e ambientais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DESCRIÇÃO DE UMA PLATAFORMA TIPO FPSO

Segundo Oliveira (2013), a sigla FPSO significa *Floating, Production, Storage and Offloading*, ou seja, é uma plataforma de produção com capacidade para processar, armazenar e realizar transferência de petróleo. Além disso, ela é do tipo flutuante estacionária, com sistema de ancoragem e casco de navio.

O casco pode ser construído ou ser de um navio petroleiro antigo adaptado. No convés principal desse navio se instala uma planta de processamento de petróleo, isto é, um sistema de separação água-gás-óleo, sistema de facilidades (ar comprimido, geração de energia elétrica, etc), alojamentos, heliporto e outros.

Quanto à planta de processo, ela trata os fluidos oriundos dos poços produtores de petróleo os quais são separados e tratados em três correntes: óleo, água e gás. A água é descartada para o mar após tratamento, o óleo é armazenado nos tanques sendo que de tempos em tempos é removido para um navio aliviador. Quanto ao gás, ele é enviado para instalações terrestres via gasoduto ou é injetado novamente no reservatório (THOMAS et Al, 2004).

Na Figura 1 encontra-se uma fotografia de uma plataforma de petróleo e gás do tipo FPSO, a P-66. Nela estão contidos os itens previamente mencionados.

Figura 1 – Plataforma do tipo FPSO, a P-66

Fonte: PETROBRAS (2017).

2.2 DESCRIÇÃO DA PLANTA DE TRATAMENTO DE GÁS

O fluxograma da planta de tratamento de gás está apresentado na Figura 2. Pode-se observar que o petróleo oriundo dos poços produtores passa por um separador trifásico em que ocorre a separação água, óleo e gás. A água é tratada e descartada para o mar, enquanto que o óleo, após tratamento, é encaminhado para os tanques de armazenamento.

Figura 2 – Fluxograma da planta de tratamento de gás

Fonte: Autor (2019).

A corrente de gás possui duas fontes, o próprio separador trifásico e o sistema denominado Unidade de Recuperação de Vapor (URV). Este tem a função de receber outras correntes de gases a pressões mais baixas de toda a planta e equalizá-las à pressão de sucção do sistema de compressão principal, o qual possui a mesma pressão da corrente do vaso separador trifásico. O *Flare Gas Recovery System* (FGRS) é um sistema que minimiza a queima de gás no sistema de tocha, ou seja, ele retorna o gás que seria queimado para a planta, contribuindo assim para redução das emissões de gases de efeito estufa.

O compressor principal eleva a pressão do gás de 20 bar para aproximadamente 80 bar (a depender da vazão). Esse gás é encaminhado para a unidade de desidratação composta por peneiras moleculares. O gás desidratado é expandido em uma válvula Joule Thomson (JT), tendo sua pressão e temperaturas reduzidas, adequando o ponto de orvalho de hidrocarboneto do gás para ingresso nas membranas de remoção de CO₂. Antes de ingressar nas membranas, o gás é superaquecido para evitar uma

possível condensação durante a permeação (membranas de remoção de CO₂).

Após as membranas, a corrente de gás permeado, rica em CO₂ é encaminhada ao compressor de CO₂ (o qual eleva a pressão de 4 bar para 250 bar) e na sequência para o compressor de injeção, o qual possui pressão de descarga em torno de 550 bar. O gás que não permeia pelas membranas é parcialmente utilizado como gás combustível. O restante é encaminhado para os compressores de Exportação que elevam a pressão de 47 bar para 250 bar. Após esta elevação de pressão, o gás pode ser exportado via gasoduto, utilizado no sistema *Gas Lift* (sistema que melhora a produção dos poços) ou encaminhado para o compressor de injeção, que por sua vez irá injetar o gás no reservatório.

Desse modo, pode-se observar que a operação dessa planta de gás é complexa e que falhas em sistemas isolados podem acarretar em parada de todo o processamento que por sua vez leva a uma queima de gás no sistema de tocha.

No que diz respeito às limitações de queima de gás no sistema de tocha, a Agência Nacional do Petróleo (A.N.P.) regulou, através da Portaria ANP N°249/2000, os limites de queima que as plataformas podem ter, isto é, existem casos específicos em que a queima do gás associado é permitida, porém com certo limite. Esse limite é frequentemente estabelecido como 500 kNm³/dia por unidade estacionária de produção, mas ele pode sofrer variações. Desse modo, caso algum sistema de compressão falhe e o limite de queima seja atingido, a produção de petróleo da plataforma poderá ser interrompida até o reparo do sistema em questão ou renegociação dos limites de queima junto à A.N.P (BRASIL, 2000).

2.3 DESCRIÇÃO DE UM MÓDULO DE COMPRESSÃO

A norma ABNT NBR ISO 14224:2011 (Indústrias de petróleo e gás natural - Coleta e intercâmbio de dados de confiabilidade manutenção para equipamentos) sistematiza a coleta de dados de falhas de equipamentos das indústrias de petróleo e gás natural. Essa iniciativa gera um intercâmbio de informações entre empresas e assim otimiza os estudos de confiabilidade, minimizando os custos de manutenção das plantas

industriais. Essa norma também apresenta um arranjo básico de um módulo de compressão conforme se vê na Figura 3 que será detalhado na sequência.

Figura 3 – Arranjo típico de um módulo de compressão

Fonte: Adaptado da norma ABNT NBR ISO 14224 (2011).

O condicionamento de gás é composto geralmente por vasos depuradores e trocadores de calor, pois o gás precisa ter a sua temperatura ajustada e frações de líquido removidas de modo a evitar danos no compressor. As válvulas de entrada e saída têm a função de isolar o pacote em caso de parada do módulo. O compressor aumenta a pressão do fluido em questão através de suas seções de compressão (na Figura 3 estão representadas duas seções) e na sequência, o gás é novamente resfriado por um trocador de calor. A válvula de reciclo pode ser usada como controle de capacidade, mas a sua principal função em compressores centrífugos, objeto de estudo do presente trabalho, é evitar o *surge*. Segundo Afonso (2009), o *surge* é um evento em que ocorre um fluxo de gás reverso no compressor podendo gerar contato entre as partes estacionárias e as rotativas, gerando danos na máquina. Assim, esse sistema é composto por painéis de controle que comandam a válvula de reciclo

comunicando a descarga do compressor à sua sucção com o objetivo de evitar esse fenômeno.

O acionador é o equipamento que fornece energia para o compressor, geralmente são utilizados motores elétricos, motores diesel, turbinas a gás ou turbinas a vapor.

A transmissão geralmente é feita através de caixa de engrenagens, pois o acionador na maioria dos casos possui rotação inferior a do compressor, mas existem casos em que há um acoplamento direto entre acionador e compressor.

O sistema de selagem evita que o gás de dentro do compressor vaze para atmosfera e que óleo lubrificante dos mancais contamine o gás dentro do compressor. Quanto ao sistema de lubrificação, ele geralmente é alimentado por uma bomba a qual envia óleo lubrificante para os mancais do compressor, acionador e multiplicador de velocidades (HITACHI, 2017).

Por fim, os sistemas de controle e monitoramento realizam a partida e parada do equipamento, fazem o controle de capacidade, controle anti-*surge*, proteções contra vibrações excessivas, etc (GE OIL & GAS, 2017).

Além disso, o agrupamento de subsistemas delimitado pela linha tracejada Fronteira é utilizado para caracterizar que todas as falhas que ocorrem nesses subsistemas serão catalogadas como falha do compressor. As demais, serão catalogadas em seus respectivos subsistemas.

2.4 COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Segundo Halon (2001), compressor centrífugo é um compressor dinâmico que transfere energia para um gás através do movimento de seu rotor, isto é, o gás entra em contato com as pás dos impelidores e é encaminhado para fora desses componentes com uma certa velocidade por ação de forças centrífugas. Assim, a componente tangencial dessa velocidade é transformada em pressão ao atingir os difusores do compressor.

Os principais componentes dessa máquina são a carcaça, diafragmas, rotor, selos, selos labirintos e mancais (Figura 4) os quais serão detalhados na sequência (GE OIL&GAS, 2017).

Figura 4 – Principais componentes de um compressor centrífugo

Fonte: Adaptado de HITACHI (2017).

2.4.1 Carcaça

Dependendo da aplicação, a carcaça pode ser bipartida horizontalmente ou verticalmente. A bipartida horizontalmente é formada por duas partes que são unidas ao longo da linha de centro horizontal conforme se vê na Figura 5. Todas as conexões, tais como bocais de descarga e sucção e tubulações do sistema de óleo lubrificante, são normalmente conectadas na metade inferior da máquina de modo a facilitar a remoção da metade superior e otimizar o tempo de manutenção dos internos da mesma (GE OIL&GAS, 2017).

Figura 5 – Carcaça bipartida horizontalmente

Fonte: HITACHI (2017).

A bipartida verticalmente é utilizada em aplicações de alta pressão, possuem diferentes espessuras e formatos, podendo ser usinadas ou forjadas. Os bocais podem ser soldados ou usinados diretamente na carcaça. Além disso, a remoção dos internos do compressor se dá por uma das extremidades da carcaça conforme Figura 6. O item 1 representa a caixa de mancal lado oposto ao acoplado, o item 2 os mancais, o item 3 a tampa da carcaça, o item 4 representa o *bundle* (conjunto rotor mais componentes da parte estatora do compressor) e o item 5, a carcaça bipartida verticalmente (GE OIL&GAS, 2017).

Figura 6 – Carcaça bipartida verticalmente

Fonte: Adaptado de HITACHI, 2017.

2.4.2 Diafragmas

Os diafragmas são uma das partes estacionárias do compressor que recebem o gás de processo (Figura 7). O diafragma de sucção encaminha o gás para o olho do primeiro impelidor e pode ou não ter aletas direcionadoras de fluxo para otimizar o ângulo de entrada do fluido. Os diafragmas intermediários fazem a transformação de parte da velocidade do gás em pressão e o encaminham para o olho do impelidor subsequente. E, o diafragma de descarga é o difusor do último impelidor, o qual além de promover o ganho de pressão, encaminha o gás para o bocal de descarga (GE OIL&GAS, 2017).

Figura 7 – Diafragmas de compressores centrífugos

Fonte: HITACHI (2017).

2.4.3 Rotor

O rotor é formado por eixo, impelidores, luvas dos impelidores, pistão de balanceamento e colar de escora (Figura 8). Os impelidores (item 2), colar de escora (item 1) e pistão de balanceamento são montados por interferência no eixo (não é possível visualizar o pistão de balanceamento na Figura 8 pois o mesmo é montado na ponta de eixo oposta ao do colar de escora). As luvas são montadas entre os impelidores de modo a evitar o contato do gás de processo com o eixo da máquina (Figura 9). Quanto aos impelidores, eles são selecionados de acordo com as necessidades de vazão e pressão que a aplicação da máquina requer, podendo ser do tipo fechado ou aberto. O pistão de balanceamento tem a função de reduzir o empuxo axial gerado pela compressão do gás e o empuxo residual é equilibrado pelo colar de escora e mancal axial (HITACHI, 2017).

Figura 8 – Rotores com impelidores abertos e fechados

Fonte: HITACHI (2017).

Figura 9 – Luva de um rotor

Fonte: Autor (2019).

2.4.4 Selos

Os selos têm a função de eliminar ou minimizar o vazamento de gás de dentro da carcaça para a atmosfera ou evitar a entrada de ar. Existem soluções diferentes para as diversas aplicações, sendo os mais comuns o selo seco a gás (Figura 10), selos a óleo e selos mecânicos, porém os dois últimos tendem a cair em desuso. Além disso, quando um vazamento mínimo é tolerável, caso do vazamento entre os impelidores, é comum a utilização dos selos labirintos conforme pode-se observar na Figura 11 (GE OIL&GAS, 2017).

Figura 10 – Selo seco a gás

Fonte: Adaptado de HITACHI (2017).

Figura 11 – Selos labirinto

Fonte: HITACHI (2017).

2.4.5 Mancais

Os mancais desse tipo de máquina são geralmente hidrodinâmicos e com configuração sapata pivotante, o qual permite uma maior estabilidade dinâmica do rotor, principalmente em altas rotações. Na Figura 12 e na Figura 13 estão apresentados os mancais radiais e axial, respectivamente (JOHN CRANE, 2018).

Figura 12 – Mancal radial sapata pivotante

Fonte: JOHN CRANE (2018).

Figura 13 – Mancal axial sapata pivotante

Fonte: JOHN CRANE (2018).

2.5 DEFEITOS TÍPICOS ENCONTRADOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

A quantidade de defeitos presente em máquinas rotativas é extensa (Walker et Al, 2013). Dessa forma, o presente trabalho se restringirá ao desbalanceamento, empenamento do rotor, desalinhamento, roçamento, eixo solto, instabilidade fluido-induzida e trincas em eixo, decisão tomada após a análise dos trabalhos de Bently e Hatch (2002), Walker et Al (2013), Sun et Al (2017) e Al-Badour; Sunar e Cheded (2011).

2.5.1 Desbalanceamento

Desbalanceamento é uma força centrífuga gerada devido aos produtos de inércia de todos os componentes do rotor não serem nulos. Ela ocorre devido a processos de fabricação e até mesmo seus detalhes construtivos não produzirem um componente com tais características. Desse modo, quando o rotor está em operação, ele tenta girar em torno de seu centro geométrico, mas a presença desse produto de inércia não nulo gera uma força centrífuga que se manifesta em vibração (SUN et Al, 2017).

Assim, toda máquina possui um desbalanceamento residual, porém ele se torna um problema quando supera o limite de cada máquina, como exemplo pode-se citar um desbalanceamento excessivo que gere elevadas amplitudes de vibração que ultrapassam as folgas internas entre as partes rotoras estacionárias (WALKER et Al,

2013). Para máquinas novas, esses limites podem ser definidos através das normas ISO 1940-1 (2003) e ISO 11342:1998 (2000), por exemplo, porém a decisão se esses critérios serão adotados dependerá do contrato firmado entre o fabricante e comprador do equipamento.

O diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas que envolvem análise de vibração muitas vezes utiliza a ferramenta denominada transformada rápida de Fourier (FFT). FFT é um algoritmo matemático que converte um sinal periódico do domínio do tempo para o domínio da frequência. Desse modo, ao analisar um espectro, todo sinal periódico será representado por um pico com sua respectiva frequência no domínio da frequência (AI-BADOUR; SUNAR; CHEDED, 2011).

Ademais, o desbalanceamento é o defeito mais comum encontrado em máquinas rotativas e é geralmente identificado por uma elevada vibração síncrona, isto é, um pico de elevada intensidade na frequência de rotação da máquina no espectro de frequência. Em casos excessivos esse defeito pode levar à fadiga, roçamentos internos, falhas em mancais em selos (BENTLY; HATCH, 2002).

Segundo Bently e Hatch (2002), existem outros casos que também geram elevada vibração síncrona, os quais serão abordados nos próximos tópicos, mas ao analisar desbalanceamento, é importante remover o *runout* do sinal, pois ele pode influenciar as leituras dos sensores de vibração quando os mesmos estão com o filtro em 1X a rotação aplicado. *Runout* é uma medição de uma falsa vibração quando o rotor gira em torno de seu centro geométrico sem gerar deslocamento de sua linha de centro. O *Runout* pode ter duas origens, isto é, o *runout* mecânico o qual é caracterizado por defeitos no eixo ou na pista de leitura do sensor de vibração (Figura 14) e o *runout* elétrico, gerado por problemas na condutividade e permeabilidade elétrica da pista de leitura do sensor de vibração (LITTRELL, 2005).

Figura 14 – Eixo com *runout* mecânico

Fonte: Adaptado de LITTRELL (2005).

2.5.2 Empenamento do rotor

Segundo Bently e Hatch (2002), empenamento do rotor é um dos problemas que mais geram atrasos em partidas de máquinas de grande porte tais como turbinas a vapor e a gás. Esse defeito pode gerar danos internos nas mesmas por roçamentos durante um procedimento de partida e até inviabilizar a passagem pela primeira velocidade crítica.

O empenamento do rotor resulta num deslocamento da linha de centro do eixo podendo ser temporário ou permanente. Esse defeito se manifesta com uma vibração síncrona de elevada magnitude, semelhante ao desbalanceamento e a sua origem está geralmente atrelada a presença de calor a qual gera dilatações térmicas, à força da gravidade (principalmente em rotores horizontais que permaneceram nessa posição por muito tempo) e montagens de componentes do rotor com interferência (SANCHES e PEDERIVA, 2018).

O empenamento temporário pode ocorrer pelo aquecimento localizado de uma parte do rotor ou pelo rotor possuir componentes com materiais que apresentem diferentes propriedades térmicas. Assim, haverá uma dilatação diferencial entre as partes do mesmo, gerando o empenamento. Caso haja espaço para dilatação dentro da máquina, ao remover a fonte de calor, o rotor retornará para as dimensões iniciais.

termo B é a amplitude promovida pelo empenamento (Equação 3b) e ψ o ângulo de fase do rotor empenado, que é a combinação de ϕ_b e ϕ (Equação 3c).

$$\bar{R} = |A + Be^{-ia_0}|e^{i(\omega t - \psi)} \quad (3)$$

$$A = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\xi\Omega)^2}} \quad (3a)$$

$$B = \frac{R_0}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\xi\Omega)^2}} \quad (3b)$$

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{A \sin \phi + B \sin \phi_b}{A \cos \phi + B \cos \phi_b} \right) \quad (3c)$$

Desse modo, serão apresentados alguns casos particulares para melhor compreensão do empenamento do rotor na resposta dinâmica do mesmo.

Caso 1: Rotor com $a_0 = 0^\circ$. Com o desbalanceamento e empenamento em fase, o rotor apresentará uma resposta de um desbalanceamento puro (Equação 4).

$$\bar{R} = \frac{R}{a} = \frac{\Omega^2 + R_0}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\xi\Omega)^2}} \quad (4)$$

Caso 2: Rotor com $a_0 = 180^\circ$. Nesse caso, o desbalanceamento e empenamento estão se opondo. Logo, a amplitude irá diminuir com o aumento da velocidade até que se atinja o valor nulo, velocidade denominada como velocidade de auto balanceamento, a qual é dada por $\Omega_s = \sqrt{R_0}$.

Caso 3: Rotor com $R_0 = 0,5$. Os vetores desbalanceamento e empenamento apresentam a mesma amplitude para $\Omega = 0,707$. Abaixo dessa velocidade, a influência do empenamento será maior que a do desbalanceamento enquanto que acima da mesma, o vetor empenamento será cada vez menos influente na amplitude do rotor. A Figura 17 apresenta a amplitude de um rotor empenado com $R_0 = 0,5$ e $a_0 = 90^\circ$ em função da razão de frequência. A resposta inicial quando a rotação está próxima de 0 rpm (leitura de *runout* abordada no tópico anterior) se dá pela presença do empenamento, isto é, $R = 0,5$. A medida em que o rotor é acelerado, ele passa pela velocidade crítica, identificado pelo pico na amplitude, e a atinge um patamar estável em uma rotação mais alta gerada pelo desbalanceamento.

Figura 17 — Razão de amplitude em função da razão de frequência de um rotor empenado

Fonte: Adaptado de RAO, J.S. (2001).

A Figura 18 apresenta o ângulo de fase desse mesmo rotor em função da razão de frequência. O ângulo de fase é aproximadamente constante em baixas rotações ($\alpha_0 = 90^\circ$ no exemplo em questão). O mesmo diminui com o aumento da rotação até que a velocidade de auto balanceamento seja atingida e na sequência passa por um aumento à medida que o desbalanceamento se torna preponderante. Na ressonância, o ângulo de fase teria um valor de 90° caso houvesse a presença apenas do desbalanceamento. Todavia, ele se dá pela Equação 5, nela pode-se ver que ele é independente do amortecimento do rotor. Logo, no exemplo da Figura 18, ele apresenta valor de 116° .

Figura 18 – Ângulo de fase em função da razão de frequência de um rotor empenado

Fonte: Adaptado de RAO, J.S. (2001).

$$\psi_{\Omega=1} = \tan^{-1} \left[\frac{1 + R_0 \cos a_0}{-R_0 \sin a_0} \right] \quad (5)$$

Dessa forma, os principais sintomas para se diagnosticar uma máquina com rotor empenado segundo Bently e Hatch (2002) são:

- Ela foi desligada sem passar por todos as etapas de um processo de parada;
- Ela não exibia uma elevada vibração síncrona durante o desligamento, mas apresenta durante a partida;
- O *runout* mudou drasticamente quando comparado com os dados históricos;
- A medição de excentricidade do eixo passa do limite máximo aceitável durante uma tentativa de partida (medição disponível em máquinas de grande porte).

2.5.3 Desalinhamento

Segundo Lees (2016), o desalinhamento é a segunda maior fonte de falhas de máquinas rotativas, perdendo apenas para o desbalanceamento. Ele ocorre ao se acoplar dois ou mais eixos de máquinas rotativas e pode ser do tipo paralelo, angular ou uma combinação entre eles (Figura 19). Esse problema faz com que surja uma elevada força radial não prevista no rotor que pode sobrecarregar os mancais, ou até

mesmo sobrecarregar um e manter o outro sem carga. A sobrecarga faz com que a linha de centro do eixo do rotor opere com uma demasiada excentricidade a qual gera uma elevação da temperatura do mancal, mudança das características dinâmicas do rotor (podendo até alterar a velocidade a sua velocidade crítica), falha prematura do mancal e de outros componentes internos por desgaste ou roçamento. Por sua vez, a operação sem carga pode gerar instabilidades fluido-induzidas, isto é, o mancal irá operar com uma pequena excentricidade a qual poderá gerar vibrações de grande magnitude em espectros de frequência subsíncronos.

Figura 19 – Desalinhamento entre eixos

Fonte: Adaptado de LEES (2016).

Muszynska (2005) também menciona que as causas mais comuns desse defeito são a presença de perfis de pressão em máquinas de fluxo como bombas de voluta simples, turbinas a vapor que possuem admissão de vapor ao longo dos seus estágios, força da gravidade em rotores horizontais, cargas oriundas de dilatações térmicas, forças de engrenamento em rodas dentadas, montagem de tubulações desalinhadas aos flanges de sucção e descarga de máquinas rotativas, problemas

com a fundação dessas máquinas, entre outros. Assim, com a presença dessa força radial, o rotor pode empenar gerando tensões em seu eixo que não foram previstas em projeto que por sua vez levam a fadiga. Adicionalmente, essa força também gera não linearidades no sistema as quais fazem com que haja uma elevada amplitude na vibração síncrona (1X) e suas harmônicas superiores (frequências de duas e três vezes a rotação).

O diagnóstico desse problema se dá através da análise das órbitas e posição média do centro do eixo e análise do espectro de vibração. Um exemplo de diagnóstico está apresentado na Figura 20, no detalhe A pode-se ver que ao aumentar a carga radial a órbita do rotor deixa de ter um formato circular e passa a ter um formato de “banana” indicando a presença de não linearidades, indício também verificado na análise do espectro de vibração. Além disso, no detalhe B vê-se que a posição média do centro do eixo passa a ocupar uma localização não usual quando comparada a uma máquina alinhada (MUSZYNSKA, 2005).

Figura 20 – Diagnóstico de uma força radial excessiva (desalinhamento)

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

2.5.4 Roçamento e eixo solto

Segundo Yang *et al.* (2016), o roçamento entre as partes estacionárias de uma máquina rotativa e seu rotor é consequência de problemas primários, isto é, por algum motivo são gerados deslocamentos de elevada magnitude do rotor que ultrapassam as folgas internas podendo levar a uma falha catastrófica da mesma. Como exemplo,

pode-se citar o desbalanceamento e a presença de forças radiais excessivas, tais como o desalinhamento e a injeção de fluido de processo ao longo do rotor. Esse contato gera outros fenômenos físicos tais como atrito, impacto, alteração das rigidezes do sistema e efeitos térmicos.

O atrito gera uma força tangencial oposta ao sentido de rotação do rotor e é a principal responsável pelo desgaste da região em que houve o contato. Esse desgaste aumenta as folgas internas, que por sua vez, podem alterar o comportamento dinâmico do rotor ou eficiência termodinâmica da máquina. Além disso, ele pode aquecer o local do contato ocasionando um empenamento do rotor o qual pode produzir as consequências já discutidas no presente trabalho. Somada à força tangencial, o roçamento também produz uma componente normal devido ao impacto do rotor na parte estacionária. A ação dessas duas forças pode gerar excitações das vibrações naturais laterais e torcionais do rotor em várias frequências, aumentando ainda mais as amplitudes do mesmo. A ilustração dessas forças está representada na Figura 21 (MUSZYNSKA, 2005).

Figura 21 – Forças atuantes em um roçamento

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Outro efeito produzido pelo roçamento é o aumento da rigidez do sistema, isto é, no momento em que ocorre o contato entre o rotor e a parte estacionária, o comprimento livre do eixo diminui (Figura 22) alterando as frequências naturais do sistema as quais podem ser excitadas pela própria rotação da máquina (MUSZYNSKA, 2005).

Figura 22 – Aumento da rigidez do sistema devido ao roçamento

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Segundo Bently e Hatch (2002), o roçamento pode ser dividido em duas categorias, o roçamento parcial, que é o mais comum, e o roçamento completamente anular. O roçamento parcial ocorre quando o rotor toca temporariamente alguma parte estacionária durante um ciclo de precessão. Assim, quando o mesmo se dá com uma intensidade leve, a ação da força de atrito no eixo gera uma aceleração na direção contrária à sua precessão, fazendo com que surjam componentes retrógradadas no diagrama de espectro completo e aumento na rigidez média do sistema (Figura 23). Nos casos em que há roçamento severo, o comportamento dinâmico do rotor tenderá a apresentar vibrações de elevada magnitude em uma ampla faixa de frequências no espectro de vibração com possíveis super-harmônicas.

Outra característica do roçamento parcial leve é a manifestação de frequências sub-harmônicas ($1/2X$, $1/3X$, $1/4X$, $1/nX$, etc) ou, mais raramente, razões de inteiros ($2/3X$, $3/4X$, k/nX , etc) em seu espectro. O primeiro caso ocorre quando o rotor toca um ponto da superfície da parte estacionária no mesmo local ao longo de n rotações. Para o segundo caso, o contato ocorre em k diferentes locais ao longo de n ciclos de rotação, mas para que esse tipo de fenômeno possa ocorrer, o desbalanceamento deve ser pequeno, pois o tempo de contato nos k diferentes pontos seriam substancialmente diferentes caso houvesse um elevado desbalanceamento.

Além disso, para que esse fenômeno ocorra, é preciso que a rotação da máquina seja superior a um múltiplo inteiro, diferente de 1, da primeira frequência natural ($2X, 3X$, etc), isto é, para haver uma sub-harmônica em $1/2X$, é preciso que o rotor tenha uma

velocidade superior pelo menos a duas vezes a frequência natural. Todavia, essa sub-harmônica será superior à primeira frequência natural, pois o roçamento acarreta em um aumento da rigidez do sistema (BENTLY e HATCH, 2002).

A identificação de um mancal com folga excessiva ou algum componente interno solto, como por exemplo a caixa de mancal, é semelhante ao descrito no parágrafo anterior. Porém, ao invés de surgirem sub-harmônicas superiores à primeira frequência natural do rotor, surgirão sub-harmônicas com frequência inferiores, pois as folgas excessivas e partes soltas fazem com que a rigidez do sistema diminua. O fenômeno físico ocorre quando o rotor sai do seu ponto de operação dentro do mancal e se move para uma região de baixa rigidez, como o centro do mancal. Assim, ele se tornará solto dentro do mancal podendo atingir a parte estacionária do mesmo gerando um roçamento (BENTLY e HATCH, 2002).

De modo a ilustrar os fenômenos citados nos parágrafos anteriores, duas formas de onda em que há roçamento parcial estão apresentadas na Figura 24, a superior com um roçamento a cada três rotações em que a máquina opera com rotação três vezes a primeira frequência natural modificada, e a inferior com dois roçamentos a cada duas rotações em que a máquina opera com rotação igual a duas vezes a primeira frequência natural modificada. A Figura 25 mostra um gráfico cascata de um espectro completo de uma parada de máquina em que há um roçamento, nela pode-se observar que há manifestações de sub-harmônicas em $1/2X$ tanto no lado avançado quanto no lado retrógrado do espectro completo.

Figura 23 – Aumento da rigidez média durante um roçamento parcial

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Figura 24 – Forma de onda de um roçamento parcial

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Figura 25 – Gráfico cascata espectro completo de uma parada de máquina rotativa com roçamento

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Adicionalmente à análise espectral, é importante que a órbita direta do rotor seja analisada buscando a presença de componentes retrógrados ou trechos retos. A Figura 26 mostra um rotor com rotação anti-horária com presença de uma componente retrógrada em 1/2X e órbita direta em formato de “oito”, indicando possibilidade de roçamento.

Figura 26 – Órbita com presença de componente retrógrada indicando possível roçamento

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Conforme descrito por Muszynska (2005), o roçamento completamente anular se dá quando o rotor toca uma superfície estacionária durante todo o ciclo de precessão. Ele ainda pode ser dividido em duas categorias, o roçamento completamente anular síncrono e o roçamento anular completo auto excitado retrógrado denominado de *dry whip*. O primeiro ocorre durante uma partida ou parada de máquina em que há um toque do rotor em alguma parte estacionária da mesma. Esse fato faz com que as respostas síncronas de vibração (1X) e seus ângulos de fase sejam alterados, isto é, os picos de vibração são atenuados e o ângulo de fase se torna atrasado. Após passar pela velocidade crítica, o rotor deixa de tocar a parte estacionária fazendo com que as vibrações tenham uma queda abrupta. O mesmo fenômeno ocorre durante o processo de parada da máquina, ou seja, o rotor apresenta um aumento abrupto em sua vibração ao iniciar o roçamento. A Figura 27 apresenta gráficos de Bode que exemplificam essa situação. O gráfico identificado como 1 refere-se à uma partida com roçamento; 2 uma parada com roçamento; 3 uma partida sem roçamento e 4 uma parada sem roçamento.

Figura 27 – Exemplo de roçamento completamente anular síncrono

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Quanto ao *dry whip*, ele se manifesta quando existem partes estacionárias circulares que impedem a rotação do rotor, como exemplo pode-se citar a utilização de selos mecânicos com folgas inadequadas. Durante o *dry whip*, o rotor mantém o contato por todo o perímetro da parte estacionária durante o ciclo de precessão fazendo com que surjam forças de atrito e normais. Essas forças geram instabilidades na máquina e podem levar a falha catastrófica da mesma.

2.5.5 Instabilidade fluido-induzida

Segundo Fan e Pan (2010), instabilidade fluido-induzida é um fenômeno dinâmico resultante da interação entre o sistema rotor/mancais com o fluido em seu entorno. Essa instabilidade gera vibrações subsíncronas auto excitadas, denominadas *whirl* e *whip*, de grande amplitude as quais são proporcionais às variações de velocidade do rotor. Elas, por sua vez, podem produzir roçamentos entre o rotor e o estator da máquina rotativa em casos extremos.

A Figura 28 apresenta um esquemático do comportamento do fluido entre uma parte estacionária e um rotor de máquina, isto é, o movimento rotor faz com que o fluido circule no mesmo sentido de giro do rotor gerando novas forças no sistema, as quais

se manifestam em vibrações subsíncronas. Além disso, esse problema também está atrelado a condições de baixa carga nos mancais (MUSZYNSKA, 2005).

Figura 28 – Fluxo circunferencial de um fluido entre uma parte estacionária e outra rotativa

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

A identificação do mesmo pode ser feita através da análise de um gráfico cascata de espectro completo de uma partida ou parada de máquina. Assim, a Figura 29 será utilizada como exemplo. Nela observa-se que em baixas rotações (abaixo de 2400 rpm) os deslocamentos laterais do rotor são pequenos e provenientes majoritariamente do desbalanceamento (componente 1X). Ao atingir o limite da instabilidade (geralmente inferior à primeira velocidade crítica), em torno de 2400 rpm para esse exemplo, as vibrações subsíncronas denominadas de *whirl* se manifestam. Para esse rotor, o fenômeno *whirl* se apresenta em 0,475X, mas cada caso apresenta valores distintos.

À medida em que a máquina é acelerada e se aproxima da velocidade crítica, a excentricidade do rotor aumenta fazendo com que o *whirl* seja neutralizado e os deslocamentos radiais voltem a ser oriundos do desbalanceamento, isto é, esse fenômeno se manifesta quando há pequena excentricidade do rotor (baixa carga). Continuando a aceleração do rotor, ele ultrapassa sua velocidade crítica e o *whirl* volta a se manifestar até que a frequência subsíncrona seja coincidente com a primeira velocidade crítica do rotor. Nesse momento, a subsíncrona se mantém na mesma

frequência e o rotor também começará a vibrar em seu modo natural, fenômeno este que é denominado de *whip*.

Figura 29 – Gráfico cascata espectro completo de rotor que apresenta *whirl* e *whip*

Fonte: Adaptado de MUSZYNSKA (2005).

Segundo Bently e Hatch (2002), é possível distinguir esse fenômeno do roçamento através da análise de espectro completo, isto é, a instabilidade fluido-induzida não apresenta componentes retrógradas significantes e se manifesta em frequências diferentes das frações de inteiros ($2/3X$, $1/2X$, $1/3X$, $1/4X$, etc). Outro fenômeno que apresenta comportamento semelhante é o *rotating stall*, isto é, quando compressores centrífugos e axiais se aproximam do ponto de *surge*, vórtices são formados nas imediações dos impelidores fazendo com que subsíncronas também se manifestem. Logo, é importante verificar o ponto de operação da máquina no gráfico de desempenho antes de partir para a hipótese de instabilidade fluido-induzida.

Para solucionar ou amenizar a instabilidade fluido-induzida, pode-se tomar as seguintes ações:

- Aumentar a pressão de fornecimento de óleo lubrificante, pois o mesmo aumentará a rigidez dos mancais aumentando o limite da instabilidade;
- Alterar a geometria dos mancais, fato que muda rigidez, perfil de fluxo de óleo lubrificante em seu interior, carga, etc;

- Injetar óleo lubrificante nos mancais no sentido oposto ao giro do eixo de modo a diminuir fluxo de óleo no sentido de giro do eixo;
- Ajustar a carga nos mancais, isto é, pode ser que a máquina esteja desalinhada fazendo com que alguns de seus mancais estejam com carga baixa;
- Alterar a temperatura de fornecimento de óleo dos mancais, pois ao alterar a temperatura, altera-se a viscosidade e o amortecimento do mancal. Para essa ação não há uma relação direta entre aumentar ou diminuir a temperatura do óleo e a resposta que o rotor dará. Desse modo, sugere-se que essa alteração seja feita em degraus pequenos e se avalie o comportamento da máquina antes de seguir para o degrau seguinte.

2.5.6 Trincas em eixo

Segundo Al-Shudeifat e Butcher (2010) e Sampaio e Nicoletti (2016), a presença de trincas em eixos de máquinas rotativas é um dos problemas mais graves encontrados nesse tipo de equipamento, pois a sua falha geralmente é inesperada e catastrófica, podendo até colocar em risco a segurança das pessoas e instalações fabris.

O comportamento dinâmico de um rotor horizontal que apresenta esse defeito está apresentado na Figura 30. Nota-se que a trinca estará aberta ou fechada a depender do momento em que o eixo se encontra em seu ciclo de revolução. Consequentemente, a rigidez do eixo será menor no momento em que a trinca se encontrar aberta, que por sua vez promoverá uma maior deflexão do eixo mudando o ponto pesado do rotor, logo a sua resposta em 1X e ângulo de fase também serão alterados. Outra característica relacionada com a alteração na rigidez é a diminuição da frequência natural do rotor, porém para que ela seja significativa, é preciso que a trinca esteja num ponto de elevada deflexão do rotor do dado modo de vibrar (LEES, 2016).

Ainda segundo Lees (2016), trincas podem ser identificadas através do aumento ou decréscimo súbito da componente 2X em um espectro de vibração em máquinas que possuem uma assimetria significativa nas rigidezes horizontal e vertical dos mancais como por exemplo, geradores elétricos de grande porte.

Além disso, conforme descrito por Bently e Hatch (2002), durante um processo de partida ou parada em máquinas que apresentam uma carga radial constante, ao atingir a rotação correspondente à metade da primeira frequência natural, é comum

caso exista uma trinca que ocorra um aumento da componente 2X nessa dada rotação, porém apenas esse comportamento não é suficiente para concluir o diagnóstico.

Figura 30 – Ciclo de abertura e fechamento de uma trinca em um eixo

Fonte: LEES (2016).

2.6 MODELAGEM DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO E SEUS MANCAIS

O RotorLab é um programa de computador desenvolvido pelo *Rotating Machine and Controls Laboratory* (ROMAC) da Universidade da Virgínia, Estados Unidos da América. Segundo Walker (2013), trata-se de um programa consolidado em simulações de rotores. Logo, ele foi utilizado para simular casos de desbalanceamento da máquina do presente estudo. Assim, na sequência serão apresentadas as características, parâmetros, equações e demais informações que são utilizadas nessa modelagem.

As características operacionais de mancais de deslizamento podem ser divididas em estáticas e dinâmicas. As estáticas são formadas pela capacidade de carga, temperatura da sapata, perda de energia e consumo de óleo lubrificante. Enquanto que as dinâmicas englobam a rigidez e amortecimento. Assim, essas propriedades interagem com o rotor e influenciam o comportamento dinâmico do mesmo (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

Na Figura 31 estão apresentadas as principais características geométricas dos mancais que influenciam em suas características estáticas e dinâmicas. O arco da sapata é representado por θ_p , ela sustenta um eixo de raio R_j que gira com velocidade angular ω . O mancal possui raio interno denominado R_b , logo a sua folga radial c , calculada por $c=R_b-R_j$, permite que o eixo opere com uma excentricidade e e um

ângulo de atitude Φ . O ângulo de atitude é sempre medido entre a linha de centro do mancal e a força W aplicada ao eixo. O_b é denominado o centro do mancal e o centro do eixo, O_j (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

Além do modelo de mancal apresentado na Figura 31, existe também o modelo sapata pivotante (Figura 32) que é amplamente utilizado em máquinas que operam em alta rotação, este possui outras características geométricas, isto é, o arco do pivô (β) e seu offset (α) o qual é definido pela Equação 6. O parâmetro R_b determina o maior diâmetro possível que um eixo pode ter para que o mancal seja montado, porém cada sapata do mancal sapata pivotante pode ter raios diferentes, o qual é determinado pelo parâmetro R_p . A relação entre R_b e R_j determina a folga de montagem do mancal (c_b), o qual está apresentado na Equação 7. A relação entre R_p e R_j determina a folga da sapata (c_p), o qual está apresentado na Equação 8. A relação entre eles determina a pré-carga (m) que é calculada através da Equação 9 (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

$$\alpha = \frac{\beta}{\theta_p} \quad (6)$$

$$c_b = R_b - R_j \quad (7)$$

$$c_p = R_p - R_j \quad (8)$$

$$m = 1 - \frac{c_b}{c_p} \quad (9)$$

Figura 31 — Características geométricas de mancais

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Figura 32 — Mancal sapata pivotante

Fonte: HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

A Figura 33 exemplifica como seria a geometria de mancais com pré-cargas positivas, zero e negativas, sendo a pré-carga um parâmetro relacionado à redução da espessura do filme de óleo lubrificante ao longo das sapatas (HAMROCK, B.; SCHIMID, S.; JACOBSON, B., 2004). Para pré-cargas positivas, R_p é maior que R_b . Para pré-cargas iguais a zero, R_p é igual a R_b . E, para pré-cargas negativas, R_p é menor que R_b . Geralmente uma pré-carga positiva confere uma maior capacidade de carga e maior rigidez se as folgas forem pequenas. Porém, pequenas folgas geram aumento na temperatura da superfície da sapata do mancal (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

Figura 33 – Pré-carga em mancais

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Um mancal pode suportar carga quando houver movimento relativo entre as superfícies do mancal e eixo, formação de uma cunha convergente entre essas superfícies e presença de um fluido viscoso entre elas. Com essas necessidades atendidas, há a formação de um campo de pressão no interior do mancal o qual gera uma sustentação hidrodinâmica do eixo. Na Figura 34 estão representados dois casos que atendem essas necessidades, isto é, há uma redução de espessura do filme lubrificante ($h_i > h_o$) e há movimento relativo entre as superfícies. Especialmente para o caso b, a excentricidade (e) ou diferenças entre os raios do eixo e mancal geram essa cunha convergente, ou seja, um mancal perfeitamente centrado em que sua pré-carga seja igual a zero, não será capaz de promover uma separação entre eixo e mancal (HAMROCK, B.J.; SCHIMID, S.R.; JACOBSON, B.O.; 2004).

Todavia, a formação do perfil de pressão em mancais de geometria fixa traz um problema de estabilidade, pois ao sustentar uma carga vertical, ele gera uma componente horizontal conforme se vê na Figura 35. Esse fenômeno é minimizado em mancais sapata pivotante, pois as sapatas podem girar (ALLAIRE, P.E.; PARSELL, J.K.; BARRET, L.E.; 1981).

Figura 34 – Exemplos de lubrificação hidrodinâmica

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Figura 35 — Perfil de pressão em mancais de deslizamento

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Outra característica observada é a presença de cisalhamento viscoso do filme de óleo lubrificante. Esse fenômeno leva a um aumento de temperatura da interface entre as superfícies do mancal e eixo com o fluido, que por sua vez gera uma queda na viscosidade do fluido e deformações das partes sólidas. Essas mudanças são mais intensas quanto maior a velocidade do eixo e maior a carga aplicada ao mesmo que assim geram uma maior excentricidade do eixo. Esse fato ocorre, pois para se gerar a mesma força de sustentação do eixo com uma viscosidade menor, é necessário que se tenha uma maior razão de h_o/h_i , a qual é alcançada pelo aumento da excentricidade. Ainda relacionado ao fenômeno de cisalhamento viscoso, pode-se citar a perda de potência, isto é, parte da potência disponibilizada no compressor é perdida em forma de calor nos mancais (KUZNETSOV, E.; GLAVATSKIY, S.; FILLON, M; 2011).

A vazão de alimentação de lubrificante é outro parâmetro estático importante para o funcionamento dos mancais. O óleo lubrificante entra pelo bordo de ataque de uma sapata, sai pelo bordo de fuga e segue para a sapata seguinte. Porém, parte desse óleo também deixa as sapatas na direção axial do mancal. Logo, ele precisa ser repostado de modo a não gerar cavitação e superaquecimento dos mancais. Todavia, a quantidade de óleo requerida pelos mancais é função da velocidade do eixo, folga do mancal e espessura mínima do filme lubrificante, assim fornecer uma vazão maior que as requeridas por essas variáveis fará com que o excesso de óleo apenas retorne para o tanque do sistema de lubrificação aumentando as perdas de energia. Para otimizar esse cenário, a indústria desenvolveu mancais com lubrificação direta, isto é, o óleo lubrificante é injetado diretamente nas proximidades das sapatas, minimizando assim o excesso do mesmo (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

Quanto às características dinâmicas, os mancais podem ser modelados como um sistema massa, mola e amortecedor conforme Figura 36. Apesar de a rigidez do filme de óleo lubrificante não ser linear em função da posição do eixo, o modelo linear é amplamente utilizado. Uma força estática W , o peso do rotor seria um exemplo, movimenta o eixo para a sua posição de equilíbrio e forças dinâmicas, tais como o desbalanceamento, fazem com que o eixo saia do ponto de equilíbrio e translate em uma órbita conforme a Figura 37. Quando essa translação é pequena quando comparada à folga do mancal (razão de 10^{-3}), o modelo linear pode ser assumido, isto é, as forças dinâmicas se tornam diretamente proporcionais aos deslocamentos (Δx , Δy) e velocidades ($\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$) (ALLAIRE, P.E.; PARSELL, J.K.; BARRET, L.E.; 1981).

Figura 36 – Modelo de coeficientes dinâmicos de mancais

Fonte: HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Figura 37 – Posição do eixo e sua órbita

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

A relação entre forças, deslocamentos e velocidades se dá pela Equação 10. Em que K_{ij} e C_{ij} são os coeficientes de rigidez e amortecimento respectivamente. Ao rearranjar

essa equação têm-se as equações 11 e 12, o sinal negativo indica que a força atua no rotor. Os termos K_{xx} e K_{yy} são denominados como rigidez principal horizontal e vertical, sendo definidos pelas equações 13 e 14, respectivamente. Eles são responsáveis pela força de restauração da posição do rotor, ou seja, caso o rotor se desloque uma distância Δx na direção horizontal, o filme de óleo produzirá uma força de magnitude $K_{xx} \cdot \Delta x$ no sentido contrário. A mesma analogia se aplica para a direção vertical.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$F_x = -(K_{xx}\Delta x + K_{xy}\Delta y + C_{xx}\Delta \dot{x} + C_{xy}\Delta \dot{y}) \quad (11)$$

$$F_y = -(K_{yy}\Delta y + K_{yx}\Delta x + C_{yy}\Delta \dot{y} + C_{yx}\Delta \dot{x}) \quad (12)$$

$$K_{xx} = \Delta F_x / \Delta x \quad (13)$$

$$K_{yy} = \Delta F_y / \Delta y \quad (14)$$

Os termos C_{xx} e C_{yy} são denominados como amortecimento principal horizontal e vertical, sendo definidos pelas equações 15 e 16, respectivamente. Devido ao movimento do rotor, esses coeficientes geram uma força tangencial à órbita do eixo que por sua vez faz com que a translação do rotor seja desacelerada. Em muitos casos esse amortecimento é a única fonte amortecimento do sistema, logo ele é de suma importância para a estabilidade da máquina (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005). Como exemplo de outras fontes de amortecimento pode-se citar o *squeeze film damper*, isto é, um filme de óleo que envolve a caixa de mancal de um rotor (HAN, Z.; DING, Q.; ZHANG, W., 2019).

$$C_{xx} = \Delta F_x / \Delta \dot{x} \quad (15)$$

$$C_{yy} = \Delta F_y / \Delta \dot{y} \quad (16)$$

Os termos K_{xy} e K_{yx} são denominados como as rigidezes cruzadas, sendo definidos pelas equações 17 e 18, respectivamente. Para explicar esses termos considera-se a aplicação de uma força vertical no rotor, assim o termo K_{yx} , fará com que surja uma força horizontal. Desse modo, ao invés de gerar forças que estabilizam a translação do rotor, esses termos fazem com que ela seja amplificada. Devido a essa característica, os mancais sapata pivotante são amplamente utilizados por possuírem o termo de rigidez cruzada muito pequeno.

$$K_{xy} = \Delta F_x / \Delta y \quad (17)$$

$$K_{yx} = \Delta F_y / \Delta x \quad (18)$$

A Figura 38 exemplifica o efeito de cada um dos termos previamente citados no movimento do rotor.

Figura 38 – Forças dinâmicas num mancal hidrodinâmico

Fonte: Adaptado de HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. (2005).

Ademais, a norma API 617 7ª edição menciona que as rigidezes de suporte, isto é, rigidez da fundação em que a máquina está instalada, base metálica de montagem dos equipamentos, pedestais da máquina rotativa e suas caixas de mancal pode ser desconsiderada na análise dinâmica do rotor se ela for 3,5 vezes superior às rigidezes dos mancais.

Figura 39 – Volume de controle para a resolução da equação de Reynolds

Fonte: Adaptado de HAMROCK, B.J.; SCHIMID, S.R.; JACOBSON, B.O. (2004).

A primeira etapa da modelagem de um mancal é a modelagem da pressão hidrodinâmica a qual se dá pela resolução da equação de Reynolds (Equação 19 e Figura 39). O lado esquerdo da equação indica os perfis de pressão do mancal na direção ao longo do arco da superfície interna do mancal (x) e na direção axial (z). O lado direito representa o cisalhamento do fluido devido à velocidade em que o eixo gira. Caso não haja movimento relativo entre as partes ($U=0$) nem uma cunha convergente ($\partial h/\partial x=0$), o lado direito da equação se torna nulo e não há formação de uma força de sustentação do eixo (LINJAMAA et Al, 2018).

O *RotorLab* considera como hipóteses nessa etapa da simulação que a razão entre a folga do mancal e seu diâmetro é inferior a 10^{-3} , assim a pressão do filme de óleo lubrificante na direção radial pode ser considerada constante. Quanto às direções circunferenciais (x) e axiais (z), o programa calcula as suas respectivas distribuições de pressões resolvendo a equação de Reynolds por elementos finitos. O termo $\dot{q}_x$ representa a vazão de fluido lubrificante e os termos w_a e u_a são as componentes vertical e horizontal da velocidade respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (19)$$

A etapa seguinte é a modelagem do perfil de temperatura, pois ela gera uma mudança na viscosidade do fluido lubrificante que por sua vez altera o perfil de pressão e outras características do mancal previamente discutidas. Ela se dá pela resolução da Equação 20 (equação da energia), a qual foi simplificada admitindo uma espessura de filme pequena. O segundo termo do lado direito da equação se refere à dissipação de calor através do cisalhamento do fluido lubrificante, o primeiro termo do lado direito da equação se refere à transferência de calor por condução entre o fluido lubrificante e as partes sólidas em contato com ele e, o termo da esquerda da Equação 20 se refere à transferência de calor por convecção no próprio fluido lubrificante. Ademais, a variação de temperatura na direção axial é considerada desprezível, logo o termo $\frac{\partial T}{\partial z}$ pode ser considerado nulo e a Equação 20 torna-se bidimensional. A resolução dessa etapa também é dada por aplicação da técnica de elementos finitos.

Assim, como a variação de temperatura altera a viscosidade do fluido, que por sua vez altera os perfis de pressão, realiza-se um processo iterativo com a equação de

Reynolds até que haja convergência dos resultados (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

$$\begin{aligned} \rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \\ + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (20)$$

A terceira etapa da modelagem dos mancais leva em conta as deformações das sapatas, pivôs, eixo e caixa de mancais, pois elas alteram a geometria do mancal que por sua vez alteram as características dinâmicas do mesmo. Elas se dividem entre deformação elástica (devido à presença de cargas nos mancais) e térmicas (devido à dilatação térmica) e geralmente são modeladas aplicando-se a técnica de elementos finitos (KIM, S.; PALAZZOLO, A.B, 2017).

O RotorLab utiliza o princípio do trabalho virtual resolvendo-o utilizando técnicas de elementos finitos. As deformações são consideradas apenas nas direções circunferenciais e radiais. Como essas deformações influenciam os resultados das equações anteriores, o processo de iteração é refeito até que haja convergência (HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M., 2005).

A turbulência é outro fator de destaque na modelagem dos mancais. Quando o fluido lubrificante está em regime laminar, ele se movimenta por deslocamento de camadas de forma ordenada, enquanto que no regime turbulento, o fluido possui movimento irregular, gerando assim flutuações da pressão e velocidade do mesmo. Desse modo, um regime turbulento apresenta maiores temperaturas de filme de óleo lubrificante e maiores perdas de energia (OKABE, E.P., 2017).

Por fim, os coeficientes dinâmicos dos mancais podem ser calculados perturbando a posição de equilíbrio do mancal quando em regime permanente, isto é, após calcular a força de sustentação do eixo e sua posição, ele é deslocado em uma pequena distância em relação ao ponto de equilíbrio, assim a força de sustentação é novamente calculada e os coeficientes de rigidez e amortecimento são obtidos pelas equações de 13 a 18.

No que diz respeito à modelagem de um rotor, segundo Vance et Al (2010) e Li et Al (2017), ela normalmente se dá pela técnica de elementos finitos em que os mesmos são modelados por elementos de viga (Figura 40), com dois ou três nós por elemento, sendo o de dois nós o mais comum. Cada nó possui quatro graus de liberdade que permite que as deflexões sejam simuladas em dois planos, o vertical e o horizontal. Aplicando as formulações da técnica de elementos finitos, geram-se as matrizes de rigidez, amortecimento e inércia de cada elemento. A Figura 41 exemplifica esse processo e a Tabela 1 apresenta as suas grandezas. Quanto aos impelidores, eles são modelados como discos que adicionam inércia diretamente ao eixo. Por fim, os coeficientes dos mancais previamente apresentados são adicionados ao modelo do rotor, as equações diferenciais são resolvidas e os deslocamentos do modelo calculados. Essa técnica também é utilizada pelo programa RotorLab.

Figura 40 – Rotor modelado segundo a técnica de elementos finitos

Fonte: VANCE et Al (2010).

Figura 41 – Elemento de viga

Fonte: Adaptado de VANCE et Al (2010).

Tabela 1 – Grandezas de um elemento de viga

Símbolo	Descrição
L	Comprimento do elemento
A	Área da seção transversal
I	Momento de inércia de área
P	Massa específica
E	Módulo de elasticidade
G	Módulo de cisalhamento
m	Massa do elemento
P	Momento de inércia polar
T	Momento de inércia transversal
x	Deslocamento ao longo do eixo x
y	Deslocamento ao longo do eixo x
ax	Rotação em relação ao eixo x
ay	Rotação em relação ao eixo y

Fonte: Adaptado de VANCE et Al, 2010.

Assim, com os modelos do rotor e mancais elaborados, pode-se seguir com a análise lateral do rotor segundo a norma API 617 7ª edição. Nessa análise, pede-se que o

fabricante simule as rotações críticas do rotor, a resposta ao desbalanceamento, entre outros. A resposta ao desbalanceamento consiste em posicionar massas em pontos do rotor de modo a produzir deslocamentos radiais em todo o rotor (inclusive nos sensores de vibração dos mancais). Esses deslocamentos são multiplicados por fatores de correção e não podem ultrapassar 75% da folga diametral entre a parte rotora e estatora. Desse modo, para o presente trabalho, a resposta ao desbalanceamento será utilizada, pois com ela será possível simular casos diferentes de desbalanceamento com as respectivas respostas nos sensores de vibração de modo a alimentar o algoritmo do método Mahalanobis-Taguchi conforme será apresentado nos próximos tópicos.

2.7 TRABALHO VIRTUAL NO ROTOR (*THE VIRTUAL WORK ΔW OF THE FORCES ACTING ON THE SHAFT*)

Com o objetivo de realizar um comparativo entre o MTS e um outro método de abordagem clássica, escolheu-se o método do trabalho virtual aplicando-o aos deslocamentos do rotor medidos nos mancais conforme Lalanne e Ferraris (1998).

Para aplicar esse método foi necessário considerar as seguintes hipóteses:

- As rigidezes e amortecimentos dos mancais são conhecidos;
- A influência da flexão do rotor é desprezível;
- Devido ao fato de os mancais serem do tipo sapatas pivotantes, os termos cruzados das rigidezes e amortecimentos são desprezíveis e as rigidezes principais são simétricas ($K_{yy} = K_{xx}$). Além disso, a contribuição da parcela da energia cinética pode ser desconsiderada quando comparada à energia potencial.

Desse modo, o trabalho virtual (∂W) pode ser escrito conforme a Equação 21.

$$\begin{aligned} dW = & -K_{xx}xdx - K_{xy}ydx - K_{yy}ydy - K_{yx}xdy \\ & -C_{xx}\dot{x}dx - C_{xy}\dot{y}dx - C_{yy}dy - C_{yx}\dot{x}dy \end{aligned} \quad (21)$$

Aplicando as hipóteses supracitadas, a Equação 21 pode ser simplificada (Equação 22)

$$dW = -K_{xx}xdx - K_{yy}ydy \quad (22)$$

Além disso, o eixo principal da órbita do rotor é dado pela Equação 23

$$\left(\frac{d_{max}}{2}\right)^2 = x^2 + y^2 \quad (23)$$

Como $K_{yy} = K_{xx} = K$, os deslocamentos x e y tendem a ser semelhantes. Logo a Equação 23 pode ser simplificada (Equação 24)

$$\left(\frac{d_{max}}{2}\right)^2 = 2x^2 \quad (24)$$

Logo, o trabalho virtual nos mancais pode ser definido conforme a Equação 25.

$$\frac{W}{K} = -\frac{d_{max}^2}{2} \quad (25)$$

2.8 CONFIABILIDADE – DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

Segundo Lewis (1994), confiabilidade é definida como a probabilidade que um sistema irá desempenhar a sua função por um determinado tempo e condições de operação. Assim, o conceito de confiabilidade foi aplicado como a probabilidade de que o mancal apresente um deslocamento lateral com uma magnitude específica (eixo principal da órbita do rotor) durante a operação do compressor numa dada rotação.

Desse modo, coletar dados em bancada de testes, protótipos ou de aplicações em campo e realizar análises estatísticas desses dados são fundamentais para aplicar modelos de confiabilidade. Dentre as várias distribuições existentes, será apresentada a distribuição de Weibull, pois esta apresentou melhor aderência aos dados experimentais quando comparada às distribuições normal, lognormal, exponencial, exponencial de dois parâmetros, Weibull de três parâmetros, menor valor extremo, maior valor extremo, gama, logística e loglogística.

A distribuição de Weibull é definida pelas equações 26 a 29 apresentadas abaixo. Na Equação 26, o termo $F(x)$ representa a função de distribuição acumulada, θ o parâmetro escala e m o parâmetro de forma. Na Equação 27, $f(x)$ representa a função densidade de probabilidade. Na equação 28 está apresentada a média, μ . Enquanto que a variância (σ) é definida pela Equação 29 (LEWIS, 1994).

A Figura 42 exemplifica a distribuição de Weibull para diferentes parâmetros.

$$F(x) = 1 - \exp [-(x/\theta)^m] \quad (26)$$

$$f(x) = \frac{m}{\theta} \left(\frac{x}{\theta}\right)^{m-1} \exp \left[-\left(\frac{x}{\theta}\right)^m \right] \quad (27)$$

$$\mu = \theta * \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right) \quad (28)$$

$$\sigma^2 = \theta^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{m}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{m}\right) \right] \quad (29)$$

Figura 42 – Distribuição de Weibull para diferentes parâmetros

Fonte: Adaptado de Lewis (1994).

Segundo Kececioglu e Wang (1998), dentro de uma mesma amostra podem existir mais de uma subpopulação que seguem uma distribuição de Weibull específica. Para esses casos, as equações 30 e 31 se aplicam. Nelas o termo $f(x)$ é a função densidade de probabilidade da população como um todo, $f_1(x)$ e $f_2(x)$ são as funções densidade de probabilidade das subpopulações, enquanto que p e q são os respectivos pesos de cada subpopulação.

$$f(x) = p * f_1(x) + q * f_2(x) \quad (30)$$

$$p + q = 1 \quad (31)$$

2.9 MÉTODO MAHALANOBIS TAGUCHI

Segundo Souza, Melo e Michalski (2018), El-Banna (2017), Cudney (2015), Soylemezoglu et Al (2011), Xin e Chow (2013) e John (2014), o método Mahalanobis-Taguchi (MTS) vem sendo usado para diagnóstico em aplicações que possuem múltiplas variáveis para análise. Esse método cria dois tipos de grupos, os normais e

os não normais, usando a Distância Mahalanobis (MD). Na sequência, o número de variáveis é otimizado utilizando equações que envolvem matrizes ortogonais (OA) e *signal-to-noise ratios* (SN). Assim, um prognóstico pode ser feito para que a falha do sistema monitorado seja evitada ou prevista. Esse método pode ser realizado em quatro estágios conforme será apresentado na sequência.

Estágio 1: Construção do espaço Mahalanobis

Nesse estágio o grupo normal é criado para ser utilizado como referência de condição em que o equipamento deve operar. As variáveis de interesse são selecionadas e as amostras saudáveis de cada uma são coletadas. A seleção dessas variáveis nem sempre é uma tarefa trivial, logo pode-se selecionar uma grande quantidade de variáveis do equipamento durante a fase de implementação do método e na sequência otimizá-lo conforme será visto nos tópicos subsequentes. Na sequência são calculadas as médias de cada variável através da Equação 32, em que n é o número de amostras da i -ésima variável.

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{j=1}^n X_{ij}}{n} \quad (32)$$

Então calcula-se o desvio padrão (s_i) de cada variável através da Equação 33.

$$s_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{x}_i)^2}{n - 1}} \quad (33)$$

Normalizam-se as amostras de cada variável utilizando a Equação 34.

$$Z_{ij} = \frac{(X_{ij} - \bar{x}_i)}{s_i} \quad (34)$$

Calcula-se a transposta de Z_{ij} , isto é, a Z_{ij}^T .

Em seguida calcula-se a matriz de correlação C_{ij} , conforme Equação 35 e sua inversa, C^{-1}_{ij} . A matriz de correlação será uma matriz quadrada em que a sua ordem será o número de variáveis selecionadas para a construção do espaço Mahalanobis.

$$C_{ij} = \frac{\sum_{m=1}^n (Z_{im} Z_{jm})}{n - 1} \quad (35)$$

Para se calcular a MD, utiliza-se a Equação 36, em que k é o número de variáveis que foram selecionadas, ou seja, cada amostra do conjunto variáveis possuirá a sua respectiva MD.

$$MD_j = \frac{1}{k} Z_{ij}^T C_{ij}^{-1} Z_{ij} \quad (36)$$

Estágio 2: Validação da *measurement scale*

Nessa etapa é necessário identificar amostras não saudáveis das variáveis selecionadas de modo a calcular a Distância Mahalanobis anormal (MD_A). As amostras não saudáveis são normalizadas utilizando a média e desvio padrão de sua respectiva variável saudável. A matriz de correlação é a mesma utilizada na construção do espaço Mahalanobis, isto é, a matriz com os dados saudáveis.

Logo, a MD_A é calculada utilizando novamente a Equação 36, porém com as matrizes Z_{ij} , e Z_{ij}^T compostas por valores não saudáveis. Caso os valores da MD_A sejam maiores aos obtidos na MD, indica-se que as variáveis selecionadas para a construção do MD estão corretas. Caso não haja diferenciação, deve-se escolher um novo grupo de variáveis para a construção do espaço Mahalanobis.

Estágio 3: Otimização

Para otimizar o número de variáveis, é necessário construir uma OA de dois níveis, isto é, as variáveis serão colocadas em uma linha e terão dois níveis em sua respectiva coluna. O Nível 1 indica a presença na construção do espaço Mahalanobis e, nível 2 indica a ausência da mesma, ou seja, é preciso recalculer o conjunto de valores da MD_A com e sem a utilização da variável.

Na sequência, calcula-se a *signal-to-noise ratio* (η) apresentada na Equação 37. O parâmetro t é o número condições anormais e a MD_j , é a MD_A da j -ésima condição anormal.

$$\eta = -10 \log \left[\frac{1}{t} \sum_{j=1}^t \frac{1}{MD_j} \right] \quad (37)$$

Em seguida, calcula-se o ganho de η pela Equação 38. Se o ganho for positivo, a variável é mantida, se não, ela é descartada.

$$Ganho = \overline{SNratio}_{nível-1} - \overline{SNratio}_{nível-2} \quad (38)$$

Estágio 4: Diagnóstico

Com a otimização finalizada, o espaço Mahalanobis é reconstruído com apenas as variáveis que influenciam a MD. Na sequência, o processo de diagnóstico pode ser realizado, isto é, as variáveis otimizadas serão monitoradas e gerarão uma MD com estado de máquina saudável. À medida em que os valores da MD aumentam, gerar-se-á um indicativo de que o equipamento está se degradando. A Figura 43 apresenta um resumo dos quatro estágios previamente apresentados.

Figura 43 – Processo do MTS

Fonte: Adaptado de CUDNEY et al (2015).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O método MTS é aplicado com o objetivo de diagnosticar defeitos em compressores centrífugos. O desbalanceamento foi o defeito escolhido para a verificação de tal método por se tratar do defeito mais comum encontrado em máquina rotativas segundo Bently e Hatch (2002).

Conforme descrito no item 2.9 – estágio 1, para a construção do espaço Mahalanobis é preciso ter uma amostra de dados saudáveis, logo foi selecionada uma máquina aprovada no *Mechanical Running Test* (MRT) da norma API 617 7ª edição para fornecer os dados para essa fase do método.

Para desenvolver o estágio 2, isto é, colher dados não saudáveis, essa máquina foi modelada utilizando o programa RotorLab desenvolvida pelo *Rotating Machine and Controls Laboratory* (ROMAC) da Universidade da Virgínia, Estados Unidos da América. Segundo Walker (2013), trata-se de um programa consolidado nessa especificidade. As simulações abrangeram casos semelhantes ao desbalanceamento residual e desbalanceamentos de maiores intensidades de modo a validar o espaço Mahalanobis. A opção em utilizar dados simulados se deu também por não ser possível inserir defeitos em uma máquina instalada em campo.

Por fim, de posse dos dados da máquina desbalanceada, foram aplicados os estágios 3 e 4 do item 2.9, isto é, a otimização e diagnóstico, respectivamente, os quais levaram a uma identificação desse defeito. A Figura 44 resume o passo a passo do método aplicado e o detalhamento do mesmo se dará na sequência.

Figura 44 – Visão geral do método

Fonte: Autor (2019).

3.1 ESTÁGIO 1: CONSTRUÇÃO DO MAHALANOBIS SPACE

Conforme descrito previamente, a construção do espaço Mahalanobis necessita de uma amostra saudável de dados. Desse modo, um compressor centrífugo aprovado no MRT foi selecionado para tal. O MRT é realizado em uma bancada de testes em que o gás fornecido ao compressor centrífugo possui uma baixa pressão de sucção. O compressor é acelerado em degraus de 10% em 10% da rotação até que se atinja a velocidade máxima de operação contínua (MCOS), que é a máxima rotação que a máquina pode operar em regime contínuo. Ao atingir esse patamar, a máquina é mantida nessas condições até que as temperaturas e vibrações nos mancais se estabilizem. Em seguida, ela é acelerada até a velocidade de desligamento automático permanecendo nessa condição por quinze minutos. Por fim, ela é desacelerada até a MCOS e permanece nessa rotação por quatro horas. Durante todo o teste, dados de vibração, ângulo de fase e temperatura dos mancais são coletados e precisam atender as especificações da norma para que a máquina seja aceita (API 617 7ª edição).

A medição de vibração radial é feita através de dois sensores, defasados em 90°, em cada mancal do compressor, isto é, dois do lado acoplado (LA - Figura 45) e dois do lado oposto ao acoplado (LOA - Figura 46) que medem o deslocamento radial do eixo.

Além deles, um terceiro sensor, instalado conforme a conveniência do arranjo físico da máquina, mede o ângulo de fase desses deslocamentos. Com essas três medições é possível obter a órbita do rotor, a qual está apresentada na Figura 47, ou seja, ela é composta pelos sinais dos sensores de vibração previamente citados e suas fases.

Os dados de vibração para a construção do espaço Mahalanobis foram os coletados durante as quatro horas do MRT (Figura 48). Eles passaram por compensação de *runout*, isto é, uma remoção do ruído do sinal. E, em seguida o sinal de vibração síncrona (1X) foi filtrado (considerado apenas a amplitude de vibração correspondente a frequência de rotação da máquina), pois o desbalanceamento é caracterizado por uma elevada vibração nessa frequência. Por fim, foram utilizados os eixos principais das órbitas de cada mancal para que o ângulo de fase pudesse ser desconsiderado, ou seja, o espaço Mahalanobis foi construído utilizando duas variáveis, os eixos principais das órbitas LA e LOA.

Figura 45 – Sensores de vibração LA

Fonte: Autor (2019).

Figura 46 – Sensores de vibração LOA

Fonte: Autor (2019).

Figura 47 – Órbita do rotor

Fonte: Adaptado de VANCE et Al (2010).

Figura 48 – Coleta de dados de um sensor de vibração

Fonte: Autor (2019).

3.2 ESTÁGIO 2: VALIDAÇÃO DA MEASUREMENT SCALE

Nessa etapa é preciso que se tenham dados de uma máquina com um defeito, no caso em questão seria uma desbalanceada. Desse modo, o compressor foi modelado utilizando o programa RotorLab. A validação do modelo se deu pela reprodução, por parte do autor, da análise lateral desenvolvida pelo fabricante conforme a norma API 617 7ª edição. Um extrato da resposta ao desbalanceamento mancal LOA fornecida pelo fabricante está apresentado na Figura 49, enquanto que a resposta ao desbalanceamento mancal LA encontra-se na Figura 51. Essas figuras apresentam diversos resultados de desbalanceamento tanto simulados, quanto de testes. Porém, a curva de referência em destaque é a simulação do caso de desbalanceamento de 1.100 g.mm no acoplamento.

Comparando as Figura 49 e Figura 50 pode-se verificar a equivalência entre os dados fornecidos pelo fabricante e o reproduzido pelo autor. A mesma análise pode ser feita ao se comparar as Figura 51 e Figura 52, isto é, o um extrato da resposta ao desbalanceamento mancal LA e a reprodução do mesmo pelo autor, respectivamente.

Assim, foi possível afirmar que o modelo foi validado por ser capaz de reproduzir o previsto pelo fabricante tanto no mancal LA quanto LOA.

Figura 49 – Resposta ao desbalanceamento do fabricante – mancal LOA

Fonte: Autor (2019).

Figura 50 – Reprodução da resposta ao desbalanceamento – mancal LOA

Fonte: Autor (2019).

Figura 51 - Resposta ao desbalanceamento do fabricante – mancal LA

Fonte: Autor (2019).

Figura 52 - Reprodução da resposta ao desbalanceamento – mancal LA

Fonte: Autor (2019).

Na sequência foram simulados doze casos de desbalanceamento. Os três primeiros pontos seguiram o parágrafo 2.6.4 da norma API 617 7ª edição conforme segue:

- 550 g.mm de desbalanceamento posicionado no meio do rotor;
- Dois pontos de desbalanceamentos de 275 g.mm posicionados 180° um em relação ao outro (fora de fase) nos locais de maior deslocamento do rotor;
- 1100 g.mm no acoplamento.

Outro ponto foi a simulação dos mesmos 1100 g.mm, porém no colar de escora. As demais simulações foram de 1500 g.mm no acoplamento e colar de escora e 1900

g.mm no acoplamento e colar de escora. Para os casos de 1100 g.mm e 1500 g.mm, ainda foram simulados casos com aumento da temperatura de óleo lubrificante fornecidos aos mancais de 50°C para 60°C. Essa última ação visou simular uma falha no sistema de resfriamento de óleo lubrificante e seu impacto no comportamento dinâmico do compressor.

A variação da temperatura de óleo lubrificante não foi simulada para os casos de 1900 g.mm, pois os valores de vibração se encontraram acima dos limites de alarme (40 μ m) do compressor mesmo com o óleo a 50°C. Desse modo, com o óleo a 60°C, os valores de vibração seriam ainda maiores e o próprio alarme do sistema de monitoramento de vibração indicaria um mau funcionamento (os valores de alarme e parada automática da máquina são 40 microns e 60 microns, respectivamente). A Tabela 2 resume os casos simulados e as vibrações (deslocamentos) do eixo principal das órbitas encontradas em cada mancal.

Tabela 2 – Simulações de desbalanceamento

Simulação	Desbalanceamento	Temperatura óleo lub.	Posição	Vibração eixo principal
1	550 g.mm	50°C	Meio do rotor	2,4 µm LA 2,3 µm LOA
2	2 x 275 g.mm	50°C	180° fora de fase	1,9 µm LA 8,4 µm LOA
3	1100 g.mm	50°C	Acoplamento	26,1 µm LA 3,5 µm LOA
4	1100 g.mm	50°C	Colar de escora	3,1 µm LA 25 µm LOA
5	1100 g.mm	60°C	Acoplamento	38,6 µm LA 6,6 µm LOA
6	1100 g.mm	60°C	Colar de escora	6,2 µm LA 36,7 µm LOA
7	1500 g.mm	50°C	Acoplamento	31,4 µm LA 3,5 µm LOA
8	1500 g.mm	50°C	Colar de escora	4,3 µm LA 34,3 µm LOA
9	1500 g.mm	60°C	Acoplamento	47,9 µm LA 6,7 µm LOA
10	1500 g.mm	60°C	Colar de escora	8,5 µm LA 51,1 µm LOA
11	1900 g.mm	50°C	Acoplamento	39,8 µm LA 4,4 µm LOA
12	1900 g.mm	50°C	Colar de escora	5,4 µm LA 43,5 µm LOA

Fonte: Autor

Como o MTS necessita de uma amostra de dados não saudáveis e os resultados das simulações de desbalanceamento são resultados singulares, foi necessário gerar uma

amostra de valores de vibração da máquina desbalanceada para cada caso simulado no RotorLab.

Para gerar essas amostras de valores de vibração, o programa Minitab 18 foi utilizado para identificar qual distribuição de probabilidade as amostras dos valores de deslocamento dos eixos principais das órbitas dos mancais LA e LOA seguiram durante as quatro horas do MRT, isto é, dados da máquina real. Após diversos testes de aderência entre as distribuições normal, lognormal, exponencial, exponencial de dois parâmetros, Weibull, Weibull de três parâmetros, menor valor extremo, maior valor extremo, gama, logística e loglogística, foi identificado que a distribuição de Weibull foi a que obteve a melhor aderência a essa amostra.

De posse da distribuição de probabilidade da amostra real, as equações 28 e 29 (reproduzidas abaixo) foram resolvidas utilizando como o valor da variância (σ) a variância dos dados experimentais e como o valor da média (μ), os resultados simulados dos deslocamentos dos eixos principais da órbita do rotor de cada caso de desbalanceamento. Desse modo, a variável θ foi isolada na Equação 28 e substituída na Equação 29. Na sequência, os valores de m foram calculados iterativamente até que a diferença entre o valor de σ calculado e σ da amostra real fosse menor que 1%. Assim, os novos parâmetros m e θ foram obtidos para cada caso de desbalanceamento.

$$\mu = \theta * \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right) \quad (28)$$

$$\sigma^2 = \theta^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{m}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{m}\right) \right] \quad (29)$$

Por fim, foi possível gerar uma amostra de valores de deslocamento dos eixos principais das órbitas dos mancais do rotor para cada caso simulado utilizando a função de distribuição acumulada para a distribuição de Weibull (Equação 26 repetida abaixo) com os parâmetros m e θ calculados, considerando x os valores de deslocamento que se deseja obter e atribuindo a $F(x)$ valores aleatórios entre 0 e 1. Os valores aleatórios foram obtidos utilizando a função ALEATÓRIO no programa Microsoft Excel.

$$F(x) = 1 - \exp \left[-(x/\theta)^m \right] \quad (26)$$

3.3 ESTÁGIO 3: OTIMIZAÇÃO

A otimização foi aplicada conforme o item 2.9 e seus resultados serão apresentados no próximo capítulo.

3.4 ESTÁGIO 4: DIAGNÓSTICO

O diagnóstico foi aplicado conforme item 2.9 e seus resultados serão apresentados no próximo capítulo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CÁLCULO DO ESPAÇO MAHALANOBIS

Conforme descrito no item 3.1, o cálculo do espaço Mahalanobis para uma condição normal de operação foi obtido aplicando-se as equações 32 a 36 utilizando dados de uma máquina saudável. Os valores da MD estão apresentados na Tabela 3 e seu histograma na Figura 53.

Tabela 3 – Valores calculados da MD – dados de teste

	MD
Menor valor	0,3
Maior valor	10,5
Média	1,0
Desvio padrão	1,62

Fonte: Autor

Figura 53 – Histograma dos valores da MD – dados de teste

Fonte: Autor (2019).

4.2 IDENTIFICAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DOS VALORES DE VIBRAÇÃO DO EIXO PRINCIPAL DAS ÓRBITAS DO ROTOR DURANTE O MRT E VALIDAÇÃO DO *MEASUREMENT SCALE*

Como mencionado anteriormente, as amplitudes de vibração simuladas no programa RotorLab geram valores distintos, mas o MTS necessita de uma amostra das mesmas. Logo, foram aplicadas ferramentas estatísticas para gerar tais amostras conforme será visto na sequência.

Os histogramas dos dados de vibração dos mancais LA e LOA estão apresentados nas Figura 54 e Figura 55, respectivamente. O LA apresentou média de 11,02 microns e desvio padrão de 0,4791 microns, enquanto que o LOA apresentou média de 5,36 microns e desvio padrão de 0,2806 microns.

Figura 54 – Histograma das vibrações dos eixos principais das órbitas LA

Fonte: Autor (2019).

Figura 55 – Histograma das vibrações dos eixos principais das órbitas LOA

Fonte: Autor (2019).

O programa Minitab 18 foi utilizado para identificar qual a distribuição estatística que melhor se adequa aos dados de vibração coletados no teste da máquina real. As distribuições testadas foram: normal, lognormal, exponencial, exponencial de dois parâmetros, Weibull, Weibull de três parâmetros, menor valor extremo, maior valor extremo, gama, logística e loglogística. O programa utiliza estimativas de parâmetros de máxima verossimilhança para construir a linha central do gráfico de probabilidade e duas linhas, uma acima e outra abaixo, para indicar os limites de confiança do dado teste de probabilidade. Na sequência é realizado o teste do valor-P, o qual deve ser maior que 0,05 para que a amostra seja aderente à distribuição testada, e teste de qualidade de ajuste de Anderson-Darling (AD), o qual deve ter os menores valores possíveis.

Todavia, nenhuma amostra obteve valor-P superior a 0,05 para todos os testes estatísticos realizados pelo Minitab 18. Isso pode ser explicado pelo fato de que a amostra de dados é concentrada em torno de um ponto, assim qualquer oscilação nos valores de seus pontos gera uma não aderência à distribuição testada, logo o valor-P se torna pequeno. Desse modo, foi selecionada a distribuição estatística que apresentou maior valor-P entre as demais, isto é, a distribuição de Weibull.

Com os parâmetros da distribuição dos dados reais em mãos, novos parâmetros m e θ (equações 28 e 29) foram calculados usando a mesma variância (σ) dos dados

experimentais, porém para os valores das médias (μ), foram utilizados os valores dos deslocamentos do eixo principal da órbita do rotor simulados no RotorLab. Para criar a nova amostra, o termo x foi isolado na Equação 26 e foram gerados valores aleatórios de 0 a 1 para função densidade de probabilidade, $F(x)$. Os valores aleatórios foram obtidos utilizando a função ALEATÓRIO no programa Microsoft Excel.

Os dados oriundos do mancal LA seguiram uma distribuição de Weibull mista sendo que a amostra contendo 13,8% dos pontos apresentou os seguintes parâmetros: valor- $P < 0,01$; valor $AD = 1,85$; $m = 49,32$; $\theta = 10,04$ e $\sigma^2 = 0,0647$. Assim, o gráfico de probabilidade da mesma encontra-se representado na Figura 56.

Figura 56 – Distribuição das vibrações do eixo principal da órbita – LA – primeira subpopulação

Fonte: Autor (2019).

A segunda subpopulação do mancal LA, a qual representa 86,2% da amostra, apresentou os seguintes parâmetros: valor- $P < 0,01$; valor $AD = 4,83$; $m = 81,3$; $\theta = 11,27$ e $\sigma^2 = 0,0306$. Assim, o gráfico de probabilidade da mesma encontra-se representado na Figura 57.

Figura 57 – Distribuição das vibrações do eixo principal da órbita – LA – segunda subpopulação

Fonte: Autor (2019).

Quanto ao mancal LOA, foi identificado que os dados seguiram uma distribuição de Weibull mista em que foram identificadas três subpopulações. A primeira, representando 45,9% dos pontos, possui os seguintes parâmetros: valor- $P < 0,01$; valor $AD = 29,151$; $m = 1770$; $\theta = 5,16$ e $\sigma^2 = 1,39E-5$. Ela encontra-se representada na Figura 58.

Figura 58 – Distribuição das vibrações do eixo principal da órbita – LOA – primeira subpopulação

Fonte: Autor (2019).

A segunda subpopulação, representando 35,5% dos pontos, possui os seguintes parâmetros: valor- $P < 0,010$; valor $AD = 30,402$; $m = 121,6$; $\theta = 5,41$ e $\sigma^2 = 3,19E-3$. Ela encontra-se representada na Figura 59.

Figura 59 – Distribuição das vibrações do eixo principal da órbita – LOA – segunda subpopulação

Fonte: Autor (2019).

A terceira subpopulação, representando 18,6% dos pontos, possui os seguintes parâmetros: valor- $P < 0,01$; valor $AD = 3,08$; $m = 26,2$; $\theta = 5,97$ e $\sigma^2 = 77,7E-3$. Ela encontra-se representada na Figura 60.

Figura 60 – Distribuição das vibrações do eixo principal da órbita – LOA – terceira subpopulação

Fonte: Autor (2019).

Os novos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 das distribuições geradas para cada caso de desbalanceamento para o mancal LA estão apresentados na Tabela 4. A primeira coluna descreve cada caso simulado; a segunda coluna apresenta os valores dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 para a primeira subpopulação da distribuição gerada; a terceira coluna apresenta a diferença percentual entre a variância da amostra gerada da primeira subpopulação em relação à variância da amostra dos dados reais da primeira subpopulação; a quarta coluna apresenta os valores dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 para a segunda subpopulação da distribuição gerada e; a quinta coluna

apresenta a diferença percentual entre a variância da amostra gerada da segunda subpopulação em relação à variância da amostra dos dados reais da segunda subpopulação.

A Tabela 5 apresenta parâmetros das distribuições geradas para o mancal LOA. A primeira coluna descreve cada caso simulado; a segunda coluna apresenta os valores dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 para a primeira subpopulação da distribuição gerada; a terceira coluna apresenta a diferença percentual entre a variância da amostra gerada da primeira subpopulação em relação à variância da amostra dos dados reais da primeira subpopulação; a quarta coluna apresenta os valores dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 para a segunda subpopulação da distribuição gerada; a quinta coluna representa a diferença percentual entre a variância da amostra gerada da segunda subpopulação em relação à variância da amostra dos dados reais da segunda subpopulação; a sexta coluna apresenta os valores dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 para a terceira subpopulação da distribuição gerada e; a sétima coluna apresenta a diferença percentual entre a variância da amostra gerada da terceira subpopulação em relação à variância da amostra dos dados reais da terceira subpopulação.

Assim, todas as diferenças percentuais entre a variância da amostra gerada em relação à variância de sua respectiva subpopulação tiveram valores inferiores a 1%, validando o critério de convergência do cálculo dos parâmetros m , Θ , μ e σ^2 das amostras geradas conforme descrito no item 3.2.

Tabela 4 – Parâmetros gerados para cada caso de desbalanceamento LA (continua)

Caso	Parâmetros – 1^a subpop.	Diferença entre variâncias	Parâmetros – 2^a subpop.	Diferença entre variâncias
1 (550 g.mm meio do rotor)	$m = 11,4$ $\Theta = 2,5094$ $\mu = 2,4$ $\sigma^2 = 0,0651$	0,27%	$m = 16,8$ $\Theta = 2,4769$ $\mu = 2,4$ $\sigma^2 = 0,031$	0,6%
2 (2x275 g.mm 180° fora de fase)	$m = 8,7$ $\Theta = 2,0078$ $\mu = 1,9$ $\sigma^2 = 0,0656$	0,6%	$m = 13,14$ $\Theta = 1,9762$ $\mu = 1,9$ $\sigma^2 = 0,0311$	0,8%
3 (1100 g.mm acoplamento @50°C)	$m = 129,9$ $\Theta = 26,19$ $\mu = 26,08$ $\sigma^2 = 0,0656$	0,6%	$m = 189,4$ $\Theta = 26,16$ $\mu = 26,08$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
4 (1100 g.mm escora @50°C)	$m = 14,8$ $\Theta = 3,2113$ $\mu = 3,1$ $\sigma^2 = 0,0656$	0,7%	$m = 21,8$ $\Theta = 3,1775$ $\mu = 3,1$ $\sigma^2 = 0,0310$	0,6%
5 (1100 g.mm acoplamento @60°C)	$m = 193,3$ $\Theta = 38,7145$ $\mu = 38,6$ $\sigma^2 = 0,0651$	0,3%	$m = 280,8$ $\Theta = 38,68$ $\mu = 38,6$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
6 (1100 g.mm escora @60°C)	$m = 30,5$ $\Theta = 6,3130$ $\mu = 6,2$ $\sigma^2 = 0,0650$	0,2%	$m = 44,5$ $\Theta = 6,2783$ $\mu = 6,2$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%

Fonte: Autor

Tabela 4 – Parâmetros gerados para cada caso de desbalanceamento LA (conclusão)

7	$m = 157,1$		$m = 228,3$	
(1500 g.mm acoplamento @50°C)	$\Theta = 31,5145$ $\mu = 31,4$ $\sigma^2 = 0,0651$	0,3%	$\Theta = 31,4790$ $\mu = 31,4$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
8	$m = 20,5$		$m = 29,9$	
(1500 g.mm escora @50°C)	$\Theta = 4,3119$ $\mu = 4,2$ $\sigma^2 = 0,0648$	0,07%	$\Theta = 4,2780$ $\mu = 4,2$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
9	$m = 240,1$		$m = 348,6$	
(1500 g.mm acoplamento @60°C)	$\Theta = 48,0146$ $\mu = 47,9$ $\sigma^2 = 0,0651$	0,3%	$\Theta = 47,9790$ $\mu = 47,9$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
10	$m = 42,1$		$m = 61,3$	
(1500 g.mm escora @60°C)	$\Theta = 8,6134$ $\mu = 8,5$ $\sigma^2 = 0,0648$	0,04%	$\Theta = 8,5786$ $\mu = 8,5$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
11	$m = 199,4$		$m = 289,5$	
(1900 g.mm acoplamento @50°C)	$\Theta = 39,9145$ $\mu = 39,8$ $\sigma^2 = 0,0650$	0,3%	$\Theta = 39,8791$ $\mu = 39,8$ $\sigma^2 = 0,0309$	0,5%
12	$m = 26,4$		$m = 38,6$	
(1900 g.mm escora @50°C)	$\Theta = 5,5130$ $\mu = 5,4$ $\sigma^2 = 0,0653$	0,5%	$\Theta = 5,4783$ $\mu = 5,4$ $\sigma^2 = 0,0310$	0,6%

Fonte: Autor

Tabela 5 – Parâmetros gerados para cada caso de desbalanceamento LOA (continua)

Caso	Parâmetros – 1ª subpop.	Diferença entre variâncias	Parâmetros – 2ª subpop.	Diferença entre variâncias	Parâmetros - 3ª subpop.	Diferença entre variâncias
1 (550 g.mm meio do rotor)	$m = 790$ $\Theta = 2,3016$ $\mu = 2,3$ $\sigma^2 = 1,39E-5$	0,2%	$m = 51,1$ $\Theta = 2,3254$ $\mu = 2,3$ $\sigma^2 = 3,24E-3$	0,8%	$m = 9,9$ $\Theta = 2,4187$ $\mu = 2,3$ $\sigma^2 = 78,1E-3$	0,2%
2 (2x275 g.mm 180° fora de fase)	$m = 2898$ $\Theta = 8,4017$ $\mu = 8,4$ $\sigma^2 = 1,38E-5$	0,5%	$m = 190$ $\Theta = 8,4254$ $\mu = 8,4$ $\sigma^2 = 3,19E-3$	0,05%	$m = 37,8$ $\Theta = 8,5244$ $\mu = 8,4$ $\sigma^2 = 78,3E-3$	0,4%
3 (1100 g.mm acoplamento @50°C)	$m = 1155$ $\Theta = 3,3518$ $\mu = 3,35$ $\sigma^2 = 1,38E-5$	0,5%	$m = 75,5$ $\Theta = 3,3752$ $\mu = 3,35$ $\sigma^2 = 3,18E-3$	0,15%	$m = 14,6$ $\Theta = 3,4717$ $\mu = 3,35$ $\sigma^2 = 78,6E-3$	0,6%
4 (1100 g.mm escora @50°C)	$m = 8580$ $\Theta = 25,0017$ $\mu = 25,0$ $\sigma^2 = 1,39E-5$	0,01%	$m = 570$ $\Theta = 25,0250$ $\mu = 25,0$ $\sigma^2 = 3,16E-3$	0,5%	$m = 114,0$ $\Theta = 25,1250$ $\mu = 25$ $\sigma^2 = 78,1E-3$	0,3%
5 (1100 g.mm acoplamento @60°C)	$m = 2270$ $\Theta = 6,6020$ $\mu = 6,6$ $\sigma^2 = 1,39E-6$	0,2%	$m = 149,5$ $\Theta = 6,6253$ $\mu = 6,6$ $\sigma^2 = 3,18E-3$	0,2%	$m = 29,7$ $\Theta = 6,7234$ $\mu = 6,6$ $\sigma^2 = 77,5E-3$	0,1%
6 (1100 g.mm escora @60°C)	$m = 12530$ $\Theta = 36,7017$ $\mu = 36,7$ $\sigma^2 = 1,41E-6$	0,5%	$m = 833$ $\Theta = 36,7254$ $\mu = 36,7$ $\sigma^2 = 3,19E-3$	0,001%	$m = 168$ $\Theta = 36,8250$ $\mu = 36,7$ $\sigma^2 = 77,8E-3$	0,1%

Fonte: Autor

Tabela 5 – Parâmetros gerados para cada caso de desbalanceamento LOA (conclusão)

7	$m = 1200$		$m = 78,5$		$m = 15,4$	
(1500 g.mm acoplamento @50°C)	$\Theta = 3,5017$ $\mu = 3,5$ $\sigma^2 = 1,40E-6$	0,06%	$\Theta = 3,5253$ $\mu = 3,5$ $\sigma^2 = 3,21E-3$	0,4%	$\Theta = 3,6215$ $\mu = 3,5$ $\sigma^2 = 77,9E-3$	0,1%
8	$m = 11720$		$m = 775$		$m = 156,0$	
(1500 g.mm escora @50°C)	$\Theta = 34,3016$ $\mu = 34,3$ $\sigma^2 = 1,41E-6$	0,5%	$\Theta = 34,3260$ $\mu = 34,3$ $\sigma^2 = 3,22E-3$	0,4%	$\Theta = 34,4260$ $\mu = 34,3$ $\sigma^2 = 78,8E-3$	0,7%
9	$m = 2270$		$m = 149,5$		$m = 29,7$	
(1500 g.mm acoplamento @60°C)	$\Theta = 6,6016$ $\mu = 6,7$ $\sigma^2 = 1,39E-5$	0,2%	$\Theta = 6,6252$ $\mu = 6,7$ $\sigma^2 = 3,18E-3$	0,2%	$\Theta = 6,7234$ $\mu = 6,7$ $\sigma^2 = 77,5E-3$	0,1%
10	$m = 17430$		$m = 1155$		$m = 233,5$	
(1500 g.mm escora @60°C)	$\Theta = 51,1017$ $\mu = 51,1$ $\sigma^2 = 1,41E-5$	0,6%	$\Theta = 51,1260$ $\mu = 51,1$ $\sigma^2 = 3,22E-3$	0,10%	$\Theta = 51,2260$ $\mu = 51,1$ $\sigma^2 = 78,3E-3$	0,4%
11	$m = 1510$		$m = 99$		$m = 19,6$	
(1900 g.mm acoplamento @50°C)	$\Theta = 4,4016$ $\mu = 4,4$ $\sigma^2 = 1,39E-5$	0,02%	$\Theta = 4,4254$ $\mu = 4,4$ $\sigma^2 = 3,20E-3$	0,2%	$\Theta = 4,5220$ $\mu = 4,4$ $\sigma^2 = 77,3E-3$	0,2%
12	$m = 14910$		$m = 990$		$m = 200$	
(1900 g.mm escora @50°C)	$\Theta = 43,5016$ $\mu = 43,5$ $\sigma^2 = 1,40E-5$	0,1%	$\Theta = 43,5250$ $\mu = 43,5$ $\sigma^2 = 3,17E-3$	0,30%	$\Theta = 43,6250$ $\mu = 43,5$ $\sigma^2 = 77,3E-3$	0,2%

Fonte: Autor

Como os casos 1 e 2 geraram valores de vibração semelhantes aos encontrados na máquina testada, isto é, caso 1 gerou 2,4 μm no mancal LA e 2,3 μm no mancal LOA. E, o caso 2 gerou 1,9 μm no mancal LA e 8,4 μm no mancal LOA, foi realizada a construção do espaço Mahalanobis com as suas respectivas distribuições. Para o caso 1, os resultados encontram-se na Tabela 6 e seu histograma na Figura 61.

Na Tabela 7 estão apresentados os resultados para o caso 2 e, na Figura 62, o seu histograma. Ao analisar esses resultados, pode-se notar que esses dois casos de desbalanceamento produziram uma condição muito semelhante a de uma máquina saudável (Tabela 3), isto é, mesmo com um sistema de monitoramento de vibração, não seria possível detectar esse nível de desbalanceamento. Há histórico semelhante de defeitos semelhantes na indústria, ou seja, caso de um compressor que não apresentava vibração elevada, mas o seu desempenho termodinâmico estava aquém das especificações de projeto. Dessa forma, a máquina foi encaminhada para oficina e quando desmontada, notou-se que um de seus impelidores estava quebrado.

Tabela 6 – Valores calculados da MD – dados simulados caso 1 (550 g.mm no meio do rotor)

MD	
Menor valor	5,5 E-5
Maior valor	22,5
Média	0,997
Desvio padrão	1,87

Fonte: Autor

Figura 61 – Histograma da MD – caso 1 (550 g.mm no meio do rotor)

Fonte: Autor (2019).

Tabela 7 – Valores calculados do MD – dados simulados caso 2 (2 x 275 g.mm 180° fora de fase)

MD	
Menor valor	8,6 E-4
Maior valor	15,2
Média	0,997
Desvio padrão	1,77

Fonte: Autor

Figura 62 – Histograma da MD – caso 2 (2 x 275 g.mm 180° fora de fase)

Fonte: Autor (2019).

A validação do *Measurement scale* ocorreu através dos cálculos das MDAs para os diferentes casos de desbalanceamento. Os resultados do caso 3 (1100 g.mm no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 8 e seu histograma na Figura 63.

Tabela 8 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 3 (1100 g.mm acoplamento @ 50°C)

MD _A	
Menor valor	631,3
Maior valor	1.106,2
Média	941, 1
Desvio padrão	84,9

Fonte: Autor

Figura 63 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 3 (1100 g.mm acoplamento @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 4 (1100 g.mm no colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 9 e seu histograma na Figura 64.

Tabela 9 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 4 (1100 g.mm colar de escora @ 50°C)

	MD_A
Menor valor	4.326,6
Maior valor	4.769,7
Média	4.589,0
Desvio padrão	90,0

Fonte: Autor

Figura 64 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 4 (1100 g.mm colar de escora @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 5 (1100 g.mm no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 60°C) estão apresentados na Tabela 10 e seu histograma na Figura 65.

Tabela 10 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 5 (1100 g.mm acoplamento @ 60°C)

MD_A	
Menor valor	4.565,6
Maior valor	5.503,9
Média	5.159,2
Desvio padrão	181,2

Fonte: Autor

Figura 65 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 5 (1100 g.mm acoplamento @ 60°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 6 (1100 g.mm no colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 60°C) estão apresentados na Tabela 11 e seu histograma na Figura 66.

Tabela 11 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 6 (1100 g.mm colar de escora @ 60°C)

MD_A	
Menor valor	13.767,1
Maior valor	15.260,9
Média	14.811,0
Desvio padrão	298,1

Fonte: Autor

Figura 66 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 6 (1100 g.mm colar de escora @ 60°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 7 (1500 g.mm no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 12 e seu histograma na Figura 67.

Tabela 12 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 7 (1500 g.mm acoplamento @ 50°C)

MD_A	
Menor valor	1.667,3
Maior valor	2.224,9
Média	1.959,5
Desvio padrão	110,1

Fonte: Autor

Figura 67 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 7 (1500 g.mm acoplamento @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 8 (1500 g.mm no colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 13 e seu histograma na Figura 68.

Tabela 13 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 8 (1500 g.mm colar de escora @ 50°C)

MD_A	
Menor valor	10.886,1
Maior valor	12.175,0
Média	11.663,1
Desvio padrão	289,6

Fonte: Autor

Figura 68 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 8 (1500 g.mm colar de escora @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 9 (1500 g.mm no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 60°C) estão apresentados na Tabela 14 e seu histograma na Figura 69 – **Histograma da MD_A – dados simulados caso 9 (1500 g.mm acoplamento @ 60°C)** Figura 69.

Tabela 14 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 9 (1500 g.mm acoplamento @ 60°C)

	MD_A
Menor valor	8.297,3
Maior valor	9.575,1
Média	8.999,3
Desvio padrão	225,5

Fonte: Autor

Figura 69 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 9 (1500 g.mm acoplamento @ 60°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 10 (1500 g.mm no colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 60°C) estão apresentados na Tabela 15 e seu histograma na Figura 70.

Tabela 15 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 10 (1500 g.mm colar de escora @ 60°C)

MD_A	
Menor valor	32.702,0
Maior valor	35.336,4
Média	34.715,4
Desvio padrão	460,7

Fonte: Autor

Figura 70 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 10 (1500 g.mm colar de escora @ 60°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 11 (1900 g.mm no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 16 e seu histograma na Figura 71.

Tabela 16 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 11 (1900 g.mm acoplamento @ 50°C)

MD_A	
Menor valor	4.092,0
Maior valor	4.858,4
Média	4.534,4
Desvio padrão	174,5

Fonte: Autor

Figura 71 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 11 (1900 g.mm acoplamento @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Os resultados do caso 12 (1900 g.mm no colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C) estão apresentados na Tabela 17 e seu histograma na Figura 72.

Tabela 17 – Valores calculados da MD_A – dados simulados caso 12 (1900 g.mm colar de escora @ 50°C)

MD_A	
Menor valor	21.021,0
Maior valor	22.841,3
Média	22.124,0
Desvio padrão	328,2

Fonte: Autor

Figura 72 – Histograma da MD_A – dados simulados caso 12 (1900 g.mm acoplamento @ 50°C)

Fonte: Autor (2019).

Como os valores do MD_A foram maiores que os valores da MD, o espaço Mahalanobis foi validado.

4.3 OTIMIZAÇÃO DO MAHALANOBIS SPACE

Conforme descrito no item 2.9 - estágio 3, a otimização tem o objetivo de reduzir o número de variáveis monitoradas e assim minimizar os gastos com os recursos utilizados nessa ação. Dessa forma, o ganho foi calculado através da Equação 38 para os casos 3 e 4 e os resultados encontram-se na Tabela 18 e Tabela 19, respectivamente.

Segundo o resultado da Tabela 18 (1100 g.mm acoplamento @ 50°C), apenas o monitoramento do mancal LA deveria ser mantido, o que seria um resultado consistente, pois como o desbalanceamento está no acoplamento, a vibração se torna mais intensa no mancal LA. A mesma interpretação se faz à partir da Tabela 19 (1100 g.mm colar de escora @ 50°C), ou seja, como o desbalanceamento está no colar de escora, a vibração se torna mais intensa no mancal LOA.

Todavia, essa segregação geraria espaços Mahalanobis diferentes para monitorar um mesmo defeito. Logo, foi optado em não aplicar a etapa da otimização com o objetivo de reduzir o número de variáveis monitoradas, e sim aplicá-la de modo que o método

informe ao analista de um possível centro de monitoramento, quais variáveis estão contribuindo para a alteração da distância Mahalanobis. Essa ação pode aumentar a efetividade do diagnóstico de modo que o analista não verifique variáveis em excesso ou realize uma análise carente de informações relevantes.

Tabela 18 – Ganho para o caso 3 (1100 g.mm acoplamento @ 50°C)

Vibração eixo principal da órbita	Ganho	Resultado
LA	12,8	Manter variável
LOA	-0,2	Descartar variável

Fonte: Autor

Tabela 19 – Ganho para o caso 4 (1100 g.mm colar de escora @ 50°C)

Vibração eixo principal da órbita	Ganho	Resultado
LA	-0,3	Descartar variável
LOA	12,3	Manter variável

Fonte: Autor

4.4 DIAGNÓSTICO

O diagnóstico para os diferentes casos de desbalanceamento está apresentado na Tabela 20. Nela pode-se observar que para a maioria dos casos, foram obtidas diferentes distâncias Mahalanobis, exceto para os casos 4, 5 e 11, os quais tiveram uma sobreposição de valores. Além disso, as MDs com os dados do MRT e os casos 1 e 2 também apresentaram resultados semelhantes conforme discutido previamente.

De modo a facilitar a visualização desses resultados, eles também foram plotados na Figura 73 suprimindo os casos 10 e 12, os quais apresentaram valores de distância Mahalanobis muito superiores aos demais, dificultando a visualização dos outros casos.

Desse modo, é possível concluir que o método é eficaz na distinção entre a máquina saudável e a máquina desbalanceada, porém o mesmo pode apresentar a mesma resposta, isto é, a distância Mahalanobis, para defeitos diferentes.

Tabela 20 – Diagnóstico utilizando o MTS

Caso	MD	Defeito
	0,3 a 10,5	Operação normal
1	5,5 E-5 a 22,5	550 g.mm meio do rotor – operação normal
2	8,6 E-4 a 15,2	2 x 275 g.mm fora de fase – op. Normal
3	631,3 a 1.106,2	1.100 g.mm no acoplamento @ 50°C
4	4.326,6 a 4.769,7	1.100 g.mm no colar de escora @ 50°C
5	4.565,6 a 5.503,9	1.100 g.mm no acoplamento @ 60°C
6	13.767,1 a 15.260,9	1.100 g.mm no colar de escora @ 60°C
7	1.667,3 a 2.224,9	1.500 g.mm no acoplamento @ 50°C
8	10.886,1 a 12.175,0	1.500 g.mm no colar de escora @ 50°C
9	8.297,3 a 9.575,1	1.500 g.mm no acoplamento @ 60°C
10	32.702,0 a 35.336,4	1.500 g.mm no colar de escora @ 60°C
11	4.092,0 a 4.858,4	1.900 g.mm no acoplamento @ 50°C
12	21.021,0 a 22.841,3	1.900 g.mm no colar de escora @ 50°C

Fonte: Autor

Figura 73 – Diagnóstico utilizando o MTS

Fonte: Autor (2019).

4.5 COMPARATIVO DO MTS COM O MÉTODO DO TRABALHO VIRTUAL

Os resultados obtidos com o método MTS foram comparados com o método do Trabalho Virtual nos Mancais aplicando a Equação 25 ao deslocamento máximo da órbita do rotor tanto no mancal LA, quanto no LOA. Na sequência, essas parcelas foram somadas e os resultados encontram-se nas Tabela 21 e Figura 74. Através desse método é possível notar que também houve uma distinção dos diferentes defeitos, inclusive para os casos 1 e 2 em que o MTS não foi capaz de distinguir de uma condição normal de operação. Porém, ele só pôde ser aplicado por se tratar de sinais de vibração com todas as hipóteses adotadas no item 2.7. Desse modo, o MTS se torna mais vantajoso pela possibilidade em se monitorar diversos tipos de variáveis de um sistema em uma mesma análise.

Tabela 21 – Diagnóstico utilizando o método do trabalho virtual

Caso	$-W/K$ [(μm)²]	Defeito
	75,1	Operação normal
1	5,5	550 g.mm meio do rotor – operação normal
2	37,0	2 x 275 g.mm fora de fase – op. Normal
3	345,4	1.100 g.mm no acoplamento @ 50°C
4	317,8	1.100 g.mm no colar de escora @ 50°C
5	765,6	1.100 g.mm no acoplamento @ 60°C
6	691,7	1.100 g.mm no colar de escora @ 60°C
7	500,3	1.500 g.mm no acoplamento @ 50°C
8	598,6	1.500 g.mm no colar de escora @ 50°C
9	1168,5	1.500 g.mm no acoplamento @ 60°C
10	1344,3	1.500 g.mm no colar de escora @ 60°C
11	802,5	1.900 g.mm no acoplamento @ 50°C
12	961,0	1.900 g.mm no colar de escora @ 50°C

Fonte: Autor

Figura 74 – Diagnóstico utilizando o método do trabalho virtual

Fonte: Autor (2019).

4.6 CRITÉRIO DE PARADA DE MÁQUINA

O MTS se mostrou eficaz na identificação da alteração do comportamento da máquina para casos em que houve um pequeno aumento nos sinais de vibração dos mancais, inclusive essa distinção ocorreu antes mesmo que o próprio sistema de alarme de vibração da máquina fosse acionado. Porém, cabe ao usuário do método determinar qual o valor da MD em que ocorrerá a parada da máquina para manutenção ou o início do planejamento desse evento. Diante disso, foi realizado um levantamento bibliográfico de normas internacionais a respeito de limites de aceitação de desbalanceamento com o objetivo de aplicá-los ao MTS conforme será descrito na sequência.

A norma ISO 2372-1974/AMENDMENT 1 (1983) estabelece critérios de aceitação de níveis de vibração para equipamento rotativos que operam entre 10 e 200 rev/s. Segundo essa mesma norma, os compressores centrífugos, objeto de pesquisa do presente trabalho, se enquadrariam em sua classe III de equipamentos, isto é, acionadores ou outras grandes máquinas com massas rotativas montadas em fundações pesadas e rígidas que possuem rigidez elevada na direção da medição de vibração. Além disso, ela informa que os níveis de vibração são divididos em quatro, os níveis A, B, C e D, em que A seria um nível ótimo, B, um bom, C, um ruim e D, um não aceitável. Ao analisar a tabela 2 dessa norma para equipamentos classe III, o nível D possui uma velocidade de 11,2 mm/s.

A equação 4 da norma supracitada está reproduzida na Equação 46 abaixo. Ela fornece uma conversão da velocidade para deslocamento, o parâmetro v_f é a amplitude da velocidade em mm/s, f é a frequência em Hz em que v_f foi medida e $\hat{s}_f$ é a amplitude 0-pico em mm.

$$\hat{s}_f = 0,225 \frac{v_f}{f} \quad (46)$$

Ao aplicar a Equação 46 para o caso do compressor centrífugo simulado no presente trabalho e utilizando a qualidade de vibração D ($v_f = 11,2 \text{ mm/s}$ e $f = 190 \text{ Hz}$), o limite do deslocamento máximo da órbita em 1X seria de $13,26 \mu\text{m}$ 0-pk ou $26,52 \mu\text{m}$ pk-pk, ou seja, um valor ainda abaixo do alarme de vibração que é de $40 \mu\text{m}$, porém para vibração global.

As normas ISO 1940-1 (2003) e ISO 11342:1998 (2000), as quais tratam de limites de aceitação de desbalanceamento em rotores rígidos e flexíveis, respectivamente, também foram analisadas. Basicamente, a ISO 11342:1998 faz referência aos cálculos do limite de aceitação de desbalanceamento da ISO 1940-1 e aplica fatores de redução desses limites por se tratar de rotores flexíveis.

Considerando uma qualidade de grau de balanceamento G 2,5, que é o grau requerido para compressores conforme a tabela 1 da norma ISO 1940-1, o limite de desbalanceamento para um rotor rígido nas mesmas condições do rotor simulado do presente trabalho seria de 523 g.mm segundo os cálculos do item 6.2.3 dessa norma. Aplicando o fator de correção da norma ISO 11342:1998, item 8.3, o desbalanceamento residual aceitável seria de $313,8 \text{ g.mm}$. Limite esse que é aceitável apenas para a condição de fornecimento da máquina, pois conforme visto nas simulações de desbalanceamento nos tópicos anteriores, existem casos de desbalanceamento mais intensos que produzem uma operação aceitável do equipamento.

Uma quarta norma foi analisada, a API 617 (2002). O seu item 2.6.2 – Análise Lateral – estabelece que ao projetar um compressor, o fabricante deve realizar uma análise de resposta ao desbalanceamento, isto é, ao inserir desbalanceamentos no rotor de magnitude e posição determinados nessa norma, os deslocamentos do rotor multiplicados por um fator de correção (CF) não podem ultrapassar 75% da folga diametral interna da parte estacionária.

O CF da máquina do presente estudo é de 1,91 segundo o fabricante. Assim, os resultados estão apresentados na Tabela 22 para o caso de 1900 g.mm de desbalanceamento no acoplamento com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C e na Tabela 23 para o caso de 1900 g.mm de desbalanceamento do colar de escora com fornecimento de óleo lubrificante à 50°C. Em ambos os casos, o alarme de vibração elevada nos mancais (40 μ m) foi atingido ou esteve no limiar para ser acionado sem que o critério de 75% da folga diametral interna fosse atingido. Desse modo, conclui-se que esse critério também não seria aplicável para decidir o momento da parada máquina, pois o próprio sistema de proteção do compressor alertaria o operador do mau funcionamento.

Tabela 22 – Verificação das folgas internas – caso 11 (1900 g.mm acoplamento @ 50°C)

Ponto de medição	75% da folga diametral [μm]	Amp. sensor X [μm]	Amp. sensor Y [μm]	Amp. do eixo principal da órbita [μm]	CF x Amp. eixo princ. da órbita [μm]	% da folga diametral atingida
1. Mancal LA	135	39,80	38,52	39,83	76,07	56,35%
2. Tambor de balanceamento	227,3	14,20	14,07	14,26	27,23	11,98%
3. Olho do impelidor 6	279,9	14,40	14,39	14,44	27,59	9,85%
4. Olho do impelidor 5	280,7	15,91	16,01	16,02	30,61	10,90%
5. Olho do impelidor 4	281,6	17,91	18,03	18,11	34,6	12,29%
6. Olho do impelidor 3	282,7	19,63	19,74	19,90	38,00	13,44%
7. Olho do impelidor 2	283,7	20,58	20,66	20,87	39,74	14,05%
8. Olho do impelidor 1	284,4	20,52	20,57	20,81	39,75	13,98%
9. Mancal LOA	135	4,39	4,22	4,40	8,42	6,23%

Fonte: Autor

Tabela 23 – Verificação das folgas internas – caso 12 (1900 g.mm colar escora @ 50°C)

Ponto de medição	75% da folga diametral [μm]	Amp. sensor X [μm]	Amp. sensor Y [μm]	Amp. do eixo principal da órbita [μm]	CF x Amp. eixo princ. da órbita [μm]	% da folga diametral atingida
1. Mancal LA	135	5,36	5,17	5,37	10,26	7,6%
2. Tambor de balanceamento	227,3	16,73	16,62	16,84	32,17	14,15%
3. Olho do impelidor 6	279,9	17,25	17,16	17,40	33,17	11,85%
4. Olho do impelidor 5	280,7	17,15	17,11	17,29	33,02	11,76%
5. Olho do impelidor 4	281,6	16,10	16,10	16,23	31,0	11,0%
6. Olho do impelidor 3	282,7	14,30	14,35	14,42	27,55	9,74%
7. Olho do impelidor 2	283,7	12,32	12,40	12,41	23,71	8,36%
8. Olho do impelidor 1	284,4	11,16	11,20	11,23	21,45	7,54%
9. Mancal LOA	135	43,47	42,48	43,51	83,10	61,55%

Fonte: Autor

Diante do exposto, optou-se por estabelecer o gatilho para iniciar a programação de parada da máquina como o valor de alarme de vibração subtraído o valor de *runout*, considerando que tanto o desbalanceamento quanto o *runout* estariam em fase, para então calcular a MD que corresponde a esse limite. O *runout* LOA e LA possuem valores de 7,7μm e 6,3 μm, respectivamente. Logo, como o valor de alarme de vibração é de 40 μm, os limites de vibração em 1X compensado foram estipulados em 32,3μm no LOA e 33,7 μm no LA.

A Figura 75 mostra uma simulação da evolução do desbalanceamento no acoplamento ao longo do tempo de modo a se aproximar da realidade, pois geralmente esse defeito evolui gradativamente com o tempo de operação da máquina. Das unidades de tempo 1 a 440 estão apresentados os valores das MDs saudáveis; de 441 a 540 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 500 g.mm; de 541 a 640 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 800 g.mm; de 641 a 740 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1100 g.mm; de 741 a 840 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1500 g.mm; de 841 a 940 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1610 g.mm e de 941 a 1040 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1900 g.mm. O limite de vibração de $33,7\text{ }\mu\text{m}$ no LA foi atingido com um desbalanceamento de 1610 g.mm no colar de escora com óleo sendo fornecido à 50°C , o qual corresponde a uma MD de 2529.

Figura 75 – Evolução da MD com o aumento do desbalanceamento no acoplamento

Fonte: Autor (2019).

A mesma simulação foi realizada para a evolução do desbalanceamento no colar de escora (Figura 76). Das unidades de tempo 1 a 440 estão apresentados os valores das MDs saudáveis; de 441 a 540 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 500 g.mm; de 541 a 640 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 800 g.mm; de 641 a 740 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 900 g.mm; de 741 a 840 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1100 g.mm; de 841 a 940 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1410 g.mm;

g.mm; de 941 a 1040 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1500 g.mm e de 1041 a 1140 são os valores das MDs para um desbalanceamento de 1900 g.mm. O limite de vibração de $32,3\mu\text{m}$ no LOA foi atingido com um desbalanceamento de 1410 g.mm no colar de escora com óleo sendo fornecido à 50°C , o qual corresponde a uma MD de 9915.

Figura 76 – Evolução da MD com o aumento do desbalanceamento no colar de escora

Fonte: Autor (2019).

O gráfico simultâneo da evolução desses desbalanceamentos pode ser visto na Figura 77. Nela pode-se observar com maior clareza os limites diferentes de parada de máquina para os desbalanceamentos no colar de escora e acoplamento. Dessa forma, optou-se por admitir como limite de parada o valor inferior da MD, isto é, um valor de 2529. Todavia, esse limite corresponde a um desbalanceamento de 900 g.mm no colar de escora, valor aquém do limite real desse defeito. Esse fato mais uma vez comprova a dificuldade em se estabelecer o limite de parada de máquina baseado em apenas um valor da MD.

Figura 77 – Evolução dos desbalanceamentos em um mesmo gráfico

Fonte: Autor (2019).

4.7 APLICANDO O MTS A UM CASO REAL

O MTS foi aplicado retroativamente a um caso real em que houve falha de uma máquina rotativa. A MD foi construída utilizando vinte e duas variáveis tais como variáveis de processo, isto é, pressões e temperaturas de sucção e descarga, além variáveis da própria máquina, ou seja, temperatura e vibrações dos mancais, pressão de fornecimento de óleo para os mancais, entre outras. Além disso, essas variáveis foram medidas enquanto o equipamento encontrava-se em operação.

A Figura 78 apresenta o comportamento da MD ao longo do tempo do evento supracitado. A partir do décimo segundo dia de medição da MD, o seu valor começou a subir gradativamente por quinze dias, atingindo valores superiores a dez mil nas doze horas de que antecederam a atuação do sistema de desligamento automático do equipamento, ou seja, se o sistema de monitoramento de máquinas estivesse

utilizando o MTS, o mesmo teria alertado ao centro de monitoramento quinze dias antes da falha do equipamento.

Figura 78 – Evolução da MD de um caso real

Fonte: Autor (2019).

O detalhamento das condições de máquina saudável com seus respectivos valores da MD estão apresentados na Tabela 24 e seu histograma na Figura 79. Analisando esses dados, pode-se notar que a média da MD foi de 22,3, porém houveram casos em que mesmo em condição considerada saudável, os seus valores chegaram a 182,8. Soylemezoglu et Al. (2011) utilizou uma tolerância de aceitação de máquina saudável como a média acrescida de três vezes o seu desvio padrão. Caso esse mesmo critério fosse utilizado para esse caso real, haveriam alguns momentos em que seria gerado um alarme falso. Logo, sugere-se que o limite de aceitação seja mantido com o mesmo critério de Soylemezoglu et Al. (2011), mas que o mesmo tenha um temporizador, isto é, a MD deverá se manter com um valor acima de sua média acrescida de três vezes o seu desvio padrão por um determinado tempo para só então gerar um alarme. Para o caso em questão, um minuto seria suficiente, mas cada aplicação pode exigir uma configuração diferente.

Tabela 24 – Valores da MD – caso real

MD	
Menor valor	4,9
Maior valor	182,8
Média	22,3
Desvio padrão	14,2

Fonte: Autor

Figura 79 – Histograma da MD – caso real

Fonte: Autor (2019).

No que diz respeito aos custos dessa falha, eles tiveram um valor de aproximadamente R\$ 130.000,00. A Tabela 25 apresenta a discriminação desses custos. Nela não estão descritos os custos logísticos de transporte de materiais e pessoas, pois não foi possível ter acesso a essa informação.

Além dos custos diretos do reparo do equipamento, pode-se citar a indisponibilidade do mesmo, isto é, ele ficou inoperante por dois meses devido ao tempo de aquisição dos materiais sobressalentes para executar o reparo.

Assim, caso essa falha tivesse sido detectada precocemente, os danos ao equipamento provavelmente teriam sido menores, bem como o seu tempo de reparo e retorno à operação. Fato este que gera mais uma justificativa para desenvolvimento

de técnicas de monitoramento de equipamentos dinâmicos de modo a se antecipar a falhas dos mesmos.

Tabela 25 – Custos de manutenção envolvendo a falha da máquina rotativa

	R\$
Mão de obra própria	30.000,00
Mão de obra do fabricante	60.000,00
Material sobressalente	40.000,00
Total	130.000,00

Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES

O método Mahalanobis Taguchi se mostrou uma ferramenta com alto potencial para realizar uma análise com múltiplas variáveis. Essa característica é um diferencial quando se trata de máquinas complexas que possuem muitos sensores instalados tais como compressores e turbinas. Além disso, é essencial que o diagnóstico seja feito com o número correto de variáveis, pois um número excessivo pode aumentar demasiadamente o tempo de diagnóstico e, uma análise com menos variáveis pode gerar um diagnóstico incorreto.

O seu potencial se torna ainda maior para máquinas padronizadas, caso que se aplica às turbomáquinas do pré-sal, isto é, existem diversas unidades estacionárias de produção com as mesmas máquinas instaladas. Assim, com uma grande quantidade de máquinas semelhantes operando, aumenta-se a probabilidade de identificar condições anormais de operação para um mesmo espaço Mahalanobis para cada tipo de máquina.

A identificação das variáveis que contribuem para o aumento da distância Mahalanobis pode ser feita através do algoritmo de otimização das variáveis descrito no item 2.9 estágio 3, mas sugere-se que durante a fase de implantação desse sistema de monitoramento, o mesmo espaço Mahalanobis não seja otimizado. Essa ação fará com que não sejam criados diferentes espaços Mahalanobis ao longo do tempo e assim facilitar o monitoramento do estado de máquina saudável. Todavia, essa medida será possível se houver um banco de dados com capacidade de armazenar e processar uma elevada quantidade de dados, que o caso do espaço Mahalanobis não otimizado. Após concluir a fase de implementação desse sistema de monitoramento, será possível analisar se monitorar diversos espaços Mahalanobis otimizados para cada tipo de defeito é mais vantajoso ou não quando comparado a apenas um espaço Mahalanobis não otimizado.

Um ponto de atenção é a seleção das variáveis para a construção do espaço Mahalanobis, isto é, é aconselhável que haja um conhecimento prévio sobre os sintomas de um defeito. Além disso, variáveis que possuem oscilações intrínsecas a sua natureza, como, por exemplo, pressão e temperatura de sucção e descarga de compressores centrífugos que oscilam dependendo da carga de processamento de gás, devem ser evitadas para a construção do espaço Mahalanobis, pois essas

oscilações podem gerar um aumento na distância Mahalanobis e por consequência, alarmes falsos.

À pesar do MTS ser muito robusto para identificar que o equipamento deixou de operar em condições normais e quais variáveis influenciam nessa operação anormal, ele não é capaz de estabelecer um limite de parada de equipamento sem que uma falha tenha ocorrido previamente.

E, independentemente do sistema de monitoramento, haverá casos em que ele não será capaz de identificar um defeito, como exemplo pode-se citar os casos de desbalanceamento de 550 g.mm no meio do rotor e 2x275 g.mm fora de fase, ou seja, casos em que não foram identificados pelo método por não gerarem um aumento significativo de vibração nos mancais.

Ademais, para trabalhos futuros sugere-se:

- Definir critério de parada de máquina com base na evolução da distância Mahalanobis ao longo do tempo antes que o próprio sistema de desligamento automático da máquina. Entre as técnicas de tomada de decisão existentes, sugere-se verificar a aplicabilidade do método *Info-Gap Decision Theory* (Bem-Haim, Y.; 2006);
- Verificar se seria possível incluir a medição dos ângulos de fase dos sensores de vibração na análise do MTS de modo a diferenciar os casos de desbalanceamento que tiverem a mesma distância Mahalanobis;
- Caso ocorra a implementação do MTS num centro de monitoramento de equipamentos, definir se será melhor monitorar um espaço Mahalanobis não otimizado ou vários otimizados tendo em vista as restrições em aquisição, processamento e armazenamento de dados;
- Verificar quais variáveis devem ser monitoradas para a construção do espaço Mahalanobis com o objetivo de identificar os outros defeitos típicos de máquinas rotativas apresentados no item 2.5.

REFERÊNCIAS

AFONSO, L.O.A.; MARTINS, G.L. **Desempenho de turbomáquinas no campo**. Rio de Janeiro: Synergia IBP, 2009.

AL-BADOUR, F.; SUNAR, M.; CHEDED, L. Vibration Analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques. **Mechanical System and Signal Processing**, volume 25, p. 2083-2101, 2011.

AL-SHUDEIFAT, M.A.; BUTCHER, E.A. New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: Approach for critical and subcritical harmonic analysis. **Journal of Sound and Vibration**, volume 330, p. 526-544, 2011.

ALLAIRE, P.E.; PARSELL, J.K.; BARRET, L.E. A pad perturbation method for the dynamic coefficients of tilting-pad journal bearing. **Wear**, volume 72, edição 1, p. 29-44, 1981.

API STANDARD 617 7TH EDITION. **Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services**. Washington D.C.: American Petroleum Institute, 2009.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR ISO 14224: **Indústrias de petróleo e gás natural - Coleta e intercâmbio de dados de confiabilidade e manutenção para equipamentos**. Rio de Janeiro, 2011.

BEM-HAIM, Y. **Info-Gap Decision Theory**. Sandiego: Academic Press, 2006.

BENTLY, D.E.; HATCH, C.T. **Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics**. Minden: Bently Pressurized Bearing Press, 2002.

BRASIL. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Portaria ANP Nº 249, de 1º de novembro 2000 – **Diário Oficial da União** 3 de novembro 2000 - Regulamento Técnico de Queimas e Perdas de Petróleo e Gás Natural. 2000.

CHEN, C.; PAN, M. Fluid-induced instability elimination of rotor-bearing system with na electromagnetic exciter. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 52, p. 581-589, 2010.

CUDNEY, E.G.A.A.E.A. Mahalanobis Taguchi System: A Review. **International Journal of Quality & Reliability Management**, v. 32, ed. 3, p. 291-307, 2015.

EL-BANNA, M. Modified Mahalanobis Taguchi System for Imbalance Data Classification. **Computational Intelligence and Neuroscience**, v. 2017, article ID 5874896, p. 1-15, 2017.

GE Oil & Gas. Offshore Turbomachinery. Disponível em: https://www.geoilandgas.com/sites/geog/files/ge-centrifugal-and-axial-compressors-product-brochure_0.pdf. Acesso em: 24 de outubro de 2017.

HAMROCK, B.J.; SCHIMID, S.R.; JACOBSON, B.O. **Fundamentals of Fluid Film**

Lubrication. New York: Marcel Dekker, Inc., 2004.

HAN, Z.; DING, Q.; ZHANG, W. Dynamical Analysis of an Elastic Ring Squeeze Film Damper-rotor System. **Mechanism and Machine Theory**, p. 406-419, 2019.

HANLON, P.C. **Compressor Handbook.** 1ª Edição. New York: McGraw-Hill, 2001.

HE, M.; CLOUD, C.H.; BYRNE, J.M. Fundamentals of Fluid Film Journal Bearing Operation and Modeling. **Proceedings of the thirty-four turbomachinery symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas**, p. 155-175, 2005.

HE, Y.; SHI, L.; SHI, Z.; SUN, Z. Unbalance Compensation for HTR-10GT: A Frequency-Domain Approach Based on Iterative Learning Control. **Science and Technology of Nuclear Installations**, p. 1-15, 2017.

HITACHI Centrifugal Compressors. Disponível em: http://www.hitachi.com/businesses/infrastructure/product_site/compressor/pdf/E35_04H_English.pdf. Acesso em: 24 de outubro de 2017.

INTERNATIONAL STANDARD ISO 1940-1. **Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotor in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances.** Switzerland: International Organization for Standardization, 2003.

INTERNATIONAL STANDARD ISO 2372-1974/AMENDMENT 1. **Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s – Basis for specifying evaluation standards.** Switzerland: International Organization for Standardization, 1983.

INTERNATIONAL STANDARD ISO 11342:1998. **Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors.** Switzerland: International Organization for Standardization, 2000.

JIN, X.; CHOW, T.W.S. Anomaly detection of Cooling Fan and Fault Classification of Induction Motor Using Mahalanobis–Taguchi System. **Expert Systems with Applications**, volume 40, edição 15, p. 5787-5795, 2013.

JOHN, B. Application of Mahalanobis-Taguchi System and Design of Experiments to Reduce the Field Failures of Splined Shafts. **International Journal of Quality & Reliability Management**, volume 31, edição 6, p. 681-687, 2014.

JOHN CRANE Tilting pad journal bearings. Disponível em: <https://www.johncrane.com/products/hydrodynamic-bearings/tilting-pad-bearings/tilting-pad-journal-bearings>. Acesso em: 15 de abril de 2018.

JOHN CRANE Tilting pad thrust bearings. Disponível em: <https://www.johncrane.com/products/hydrodynamic-bearings/tilting-pad-bearings/tilting-pad-thrust-bearings>. Acesso em: 15 de abril de 2018.

KIM, S; PALAZZOLO, A.B. Effects of thermo hydrodynamic (THD) floating ring bearing model on rotordynamic bifurcation. **International Journal of Non-Linear Mechanics**, volume 95, p. 30-41, 2017.

KUZNETSOV, E.; GLAVATSKIY, S; FILLON, M. THD analysis of compliant journal bearings considering liner deformation. **Tribology International**, volume 44, p. 1629-1641, 2011.

LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics Prediction in Engineering**. 2ª Edição. Hoboken: John Wiley & Sons, 1998.

LEES, A.W. **Vibration Problems in Machines: Diagnosis and Resolution**. 1ª Edição. Londres: Taylor & Francis Group, 2016.

LEWIS, E.E. **Introduction to Reliability Engineering**. 2ª Edição. Evaston, Illinois: John Wiley & Sons, Inc, 1996.

LI, Q.; WANG, W.; WEAVER, B.; WOOD, H. Model-based interpolation-iteration method for bearing coefficients identification of operating flexible rotor-bearing system. **International Journal of Mechanical Sciences**, volume 131-132, p. 471-479, 2017.

LINJAMAA, A.; LEHTOVAARA, A.; LARSSON, R.; KALLIO, M.; SÖCHTING, S. Modelling and analysis of elastic and thermal deformations of a hybrid journal bearing. **Tribology International**, volume 118, p. 451-457, 2018.

LITTRELL, N. Understanding and Mitigating Shaft Runout. **Orbit Magazine**, volume 25, número 3, p. 1-14, 2005.

MIRSKY, S.P.E. Design and application of control system for CO2 sequestration compressors and compressor systems. **9º Fórum de Turbomáquinas Petrobras**. Rio de Janeiro, RJ, Ago 27-30, 2013.

MUSZYNSKA, A. **Rotordynamics**. 1ª Edição. Minden, Nevada: Taylor & Francis Group, 2005.

OKABE, E.P. Analytical model of a tilting pad bearing including turbulence and inertia effects. **Tribology International**, volume 114, p. 245-256, 2017.

OLIVEIRA, M.F. **Metodologia para Aplicação de Fontes Renováveis de Energia Elétrica em Plataformas Marítimas de Produção de Petróleo e Gás Natural [tese]**. São Paulo (SP): Escola Politécnica da Universidade de São Paulo; 2013.

PETRÓLEO BRASILEIRO S.A. Pré-sal. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>>. Acesso em: 23 de agosto de 2017.

PETRÓLEO BRASILEIRO S.A. Fatos e Dados. Disponível em: <http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/iniciamos-producao-da-p-66-no-campo-de-lula-no-pre-sal-da-bacia-de-santos.htm>. Acesso em: 24 de outubro de 2017

RAO, J.S. A note on Jeffcott warped rotor. **Mechanism and Machine Theory**, volume 36, p. 563-575, 2001.

RAO, J.S. **History of Rotating Machinery Dynamics**. Volume 20. Bangalore: Springer Science + Business Media B.V., 2011.

SAMPAIO, D.L.; NICOLETTI, R. Detection of cracks in shafts with the Approximated Entropy algorithm. **Mechanical System and Signal Processing**, volume 72-73, p. 286-302, 2016.

SANCHES, F.D.; PEDERIVA, R. Simultaneous identification of unbalance and shaft bow in a two-disk rotor based on correlation analysis and the SEREP model order reduction method. **Journal of Sound and Vibration**, volume 433, p. 230-247, 2018.

SOUZA, G.F.M.; MELO, I.S.; MICHALSKI, M.A.C. Applying Mahalanobis-Taguchi method to detect faults in rotating machinery. **Proc., 28th International European Safety and Reliability Conference – ESREL**, Trondheim, Norway, Jun.17-21, p. 1115-1123, 2018.

SOYLEMEZEGLU, A.; JAGANNATHAN, S.; SAYGAN, C. Mahalanobys-Taguchi System as a Multi-Sensor Based Decision Making Prognostics Tool for Centrifugal Pump Failures. **IEEE Transactions on Reliability**, volume 60, edição 4, p. 864-878, 2011.

THOMAS, J.E et Al. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2^a Edição. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery Vibration and Rotordynamics**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2010.

YANG, Y.; CAO, D.; YU, T.; WANG, D.; LI, CHE. Prediction of dynamic characteristics of a dual-rotorsystem with fixed point rubbing – Theoretical analysis and experimental study. **International Journal of Mechanical Sciences**, volume 115-116, p. 253-261, 2016.

WALKER, R.; PERINPANAYAGAM, S.; JENNIONS, I.K. Rotordynamic Faults: Recent Advances in Diagnosis and Prognosis. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2013, código do artigo 856865, p. 1-12, 2013.

APÊNDICE A – DADOS DE ENTRADA DO ROTORLAB

Os dados de entrada do *Rotorlab* estão apresentados nas Tabela 26 e Tabela 27.

Tabela 26 - Dados de entrada do *Rotorlab* – rotor (continua)

Nó	Comp. (mm)	Diâmetro externo - Rigidez (mm)	Diâmetro externo - Massa (mm)	Diâmetro interno - Rigidez (mm)	Mód. Young (Mpa)	Coef. de Poisson	Massa específica (kg/m ³)	Massa conc. (kg)	Inércia polar conc. (kg.m ²)	Inércia trans. Conc. (kg.m ²)
1	54	80	80	0	210	0,3	7.850	0	0	0
2	52	80	80	0	210	0,3	7.850	15,12	0	0
3	30,5	88	88	0	210	0,3	7.850	0	0	0
4	36,5	90	90	0	210	0,3	7.850	0	0	0
5	51	90	90	0	210	0,3	7.850	0	0	0
6	25	103	138	0	210	0,3	7.850	0	0	0
7	16	85	138	0	210	0,3	7.850	0	0	0
8	24,2	104	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
9	4,5	98,2	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
10	12,57	104	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
11	20	106	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
12	62,73	108	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
13	38	110	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
14	38	122	139	0	210	0,3	7.850	0	0	0
15	30	135	175	0	210	0,3	7.850	0	0	0
16	53	117,7	196.5	0	210	0,3	7.850	0	0	0
17	19,49	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
18	13,51	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,91	0,047	0,025
19	49,5	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0
20	19,59	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
21	12,41	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,93	0,047	0,025
22	49	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0
23	19,7	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
24	12,3	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,95	0,048	0,025
25	49,5	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0
26	19,83	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
27	11,67	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,98	0,048	0,025
28	49,5	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0
29	19,98	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
30	12,02	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,94	0,048	0,025
31	49,5	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0
32	20,1	122,35	127	0	210	0,3	7.850	0	0	0
33	12,4	122,35	127	0	210	0,3	7.850	6,96	0,048	0,025
34	57	117,7	117.7	0	210	0,3	7.850	0	0	0

Fonte: Autor

Tabela 26 - Dados de entrada do *Rotorlab* – rotor (conclusão)

Nó	Comp. (mm)	Diâmetro externo - Rigidez (mm)	Diâmetro externo - Massa (mm)	Diâmetro interno - Rigidez (mm)	Mód. Young (Mpa)	Coef. de Poisson	Massa específica (kg/m³)	Massa conc. (kg)	Inércia polar conc. (kg.m²)	Inércia trans. Conc. (kg.m²)
35	26	135	175	0	210	0,3	7.850	0	0	0
36	38	122	139	0	210	0,3	7.850	0	0	0
37	38	110	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
38	62,73	108	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
39	20	106	184	0	210	0,3	7.850	0	0	0
40	12,57	104	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
41	4.5	98,2	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
42	24,2	104	174	0	210	0,3	7.850	0	0	0
43	16	85	138	0	210	0,3	7.850	0	0	0
44	25	103	138	0	210	0,3	7.850	0	0	0
45	51	90	90	0	210	0,3	7.850	0	0	0
46	123,3	90	90	0	210	0,3	7.850	0	0	0
47	13,5	90	90	0	210	0,3	7.850	0	0	0
48	35	90	245	0	210	0,3	7.850	0	0	0
49	24	87,2	112	0	210	0,3	7.850	0	0	0
50	32	85	113	0	210	0,3	7.850	0	0	0

Fonte: Autor

Tabela 27 – Dados de entrada *Rotorlab* - mancal

Tipo de mancal	<i>Tilting pad</i>
Diâmetro do mancal (mm)	90
Espessura da sapata (mm)	15
Diâm. Interno do suporte (mm)	120
Diâmetro externo do suporte (mm)	220
Nº de sapatas	5
Arco sapata (°)	40
Comprimento sapata (mm)	39.6
Pivô (°)	59.2 (sapata 1) 131.2 (sapata 2) 203.2 (sapata 3) 275.2 (sapata 4) 347.2 (sapata 5)
Offset	0.6
Pré-carga	0.6605
Óleo lubrificante	ISO VG46
Temperatura de suprimento (°C)	50
Peso do rotor (kN)	1.208
Folga diametral (mm)	0.137
Vazão de óleo (l/min)	44
Posição dos mancais (nós)	5 e 46

Fonte: Autor

Na Figura 80 está apresentado o rotor modelado.

Figura 80 – Rotor modelado

Fonte: Autor (2019).