



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica



Procedimentos de Manutenção na Indústria Aeronáutica

SALOMÃO MARQUES DA SILVA DUARTE FERNANDES

(Licenciado em Ciências Aeronáuticas ramo de Engenharia de Manutenção)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia de Manutenção

Orientador(es):

Doutor João Manuel Ferreira Calado

Especialista António Afonso Roque

Júri:

Presidente: Doutor José Augusto da Silva Sobral

Vogais: Doutor António Paulo Vale Urgueira

Especialista António Afonso Roque

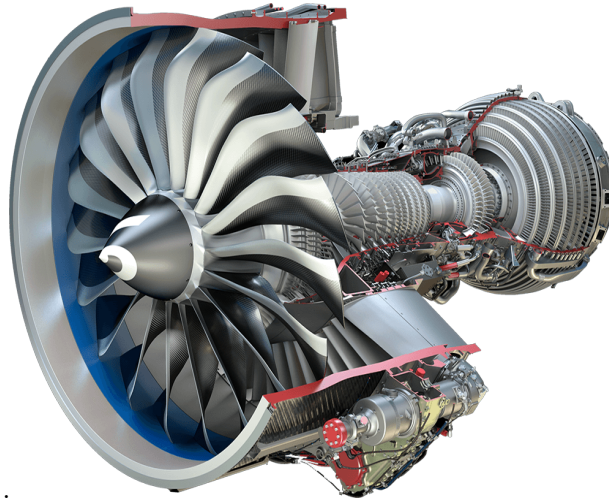
Fevereiro de 2019



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica



Procedimentos de Manutenção na Indústria Aeronáutica

SALOMÃO MARQUES DA SILVA DUARTE FERNANDES

(Licenciado em Ciências Aeronáuticas ramo de Engenharia de Manutenção)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia de Manutenção

Orientador(es):

Doutor João Manuel Ferreira Calado

Especialista António Afonso Roque

Júri:

Presidente: Doutor José Augusto da Silva Sobral

Vogais: Doutor António Paulo Vale Urgueira

Especialista António Afonso Roque

Fevereiro de 2019

Nas fronteiras da vida, vislumbram-se sonhos por alcançar

Salomão Duarte

Agradecimentos

Família é e será sempre, o grande pilar da minha vida e dos meus triunfos pessoais.

Aos meus pais a tudo devo, que sempre me escutaram e apoiaram nos momentos mais cruciais e relevantes, da minha formação enquanto cidadão, aprendiz do meu ofício e profissional.

À minha namorada Sofia Loureiro pelo amor devoto e compreensão.

Em segundo lugar, quero deixar um sincero agradecimento ao meu Professor e coordenador deste relatório, Presidente da Área Departamental de Engenharia Mecânica do ISEL, Instituto, o Doutor João Manuel Ferreira Calado, pelo fantástico acompanhamento, sabedoria e amizade que demonstrou perante a minha pessoa e o meu trabalho ao longo desta caminhada no universo científico.

Ao Professor Especialista e meu Co-orientador António Afonso Roque, pelo seu vasto conhecimento na área da análise de vibrações que ao longo de inúmeros anos tem vindo a demonstrar profissionalmente, deixo também sincero obrigado.

Quero agradecer à TAP Air Portugal, pela possibilidade de me ter proporcionado a realização de um Estágio de Natureza Profissional subjacente à escrita deste documento, integrando-me assim no mundo laboral daquela que foi a minha escolha de estudos superiores e, pela forma como fui recebido e tratado ao longo do decorrer desta jornada.

Quero prezar com os mais sinceros agradecimentos o meu Supervisor, Engenheiro responsável pela produção e engenharia de motores, TAP Air Portugal, João Martinho Vieira Vizinha, pelo apoio amizade e conhecimentos, que ao longo dos quatro meses de estágio me transmitiu.

Às equipas de TMA's da TAP, agradeço todo o tempo e disponibilidade que prestaram.

Deixo por último e não menos importante, um agradecimento muito especial ao Doutor Ângelo Correia que esteve sempre prontamente disponível em ajudar a minha pessoa para quaisquer que fossem as minhas dificuldades. Obrigado!

Glossário / Lista de Acrónimos / Lista de Siglas

AMM	Aircraft Maintenance Manual;
Booster	Compressor de alta;
CMCS	<i>Central Maintenance Computer System;</i>
CDPS	<i>Compressor Discharge Pressure Seal;</i>
CMM	<i>Core Major Module;</i>
ESM	<i>Engine Shop Manual;</i>
Fan	Ventoinha;
FIR	<i>Full Indicator Run-out</i>
Flatness	Planicidade
GE	General Electric;
HPC	High Pressure Compressor;
HPT	High Pressure Turbine;
LPC	Low Pressure Compressor;
LPT	Low Pressure Turbine;
N1	Velocidade de baixa rotação;
N2	Velocidade de alta rotação;

RPM

Rotações por Minuto;

Resumo

No presente Trabalho Final de Mestrado, tratar-se-á num contexto aeronáutico, de alguns processos de manutenção associados à prática de equilibragens e análise vibratória em motores Turbo Fan CFM56.

Dar-se-á uma abordagem ao funcionamento do motor *turbofan* para que se entenda o comportamento das suas componentes rotativas e como estas estão interligadas.

Tendo como base, toda a metodologia da manutenção condicionada e os seus propósitos, toda a prática de equilibragem associada a componentes rotativos principais do motor como é o caso dos compressores e turbinas, será detalhadamente explicado, bem como a sua real contribuição para um bom funcionamento dos motores.

Particular atenção também será dada ao procedimento do alinhamento dos rotores, no entanto, não há evidência de anomalias que resultem num aumento de vibração em banco de ensaio de motores proveniente do respetivo processo de alinhamento. Pretende-se entender a importância da contribuição das equilibragens dos rotores na aprovação do motor, no parâmetro de amplitude de vibração em banco de ensaio. Será ainda apresentada uma metodologia no processo de equilibragem que até então não era executada, que visa mitigar eventuais condições latentes que estejam intrinsecamente relacionadas com a identidade do rotor (comportamento mecânico) ou, fatores externos que induzam situações anómalas, de forma a aferir um desequilíbrio o mais residual e satisfatório possível no processo de equilibragem.

Palavras chave:

Manutenção, Equilibragem, Alinhamento, Análise de Vibrações, Frequências, CFM56, Motores de aeronaves,

Abstract

In the present Final Master's Work, it will be treated in an aeronautical context, some maintenance processes associated with the practice of balancing and vibration analysis in Turbo Fan CFM56 engines.

An approach will be taken to the operation of the turbofan engine to understand the behavior of its rotating components and how they are interconnected.

Based on all the methodology of conditioned maintenance and its purposes, all balancing practice associated with main rotating components of the engine as is the case of compressors and turbines will be explained in detail, as well as their real contribution to a smooth operation two engines.

Particular attention will also be given to the rotor alignment procedure, however, there is no evidence of anomalies resulting in increased vibration in the test bench of engines from the respective alignment process. It is intended to understand the importance of the contribution of the rotor balancings in the approval of the motor, in the parameter of the amplitude of vibration in the test bench. It will also be presented a methodology in the balancing process that until then was not implemented, which aims to mitigate any latent conditions that are intrinsically related to the rotor's identity (mechanical behavior) or external factors that induce anomalous situations, in order to assess an imbalance as residual and assertive as possible in the balancing process.

Keywords:

Maintenance, Balancing, Alignment, Vibration Analysis, Frequency, CFM56, Aircraft Engines.

Índice

<u>AGRADECIMENTOS</u>	<u>II</u>
<u>GLOSSÁRIO / LISTA DE ACRÓNIMOS / LISTA DE SIGLAS.....</u>	<u>IV</u>
<u>RESUMO.....</u>	<u>VI</u>
<u>ABSTRACT.....</u>	<u>VIII</u>
<u>ÍNDICE</u>	<u>X</u>
<u>ÍNDICE DE FIGURAS.....</u>	<u>XV</u>
<u>ÍNDICE DE TABELAS.....</u>	<u>XIX</u>
<u>CAPÍTULO 1</u>	<u>1</u>
1 INTRODUÇÃO	1
1.2 DESCRIÇÃO DA EMPRESA	1
1.3 OBJETIVOS E CONTRIBUTOS DO TRABALHO FINAL DE MESTRADO	2
1.4 ABORDAGEM ÀS VIBRAÇÕES NUM CONTEXTO AERONÁUTICO EM MOTORES TURBO FAN.	3
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	4
<u>CAPÍTULO 2</u>	<u>7</u>
2 MANUTENÇÃO CONDICIONADA	7
2.1 SEGURANÇA AERONÁUTICA NUM CONTEXTO DE MANUTENÇÃO.....	7
2.2 TIPO DE MANUTENÇÃO	8
2.3 CONTROLO DE CONDIÇÃO MANUAL “VERSUS” CONTÍNUO	11
2.4 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A TEMÁTICA EM ESTUDO	13
2.4.1 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	13
2.4.2 VALOR GLOBAL DE VIBRAÇÃO “VERSUS” CURVA DA BANHEIRA	15
3.4.3 VIBRAÇÕES E A SUA IMPORTÂNCIA NO CONTROLO DE CONDIÇÃO NUM CONTEXTO AERONÁUTICO	18
2.5 TIPOS DE SENSORES APLICADOS À CAPTAÇÃO DE UM SINAL VIBRATÓRIO.....	19

2.5.1	SENSORES DE DESLOCAMENTO.....	21
2.5.2	SENSORES DE VELOCIDADE.....	22
2.5.3	SENSORES DE ACELERAÇÃO.....	23
2.5	CARACTERIZAÇÃO DE ROTORES COM PÁS.....	26
2.7	ANÁLISE ESPECTRAL.....	27
2.7.1	FREQUÊNCIAS ENCONTRADAS NUM ESPECTRO.....	28
<u>CAPÍTULO 3</u>		<u>31</u>
3.	CASO DE ESTUDO	31
3.1	INTRODUÇÃO AO TURBO-FAN E IDENTIFICAÇÃO DAS VELOCIDADES N1 E N2 CORRESPONDENTES AOS MÓDULOS DE BAIXA E ALTA PRESSÃO	31
3.1.1	FAN AND BOOSTER MAJOR MODULE.....	33
3.1.2	CORE MAJOR MODULE	34
3.1.3	LPT MAJOR MODULE.....	36
3.2	EVOLUÇÃO DA ERA TURBO JATO PARA O MOTOR <i>TURBO FAN</i> - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	37
	42
3.3	ROLAMENTOS EM MOTORES DE AVIÃO, CAUSAS QUE LEVAM À SUA FALHA	42
3.3.1	FUNCIONAMENTO DOS ROLAMENTOS NO MOTOR TURBO FAN	43
3.4	FATORES PARA A MONITORIZAÇÃO DO MOTOR ALUSIVO A VIBRAÇÕES E RESPECTIVO POSICIONAMENTO DOS SEUS SENSORES DE VIBRAÇÃO.....	44
3.5	DESEQUILÍBRIO.....	45
3.5.1	UNIDADES DE MEDIDA DO DESEQUILÍBRIO E SUA IDENTIFICAÇÃO	47
3.5.2	RELAÇÃO ENTRE O DESLOCAMENTO DO CENTRO DE MASSA E O DESEQUILÍBRIO ASSOCIADO.....	48
3.5.3	TIPOS DE DESEQUILÍBRIOS	49
3.5.3.1	DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO E SUA METODOLOGIA DE CORREÇÃO.....	50
	50
3.5.3.2	DESEQUILÍBRIO DE MOMENTO E SUA METODOLOGIA DE CORREÇÃO	52
	54
3.5.3.4	DESEQUILÍBRIO DINÂMICO E SUA METODOLOGIA DE CORREÇÃO	54
3.6	CAUSAS QUE GERAM DESEQUILÍBRIOS NOS MOTORES TURBO FAN.....	55
3.6.1	ORIENTAÇÕES PARA A INVESTIGAÇÃO DE VIBRAÇÕES PROVENIENTES DA VELOCIDADE DE N1 E N2 DOS MÓDULOS DE BAIXA E ALTA PRESSÃO.....	56
3.7	PROCESSO DE EQUILIBRAGEM	61
	64

3.7.1 PROCESSO DE EQUILIBRAGEM DINÂMICA.....	64
3.11 VALORES DE TOLERÂNCIA APRESENTADOS NAS EQUILIBRAGENS TAP	67
3.7.1 PROCESSO DE EQUILIBRAGEM ESTÁTICA NA MÁQUINA	71
4.8 BANCO DE ENSAIO - PROCEDIMENTO DE ENSAIO PARA MOTORES CFM56	72
<u>CAPÍTULO 4.....</u>	<u>77</u>
4 ANÁLISE DE RESULTADOS	77
4.1 VIBRAÇÕES À ROTAÇÃO DE N1 CORRESPONDENTE À FAN E LPT E SUAS RESPOSTAS AOS DESEQUILÍBRIOS.....	77
4.2 VIBRAÇÕES PROVENIENTES DO DESEQUILÍBRIO À VELOCIDADE DE N2 DO HPC E HPT	79
4.3 APRESENTAÇÃO GRÁFICA DOS VALORES PARAMETRIZADOS ADMISSÍVEIS	80
4.4 ANÁLISE DAS EQUILIBRAGENS NOS MOTORES ESTUDADOS	81
4.4.1 EQUILIBRAGENS DO MOTOR TAP XXX426	82
4.4.1.1. EQUILIBRAGEM INICIAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX426 – CFM56-5B.....	82
4.4.1.2 EQUILIBRAGEM FINAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX426 – CFM56-5B.....	82
4.4.1.3 EQUILIBRAGEM DA HPT DO MOTOR TAP XXX426 – CFM56-5B.....	84
4.4.1.4 EQUILIBRAGEM DA LPT DO MOTOR TAP XXX426 – CFM56-5B	85
4.4.2 MOTOR TAP XXX566	86
4.4.2.1 EQUILIBRAGEM INICIAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX566 – CFM56-5B	86
4.4.2.2 EQUILIBRAGEM FINAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX566 – CFM56-5B.....	86
4.4.2.3 EQUILIBRAGEM DA HPT DO MOTOR TAP XXX566 – CFM56-5B.....	87
4.4.3 MOTOR TAP XXX644	88
4.4.3.1 EQUILIBRAGEM INICIAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX644 – CFM56-5B	88
4.4.3.2 EQUILIBRAGEM FINAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX644 – CFM56-5B.....	88
4.4.3.3 EQUILIBRAGEM DA HPT DO MOTOR TAP XXX644 – CFM56-5B.....	89
4.4.3.4 EQUILIBRAGEM DA LPT DO MOTOR TAP XXX644 – CFM56-5B	90
4.4.4 MOTOR TAP XXX468	91
4.4.4.1 EQUILIBRAGEM DO BOOSTER DO MOTOR TAP XXX468 – CFM56-5B	91
4.4.4.2 EQUILIBRAGEM INICIAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX468 – CFM56-5B	92
4.4.4.3 EQUILIBRAGEM FINAL DO HPC DO MOTOR TAP XXX468 – CFM56-5B.....	93
4.4.4.4 EQUILIBRAGEM DA HPT – MOTOR TAP XXX468	94
4.4.4.5 EQUILIBRAGEM DA LPT DO MOTOR TAP XXX468 – CFM56-5B	95
4.4.5 MOTOR TAP XXX272	96
4.4.5.1 EQUILIBRAGEM DO MOTOR XXX272 – CFM56-5B	96
4.5 ANÁLISE VIBRACIONAL DOS MOTORES EM BANCO DE ENSAIO TAP	98

4.5.1 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX426	98
4.5.2 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX566	100
5.5.3 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-7B_XXX644	101
4.5.4 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX468	103
4.5.5 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX823	104
4.5.6 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX272	105
4.6 CORREÇÃO DO DESEQUILÍBRIO EM BANCO DE ENSAIO PELO MÉTODO DE <i>TRIM BALANCE</i>	108
4.6.1 CORREÇÃO DO PARÂMETRO DE VIBRAÇÕES ANÓMALO PARA VELOCIDADE DE N1, PELO MÉTODO DE EQUILIBRAGEM EM MOTORES CFM56-5B – <i>TRIM BALANCE</i> – MOTOR XXX426	109
4.6.2 CORREÇÃO DO PARÂMETRO DE VIBRAÇÕES ANÓMALO PARA VELOCIDADE DE N1, PELO MÉTODO DE EQUILIBRAGEM EM MOTORES CFM56-5B – <i>TRIM BALANCE</i> – MOTOR XXX566	110
4.7 VIBRAÇÕES EM BANCO APÓS <i>TRIM BALANCE</i>	111
4.7.1 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX426 APÓS <i>TRIM BALANCE</i>	111
4.7.2 VIBRAÇÕES DO MOTOR TAP CFM56-5B_XXX566 APÓS <i>TRIM BALANCE</i>	112
4.7 CONTRIBUIÇÃO METODOLÓGICA NO PROCESSO EQUILIBRAGEM	114
4.8 <i>CHECKLIST</i> PARA O PROCESSO DE EQUILIBRAGEM.	116
<u>CAPÍTULO 5</u>	<u>117</u>
CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	117
<u>REFERÊNCIAS</u>	<u>120</u>
<u>ANEXOS</u>	<u>124</u>
ANEXOS – A1. – TABELA DE VALORES ADMISSÍVEIS DE EQUILIBRAGEM TAP E RELATÓRIOS DE EQUILIBRAGENS HPC/HPT/HPT/LPT DOS MOTORES ESTUDADOS TAP.	126
A1.1. TABELA DE VALORES DE DESEQUILÍBRIO ADMISSÍVEL PARA EQUILIBRAR TAP	127
A2. TABELA DOS VALORES DE DESEQUILÍBRIOS INICIAIS DOS MOTORES E RESPECTIVOS GRÁFICOS.	129
ANEXO A2.1	130
A3. TABELA DOS VALORES DE DESEQUILÍBRIO FINAL DO HPC DOS MOTORES E RESPECTIVOS GRÁFICOS.....	147
A4. TABELA DOS VALORES DE DESEQUILÍBRIO DA HPT DOS MOTORES E RESPECTIVOS GRÁFICOS.....	164
A5. TABELA DOS VALORES DE DESEQUILÍBRIO DA LPT DOS MOTORES E RESPECTIVOS GRÁFICOS.....	190
A6. TABELA DOS VALORES DE DESEQUILÍBRIO DO BOOSTER DOS MOTORES E RESPECTIVOS GRÁFICOS.	201

ANEXOS – A8 – GRÁFICOS E TABELAS CORRESPONDENTE AO ENSAIO DOS MOTORES ESTUDADOS EM BANCO DE ENSAIO TAP.	205
A7.2 DISTRIBUIÇÃO DOS PARAFUSOS DE CORREÇÃO NO CONE DA FAN E RESPECTIVA TABELA – MOTOR XXX566 .	207
A7.3. RELATÓRIO DE <i>TRIM BALANCE</i> - MOTOR TAP CFM56-5B - MOTOR XXX426.....	208
A7.4 - RELATÓRIO DE <i>TRIM BALANCE</i> - MOTOR TAP CFM56-5B - MOTOR XXX426.....	213
ANEXOS – A9 – MANUAIS ALUSIVOS A LIMITES DE VIBRAÇÃO EM BANCO DE ENSAIO DOS MOTORES CFM56-5B/3/7B.....	216
A8.1. – MANUAL DO MOTOR CFM56-5B – TESTE EM BANCO DE ENSAIO	217
A8.2 – MANUAL DO MOTOR CFM56-7B – TESTE EM BANCO DE ENSAIO	220
A3.3 – MANUAL DO MOTOR CFM56-3 – TESTE EM BANCO DE ENSAIO	221
A10 - CHECKLIST DA CONTRIBUIÇÃO METODOLÓGICA NO PROCESSO DE EQUILIBRAGEM	224

Índice de Figuras

Figura 1 - Roda da Manutenção Preventiva Condicionada [14]	11
Figura 2 - Curva de tendência alusiva a vibrações [14]	17
Figura 3 - Esquema do ciclo de vida de um equipamento “curva da banheira”, adaptado de [16]	18
Figura 4 - a) Instalação de sensores de deslocamento [11]	20
Figura 5 - b) Instalação de sensores de deslocamento [11]	21
Figura 6 - Diagrama esquemático de um sensor de velocidade [11]	23
Figura 7 - Típica montagem de um acelerómetro – funcionamento baseado na compressão [11]	24
Figura 8 - Funcionamento baseado no movimento de corte shear [11]	25
Figura 9 - Gráficos alusivos à gama de leitura de cada sensor, adaptado de [11]	26
Figura 10 - Representação de um sinal no domínio no tempo e no domínio da frequência, [18]	28
Figura 11 - Correlação entre funcionamento de um motor e o espectro de frequências por ele emitido [17]	29
Figura 12 - Motor turbofan CFM 56, [22]	31
Figura 13 - Motor Turbo-Fan CFM56-7 [23]	32
Figura 14 - Esquemática dos dois tipos de rotação e seus elementos, [24]	33
Figura 15 - Esquemática da Fan e do core de LPC, [24]	33
Figura 16 - Esquemática do apoio do suporte do rolamento 1 e 2, [24]	34
Figura 17 - Montagem do compressor de baixa pressão (LPC) à fan shaft juntamente com a fan	34
Figura 18 - Montagem do HPC e HPT, fonte: TAP	35
Figura 19 - Montagem da HPT fonte: TAP	36
Figura 20 - Montagem do HPC fonte: Tap	36
Figura 21 - Módulo de LPT em processo de equilibragem, fonte: TAP	37
Figura 22 - Fluxo de ar quente e frio, [6]	38
Figura 23 - Motor Turbo Jato (adaptado), [6]	38
Figura 24 - Módulos do motor turbo fan, [24].	39
Figura 25 - Core de alta pressão constituído pelo HPC e HPT respetivamente, [24].	40
Figura 26 - Ilustração da Turbina de alta pressão HPT (a magenta) e de baixa pressão LPT (a verde), [24].	41
Figura 27 - Ligação da turbina de baixa com o veio, [24].	41
Figura 28 - Ligação das componentes de baixa pressão pelo veio (velocidade N1), [24].	41
Figura 29 -Ligação do Veio proveniente da turbina de baixa pressão, [24].	42
Figura 30 - rolamento de rolos (a), rolamentos de esferas (b), fonte: schaeffler.es	42
Figura 31 - Caracterização das componentes de um rolamento [17]	43
Figura 32 - a) Imagem de corte do rolamento de esferas número 1 e, do rolamento de rolos número 4, fonte: TAP	44
Figura 33 - a) Fatores para a monitorização do estado de condição de um motor CFM56,	45
Figura 34 - a) Força centrífuga gerada, b) Disco desequilibrado - HS- Zona pesada [25]	46
Figura 35 - Deslocamento do centro de massa C_m [25]	49

Figura 36 - Rotor desequilibrado estaticamente [25]	50
Figura 37 - Veio desequilibrado estaticamente [25]	51
Figura 38 - Veio desequilibrado estaticamente com duas massas aplicadas [25]	51
Figura 39 - Equilibragem estática. Soluções de correção corretas a), b) e c), Incorretamente - d) [25]	51
Figura 40 - Veio com duas massas m_1 diametralmente opostas, Desequilíbrio de momento, 0-0 eixo de rotação, 1-1 eixo principal de inércia, C_m - Centro de massa [25]	53
Figura 41 - Desequilíbrio Quase-Estático [25]	53
Figura 42 - Desequilíbrio Quase-estático resultante da combinação especial de um desequilíbrio estático com um desequilíbrio de momento [25]	54
Figura 43 Desequilíbrio Dinâmico [25]	54
Figura 44 - Verificação do CDP Seal e Runout, [26]	58
Figura 45 - Front shaft da HPT [26]	59
Figura 46 Montagem do front shaft da HPT com o CDP Seal, [26]	60
Figura 47 - Representação do programa de equilibragem do 4°, estático e 9° andar do rotor HPC, [28]	63
Figura 48 - Pedestais da máquina de equilibragem SCHENCK, fonte: TAP	64
Figura 49 - Programa de distribuição de pás, fonte: TAP	65
Figura 50 - Instalação das massas de correção no rotor, fonte: TAP ESM CFM56-3	67
Figura 51 - Valores padronizados admissíveis, os valores apresentados entre parêntesis estão em mm fonte: TAP	68
Figura 52 - Esquema do plano S e U na HPT, valores entre parêntesis em mm, Fonte: TAP, ESM CFM56	69
Figura 53 - Indexação da componente e cálculo do desequilíbrio associado, fonte: TAP, ESM CFM56	70
Figura 54 - Indexação da componente e cálculo do desequilíbrio associado, fonte: TAP, ESM CFM56	71
Figura 55 - Display da massa de correção e o ângulo a corrigir numa equilibragem estática, fonte: TAP	71
Figura 56 - Máquina de equilibragem estática um só plano, fonte: TAP	72
Figura 57 Ilustração do software abordado nas tabelas acima fonte: TAP	76
Figura 58 - Gráfico de amplitude de vibração alusivo a desequilíbrios na fan, comparação entre o sensor do BRG 1 e da TRF [30]	77
Figura 59 - Exemplo de vibrações recolhidas e analisadas provenientes do desequilíbrio da fan, 1° gráfico corresponde a vibrações de N1 vs rpm, 2° gráfico corresponde a amplitude de vibração de N1 vs percentagem de rpm (N1) [30]	78
Figura 60 - Resposta de vibrações provenientes do desequilíbrio da core de alta rotação vs velocidade N2 [30]	79
Figura 61 - Vibração de N2 vs Tempo [30]	80
Figura 62 - Gráfico alusivo a uma normal vibração de N1, fonte: TAP	81
Figura 63 - Gráfico alusivo a uma normal vibração de N2, fonte: TAP	81
Figura 64 - Massas de correção utilizadas no motor XXX426, fonte: TAP	83
Figura 65 - Tendência do desequilíbrio da HPT do motor XXX272 – CFM56-5B	97
Figura 66 - Desequilíbrio do rotor após uma nova equilibragem	97

<i>Figura 67 - Gráfico de vibração sensor rolamento 1 (BRG) e TRF “versus” N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX426, fonte: TAP</i>	99
<i>Figura 68 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF “versus” N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX426, fonte: TAP</i>	99
<i>Figura 69 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX566, fonte: TAP</i>	100
<i>Figura 70 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX566, fonte: TAP</i>	101
<i>Figura 71 - Gráfico de vibração, sensor do Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX644, fonte: TAP</i>	102
<i>Figura 72 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX644, fonte: TAP</i>	102
<i>Figura 73 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX468, fonte: TAP</i>	103
<i>Figura 74 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX468, fonte: TAP</i>	104
<i>Figura 75 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX823, fonte: TAP</i>	105
<i>Figura 76 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX823, fonte: TAP</i>	105
<i>Figura 77 - Gráfico de amplitude de vibração para velocidade de N1 - Motor CFM56-5B XXX272, fonte: TAP</i>	106
<i>Figura 78 - Vibração do motor XXX272 em regime de N2, fonte: TAP</i>	106
<i>Figura 79 – Amplitude de vibração para velocidade de N1, Motor XXX272, fonte: TAP</i>	107
<i>Figura 80 – Amplitude de Vibração após segunda equilibragem das componentes em oficina, MotorXXX272 fonte: Tap</i>	107
<i>Figura 81 - Valores antes e pós trim balance, fonte: TAP</i>	110
<i>Figura 82 – Valores de amplitude de vibração antes e pós trim balance, Motor XXX566, fonte: TAP</i>	111
<i>Figura 83 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após trim balance, Motor XXX426, fonte: TAP</i>	112
<i>Figura 84 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de trim balance, Motor XXX426, fonte: TAP</i>	112
<i>Figura 85 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de trim balance – Motor XXX566, fonte: TAP</i>	113
<i>Figura 86 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de trim balance, Motor XXX566, fonte: TAP</i>	113

Índice de Tabelas

<i>Tabela 1 Relação entre a frequência a ser medida e a eficácia do tipo de sensor, adaptado de [11]</i>	<i>26</i>
<i>Tabela 2 Procedimentos para averiguar os parâmetros operacionais de um motor CFM 56 em banco de ensaio, Fonte: TAP</i>	<i>73</i>
<i>Tabela 3 Procedimentos para se iniciar o ensaio vibracional de um motor CFM 56 em banco de ensaio, Fonte: TAP</i>	<i>74</i>

Capítulo 1

1 Introdução

1.1 Motivação

Será pertinente apresentar de uma forma clara, a verdadeira essência da génese deste Trabalho Final de Mestrado, onde, com o término do mesmo, se fecha um capítulo pessoal, de um ciclo de trabalho, dedicação e, aprendizagem.

Uma vez que o autor deste trabalho tem como base a sua licenciatura, no ramo da Engenharia de Manutenção Aeronáutica, a realização deste Trabalho Final de Mestrado, pretende constituir um contributo para a adoção de boas práticas no âmbito da Engenharia de Manutenção, na área da equilibragem de rotores em motores de avião e a sua respetiva análise vibratória em banco de ensaio de motores. Pretende-se entender os principais conceitos alusivos à prática da manutenção e monitorização de vibrações num contexto aeronáutico, num cenário industrial, assumindo sempre como linha condutora as ambições, interesses e objetivos da empresa TAP Air Portugal que preconizaram, desenvolver uma metodologia inovadora no processo de equilibragem na procurando que a abordagem ao tema seja efetuada o mais clara possível.

À luz da matéria intrínseca à manutenção, esta apresenta uma relevância notória nas áreas de engenharia, sendo por essa razão uma constância no quotidiano industrial carecendo de uma contínua pesquisa e análise, com o intuito de otimizar e diminuir os custos associados a todo o processo agregado ao setor da engenharia.

Num contexto aeronáutico, a função da manutenção das componentes do avião, tem uma importância particular, nomeadamente pelo facto de se relacionar intrinsecamente com a segurança de voo. Por esta razão, torna-se ainda mais verdadeira a vontade de se adquirir os conhecimentos e competências desejáveis para que se faça da engenharia e manutenção aeronáutica um setor ainda mais promissor no que concerne à segurança e operacionalidade.

1.2 Descrição da Empresa

A TAP Air Portugal, empresa na qual se desenvolveu o trabalho prático necessário para a realização deste Trabalho Final de Mestrado, apresenta-se sediada em Lisboa junto ao aeroporto Humberto Delgado, apresentando um vasto leque de departamentos, que em

sintonia, conseguem colocar esta empresa num dos mais elevados e desejáveis patamares da aviação civil.

No que concerne à prática da manutenção e engenharia aeronáutica, esta está conotada como uma das melhores empresas a nível mundial, perfazendo todos os requisitos necessários para que se desenvolva um notório e satisfatório exercício de manutenção em equipamentos aeronáuticos.

O setor em que se inseriu o autor deste trabalho, é um dos setores primordiais da empresa, o departamento de motores da TAP Air Portugal, estando este dividido em subcategorias intrinsecamente associadas aos processos de manutenção.

Toda a prática exercida nos motores de avião, está dividida em setores, desde a entrada do mesmo na oficina até que se apresenta em banco de ensaio para se efetuarem todos os testes necessários para conferir se o mesmo comporta os requisitos necessários para adquirir o termo de aeronavegabilidade (entenda-se aeronavegabilidade como a aptidão necessária para poder exercer a sua função operacional de voo).

1.3 Objetivos e Contributos do Trabalho Final de Mestrado

Este Trabalho Final de Mestrado, tem como principal objetivo abordar os conhecimentos intrínsecos aos processos de equilibragem e análise de vibrações em motores de avião *turbo fan*, bem como encontrar eventuais práticas menos adequadas nestes processos de manutenção, tentando posteriormente, dar o seu contributo numa resposta satisfatória para a resolução destas mesmas eventuais não conformidades, ou condições que se constate carecerem de algum tipo de alteração.

Dentro do mundo aeronáutico, é notória toda a complexidade e exigência no que concerne aos procedimentos de inspeção de manutenção, que se baseiam primordialmente em preventivo-sistemático/condicionado, com o intuito de minimizar e mitigar eventuais condições latentes, bem como as perdas por eventuais paragens no processo de manutenção e produção.

Apresentado o mote para a elaboração do presente Trabalho Final de Mestrado, que tem como foco compreender e analisar num contexto de manutenção aeronáutica as vibrações dos motores *turbo fan* em banco de ensaio após a realização das operações de equilibragem dos rotores dos respetivos motores.

O controlo de condição de um equipamento através das amplitudes de vibração por ele emitidas, torna-se naturalmente um meio imensamente satisfatório para as atividades de

manutenção, assentes no estudo das referidas vibrações, considerando que todo e qualquer componente vibra, emitindo um sinal vibratório associado à energia, que se deseja dentro valores pré-definidos como admissíveis pelo fabricante para um bom funcionamento do equipamento [1]. As frequências contidas nesse sinal vibratório podem ser isoladas e identificadas, o que permite aferir com precisão, o tipo de problema que lhe está associado. A análise de vibração é o processo pelo qual as falhas em componentes rotativas de um equipamento, são descobertas através do aumento de amplitude das forças dinâmicas geradas [2].

Aquando de uma ocorrência de um anormal regime de funcionamento de um equipamento mesmo que seja num estado muito inicial, este pode-se traduzir numa degradação evolutiva dos componentes do respetivo equipamento e, se houverem diferentes respostas ao nível da frequência e de amplitude da vibração do equipamento em análise, apresenta-se portanto uma elevada pertinência em diagnosticar as causas destas alterações que momentaneamente ou a longo prazo, poderão colocar em causa toda a operação para que este equipamento foi projetado. Neste sentido, assume-se o controlo de condição como base na análise de vibrações e deste Trabalho Final de Mestrado como sendo um processo de elevada relevância no seio de qualquer empresa, com a finalidade de identificar e analisar de forma preditiva essas mudanças de comportamento dos equipamentos rotativos, baseando-se no conhecimento do estado da máquina através de medições periódicas, ou contínuas dos parâmetros correspondentes ao funcionamento do equipamento (sinal no tempo), curva de tendência, espectro de frequências, temperaturas, desgaste visível etc.), evitando assim uma paragem inesperada quebrando o normal funcionamento e produção de uma linha/cadeia de processos, bem como substituições desnecessárias de peças.

1.4 Abordagem às Vibrações num Contexto aeronáutico em Motores Turbo Fan.

Num contexto aeronáutico, as vibrações dos motores, têm de uma certa forma a sua génese no desequilíbrio das pás das componentes de impulso do motor, quando estas não se encontram dentro de parâmetros considerados pelo fabricante do equipamento como admissíveis, respeitando as normas necessárias para um bom funcionamento do equipamento, nomeadamente após a realização de um processo de equilibragem. O alinhamento do acoplamento dos componentes rotativos das máquinas é igualmente de elevada importância, uma vez que se não se encontrar em conformidade com os valores normativos tabelados para cada respetiva funcionalidade, repercutir-se-á ao nível das

vibrações do motor. Nos correntes dias, existe uma preocupação no acompanhamento da amplitude de vibração que se pode observar nos espectros de frequência, havendo empresas, que se vocacionaram especificamente para a monitorização destes parâmetros.

No que concerne á metodologia base adotada na monitorização de vibrações, esta sustenta-se na ideia de que as estruturas dos equipamentos, que são excitadas por esforços dinâmicos, decorrentes do seu funcionamento, respondem com sinais vibratórios cuja frequência é semelhante à dos esforços que a provocam, sendo que o sinal de vibração medido será a soma das respostas vibratórias da estrutura às diferentes frequências dos esforços que a excitam. Este procedimento é elaborado segundo um método comparativo, em que, o que se analisa é a evolução histórica do equipamento a partir de um instante tomado como referência, ou, por comparação de dados estatísticos baseados em equipamentos semelhantes, sendo que o instante escolhido para referência seria após uma manutenção de elevada grandiosidade, ou mesmo após uma manutenção de foro corretivo, ou eventualmente a partir do momento em que o equipamento entra em funcionamento pela primeira vez. Qualquer que seja o aumento vibratório durante o funcionamento da aeronave, que se traduza num aumento de amplitude em alguma frequência, é um forte indício que há um defeito em evolução [3].

Neste contexto, pode-se afirmar que a monitorização do estado de operacionalidade do equipamento (*health monitoring*) das componentes dos motores de avião com elevado grau de criticidade, tem-se tornado numa metodologia com interesse no foro das companhias e associações de aviação civil [4].

Fazendo uma abordagem futurista e promissora, em relação às técnicas adotadas para a prática da monitorização e deteção de anomalias nos equipamentos e, no presente estudo, alusivo aos motores de avião. A monitorização, tende a ter a sua interpretação e intervenção num contexto on-line, possibilitando como comando de *shut down* do sistema em caso de alguma anomalia, a fim de aumentar a segurança operacional e diminuir os custos de manutenção associados. A monitorização do estado de um equipamento, é altamente dependente do conjunto de sensores que o integram e operam.

1.5 Estrutura do Trabalho

Este Trabalho Final de Mestrado, está dividido por capítulos, fazendo uma alusão aos assuntos abordados num contexto de manutenção condicionada utilizando análise de vibrações, em motores de avião *turbo fan*.

No capítulo 1, apresentam-se as motivações que levaram ao surgimento deste Trabalho Final de Mestrado, bem como, a contribuição que se pretende com o mesmo. É também apresentada a empresa que acolheu o autor deste trabalho, ao longo de quatro meses no âmbito de um Estágio de Natureza Profissional.

No capítulo 2, e tendo subjacente a manutenção condicionada, começa-se por abordar o aspeto da segurança no setor aeronáutico, fazendo gradualmente a alusão para a importância da manutenção neste setor e mais concretamente em motores de avião.

Aborda-se também os vários tipos de manutenção existente na indústria bem como os tipos e características dos sensores utilizados na captação do movimento dos equipamentos.

No capítulo 3 será apresentada uma explicação do funcionamento do motor CFM56, bem como os conceitos aeronáuticos associados, para que haja uma compreensão técnica, do que é abordado no capítulo seguinte.

Faz-se uma explanação do processo de equilibragem e quais os tipos de desequilíbrios existentes nos equipamentos bem como a sua correção e apresentam-se as metodologias de alinhamento dos rotores em motores de avião preconizados pela AXIM. É também abordado o caso de estudo, em que é efetuada uma análise de vibrações aos motores de avião em banco de ensaio de motores.

No capítulo 4, são analisados os resultados obtidos e efetuada uma descrição da contribuição metodológica aplicada por parte do autor, no processo de equilibragem dos rotores.

Por último no capítulo 5, apresentam-se as conclusões e referem-se eventuais trabalhos futuros.

[Página deixada em branco propositadamente]

Capítulo 2

2 Manutenção condicionada

2.1 Segurança aeronáutica num contexto de manutenção.

Antes de qualquer abordagem mais técnica no que concerne à prática da manutenção e as suas metodologias (métodos de manutenção aplicados), é pertinente salientar, uma vez que se pretende abordar a temática no setor aeronáutico, a importância da segurança e o seu envolvimento preponderante nesta área em estudo, bem como, a sua integração no processo de manutenção.

Caracteriza-se então segurança como sendo o estado em que a possibilidade de danos às pessoas ou bens é reduzida e mantida num nível aceitável através de um processo contínuo de identificação de perigos e gestão de riscos de segurança [5].

Dependendo da abordagem que se perspetive, o conceito de segurança na aviação, pode ser caracterizado de diferentes formas, nomeadamente [6]:

- a) Zero acidentes ou incidentes graves, parâmetro observado pelos passageiros;
- b) Zero perigos, ou seja, fatores que causam ou são suscetíveis de causar danos;
- c) Comportamento por parte dos operacionais e estruturas empresariais, em atos e condições inseguras;
- d) Mitigação do erro;
- e) Conformidade regulamentar;

Para se laborar no setor aeronáutico é necessário ter uma atenção redobrada no que se relaciona com a forma e tipo de trabalho de manutenção, respeitando as diretrizes necessárias para que haja um ambiente que naturalmente gere segurança e que permaneça livre de distrações [7].

A segurança relaciona-se, portanto, com conceitos relativos e não propriamente absolutos, de carácter controlável. Todavia, genericamente não se consegue obter um controlo absoluto da segurança operacional dos equipamentos, pelo que os riscos lhe estão associados decorrentes das consequências de perigos resultantes do contexto operacional, devem ser aceitáveis. Enquanto os riscos de segurança e os erros operacionais forem mantidos num grau aceitável de controlo, num sistema que se caracteriza por ser tão aberto e dinâmico como é a aviação civil comercial (entenda-se como aberto, permissível a eventuais

ocorrências que possam colocar em causa a operacionalidade do equipamento e dinâmico, por interligar várias valências de operações que juntas caracterizam e constituem o ambiente aeronáutico), a operacionalidade do equipamento é considerada ainda assim como segura [8].

A manutenção que se efetua em qualquer que seja o contexto industrial, mas principalmente no presente contexto aeronáutico, desempenha um papel preponderante já que comporta a singularidade de manter a operacionalidade das aeronaves uma vez que, se não houver a devida e obrigatória manutenção efetuada nas referidas aeronaves, estas ficam impossibilitadas de voar, já que não comportam o certificado de aeronavegabilidade que se caracteriza pela verificação de acérrimos parâmetros de segurança [9].

Quando se fala de aeronavegabilidade, está-se automaticamente a relacionar, um vasto leque de documentação, normas e metodologias, que foram criadas pelas entidades aeronáuticas reguladoras da aviação civil, que devem ser cumpridos de forma inequívoca para que não seja colocada em causa toda a organização e por conseguinte todo o processo de manutenção até então efetuado, guiando-se sempre com base, na legislação em vigor alusiva aos sistemas e componentes das aeronaves e suas manutenções [10].

2.2 Tipo de manutenção

No que concerne à forma como são realizadas as ações de manutenção, podemos dividi-las em três grandes grupos, nomeadamente a manutenção corretiva, manutenção preventiva sistemática e manutenção preventiva condicionada. No presente estudo dar-se-á primazia como já referido, aos tipos de manutenção preventiva e condicionada/sistemática, contudo, os equipamentos associados a qualquer ramo industrial não se apresentam livres da ocorrência de manutenções corretivas, sendo por isso pertinente também fazer uma breve referência ao tema.

Manutenção Corretiva: Caracteriza-se como sendo o método tradicionalmente conhecido, onde simplesmente as máquinas trabalham num determinado regime e só param quando efetivamente alguma anomalia as faça parar. Esta metodologia possibilita obter um máximo tempo de serviço sem paragens, contudo, quando uma falha ocorre, esta poderá ter implicações catastróficas e resultados severos na condição de operacionalidade da respetiva maquinaria. Numa abordagem de manutenção no contexto em estudo, o tempo de paragem para atos de manutenção despendido, terá que ser o mais breve possível, assim como o tempo

requerido para a obtenção de novas peças para serem repostas, tendo em atenção aqueles componentes de maior porte que tem que ser fabricados muitas vezes somente por encomenda prévia. Acima de tudo, não é possível descorar mais uma vez a importância da segurança, já que caso haja alguma anomalia que faça efetivamente parar o normal funcionamento de uma aeronave em serviço, este acontecimento poderá acarretar implicações de um elevado grau de severidade em que no limite poderão surgir fatalidades [11].

Manutenção Preventiva Sistemática: Este tipo de manutenção é caracterizado por as correspondentes ações serem efetuadas num intervalo específico de tempo, periódico, ao longo da vida útil do equipamento. A grande vantagem deste método, centra-se na possibilidade de se planear uma manutenção ao respetivo equipamento com antecedência, sendo por isso reduzida a possibilidade de falha catastrófica como eventualmente poderia ocorrer na adoção de uma estratégia de manutenção corretiva. No que concerne às desvantagens deste método, existe sempre a possibilidade de ocorrerem falhas inesperadas bem como, o número de manutenções efetuadas poderá ser excessivo o que acarreta um aumento de substituições de componentes desnecessárias. A manutenção preventiva é baseada no tempo (sistemática), uma vez que o equipamento ou componente está limitado pelo número de horas de funcionamento, ciclos, rotações, etc. [11].

Manutenção Preventiva Condicionada: É uma estratégia de manutenção que se pode denominar de manutenção preditiva, uma vez que está subordinada a um tipo de acontecimento predeterminado, sendo que a degradação do desempenho do equipamento é prevista através da monitorização regular da condição do mesmo e a intervenção no respetivo equipamento faz-se em função da necessidade.

No que concerne às vantagens deste tipo de estratégia de manutenção, estas prendem-se com a possibilidade de otimizar o momento de manutenção com base na aquisição em tempo real, dos valores do funcionamento dos equipamentos como exemplo, pressão, temperaturas de serviço, caudais, vibrações, etc e caso haja uma anormal alteração destes parâmetros, é possível adotar as respetivas medidas de resolução, dos problemas detetados. A longevidade do equipamento também acaba por se tornar maior, já que é feito um controlo do seu estado de condição, não deixando com que este atinja níveis de degradação que se tornem catastróficos. Com este último aspeto, o fator da produtividade e os custos de reparação também acabam por se refletir de forma positiva, já que existe um decréscimo nos custos

associados às práticas de manutenção uma vez que, se providencia a capacidade de se aferir com alguma certeza quais as opções a determinar nos atos de manutenção [12]. Estas opções, baseiam-se, na análise dos dados concretos dos equipamentos e não em meras especulações plausíveis. Existe também, a possibilidade de aquisição antecipada de peças de reposição que sejam necessárias, efetuando-se assim as manutenções em alturas que sejam mais propícias à paragem do equipamento assegurando sempre as condições de operacionalidade impostas. Permite-se assim, que os equipamentos acabem por manter as linhas de produção ativas até a um máximo de tempo possível.

Hoje, a questão da monitorização do estado de condição de um equipamento bem como do diagnóstico de falhas subjacente, faz parte do sistema de manutenção globalmente adotado (por quem opta por este método), devido às vantagens que potenciam, reduzindo os custos de manutenção e havendo uma maior disponibilidade operacional dos equipamentos aliada a uma maior produtividade [13].

Abordando as desvantagens da manutenção preventiva condicionada, esta pode ser considerada um método de manutenção eventualmente oneroso, pois ao necessitar de equipamentos de leitura e sensores, estes normalmente representam um investimento inicial elevado [11].

A manutenção preventiva condicionada, exige um plano de formação adequado dirigido aos técnicos envolvidos, de modo a que estes saibam analisar os dados recolhidos, diagnosticar e eventualmente avaliar, a severidade dos problemas.

O método da manutenção preventiva condicionada, é ilustrada na Fig. 1, em que é visível toda a metodologia que se baseia. Inicialmente, num determinado equipamento dá-se a deteção de um problema ou anomalia, justificado pelo facto de os parâmetros que dão corpo a este método de manutenção como exemplo o nível global de vibrações, temperaturas, etc., se encontrarem fora dos valores aceitáveis de funcionamento do equipamento.

Segue-se a análise dos valores recolhidos, onde se promove o seu diagnóstico de forma a identificar a causa e a não conformidade. Seguidamente efetua-se o prognóstico, para avaliar a severidade da anomalia detetada. É com base na severidade que são preparadas as ações a realizar e o seu planeamento, tendo em conta o plano da produção, na busca de uma janela de oportunidade para a sua efetiva realização que minimize os custos indiretos. Após a realização da ação corretiva, passa-se à sua validação, através da comparação dos valores anteriormente recolhidos antes da anomalia, com os valores após a execução da ação corretiva, os quais devem estar de acordo com os níveis aceitáveis de funcionamento do equipamento.

Caso exista uma não validação da correção efetuada no equipamento, deve-se fazer uma análise da causa raiz, tentando perceber em que sentido é que a correção efetuada não foi efetivamente eficaz ou a necessária, para a devida normalização dos parâmetros anómalos ou, se o diagnóstico até então assumido, terá que ser alterado, uma vez que o foco do problema, poderá ter a sua origem noutra componente. Passa-se por essa razão, a efetuar, um novo diagnóstico.

Em suma, a utilização de planos de manutenção condicionada aliada a técnicas de monitorização do estado do equipamento (controlo de condição do equipamento), preconizam a forma como nos correntes dias se efetuam os trabalhos no ramo das engenharias e manutenções industriais, obrigando consequentemente a indústria a ter um nível tecnológico mais avançado bem como equipas mais especializadas, aumentando desta forma os padrões de satisfação e desempenho efetuados bem como a minimização dos custos e *stocks* que neles lhe são característicos.

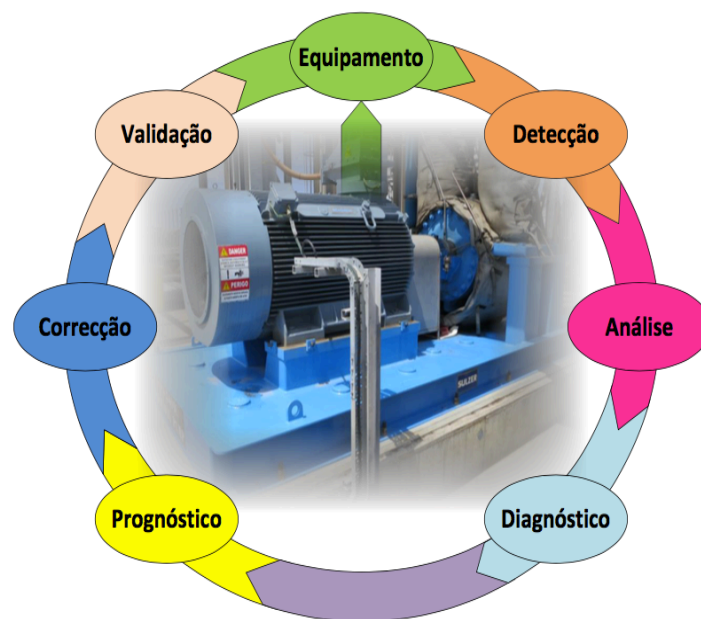


Figura 1 - Roda da Manutenção Preventiva Condicionada [14]

2.3 Controlo de condição manual “versus” contínuo

Quando se fala de controlo de condição de um equipamento, está-se intrinsecamente a associar a manutenção preventiva, já que, só é possível haver um controlo quando existem dados recolhidos para se proceder a uma análise dos mesmos. Contudo, é importante

distinguir as duas possibilidades do controlo da condição do equipamento, o controlo de condição manual e o controlo de condição contínuo.

Dadas as circunstâncias em que um determinado equipamento labora, bem como, a sua função, e tendo em atenção o seu grau de criticidade, a escolha da metodologia do controlo de condição aplicada varia.

Assim no controlo de condição manual, este só é aplicado em equipamentos que não sejam críticos. Este método, é baseado na recolha pontual de dados e de acordo com um planeamento baseado em rotinas, com recurso a analisadores portáteis e software.

Um equipamento que seja considerado crítico, a metodologia que se deve aplicar, caso seja possível economicamente, será o controlo de condição contínuo promovendo assim, uma constante monitorização, através de sensores permanentemente instalados, para que se consiga em caso de necessidade extrema proveniente de uma alteração repentina dos parâmetros recolhidos, desliga-lo, evitando repercussões catastróficas nomeadamente fatalidades [11].

Fazendo uma alusão às vantagens de uma monitorização permanente, esta apresenta:

- Possibilidade de uma rápida ação em caso de anomalia protegendo eventuais equipamentos críticos e dispendiosos.
- É a melhor opção para se conseguir prever eventuais anomalias e paragens intempestivas.
- O aprovisionamento de componentes de substituição em tempo útil.

Abordando o campo das desvantagens da monitorização permanente, este apresenta nomeadamente:

- O custo de ter permanentemente montados sensores é bastante elevado, sendo por essa razão, que só se justifica a sua instalação em equipamentos críticos.
- No caso dos sensores de proximidade (matéria abordada mais à frente neste relatório), na fase de projeto do equipamento, estes terão que fazer parte integrante da máquina, uma vez que a sua aplicação posterior ao fabrico, poderá não ser possível de efetuar. Este tipo de sensores, são montados nos apoios do equipamento e a sua instalação à posteriori, poderá comprometer a integridade estrutural do respetivo equipamento.

No que se refere à vantagem do método do controlo manual, é naturalmente um método mais barato.

Quanto às desvantagens do controlo manual, a imprevisibilidade da ocorrência de uma falha é um fator constante, devido à falta de monitorização contínua do equipamento, uma vez que o tempo decorrido até à falha poderá não ser tão longo quanto o esperado, ocorrendo a falha entre duas leituras/recolha de dados manuais.

Em suma, a monitorização permanente é usada para proteger as máquinas em resposta a mudanças súbitas e portanto, é usada principalmente em máquinas críticas e de elevado valor económico, com o intuito de evitar falhas catastróficas. Baseia-se na monitorização de parâmetros relativamente simples, que reagem rapidamente à mudança e geralmente usa sensores de proximidade e/ou acelerómetros (matéria abordada no capítulo 3). A monitorização pontual, é utilizada para alertar a longo prazo, sobre o desenvolvimento de falhas e é aplicada num número muito maior de máquinas, onde a perda de produção é o principal fator relevante (economicamente) e não o custo das próprias máquinas. Geralmente é baseado na análise de sinais de aceleração provenientes de acelerómetros (subcapítulo 3.4.3), que podem ser movidos de um ponto de medição para outro.

Independentemente do tipo de metodologia aplicada, para se monitorizar um equipamento, deve-se realçar a importância para os intervalos de manutenção que devem ser suficientemente menores que os prazos mínimos necessários para fins de planeamento de produção e manutenção [11].

Dentro do contexto aeronáutico, nomeadamente no que se refere aos motores *turbo fan* (cuja descrição será abordada no subcapítulo. 4.2), estes estão continuamente a ser monitorizados em tempo real, transmitindo informações e dados do seu funcionamento diretamente para o fabricante. Deste modo, obtêm-se uma rápida análise e decisão em caso de uma anomalia em plena operação aérea. Graças ao diagnóstico precoce da avaria, é possível o delineamento de eventuais alterações à rota prevista e caso haja a necessidade de uma aterragem de emergência, disponibilizar os eventuais equipamentos de segurança necessários em terra.

2.4 Considerações gerais sobre a temática em estudo

2.4.1 Análise de vibrações

Qualquer corpo ou meio elástico vibrará quando descrever um movimento oscilatório (movimento periódico de ida e volta) em relação a um determinado referencial. Existe por isso, uma alteração da condição de equilíbrio do corpo, forçando-o a responder às forças que o tendem a colocar novamente no seu estado de equilíbrio [1]. A vibração será então provocada por uma ou mais forças externas ou internas que excitarão o sistema, levando

então a sair do seu estado natural de equilíbrio como mencionado [15]. Em relação à amplitude medida dessa vibração, existe uma relação com a gravidade da anomalia, ou seja, quanto maior for a amplitude registada maior será a severidade do problema.

As aplicações do estudo de vibrações são encontradas em muitos ramos da engenharia nomeadamente na aeronáutica. A monitorização como já referido, bem como os ensaios aos respetivos equipamentos, preconizam a capacidade de se implementar uma boa prática de manutenção e reparação dos motores [15].

Para se efetuar a medição e análise de vibrações recorre-se à utilização de analisadores concebidos para esse efeito, os quais são suportados por *softwares* desenvolvidos para efetuar a análise do sinal captado pelos sensores que lhe estão acoplados. Quando se aborda a temática de análise de vibrações torna-se pertinente referir que tipo de equipamentos serão utilizados para efetuar as respetivas medições e aquisição de dados, bem como qual o local de instalação dos equipamentos de medida na respetiva máquina a ser analisada. Salienta-se que a análise de vibrações é particularmente relevante no caso em estudo (motores de avião *turbo fan*), que pela sua criticidade de funcionamento no sistema em que estão integrados, estes estão sujeitos a ações de manutenção, com uma maior periodicidade. Garante-se assim, uma maior recolha de dados para constituição do histórico relativo ao seu desempenho, promovendo também uma maior segurança do setor aeronáutico. No contexto deste relatório, cada motor em estudo, terá um processo individual de desempenho de funcionamento, bem como, das tarefas de manutenção efetuadas, sendo possível fazer uma identificação e análise individual, permitindo verificar se existe ou não uma diferença entre os valores recolhidos inicialmente e após os respetivos processos de manutenção. Por outro lado, quando as operações de manutenção envolvem equilibragem e alinhamento dos elementos rotativos do motor, a sensibilidade e competências do técnico que executa estas operações é de fundamental importância.

Mesmo em condições ótimas, qualquer motor gera vibrações que ocorrem naturalmente, em consequência do seu comportamento dinâmico e muitas destas vibrações, estão relacionadas com excitações periódicas que são geradas internamente ou transmitidas por ação de forças externas, no decorrer do seu normal funcionamento. Apresentam-se, alguns exemplos para o surgimento de vibrações estando por isso associado o movimento de rotação, o contacto periódico dos dentes das engrenagens, campos elétricos, etc.

Quando a frequência de excitação forçada coincide com a frequência natural do equipamento, o sistema tenderá para uma resposta com uma amplitude mais acentuada. Esta condição é conhecida como ressonância sendo que a frequência associada, pode conduzir as

componentes do motor, a um cenário destrutivo, uma vez que afetadas por estas vibram com uma elevada amplitude. A supressão ou redução das vibrações, permite que o motor funcione de uma forma mais favorável sendo necessário que as amplitudes das vibrações, estejam em conformidade com os limites impostos pelas normas aplicáveis ao motor em análise [15]. A análise de vibrações, tornou-se inequivocamente, o método mais relevante para o controlo de condição dos motores *turbo fan*, bem como para garantir a aeronavegabilidade dos mesmos, permitindo aferir com maior confiança as intervenções de manutenção preventivas. A utilização desta técnica tem como objetivos [16]:

- Capacidade de deteção da maioria das avarias;
- Deteção da avaria numa fase inicial, possibilitando aplicar a metodologia de análise de tendência (abordada no subtópico seguinte);
- Deteção das anomalias sem a necessidade de fazer uma paragem do sistema;

2.4.2 Valor global de vibração “versus” curva da banheira

Para se abordar o valor global de vibração, é necessário definir dois conceitos básicos desta temática fazendo a distinção do que é o sinal no domínio do tempo e as datas inseridas na curva de tendência, como também, o que representa o valor global de vibração.

O sinal no domínio do tempo (sinal complexo) é uma forma de analisar o sistema e através de uma permuta deste, transforma-se sem haver percas de informação, num sinal no domínio da frequência, através das transformadas de Fourier (análise matemática não abordada neste relatório), promovendo assim a uma compreensão clara do comportamento do sistema dinâmico.

Ao longo das datas impostas oportunamente, há um registo do sinal (sinal no domínio do tempo) transmitido pelo equipamento em funcionamento em que, a área associada á onda recolhida deste sinal, representa a energia total de vibração emitida pelo equipamento em análise.

O sinal no tempo é recolhido num determinado momento, numa determinada data, hora, minuto e segundo e posteriormente, é registado numa curva de tendência a sua energia (amplitude) que ao longo das sucessivas aquisições deste sinal, esta vai tendo um crescimento em conformidade com o aumento vibratório do equipamento como ilustrado na Fig. 2.

Esta curva de tendência, providenciará o momento em que o equipamento, atinge o nível de amplitude máxima de vibração admissível, possibilitando assim, prever qual o *timing* mais oportuno para uma possível intervenção de manutenção.

Fazendo um foco para os motores de avião a curva de tendência, preconiza a capacidade de estabelecer uma periodicidade para se efetuar ações de manutenção no motor em função do nível global de vibração deste, relacionando-se com o período de vida que corresponderá a uma taxa específica de avarias do motor como ilustrado na Fig. 3 [16].

Numa breve explanação da Fig. 3, denominada comumente de “curva da banheira”, esta caracteriza-se por representar o comportamento típico de um equipamento fazendo a relação com a sua taxa de falhas ao longo do tempo, originando assim as três fases da vida de um equipamento. Inicialmente apresenta-se a fase da mortalidade infantil, caracterizada por eventuais falhas provenientes do começo de operação do equipamento, que advêm de problemas de fabricação, erros de projeto, defeitos na instalação, componentes inadequados ou montagem incorreta.

Posteriormente, entra-se numa fase de maior estabilidade no que concerne às anomalias/falhas apresentadas, sendo a ocorrência destas falhas aleatórias.

Por último, entra-se na fase de degradação, onde o motor está sujeito a uma maior taxa de falhas, derivadas do desgaste dos seus componentes, exigindo assim uma redobrada monitorização, o que leva a uma leitura mais assídua dos seus parâmetros de vibração por períodos de tempo mais curtos até ao momento em que se manifesta uma notória necessidade de parar o equipamento antes que este atinja valores inaceitáveis de funcionamento.

Na curva da banheira, a taxa de ocorrência de falhas na fase de mortalidade infantil é maior em relação à fase da vida útil que tende a estabilizar. Esta taxa de ocorrência volta a subir na fase de degradação pelos motivos já enunciados no paragrafo acima.

Para se relacionar a curva de tendência (Fig. 2) com a curva da banheira (Fig. 3), o momento para a ocorrência da falha pode ser previsto com base na curva de tendência associada à respetiva fase de vida do motor, uma vez que é na curva de tendência que se regista o valor global de vibração do motor.

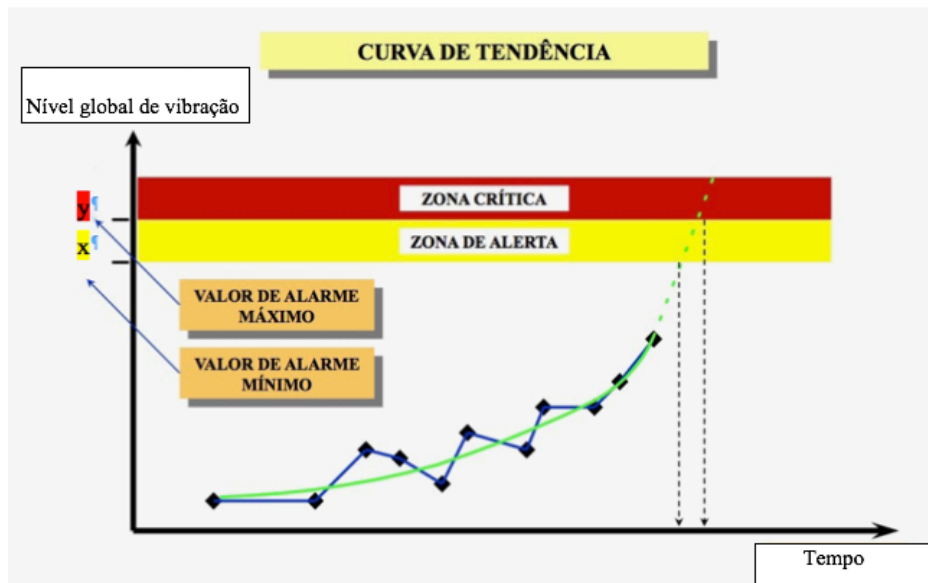


Figura 2 - Curva de tendência alusiva a vibrações [14]

Em suma, para avaliar o estado de condição de um equipamento é necessário saber se os dados associados a um parâmetro de controlo ultrapassaram os limites estabelecidos. Nalguns casos a variação da grandeza dos dados e a rapidez de crescimento (ou redução) poderão ser importantes para o diagnóstico [17].

A curva da banheira relaciona a taxa de ocorrência de falhas para diferentes fases da vida do motor. Quando se entra no período de degradação da curva da banheira, haverá diretamente um maior número de registos do valor global de vibração uma vez que o motor terá defeitos provenientes do desgaste e deterioração das suas componentes [18]. A curva de tendência começa a ter um crescimento mais acentuado, o que leva a identificar uma relação direta com a taxa de avarias existente nesta fase.

Os valores de alarme acima referidos na Fig. 2, são estipulados tendo em conta os seguintes parâmetros [14]:

- Normas;
- Valores preconizados pelo fabricante;
- Importância do equipamento num contexto geral;
- Segurança;
- Histórico do equipamento;

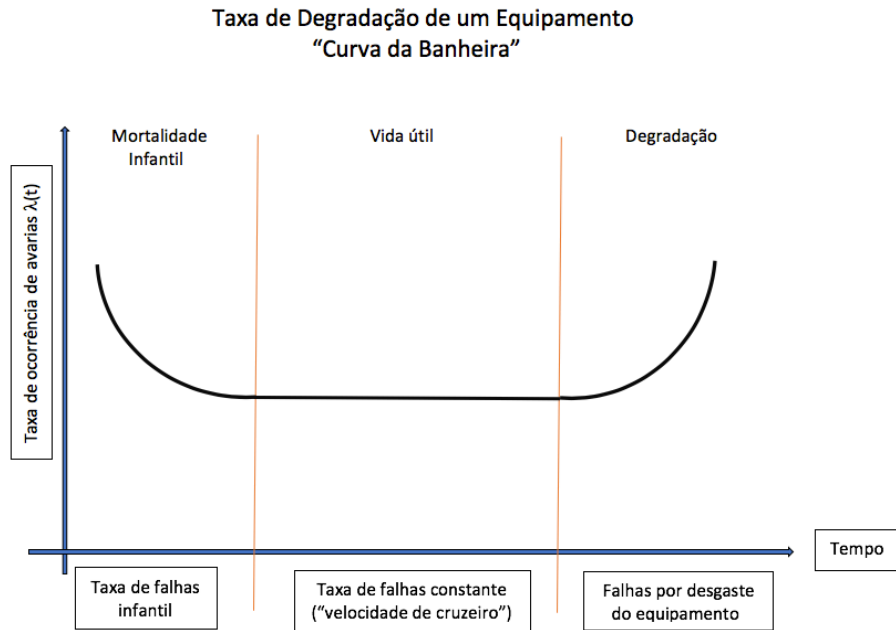


Figura 3 - Esquema do ciclo de vida de um equipamento "curva da banheira", adaptado de [16]

3.4.3 Vibrações e a sua importância no controlo de condição num contexto aeronáutico

No presente Trabalho Final de Mestrado, o estudo efetuado centrou-se na equilibragem dos rotores e posteriormente na análise das vibrações de motores *turbo fan* em banco de ensaio, que equipam a generalidade dos aviões comerciais.

Dada a criticidade dos motores *turbo fan* na operacionalidade do avião, a monitorização da sua vibração é efetuada em tempo real através da instalação de sensores para esse efeito, assegurando a transmissão dos sinais captados aos serviços de manutenção em terra, bem como fornecendo em tempo real ao piloto do avião a informação sobre o estado de funcionamento do motor, possibilitando a deteção antecipada de eventuais anomalias, como por exemplo falhas de compressão, desequilíbrios, desalinhamentos, degradação de rolamentos ou eventuais defeitos nos apoios. É expectável que se obtenha um vasto leque de informações que, comparadas com os normais parâmetros de funcionamento do motor, são determinantes para um eficaz controlo de condição deste. Os sistemas de monitorização de condição são concebidos para fornecerem os níveis de degradação do motor com a máxima antecedência possível, para que, se consiga detetar e isolar uma hipotética avaria quando esta se começa a manifestar [17].

Um exemplo de aeronave que utiliza esta metodologia é o boeing 747-400, com o sistema CMCS (*Central Maintenance Computer System*), integrado nas aeronaves, que tem como

principal objetivo centralizar, recolher e analisar toda a informação de manutenção. O CMCS recebe e consolida os dados relativos ao funcionamento dos equipamentos e correspondentes ações de manutenção realizadas, emitindo alertas relativos a hipotéticas degradações de desempenho, em consequência de anomalias que se manifestem no funcionamento dos equipamentos cuja não correção induzirá o aparecimento de falhas, sendo um contributo determinante para a eficácia das operações de manutenção [19].

Este sistema de monitorização, deteção e isolamento de avarias é efetivamente bastante dispendioso e por essa razão só se justifica a sua incorporação em aeronaves de maior porte, ou que carecem de uma operacionalidade mais exigente, excluindo-se assim aeronaves de porte mais pequeno ou de recreio. No contexto deste relatório e na aviação comercial, os aviões, bem como os seus motores, são de um porte considerável e são eles que fornecem a energia elétrica necessária ao avião, para que os restantes sistemas do mesmo (ar condicionado, sistema de navegação, carregamento de baterias etc.), possam funcionar [17]. As vibrações que se apresentam num motor de avião, poderão ter a sua origem em inúmeros fatores como é exemplo o excesso ou falta de torque nos parafusos (tolerância de montagem) que servem de elo de ligação das várias componentes rotativas do motor originando folgas, a falta de lubrificação das componentes rotativas como os rolamentos, as cargas induzidas no veio, desalinhamento, desequilíbrio, torção etc. No presente relatório, abordam-se maioritariamente as vibrações provenientes de um desequilíbrio.

Em suma, qualquer situação de funcionamento do motor que se evidencie um anómalo nível das vibrações, poderá colocar em causa não só a vida útil do respetivo motor, como também toda a estrutura da aeronave, baixando drasticamente os níveis de segurança exigidos. Por esta razão, há a necessidade de se efetuar um controlo da condição dos motores com base na curva de tendência refletindo o aumento de vibrações dos mesmos, mantendo num elevado nível a operacionalidade dos respetivos motores.

2.5 Tipos de sensores aplicados à captação de um sinal vibratório.

Os sensores existem com a finalidade de medir o sinal emitido, capturando o movimento gerado pelo equipamento de forma nativa, em deslocamento, em velocidade e, aceleração. Num contexto da física Newtoniana, o deslocamento é descrito como a variação da distância com o tempo, a velocidade é a variação do deslocamento em função do tempo e a aceleração é a variação da velocidade com o tempo, havendo por isso sensores que medem nestas três grandezas.

O movimento relativo caracteriza-se por ser o movimento do veio dado um determinado referencial em relação à chumaceira.

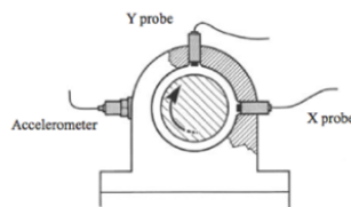
Como o veio traça um deslocamento na vertical e horizontal (em ordem ao tempo), existe a necessidade de se instalar diretamente na estrutura, dois sensores de deslocamento. O movimento relativo não é um movimento comparado que foi recolhido pelo sensor “y” e pelo sensor “x” ou vice-versa (Fig. 4 a), não sendo por isso aconselhável fazer esta comparação quando se fala em movimento relativo, uma vez que, esta comparação preconiza a órbita (trajetória efetuada) do veio e não o conceito de movimento relativo.

O movimento absoluto, registado pelos sensores de velocidade ou pelos acelerómetros, caracteriza-se por ser o movimento de toda a estrutura como um só, por esta razão, só existe a necessidade de se instalar um sensor (de contacto), de forma a captar o sinal emitido pela respetiva estrutura [11].

Os sensores de deslocamento (proximidade), medem o deslocamento relativo em vez do deslocamento absoluto, enquanto que os sensores de velocidade e aceleração medem o movimento absoluto. Esta explicação é ilustrada com base na Fig. 4 a) que mostra um apoio de um rolamento equipado com um acelerómetro horizontal e dois sensores de proximidade desfasados 90° entre si. Estes dois últimos sensores de deslocamento embora denominado vertical e horizontal, estariam por norma instalados como ilustra a Fig. 5 b) a +/- 45°, de modo a não interferir com a habitual flange aparafusada no plano diametral horizontal do rolamento.

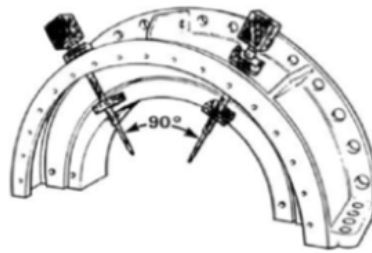
Em suma, qualquer movimento pode ser medido em deslocamento, velocidade ou aceleração sendo que para se efetuar a medição, como já referido, tem que se recorrer tipicamente a três tipos de sensores [11]:

- Sensores de deslocamento;
- Sensores de velocidade;
- Sensores de aceleração (acelerómetro);



a) Instalação de dois sensores de proximidade comparada com um sensor acelerómetro

Figura 4 - a) Instalação de sensores de deslocamento [11]



b) Sensores de proximidade instalados na tampa do apoio de uma turbina

Figura 5 - b) Instalação de sensores de deslocamento [11]

2.5.1 Sensores de deslocamento.

Os sensores de deslocamento fornecem um sinal elétrico que é proporcional à distância entre a ponta do sensor e a superfície a ser medida.

Este tipo de sensor baseia-se nas propriedades capacitivas ou magnéticas do circuito, mas os sensores mais usuais são os que o seu princípio de funcionamento se baseia nas mudanças do campo eletromagnético provocada por alterações no espaço. A Fig. 5 b), ilustra a montagem dois sensores de deslocamento instalados na tampa de uma chumaceira de uma turbina [11].

Estes tipos de sensores trabalham com um princípio de funcionamento através da impedância de uma bobine de indução. Quando o sensor está em modo operacional, ele tem um circuito interno ligado diretamente à respectiva bobine e que posteriormente envia o sinal para um conjunto de controladores que geram um campo eletromagnético na ponta do sensor. Quando à sua frente está um veio ou estrutura que se pretenda medir o deslocamento, esse no seu movimento vai alterar o fluxo do campo magnético criado, cuja variação estará diretamente relacionada com a distância do veio ou estrutura em relação à ponta do sensor.

A superfície cuja distância da ponta da sonda está a ser medida, deve ser eletricamente condutora de modo a permitir que sejam geradas, correntes de Foucault ou indução (corrente elétrica induzida dentro de um material condutor, quando o sensor fica suscetível a um campo magnético). Um sinal é gerado por um oscilador de alta frequência e a sua amplitude depende diretamente da distância entre a ponta do sensor e a superfície de medição. Um sensor de deslocamento pode captar um sinal proveniente de um espaçamento com um intervalo de 0,25 a 2,3 mm com um desvio máximo de linearidade de 0,025 mm e uma sensibilidade 200 mV/mil (7.87 V/mm) assim, fazendo uma relação entre o valor máximo e o valor mínimo, o intervalo dinâmico é inferior a 20 dB, sendo que na relação entre a

componente máxima e a mínima de um espectro, esta seria limitada pela não linearidade no máximo de 40 dB (linearidade, está intrinsecamente relacionada com o sinal de saída que o sensor apresenta, que deve ser diretamente proporcional à grandeza que está a ser medida. Graficamente isto representaria uma reta ou função linear, proveniente da resposta ideal do sensor. Contudo, não existe nenhuma resposta de um sinal que seja efetivamente perfeita e por esta razão, o sinal apresentará o desvio acima referido, que graficamente se representa por uma deformação da reta linear ideal). A linearidade, não é o único fator limitante do alcance dinâmico dos valores medidos. O fator *runout*, fica conotado como sendo o de maior influência para haver esta limitação. Entende-se por isso *runout*, o sinal medido na ausência de vibração. Por esta razão, o *runout* é dividido em duas propriedades nomeadamente o *runout* mecânico e este corresponde ao desvio da superfície do veio relativamente a um círculo perfeito, concêntrico com a rotação do eixo. Já o *runout* elétrico, corresponde à variação das propriedades elétricas e magnéticas da superfície local, podendo esta ser afetada pelo magnetismo residual e até mesmo por tensões residuais, bem como por imperfeições da superfície.

Estes sensores apresentam no que se considera uma vantagem, a boa fiabilidade na medição do deslocamento relativo do veio em relação à chumaceira [11].

No âmbito das suas desvantagens apresenta nomeadamente, a sua instalação de difícil montagem, o seu elevado valor, a calibração que depende do material do veio que se pretende medir, o desgaste no veio e possíveis avarias poderão repercutir-se em erros de medição [11].

As vibrações para a medição em deslocamento são em milímetros pico-a-pico ou mils pico-a-pico, ou micron pico-a-pico. São aplicados geralmente em máquinas que apresentem uma velocidade na ordem de grandeza das 600 rpm (10 Hz) [11].

2.5.2 Sensores de velocidade.

Estes sensores originam um sinal proporcional à velocidade absoluta de rotação. A sua constituição carece de uma bobine de alto falante (*loudspeaker coil*), com sentido inverso e tipicamente suspensa sismicamente, em cima do campo magnético de um íman permanentemente ligado ao invólucro do sensor como ilustrado na Fig. 6.

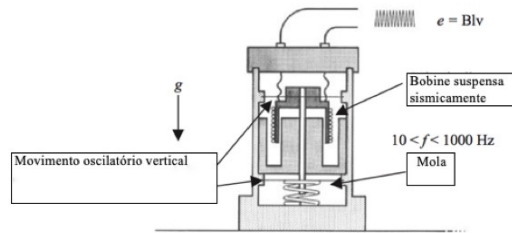


Figura 6 - Diagrama esquemático de um sensor de velocidade [11]

Existe também a montagem inversa, onde a bobina está rigidamente presa ao invólucro e suspensa sismicamente. Ao considera-se um corpo suspenso sismicamente, este tem que estar ligado ao outro por uma mola de modo a que quando o segundo corpo vibre, o primeiro irá mover-se com ele em baixas frequências, mas quando a frequência de excitação exceder a frequência natural do sistema massa mola, esta massa permanecerá fixa no espaço e o segundo corpo irá mover-se ao seu redor. Quando o invólucro do sensor for anexado a um objeto vibratório, o movimento relativo entre ele e o componente montado sismicamente (para uma frequência acima da natural do corpo suspenso que não promova o fenómeno de ressonância), é igual ao movimento absoluto do objeto no espaço. Para evitar problemas com a resposta à excessiva excitação, quando se atingir uma frequência próxima da frequência natural, o amortecimento da suspensão é dimensionado para que o fenómeno de ressonância não aconteça, sendo o valor deste amortecimento é bastante alto, tipicamente 70% do amortecimento crítico, o que sugere que a resposta da amplitude do sensor, será bastante uniforme praticamente até a frequência de ressonância [11].

No que concerne às vantagens deste tipo de sensor, este apresenta um sinal de saída elevado, possibilita operar com temperaturas elevadas, é de fácil utilização e não necessita de alimentação externa uma vez que gera eletricidade.

Ao nível das desvantagens, são pesados e volumosos, são sensíveis a alterações de temperatura, incluem componentes móveis o que pode levar a algum desgaste do equipamento, não é um sensor desejável para medir baixas e altas frequências e apresenta pouca precisão tendo uma baixa relação entre sinal e ruído [11]. Contudo são sensores que possibilitam a comparação direta com o sinal no domínio do tempo.

2.5.3 Sensores de aceleração.

Os acelerómetros são sensores que produzem um sinal elétrico proporcional à aceleração, são inequivocamente os mais utilizados na indústria no que concerne à matéria de controlo

de condição dos equipamentos. Os acelerômetros utilizam as propriedades piezoelétricas de certos cristais e cerâmicas uma vez que estes elementos geram uma carga elétrica proporcional à sua deformação [20]. Um exemplo de um acelerômetro é o apresentado na Fig. 7 onde os elementos piezoelétricos são intercalados entre a massa e a base, sendo a disposição destes elementos, efetuada por compressão através de uma mola (por esta razão se ter mencionado que os elementos piezoelétricos reagem eletricamente em relação à deformação). Este tipo de montagem apresentado na Fig. 7, é também característica, de um sensor de vibração geral, contudo a diferença entre os diferentes tipos de sensores, centra-se na capacidade de operação proveniente das características em frequência, que são mostradas na tabela 1 e da grandeza que se pretenda medir o sinal (deslocamento, velocidade ou aceleração). O intervalo de frequência em que os acelerômetros trabalham situa-se abaixo da sua primeira frequência natural. A sua sensibilidade é medida em mili-volts por unidade de aceleração “g” [20]. Quando a base do acelerômetro é instalada na superfície que emite vibração, a massa Fig. 7 e Fig. 8 é forçada a seguir o movimento da base e os elementos piezoelétricos, tem a função de atuar como uma mola muito rígida [11]. A força inercial da massa faz com que os elementos piezoelétricos, atinjam uma deformação, fornecendo assim uma tensão elétrica proporcional à variação da aceleração sentida no apoio do rotor ou equipamento. No seguimento deste raciocínio, estes elementos produzem uma carga elétrica proporcional a essa aceleração e assim as suas unidades são traduzidas em picocoulombs por metro por segundo quadrado ($pC/(ms^2)$) ou seja, a carga elétrica gerada por aceleração sendo convertido numa tensão, por um amplificador de carga. Em relação à mola de aperto anteriormente referida, esta é rígida, mas não tão rígida como os elementos piezoelétricos, para que a força permaneça efetivamente constante sendo, contudo, necessário manter uma força de compressão positiva na montagem.

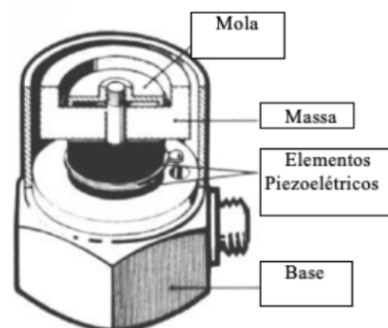


Figura 7 - Típica montagem de um acelerômetro – funcionamento baseado na compressão

[11]

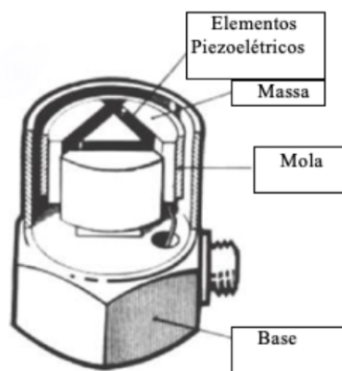


Figura 8 - Funcionamento baseado no movimento de corte *shear* [11]

Na Fig. 8, é exemplo de uma montagem alternativa para um acelerômetro, onde os elementos piezoelétricos deformam-se com um efeito de corte (do termo em inglês *shear*), uma vez que a tensão de corte relaciona-se com a força aplicada paralelamente à superfície, com o intuito de causar, o deslocamento dos planos paralelos, tendo a particularidade de estes terem que ser polarizados de modo a produzir uma carga proporcional ao efeito de corte, em vez de uma deformação compressiva. Este design é exclusivo, designado de *delta shear*, uma vez que o núcleo central no qual o conjunto é apertado tem uma secção transversal equilátera triangular ou delta, o que significa que as propriedades mecânicas apresentadas na montagem são isotrópicas, sem direção preferencial. A mola neste caso específico é uma mola de aperto cilíndrico, mais uma vez com a finalidade de manter a compressão entre as massas e os elementos do núcleo central.

Apresenta como desvantagem a possibilidade de captar sinais de radiação eletromagnética, uma vez que os elementos piezoelétricos possuem uma impedância bastante elevada (no seu circuito elétrico). Esta situação pode ser minimizada ou colmatada, utilizando cabos revestidos com uma malha de fios trançados [11].

No que concerne às vantagens, é um sistema que é possível de ser montado externamente aos equipamentos a serem monitorizados, podendo ser aplicado em ambientes com elevada temperatura, possuindo uma elevada sensibilidade (que por vezes como já acima referido poderá também ser uma desvantagem, interferindo na qualidade e veracidade dos resultados obtidos, estando estes sujeitos a degradações por interferência eletromagnética no sinal) [11]. Em suma, em termos de unidades vibracionais e de correlações, a velocidade permite aferir a severidade da vibração, enquanto que a aceleração corresponderá às forças que existem no equipamento em monitorização [18].

Na tabela 1, estão representadas as gamas em frequência dos três tipos de sensores, bem como na Fig. 9, apresenta-se em gráfico a gama de cada sensor.

Tabela 1 Relação entre a frequência a ser medida e a eficácia do tipo de sensor, adaptado de [11]

Sensor	0-2 Hz	2-5 Hz	5-200 Hz	200Hz-1kHz	1-2 kHz	2-20 kHz
Deslocamento	Bom	Bom	Bom	Fraco	Limitado	Quase Nulo
Velocidade	Fraco	Bom	Bom	Bom	Fraco	Pobre
Aceleração	Limitado	Fraco	Fraco	Fraco	Bom	Bom

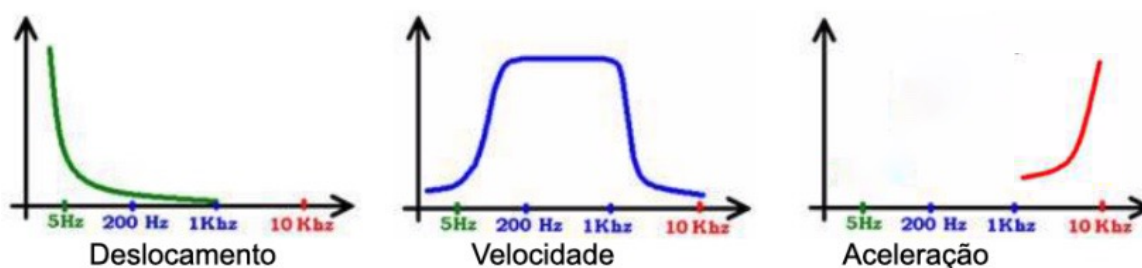


Figura 9 - Gráficos alusivos à gama de leitura de cada sensor, adaptado de [11]

2.5 Caracterização de rotores com pás

Primeiramente define-se a frequência em Hz como sendo o número de ciclos que ocorrem num período de tempo, geralmente um segundo [21]. As máquinas que tem a sua rotação proveniente de ventoinhas (*fans*), bombas, compressores e turbinas, têm um número de pás agregadas ao seu rotor uniformemente espaçadas, que interagem com as componentes do estator (pás fixas). A frequência de passagem das pás provém do número de pás no rotor multiplicado pela velocidade rotação do eixo. Quando a máquina se apresenta em boas condições, as interações entre as pás e o fluido deslocado geralmente são bastante pequenas, não se evidenciando um turbilhão considerando-se que o fluido permanece num regime laminar. Neste sentido, em que o fluxo de fluido que passa pelo equipamento rotativo (*fan*), é guiado para ter um ângulo correto de entrada, de forma a coincidir com o ângulo de todas as pás do rotor. Se houver uma alteração da componente angular do deslocamento do fluido por exemplo, proveniente de uma pá danificada ou pela acumulação de detritos na superfície das pás, ou se houver sinais de corrosão das mesmas, estes acontecimentos irão gerar

vibrações, provenientes como acima referido, do deslocamento do fluido de forma turbulenta.

Quando se fala em componentes rotativos com pás, relaciona-se imediatamente com o escoamento de um fluido em que a direção do fluxo é paralelo ao eixo de rotação, onde se incluem os compressores axiais e turbinas, que produzem espectros em frequência mais complexo que outros equipamentos centrífugos [17]. Relaciona-se então a frequência de passagem das pás Eq. (1), em que esta surge com valores de amplitude elevados nos espectros, constatando-se que as forças resultantes dos compressores, possuem valores de amplitude maiores que a resultante das turbinas, uma vez que estes (compressores) têm um maior número de andares e de pás em comparação às turbinas [17].

$$F_{pás} = n_{pás} \cdot f_{rot} \quad (1)$$

Dado que:

$F_{pás}$ - Frequência de passagem das pás; (cpm ou Hz)

$n_{pás}$ - Número de pás;

f_{rot} - Frequência de rotação; (rpm ou Hz)

2.7 Análise espectral

Fazendo uma abordagem no âmbito espectral, a análise do espectro de frequências possibilita identificar que tipo de anomalia (s) que apresenta o motor. Para o presente estudo, os valores captados, serão exclusivamente alusivos ao sinal vibratório proveniente das componentes de alta e baixa pressão respeitantes à velocidade de rotação de N1 e N2 correspondentemente (designações abordadas no subcapítulo 4.1.1).

A principal metodologia para se efetuar uma análise em frequência, baseia-se nas transformadas de Fourier que visa tratar analiticamente o sinal no tempo, simples ou complexo captado pelos sensores, transformando- como ilustrado na Fig. 10 para um sinal no domínio da frequência. Possibilita-se assim identificar as frequências e respetivas amplitudes que constituem este sinal e fazer uma análise do referido espectro de frequências [18]

Na análise espectral, encontram-se algumas sintomatologias das típicas anomalias, encontradas nos motores de avião, como exemplo o desequilíbrio, que se caracteriza como uma componente elevada à frequência da velocidade de rotação, espelhada na primeira harmônica (1xRpm), em que no respetivo espectro não se registam nenhuma mais

frequências diferentes de $1xRpm$ com amplitudes significativas. A amplitude de vibração irá variar com a velocidade, apresentando-se mais elevada na direção radial.

Abordando a sintomatologia associada ao desalinhamento, este caracteriza-se no espectro de frequências com amplitudes elevadas de frequências a $1xRpm$ e $2xRpm$, apresentando uma amplitude axial superior em comparação a amplitude medida na direção radial.

Um motor gera um conjunto de frequências típicas que correspondem à sua identidade espectral e ao normal funcionamento dos seus órgãos/componentes. Qualquer anomalia que este possa vir a ter, terá a sua resposta espelhada nas frequências e amplitudes emitidas, tornando-se evidente que existe essa anomalia. Através da identificação das respectivas frequências e amplitudes, é possível identificar as causas que são o reflexo destas frequências, com valores de amplitude acima do desejável (valores de alarme admitidos por normas ou valores preconizados pelo fabricante) [11].

Em suma, no que concerne às frequências como já referido, estas podem indicar diretamente o tipo de defeito de um equipamento e através da sua amplitude, a severidade do mesmo [14].

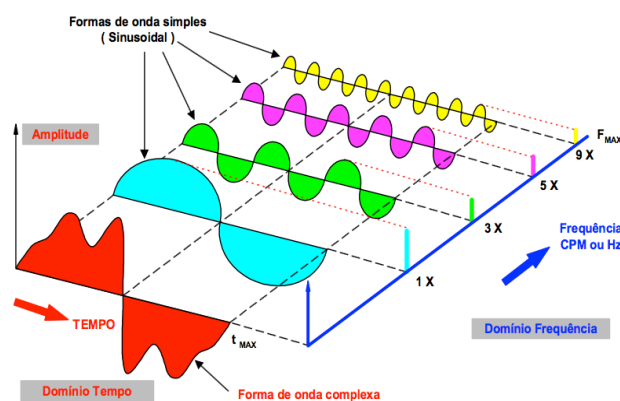


Figura 10 - Representação de um sinal no domínio no tempo e no domínio da frequência, [18]

2.7.1 Frequências encontradas num espectro

Num motor de avião Fig. 11, são inúmeras as fontes que podem providenciar vários tipos de frequências detetadas no espectro, contudo enumeram-se algumas [17]:

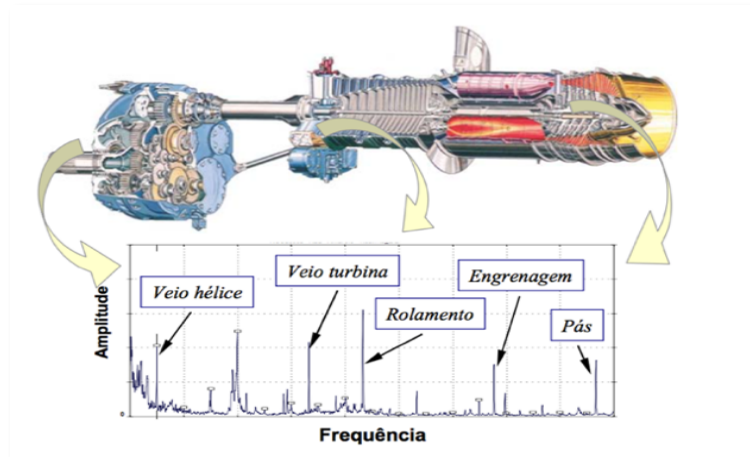


Figura 11 - Correlação entre funcionamento de um motor e o espectro de frequências por ele emitido [17]

- 1) As propriedades mecânicas dos componentes como a rigidez e massa caracterizam a frequência natural do respectivo componente. As frequências naturais são distinguidas por não variarem com a condição de operação em que se encontra o motor salvo existam algumas alterações às características dos materiais utilizados ou mesmo a troca por materiais diferentes. Conclui-se, portanto, que a frequência natural é a frequência a qual o equipamento ou estrutura vibrará, quando sujeita a uma vibração livre, sendo por isso esta a resposta posteriormente a uma força momentânea [18].
- 2) Uma vez que o motor não é somente constituído por componentes fixos, os restantes componentes móveis podem originar frequências derivadas da função de excitação, estando estas funções associadas à geometria do componente e com o tipo de movimento que efetuam como são exemplo: veios, hélices, engrenagens, rolamentos, etc. [17].
- 3) Se houver uma alteração ao normal funcionamento do motor proveniente de uma anomalia, estas alterações também terão repercussões ao nível espectral. Como é exemplo, uma componente rotativa que em condições normais de funcionamento apresenta um conjunto de frequências típicas como já referido. Caso surja alguma falha nas componentes do motor, surgem frequências provenientes dessa (s) mesma (s) anomalia (s) e manter-se-ão enquanto existirem, como é exemplo do desalinhamento ou desequilíbrio [17].
- 4) As forças dinâmicas externas que atuam no motor podem também interferir com o espectro de frequências, como é o caso das frequências resultantes do processo de combustão, uma vez que produz uma excitação no sistema mecânico das componentes do motor.

À luz da matéria que considera a resposta dinâmica de um sistema, esta é constituída pelo conjunto de todas as frequências atrás mencionadas, que são agrupadas em dois grupos [17]:

- Frequências resultantes das características dinâmicas estruturais (frequências próprias que quando excitadas produzem o efeito de ressonância), 1);
- Frequências provenientes de funções de excitação normais e resultantes de anomalias, 2), 3), 4).

Capítulo 3

3. Caso de estudo

Neste capítulo abordam-se as temáticas aplicadas aos processos de manutenção efetuados nos motores ilustrados na Fig.12, como a equilibragem, alinhamento e ensaio em respetivo banco que carecem de uma análise e interpretação detalhada. Apresentam-se também os possíveis fatores que levam ao surgimento de vibrações nos motores e a sua eliminação.



Figura 12 - Motor *turbofan* CFM 56, [22]

Neste sentido ao longo deste capítulo, faz-se uma explanação do funcionamento dos motores analisados, bem como das componentes e módulos que o constituem.

Apresentam-se também as metodologias aplicadas na prática das correções dos desequilíbrios.

3.1 Introdução ao Turbo-Fan e identificação das velocidades N1 e N2 correspondentes aos módulos de baixa e alta pressão

Apresenta-se a esquematização do motor *turbo fan*, sendo visível na Fig. 13 as componentes que constituem os módulos alusivos aos motores de avião sendo eles [22]:

- *Fan and Booster Major Module;*
- *Core Major Module;*
- *LPT Major Module;*
- *Accessory Drive Module; (não abordado neste relatório)*

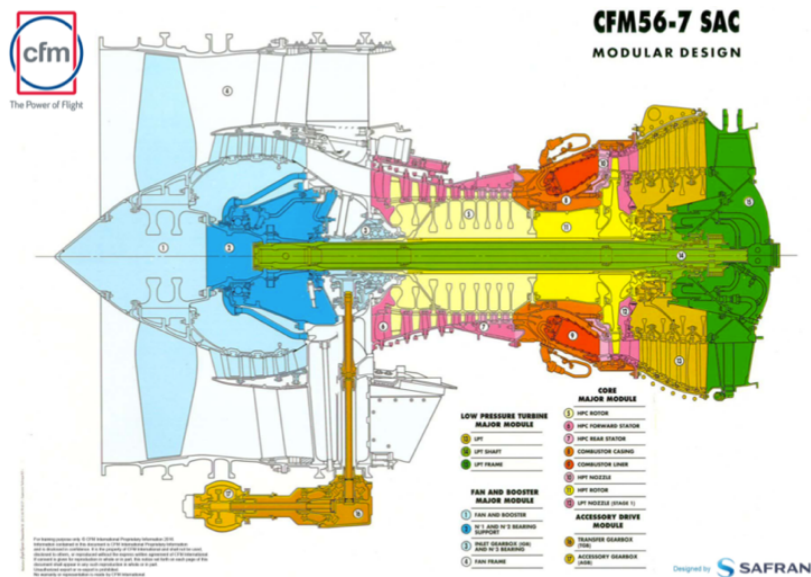


Figura 13 - Motor Turbo-Fan CFM56-7 [23]

Para uma correta interpretação da nomenclatura aeronáutica passa-se a explicar com base na Fig. 14 o que corresponde a terminologia de N1 e N2 para motores CFM56 em estudo:

- N1 está relacionada com a rotação do conjunto de baixa pressão (5000 rpm max) constituído pela *fan e booster (LPC - low pressure compressor)*. Estas estão intrinsecamente ligados à turbina de baixa pressão pelo respetivo veio, sendo instalados os rolamentos 1 e 2 no apoio do módulo da *fan* e o rolamento 5 na parte traseira do motor, onde o veio está instalado na pista interna destes rolamentos [23].
- N2 relaciona-se com rotação do conjunto de alta pressão (14450 rpm max) que está relacionado com o compressor HPC (*high pressure compressor*) e HPT (*high pressure turbine*) em que entre estas duas componentes se encontra a câmara de combustão. Tanto o HPC como a HPT, rodam exatamente à mesma velocidade e na parte interna destas componentes passa o veio de rotação [23].

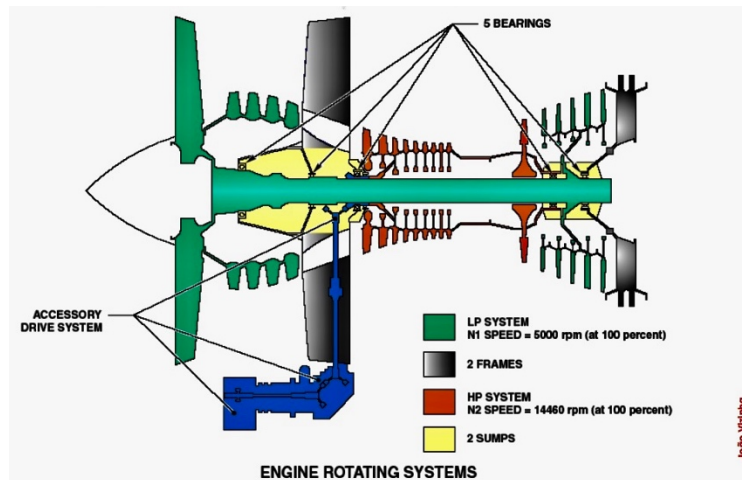


Figura 14 - Esquemática dos dois tipos de rotação e seus elementos, [24]

3.1.1 Fan and booster major module

O nome atribuído ao rotor de maior dimensão num motor de avião designa-se no termo inglês de *fan*, embora qualquer rotor do motor é considerado uma “fan” (ventoinha). De uma forma genérica a *fan* é composta somente pelas suas Pás e pelo *spinner* como mostra a Fig. 15. O papel das pás neste primeiro estágio, prende-se com a capacidade de deslocar uma grande quantidade de massa de ar, para dentro do motor, ou seja, é a responsável pelo fluxo de ar admitido.

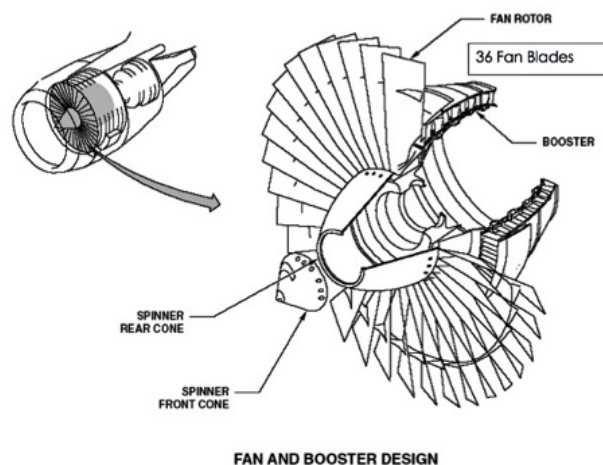


Figura 15 - Esquemática da Fan e do core de LPC, [24]

A *fan* fica acoplada pela *fan shaft* ao apoio dos rolamentos 1 e 2 que por sua vez faz integrar o compressor de baixa pressão (abordado no próximo tópico) e ao veio central que está assente no interior do apoio do suporte do rolamento número 1 e 2 ilustrado na Fig. 16 [24]. Em relação ao LPC este está montado posteriormente à *fan*. O LPC, tem a finalidade de

juntamente com a fan, sugar/admitir o ar para dentro do motor. Contudo este tem a capacidade de comprimir este ar admitido, a cada andar de pás. A fig. 17 é elucidativa da montagem do compressor de baixa pressão (LPC) com a *fan shaft*.

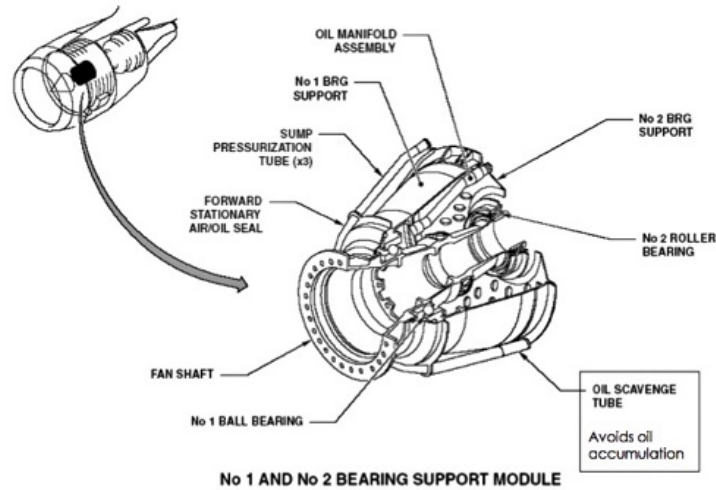


Figura 16 - Esquemática do apoio do suporte do rolamento 1 e 2, [24]

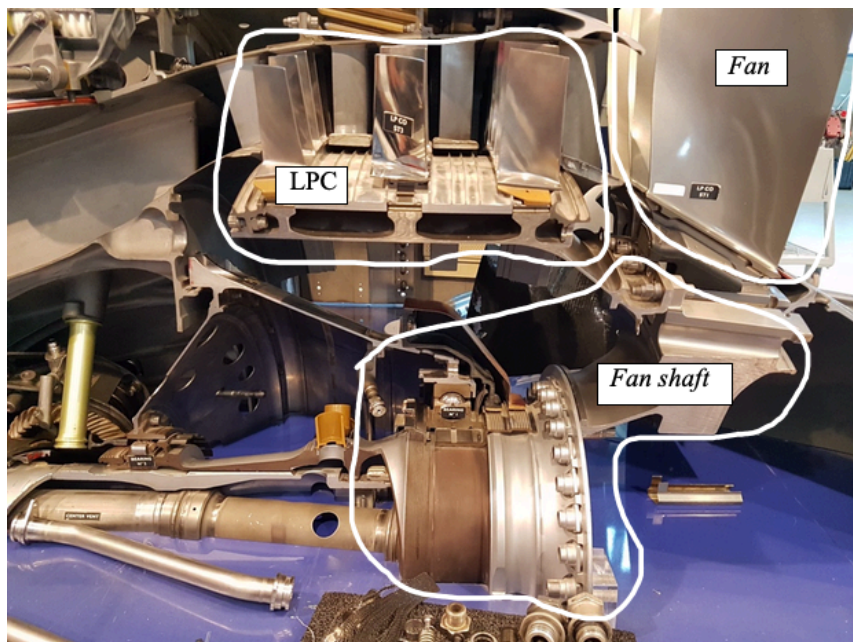


Figura 17 - Montagem do compressor de baixa pressão (LPC) à fan shaft juntamente com a fan

3.1.2 Core major module

No que concerne à composição do core ilustrado na Fig. 18, este é constituído pelo HPC e HPT visualizados individualmente na Fig. 19 e Fig. 20 respetivamente.

Cada motor *turbo fan* apresenta diferenças pouco significativas na sua forma de funcionamento. O HPC tem a finalidade de comprimir o ar preparando-o para a câmara de combustão, aquecendo-o na ordem dos 805 °C, passando o ar pelos seus 9 estágios de rotores.

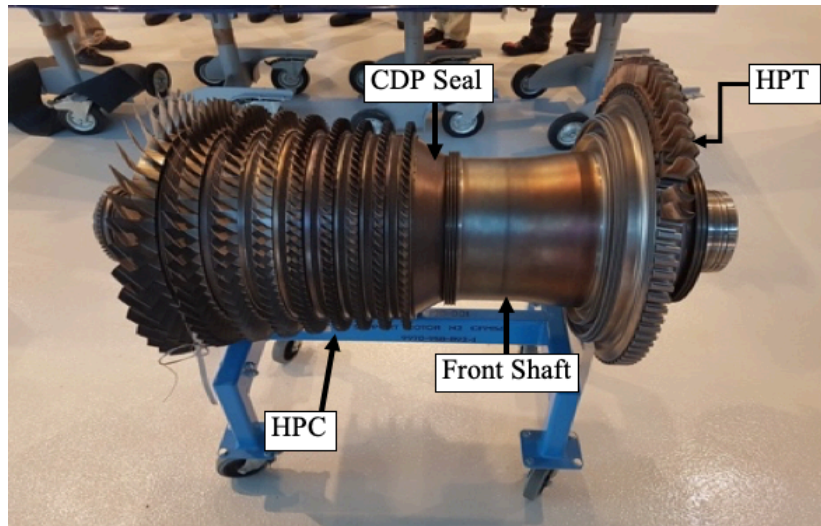


Figura 18 - Montagem do HPC e HPT, fonte: TAP

A finalidade da HPT tem como principal função, arrefecer e retirar alguma pressão do ar que sai diretamente da câmara de combustão, ou seja, todas as componentes que estão posteriores à câmara de combustão, acabam por ter uma função contrária, em relação aos elementos que se apresentam na dianteira do motor. Lembra-se que dependendo do tipo de motor, a HPT pode ter um ou dois estágios/andares de pás, sendo que no caso dos motores CFM56 estudados, só apresenta um estágio como ilustrado na Fig. 18.

Nas Fig. 19 e Fig. 20 estão representadas as montagens do HPC e da HPT respetivamente que culminaram na disposição final ilustrada anteriormente na Fig. 18 acopladas pelo *CDP seal*.

Contudo passam-se a descrever para uma melhor interpretação das componentes enunciadas. No que concerne ao HPC, este é composto pelos 9 estágios (correspondente aos seus rotores, começando a leitura de baixo para cima). Posteriormente ao 9º estágio, apresenta-se então o *CDP seal* que irá estar ligado ao *front shaft* que será instalado na HPT.

Abordando as componentes da HPT, esta apresenta na Fig. 20 b) (fazendo também uma leitura de baixo para cima), o respetivo *front shaft* e seguidamente, está instalado o andar da respetiva turbina.

É possível observar também o *rear shaft* da HPT na Fig. 20 que fica instalada posteriormente ao andar do rotor, que fará a ligação da HPT ao LPT.

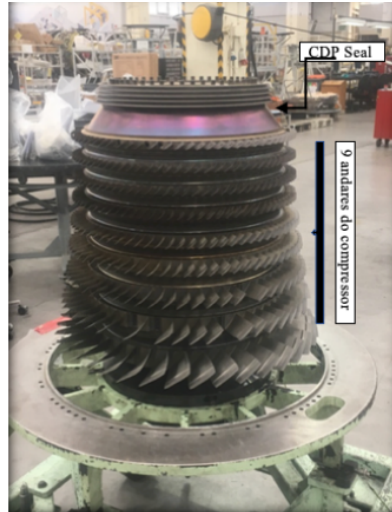


Figura 19 - Montagem da HPT fonte: TAP

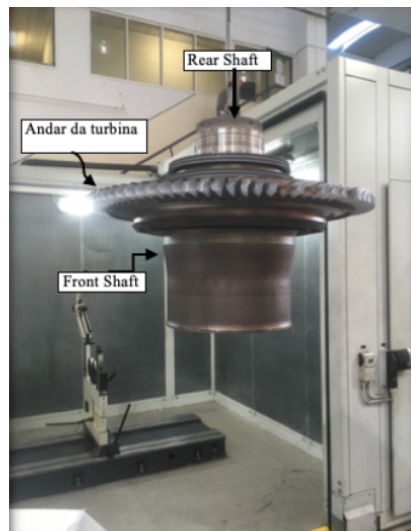


Figura 20 - Montagem do HPC fonte: Tap

3.1.3 LPT major module

No último módulo apresenta-se a LPT ilustrada na Fig. 21, sendo a sua principal função produzir trabalho útil, para movimentar a *fan* e o *booster (LPC)*.

A LPT está também diretamente ligada pelo *rear shaft* da HPT continuando a função desta, fazendo arrefecer o ar e diminuindo a pressão do mesmo, eliminando-o posteriormente pelo escape.



Figura 21 - Módulo de LPT em processo de equilibragem, fonte: TAP

3.2 Evolução da era turbo jato para o motor *turbo fan* - princípio de funcionamento

No que concerne ao funcionamento de um motor turbo *fan*, este é considerado um motor de reação com a finalidade de impulsionar aeronaves que foram concebidas para voar a altas velocidades de cruzeiro. Desde a década de 50, os primeiros motores de avião, eram única e exclusivamente motores a turbo jato, em que todo o impulso gerado era proveniente da combustão, tornando-os imensamente dispendiosos, ruidosos e altamente poluentes. Num motor turbo jato, o ar é admitido e posteriormente é comprimido, pelo conjunto de pás que formam o compressor. O ar comprimido passa para a câmara de combustão onde é administrado o combustível (querosene) e é então iniciada a ignição dando origem à combustão. Seguidamente os gases provenientes da combustão passam por uma turbina que transfere a sua energia cinética ao veio fazendo girar o compressor e assim sucessivamente originando uma reação em cadeia. Posteriormente à passagem do ar pela turbina de baixa pressão após a combustão, esta faz diminuir os valores de pressão e temperatura, que mesmo assim perfazem um valor suficiente para gerar um jato de gases, que se designa de impulso. Este fenómeno físico baseia-se na **Terceira Lei de Newton**, comumente conhecida por **par ação reação** e ao contrário de um motor composto por ciclos, o turbo jato tem um regime contínuo. Salienta-se que a descrição acima referida é única e exclusivamente para um motor turbo jato. Após a II Guerra Mundial sentiu-se uma notória evolução nestes motores nomeadamente na componente do veio que foi reinventado e tornou-se duplo (dividido em duas partes distintas) uma vez que facilitava a prática de manutenção nos sistemas de compressão. Esta nova adoção permite ao sistema de compressão ser dividido em dois, com

o designado compressor de baixa pressão (LPC ou *Low Pressure Compressor*) e o compressor de alta pressão (HPC ou *High Pressure Compressor*). Cada compressor é montado de forma singular num eixo distinto (coaxial), que acaba por ser movido pela própria turbina de alta pressão e pela turbina de baixa pressão, dentro da sua sequência [22]. Entrando num novo ciclo industrial e graças ao grande avanço tecnológico que providenciou à engenharia desenvolver novos projetos e colocar o ramo aeronáutico num dos patamares de excelência mundial, no que concerne ao desenvolvimento/produção de máquinas, bem como num dos setores mais preponderantes em matéria económica, nasceu então o motor *turbo fan* que evoluiu do turbo jato, como ilustrado na Fig. 22 e Fig. 23

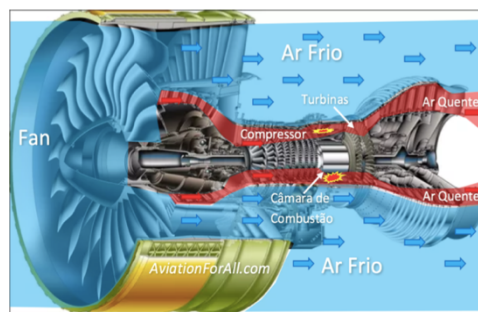


Figura 22 - Fluxo de ar quente e frio, [6]

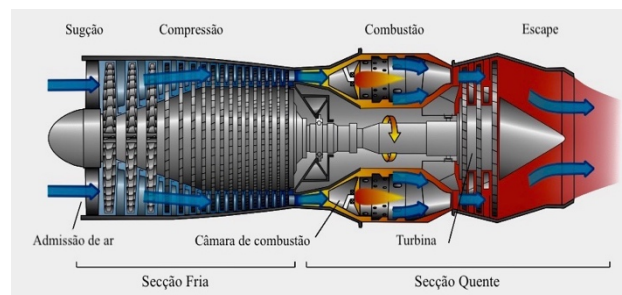


Figura 23 - Motor Turbo Jato (adaptado), [6]

No ramo da engenharia aeronáutica e na conceção de novas aeronaves o motor, apresenta-se como um elemento principal, tornando-se assim, o desenvolvimento tecnológico nestes equipamentos um fator preponderante quando se pensa em desenvolver um novo avião (associado também a outras componentes e setores como estruturas e materiais). A tecnologia de *high by-pass*, (termo abordado no seguimento deste texto baseado na Fig. 22), nos motores *turbo fan*, foi e está continuamente a ser alvo de investigação e desenvolvimento, tendo sido uma das maiores invenções no setor aeronáutico, abrindo portas para uma nova era no que concerne ao funcionamento do avião. Estes motores apresentam então, uma elevada taxa de *by-pass* preconizando um alto desempenho. A alta taxa de *by-*

pass está intrinsecamente ligada à quantidade de ar que consegue movimentar, traduzindo-se assim num valor de impulso impressionante.

Como ilustrado na Fig. 22 e fazendo uma abordagem ao termo *by-pass* num contexto do motor *turbo fan*, este representa a capacidade inovadora em que não utiliza os 100% do ar sugado para a queima de combustível, mas ao invés, 80% do ar sugado é usado para gerar impulso que faz movimentar o avião sem que este ar entre na câmara de combustão. Os restantes 20% do ar sugado (ar quente) é utilizado efetivamente para a queima de combustível responsável por manter todo o motor em movimento.

Somente esta nova metodologia não traria resultados tão positivos no desempenho do avião e mais concretamente dos motores *turbo fan*, houve também uma preocupação em otimizar o perfil aerodinâmico das pás que constituem os vários andares dos rotores do motor, com a finalidade de aumentar a quantidade de ar admitida, bem como influenciar o escoamento do ar no seu interior, levando a atingir níveis de desempenho mais elevados [23].

Em suma, um motor *turbo fan*, ou motor a reação, desloca uma grande massa de ar para trás fazendo com que o próprio motor se desloque para a frente e essa força é transferida para a asa da aeronave através da sua estrutura física (*pilon*) que acoplam o motor à respetiva asa. Os motores de reação no geral podem ter três, quatro ou cinco grandes módulos, mas o estudado neste trabalho e ilustrado na Fig. 24 tem três grandes módulos principais.

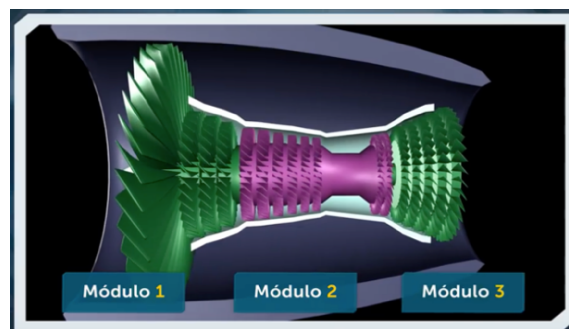


Figura 24 - Módulos do motor turbo fan, [24].

O módulo 1 correspondentemente tem associado as pás da *fan* (rotor constituído pelas maiores pás) e são responsáveis pelos 80% do impulso gerado pelo motor. Os restantes 20% entram no chamado LPC onde se inicia então o processo de compressão do ar (LPC rotor constituído pelos seguintes estágios de pás após a *fan*)

Abordando o módulo 2 da Fig. 25, este tem nove estágios do compressor de alta pressão, em que a cada estágio deste compressor, juntamente com o estator (componente fixa entre cada estágio de rotor que direciona o ar no ângulo ideal, de forma a criar um escoamento o mais laminar possível, evitando turbulências), comprime assim as partículas de ar, preparando-as para o processo de combustão, ou seja, o compressor aumenta a taxa de compressão do ar, a cada estágio do rotor de forma a ganhar pressão e temperatura até à entrada da câmara de

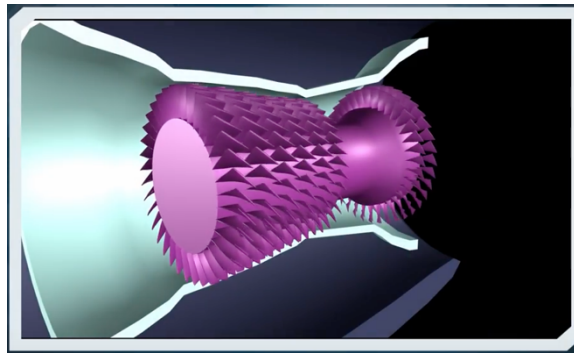


Figura 25 - Core de alta pressão constituído pelo HPC e HPT respetivamente, [24].

combustão onde é queimado e que posteriormente, perde pressão no módulo seguinte onde transforma esta pressão em trabalho mecânico.

Entrando no funcionamento da câmara de combustão, esta tem um formato em “C”, propositadamente com o intuito de quando recebe o combustível, esta tem a capacidade de misturar o combustível com o ar de uma forma a gerar uma chama ideal derivada da sua geometria, possibilitando também que o ar ao chegar ao próximo módulo, chegue com o ângulo mais otimizado possível (com a finalidade de se obter uma melhor eficácia) ou seja, através da sua forma, esta preconiza uma homogénea distribuição de toda a mistura e respetiva distribuição do ar com o combustível.

No que concerne à turbina de alta pressão (HPT) ilustrada na Fig. 26, esta recebe os gases provenientes da combustão e através dos seus *air foils* rotativos que providenciam a capacidade de se ajustar para as diferentes acelerações, (as paredes expandem e contraem para diferentes valores de aceleração), geram por essa razão também diferentes níveis de impulso, transformando este ar altamente comprimido em energia mecânica na forma de movimento, que possibilita que o avião ande para a frente. Finalizando a caracterização do funcionamento modular do motor, apresenta-se a turbina de baixa pressão (LPT) Fig. 26, que recebe o ar da HPT que por sua vez, este ar faz girar a LPT que consequentemente

transmite também o movimento à *fan* na parte inicial do motor através do veio como ilustrado na Fig. 27.

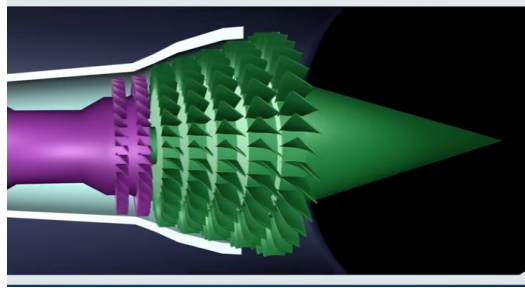


Figura 26 - Ilustração da Turbina de alta pressão HPT (a magenta) e de baixa pressão LPT (a verde), [24].

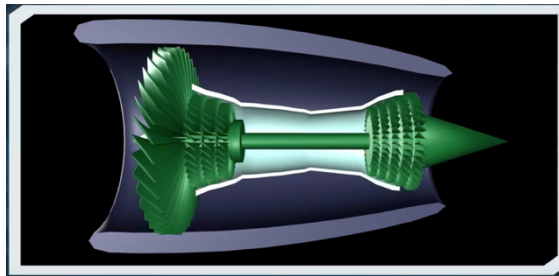


Figura 27 - Ligação da turbina de baixa com o veio, [24].

E por esta razão que os motores *turbo fan*, quando desligados e para iniciar a sua marcha, esta dá-se do módulo de alta pressão para o início (módulo de baixa pressão), muito comumente designado na gíria aeronáutica “de trás para a frente”, já que é a turbina de baixa pressão (LPT), a verde na Fig. 28, que transmite o movimento inicial ao veio.

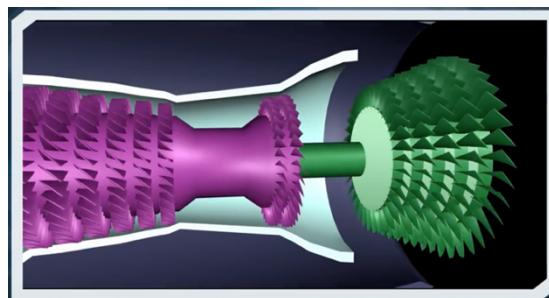


Figura 28 - Ligação das componentes de baixa pressão pelo veio (velocidade N1), [24].

Pode suscitar alguma controvérsia uma vez que existe somente um único veio. Coloca-se então a questão de como é que este movimento é independente do resto da rotação dos componentes?

Esta questão está intrinsecamente relacionada com o que se designa de velocidade N1 e N2 relacionadas com as componentes de alta e baixa pressão. A HPT (que está ligada ao HPC), passa por dentro do anel da câmara de combustão e por dentro da HPT, passa o veio que transmite o movimento da turbina de baixa pressão à *fan* como ilustrado na Fig. 28 e Fig.29.

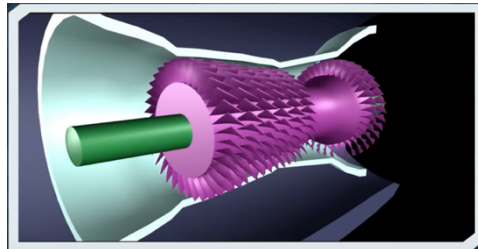


Figura 29 -Ligação do Veio proveniente da turbina de baixa pressão, [24].

3.3 Rolamentos em motores de avião, causas que levam à sua falha

Tendo os rolamentos uma elevada importância para o bom funcionamento dos motores, torna-se importante fazer uma nota descritiva destes componentes.

Estes caracterizam-se por deter uma vida útil definida, em função do número de rotações que farão antes de apresentarem os primeiros sinais de desgaste. Existem rolamentos adequados para o funcionamento exigido, havendo por essa razão, dois tipos de corpos rolantes que dão aos rolamentos características próprias. Assim existem uns que permitem aguentar um maior valor de carga (rolamento de rolos) ilustrado na Fig.30 a) e também existem rolamentos capazes de suportar elevadas velocidades (rolamentos de esferas) ilustrado na Fig. 30 b). Os rolamentos de esferas, não são pelas suas características, aconselhados para suportar elevadas cargas radiais.



Figura 30 - rolamento de rolos (a), rolamentos de esferas (b), fonte: schaeffler.es

A Fig. 31 ilustra genericamente um rolamento e as suas principais componentes, onde o anel exterior e o anel interior, posteriormente se associam às diferentes velocidades (N1 e N2).

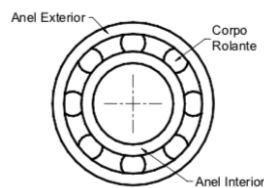


Figura 31 - Caracterização das componentes de um rolamento [17]

Quando um rolamento é projetado, os materiais utilizados no seu fabrico, detêm um grande rigor de qualidade, de forma a que estes equipamentos não falhem prematuramente, salvo exceções em que certas forças os conduzam a tal situação, prejudicando o seu normal funcionamento.

Estas forças são por norma as mesmas que geram as vibrações no sistema mecânico, por esta razão, aquando após uma análise de vibrações indicar sintomas de problemas nos rolamentos, não se deve excluir a hipótese de a origem do problema não ser nos rolamentos, mas sim, terem origem noutras deficiências que gerem forças que induzidas nos rolamentos levem à sua falha (análise da causa raiz) [18].

No âmbito deste relatório deve-se ter em conta, os fatores de desequilíbrio e desalinhamento que geram elevados níveis de vibração, de forma a corrigir estes sintomas antes de se proceder à respetiva substituição do rolamento, principalmente em situações onde tenham existido frequentes falhas prematuras do mesmo.

Em suma, as principais causas para se originar a rotura de um rolamento, devem-se nomeadamente, a uma instalação defeituosa, velocidades ou cargas acima dos valores projetados para o rolamento, excesso de atrito por falta de lubrificação o que faz também aumentar a temperatura do conjunto rolante, tolerâncias dimensionais, desalinhamento e desequilíbrio [18].

3.3.1 Funcionamento dos rolamentos no motor turbo fan

No que concerne aos tipos de rolamentos presentes num motor *turbo fan* Fig. 32 a) e Fig. 32 b), a forma como estes preconizam as diferentes velocidades de rotação dos vários módulos do motor, tem a ver com a pista do rolamento em que está instalado o veio e o *core major module* (HPC com a HPT). Estas três componentes do motor (HPC/HPT e veio), apresentam-se com duas velocidades de rotação distintas, estando por isso os termos N1 e N2 intrinsecamente associados. A parte do anel interno dos rolamentos correspondente à velocidade das componentes de baixa pressão que rodam em simultâneo (N1), onde passa o

veio que liga a *fan and booster major module* com a *LPT major module*, apresentando uma velocidade de rotação mais baixa em comparação à parte do anel exterior dos rolamentos. Nesta parte externa do rolamento, estão agregados o módulo de alta pressão que também de uma forma simultânea rodam, mas com uma velocidade superior (N2) comparada com a de N1. O rolamento número 4 instalado, ilustrado na Fig. 32 b), é um rolamento de rolos conotado por ser um dos mais críticos neste tipo de motor, já que está acoplado num dos apoios do motor onde são exercidas cargas extremamente elevadas. No que se refere aos restantes rolamentos, estes são do tipo de esferas, uma vez que suportam melhor grandes velocidades de rotação, não estando por isso associadas a elevadas cargas impostas nestes mesmos rolamentos.

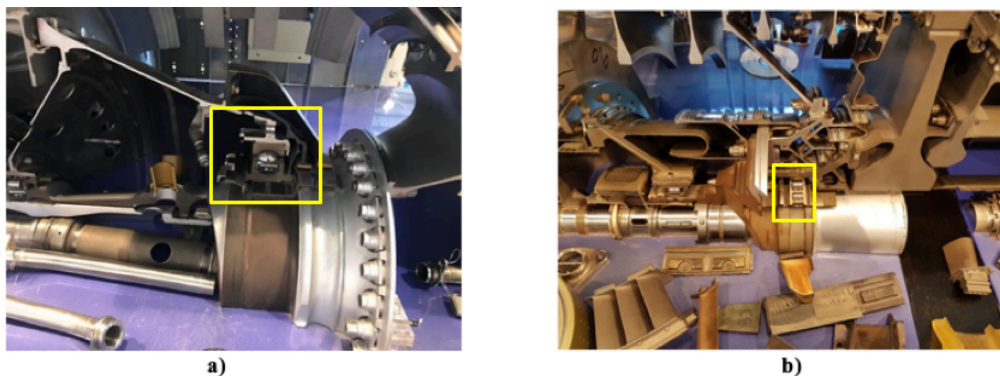


Figura 32 - a) Imagem de corte do rolamento de esferas número 1 e, do rolamento de rolos número 4, fonte: TAP

3.4 Fatores para a monitorização do motor alusivo a vibrações e respetivo posicionamento dos seus sensores de vibração

Segundo a CFM para os motores em estudo, a monitorização do seu estado de condição, fundamenta-se pelos parâmetros associadas à Fig. 33 a), nomeadamente o nível global de vibração, análise do espectro de frequências (valores captados pelos sensores instalados no motor alusivos aos parâmetros de funcionamento deste como temperatura, impulso, *performance*) e histórico de equilibragem.

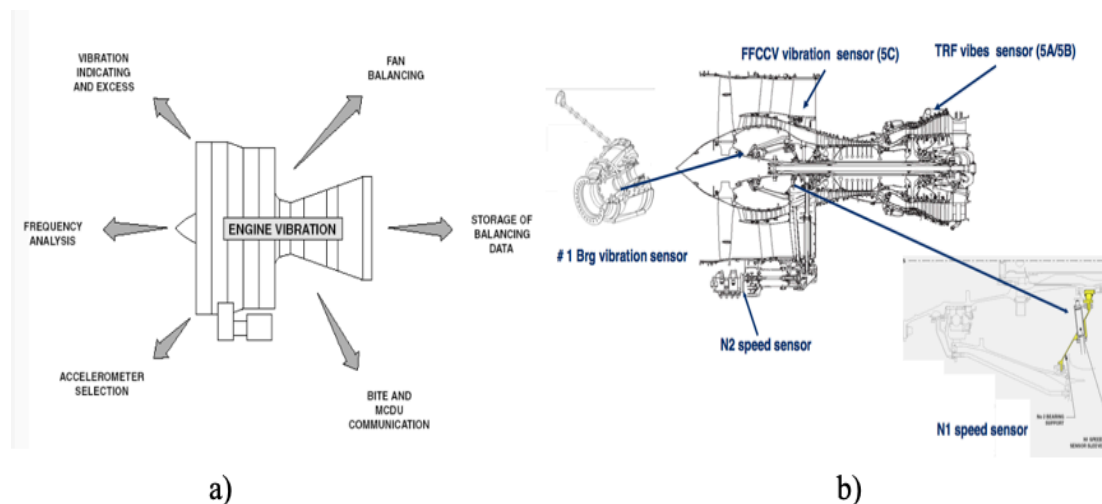


Figura 33 - a) Fatores para a monitorização do estado de condição de um motor CFM56, b) Localização dos sensores nos motores CFM, [30]

Os sensores de monitorização de vibrações nos motores de avião CFM, tem a sua localização segundo a Fig. 33 b) sendo esta, conotada com alguma relevância para se conseguir identificar a(s) zona(s) dos gráficos a que dizem respeito os níveis de vibrações lidas em banco de ensaio. O sensor número 1, relaciona-se com as vibrações sentidas ao nível da parte dianteira do motor, em que o sinal captado é filtrado para velocidade de N1 e N2, enquanto que o sensor da TRF, capta o sinal proveniente das turbinas, filtrado também para velocidades de N1 e N2, que estão montadas logo após a câmara de combustão. No caso do motor CFM 56-5C, este tem um sensor denominado de FFCCV, que embora esteja posicionado na parte dianteira do motor, é responsável pela aquisição do sinal correspondente à HPT e LPT, filtrado correspondentemente para a velocidade de N2 e N1.

3.5 Desequilíbrio

Sendo o desequilíbrio uma das principais causas de vibração nos motores, é natural que qualquer ação de controlo de condição, tente identificar a ocorrência deste fenómeno, de uma forma clara e sem ambiguidades [25]. O desequilíbrio ocorre quando o centro de massa local (eixo principal de inércia) da secção transversal não coincida com centro de rotação (eixo geométrico de rotação) [11], [25]. Em suma, o desequilíbrio manifesta-se sempre que o rotor apresente uma não homogénea distribuição de massa em torno do seu eixo geométrico.

Se o rotor for curto e a inércia localizada, haverá basicamente uma força radial à velocidade de rotação do veio/rotor, que excita as vibrações principalmente nas duas direções radiais e

muito pouco na direção axial [11]. Onde a rigidez radial do eixo e os suportes dos rolamentos, apresentam valores elevados, a resposta da vibração será controlada pelo parâmetro de rigidez e em termos de deslocamento, será proporcional à força de desequilíbrio que também se designa de força centrífuga, Fig. 34 a):

$$F_c = m.r.w^2 \text{ ou } F_c = M_t.e.w^2 \quad (2)$$

Onde “m” é a massa acrescentada no rotor que provoca o desequilíbrio, “r” é a distância do centro de rotação ao centro da massa acrescentada ou por outro lado, “M_t” é a massa do rotor, “e” é o deslocamento radial do centro de massa de rotação e “w” velocidade de rotação do eixo.

Onde a inércia do rotor é distribuída axialmente, o centro de massa de cada secção não é necessariamente o mesmo e assim a força de desequilíbrio radial, muda de amplitude e direção ao longo do rotor. Se o rotor é rígido, todas as forças de desequilíbrio podem ser combinadas numa única força de desequilíbrio equivalente no centro de massa global do rotor [11].

Para se visualizar mais facilmente a situação descrita, considera-se um disco com defeitos de fundição, ou seja, com a existência de espaços ocos como ilustrado na Fig. 34 a). Devido a estas existências, o disco apresenta-se desequilibrado, uma vez que a sua massa não se apresenta homogeneamente distribuída, em torno do seu centro de rotação como já referido. Consegue-se assim definir imaginariamente uma zona denominada de zona pesada e opostamente uma zona leve.

O disco só ficará equilibrado se se recorrer á remoção de uma determinada massa “m” na zona pesada ou, se se acrescentar uma determinada massa “m” na zona leve, ou seja, diametralmente oposta à zona pesada como ilustra a Fig 34 b).



Figura 34 - a) Força centrífuga gerada, b) Disco desequilibrado - HS- Zona pesada [25]

É importante salientar que a força centrífuga F_c é proporcional à massa e ao raio, contudo esta varia com o quadrado da velocidade de rotação. Então, se a massa ou o raio duplicar, a

força duplica, mas se a velocidade duplicar, a força centrífuga quadruplicará. Esta é a explicação para que o desequilíbrio seja aceitável para níveis de baixa rotação e completamente inaceitável para velocidade de rotação elevadas [25].

A força centrífuga mencionada que está intrinsecamente associada ao desequilíbrio do rotor, gera uma vibração periódica nos apoios deste sendo que por esta razão:

- O desequilíbrio ocorre só à frequência de rotação do rotor. A força centrífuga encontra-se solidária com o rotor;
- Uma vez que a direção da força é radial, a amplitude medida nos apoios será conseqüentemente maior nas respectivas direções radiais (horizontal e vertical) e pouco significativa na direção axial, havendo a exceção de rotores em balanço.

3.5.1 Unidades de medida do desequilíbrio e sua identificação

Quando se aborda a temática do desequilíbrio é necessário conhecer alguns parâmetros que o definam, nomeadamente a amplitude de vibração e a identificação da sua origem.

No que concerne à amplitude de vibração, esta está subordinada à velocidade de rotação e nos efeitos da força centrífuga.

A amplitude de vibração, medida nos apoios ou na estrutura que envolve o rotor, dependerá da massa de desequilíbrio e da rigidez dos apoios, havendo a preocupação em manter constante os outros parâmetros. Para rotores rígidos, quanto maior for a rigidez dos apoios menor será a amplitude de vibração e conseqüentemente maior será a força exercida pelos apoios. Colocado isto, pode-se afirmar que um desequilíbrio grave poderá estar escondido por uma fraca resposta medida nos apoios [25].

No que diz respeito à identificação da zona pesada utiliza-se normalmente em operações de equilibragem em banco, maquinaria própria para se efetuar as equilibragens dos respetivos rotores. Esta maquinaria, é capaz de transmitir ao operador a quantidade de massa de correção necessária e a posição angular que esta deve ser colocada em relação a um ponto de referência . Conseguem-se assim, através da seguinte equação determinar o desequilíbrio do rotor.

$$U = m. r \quad (3)$$

Onde:

- U é o desequilíbrio (g.mm);

- m é a massa (g);
- r é o raio (mm);

Nota-se que o desequilíbrio não depende da velocidade de rotação do rotor, podendo assim ser equilibrado a qualquer velocidade de rotação, sendo por esta a razão que não será necessário equilibrar um rotor do motor de avião, à velocidade de serviço para que foi projetado. No que no âmbito deste trabalho, caso esta característica não fosse possível, originaria eventuais situações danosas para o material e para os operadores, uma vez que dada a elevada velocidade de serviço, o rotor poderia saltar da bancada em que estava assente (denominada de berço) provocando danos pessoais e materiais. Esta afirmação só é válida para rotores considerados rígidos e considera-se um rotor rígido aquele em que a velocidade de rotação não exceda 70% da primeira frequência crítica [25].

Deve-se tomar em atenção para uma correta identificação do desequilíbrio, a sua caracterização na forma como este se manifesta nomeadamente [25]:

- No domínio do tempo – Sinal no tempo ou forma de onda;
- No domínio da frequência – espectro de frequência;
- Na relação entre os sinais obtidos nos diversos pontos físicos do rotor – medição do ângulo de fase ou diferença de fases (não abordado neste trabalho);

Quanto ao domínio no tempo o desequilíbrio manifesta-se da seguinte maneira [25]:

- O sinal no tempo ser sinusoidal à velocidade de rotação do rotor a $1xRpm$;
- O sinal no tempo não apresenta descontinuidades;
- O sinal no tempo não se apresenta truncado;
- O sinal no tempo não apresentar variações periódicas de amplitude – Batimentos ou modelação em amplitude;

3.5.2 Relação entre o deslocamento do centro de massa e o desequilíbrio associado

Considera-se um rotor de massa “ M ” ilustrado na Fig. 35, inicialmente equilibrado e ao qual lhe foi adicionada uma massa “ m ” num determinado raio “ r ”. Esta adição de massa provocou um deslocamento do centro de massa C_m de “ e ” em relação ao centro de rotação C_{ri} . Através da equação (4), é possível determinar o desequilíbrio associado a este acréscimo de massa “ m ”, sendo que a massa total do disco fica localizada no ponto C_m como mostra a Fig. 35 e por essa razão, esta massa irá orbitar em torno do centro de rotação C_r a uma distância “ e ” [25]. Então considerando “ e ” a distância associada à deslocação do centro de massa em

relação ao centro de rotação, esta pode ser substituída diretamente pelo “r” anteriormente atribuído.

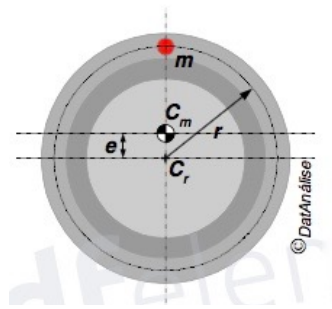


Figura 35 - Deslocamento do centro de massa C_m [25]

Em que a massa total é dada por:

$$M_t = M + m \quad (4)$$

Vem que:

$$U = M_t \cdot e \quad (5)$$

Em conclusão o deslocamento do centro de massa em relação ao centro de rotação, isto é, a excentricidade “e” representa o desequilíbrio específico do rotor [25]:

$$e = \frac{U}{M_t} \quad (6)$$

se:

- m em gramas (g);
- R em milímetros (mm);
- M_t em quilogramas (Kg)

Então a excentricidade “e” vem em: $\frac{mm}{Kg}$

3.5.3 Tipos de desequilíbrios

Os tipos de desequilíbrio são definidos pelo posicionamento relativo entre o eixo geométrico de rotação e o eixo principal de inércia.

O eixo principal de inércia caracteriza-se por ser aquele em que o rotor rodaria livremente caso não existissem os constrangimentos que advêm pelos apoios. Em relação ao centro de massa, este caracteriza-se por ser um ponto específico deste eixo, onde a massa total do rotor se localiza [25].

Em suma, encontram-se assim quatro tipos de desequilíbrios, são eles nomeadamente:

- Desequilíbrio Estático;
- Desequilíbrio de Momento;
- Desequilíbrio Quase-Estático;
- Desequilíbrio Dinâmico;

A identificação do tipo de desequilíbrio que apresenta o rotor, é determinante para a execução do tipo de equilibragem a efetuar e é fundamental no que diz respeito ao número de planos de correção a usar sendo que no presente trabalho, aborda-se a equilibragem estática (num só plano) e dinâmica (dois planos) [25].

3.5.3.1 Desequilíbrio estático e sua metodologia de correção

Este tipo de desequilíbrio é caracterizado por apresentar o eixo principal de inércia paralelo ao eixo de rotação como ilustrado na Fig. 36. O centro de massa não se faz coincidir com o eixo geométrico de rotação e está a uma distância “e” deste mesmo eixo.

No que concerne à zona pesada representada pela massa m_1 , encontram-se uma ou duas no plano perpendicular ao eixo de rotação que passa pelo centro de massa C_m , como ilustrado nas Fig. 37 e 38 respetivamente. Fazendo uma análise à Fig. 38, esta representa um veio que se encontra também desequilibrado estaticamente, uma vez que as duas massas iguais m_1 se encontram à mesma distância radial e equidistante do plano que contempla o centro de massa.

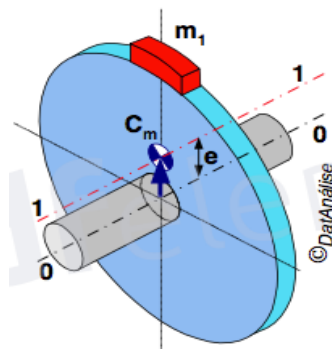


Figura 36 - Rotor desequilibrado estaticamente [25]

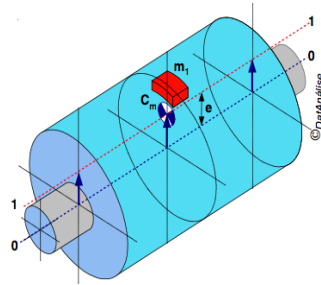


Figura 37 - Veio desequilibrado estaticamente [25]

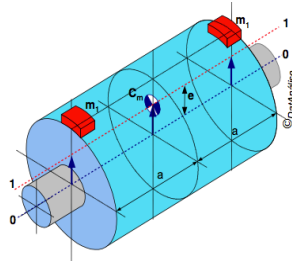


Figura 38 - Veio desequilibrado estaticamente com duas massas aplicadas [25]

Em relação à sua correção, este tipo de desequilíbrio pode ser corrigido havendo uma remoção ou acrescento de massa, em qualquer que seja o plano transversal ou plano perpendicular ao seu eixo de rotação, contudo, para se poder aplicar esta metodologia, o rotor tem que ser considerado rígido (relembra-se novamente que um rotor rígido, é aquele que cuja a velocidade de rotação máxima não exceda 70% da primeira frequência crítica. Para que o rotor fique efetivamente bem equilibrado, a correção do respetivo desequilíbrio deve ser efetuada no plano transversal que passa pelo centro de massa, como ilustrado na Fig. 39 a), caso não seja possível, a correção deve ser efetuada nos dois planos como ilustrado na Fig. 39 b) e c).

Relativamente à Fig. 39 d) elimina-se ou reduz-se o desequilíbrio estático, mas induziu-se um novo desequilíbrio (abordado no próximo subtópico) [25].

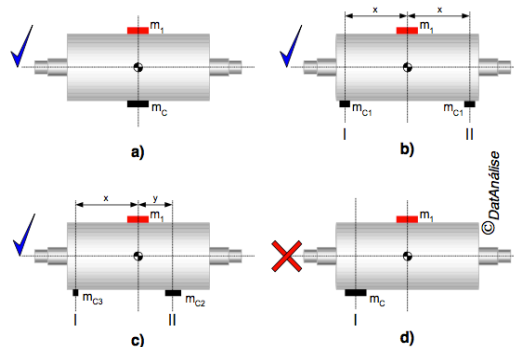


Figura 39 - Equilibragem estática. Soluções de correção corretas a), b) e c), Incorretamente - d) [25]

Com base na Fig. 39, é possível determinar o valor das massas de correção fazendo as seguintes relações matemáticas [25]:

$$m_c = m_1 \qquad m_{c1} = \frac{m_1}{2} \qquad m_{c2} = \frac{x}{x+y} \qquad m_{c3} = \frac{y}{x+y}$$

Na equilibragem estática o rotor está livre de qualquer constrangimento à exceção do efeito da gravidade e tem tendência a encontrar a sua posição de equilíbrio em torno do seu eixo vertical ou horizontal, que passa pelo seu centro de massa.

No caso em estudo neste relatório, a equilibragem estática dos rotores dá-se introduzindo as pás no programa específico no computador e este automaticamente faz a distribuição homogénea das pás. Posteriormente o rotor já montado é introduzido na máquina de equilibragem, que irá aferir se o desequilíbrio residual se apresenta dentro dos valores normativos e identifica a zona pesada da zona leve, atribuindo caso necessário, uma massa de correção e a respetiva posição que esta deve ser colocada. Caso o valor do desequilíbrio medido já se encontre dentro dos limites admitidos pelo manual, nenhuma ação é efetuada, ou seja, somente através da distribuição por parte do programa em que este já preconizou um desequilíbrio residual admissível, consegue-se equilibrar estaticamente o rotor. É pertinente voltar a salientar que este tipo de equilibragem, não é feita à velocidade de rotação de serviço dos respetivos rotores, mas sim a uma velocidade bastante mais baixa.

3.5.3.2 Desequilíbrio de momento e sua metodologia de correção

O desequilíbrio de Momento caracteriza-se por apresentar uma interseção do eixo principal de inercia com o eixo geométrico de rotação no centro de massa C_m do rotor, como ilustrado na Fig. 40 [25]. Este tipo de desequilíbrio é gerado quando existem duas massas m_1 com a mesma distância uma da outra do centro de massa e diametralmente opostas. É importante também referir que um rotor que apresente somente um desequilíbrio de momento está estaticamente equilibrado.

Este tipo de desequilíbrio tem uma premissa que deve ser tomada com a maior atenção possível, uma vez que não padece de ser corrigido num só plano, precisando de duas massas de correção colocadas em planos transversais diferentes e em posições diametralmente opostas, ou seja, existe a necessidade de se equilibrar em dois planos [25].

No caso do presente trabalho como se considera rotores rígidos na fase de equilibragem na oficina de componentes móveis, a posição axial destes planos é irrelevante desde que o binário gerado pelas massas de correção seja igual e de sinal contrário ao provocado pelo desequilíbrio apresentado pelo rotor [25].

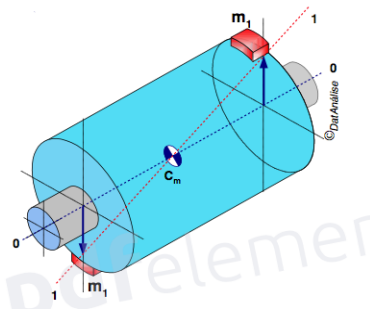


Figura 40 - Veio com duas massas m_1 diametralmente opostas, Desequilíbrio de momento, 0-0 eixo de rotação, 1-1 eixo principal de inércia, C_m - Centro de massa [25]

3.5.3.3 Desequilíbrio quase-estático e sua metodologia de correção

Este tipo de desequilíbrio ocorre quando o eixo principal de inércia interceta o eixo de rotação do rotor num ponto "I" diferente do centro de massa como ilustra a Fig. 41.

Relativamente a este desequilíbrio pode ser gerado quando, a um rotor equilibrado se adiciona um elemento que não foi previamente equilibrado, por esta razão é tão importante manter equilibradas todas as componentes rotativas que estão agregadas ao motor.

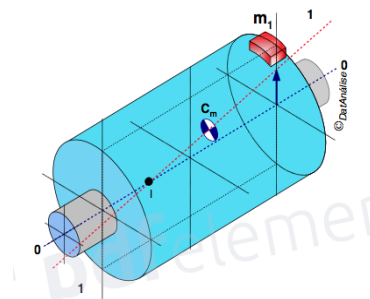


Figura 41 - Desequilíbrio Quase-Estático [25]

Pode ainda haver uma situação que preconize este tipo de desequilíbrio nomeadamente, quando existe uma combinação de um desequilíbrio estático com um desequilíbrio de momento desde que a posição angular da massa m_2 , responsável pelo desequilíbrio estático coincida com uma das massas m_1 sendo esta responsável pelo desequilíbrio de momento como ilustrado na Fig. 42.

O desequilíbrio Quase-Estático é proveniente da ação de um único ponto pesado que se localiza num plano transversal que não passa pelo centro de massa. Por esta razão, a sua

correção pode ser executada num só plano, sendo este, o plano onde se encontra a massa de desequilíbrio. Pode-se considerar a correção efetuando-a num só plano como se de um desequilíbrio estático se tratasse, contudo, neste caso o plano de correção não contempla o centro de massa.

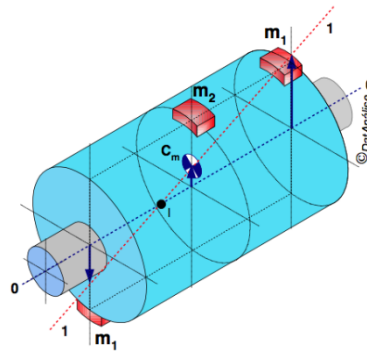


Figura 42 - Desequilíbrio Quase-estático resultante da combinação especial de um desequilíbrio estático com um desequilíbrio de momento [25]

3.5.3.4 Desequilíbrio dinâmico e sua metodologia de correção

No que concerne ao desequilíbrio dinâmico, este é gerado pela contribuição do desequilíbrio estático com o desequilíbrio de momento e caracteriza-se graficamente pelo facto do eixo principal de inercia do rotor nunca intersestar o seu eixo geométrico de rotação como apresentado na Fig.43 [25].

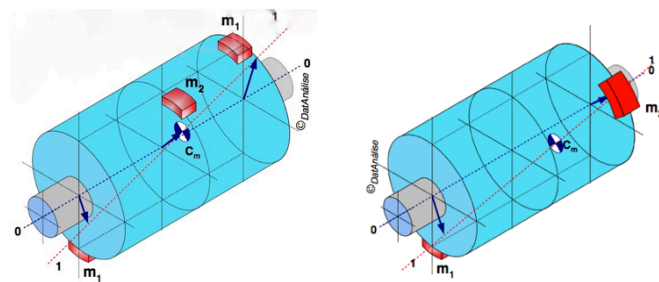


Figura 43 Desequilíbrio Dinâmico [25]

Na prática este é o tipo de desequilíbrio mais usualmente encontrado na indústria, podendo este ser decomposto então em dois tipos de desequilíbrios:

- Estático;
- Momento;

Para os rotores em estudo considerando rígidos, este desequilíbrio corrige-se em dois planos. Prioritariamente, deve-se corrigir o desequilíbrio estático e posteriormente deve-se corrigir o desequilíbrio de momento apresentado.

Ao corrigir o desequilíbrio estático em primeiro lugar, a contribuição desta correção, faz automaticamente com que o desequilíbrio de momento presente no rotor, também diminua favorecendo assim o processo de equilibragem.

3.6 Causas que geram desequilíbrios nos motores turbo fan

As razões que podem gerar desequilíbrios num motor *turbo fan* são inúmeras derivadas da quantidade de componentes que o agregam.

São apresentadas algumas das causas que geram desequilíbrios e na prática muitas destas acontecem em simultâneo, sendo divididas em quatro grupos [25]:

- a) Defeitos provenientes da fase de projeto
 - Insuficiente grau de maquinação das superfícies;
 - Desalinhamentos (para componentes excêntricos);
 - Intolerâncias anômalas para o equipamento em questão;

- b) Defeitos provenientes do material
 - Fundição deficiente;
 - Variação de densidade;
 - Variação de espessura;

- c) Defeitos provenientes durante a maquinação ou montagem
 - Deformações devido a apertos desiguais;
 - Montagem de componentes deficientes (parafusos, porcas, anilhas com medidas incorretas);
 - Deformações permanentes introduzidas na fabricação, tensões residuais, soldaduras etc;

- d) Causas operacionais
 - Desgaste e corrosão não uniformes;
 - Incrustação de sólidos e impurezas não uniforme;
 - Balanceamento térmico;
 - Componentes empenados ou partidos;

As causas que dizem respeito aos três primeiros grupos, são provenientes de ações de manutenção (montagem e desmontagem de peças), fases de projeto e fabrico.

Estas causas manifestam-se durante o teste do equipamento, seja um equipamento novo à estreia ou que tenha sofrido reparação. As causas operacionais estão relacionadas com as condições de manuseio do rotor e do ambiente onde este está inserido. Estas causas vão-se repercutir no comportamento dinâmico do rotor de uma forma gradual e evolutiva no tempo [25].

3.6.1 Orientações para a investigação de vibrações provenientes da velocidade de N1 e N2 dos módulos de baixa e alta pressão

Quando em banco de ensaio, ocorrem vibrações nos motores, devem-se seguir algumas orientações impostas pelo fabricante, consoante o tipo de vibração apresentado.

Para vibrações à velocidade de rotação provenientes de N1, estas são facilmente resolvidas com a implementação do método de *trim balance* que consiste em se proceder a uma nova equilibragem, no próprio banco de ensaio, sem se efetuar qualquer abertura do core, ou seja, sem recorrer a desmontagens de componentes, colocando contrapesos no *spinner* que se localiza na parte central da *fan* e/ou no último andar da LPT. Estas massas de correção e as zonas onde estas devem ser colocadas, são automaticamente atribuídos pelo software, no fim de cada aceleração e desaceleração (corrida efetuada), ou seja, no teste de aceleração específico para se aferir se existem ou não vibrações, a uma velocidade de rotação específica, aferindo assim se o respetivo módulo/core do motor, apresenta algum tipo de desequilíbrio [26].

Neste ponto de investigação quando se pretende determinar as causas de vibração para a velocidade de rotação provenientes de N2 e assumindo que o procedimento efetuado seguido pelo AMM, foi efetivamente bem feito, a CFM recomenda que se façam os procedimentos em baixo descritos, com o intuito de mais detalhadamente se aferir as eventuais proveniências das vibrações no motor analisado em banco de ensaio.

- Procedimentos para HPC

Se ocorrer vibrações a baixa velocidade, mas com valores não repetitivos, o fabricante recomenda uma verificação do torque da porca de bloqueio do rolamento 3, que poderá estar abaixo dos níveis admitidos pela ESM.

Contudo, esta correção do torque poderá não ser suficiente para baixar os níveis de vibração observados.

Posto isto, os passos para a seguinte inspeção são altamente recomendados [26]:

- Verificar o invólucro do HPC para nível de torque do parafuso de fixação da fan;
- Verificar as condições das pás do HPC;
- Verificar o desequilíbrio do rotor HPC e se necessário corrigi-lo;
- Verificar o *run-out* do *CDP Seal* pela ESM 72-00-02 antes de remover o módulo da HPT;
- Verificar todas as flanges do HPC/HPT e procurar por alguma situação que se apresente partida, que falte algum parafuso.

Se o equilíbrio não se conseguir verificar, algumas inspeções mais profundas devem ser efetuadas sendo descritas abaixo (se durante a desmontagem se verificar sujidade ou presença de óleo deve-se reportar essa situação):

- Verificar a concentricidade do andar do *Spool* 1-2
- Ilustrado na Fig. 44, está a verificação o *run-out* do *CDP Seal* para aferir a interferência do diâmetro e o alinhamento dos dois planos entre as PVL's (peças de vida limitadas como ex: discos dos rotores), (considera-se interferência, como sendo o aperto entre as superfícies dos discos, em que estes tem que ser montados com *tite* (aperto) ou seja, não pode existir a possibilidade de se conseguir desacoplar os discos somente à mão contudo, o aperto não pode ser demasiado para que as componentes não sofram uma ovalização que criará um desalinhamento no conjunto e consequentemente irá gerar vibrações);
- Gravar e remover o *CDP Seal*;
- Verificar se existe desgaste que provoque uma eventual falha; realizar uma inspeção dimensional do diâmetro B;
- Verificar a planicidade e concentricidade da face da flange traseira do andar do *Spool* 4-9 e a interferência (R07/08). (ESM 72-31-00);
- Gravar e posteriormente remover o *Spool* 4-9;

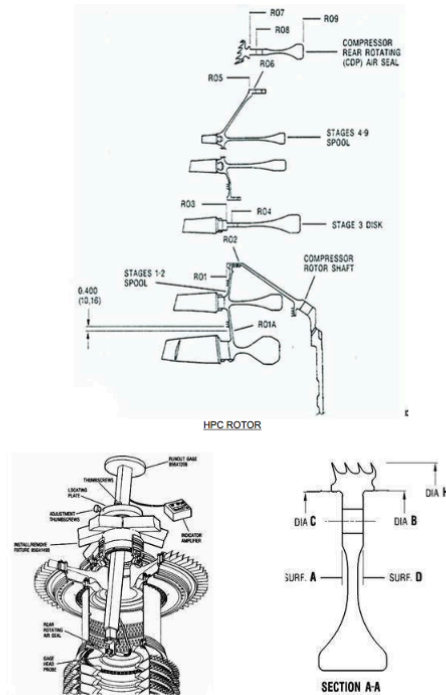


Figura 44 - Verificação do CDP Seal e Runout, [26]

- Verificar a concentricidade e planicidade da face da flange do disco do terceiro andar (R03/R04);
 - Gravar e posteriormente proceder-se à remoção do disco do terceiro andar;
 - Verificar a concentricidade e planicidade do *shaft* da frente e da face da flange bem como a sua interferência (R01/R02);
 - Verificar o anel de amortecimento do andar do Spool 1-2;
Equilibrá-lo se necessário;
 - Verificar e gravar o desequilíbrio estático do disco do terceiro andar se necessário;
- Procedimentos para HPT
- Inspeccionar dimensionalmente o HPT quanto ao seu empilhamento;
 - Verificar a condição da manga de amortecimento do HPT
 - Verificar e gravar os dados de equilibragem e desequilíbrios do HPT;

Ao nível do módulo devem-se seguir as seguintes inspeções:

- Verificar e gravar o diâmetro frontal do HPT *front shaft* (diâmetro C);
- Verificar e gravar a ovalização do diâmetro frontal da HPT *front shaft*;
- Verificar e gravar a planicidade da superfície do *front shaft* da HPT (D);

- Verificar a concentricidade do alinhamento vertical anteriormente admitido;
- Durante a montagem do *front shaft* (Fig.45) do HPT com o *rear shaft* do HPC, deve-se respeitar as recomendações do ESM, mantendo limpa as superfícies de contacto bem como respeitando também os processos térmicos exigidos na respetiva montagem (ESM 72-00-02);

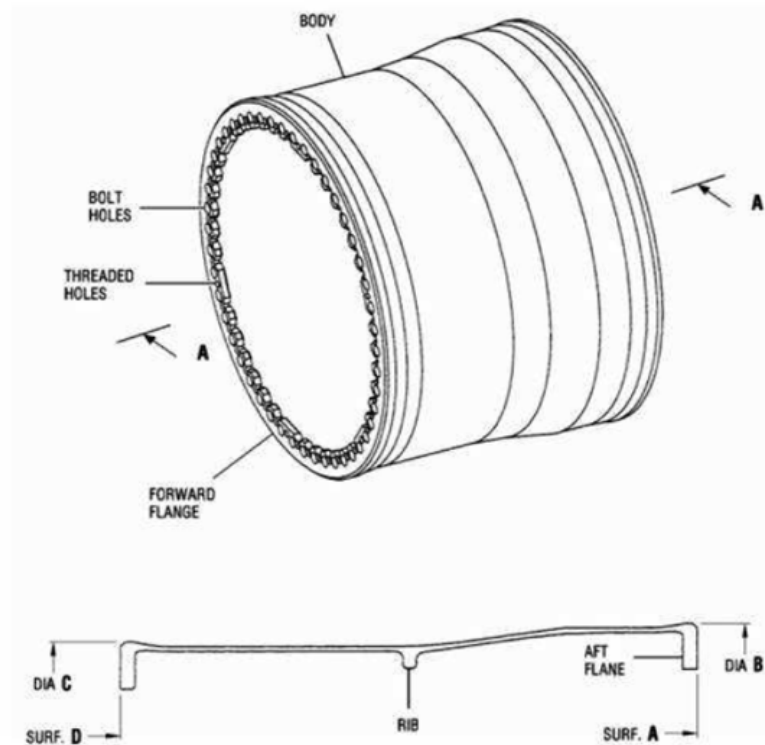


Figura 45 - *Front shaft* da HPT [26]

- Verificar o *run-out* do *CDP Seal*;
- Quando da montagem do disco do rotor de HPT e do *front rotating seal*, é importante verificar cada *mating* (corresponde ao encaixe correto de cada componente que irá originar o módulo), se a superfície onde ocorre o *mating* está livre de poeiras, metais etc.
- Deve-se fazer um *run-out* da HPT e do *front rotating seal* e montar a flange com a interferência correta (ESM 72-52-00);
- A face da flange da frente deve estar perpendicular com 0,002in. (0,005 mm) FIR;
- A interferência da flange do disco da HPT, deve estar concêntrica com 0,002 in. (0,005 mm) FIR;

Nota: Se a medição do run-out não estiver correta, o *front rotating seal* pode ser rodado 180° e instalado de novo [22].

Durante a montagem do *front shaft* da HPT, com o *front rotating seal*, como ilustrado na Fig. 46 deve-se respeitar as sequências térmicas descritas no ESM e deve-se proceder á limpeza da superfície onde se irá fazer o *mating* (ESM 72-52-00) [26].

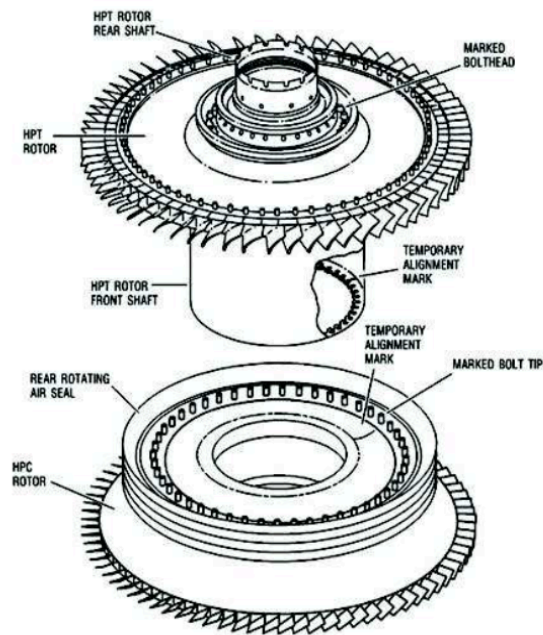


Figura 46 Montagem do *front shaft* da HPT com o CDP Seal, [26]

Deve-se tomar a devida atenção aos seguintes aspetos:

- Cuidado com a montagem do *rear shaft* da HPT no disco de HPT;
- Deve-se medir o *run-out* da flange do disco de HPT;
- Assegurar que a face da flange está perpendicular com 0,002 inch (0,005 mm);
- Assegurar que o *front shaft* do HPT está concêntrico com a face da flange da parte superior do *CDP seal*;
- Respeitar a sequência térmica durante a montagem;

Nota: deve-se garantir que a temperatura do ambiente em que são efetuados estes procedimentos se mantém estabilizada.

3.7 Processo de equilibragem

Para se efetuar o processo de equilibragem de um rotor, assume-se a velocidade de rotação, mais baixa do que em regime de funcionamento em asa, sendo as rpm utilizadas para este mesmo processo diferentes, consoante a componente/rotor a equilibrar. Contudo salienta-se que o rotor em funcionamento em asa, considera-se não rígido, frisando novamente que a velocidade de funcionamento em asa, é muito acima da utilizada no processo de equilibragem bem como as amplitudes das forças que são aplicados nas componentes rotativas que não estão presentes no processo de equilibragem dos rotores. As temperaturas de serviço e os momentos gerados, acabam por criar alguma deformação dos rotores sendo que por estas razões, não se pode considerar estes rotores rígidos em funcionamento em asa ou banco de ensaio.

No que concerne ao processo de equilibragem, este ao longo dos anos tem vindo a sofrer evoluções na forma como é efetuado, havendo com a inovação da maquinaria utilizada para o efeito, uma maior agilidade no processo. Primeiramente, era adotada a metodologia de decomposição vetorial com régua, esquadro e compasso, que caracterizava, o processo de equilibragem como algo moroso e suscetível de maiores erros. Nos dias de hoje e com o auxílio da nova maquinaria, esta providencia um rápido e preciso processo de equilibragem, mantendo cada vez mais, os níveis de precisão em valores de excelência desejáveis.

Contudo, a componente humana é também uma parte integrante de todo o processo e esta está sempre suscetível de cometer erros, sendo que por essa razão, torna-se importante fornecer as ferramentas necessárias para a devida formação dos técnicos, para que estes sejam capazes de desenvolver um trabalho mais sucinto, claro e livre de eventuais não conformidades. A sensibilidade de cada indivíduo, é um aspeto que deve ser tida em atenção, uma vez que se reflete notoriamente no processo de equilibragem e posteriormente no desempenho do motor.

É então que o papel da máquina se torna importante, fazendo com que hajam orientações visíveis e perceptíveis à sensibilidade humana que possibilite ao operador seguir uma metodologia correta de forma a obter os valores desejados, dentro dos parâmetros normativos estabelecidos pelo fabricante como ilustrado na Fig.48. No presente Trabalho Final de Mestrado, focam-se os processos de equilibragem num contexto aeronáutico que se caracterizam pelas seguintes metodologias:

- *Index Compensation* – este processo caracteriza-se por possibilitar o isolamento da peça que se quer equilibrar, de todas as influências externas. Consideram-se

influências externas como sendo todos os equipamentos adjacentes à peça ou módulo a equilibrar como exemplo o cardan que faz a ligação do veio da máquina de equilibragem ao rotor, o *Dummy* que simula a outra componente que em regime normal de funcionamento, fica acoplada ao rotor a equilibrar, as ferramentas de arrasto, etc.

Um método utilizado para a indexação, é denominado de *biasing* e no caso da equilibragem estática, esta tem como metodologia prática três pontos em que se considera uma estrutura praticamente perfeita, ou seja, o círculo traçado entre estes três pontos físicos da máquina circular de equilibragem estática, terá um desvio de uma a três décimas da milésima [27].

As ferramentas que vão ser acopladas à peça a equilibrar, são primeiramente rodadas na máquina e procede-se então ao *biasing* destas ferramentas, de uma forma sucinta, tara-se a ferramenta, para que eletronicamente a máquina assuma tudo a zero e indexe esta compensação, de onde provem o termo *index compensation* ou seja elimina o desequilíbrio que as ferramentas apresentam de modo a não influenciar o rotor a equilibrar.

A indexação pode ser efetuada a 180°, 90°, 120°, 30°, etc., quanto mais graus se rodar a peça, mais precisa será a indexação, contudo, não se justifica tal procedimento porque o desequilíbrio medido na primeira posição angular, será rebatida 180°, ou seja, haverá um anulamento do desequilíbrio apresentado, tenha ele qualquer valor e ângulo.

Abordando a máquina de equilibragem SCHENCK, que contempla o programa de equilibragem (Fig. 47), esta apresenta no seu ecrã, três disposições alusivas ao desequilíbrio nos planos que se pretende equilibrar o rotor, bem como o desequilíbrio estático apresentado no mesmo.

No que respeita ao círculo do centro da Fig. 47 este correspondente ao plano do desequilíbrio estático, surgindo como mera indicação para sensibilizar e alertar o operador para proceder, a uma melhor equilibragem ou seja, tenta-se induzir o operador a eliminar primeiramente o desequilíbrio estático, garantindo assim uma equilibragem mais efetiva e, possibilitando o uso de menos contrapesos de correção, sendo que estes são bastante dispendiosos e, como também existe um limite de contrapesos que se colocam por andar, torna-se pertinente tentar reduzir ao máximo o uso dos mesmos. No HPC, existem à temperatura ambiente folgas entre as pás, ou seja, abaixo da temperatura de funcionamento havendo, com o aumento da temperatura uma expansão térmica do material, o que resulta numa anulação desta folga.

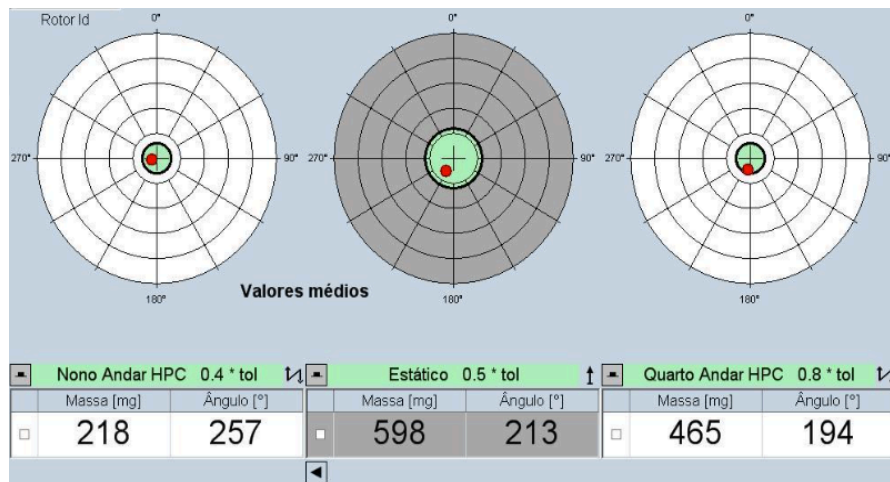


Figura 47 - Representação do programa de equilibragem do 4°, estático e 9° andar do rotor HPC, [28]

Havendo folga nas calhas onde estão instaladas as pás do rotor, este fator vai originar vários vetores de forças centrífugas com sentido opostos, o que por sua vez gera vários valores de desequilíbrio, provenientes do deslocamento das pás a cada corrida, que origina por sua vez, uma mudança do local onde estão concentradas a massa, em suma, existe uma oscilação no espaço, da zona pesada e da zona leve, culminando assim numa alteração do valor do desequilíbrio. É por esta razão que são feitas no mínimo 3 corridas para aferir o desequilíbrio do rotor, (este desequilíbrio é a média das corridas efetuadas) e, irá ser gerada a massa de correção e, a zona angular do rotor, que se deve colocar a respetiva massa de correção. De uma forma mais correta, dever-se-ia efetuar cada sequência de corrida começando individualmente em graus diferentes fazendo 0°, 90°, 180, e 270°, de forma a minimizar o erro proveniente do deslocamento das pás para que estas não permanecem fixas, conseguindo assim, cobrir de uma forma mais eficiente toda esta variação agregada ao rotor, que irá influenciar no desequilíbrio lido pela respetiva máquina.

Para que o procedimento de equilibragem seja efetuado de forma mais correta possível, o rotor deve ser rodado a cada início de corrida, partindo da posição inicial de 0 graus, fazendo posteriormente e de forma separada, a aferição do desequilíbrio a 90°, 180° e, 270°, uma vez que rodando o rotor para estas quatro posições antes de se iniciar a corrida, consegue-se cobrir praticamente toda a área de movimentação das pás no respetivo rotor. Esta rotação deve ser efetuada sempre no sentido de rotação da máquina e do respetivo rotor, para que não haja uma degradação dos sensores o que resulta numa descalibração dos mesmos.

Efetuando estas quatro Rotações (cada uma no mínimo três vezes) e se se aferir o desequilíbrio das mesmas (admitindo que se iniciou cada rotação exatamente aos 0, 90,180

e 270 graus), ao repetir-se novamente o processo de equilibragem nestes mesmos ângulos iniciais, o vetor do desequilíbrio apresentado é seguramente muito próximo ao aferido nas primeiras rotações.

Nota: No posicionamento e aperto dos pedestais (estrutura que contempla o rotor) ilustrado na Fig.48, estes devem estar devidamente apertados sem qualquer tipo de folga, uma vez que as forças, devem percorrer toda a estrutura verticalmente para serem absorvidas pelo solo, que está devidamente dimensionado para o efeito, evitando desníveis da máquina e providenciando assim, uma captação das corretas vibrações por parte dos sensores que seguidamente convertem este sinal mecânico (vibratório) em sinal elétrico.



Figura 48 - Pedestais da máquina de equilibragem SCHENCK, fonte: TAP

3.7.1 Processo de equilibragem dinâmica

No processo de equilibragem, estão presentes os passos que devem ser respeitados para que esta tarefa de manutenção, seja elaborada de forma segura e com o mínimo erro possível, cumprindo sempre as normas e pressupostos impostos pelo manual do fabricante.

Num rotor de HPC, somente o primeiro e terceiro andar estão previamente equilibrados, antes de se proceder à equilibragem do conjunto completo de HPC, uma vez que antes da sua montagem, as massas das pás destes respetivos andares foram medidas e computacionalmente distribuídas, inserindo os valores das massas no programa. A Fig. 49, ilustra o software abordado. Posteriormente à distribuição efetuada nestes três andares, a posição angular destas pás, não deverá de ser alterada, uma vez que, caso se verifique esta alteração, poderá ter implicações aquando do teste do motor no banco de ensaio, alusivo ao aparecimento de vibrações à velocidade de N2.

- Relativamente aos andares compreendidos entre o quarto e o nono andar, estes não estão previamente equilibrados, ou seja, não foram medidas as massas e distribuídas as pás no programa. É por esta razão, que quando se procede à equilibragem do módulo de HPC, as massas de correção são colocadas nestes intervalos de andares.
- Se o desequilíbrio for essencialmente estático, colocam-se massas de correção entre o quarto e o nono andar, caso o desequilíbrio seja mais de momento, colocam-se as massas de correção em planos mais afastados do centro de massa do rotor, ou seja, no quarto e no nono andar [29].

O processo de equilibragem dinâmica baseia-se nos seguintes passos:

1° - São efetuadas as medições das massas das pás correspondentes a cada estágio/andar do elemento em equilibragem;

Nota: no HPC, as pás do 4° ao 9° estágio não sofrem qualquer processo de medição de massa, uma vez, que a diferença de massa entre elas não é significativa sendo na ordem dos +/- 0,1g [29].

2° - No software da Fig. 49 são colocados os valores das massas dos restantes andares e este software em seguida automaticamente faz a distribuição homogénea das pás atribuindo uma ordem sequencial definida de forma a que não haja diferenciações acentuadas de massas no rotor, ou seja, automaticamente compensa a zona pesada e zona leve;

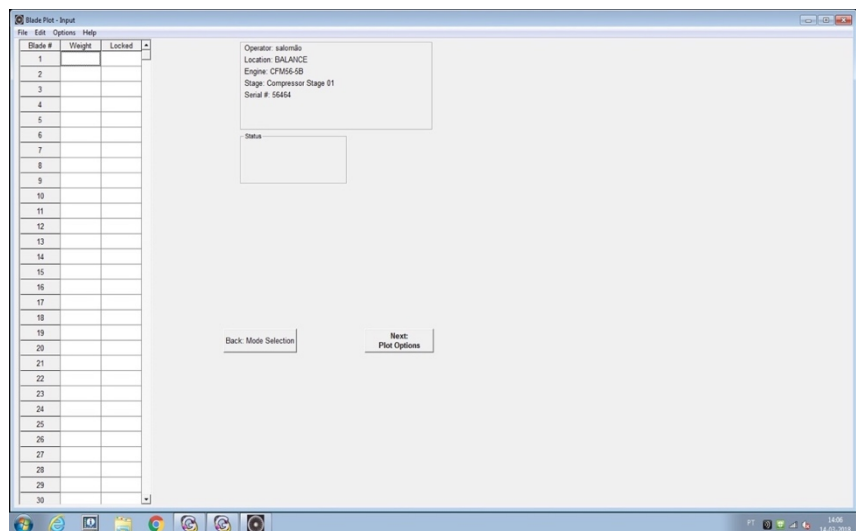


Figura 49 - Programa de distribuição de pás, fonte: TAP

3° - Montagem do rotor com as pás seguido do acoplamento ao *DUMMY*;

Nota: O *DUMMY* varia consoante o tipo de elemento a equilibrar, uma vez que este simula em termos de massa os restantes elementos acoplados ao elemento em processo de manutenção. Ex: se estiver a equilibrar o LPC o *DUMMY* irá ser a

simulação do HPC uma vez que fica adjacente ao LPC segundo a sua montagem no motor.

4° - Conferir o aperto (do termo Inglês *tight*), entre o *DUMMY* e o elemento a equilibrar;

Nota: É necessário haver *tight*, sendo este procedimento de aperto efetuado com base no comportamento mecânico dos materiais face à variação da temperatura, uma vez que se arrefece com azoto líquido primeiramente a parte que irá estar em contacto com o *DUMMY* de forma a contrair e posteriormente, a expandir conferindo assim aperto com o *DUMMY*. Salienta-se também que este processo deve ser efetuado de forma espaçada, ou seja, é expectável que se utilize cerca de 20 min para arrefecer a componente e que se faça também um compasso de espera até que a temperatura estabilize após a montagem deste processo. Posteriormente é dado um torque de 220-230 lib. por polegada (25.9 26.0 N.m) nos 24 parafusos que fazem a ligação do *DUMMY* com a respetiva componente a equilibrar. Caso haja inexistência de aperto, poderá originar um mau processo de equilibragem que terá repercussões ao nível de vibrações em banco de ensaio, uma vez que as componentes não se encontravam em conformidade, mas sim com folga no ato da equilibragem. Nota-se que uma componente tão importante como uma HPT ou HPC, não pode acoplar nas outras componentes sem pressão ou seja, numa linguagem menos académica “não se pode conseguir desencaxar a HPT ou HPC só com as mãos sem auxílio de ferramenta que funcione com pressão”.

5° - Corridas de equilibragem;

Nota: os planos de equilibragem utilizado na HPT correspondem ao plano do *front shaft* e do *rear shaft* para a equilibragem do HPC os planos correspondentes são do quarto e nono andar. O software apresenta os valores de desequilíbrios e massas de correção para os andares referidos, contudo, é possível colocar massas de correção em qualquer andar (entre o quarto e nono andar para o HPC). Este procedimento de variar a colocação de massa ao longo do rotor irá obviamente influenciar todo o tipo de desequilíbrio e a forma como este é anulado ou aumentado.

1. Devem-se mover as posições ou trocar as pás do 4° ao 9° andar antes de se adicionar qualquer tipo de massa de correção (este processo só é válido para uma equilibragem inicial ou seja antes do corte das pás), sendo que o principal objetivo prende-se com o equilibrar usando o mínimo de massas de correção possíveis.
2. Se a distribuição das pás foi efetuada com base no programa de distribuição próprio para o efeito (ao invés de uma distribuição manual), as pás dos respetivos andares não necessitam de ser redistribuídas.

3. Se houver troca de pás, deve-se aferir se as bases das mesmas são exatamente iguais às que estavam instaladas.
4. A máquina de equilibragem SCHENCK vai identificar a posição onde o valor de desequilíbrio se apresenta fora do parâmetro admissível bem como a massa de correção necessária e o respectivo ângulo de colocação.
5. Quando se efetua a correção do desequilíbrio com as massas de correção nos andares não indicados pela máquina (plano do nono e quarto andar), torna-se pertinente seguir o seguinte raciocínio:

Se se corrigir no 6° ou 7° andar, a correção terá influência no desequilíbrio gerado no plano do 4° ou 9° andar respectivamente (se corrigir no 6° andar, haverá uma influência maior no 4° andar e o mesmo acontece se se corrigir o 7° andar, este terá uma influência maior no 9°) ou seja o que influência indiretamente estes andares (nono e quarto), são as massas de correção colocadas nos outros andares.

A Fig. 50 ilustra a montagem das massas de correção nas calhas do rotor.

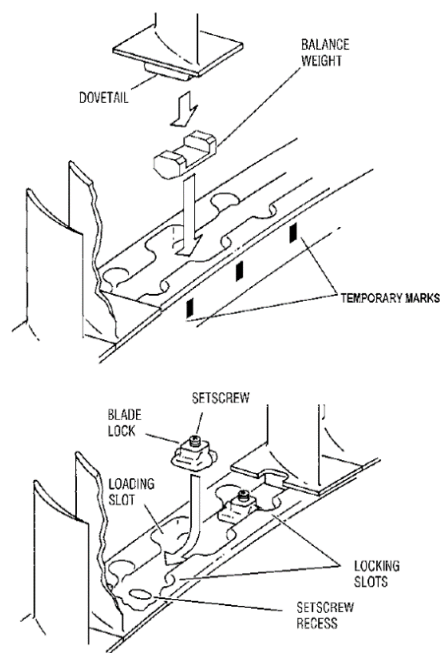


Figura 50 - Instalação das massas de correção no rotor, fonte: TAP ESM CFM56-3

3.11 Valores de tolerância apresentados nas equilibragens TAP

Para se aferir que o processo de equilibragem, contribuiu satisfatoriamente para um bom desempenho do motor e, que lhe conferiu os valores exigidos para funcionar em segurança, apresenta-se a tabela no anexo A1.1, para os vários tipos de motores e os seus módulos correspondentes, que sustentam o subtópico abaixo explanado.

- Valores para o HPC

Para o processo de equilibragem do HPC, os valores apresentados para se aferir o desequilíbrio admissível do rotor são o seguinte:

Se o desvio (runout) da superfície B for igual ou superior a 0.0015 inch (0.038 mm) FIR (full indicator runout), a montagem é aceitável. Ver Fig. 51.

A máquina de equilibragem deve estar programada com os seguintes parâmetros:

1. A leitura do desequilíbrio deve ser efetuada com base nas leituras do 4° e 9° andar.
2. O raio do plano do 4° andar deve ser de 8.28 inch (210.3 mm) e o raio do plano do 9° andar deve ser de 8.33 inch (211.6 mm).
3. Operar a máquina a 900 rpm.
4. O desequilíbrio máximo admissível apresentado entre os dois planos pode contemplar 10g in. (25.4 g cm)

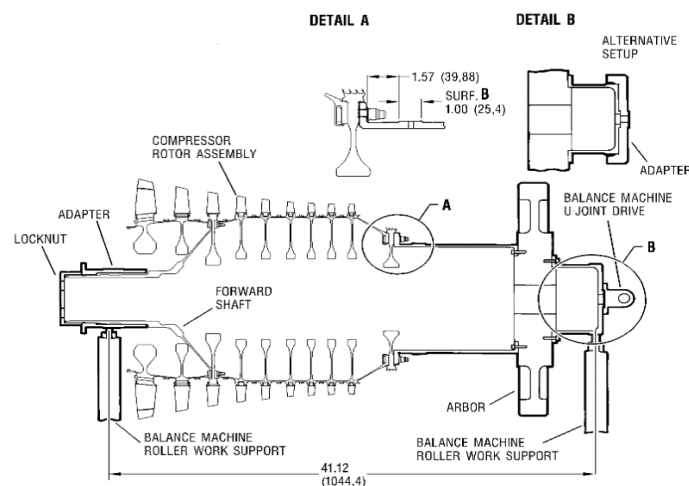


Figura 51 - Valores padronizados admissíveis, os valores apresentados entre parêntesis estão em mm fonte: TAP

- Valores para o HPT

Para o processo de equilibragem dinâmica do HPT, os valores apresentados para se proceder à respetiva equilibragem do rotor são as seguintes:

O valor máximo de desvio FIR, não deve exceder os 0.0015 (inch) polegadas (0.04 mm).

Nota-se pertinência em salientar que existem vários tipos de massas de correção aplicados no rotor de forma tornar o processo de equilibragem mais ágil. Existe massas na ordem das 1.3g e outra massa na ordem das 7.0 – 9.9 (g).

Quando se inicia um processo de equilibragem, é obrigatório ter os determinados raios ver Fig. 52:

1. No plano U, estar compreendido com o valor de 6.00 polegadas (152.4 mm).
2. No plano S, estar compreendido com o valor de 5.14 polegadas (130.6 mm).
3. Valor de rpm para se efetuar a equilibragem situa-se na ordem das 900 – 1300 (rpm).
4. Valor final admissível de desequilíbrio é de 5 g polegada (12.7 g cm).

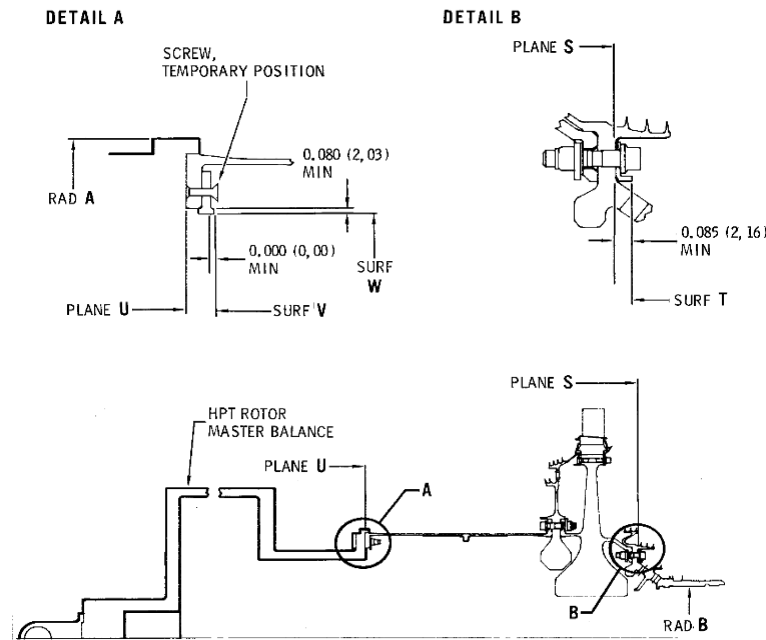


Figura 52 - Esquema do plano S e U na HPT, valores entre parêntesis em mm, Fonte: TAP, ESM CFM56

- Valores para o LPT

1. É efetuada uma equilibragem do 1° ao 4° andar do LPT em que será apresentada após esta distribuição um valor de desequilíbrio em que este, terá que ser inferior a 4g polegada (10g cm) (este processo de equilibragem corresponde a uma equilibragem estática).
2. No que concerne aos valores rotacionais, esta equilibragem efetua-se a 500 rpm.
3. Quando se efetua a equilibragem dinâmica esta terá que apresentar um valor admissível de desequilíbrio de 30g polegada (75 g cm).

- Valores para o LPC/Booster

1. É efetuada a equilibragem a no mínimo a 700 rpm (salvo raras exceções em que se torna pertinente acelerar acima dos 700 para se ultrapassar a frequência fundamental de algum material ou componente que esteja acoplado ou agregado ao processo de equilibragem de forma a evitar o fenômeno de ressonância, contudo nunca se excede muito as 700 rpm mesmo por uma questão de segurança operacional).

2. O valor do desequilíbrio admissível é de 700 g.mm

- Processo de Indexação

Com base na Fig. 53, define-se vetor L1 para o plano R1 e, L2 para o plano R2.

Com base na Fig. 54 explica-se a metodologia do processo de indexação.

- 1) É efetuada uma primeira leitura do desequilíbrio do rotor originando o vetor L1 seguidamente faz-se uma rotação de 180° da peça a equilibrar.
- 2) Posteriormente volta-se a fazer uma nova leitura do desequilíbrio do rotor gerando o vetor L2.
- 3) São unidas as pontas dos dois vetores (L1 e L2) e divide-se exatamente ao meio este segmento de reta, desde o ponto de partida (“C”) até ao ponto central (“D”, ponto médio do segmento de reta L1L2). Este novo vetor (CD) corresponde ao desequilíbrio da ferramenta (para um plano R1).
- 4) Metade do valor do segmento de reta L1L2 corresponde à quantidade de desequilíbrio somente do rotor que origina o vetor CA, sendo a metade do segmento de reta projetada tendo a sua origem no ponto C.
 - Vetor $DL2 = CA = (CL2 - CL1)/2$ no plano R1
 - Pela Fig. 54, Vetor $EM2 = CB = (CM2 - CM1)/2$ no plano R2

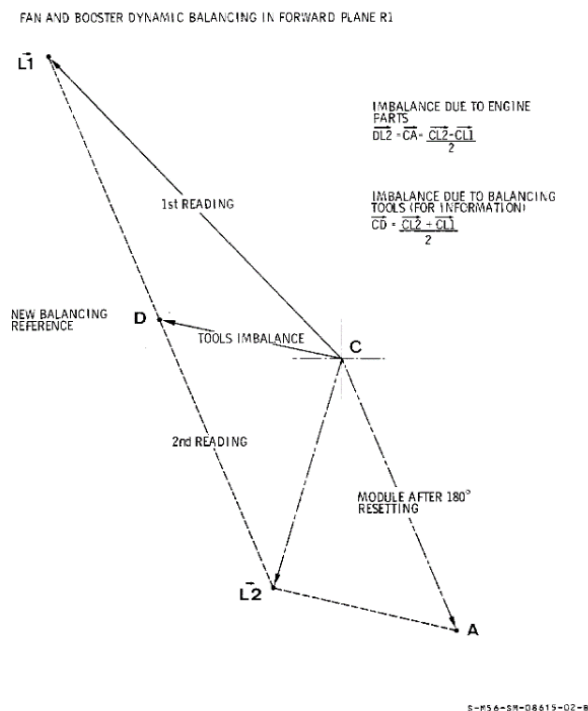


Figura 53 - Indexação da componente e cálculo do desequilíbrio associado, fonte: TAP, ESM CFM56

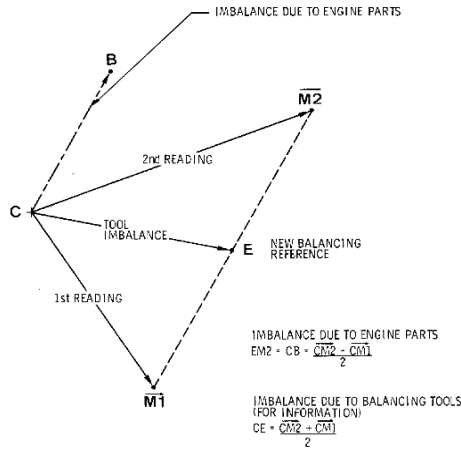


Figura 54 - Indexação da componente e cálculo do desequilíbrio associado, fonte: TAP, ESM CFM56

O exemplo acima referido exemplifica o processo para o rotor LPC, contudo a metodologia é a base para qualquer rotor que se pretenda equilibrar.

3.7.1 Processo de equilibragem estática na máquina

Este tipo de processo de equilibragem acaba por ser mais simples do que a equilibragem dinâmica, uma vez que é feita somente num plano e, após a distribuição computacional das pás, estas apresentam já um desequilíbrio residual final admissível, contudo, é pertinente colocar estes rotores na máquina de equilibragem estática, para aferir assertivamente o valor do desequilíbrio que este rotor poderá apresentar como exemplificado na Fig. 55.



Figura 55 - Display da massa de correção e o ângulo a corrigir numa equilibragem estática, fonte: TAP

1° - São medidas as massas das pás correspondentes a cada estágio/andar do elemento em equilibragem;

2° - No software são colocados os valores das massas e este em seguida automaticamente faz a distribuição homogênea das pás atribuindo uma ordem sequencial definida para que não haja diferenciações acentuadas de massas no rotor, ou seja, automaticamente compensa a zona pesada e zona leve;

3° - É atribuído pelo software da máquina de equilibragem o valor da massa de correção e a sua posição, bem como é também preconizada se o rotor já se apresenta dentro ou fora de tolerância.

i) Caso se apresente fora, a massa de correção é colocada no respectivo grau atribuído pela máquina e posteriormente é colocado novamente o rotor dentro desta, para se voltar a aferir se este se encontra dentro ou fora da tolerância admitida pelo fabricante.

ii) Caso se apresente dentro de valores de tolerância, segue para a montagem.

Como ilustração, apresenta-se a máquina de equilibragem estática da TAP, na Fig. 56



Figura 56 - Máquina de equilibragem estática um só plano, fonte: TAP

4.8 Banco de Ensaio - procedimento de ensaio para motores CFM56

No que diz respeito aos ensaios dos motores em regime controlado (em banco de ensaio), este procedimento tem uma relevância extrema, para se aferir a efetiva capacidade operacional do motor, bem como, os parâmetros desejáveis e necessários para o efeito.

Numa primeira fase, aplicam-se os passos abaixo mencionados na tabela 2, de forma a aferir o estado de condição do motor, verificando eventuais fugas (óleo, combustível), apertos, ou alguma deficiência de montagem. Estas opções são selecionadas com base no software da Fig. 68.

Tabela 2 Procedimentos para averiguar os parâmetros operacionais de um motor CFM 56 em banco de ensaio,
 Fonte: TAP

Passo	Teste ao motor	Ações no software
1°	-	Selecionar a opção <i>TRANS START</i> referente à Fig. 68
2°	-	Espera pelo <i>transiente start</i> Fig. 68
3°	Iniciação do motor	<i>Transient start engine started</i>
4°	Estabilização da potência em <i>idle</i> (relanti) durante 5 min.	<i>Transient start engine</i> está indexado e pronto a gravar os resultados provenientes do ensaio.
5°	De forma lenta, aumentar a potência do motor desde o <i>idle</i> até 80% da rotação de N1 por um período de 1 min	-
6°	Partindo do passo anterior, aumentar a potência do motor até a velocidade MAXCON (velocidade de alta potência, mas não de máxima) e, estabiliza-lo neste regime durante 1 min.	-
7°	Aumentar a potência do motor até à velocidade de “TAKE-OFF” (descolagem) e, estabilizar o motor até aparecer a mensagem aquisição de dados gravado. De forma progressiva, executa-se a desaceleração	Mensagens no ecrã Aquisição de dados.

	do motor e estabiliza-se às seguintes rotações: <ul style="list-style-type: none"> • 14000 • 13750 • 13500 • 13250 • 13000 • 12750 • 12500 • 12000 • 11000 	
8°	Desacelerar o motor até ao valor mínimo de <i>idle</i>	Aquisição de dados
9°	Estabilizar o motor durante 5 min. no valor mínimo de <i>idle</i>	Aquisição de dados

Posteriormente efetua-se os procedimentos para se iniciar o ensaio de vibrações do motor e aferir se o mesmo se encontra em conformidade operacional, seguindo os procedimentos da tabela 3.

Tabela 3 Procedimentos para se iniciar o ensaio vibracional de um motor CFM 56 em banco de ensaio, Fonte: TAP

Passo	Teste do motor	Ações no software
1°	Iniciar o motor em <i>idle</i> e esperar pelo sinal de vibração captado.	-
2°	-	Selecionar a opção “TRANS MEANS” referente à Fig. 68
3°	-	Em espera pela aceleração progressiva
4°	De forma progressiva aumentar a potência do motor desde o <i>idle</i> até à	Inicia-se a aceleração progressiva

	potência de “Take-off” (descolagem) sendo que esta aceleração deve ser efetuada em 2 min.	
5°	Estabilizar a potência do motor em <i>Take-Off</i> até atingir a mensagem no ecrã “regime de desaceleração progressiva”.	<p>Aceleração progressiva gravada</p> <p>Desaceleração progressiva em espera</p> <p>O analisador de vibração muda automaticamente para o regime de “desaceleração em espera” em potência de <i>Take-Off</i></p> <p>Se a aceleração progressiva gravada não for mostrada após 30 segundos da potência de <i>Take-Off</i> ou se o tempo estabilização de <i>Take-Off</i> for reduzido, seleciona-se “STOPMEAS” no respetivo regime de <i>Take-Off</i>, alterando o comando para aquisição de dados de desaceleração progressiva.</p>
6°	De forma progressiva e continua durante 2 min. desacelera-se o motor desde o regime de <i>Take-Off</i> (descolagem) até ao valor mínimo de <i>idle</i>	Início da desaceleração

7°	Deixar o motor estabilizar durante 5 min no regime mínimo de <i>idle</i>	Desaceleração transiente guardada
8°	-	Selecionar <i>Trans Stop</i>
9°	-	“Paragem transiente do motor em espera
10°	Desligar normalmente o motor	Início da paragem transiente do motor
11°	Motor parado	Paragem transiente do motor guardado
12°	-	Medição constante iniciada
13°	Fim da aquisição de dados	Paragem da aquisição, guardar e sair da monitorização.

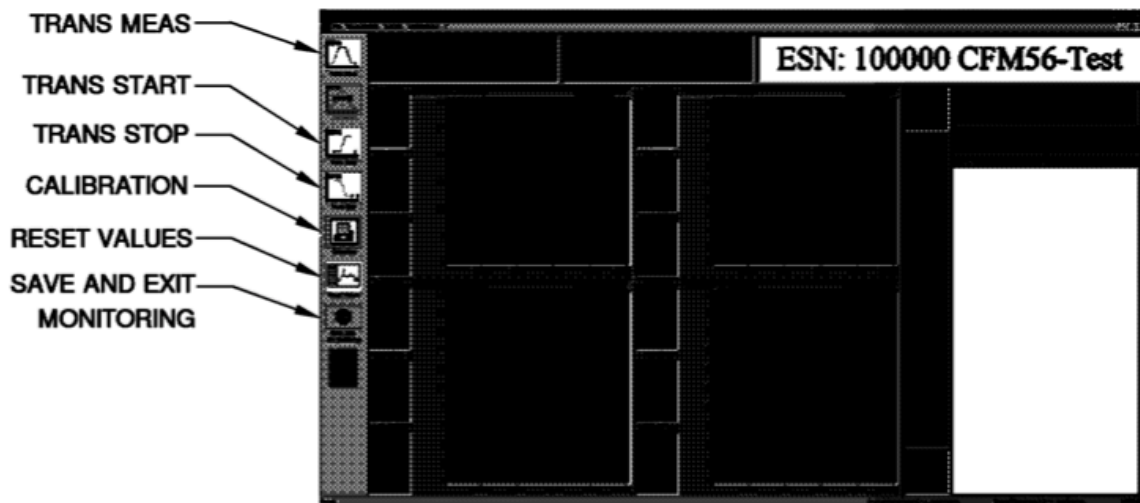


Figura 57 Ilustração do software abordado nas tabelas acima fonte: TAP

Capítulo 4

4 Análise de Resultados

4.1 Vibrações à rotação de N1 correspondente à *Fan* e LPT e suas respostas aos desequilíbrios

Neste capítulo, faz-se uma análise daqueles que foram os dados recolhidos na oficina de motores e banco de ensaio da TAP ao longo do estágio.

Torna-se por isso pertinente, fazer uma abordagem aos gráficos de amplitude de vibração que são repercutidos pelo banco de ensaio, bem como as informações que dele advêm, de forma a que se consiga tirar as respetivas elações entre o processo de equilibragem e os respetivos gráficos de amplitude de vibração dos motores estudados.

Quando um motor apresenta um desequilíbrio ao nível da *fan*, é através do *sensor* do rolamento 1 (BRG 1) que são registados os valores de amplitude de vibração provenientes desse desequilíbrio. Estes valores são repercutidos no gráfico para valores de 60-75% da velocidade N1 (componentes de baixa pressão), o que corresponde a um intervalo de rotação de 3000 a 3750 rpm e posteriormente para uma velocidade mais elevada compreendida em 90-100% N1 (cerca de 4500 até as 5000 rpm), como exemplificado na Fig. 58 [30].

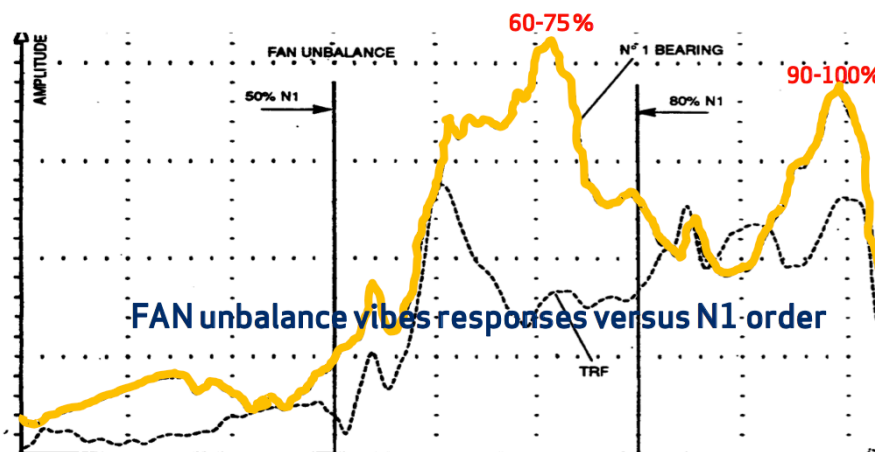


Figura 58 - Gráfico de amplitude de vibração alusivo a desequilíbrios na fan, comparação entre o sensor do BRG 1 e da TRF [30]

Se houver algum tipo de desequilíbrio na LPT, irão surgir valores de amplitude de vibração fora dos parâmetros admissíveis, para uma percentagem de velocidade na ordem dos 82-

87% de N1 (4100 a 4350 rpm) e para uma segunda velocidade de N1, esta percentagem centra-se novamente nos 90-100% de N1 respetivamente.

Para a resolução destes desequilíbrios na *fan* e na LPT, está previsto a aplicação do processo de *trim balance* (equilibragem em banco de ensaio na *fan*), que permite corrigir estes valores de amplitudes de vibração anómalos na respetiva LPT e *fan*, uma vez que estas, estão ligadas pelo veio de rotação apresentando por isso mesmas rpm.

A maior parte das situações onde efetivamente se verificam vibrações à velocidade de N1, têm a sua génese no desequilíbrio da *fan*, como exemplificado pelo gráfico da Fig. 59, correspondente a um exemplo de valores recolhidos em voo, onde este identifica as duas zonas representativas das acelerações de velocidade de N1 correspondentemente.

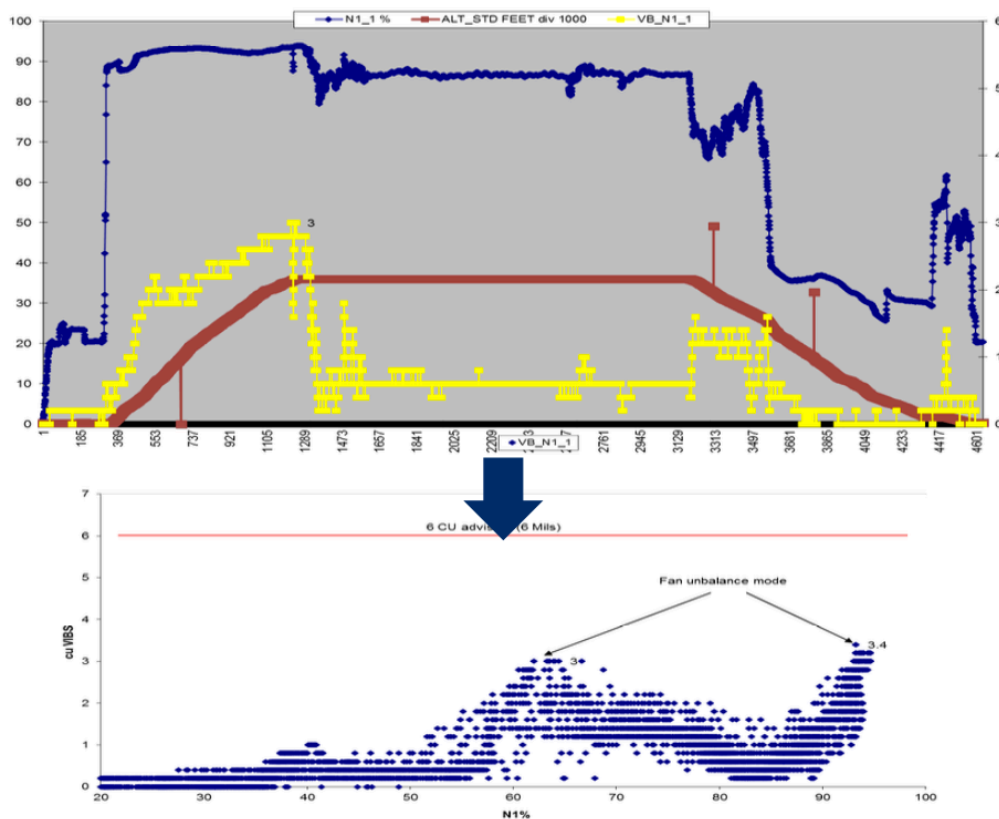


Figura 59 - Exemplo de vibrações recolhidas e analisadas provenientes do desequilíbrio da fan, 1º gráfico corresponde a vibrações de N1 vs rpm, 2º gráfico corresponde a amplitude de vibração de N1 vs percentagem de rpm (N1) [30]

É perfeitamente visível, a elevada amplitude dos valores correspondentes à vibração do motor, que se preconizam, nas duas percentagens de velocidade de N1, permitindo assim identificar um desequilíbrio no módulo de baixa pressão.

4.2 Vibrações provenientes do desequilíbrio à velocidade de N2 do HPC e HPT

Quanto ao core de alta rotação, este apresenta dois tipos de respostas de vibração, no gráfico proveniente do ensaio em banco, sendo que o primeiro modo corresponde ao *idle* (motor em relanti), com valores percentuais na ordem dos 65-75% (9399 a 10845 rpm), da velocidade de N2, sendo estes valores identificados para se efetuar a averiguação de um eventual desequilíbrio do compressor (HPC).

Na segunda percentagem de velocidade, esta relaciona-se com a turbina de alta pressão (HPT), sendo utilizados os valores percentuais de velocidades de N2 na ordem dos 90-100% correspondendo a uma velocidade compreendida entre as 12600 rpm e as 14000 rpm. Para uma melhor compreensão do que aqui foi explano, ilustra-se o gráfico da Fig. 60, alusivo a anormais amplitudes de vibrações refletidas à velocidade de N2, correspondentes ao HPC e HPT respetivamente.

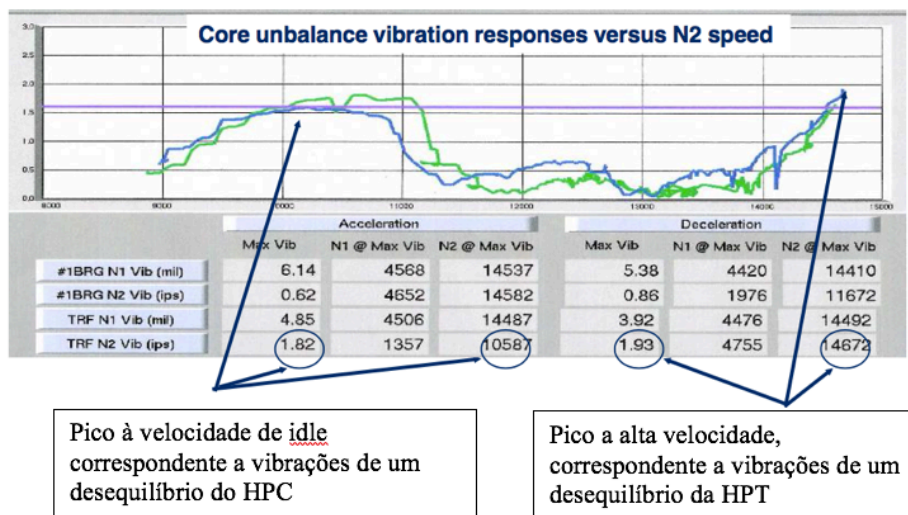


Figura 60 - Resposta de vibrações provenientes do desequilíbrio da core de alta rotação vs velocidade N2 [30]

Verifica-se na Fig.72, para um regime de aceleração, à velocidade de *idle* do motor (10587 rmp de N2), o módulo do HPC, apresentou uma amplitude de vibração de 1,82 ips, o que se constata que é acima do valor padronizado com admissível que ronda aproximadamente os 1.6 ips. Num regime de desaceleração, verifica-se uma amplitude de 1.93 ips oriunda da HPT, à velocidade de 14672 rpm, com uma frequência de rotação de 244,53 Hz

No gráfico da Fig. 61, apresenta-se um panorama real de voo, alusivo aos dados relativos a vibrações de N2, provenientes do HPC, para percentagens de velocidade de 65-75% durante a descida efetuada pela aeronave, que são replicados segundo o gráfico da Fig. 71, em que se pode fazer uma correspondência direta com os valores obtidos em banco de ensaio.

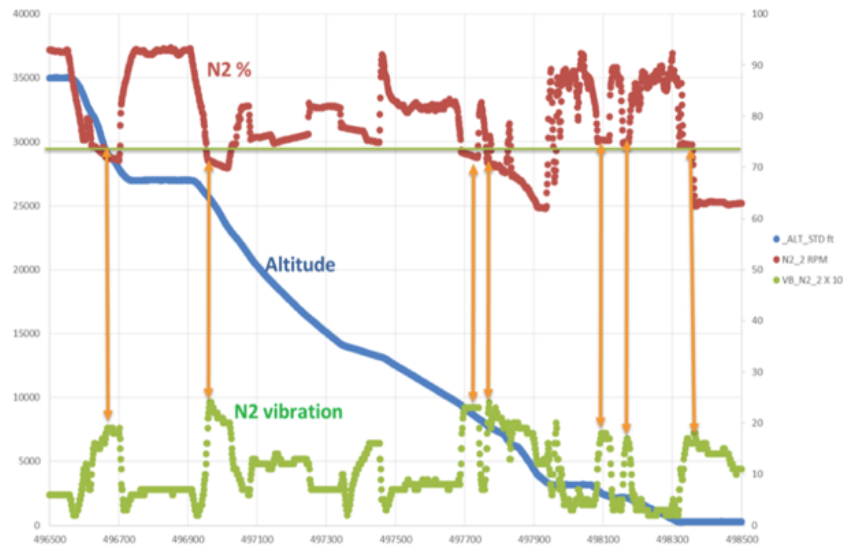


Figura 61 - Vibração de N2 vs Tempo [30]

Segundo a CFM, como já mencionado, a percentagem de 65-75% da velocidade de N2 corresponde ao intervalo de valores de 9399 a 10845 rpm. Analisando o gráfico da Fig. 60, verifica-se que houve uma alteração aos valores de vibração considerados admissíveis, entre as 10000 e as 11000 Rpm, coincidindo com a percentagem alusiva à descida da aeronave para aquela velocidade (65% a 75% de N2) [30].

4.3 Apresentação gráfica dos valores parametrizados admissíveis

Para se fazer uma relação e aferir se os valores apresentados nos ensaios de vibração estão dentro de valores, apresentam-se, dois gráficos (Fig. 62 e Fig. 63) em plena conformidade com aqueles que são os parâmetros admissíveis, relacionando-os com os acima ilustrados. Contudo, estes valores máximos de vibração de 4 mils para velocidade de N1 e 1,6 ips para velocidade de N2, apresentados nos respetivos gráficos, são atribuídos pelo fabricante do motor, estando possíveis para consulta nos manuais dos motores [31].



Figura 62 - Gráfico alusivo a uma normal vibração de N1, fonte: TAP

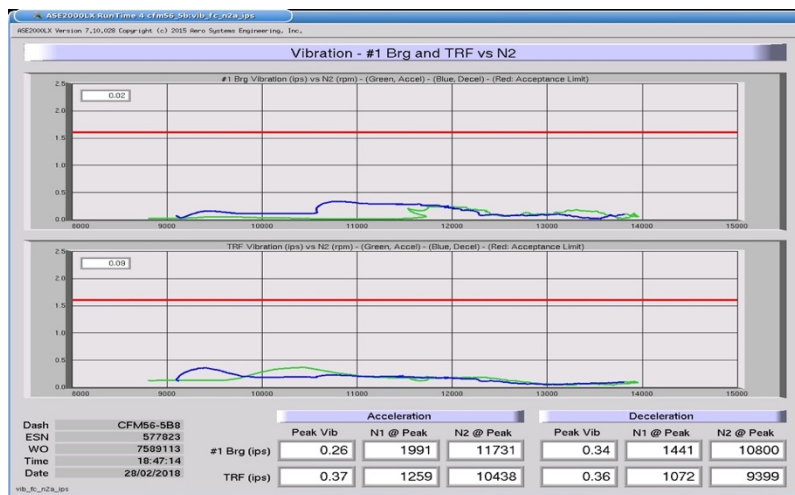


Figura 63 - Gráfico alusivo a uma normal vibração de N2, fonte: TAP

4.4 Análise das equilíbragens nos motores estudados

Neste subcapítulo, serão apresentadas as equilíbragens relativas aos motores que foram estudados na oficina da TAP, bem como a interpretação dos dados relativos a estes procedimentos de manutenção. O processo de equilíbragem apresentado, inicia-se sempre com uma indexação do rotor, de forma a anular o desequilíbrio da ferramenta que é acoplada ao respetivo rotor a equilibrar e assim, as forças externas impostas por estas componentes/ferramentas não terão quaisquer efeitos nos valores finais apresentados. Para cada componente o processo de equilíbragem, é efetuado por duas vezes, devido ao facto de que inicialmente, é feita uma pré equilíbragem sem acrescento de massas de correção, de forma a reduzir consideravelmente o desequilíbrio do rotor, podendo se assim se justificar, redistribuir as pás dos respetivos andares, para que não seja necessário o uso de massas de

correção. Em suma, efetua-se a equilibragem (caso se verifique essa possibilidade) somente com a mudança da zona pesada e da zona leve com a massa das respectivas pás. Posteriormente o rotor segue (caso se justifique) para o processo de corte das pás, e volta novamente para a equilibragem final.

4.4.1 Equilibragens do Motor TAP XXX426

4.4.1.1. Equilibragem inicial do HPC do motor TAP XXX426 – CFM56-5B

Justifica-se, com base no relatório de equilibragem do anexo A2.1 os gráficos do anexo A2.2 e, do anexo A2.3, que traduzem o comportamento do desequilíbrio apresentado pelo rotor, ao longo das sequências efetuadas.

Tenta-se ao máximo diminuir o desequilíbrio do rotor, como ilustrado no anexo A2.3 sem colocar massas de correção, utilizando somente o processo de distribuição das pás do 4° ao 9° andar.

Posteriormente a este processo, será efetuado o corte das respectivas pás, (processo no qual não se fará um estudo, contudo, é importante salientar que será retirada massa, que terá a sua influência no processo de equilibragem final). Esta remoção de massa será efetuada homoganeamente ao longo de todas as pás do rotor, de forma a colocá-las, à cota pré-estabelecida pelo departamento de engenharia, em conformidade com o manual do fabricante.

É notório pelo anexo A2.2, que se conseguiu diminuir os valores de desequilíbrio (média dos valores gerados nas sequências), de forma a que posteriormente na equilibragem final, sejam utilizadas o mínimo de massas de correção possíveis, uma vez que o rotor, já se encontra próximo dos valores de desequilíbrio que se pretendem atingir.

5.4.1.2 Equilibragem final do HPC do motor TAP XXX426 – CFM56-5B

Relativamente a este motor, de uma forma sucinta, passa-se a explicar o processo de equilibragem, baseando-se no relatório de corridas do gráfico do Anexo A3.1 do Anexo A4, onde é visível que neste motor foram feitos quatro conjuntos de sequências (considera-se a equilibragem do rotor propriamente dita posteriormente à indexação).

Na primeira sequência, foram feitas quatro corridas, onde surgiu uma média do desequilíbrio na ordem dos 328 g.mm no 9° andar aos 62°, 346 g.mm do 4° andar aos 118° e no plano estático, 596 g.mm aos 91°.

Optou-se por baixar o desequilíbrio do 4° andar colocando uma massa de correção de 1,5g aos 298°.

Posteriormente na segunda sequência surgiram os seguintes resultados médios do desequilíbrio após 6 corridas, apresentando no plano do 9° andar de 233 g.mm aos 192°, no 4° andar de 163 g.mm aos 103° e no plano estático apresentou um desequilíbrio de 288 g.mm aos 157°.

Fazendo uma alusão á Fig. 64, procedeu-se à colocação de uma massa de correção no 9° andar de 1,5g aos 12°, uma vez que no plano do 4° andar apresentava um desequilíbrio de 163 g.mm e, para o corrigir seriam necessárias 773 mg, como só existe no mínimo, massas de correção de 1,5g, equilibrou-se então no plano do 9° andar.

Posteriormente, iniciou-se a terceira sequência composta por 6 corridas, onde a média dos desequilíbrios nos respectivos planos, originaram um valor no plano do 9° andar de 286 g.mm aos 170°, no plano do 4° andar de 82,9 g.mm aos 3° e no plano estático de 206 g.mm aos 165°

Qty applied				
Stage	Qty of 1.5g	Qty of 2g	Total	Total Item 140 + 160 See CAUTION Limits
4	1	—	1	1
5	—	—	—	—
6	—	—	—	—
7	—	—	—	—
8	—	—	—	—
9	1	—	1	1

Figura 64 - Massas de correção utilizadas no motor XXX426, fonte: TAP

Neste caso, depara-se com a impossibilidade de se poder colocar qualquer massa de correção uma vez que a massa exigida é menor que 1,5g contudo, do 4° ao 9° andar, estas pás antes da sua montagem no rotor, não são previamente equilibradas estaticamente. A colocação das pás na calha dos andares do rotor é feita aleatoriamente sem haver uma preocupação na distribuição de massa das referidas pás, uma vez que, não há uma variação de inercia justificativa para tal. Contudo, cada andar tem as suas pás características, não se podendo colocar as pás do 4° andar num 9° andar e vice-versa. Em raras exceções como foi o caso, há a possibilidade de serem retiradas as pás e posteriormente, medidas as suas massas redistribuindo-as de forma a que o desequilíbrio associado nesse plano diminua. Esta redistribuição, neste momento da equilibragem final, só é efetuada caso haja uma extrema necessidade, uma vez que, alterando a distribuição das pás, pode-se alterar também a distribuição do corte do conjunto, o que poderá trazer alguma influência, no funcionamento do motor, caso haja uma acentuada variação do perfil aerodinâmico do andar do rotor.

Posteriormente a este processo aplicado somente ao 7° andar (por questões técnicas nomeadamente, na tentativa de se criar uma contribuição maior na diminuição do desequilíbrio no 9° andar uma vez que o 7° andar se apresenta mais próximo do 9° contudo, uma vez que o centro de massa do rotor se situa no 6° e 7° andar, consegue-se também automaticamente diminuir o desequilíbrio apresentado neste plano (desequilíbrio estático do rotor), tentando-se assim, obter um valor ainda mais satisfatório), o rotor apresentou então um desequilíbrio final após as três corridas de:

9° andar – 45,8 g.mm aos 77°; 4° andar – 98,1 g.mm aos 14°; estático – 126 g.mm aos 33°; O gráfico do anexo A3.3, ilustra, em valores médios, a tendência para o valor residual do desequilíbrio, associado ao HPC, alusivo ao 4° e 9° andar, bem como, ao desequilíbrio estático.

No que concerne ao anexo A2.2 este indica todos os desequilíbrios que se registaram a cada corrida efetuada, perfazendo assim as sequências, para gerar o valor médio, bem como o desequilíbrio derivado do comportamento do rotor em relação ao deslocamento das pás, a cada sequência efetuada, resultando nas oscilações que se verificam graficamente, havendo por isso picos de desequilíbrios. Este será um assunto de extrema relevância quando se abordar o subtópico alusivo ao desenvolvimento/aperfeiçoamento da metodologia de equilibragem aplicada.

4.4.1.3 Equilibragem da HPT do motor TAP XXX426 – CFM56-5B

Nesta componente e à semelhança do sucedido com o HPC, apresenta-se no anexo A5 na imagem A4.2 o valor médio de cada sequência de corridas, bem como a tendência do desequilíbrio gerado por estes valores, correspondente ao desequilíbrio final do rotor, como ilustrado no anexo A4.3.

Nota-se que neste caso o desequilíbrio ao longo das várias corridas, teve um decréscimo mais contínuo do que em comparação ao HPC, uma vez que, na HPT as pás não têm tanta folga, o que leva a que a variação do desequilíbrio apresentado a cada rotação, seja menor. Para comprovar esta afirmação, apresenta-se o gráfico do anexo A4.2, em que se verifica um decréscimo dos valores do desequilíbrio, apresentados a cada correção.

No anexo A4.1 está representada a tabela de valores, obtidos no processo de equilibragem, que deram origem à seguinte explanação:

A primeira sequência é composta por três corridas, gerando um desequilíbrio médio no plano do *front shaft* de 360 g.mm aos 103°, no plano do *rear shaft* apresenta 1752 g.mm aos 350° e no plano estático apresenta 1644 g.mm ao 1°.

Para se corrigir este desequilíbrio efetuou-se a colocação de 5 massas de correção de 2g cada no plano do *rear shaft* aos 170° e colocou-se uma massa de correção de 2g no plano do *front shaft* aos 283°.

Posteriormente, efetuou-se a segunda sequência composta por 5 corridas em que a média destas gerou um desequilíbrio no plano do *front shaft* de 55,7 g.mm aos 26°, no plano do *rear shaft* de 41,0 g.mm aos 41° e no plano estático apresentou 95.9 g.mm aos 33°, preconizando assim os valores admissíveis necessários.

5.4.1.4 Equilibragem da LPT do motor TAP XXX426 – CFM56-5B

No processo de equilibragem da LPT, os valores recolhidos apresentados na tabela A5.1 do anexo A6, representam um conjunto de três sequências em que demonstra um decréscimo no desequilíbrio apresentado, ao longo das respectivas corridas, havendo como expectável uma tendência para o valor admissível de 400 g.mm (plano do 1° andar e do 4° andar) e 600 g.mm (plano estático).

Esta equilibragem foi composta por três sequências em que na primeira sequência, foram efetuadas 3 corridas, onde foi gerado um valor de desequilíbrio no 1° andar de 1847 g.mm aos 228°, no 4° andar 2408 g.mm aos 279° e no plano estático de 3855 g.mm aos 257°.

Para se corrigir este desequilíbrio, foi colocada uma massa de 6g no plano do primeiro andar aos 48° e 8g no plano do quarto andar aos 99°.

Posteriormente efetuou-se uma nova sequência composta por 4 corridas, de onde surgiu um valor de desequilíbrio médio no 1° andar de 614 g.mm aos 197°, no 4° andar cerca de 587 g.mm e no estático de 218 g.mm aos 124° (salienta-se que estaticamente já se encontra dentro de limites, contudo falta anular o desequilíbrio de momento entre o 1° e o 4° andar).

Para se efetuar a correção do desequilíbrio ainda fora de limites dos respetivos planos, acrescentou-se duas gramas tanto no primeiro como no quarto andar aos 17° e 218° respetivamente.

Numa última sequência de 6 corridas, são gerados valores médios de desequilíbrio no 1° andar de 381 g.mm aos 194°, no plano do 4° andar apresentou um desequilíbrio de 270 g.mm aos 65° e no plano estático cerca de 294 g.mm aos 150°.

Ao longo do processo de equilibragem, foi notório o decréscimo do desequilíbrio que ia apresentando o rotor, contudo, no anexo A5.2, ilustra-se um pico à nona corrida, possivelmente originário devido à deslocação de massa no rotor proveniente da movimentação das pás. Contudo e alusivo aos valores médios do desequilíbrio, é notório pelo gráfico do anexo A5.3, que a tendência do desequilíbrio foi manifestamente decrescente, como era expectável.

4.4.2 Motor TAP XXX566

4.4.2.1 Equilibragem inicial do HPC do motor TAP XXX566 – CFM56-5B

Como já abordado no subtópico 5.4.1.1, justifica-se esta equilibragem exatamente pelos mesmos motivos acima referidos, tentando sempre alcançar valores para um desequilíbrio, o mais próximo possível do admissível antes da equilibragem final. Contudo pelo anexo A2.6, verifica-se após os processos de equilibragem, que no final, os valores de desequilíbrio apresentado, encontram-se já muito próximos dos valores finais exigidos.

4.4.2.2 Equilibragem final do HPC do motor TAP XXX566 – CFM56-5B

Passa-se a explicar a metodologia aplicada a esta equilibragem, baseada no relatório de equilibragem do anexo A3.4, em que se caracteriza num conjunto de 6 sequências em que na primeira sequência após a indexação, esta é composta por 3 corridas, de onde é gerado um desequilíbrio no 9° andar de 2064 g.mm aos 171°, no 4° andar cerca de 747 g.mm aos 348° e no plano estático cerca de 1319 g.mm aos 173°.

Para se baixar o desequilíbrio apresentado, efetuou-se a colocação de duas massas de correção de 1,5g aos 251°, no 9° andar.

Seguiu-se uma nova sequência composta de 4 corridas em que a média destas, originou um desequilíbrio no plano do 9° andar de 1087 g.mm aos 135°, no plano do 4° andar cerca de 755 g.mm aos 348° e no plano estático cerca de 609 g.mm aos 93°.

Seguiu-se a colocação de mais duas massas de correção agora de 2g cada no 9° andar aos 315°.

Como ainda não se conseguiu alcançar os valores de desequilíbrio pretendidos, foi novamente efetuada uma sequência em que desta vez, composta por 4 corridas, gerando um desequilíbrio no 9° andar de 455 g.mm aos 40°, no 4° andar apresenta um desequilíbrio de 155 g.mm aos 322° e no plano estático apresentou um valor de 511 g.mm localizado aos 23°.

Para se corrigir este desequilíbrio e seguindo o raciocínio anterior, deve-se colocar uma massa de correção de 2g no 9° andar aos 220° (atingindo assim o valor máximo de massas de correção neste andar).

Segue-se uma nova sequência composta de 4 corridas, apresentando um desequilíbrio médio no 9° andar de 273 g.mm aos 41°, 108 g.mm no 4° andar e no plano estático 258 g.mm aos 18°. (nesta sequência, o plano do quarto andar ficou dentro de limites).

Contudo, o rotor ainda não se encontra dentro de limites nos restantes planos (estático e 9° andar).

Havendo então a necessidade de se colocar mais uma massa de correção e fazendo uma análise ao rotor, é visível que no 9° andar já não se tem a possibilidade de se colocar massas de correção, sendo que o plano mais próximo deste é o 8° andar que ainda não contempla nenhuma massa de correção sendo este plano (8° andar) que irá influenciar mais o 9° andar. Em suma, foi colocada no 8° andar uma massa de correção de 1,5 g aos 221°.

Segue por essa razão mais uma sequência composta por 4 corridas para aferir por fim o desequilíbrio final médio. Apresentou por isso no plano do 9° andar um desequilíbrio de 78,8 g.mm aos 225°, 40,9 g.mm aos 302° e no plano estático cerca de 96,6 g.mm aos 250°, ficando ao fim de 6 sequências equilibrado.

Justifica-se a explanação acima mencionada, através dos gráficos do anexo A3.5, em que se verifica a tendência e, a forma como este desequilíbrio se comportou ao longo do tempo e ao longo deste processo.

Para justificar graficamente o que em cima está explanado, recorre-se ao anexo A3.6 em que é possível visualizar o comportamento dos valores de desequilíbrio médio, bem como a sua tendência para um valor abaixo do parametrizado admissível e no anexo A3.5 o comportamento ao longo do processo de equilibragem.

4.4.2.3 Equilibragem da HPT do motor TAP XXX566 – CFM56-5B

No que concerne ao processo de equilibragem da HPT, foram registados os valores preconizados pelo gráfico do anexo A4.4, composto por 3 sequências, esta apresentou o seguinte comportamento face ao seu desequilíbrio:

Na 1° sequência composta por 3 corridas, gerou uma média de desequilíbrio no plano do *front shaft* na ordem dos 218 g.mm aos 326°, no plano do *rear shaft* de 2195 g.mm aos 255° e no plano estático cerca de 2277 g.mm aos 260°.

Para se corrigir este desequilíbrio, passou-se a colocar 5 massas de correção de 2g no plano do *rear shaft* aos 75° e uma massa de correção de 1,5 g no plano do *front shaft* aos 75°.

Posteriormente e para se aferir a contribuição destas massas de correção no desequilíbrio, passou-se a efetuar mais uma sequência com 10 corridas, de onde surgiu um desequilíbrio médio no plano do *front shaft* de 71,1 g.mm aos 289°, no plano do *rear shaft* 245 g.mm aos 247° e 302 g.mm no plano estático aos 256°.

Salienta-se que no fim desta sequência, obteve-se um valor de desequilíbrio admissível para o plano do *front shaft*, contudo o plano do *rear shaft* ainda não se encontra dentro de valores de tolerância. Para os corrigir, foi colocada uma massa de correção 1,5g no respectivo plano aos 67°.

Volta-se seguidamente a efetuar uma nova sequência de 3 corridas para se aferir o desequilíbrio do rotor e constata-se que este, apresenta uma média do valor do desequilíbrio no plano do *front shaft* de 75 g.mm aos 75°, 47,6 g.mm aos 37° no plano do *rear shaft* e no plano estático 117 g.mm aos 61°.

Verifica-se no anexo A4.6, que estes valores culminam dentro da tolerância exigida e verifica-se também a tendência do desequilíbrio dos planos do rotor pelo anexo A4.5.

4.4.3 Motor TAP XXX644

4.4.3.1 Equilibragem inicial do HPC do motor TAP XXX644 – CFM56-5B

Em relação a este subtópico e, como já abordado no ponto 5.5.1.1, justifica-se esta equilibragem exatamente pelos mesmos motivos acima referidos, tentando se possível, alcançar valores iguais ou menores do desequilíbrio residual admissível. Contudo os valores recolhidos encontram-se no anexo A2.7 bem com os gráficos por estes replicados no anexo A2.8 e A2.9.

4.4.3.2 Equilibragem final do HPC do motor TAP XXX644 – CFM56-5B

No processo de equilibragem, tendo por base o relatório do anexo A3.7 deste rotor, utilizaram-se 5 sequências cada uma com 4 corridas iniciadas respetivamente aos 0°, 90°, 180° e 270°, (implementou-se a metodologia das “4 posições”, processo chave e inovador deste relatório)

Na primeira sequência, registou-se um desequilíbrio no plano do 9° andar de 327 g.mm aos 56°, 268 g.mm aos 183° no plano do 4° andar e, estaticamente 269 g.mm aos 108°.

Para se corrigir este desequilíbrio, foi colocada uma massa de correção de 1,5g no plano do 7° andar aos 236° corrigindo assim o desequilíbrio estático do rotor.

Posteriormente efetuou-se mais uma sequência em que no fim o desequilíbrio médio foi de 255 g.mm aos 43° no plano do 9° andar, 148 g.mm aos 180° e, no plano estático apresentou, 179 g.mm aos 77°. Para se efetuar a correção deste desequilíbrio colocou-se uma massa de correção de 1,5g no plano do 9° andar aos 223°.

Posteriormente sequenciou-se novamente o rotor aferindo-se no fim da sequência um desequilíbrio médio de 350 g.mm aos 44° no plano do 9° andar, 134 g.mm aos 172° no plano do 4° andar e estaticamente apresentou um desequilíbrio de 288 g.mm aos 65°.

Para se corrigir este desequilíbrio, colocou-se uma massa de correção de 1,5g no 9° andar aos 224°.

Numa nova sequência, aferiu-se um desequilíbrio médio de 54,6 g.mm aos 43° no plano do 9° andar, 160 g.mm no plano do 4° andar aos 199° e estaticamente 136 g.mm aos 180°.

Verifica-se, portanto, que o rotor já se encontra com valores de tolerância no plano do 9° andar e no plano estático sendo que, a massa de correção desejável para colocar era efetivamente baixa cerca de 260 mg no 9° andar e 758 mg no plano do 4° andar.

Para se corrigir este desequilíbrio, bastou movimentar a zona pesada do retentor (*retainer* elemento que serve para reter as pás na respetiva calha que segura as pás do 1° andar), para a zona angular de 19° onde seria necessário colocar-se massa de correção, tentando assim influenciar o desequilíbrio apresentado no quarto andar.

Após este procedimento, elaborou-se uma nova sequência em que o valor médio do desequilíbrio foi de 77,3 g.mm aos 144° no 9° andar, 115 g.mm aos 195° no plano do 4° andar e estaticamente apresentou 174g.mm aos 175°.

Todo o texto descritivo acima referido, sustenta-se nos gráficos do anexo A3.8, onde se ilustra, os desequilíbrios a cada conjunto de rotações e o seu comportamento dado a variação de massa. Já no anexo A3.9, apresenta-se o desequilíbrio médio e o seu comportamento decrescente.

4.4.3.3 Equilibragem da HPT do motor TAP XXX644 – CFM56-5B

É visível na tabela do anexo A4.7, os valores preconizados pelo processo de equilibragem descrito da seguinte forma:

Efetuarão-se 4 sequências em que na primeira ao fim de 3 corridas, o rotor apresentou um desequilíbrio médio no plano do *front shaft* de 1312 g.mm aos 247°, no *rear shaft* de 1274 g.mm aos 284° e no plano estático apresenta 2451 g.mm aos 265°.

Para se efetuar esta correção procedeu-se à colocação no plano do *front shaft*, 3 massas de correção de 2g mais uma de 1g aos 67° e no plano do *rear shaft* colocou-se 4 massas de correção de 2g e uma de 1g aos 104°.

Posteriormente, efetuou-se uma nova sequência de 3 corridas, em que a média do desequilíbrio apresentado foi respetivamente, no plano do *front shaft* 1341 g.mm aos 247°, 976 g.mm aos 297° e no plano estático 2115 g.mm aos 268°.

Como ainda não se encontra dentro de limites, colocaram-se 4 massas de correção de 2 g aos 68°, perfazendo 8g no total e 3 massas de 2g mais uma de 1 g no plano do *rear shaft* aos 117°

Seguiu-se mais uma sequência composta por 3 corridas, apresentando um valor médio de desequilíbrio no plano do *front shaft* de 417 g.mm aos 243°, 254 g.mm aos 291° no plano do *rear shaft* e no plano estático apresenta um desequilíbrio de 616 g.mm aos 260°.

Para se corrigir este desequilíbrio, foi colocada uma massa de correção de 2g no plano do *front shaft* aos 63° e uma massa de 1,5g no plano do *rear shaft* aos 111°.

Por fim aferiu-se mais uma vez o desequilíbrio fazendo uma nova sequência de 4 corridas após esta correção, deixando assim o rotor dentro de limites com valores de desequilíbrio na ordem dos 71,9 g.mm aos 95° para o plano do *front shaft*, 94,7 g.mm aos 342° para o plano do *rear shaft* e, 93,7 g.mm aos 27° no plano estático.

Justifica-se este raciocínio com base no relatório das corridas de equilibragem do anexo A4.8 bem como os gráficos do anexo A4.9 sendo este último os valores médios gerados pelas corridas efetuadas.

5.4.3.4 Equilibragem da LPT do motor TAP XXX644 – CFM56-5B

Neste processo de equilibragem e baseando-se no anexo A5.4 verifica-se que se efetuou uma sequência de 6 corridas, em que originou um valor médio de desequilíbrio do plano do 1° andar de 304 g.mm aos 315°, 373 g.mm aos 109° graus no plano do 4° andar e, no plano estático, apresentou um desequilíbrio de 165 g.mm aos 55°.

Estes valores foram obtidos somente com uma sequência composta por 6 corridas, uma vez que os andares rotativos foram previamente equilibrados estaticamente (equilibragem apresentada no sub capítulo 4.7.1).

Salienta-se a importância destes valores para efeitos de aferição e qualidade do processo de equilibragem desenvolvido uma vez que este rotor terá que ser equilibrado dinamicamente após a equilibragem estática individual de cada andar do rotor e, somente o relatório alusivo à equilibragem dinâmica (que se efetuará posteriormente à equilibragem estática) é que irá conferir o parâmetro de satisfação e qualidade do desequilíbrio desta componente.

4.4.4 Motor TAP XXX468

4.4.4.1 Equilibragem do Booster do motor TAP XXX468 – CFM56-5B

No que concerne a esta componente é efetuada à imagem da LPT, uma distribuição das pás dos respetivos andares do rotor, em que mais uma vez, através do programa específico de redistribuição das pás do respetivo rotor (Fig.49), estas ficam previamente equilibradas estaticamente.

Posteriormente, segue-se o processo de equilibragem dinâmica composta por 4 sequências (anexo A6.1) em que pelos gráficos do anexo A6.2, é possível observar o comportamento dinâmico ao longo da sua equilibragem, traduzindo-se nos seguintes valores:

Na 1ª sequência, composta por 4 corridas, o valor médio deste desequilíbrio no plano do 5º andar é de 3830 g.mm aos 330°, 6630 g.mm aos 171° no plano da *fan* e 3310 g.mm aos no plano estático.

Para se corrigirem estes valores, foram aplicadas 2 massas de correção, uma de 8,3g no andar nº5 (5º plano) aos 150° e outra de 32g no plano da *fan* aos 335°.

Procedeu-se a uma nova sequência de 4 corridas onde se aferiu um desequilíbrio no 5º plano de 3220 aos 328°, um desequilíbrio de 6770 g.mm no plano da *fan* aos 170° e de 3980 g.mm no plano estático aos 188°.

Como ainda não se atingiram os valores de um desequilíbrio admissível, passou-se a aplicar a seguinte metodologia para se efetuar a respetiva correção do desequilíbrio:

Substituiu-se a massa de correção do plano do 5º andar por 2 massas de correção de 4,1g cada (a massa ficou praticamente a mesma, contudo, ao dividir-se por duas massas de correção, o ângulo de abrangência destas massas aumento tendo por isso influenciado a correção do desequilíbrio sentido. Possibilita assim, utilizar-se menos massas de correção no rotor, somente com a variação do ângulo e a sua respetiva contribuição.

Na sequência que se segue, composta também por 4 corridas, obtiveram-se os seguintes valores médios de desequilíbrio:

Para o plano do 5° andar 895 g.mm aos 10°, 544 g.mm aos 316° e, no plano estático apresentou um desequilíbrio de 1290 g.mm aos 350°.

Neste caso específico e como já mencionado no parágrafo acima, o relatório pede para se acrescentar mais 2,41g no plano do 5° andar, a metodologia aplicada foi sucintamente a seguinte:

Trocou-se uma massa de correção de 4,1g por uma de 5,1, aos 170° ou seja neste momento acrescentou-se somente 1g e, existe no 5° andar um somatório de 9,2g, ficando em falta 1,41 g para perfazer as 2,41g, contudo, fez-se uma variação angular entre as massas de correção, de forma a que, o momento gerado pela força centrífuga implícita à massa colocada tenha uma maior contribuição e assim, coloque o rotor em valores admissíveis, evitando colocar-se uma maior quantidade de massas de correção.

Para se aferir esta metodologia, procedeu-se à última sequência de 4 corridas e aferiu-se que os valores de desequilíbrio estavam dentro de limites com:

241 g.mm aos 340° no plano do 5° andar, 609 g.mm aos 311° no plano da *fan* e 827 g.mm aos 319° no plano estático (este último ficou ligeiramente fora do valor admissível, mas o rotor apresenta-se equilibrado sendo que no *Booster* e na LPT, não se consegue corrigir diretamente o plano estático derivado da inacessibilidade para a colocação da massa de correção).

É necessário salientar nesta equilibragem, que todas as sequências são compostas por 4 corridas, em que cada início das mesmas é efetuado numa posição angular conhecida e desfasada 90° umas das outras, perfazendo assim a divisão do rotor em 4 parte exatamente iguais. Esta metodologia faz parte de uma alteração ao processo laborado pelas equipas de TMA's (técnicos de manutenção de aeronaves) da TAP, que se passa a explicar mais á frente neste relatório.

4.4.4.2 Equilibragem inicial do HPC do motor TAP XXX468 – CFM56-5B

Relativamente ao HPC, a equilibragem efetuada, caracteriza-se por perfazer 3 sequências de um conjunto de corridas, como ilustrado nos gráficos do anexo A2.10

Na 1° sequência, composta por 4 corridas o valor apresentado do desequilíbrio no 9° andar foi de 1471 g.mm aos 263°, 2404 g.mm aos 120° no plano do 4° andar e 1511 g.mm aos 156° no plano estático. Para se corrigir este desequilíbrio, mediu-se a massa das pás do 4° andar e efetuou-se a sua redistribuição, visto que foi neste plano que se apresentava um maior valor do desequilíbrio.

Na 2ª sequência composta por 10 corridas, o rotor ficou a apresentar um desequilíbrio no plano do 9º andar de 1131 g.mm aos 234°, 513 g.mm aos 126° no plano do 4º andar e 1087 g.mm aos 207° no plano estático. Para se corrigir este desequilíbrio, redistribuiu-se as massas do 6º e 7º plano de forma a diminuir o desequilíbrio estático, sendo entre estes planos que se encontra o centro de massa do rotor.

Na 3ª e última sequência, esta apresenta um desequilíbrio para o 9º andar de 180 g.mm aos 159°, 565 g.mm aos 130° no plano do 4º andar e 727 g.mm aos 137° no plano estático.

As correções efetuadas entre sequências, restringiram-se então à redistribuição das pás do 4º ao 9º andar, de forma a não serem colocadas massas de correção antes da equilibragem final. Graficamente é visível o decréscimo pelo anexo A2.11 e pelo anexo A2.12.

4.4.4.3 Equilibragem final do HPC do motor TAP XXX468 – CFM56-5B

No processo de equilibragem deste rotor e pelo anexo A3.10, é visível que se efetuaram 5 sequências de equilibragem, providenciando os seguintes valores:

Na 1ª sequência, de 4 corridas foi registado um valor médio do desequilíbrio de 1581 g.mm aos 154° no plano do 9º andar, 583 g.mm aos 89° no plano do 4º andar e, no plano estático, registou-se o valor de 1901 g.mm aos 156°.

Para se corrigir o desequilíbrio apresentado, foram colocadas 7 massas de correção de 1,4g cada no 7º andar aos 334°, de forma a tentar colocar o centro de massa coincidente com o centro de rotação do rotor baixando o desequilíbrio estático, tentando assim influenciar em simultâneo o desequilíbrio dos planos do 9º e do 4º andar respetivamente. Contudo, e no passo seguinte, verifica-se que o rotor só poderá ficar com 6 massas de correção neste andar. Na segunda sequência esta foi composta por 5 corridas em que a primeira, serviu para se constatar que a correção anteriormente efetuada, não estava correta, uma vez que se teve que retirar uma massa de correção (das 7 colocada) ficando o rotor com as respetivas 6 em cima mencionadas, uma vez que a massa exigida pela máquina perfazia as 9,05g e com as 7 massas colocadas perfazia 10g, devendo por isso remover-se e por esta razão se terem colocado 6 massas de correção. Após as 4 corridas (iniciada cada uma respetivamente aos 0°, 90° 180° e 270°), o valor médio do desequilíbrio apresentado foi de 549 g.mm aos 184° no plano do 9º andar, 620 g.mm aos 22° no plano do 4º andar e no plano estático, apresentou 193 g.mm aos 82°. Para se corrigir o desequilíbrio apresentado acrescentou-se 2 massas de correção de 1,4g cada, no 9º andar aos 4º perfazendo 2,8g sendo que a máquina pedia 2.61, mas como não existem massas de correção para perfazer esse valor, assumiu-se esta variação de massa.

Na 3ª sequência, o valor apresentado para o plano do 9º andar foi de 138 g.mm aos 237°, no plano do 4º andar apresentou 641 g.mm aos 25° e no plano estático apresentou 529 g.mm aos 82°.

A correção desta sequência, concluiu-se com o acrescento de 1.9g, no plano do 4º andar aos 205°.

Posteriormente, efetuou-se mais uma sequência composta por 4 corridas e o desequilíbrio apresentado no plano do 9º andar fez o valor de 87,4 g.mm aos 159°, 290 g.mm aos 14° e no plano estático, apresentou 224 g.mm aos 27°.

Pela análise do relatório do anexo A3.10, verifica-se que só o quarto andar se apresenta fora dos valores admissíveis e como a massa exigida para a correção deste plano não perfaz as 1,5g, para se evitar redistribuir as pás do 4º andar, uma vez que se encontra na equilibragem final e já houve o corte das pás posteriormente à equilibragem inicial. O autor deste relatório após uma análise dos desequilíbrios manifestados no rotor e havendo alguma sensibilidade no que concerne ao processo de equilibragem, retirou o retentor (*retainer*) das pás do 1º andar uma vez que este, contém uma zona mais pesada derivada da sua geometria, aproveitando essa massa da zona pesada, para colocar aos 194° (zona onde era exigida a colocação da massa de correção), para se efetuar a respetiva correção do desequilíbrio, não havendo por isso a necessidade de se acrescentar mais massas de correção.

Efetuiu-se a 5ª sequência composta também por 4 corridas e ao fim das 4 corridas o rotor apresentou uma média do desequilíbrio fora do permitido para os padrões TAP, contudo estava equilibrado, uma vez que ao longo das corridas haviam valores para o plano do 9º, 4º andar e estático perfaziam os valores admissíveis em corridas distintas não se acrescentando por isso mais nenhuma massa, somente se rodou 10 vezes para posteriormente se selecionar 3 corridas em que a média destas não excedesse os 127 g.mm para efeitos de validação do relatório de equilibragem TAP.

Os gráficos do anexo A3.11, alusivos a esta equilibragem, justificam todos os valores das corridas acima explanadas.

4.4.4.4 Equilibragem da HPT – Motor Tap XXX468

No que diz respeito à HPT e pelo anexo A4.10, é notório que esta equilibragem repartiu-se por 5 sequências, em que na primeira sequência ao fim de 3 corridas, foi gerado um desequilíbrio médio no plano do *front shaft* de 3028 g.mm aos 68°, 3717 g.mm aos 40° no plano do *rear shaft* 3713 g.mm aos 40° e estaticamente apresenta um valor de 6547 g.mm

aos 52°. Para se corrigir este desequilíbrio, acrescentaram-se 18,1g aos 248° no plano do *front shaft*

Na sequência seguinte composta por 3 corridas, o desequilíbrio médio nos respectivos planos foi de 1546 g.mm aos 69° no plano do *front shaft*, 140 g.mm aos 336° no plano do *rear shaft* e estaticamente apresenta um desequilíbrio de 1544 g.mm aos 64°.

A massa de correção utilizada para se corrigir este desequilíbrio foi de 9 g aos 249° no plano do *front shaft*.

Numa nova sequência composta por mais 3 corridas, originou um desequilíbrio médio de 612 g.mm aos 13° no plano do *front shaft*, 653 g.mm aos 101° no plano do *rear shaft* e estaticamente apresentava 1187 g.mm aos 82°.

Corrigiu-se o desequilíbrio apresentado acrescentando-se 3,5g no plano do *front shaft* aos 241° e 5 g no plano do *rear shaft* aos 281°

Na quarta sequência, composta por 3 corridas, o plano do *front shaft* ficou com um desequilíbrio médio de 292 g.mm aos 13°, 223 g.mm aos 9° no plano do *rear shaft*.

Para se corrigir tal desequilíbrio acrescentou-se 1,75g no plano do *front shaft* aos 193° e 1,7 g no plano do *rear shaft* aos 189°.

Na quinta e última sequência, composta por 7 corridas, houve um desequilíbrio médio admissível, composto por 86 g.mm aos 118° no plano do *front shaft*, 104 g.mm aos 298° no plano do *rear shaft* e estaticamente apresentou um desequilíbrio de 17,8 g.mm aos 296°.

Justifica-se o que em cima está explanado com os gráficos do anexo A4.12, onde estão representados os valores de desequilíbrio médio após cada sequência e, no anexo A4.11 o desequilíbrio de cada corrida e a sua tendência.

4.4.4.5 Equilibragem da LPT do motor TAP XXX468 – CFM56-5B

Pela tabela do anexo A5.6, justifica-se que o processo de equilibragem da LPT, foi composto por 4 sequências, apresentou na 1ª sequência, um desequilíbrio de 2800 g.mm aos 264° no plano do 1º andar, 2900 g.mm aos 56° no plano do 4º andar e, estaticamente apresenta um valor de desequilíbrio de 2360 g.mm aos 344°.

Para se corrigir este desequilíbrio acrescentaram-se duas massas de correção de 9,4g, uma no 1º andar e outra no 4º andar aos 84° e 236° respectivamente.

Na segunda sequência, o plano do 1º andar apresentou um desequilíbrio de 1290 g.mm aos 273°, 161 g.mm aos 86° no plano do 1º andar e no plano estático apresentou 363 g.mm aos

61°. Corrigiram-se estes valores com o acrescento de 4,2g no 1° andar aos 93° e 5,2g no 4° andar aos 266°

Na terceira sequência composta por 4 corridas, a média gerada por estas, originou um desequilíbrio de 5540 g.mm aos 261° no plano do 1° andar, 1250 g.mm aos 87° no plano do 4° andar e estaticamente apresenta 7040 g.mm aos 92°. A correção deste desequilíbrio efetuou-se da seguinte forma: 1,82 no 1° andar aos 81° e 4,11g no 4° andar aos 267°.

Na quinta e última sequência, apresentou para o plano do 1° andar um valor de 236 g.mm aos 281°, 311 g.mm aos 79° no plano do 4° andar e no plano estático apresentou 128 g.mm aos 36°. Identifica-se no gráfico do anexo A5.8, que existe um pico anômalo na 3ª sequência corrida 4 (8560 g.mm) que corresponderá à movimentação das pás a quando do torque gerado no início da corrida, transportando assim uma maior concentração de massa para uma zona que angularmente já se encontrava com um maior desequilíbrio (mais pesada), interferindo também no plano estático elevando para um valor também anômalo.

4.4.5 Motor TAP XXX272

4.4.5.1 Equilibragem do motor XXX272 – CFM56-5B

No que concerne a este motor em específico, os dados alusivos às suas equilibragens foram de alguma forma difíceis de obter, uma vez que este motor data de 13-06-2017 já não sendo por essa razão possível imprimir o documento das sequências da equilibragem onde, detalhadamente se possibilitava obter a informação, do procedimento utilizado no processo de equilibragem e quais as massas de correção utilizadas nos respetivos andares rotativos, bem como a sua posição angular, geradas pela máquina para esse efeito. Contudo, como este motor, obteve uma avaliação negativa no primeiro ensaio vibracional em banco de ensaio, devido a vibrações provocadas por uma má equilibragem das componentes de N2, conseguiu-se pelo menos, obter os valores alusivos ao desequilíbrio de cada corrida, antes e após o ensaio em banco.

Apresentam-se por isso, os gráficos alusivos à primeira equilibragem (anexo A4.14, A4.15) provenientes da análise do anexo da tabela A4.13. antes de ir a banco de ensaio.

Fazendo-se uma análise, facilmente se observa que o valor do desequilíbrio da HPT, apresentado pelo gráfico da Fig. 65, não tende para um valor admissível, como ilustrado na tabela do anexo A4.13. alusivo ao motor 5B.

Em suma, no final da sua equilibragem, o desequilíbrio apresentado no plano do *rear shaft* era de 10669.9 g.mm e no plano do *front shaft* cerca de 749.68 g.mm, ambos acima do recomendado.

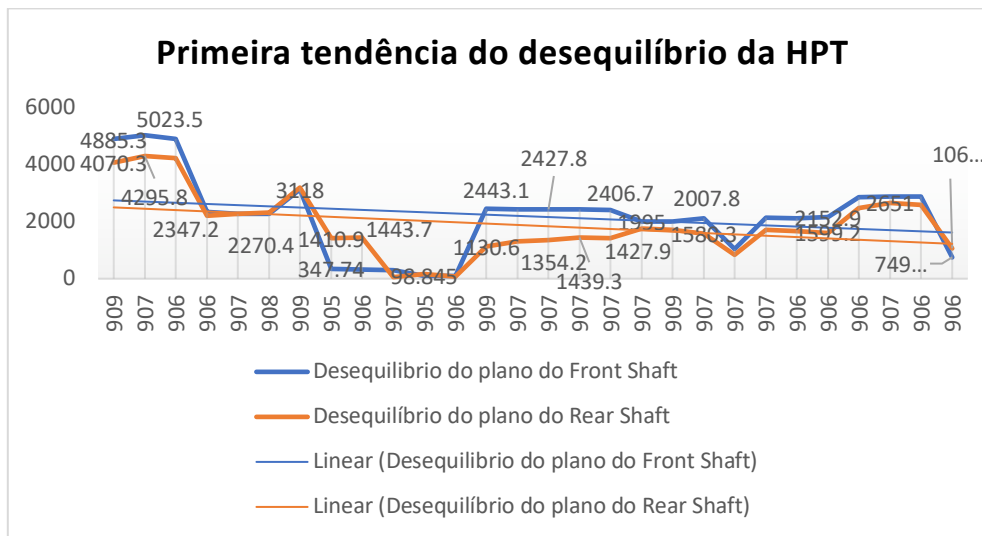


Figura 65 - Tendência do desequilíbrio da HPT do motor XXX272 – CFM56-5B

No anexo A4.14 e A4.15, apresentam-se os gráficos relativos a cada plano de equilibragem, onde estão descritos os valores acima mencionados.

Após o ensaio em banco, ao qual apresentou vibrações à velocidade de N2, este motor teve que regressar à oficina para se proceder à desmontagem do core de alta rotação, para se poder proceder a uma nova equilibragem das suas componentes (HPC e HPT).

Após efetuar uma nova equilibragem à HPT, os valores de desequilíbrio apresentado foram os ilustrados no gráfico da Fig. 66.

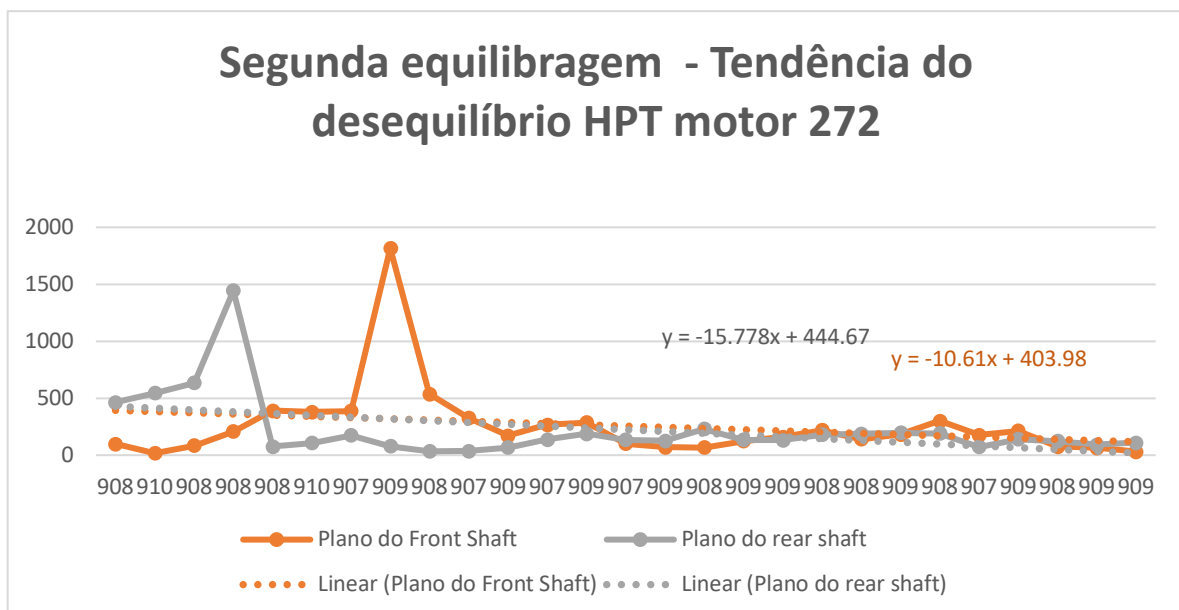


Figura 66 - Desequilíbrio do rotor após uma nova equilibragem

Fazendo uma nova análise do gráfico da Fig. 66, esta evidencia uma nova tendência para o desequilíbrio apresentado em que, este tende no sentido de um valor admissível exigido pelos parâmetros de qualidade.

Com base na tabela A4.17 faz-se uma relação entre os gráficos do anexo A4.18 com o gráfico do anexo A4.19, e verifica-se efetivamente um comportamento da amplitude do desequilíbrio, bastante acentuado, indo num sentido mais satisfatório na segunda equilibragem. Relacionando também com os gráficos do banco de ensaio do subcapítulo 5.5.6, num regime de aceleração, apresenta-se um valor anômalo de vibração para a velocidade de N2 captado pelo sensor da TRF do respectivo motor, a quando do primeiro ensaio. Após todo o processo de uma nova equilibragem se ter efetuado, esta vibração, entrou num valor considerado satisfatório para que em segurança se possa operar a aeronave.

4.5 Análise vibracional dos motores em banco de ensaio TAP

4.5.1 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX426

Fazendo uma análise ao gráfico da Fig. 67, é notória a existência de um pico em aceleração que se apresenta fora do valor máximo admissível de amplitude (4 mils), na ordem de grandeza dos 4,20 mils às 3563 rpm tendo uma frequência de rotação de 59,3888 Hz (ao valor de rotação onde o pico máximo ocorre, divide-se por 60 e obtêm-se o valor da frequência correspondente). Este sinal, foi captado pelo acelerómetro posicionado no apoio do rolamento número 1, que se situa na zona frontal junto à Fan.

Em relação ao sensor de captação na TRF, este obteve valores de N1 na ordem 2,83 mils a cerca de 3328 rpm, reproduzindo uma frequência de rotação aproximadamente de 55,46667 Hz.

Num panorama de desaceleração, este motor apresentou um valor de amplitude de vibração no rolamento número 1 (BRG1) com velocidade N1 de 2,86 mils, a cerca de 3194 rpm, produzindo uma frequência de rotação de 53,23 (3) Hz.

Na zona da TRF, o sensor registou uma amplitude também para velocidade de N1, de 3,05 mils, a 3472 rpm, produzindo uma frequência de rotação de 57,86 (7) Hz.

Para se efetuar a devida redução destes valores vibracionais, recorre-se ao processo designado de *trim balance*, que consiste mais uma vez, num processo de equilibragem, alusiva à *fan*. (Este processo será explanado no próximo subtópico).

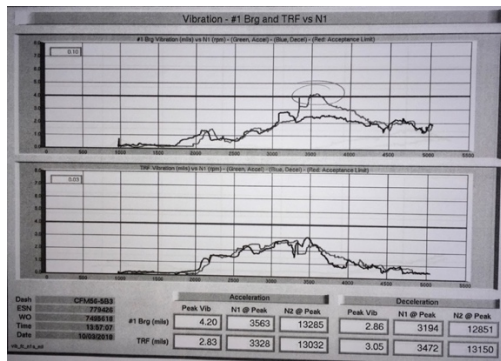


Figura 67 - Gráfico de vibração sensor rolamento 1 (BRG) e TRF “versus” N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX426, fonte: TAP

Relativamente ao gráfico de vibração em função da velocidade de N2 da Fig. 68, este não apresenta quaisquer alterações anómalas, mantendo-se assim, os valores apresentados pelo motor, num regime vibratório admissível e bastante satisfatório, não havendo por isso neste caso específico, a necessidade de se fazer quaisquer intervenções no que concerne ao módulo de N2 (HPC e HPT).

Em aceleração, este motor apresentou, no sensor do rolamento 1 (BRG 1), um valor de amplitude de 0,37 ips a cerca de 4872 rpm, originando assim uma frequência de 81,2 Hz.

Na zona da TRF, apresentou uma amplitude de vibração de 0,61 ips a cerca de 5050 rpm, originando uma frequência de rotação de 84,16 (7) Hz.

Num regime de desaceleração, o motor apresentou no rolamento número 1 (BRG 1) uma amplitude de vibração de 0,57 ips a cerca de 14135 rpm, originando uma frequência da respetiva rotação de 235,583(3) Hz.

Na zona do sensor da TRF, este apresentou uma amplitude de vibração de 0,68 ips, a 14677 rmp, originando uma frequência de rotação de 244,616(6) Hz

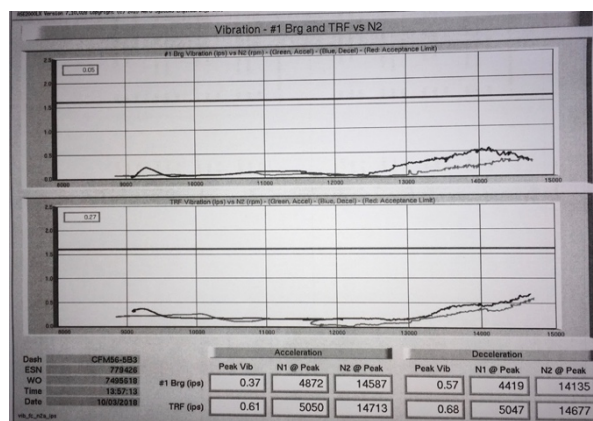


Figura 68 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF “versus” N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX426, fonte: TAP

4.5.2 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX566

A análise do gráfico da Fig. 69, decorrerá segundo uma linha condutora idêntica, em que se enunciam os picos de amplitude de vibração registados bem como a frequência a que estes ocorreram contudo, neste caso específico, o pico máximo de vibração não excedeu os valores parametrizados pelo fabricante mas para os valores aceitáveis TAP, o referido motor não se encontra dentro de limites, uma vez que atingiu mais do que 2 mils de amplitude de vibração em velocidade de N1 (Fig. 69). No sensor localizado no rolamento n° 1, este captou uma amplitude máxima de vibração de 2,65 mils às 3425 rpm, ocorrendo a uma frequência de rotação de 57,083 Hz, num regime de aceleração. Para este mesmo regime, mas no sensor da TRF, este captou uma amplitude de vibração de 2,12 mils às 3250 rpm originando uma frequência de rotação de 54,16 (7) Hz.

No regime de desaceleração, o sensor do rolamento n°1 apresentou uma amplitude de vibração de 2,44 mils às 3066 originando uma frequência de rotação de 51,1 Hz e, no sensor da TRF, este captou uma amplitude de vibração de 2,10 ips às 3066 rpm originando também uma frequência de rotação de 51,1 Hz.

Apresentados os valores alusivos ao ensaio de vibração do motor em estudo, realça-se a necessidade de se efetuar o *trim balance*, para que se baixem estas as respetivas amplitudes de vibração.

Ao nível das vibrações apresentadas para a velocidade de N2 do gráfico, da Fig. 70, estas não representam quaisquer valores fora dos considerados normais, não tendo havido por essa razão a necessidade de se proceder à desmontagem do core de alta rotação e novas equilibragens dos seus rotores num contexto de oficina.

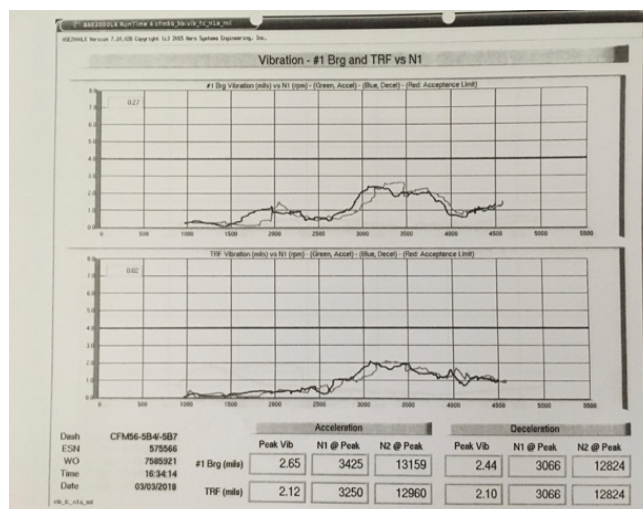


Figura 69 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX566, fonte: TAP

Apresentou, como ilustrado na Fig. 70, num regime de aceleração uma amplitude de 0,23 mil no sensor do Brg1 a 4578rpm, originando uma frequência de rotação de 76,3 Hz e na zona da TRF 0,63 ips às 1297 rpm, com uma frequência de rotação 38,28 Hz.

Num regime de desaceleração, este motor apresentou no sensor do Brg 1 0,26 mils de amplitude de vibração às 4269 rpm, ocorrendo uma frequência de rotação de 71,15 Hz e na zona da TRF, uma amplitude de 0,58 ips às 1119 rpm a uma frequência de rotação de 18,65 Hz.

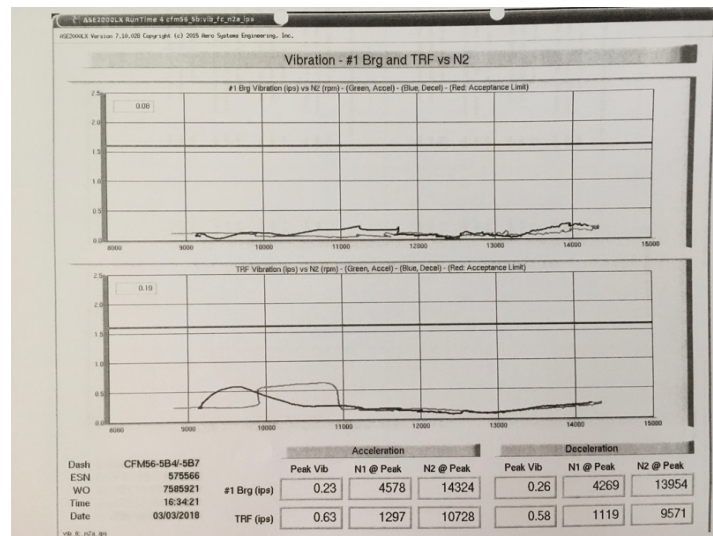


Figura 70 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX566, fonte: TAP

5.5.3 Vibrações do motor TAP CFM56-7B_XXX644

No que diz respeito a este motor do gráfico da Fig. 71, as amplitudes vibracionais apresentadas, não justificaram nenhuma ação de *trim balance*. O motor apresentou para uma velocidade de N1 num regime de aceleração, uma amplitude ao nível do rolamento n° 1 de 1,26 mils às 4520 rpm perfazendo uma frequência de rotação de 75,33 (3) Hz. Já ao nível do sensor da FFCC este captou uma amplitude de vibração de 1,9 mils às 5089 rpm, a uma frequência de rotação de 84,81 (6) Hz.

Num regime de desaceleração também para velocidade de N1, o sensor do rolamento 1 captou uma amplitude de vibração de 1,25 mils às 4294 rpm, a uma frequência de rotação de 71,56 (7) Hz. No sensor da FFCC, captou uma amplitude máxima de vibração de 1,94 mils á 4890 rpm, a uma frequência de rotação de 81,5 Hz. Justifica-se esta explanação com o gráfico da Fig. 72, onde são visíveis todos os valores acima descritos, bem como o comportamento vibracional espelhado no gráfico.

Quanto à amplitude de vibração para um regime de N2 como ilustrado no gráfico da Fig. 72, o motor também apresentou valores satisfatórios, em que ao nível do sensor do rolamento 1 num regime de aceleração este captou uma amplitude máxima de 0,3 ips às 13095 rpm, a uma frequência de rotação de 218,25 Hz e ao nível do sensor da FFCC apresentou uma amplitude máxima de vibração de 0,77 ips às 11008 rpm, a uma frequência de rotação de 183,467 Hz.

Num regime de desaceleração na zona do rolamento 1 teve uma amplitude de 0,34 ips às 12350 rpm, com uma frequência de rotação de 205,83 Hz e na zona da FFCC, uma amplitude de 0,77 às 10032 rpm com uma frequência de rotação de 167,2 Hz

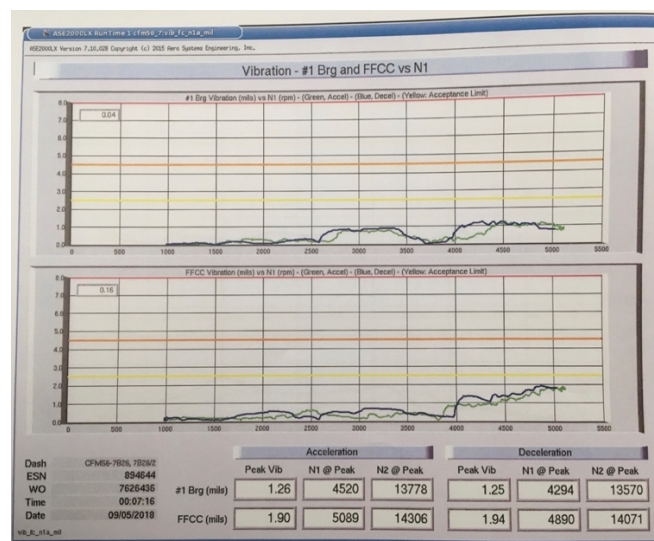


Figura 71 - Gráfico de vibração, sensor do Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX644, fonte: TAP

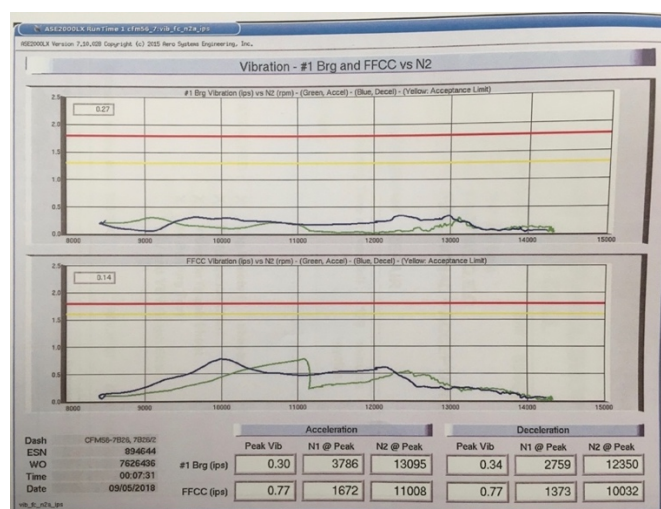


Figura 72 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX644, fonte: TAP

4.5.4 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX468

No que concerne a este motor, as amplitudes de vibração apresentadas na Fig. 73, também não justificaram nenhuma ação corretiva de *trim balance*. O motor apresentou para uma velocidade de N1 num regime de aceleração, uma amplitude ao nível do sensor do BRG nº 1 de 1,82 mils às 3978 rpm perfazendo uma frequência de rotação cerca de 66,3 Hz. Já ao nível do sensor da TRF este captou uma amplitude de vibração de 1,31 mils às 3297 rpm, com uma frequência de rotação de 54,95 Hz.

Num regime de desaceleração também para velocidade de N1, o sensor do rolamento 1 captou uma amplitude de vibração de 0,77 mils às 3894 rpm, a uma frequência de rotação de 64,9 Hz. No sensor da TRF, captou uma amplitude máxima de vibração de 1,26 mils á 3538 rpm, a uma frequência de rotação de 58,96 Hz.

Em relação à amplitude de vibração para um regime de N2 o gráfico da Fig. 74, o motor também apresentou valores satisfatórios dentro dos limites exigidos, em que ao nível do sensor do rolamento 1 num regime de aceleração este captou uma amplitude máxima de 0,61 ips às 14162 rpm, com uma frequência de rotação de 236,033 Hz e ao nível do sensor da TRF apresentou uma amplitude máxima de vibração de 0,22 ips á 14162 rpm, com uma frequência de rotação de 236,033 Hz.

Num regime de desaceleração na zona do sensor do rolamento 1 (BRG1) teve uma amplitude de 0,60 ips às 14117 rpm, com 235,283 Hz de frequência de rotação e na zona da TRF, uma amplitude de 0,21 às 13954 rpm com uma frequência de rotação de 232,567 Hz.

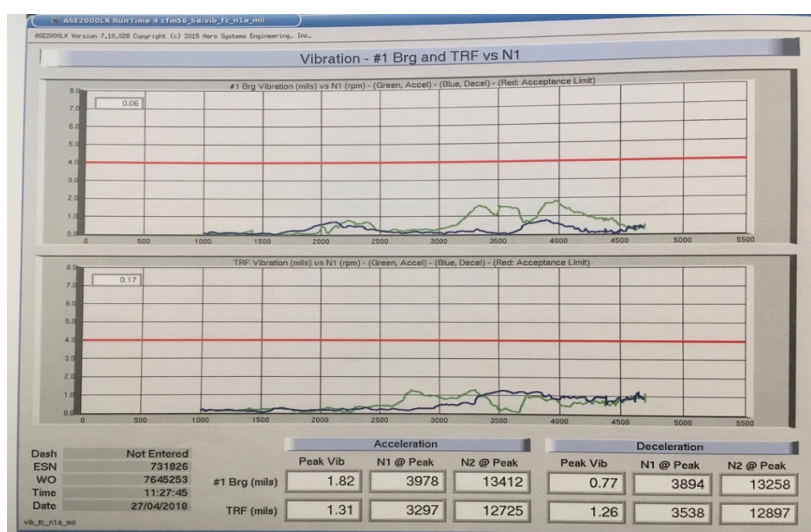


Figura 73 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX468, fonte: TAP

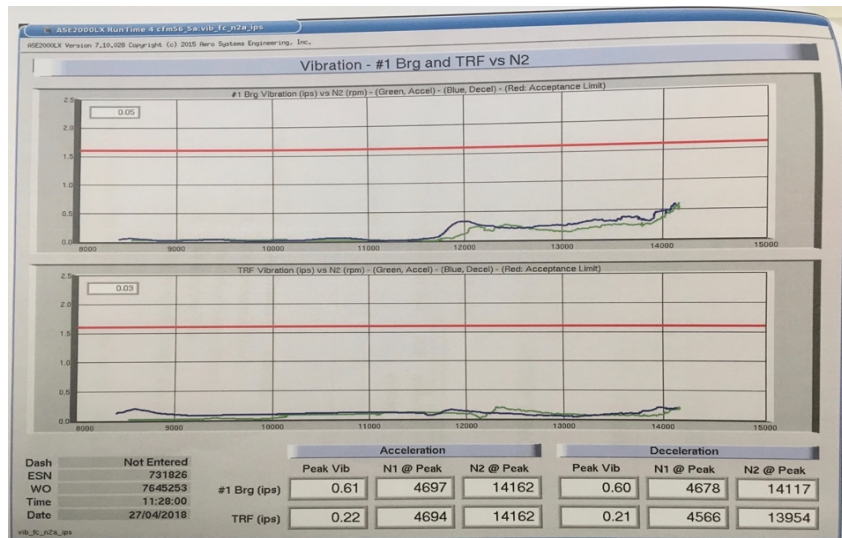


Figura 74 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX468, fonte: TAP

4.5.5 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX823

Neste motor, as amplitudes vibracionais apresentadas, justificaram uma ação corretiva de *trim balance*. O motor apresentou para uma velocidade de N1 segundo o gráfico da Fig. 75 num regime de aceleração, uma amplitude ao nível do sensor do rolamento n° 1 de 1,09 mils às 4222 rpm perfazendo uma frequência de rotação de 70,36 Hz. Já ao nível do sensor da TRF este captou uma amplitude de vibração de 0,96 mils às 3209 rpm, a uma frequência de rotação de 54,4833 Hz.

Num regime de desaceleração também para velocidade de N1, o sensor do rolamento 1 captou uma amplitude de vibração de 0,70 mils às 3075 rpm, a uma frequência de 51,25 Hz. No sensor da TRF, captou uma amplitude máxima de vibração de 0,86 mils á 2456 rpm, a uma frequência de 40,93 Hz.

No que concerne à amplitude de vibração na Fig. 76 para um regime de N2, o motor apresentou valores compreendidos entre o parâmetro admissível, como se pode observar, em que ao nível do sensor do rolamento 1 num regime de aceleração este captou uma amplitude máxima de 0,26 ips às 11731 rpm, com uma frequência de rotação de 195,517 Hz e ao nível do sensor da TRF apresentou uma amplitude máxima de vibração de 0,37 ips á 10438 rpm, com uma frequência de 173,967 Hz.

Num regime de desaceleração na zona do sensor do rolamento 1 teve uma amplitude de 0,34 ips às 10800 rpm, com uma frequência d rotação de 180 Hz e na zona da TRF, uma amplitude de 0,36 às 9399 rpm a 156,65 Hz de frequência de rotação.

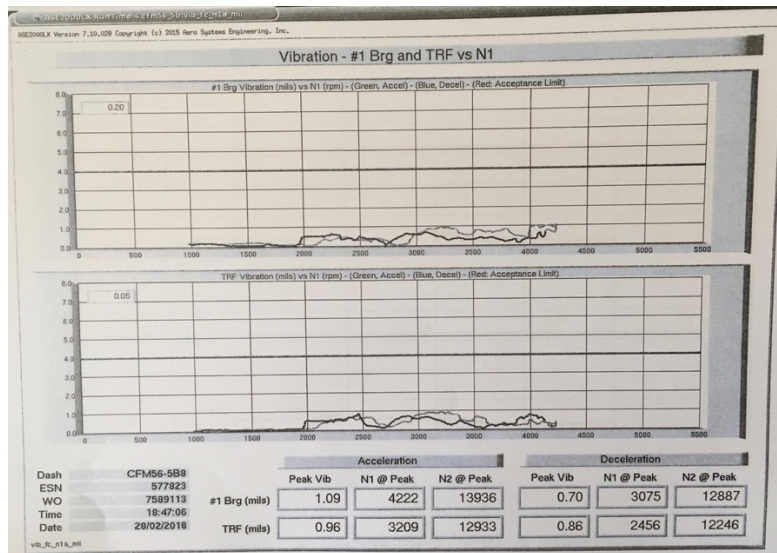


Figura 75 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX823, fonte: TAP

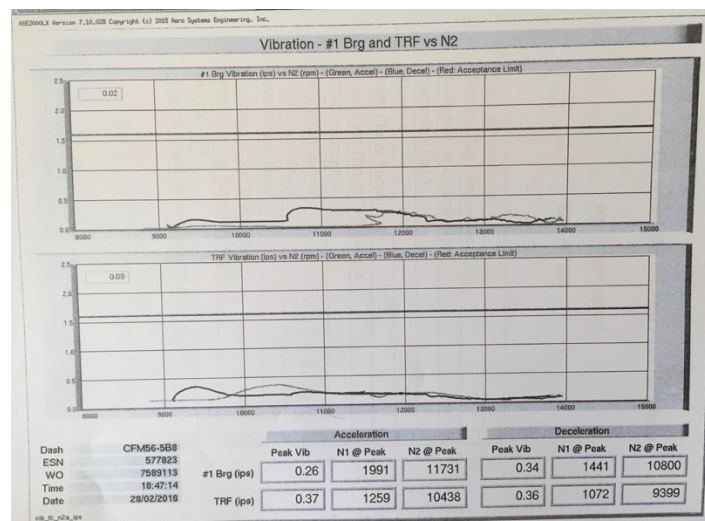


Figura 76 - Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e FFCC vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B, Motor XXX823, fonte: TAP

4.5.6 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX272

O motor XXX272 CFM56-5B, obteve uma avaliação negativa num regime de N2, provocada por uma má equilibragem, apresentando os seguintes valores de vibração em banco a quando do primeiro ensaio efetuado:

No que concerne aos gráficos alusivos a N1 da Fig. 77, não existe nenhuma apreciação depreciativa, uma vez que os valores de amplitude de vibração apresentam-se abaixo do valor admissível pelo fabricante contudo, para os parâmetros TAP, este apresenta-se acima

dos 2 mils de amplitude vibratória, havendo por essa razão a necessidade de se efetuar *trim balance*.

Foca-se então no gráfico associado à amplitude anômala para um regime de velocidade de N2, da Fig.78

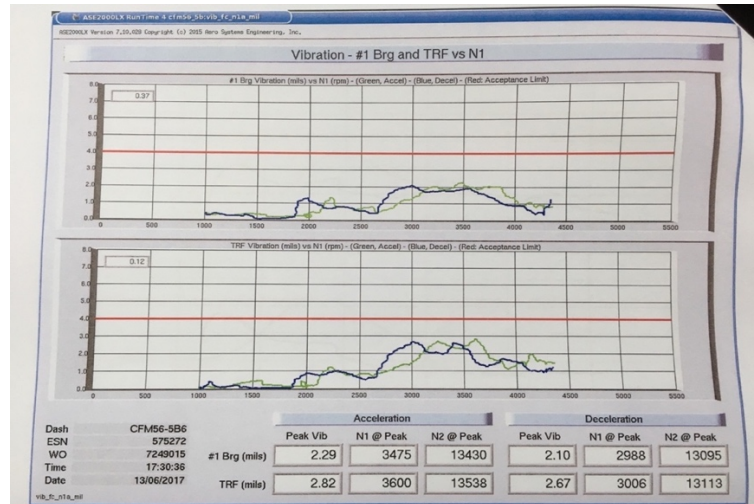


Figura 77 - Gráfico de amplitude de vibração para velocidade de N1 - Motor CFM56-5B XXX272, fonte: TAP

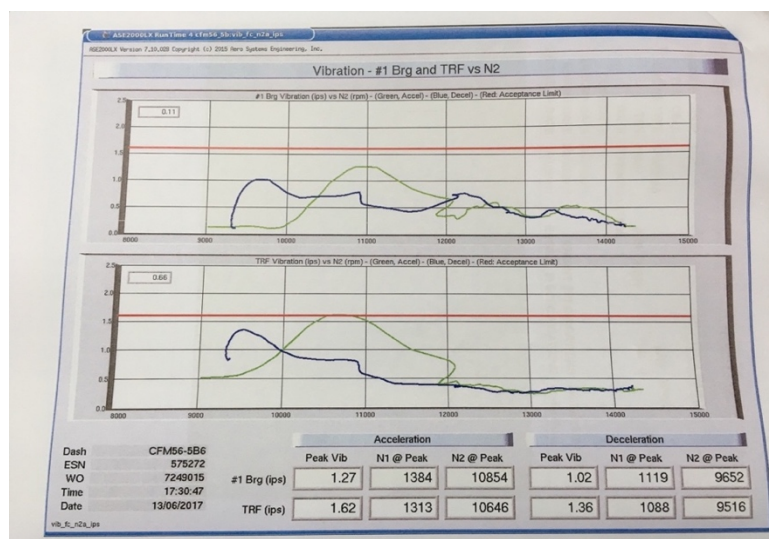


Figura 78 - Vibração do motor XXX272 em regime de N2, fonte: TAP

Analisando o gráfico da Fig. 78, é possível observar que os valores em aceleração no sensor da TRF assumiram amplitudes anômalas de vibração.

No sensor do rolamento 1 em aceleração, este apresentou uma amplitude de 1,27 ips às 10854 rpm, a uma frequência de rotação de 180,9 Hz e na TRF como já mencionado, apresentou um pico máximo de 1,62 ips às 10646 rpm, com uma frequência de rotação 177,43 Hz.

Num regime de desaceleração, este motor não apresentou nenhuma amplitude de vibração anômala, contudo, teve um pico máximo no sensor do rolamento 1 de 1.02 ips às 9652 rpm, com uma frequência de rotação de 160,86 Hz e no sensor da TRF apresentou uma amplitude de vibração máxima de 1,36 ips às 9516 rpm, com uma frequência de rotação de 158,6 Hz. Como expectável, o valor de amplitude de vibração apresentado na Fig. 79 é muito idêntico ao valor apresentado na Fig.77, uma vez que não se efetuou nenhuma manutenção nas componentes correspondentes à velocidade de N1. Contudo e como já referido, este valor apresentado carece de *trim balance*.

O gráfico de N2 da Fig. 80, reflete notoriamente o comportamento, satisfatório ao nível da amplitude de vibração do motor, à velocidade de N2 como era desejável

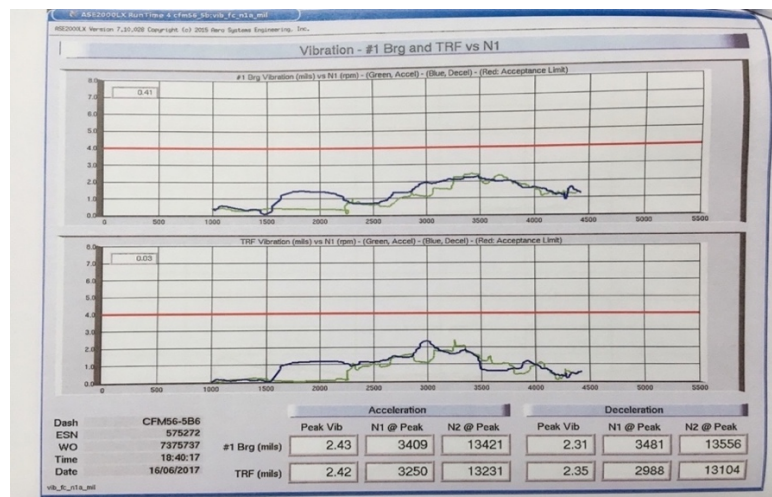


Figura 79 – Amplitude de vibração para velocidade de N1, Motor XXX272, fonte: TAP

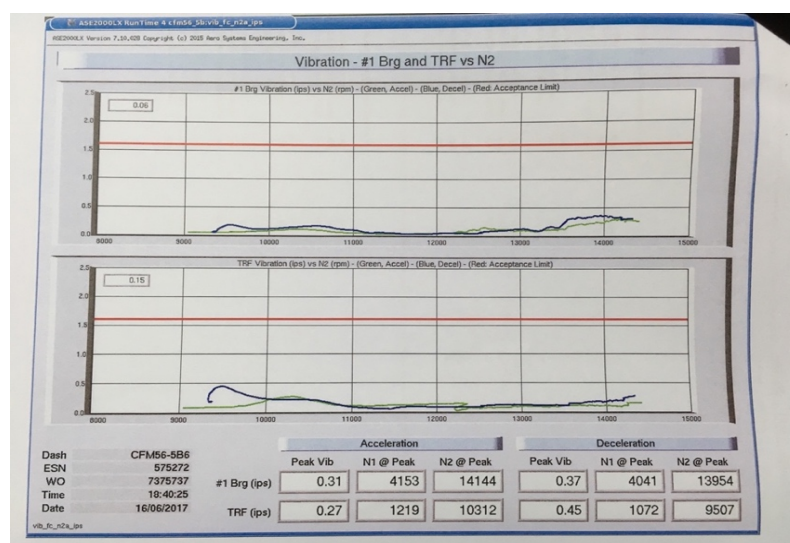


Figura 80 – Amplitude de Vibração após segunda equilibragem das componentes em oficina, MotorXXX272 fonte: Tap

4.6 Correção do desequilíbrio em banco de ensaio pelo método de *trim balance*

Mais uma vez, foca-se a importância de uma boa equilibragem dos rotores do motor, de forma a que este consiga operar dentro dos melhores valores alcançados, dentro claramente, daqueles que se consideram de admissíveis.

O processo de *trim balance*, tem como função equilibrar o rotor *fan* e se necessário a própria LPT, colocando o nível de vibrações captado no sensor do BRG 1/FFCCV (caso o BRG1 não esteja operacional do motor CFM56-7B) e da TRF, dentro de limites definidos pelo manual do respetivo motor, em anexo A3. Este processo torna-se pertinente utilizar quando os níveis de vibração para N1 são superiores a 4 mils, contudo para efeitos deste relatório, utilizam-se os parâmetros TAP, que se situam em 2 mils, em suma, qualquer valor que esteja acima deste parâmetro exigido pela TAP, dever-se-á efetuar o processo de *trim balance*, bem como para N2 quando os valores de amplitude de vibração são superiores a 1,52 ips.

Para os cálculos da correção do desequilíbrio, usado no processo de *trim balance*, usam-se os dados provenientes do sensor de captação de vibração do BRG1/ FFCCV e da TRF.

Contudo, havendo em regime de ensaio operacional, valores que se apresentam fora do que se considera satisfatório, seguro e admissível, de forma a que não se originem danos na integridade física do motor, opta-se então por equilibrar a *fan*, módulo em que não foi efetuada quaisquer intervenções ao nível de equilibragens num contexto de oficina, como acontece às componentes de *booster*, LPT correspondente ao regime de N1, bem como às componentes HPC e HPT, correspondendo ao regime de N2.

Trim balance, consiste na colocação de pinos de correção no cone da *fan* para reduzir o desequilíbrio apresentado (pela própria *fan*).

Em suma, é um processo de equilibragem e, uma vez que a *fan* pertence ao módulo de N1 onde estão agregados o *booster* e a LPT, ao se efetuar quaisquer alterações numa destas componentes (*fan*, *booster* e LPT), o valor vibracional alusivo a N1 vai sofrer alterações, onde se espera uma diminuição dos valores vibracionais apresentados.

No que concerne à metodologia que sustenta todo este processo de *trim balance*, é o computador que automaticamente, que através de métodos numéricos instalados no seu *software* converte a amplitude de vibração e os ângulos de fase na massa de correção num determinado ângulo tendo o seu princípio segundo a função: [29].

Vibração=f(desequilíbrio,N1)

Vibração ⇒ Amplitude e Fase

Métodos numéricos ⇒ Correção de fase e sensibilidade de correção

= **Correção do desequilíbrio**

O algoritmo associado ao programa, permite ao computador calcular e enunciar a melhor correção, culminando na disposição dos parafusos de correção e atribuição da massa dos mesmos como exemplo ilustrado no anexo A7.1.

4.6.1 Correção do parâmetro de vibrações anômalo para velocidade de N1, pelo método de equilibragem em motores CFM56-5B – *trim balance* – Motor XXX426

Na análise do relatório final alusivo ao processo de *trim balance* ilustrado no anexo A7.3, este processo consiste, após a análise de vibrações, acelerar o motor até à velocidade de *take-off*, de forma a serem gerados os valores necessários para que se proceda à devida atribuição dos parafusos de correção, para se colocarem no *spinner* da *fan* como ilustrado no anexo A7.2. Na Fig. 81, abaixo indicada (exerto da tabela do anexo A7.3), estão os valores alusivos às vibrações medidas pelo sensor BRG1, antes de se efetuar o processo de *trim balance* e estão também representados pelo retângulo a verde, os valores após este processo corretivo. Nota-se uma drástica variação/decréscimo em amplitude, destas vibrações, em diferentes regimes de aceleração/percentagem de velocidade de N1.

Contudo torna-se pertinente salientar que entre as 60-75% das rpm de N1, é efetivamente a percentagem e o momento em que ocorre uma maior amplitude de vibração. Esta vibração apresenta valores acima dos 2 mils, sendo que por essa razão, a aplicação do processo de *trim balance* tem a sua pertinência.

Na zona dentro do quadro a verde encontram-se os valores, que para o mesmo regime de aceleração e velocidade, se constata agora (após *trim balance*), dentro dos parâmetros admissíveis.

Check Run Vibration Data -- 03/10/2018 14:15:32				
Vibration Change	N1 Speed	Baseline Data	Check Run Data	
#1 BEARING 0.685 @ 358.2 ^m	2456 49%	0.775 @ 194.6 ^m	0.227 @ 253.2 ^m	
TURBINE REAR FRA 1.343 @ 128.3 ^m	2456 49%	1.828 @ 313.8 ^m	0.508 @ 328.4 ^m	
#1 BEARING 1.277 @ 11.9 ^m	2784 55%	1.535 @ 201.8 ^m	0.355 @ 240.2 ^m	
TURBINE REAR FRA 1.742 @ 198.8 ^m	2784 55%	2.349 @ 25.7 ^m	0.653 @ 44.2 ^m	
#1 BEARING 1.914 @ 50.1 ^m	3216 64%	2.554 @ 236.1 ^m	0.681 @ 253.2 ^m	
TURBINE REAR FRA 1.851 @ 267.2 ^m	3216 64%	2.472 @ 90.8 ^m	0.636 @ 101.3 ^m	
#1 BEARING 3.531 @ 66.2 ^m	3478 69%	3.881 @ 247.3 ^m	0.358 @ 258.9 ^m	
TURBINE REAR FRA 1.842 @ 281.4 ^m	3478 69%	2.286 @ 104.9 ^m	0.461 @ 118.8 ^m	
#1 BEARING 2.950 @ 81.7 ^m	3780 75%	3.121 @ 266.7 ^m	0.316 @ 321.6 ^m	
TURBINE REAR FRA 1.613 @ 343.9 ^m	3780 75%	1.701 @ 173.4 ^m	0.289 @ 240.9 ^m	
#1 BEARING 2.051 @ 105.5 ^m	4167 83%	2.301 @ 295.1 ^m	0.442 @ 345.9 ^m	
TURBINE REAR FRA 0.667 @ 47.0 ^m	4167 83%	1.042 @ 253.2 ^m	0.532 @ 286.7 ^m	

Figura 81 - Valores antes e pós *trim balance*, fonte: TAP

4.6.2 Correção do parâmetro de vibrações anômalo para velocidade de N1, pelo método de equilibragem em motores CFM56-5B – *trim balance* – Motor XXX566

À semelhança do que foi explanado no subtópico acima, no motor XXX566, este segundo o relatório do anexo A7.4 obteve valores acima do admissível para uma percentagem crítica de vibração de 65% a 75%. Segundo a tabela do anexo A7.2, esta apresenta de uma forma mais esquemática, as amplitudes de vibração captadas no sensor do rolamento BRG1 e da TRF antes e, após o *trim balance*. Já na figura circular do anexo A7.2, apresenta-se a posição angular e o tipo de parafuso de correção a aplicar no *spinner*, de forma a corrigir o desequilíbrio proveniente de N1.

Na Fig. 82, é possível observar os valores de vibração antes do processo de *trim balance* (a vermelho) e após (a verde), decocorrido em banco de ensaio.

Estes valores sofreram efetivamente uma alteração considerável, nas suas amplitudes como seria espectável e desejável.

 Check Run Vibration Data -- 03/03/2018 17:04:26

	N1 Speed		Baseline Data		Check Run Data		Vibration Change	
#1 BEARING	2485	49%	0.500	@ 219.1 [∞]	0.163	@ 227.6 [∞]	0.339	@ 35.0 [∞]
TURBINE REAR FRA	2485	49%	0.658	@ 320.4 [∞]	0.163	@ 263.9 [∞]	0.584	@ 153.9 [∞]
#1 BEARING	2770	55%	0.748	@ 199.2 [∞]	0.142	@ 233.3 [∞]	0.636	@ 12.0 [∞]
TURBINE REAR FRA	2770	55%	1.145	@ 12.1 [∞]	0.150	@ 325.5 [∞]	1.048	@ 198.0 [∞]
#1 BEARING	3178	63%	2.582	@ 230.9 [∞]	0.315	@ 212.4 [∞]	2.286	@ 53.3 [∞]
TURBINE REAR FRA	3178	63%	2.099	@ 97.8 [∞]	0.265	@ 81.9 [∞]	1.846	@ 280.1 [∞]
#1 BEARING	3477	69%	1.969	@ 276.7 [∞]	0.219	@ 296.4 [∞]	1.765	@ 94.3 [∞]
TURBINE REAR FRA	3477	69%	1.604	@ 141.0 [∞]	0.750	@ 175.2 [∞]	1.071	@ 297.7 [∞]
#1 BEARING	3779	75%	1.976	@ 308.9 [∞]	0.141	@ 73.7 [∞]	2.060	@ 125.6 [∞]
TURBINE REAR FRA	3779	75%	1.277	@ 188.8 [∞]	0.298	@ 231.9 [∞]	1.079	@ 357.9 [∞]
#1 BEARING	4165	83%	0.959	@ 294.7 [∞]	0.332	@ 192.6 [∞]	1.078	@ 132.2 [∞]
TURBINE REAR FRA	4165	83%	1.191	@ 219.3 [∞]	0.283	@ 233.4 [∞]	0.919	@ 35.0 [∞]

Figura 82 – Valores de amplitude de vibração antes e pós *trim balance*, Motor XXX566, fonte: TAP

4.7 Vibrações em banco após *trim balance*

4.7.1 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX426 após *trim balance*

No seguimento do raciocínio no tópico acima explicado, após a prática do processo de equilibragem na *fan trim balance*, espera-se que os valores vibracionais repercutidos pela contribuição do desequilíbrio da *fan*, venha a diminuir de forma a que os valores perfaçam os exigidos pelo manual do fabricante, bem como se consiga coloca-los em valores a baixo do parâmetro admitido.

Seguem-se os dois gráficos alusivos aos valores de vibração para N1 e N2 respetivamente. É notória a grande variação de amplitude de vibração que o gráfico da Fig. 83 e Fig. 84 ilustrada, comparativamente ao gráfico da Fig. 67 e Fig. 68. Era expectável que tal se sucedesse e que se conseguisse colocar o motor com níveis vibracionais admissíveis.

Após se ter efetuado o processo de *trim balance*, este motor para um regime de aceleração, ficou a apresentar uma amplitude de vibração ao nível do seu desequilíbrio da *fan*, captado pelo sensor (BRG 1) de 1,01 mils a 5009, tendo uma frequência de rotação de 83,483 (3) Hz. Ao nível da zona da TRF, apresenta-se com uma amplitude de desequilíbrio de 0,81 mil, a 2572 rpm, tendo uma frequência de rotação de 42,86 (6) Hz.

Num contexto de desaceleração, o motor ficou a apresentar na zona da *fan*, para velocidade de N1, uma amplitude de vibração de 0,9 mils ocorrendo este pico a 4847 rpm produzindo uma frequência de rotação de 80,783 (3) Hz.

Ao nível da TRF, este fica a apresentar uma amplitude de vibração de 0,53 mils a 4263 rpm produzindo uma frequência de rotação de 71,05 Hz.

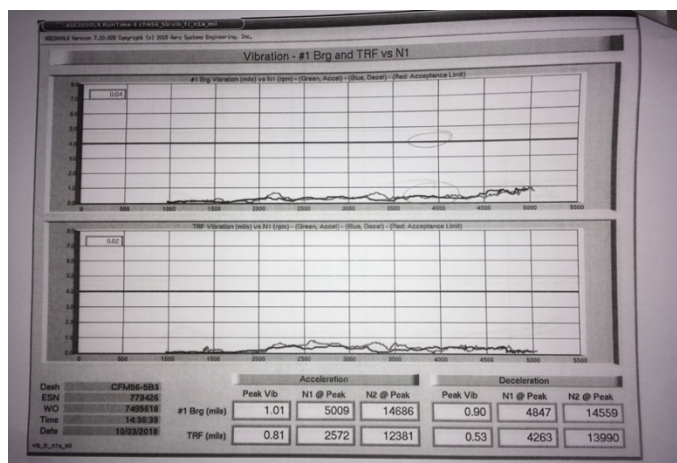


Figura 83 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N1 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após *trim balance*, Motor XXX426, fonte: TAP

Comparando o gráfico da Fig. 95, com o apresentado inicialmente antes do *trim balance* verifica-se que o registo vibracional é muitíssimo próximo do apresentado na Fig. 79, devido a não haver problemas de amplitudes elevadas de vibrações relacionados com N2. Em suma, seria expectável que se obtivessem valores muito semelhantes em ambos os gráficos.

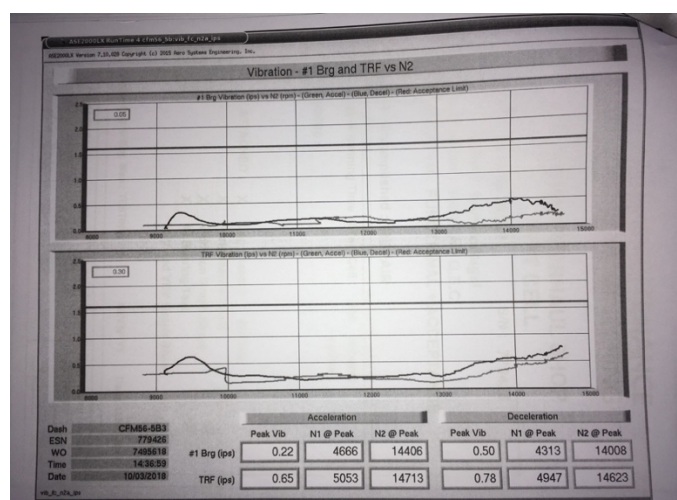


Figura 84 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de *trim balance*, Motor XXX426, fonte: TAP

4.7.2 Vibrações do motor TAP CFM56-5B_XXX566 após *trim balance*

Após o processo de *trim balance* e novo ensaio do motor, os valores alusivos aos picos de amplitude de vibração apresentados anteriormente, sofreram um decréscimo significativo, como apresentado no gráfico da Fig. 85.

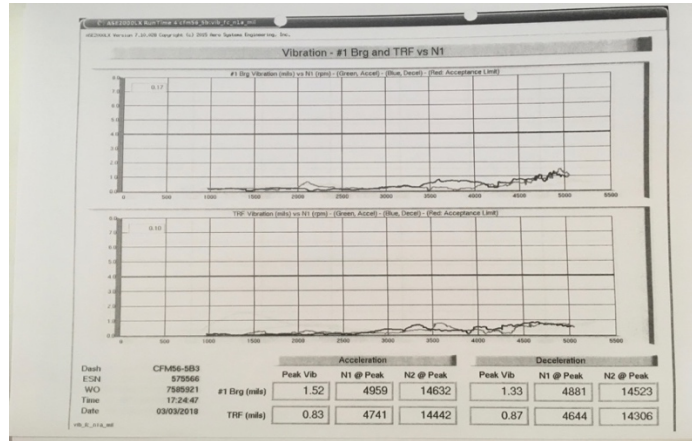


Figura 85 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de *trim balance* – Motor XXX566, fonte: TAP

O motor fica assim a apresentar uma amplitude de vibração máxima ao nível do rolamento nº 1 em regime de aceleração de 1,52 mils às 4959 rpm, perfazendo uma frequência de rotação de 82,65 Hz e na zona do sensor da TRF apresenta uma amplitude de 0,83 ips às 4741 rpm perfazendo uma frequência de 79,016 (7) Hz.

Num regime de desaceleração, o motor apresenta no sensor do rolamento nº 1 uma amplitude de 1,33 mils, às 4881 rpm perfazendo uma frequência de 81,35 Hz e, na zona da TRF apresenta uma amplitude de 0,87 ips às 4644 atribuindo-se assim uma frequência de rotação de 77,4 Hz.

No que concerne ao nível das vibrações apresentadas para N2, como ilustrado na Fig. 81, esta não apresentou grandes variações, havendo por isso uma semelhança de valores em relação ao gráfico da Fig. 86 correspondente às amplitudes iniciais.

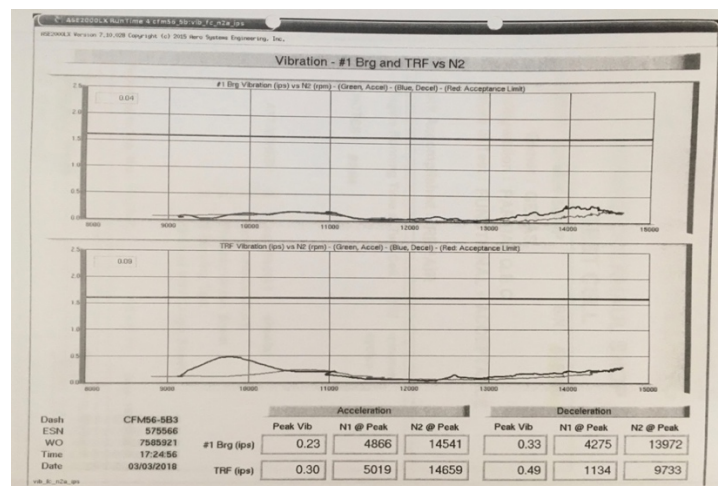


Figura 86 – Gráfico de vibração Rolamento 1 (BRG) e TRF vs N2 alusivo ao motor TAP CFM56-5B após o processo de *trim balance*, Motor XXX566, fonte: TAP

4.7 Contribuição metodológica no processo de equilibragem

À luz do que foi estudado ao longo deste relatório e da possibilidade de se aferir no local apropriado para tal, o efeito que as equilibragens têm no seio das vibrações, notou-se pertinência em implementar uma metodologia que tenta minimizar o erro no processo de equilibragem para a correção do desequilíbrio, preconizando assim um valor do desequilíbrio residual mais satisfatório, proveniente de um processo de equilibragem mais correta. Esta metodologia tem também o objetivo de garantir que os motores apresentem os valores mais baixos possíveis ao nível da amplitude das vibrações em banco de ensaio.

Tornou-se necessário, efetuar cada corrida (no processo de equilibragem), numa posição angular previamente conhecida e equidistante uma da outra, ou seja, dividindo o rotor em quatro quadrantes, onde cada quadrante corresponderia a um grau conhecido, convencionando-se os 0° no primeiro quadrante. Esta metodologia providencia uma maior assertividade do desequilíbrio lido e quanto maior for o número de divisões do rotor efetuadas, que correspondam às corridas para a aquisição do desequilíbrio do rotor, mais fidedigno será o valor lido do desequilíbrio.

Em suma, o rotor deverá ser repartido em 4 partes iguais e por essa razão, a equilibragem final do HPC do motor XXX644, o HPC (equilibragem final) e a LPT do motor XXX468, quanto às suas sequências, estas estão agrupadas de 4 em 4 corridas, correspondendo cada início de corrida respetivamente a 0°, 90°, 180° e 270°.

Com a implementação desta metodologia, consegue-se abranger, de uma forma mais uniforme, as áreas no rotor onde efetivamente existe uma deslocação de massa proveniente da movimentação das pás nas calhas, geradas pelo torque associado a cada início de corrida. Esta variação é mais notória nos rotores de HPC, uma vez que as pás do 4° ao 9° andar, sofrem uma movimentação devido à folga entre elas, em comparação com as pás da HPT, que são notoriamente mais fixas e robustas.

Esta metodologia, vem também conferir alguma segurança no valor do desequilíbrio lido que muitas vezes, é condicionado por fatores externos a quando de outras atividades de manutenção efetuadas no rotor, como é o caso do corte das pás, processo sempre efetuado uma vez que quando um HPC ou HPT, necessita de trocar as pás, as novas pás colocadas, tem um comprimento superior às que já lá estavam instaladas, havendo por isso a necessidade de uniformizar o diâmetro do rotor para que aquando da sua atividade em asa, e por efeitos de dilatações térmicas, as pás fiquem somente com a folga mínima entre a sua extremidade e a parede do módulo. Seguindo o raciocínio, pela acumulação de limalhas,

óleo e poeiras no decorrer do processo de corte, este cria uma pasta (sujidade) que entra nas calhas onde estão instaladas as pás, influenciando assim o deslocamento destas aquando o início do processo de equilibragem onde se gera o referido torque. Pode por essa razão, deixar algum conjunto de pás presas num determinado local e por sua vez, originar uma acumulação de massa numa determinada posição angular do rotor, influenciando assim os resultados obtidos.

Com a rotação das 4 posições, consegue-se de uma forma propositada, deslocar pás para uma posição conhecida e sempre equidistante no rotor, de forma constante. No final de cada corrida, evita-se também situações surpresa como a simples infelicidade de numa corrida, em que por exemplo começa-se a rodar o rotor aos 22° , e termina-se novamente neste mesmo ângulo (22°), avançando-se para a 2ª corrida iniciando novamente nos 22° , havendo por isso dois valores de desequilíbrio iguais, não providenciando uma boa média para a aferição do desequilíbrio gerado ao fim de cada sequência (relembra-se que cada sequência na máquina corresponde a um conjunto de quatro corridas e que o desequilíbrio apresentado, será gerado pela médias das respetivas 4 corridas).

Fazendo uma ponte, para as vibrações medidas em banco de ensaio, é possível observar-se através dos gráficos do anexo A8, que os motores num regime de velocidade de N2, em que os seus rotores foram equilibrados pelo método dos “4 ângulos” (motor XXX644 e XXX468), apresentaram valores de vibração de excelência.

É importante salientar e para justificação desta metodologia, que a grande premissa para haver uma notória variação de vibrações em banco de ensaio, é efetivamente o processo de equilibragem dos rotores na oficina, que em comparação com os motores que efetuaram uma equilibragem segundo o método das “4 posições” e outros sem este cuidado prévio, apresentam variações ao nível do tempo do processo de equilibragem, concluindo-se que o tempo para se chegar a um desequilíbrio residual admissível, é menor com a implementação desta metodologia, em comparação com o processo habitual. Os rotores que foram equilibrados pela metodologia explanada, conseguiram atingir o valor pretendido de desequilíbrio aceitável numa média de 3.5 sequências, enquanto que os rotores equilibrados pelo processo de equilibragem convencional precisaram em média de 5 sequências.

4.8 *CheckList* para o processo de equilibragem.

No seguimento da metodologia aplicada no processo de equilibragem, apresenta-se no anexo A10, o documento aceite e assinado pelo responsável da produção e manutenção dos motores da TAP, providenciando assim a capacidade de se obterem os resultados de equilibragem de uma forma ainda mais desejável.

Capítulo 5

Conclusão e Trabalhos Futuros

Primeiramente, existe a necessidade de exprimir a mais profunda satisfação, relativamente à aprendizagem refletida ao longo deste estágio de natureza profissional, que culmina com o presente relatório.

As preocupações basearam-se acima de tudo, na compreensão do que contempla o setor da manutenção e a sua importância, vocacionado posteriormente para o contexto aeronáutico, na análise de vibrações em motores *turbo fan*.

Seguidamente, houve a necessidade de se fazer um estudo descritivo das componentes rotativas dos motores CFM56 e a sua caracterização comportamental.

No que concerne ao processo de equilibragem, temática de grande relevância neste relatório, concluiu-se que através deste processo de manutenção, diminuiu-se o desequilíbrio associado aos rotores que compõem os motores de avião *turbofan*, tendo havido por isso, a preocupação da identificação dos desequilíbrios presentes nestes rotores, preconizando através da correção uma distribuição homogénea de massa no respetivo rotor, para se minimizar as forças centrífugas associadas e consequentes vibrações em banco de ensaio a quando do teste de vibrações do motor. Por essa razão, implementou-se um novo planeamento sequencial no processo de equilibragem (método das 4 posições), composto pela divisão do rotor em quatro partes angularmente iguais, cada uma correspondendo a uma corrida (efetuada num conjunto de 4), do rotor no banco de equilibragem, perfazendo assim uma sequência. Em suma, cada sequência é composta por 4 corridas iniciando a primeira a 0°, e as restantes três respetivamente a 90°, 180° e 270°, originando posteriormente o desequilíbrio do rotor, proveniente da média aritmética das quatro corridas efetuadas.

A grande vantagem desta metodologia, prende-se com a capacidade de se obter uma maior assertividade do valor do desequilíbrio apresentado no rotor, uma vez que as pás provenientes do HPC, HPT, LPT ou LPC, estão sujeitas a uma deslocação à temperatura ambiente, nas calhas onde estão seguras (sendo o LPC, HPC e LPT as componentes que apresentam um deslocamento maior das suas pás), contribuindo assim para uma variação de massa no respetivo rotor que trará implicitamente uma alteração indesejável no desequilíbrio deste, visto que o valor final do respetivo desequilíbrio, é gerado pelas médias das 4 corridas efetuadas como já referido. Existe também um fator que carece de alguma relevância sendo ele a deposição de detritos nas calhas das pás dos rotores, quando estes estão sujeitos ao

procedimento de corte das respectivas pás, processo este efetuado antes da equilibragem final. Estes detritos/aparas que se acumulam, não providenciam uma homogénea liberdade das pás ao longo da sua calha, havendo posições do rotor onde estas acabam por ficar presas (em cada corrida) e gerar uma concentração de massa que influenciará o valor do desequilíbrio medido e corrigido correspondentemente.

Demonstrou-se também, que se conseguiam obter valores de desequilíbrios dentro dos parâmetros desejáveis de uma forma mais rápida, havendo uma média em que na 3ª sequência efetuada, os rotores já se encontravam com valores muito baixos de desequilíbrio, podendo-se afirmar que já estariam equilibrados. Contudo, por uma questão de cumprimento das normas e parâmetros de satisfação interna da TAP os valores admitidos têm que perfazer as três posições a verde (apresentado no software da máquina de equilibragem) correspondendo aos três planos utilizados para equilibrar. Em suma, com esta metodologia é possível aferir e corrigir de uma forma mais exata, o desequilíbrio associado a cada rotor, eliminando eventuais erros de leitura, associados às contribuições intrínsecas e externas ao rotor que influenciam o valor do desequilíbrio.

Foi evidenciado pela equipa que estava encarregue do ensaio destes motores, alguma admiração no que concerne ao motor CFM56-7B (XXX468), uma vez que este motor por norma, apresenta algum tipo de vibrações (maioritariamente vibrações provenientes das componentes de N1), tendo ido banco de ensaio e passado sem qualquer tipo de apontamento depreciativo não havendo por essa razão o processo de *trim balance*, uma vez que o Booster e a LPT, também foram equilibradas, segundo esta metodologia, conferindo assim ao motor um maior grau de operacionalidade já que apresenta baixíssimos valores de vibração.

Concluiu-se, portanto, que qualquer componente que esteja sujeita a um movimento rotativo, gerando intrinsecamente forças centrífugas, deve ser devidamente equilibrada e alinhada, para que não comprometa a funcionalidade do equipamento (neste caso específico os motores de avião). Pela elevada amplitude da força centrífuga, como já referido, esta irá, de uma forma nefasta, afetar não só o comportamento de funcionamento do rotor, como também os rolamentos, apoios, etc, uma vez que associado a uma má equilibragem ou mau alinhamento, originam-se vibrações provenientes deste desequilíbrio e afetarão estruturalmente o motor bem como a própria estrutura do avião, caso as amplitudes destas vibrações sejam efetivamente muito elevadas.

Este parágrafo acima referido, é parte integrante da justificação dos parâmetros de vibração em banco de ensaio TAP, que se apresentam abaixo dos valores do manual projetados pelo fabricante dos motores em questão, sendo esta afirmação justificada, baseando-se na

filosofia da empresa em questão de segurança e operacionalidade que são conotados pela excelência.

Em suma, quanto mais reduzido for o intervalo de tolerância admissível da amplitude de vibração no motor, maior será a segurança operacional que este poderá oferecer, aumentando assim os valores de segurança implícitos, bem como a sua longevidade.

Sugere-se para fins futuros, o estudo/melhoria do programa associado à máquina de equilibragem, implementando os códigos computacionais necessários para se introduzir as premissas abordadas na metodologia aplicada, que fomenta este relatório, conferindo assim, aos técnicos que laboram na empresa, uma maior capacidade de produção e assertividade no processo de equilibragem.

Referências

- [1] “vibration”, Encyclopædia Britannica, Encyclopædia Britannica Online, Encyclopædia Britannica Inc., 2017. Web. 13 Nov. 2017, pp 1. Available at: <https://www.britannica.com/science/vibration>.
- [2] Gatec, Gestão Agroindustrial, projeto Manutenção Preditiva Análise de Vibrações, 19-10-17.
- [3] Helio de Assis Pegado, Monitoramento de Vibrações: Uma ferramenta eficiente na prevenção de acidentes com helicópteros, pp 45, D.Sc., 22/06/2010.
- [4] Maharashtra-, T. D., Abdul-Aziz, A., Woike, M., Oza, N., Matthews, B., Baakilini, G. Migotina, D. (2010), Propulsion health monitoring of a turbine engine disk using spin test, 76501B–76501B–10, March 2010 Available at: <https://doi.org/10.1094/ASBCMOA-Malt-3>.
- [5] ICAO. (2009). *Safety Management Manual*. Icao. Available at: http://www.icao.int/safety/fsix/Library/DOC_9859_FULL_EN.pdf.
- [6] Motor Turbofan, <http://www.aviationforall.com/wp-content/uploads/2017/08/turbofan-e1504212555874.png>, acessado a 2-03-18
- [7] Mike Berry, Aviation safety magazine, Maintenance Safety, Safely maintaining your airplane is just as important as flying it safely, Julho 2017.
- [8] N. McDonald, S. Corrigan, C. Daly, S. Cromie., Safety management systems and safety culture in aircraft maintenance organisations, fevereiro 2000.
- [9] ICAO, International Civil Aviation Organisation, 1984, Annexes 1 to 18.
- [10] EASA. Regulations Structure, (216). Available at: https://www.easa.europa.eu/download/regulations-structure/regulations_structure.pdf, (2014),

- [11] Randall, R. B. (2010). Vibration-Based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications. Vibration-Based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications. Available at: <https://doi.org/10.1002/9780470977668> (Randall, 2010).
- [12] Sherwin, D.J. and Al-Najjar, B., Practical models for condition monitoring inspection intervals. Journal of Quality in Maintenance Engineering, pp.2, (1999).
- [13] J.S Rao Professor of Mechanical Engineering Indian Institute of Technology Delhi, Vibratory Condition Monitoring of Machines, narosa Publishing House,
- [14] António Afonso Roque, Introdução à Manutenção Condicionada e Análise de Vibrações.
- [15] Clarence W de Silva, Vibration-Fundamentals-and-Practice-Second-Edition, 1999.
- [16] Suzana Paula Gomes Fernando da Silva Lampreia, Manutenção Baseada no Estado de Condição. Uma Abordagem Utilizando Cartas de Controlo Modificadas, Dissertação para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Industrial, Setembro 2013.
- [17] Nuno António Neves Nunes, (Mestre em Engenharia Mecânica), Contribuição para a Conceção de Sistemas Inteligentes de Diagnóstico em Controlo de Condição por Análise de Vibrações de Motores de Aeronaves.
- [18] Cláudia Dias Sequeira, A análise de vibrações como ferramenta para a melhoria da manutenção em aerogeradores, Dissertação para obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.
- [19] United States Patent, Aslin et al, Patent number 4,943,919, date of Patent, Central Maintenance Computer System and Fault Data Handling Method, Jul-24-1990.

- [20] Sequeira, Cláudia, Artigo Científico, Sensores para medições de Vibrações Mecânicas – Acelerómetros
- [21] The Vibration Analysis Handbook: A Practical Guide for Solving Rotating Machinery Problems by James I. Taylor
- [22] Ciência e Tecnologia em Foco, Informação de Qualidade, TurboFan (Indústria Aeronáutica), Outubro 13, 2014.
- [23] TAP, Formação Profissional, CFM56-3/5^A/5B/5C/7B, Hardware, Revisão 1.
- [24] Funcionamento do Motor Turbofan, Mestre João Vizinha, Propulsão ATA72- Basic Engine CFM56-5B.
- [25] Elementos de estudo ISEL, Equilibragem Dinâmica no Local, Dos Conceitos à Prática, António Afonso Roque.
- [26] Special Investigation Worksopes & test requirements, Worksopce Guidelines for Investigation of Engines Removed for High N2 Vibration, CFM.
- [27] Biasing for Tooling Errors, Balancing tooling is often necessary to adapting a rotor to a balancing machine. NextGen Balancing Technologies, LLC, 10-02-16.
- [28] Balancing of Rigid Rotors and Jet Engine Rotors, SCHENCK, Curso TAP.
- [29] Engine Shop Manual, CFM56 -3 -5A-5B-7B, 15/2015, CFM, high pressure turbine, high pressure compressor, low pressure compressor, low pressure turbine, assembly, balancing.
- [30] CFM The Power of Flight, CFM56, Vibration Monitoring, Berlin –Serge Le Louarn (CFM), June 2016.
- [31] Engine Shop Manual, Engine Assembly, Testing 001 – Engine Operation Limits, CFM56-5B.

ANEXOS

ANEXOS – A1. – Tabela de Valores Admissíveis de Equilibragem TAP e Relatórios de Equilibragens HPC/HPT/HPT/LPT dos motores estudados TAP.

(Em todos os gráficos eixo vertical representa o valor do desequilíbrio em g.mm e o eixo horizontal os valores da velocidade de rotação em rpm).

A1.1. Tabela de Valores de Desequilíbrio Admissível para Equilibrar TAP

Tabela A1. 1 Valores de desequilíbrio admissíveis para os motores estudados, aplicados nas equilibragens TAP.

Desequilíbrio	U (g.mm) – Booster			U (g.mm) – HPC			U (g.mm) – HPT			U (g.mm) – LPT		
	5° Andar	FAN	Estático	9° Andar	4° Andar	Estático	Front Shaft	Rear Shaft	Estático	1° Andar	4° Andar	Estático
5B	700	700	800	127	127	250	127	127	127	400	400	600
7B				127	127	250	127	127	127	400	400	600

A2. Tabela dos valores de desequilíbrios iniciais dos motores e respectivos gráficos.

Anexo A2.1

RPM	U=m*r g/mm (plano 9º andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (plano 4º andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbri o				
923	1090	161	2153	133	3161	142		massa de correção		
923	917	187	2078	135	2740	150		9 andar		g
923	903	190	2157	136	2186	151		4º andar	Redistribuiçã o de pás	g
923	943	178	2129	135	288	148				
923	1165	163	2147	133	3216	133		massa de correção		
923	2435	128	1330	290	1242	147		9 andar	Redistribuiçã o de pás	g
923	1710	137	647	136	2357	136		4º andar		mg
923	373	269	597	140	462	179				
923	1289	135	210	221	1319	144				
								massa de correção		
923	796	17	585	132	756	61		9 andar	-	g
923	796	17	585	132	756	61		4º andar	-	mg

Tabela A2. 1 Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX426 – CFM56-5B

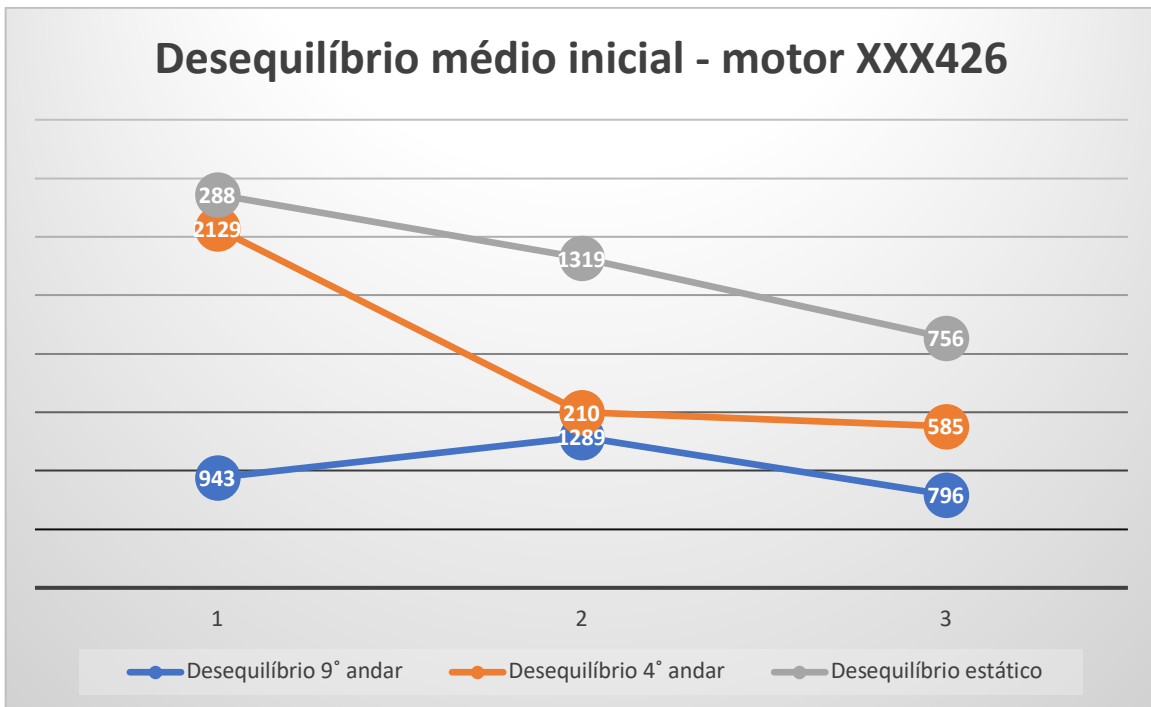


Imagem A2. 2- Gráfico do desequilíbrio das leituras médias iniciais do HPC do motor XXX426

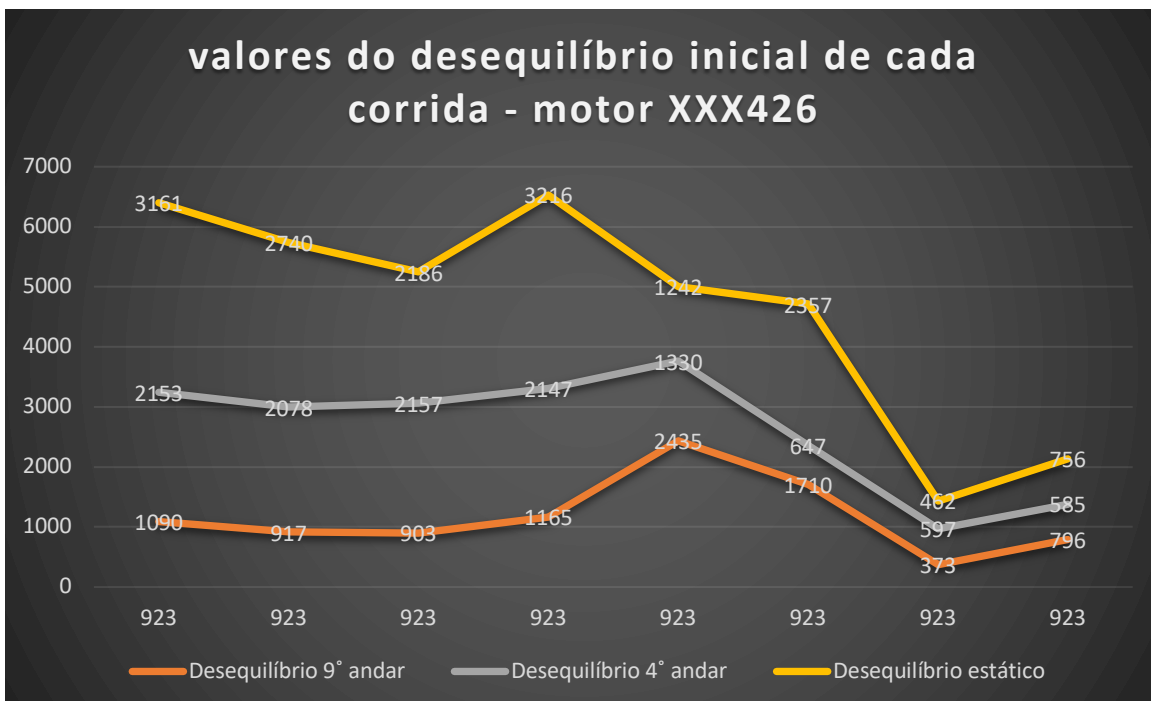


Imagem A2. 3 – Gráfico do desequilíbrio inicial de cada corrida do HPC do motor XXX426

Anexo A2.4

RP	U=m*r g/mm (plano 9°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio				
921	3357	106	2609	249	1999	157			9 andar	15,8 g
920	3358	98	2773	249	1633	153			4° andar	12,8 g
920	3293	92	2709	252	1168	142				
920	3319	99	2696	250	1593	152	média da máquina			
									massa de correção	
921	3526	92	2710	252	1356	136			massa de correção	
920	3091	98	2857	250	1425	165			9 andar	15,8 g

92 1	3380	102	2807	252	1697	158		4° andar	13,2	g
92 1	3324	97	2791	251	1461	153	média da máquina			
92 1	1559	119	1675	136	3200	127		massa de correção		
92 1	1536	118	1679	135	3181	127		9 andar	7,04	g
92 1	1362	106	1599	128	2904	118		4° andar	7,81	g
92 1	1478	115	1648	133	3066	124	média da máquina			
92 1	2142	299	1737	129	511	266		massa de correção		
92 1	1280	290	1753	132	157	173		9 andar	7,48	g

92									4°		
1	1323	283	1753	129	818	175			andar	8,28	g
92							média da				
1	1570	292	1747	130	546	193	máquina				
92								massa			
1	1120	307	1726	131	613	138		de			
								correçã			
92								o			
1	1062	284	1797	134	1032	165			9 andar	4,76	g
92									4°		
1	862	297	1768	131	955	143			andar	8,36	g
92							média da				
1	999	296	1763	132	848	151	máquina				
92								massa			
1	302	202	1752	130	1867	139		de			
								correçã			
92								o			
1	482	160	605	59	695	102			9 andar	2,59	g

92 1	902	167	556	73	1030	134		4° andar	3,91	g
92 1	544	171	826	105	1161	131	média da máquina			
92 1	698	145	473	77	982	118		massa de correção		
92 1	777	144	570	66	1058	112		9 andar	4,11	g
92 1	1125	133	678	70	1549	110		4° andar	2,71	g
92 1	863	139	572	71	1195	113	média da máquina			
92 2	312	199	769	57	557	77		massa de correção		
91 4	453	183	630	81	694	120		9 andar	2,05	g

91 4	546	206	613	64	385	125		4° andar	3,13	g
91 4	430	196	660	66	507	107	média da máquina			
92 0	681	206	562	73	505	152				
92 0	105	235	610	63	506	65				
92 0	333	170	489	75	568	111		massa de correção		
92 0	612	199	638	73	565	134		9 andar	2,02	g
92 0	646	146	541	75	969	114		4° andar	2,68	g
92 0	425	184	566	72	560	116	média da máquina			
91 0	168	32	363	101	451	80		massa de		

									correção		
920	615	198	388	133	856	173			9 andar	1,01	g
919	268	133	424	138	692	136			4º andar	1,78	g
919	212	171	376	125	544	141	média da máquina				
919	352	160	414	122	725	139			massa de correção		
919	238	110	324	139	544	127			9 andar	1,01	g
919	811	121	388	133	1193	125			4º andar	1,78	g
919	212	171	376	125	544	141	média da máquina				

Tabela A2. 4 – Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX566 – CFM56-5B

Anexo A2.5

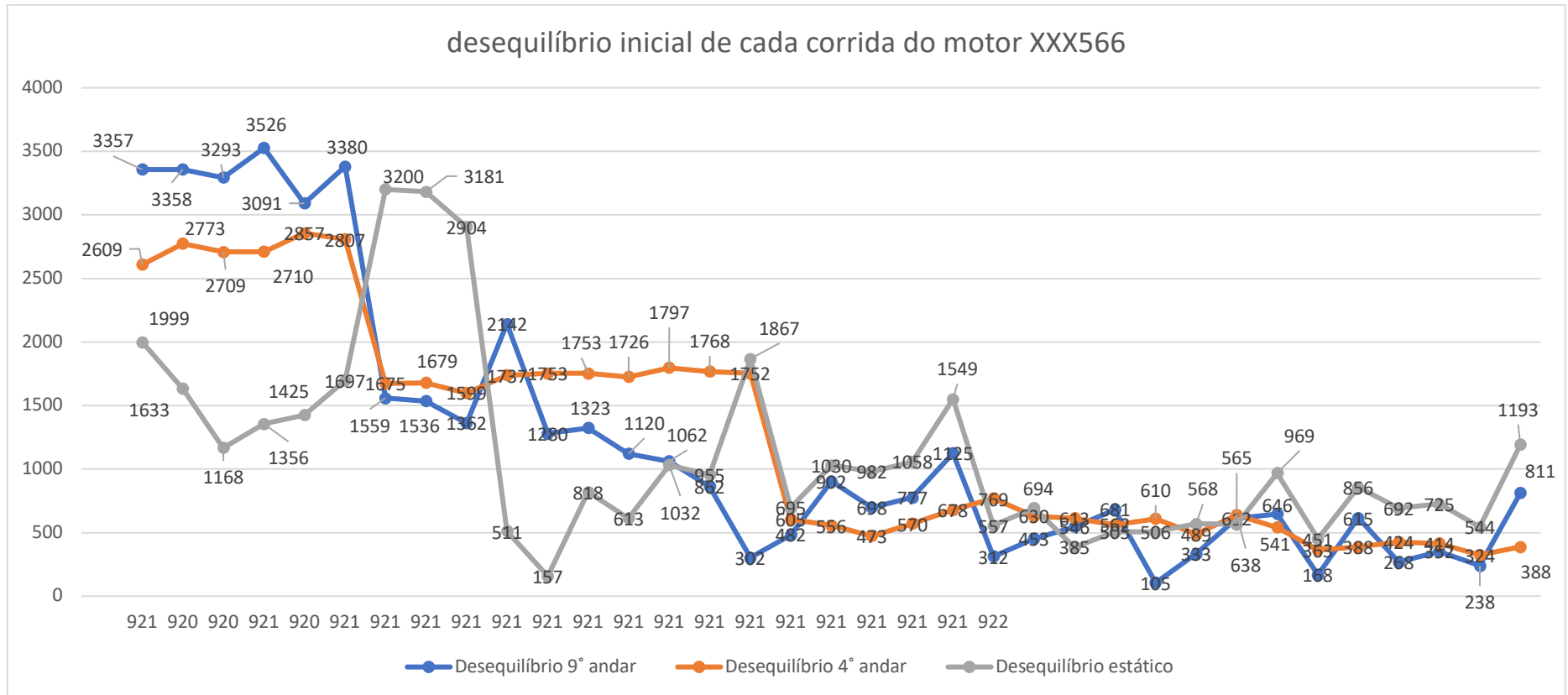


Imagem A2. 5 – Gráfico do desequilíbrio inicial de cada corrida do HPC motor XXX566

Anexo A2.6

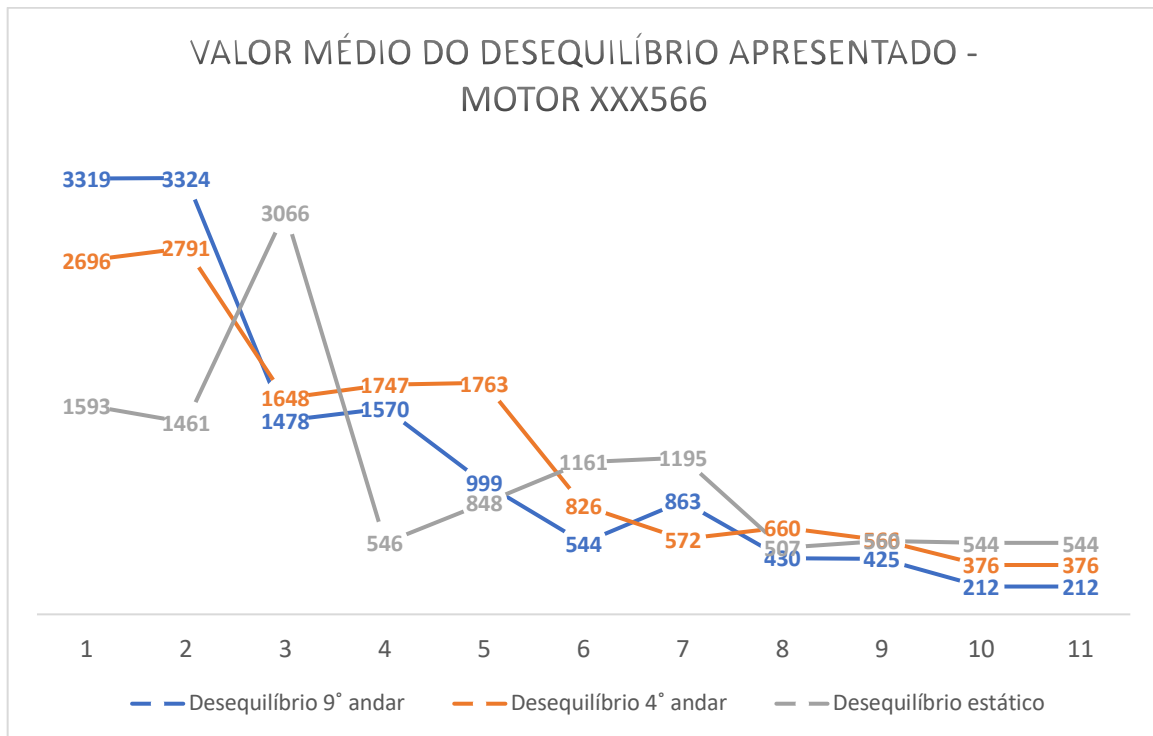


Imagem A2. 6 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias iniciais do HPC do motor XXX566

Anexo A2.7

RPM	U=m*r g/mm (plano 9ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio				
920	598	210	2390	280	2654	268		massa de correção		
920	481	233	2407	276	2779	269		9 andar	2,03	g
921	295	173	2427	277	2369	270		4º andar	11,4	g
921	425	210	2407	278	2600	269	Valor médio			
921	909	224	2467	275	3118	262				
921	1483	255	458	162	1536	237				
922	1266	250	588	12	1217	223		massa de correção		
922	1481	255	567	132	1261	233		9 andar	5,36	g
922	1322	267	449	151	1190	248		4º andar	1,68	g
923	629	206	374	153	901	187				
923	1126	248	354	213	1427	240	Valor médio			
923	636	190	454	173	1079	183		massa de correção		
923	578	237	469	158	808	203		9 andar	2,08	g

923	203	227	524	154	616	173		4° andar	2,26	mg
923	436	215	477	162	817	187				

Tabela A2. 7 – Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX644 – CFM56-5B

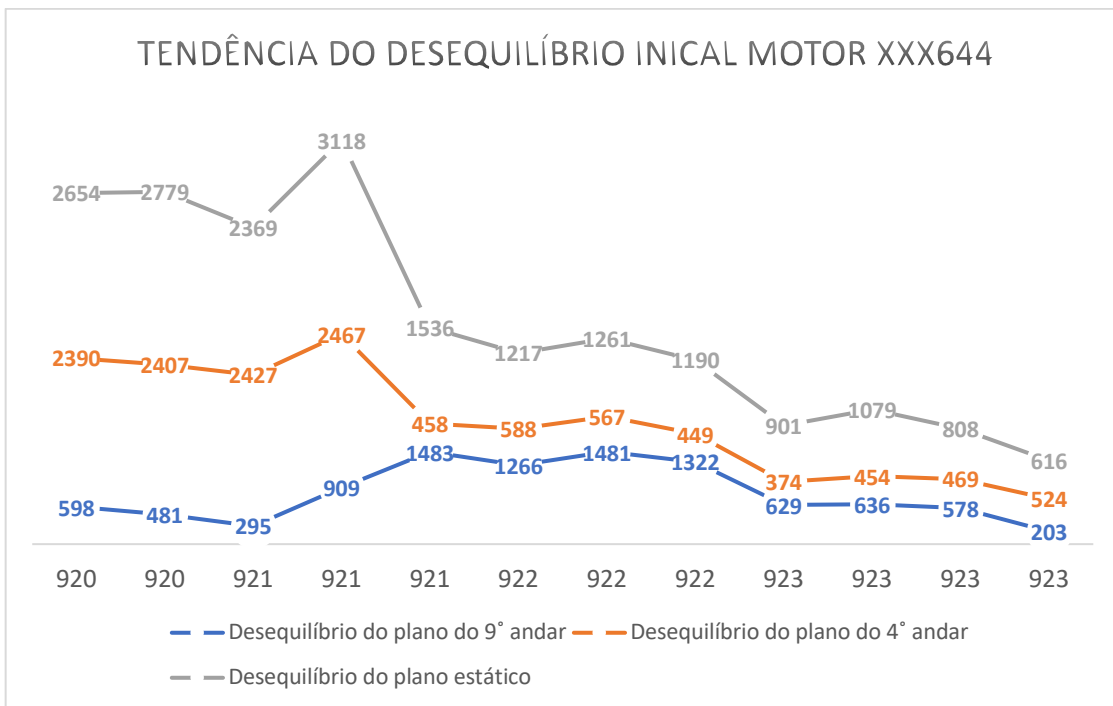


Imagem A2. 8 – Gráfico do desequilíbrio inicial de cada corrida do HPC do motor XXX644

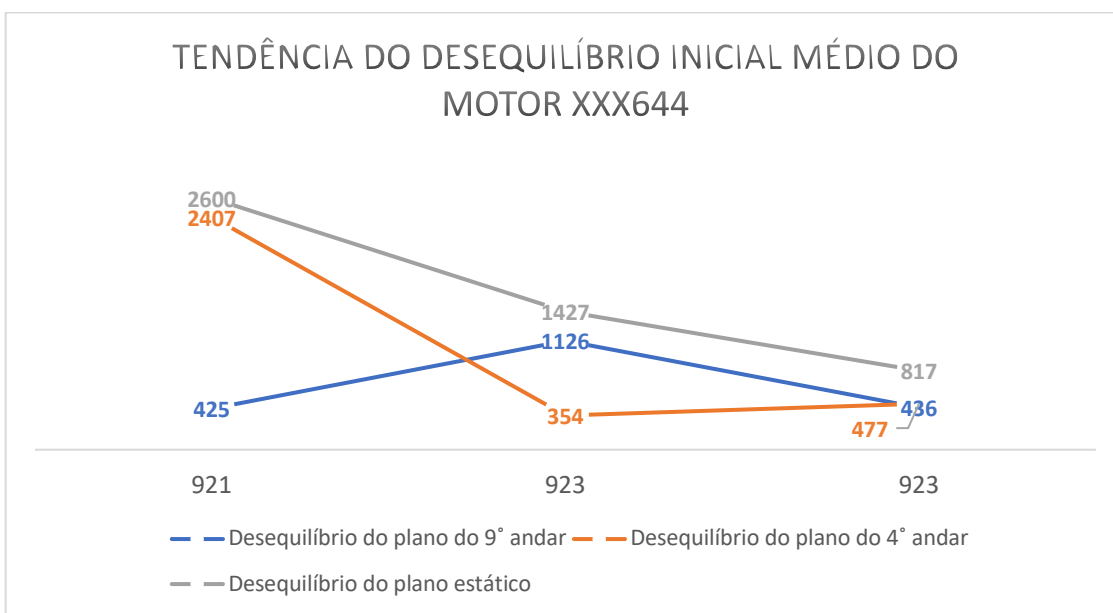


Imagem A2. 9 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias iniciais do HPC do motor XXX644

Anexo A2.10

RPM	U=m*r g/mm (plano 9°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio				
920	1407	248	2386	122	1938	159				
920	1431	260	2412	121	1618	156		massa de correção		
920	1560	264	2355	118	1396	158		9° andar	7	g
920	1598	279	2464	119	1103	149		4° andar	11,4	g
920	1471	263	2404	120	1511	156				
920	1517	271	2425	118	1267	150				
920	2338	271	2132	115	946	205				
920	2109	272	2364	112	813	174				
920	1684	275	2441	114	1005	147				
920	1970	294	2505	112	539	106				
920	1919	269	874	384	255	292				
920	2032	269	852	347	2360	289				
920	1690	236	469	109	1461	221				
920	1554	234	543	128	1495	214		massa de correção		
920	161	213	560	138	621	152		9° andar	5,39	g
920	1131	234	513	126	1087	207		4° andar	2,43	g

920	569	149	562	136	1123	143				
920	293	123	531	122	825	123		massa de correção		
920	372	293	609	130	279	154		9° andar	859	mg
920	180	159	565	130	727	137		4° andar	2,68	g

Tabela A2. 10 – Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX468 – CFM56-5B

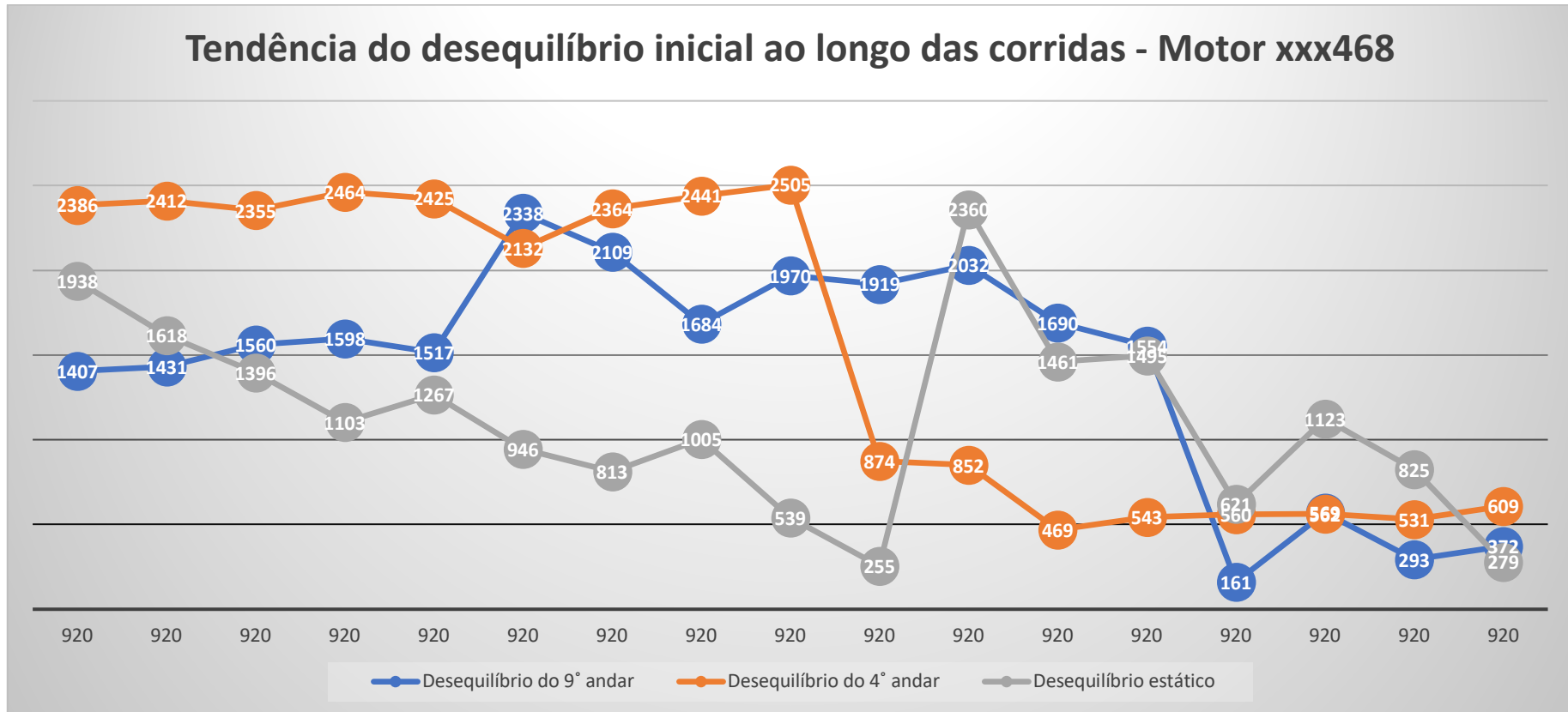


Imagem A2. 11 – Gráfico do desequilíbrio inicial de cada corrida do motor XXX468

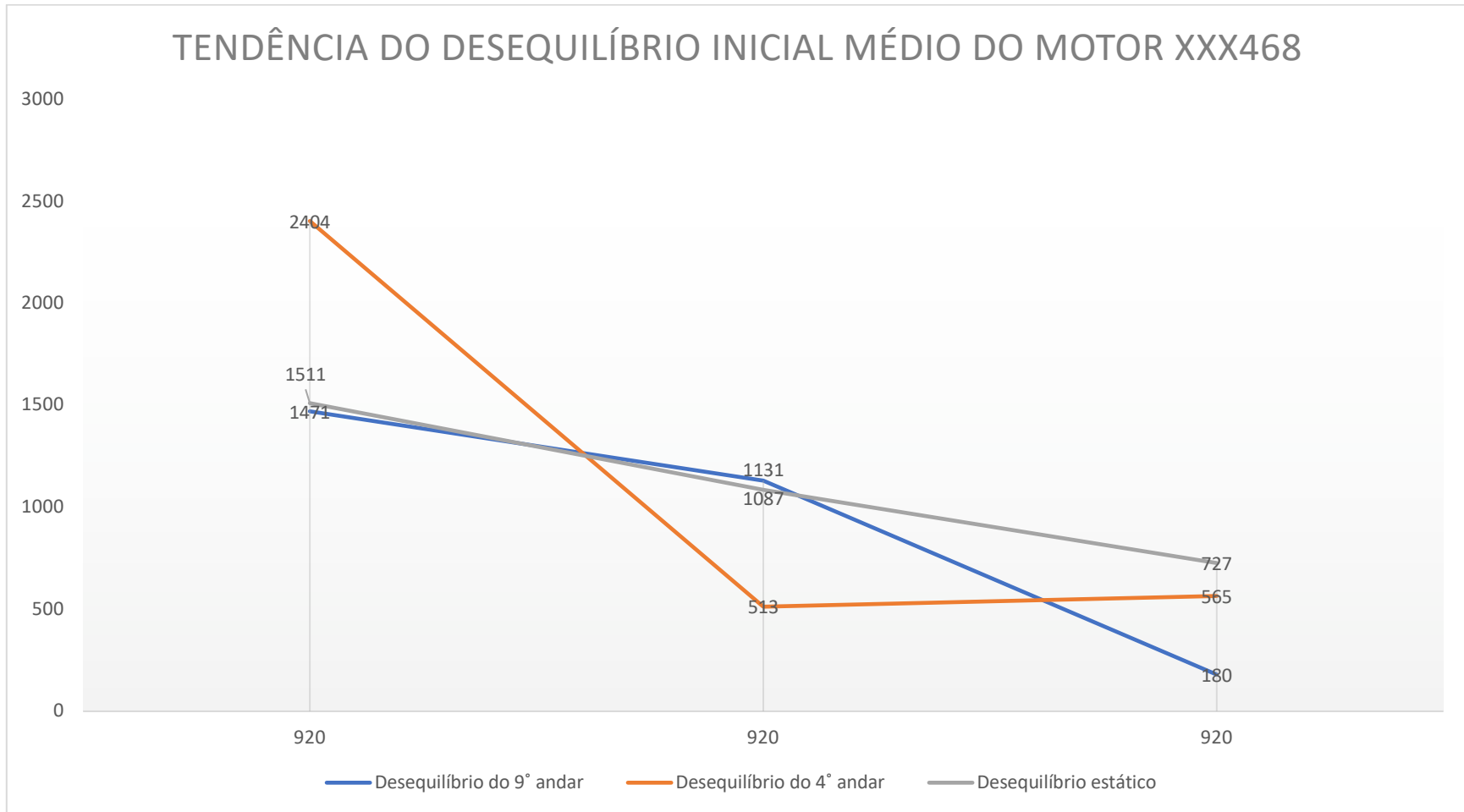


Imagem A2. 12 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias iniciais do motor XXX468

A3. Tabela dos valores de desequilíbrio Final do HPC dos motores e respectivos gráficos.

Anexo A3.1

RPM	U=m*r g/mm (plano 9ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio		Massa de correção		
923	456	19	362	117	545	61				
921	319	45	328	126	491	87				
921	427	125	381	112	802	119				
921	483	65	319	119	716	86		massa de correção		
921	528	195	90,9	25	439	192		9 andar	1,56	g
921	328	62	346	118	596	91	média da máquina	4º andar	1,64	g
921	305	65	245	126	474	92				
921	261	260	277	113	151	181				
921	315	173	263	102	472	141				
921	282	118	202	114	484	116		massa de correção		
921	598	195	283	25	715	192		9 andar	1,11	g
921	528	195	90,9	25	439	192				
921	233	192	163	103	288	157	média da máquina	4º andar	773	mg

921	294	130	98,3	338	213	117				
921	347	157	98,6	9	268	146				
921	304	152	72,2	354	239	145				
921	429	201	75,3	54	368	195				
921	284	22	86,8	2	225	236		massa de correção		
921	333	157	105	357	237	148		9 andar	1,36	g
921	286	170	82,9	3	206	165	média da máquina	4° andar	393	mg
921	181	257	86,8	21	151	266				
921	195	87	212	358	231	56		massa de correção		
921	131	62	94,4	27	215	47		9 andar	218	mg
921	45,8	77	98,1	14	126	33	média da máquina	4° andar	465	mg

Tabela A3.1 – Tabela de valores finais alusivo ao HPC do Motor XXX426 – CFM56-5B

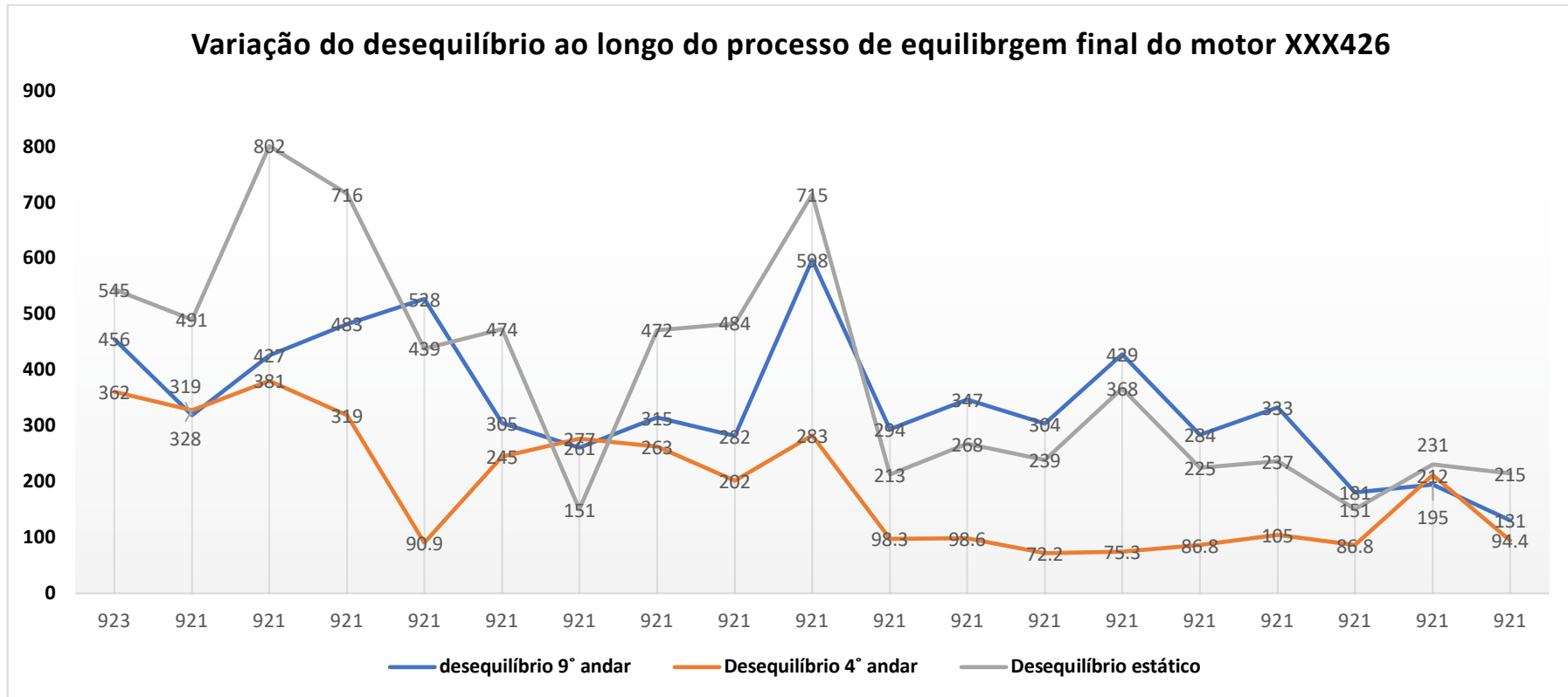


Imagem A3. 2 – Gráfico do desequilíbrio final de cada corrida do HPC do motor XXX426

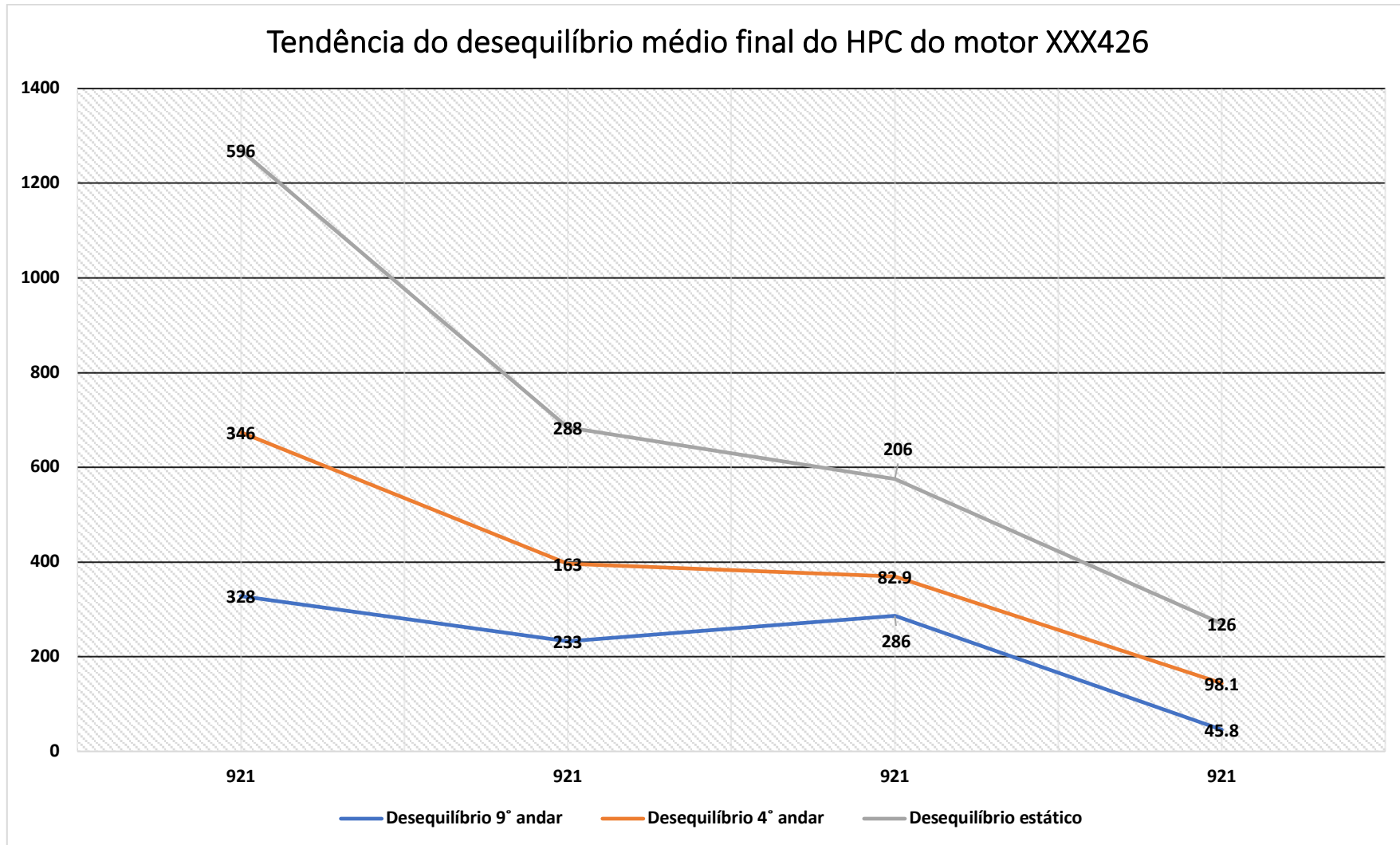


Imagem A3. 3 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias finais do HPC do motor XXX426

Anexo A3.4

RPM	U=m*r g/mm (plano 9º andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (plano 4º andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbri o					
918	2081	166	159	349	1323	164			massa de correção		
919	2174	181	745	348	1459	188			9 andar	9,83	g
918	1987	166	737	348	1250	165			4º andar	3,54	g
918	2064	171	747	348	1319	173	valor médio				
918											
918	1830	162	786	352	1065	154			massa de correção		
918	1190	153	1066	349	337	93			9 andar	5,18	g
918	1391	124	842	345	937	87			4º andar	3,58	g
918	939	58	330	341	1063	41					
918	1087	135	755	348	609	93	valor médio				
918	550	75	204	326	518	53			massa de correção		
918	495	33	202	334	625	17			9 andar	2,17	g
918	809	38	130	309	820	29			4º andar	733	mg

918	455	40	155	322	511	23	valor médio				
918	465	43	76,3	321	482	34			massa de correção		
918	365	25	84	283	357	11			9 andar	1,3	g
918	329	80	158	288	204	59			4° andar	513	mg
918	125	321	127	284	239	302					
918	273	41	108	291	258	18	valor médio				
917	184	261	54,1	280	236	266			massa de correção		
917	287	223	40,9	283	309	229			9 andar	37	mg
915	192	42	66,6	293	181	22			4° andar	194	mg
904	304	203	33,4	20	270	203					
904	78,8	225	40,9	302	96,6	250	valor médio				

Tabela A3.4- Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX566 – CFM56-5B

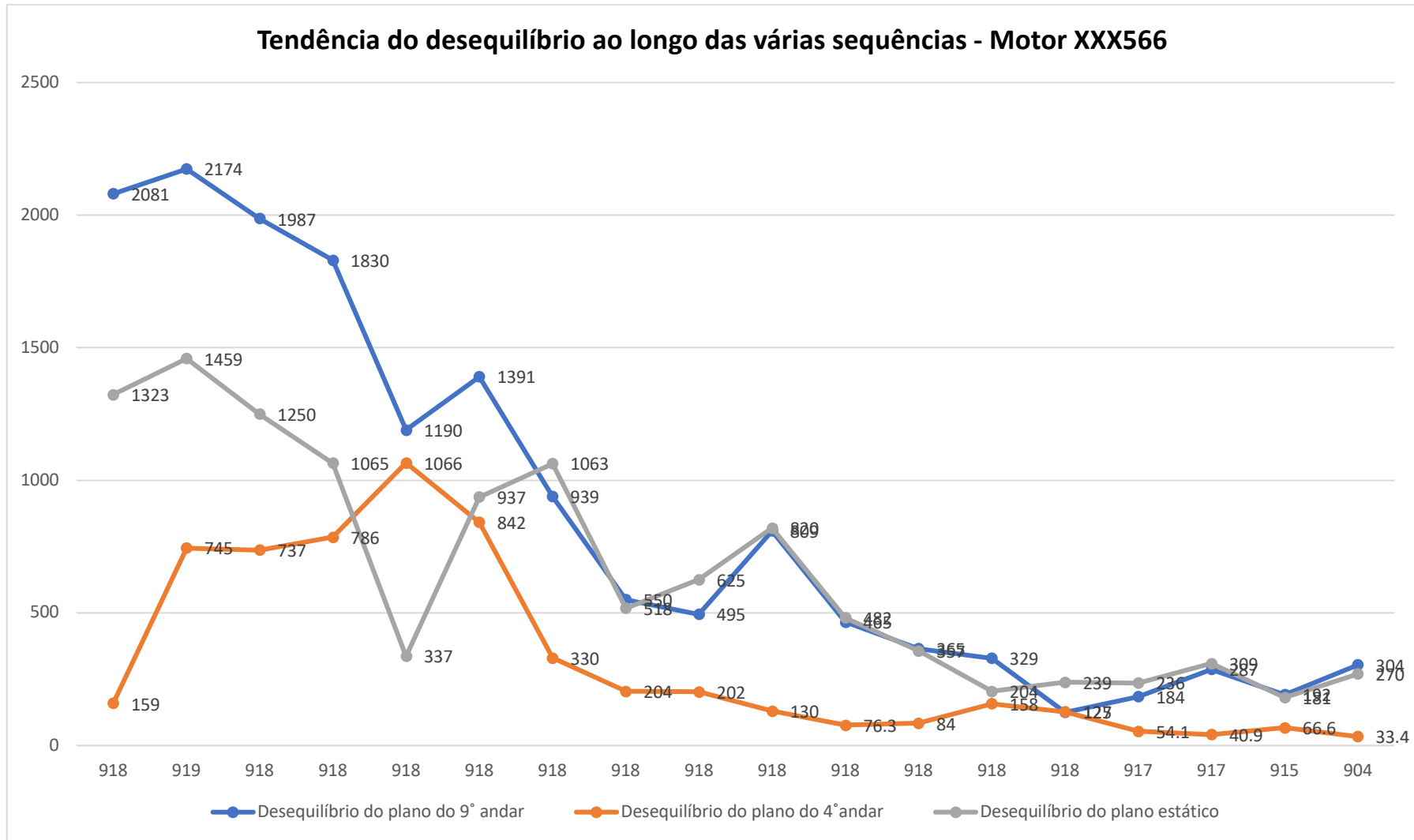


Imagem A3. 5 – Gráfico do desequilíbrio final de cada corrida do motor XXX566

Anexo A3.6

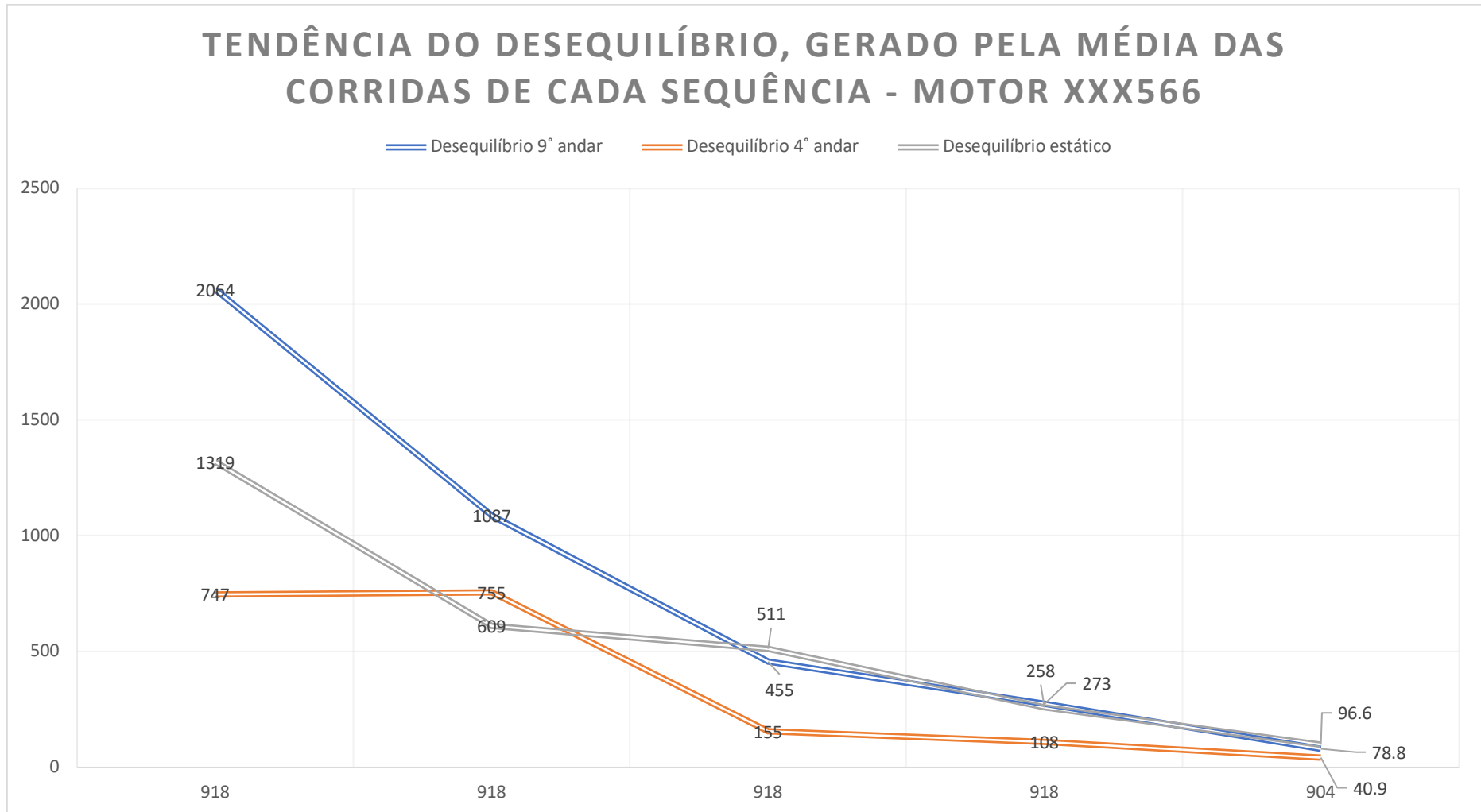


Imagem A3. 6 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias finais do motor XXX566

Anexo A 4.7

RPM	U=m*r g/mm (plano 9°andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (plano 4°andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbri o	graus da rotação				
921	465	49	227	158	449	78	0		massa de correção		
921	712	53	263	191	546	72	90		9 andar		g
921	106	132	277	191	344	175	180		massa de correção		
921	58	283	316	194	322	205	270		9 andar		g
921	474	59	292	175	435	96	0		4° andar		g
921	327	56	268	183	269	108		Valor médio	estático/ 7° andar	1,5	g
921	285	183	177	175	459	183	0		massa de correção		
922	424	22	103	174	336	30	90		9 andar	1,5	g
921	624	44	126	191	522	51	180		4° andar		g
921	236	37	188	179	145	90	270				
921	255	43	148	180	179	77		Valor médio			

921	630	42	157	169	549	55	0				
922	637	38	191	204	454	44	90				
921	280	49	117	150	281	73	180		massa de correção		
921	156	198	117	147	247	177	270		9 andar	1,5	g
921	350	44	134	172	288	65		Valor médio	4° andar		mg
921	636	229	142	189	751	222	0				
922	244	187	148	203	389	193	90				
921	259	24	148	176	146	53	180		massa de correção		
921	215	349	201	206	130	283	270		9 andar		g
921	54,6	74	160	199	136	180		Valor médio	4° andar		mg
									alteração do retainer/ 1° andar		
921	236	67	146	204	163	105	0				
922	146	275	173	190	237	228	90				
921	246	334	164	207	167	303	180				
921	194	11	188	182	30,9	84	270				
921	77,3	144	115	195	174	175		Valor médio			

Tabela A4 .7 – Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX644 – CFM56-5B

Anexo A3.8

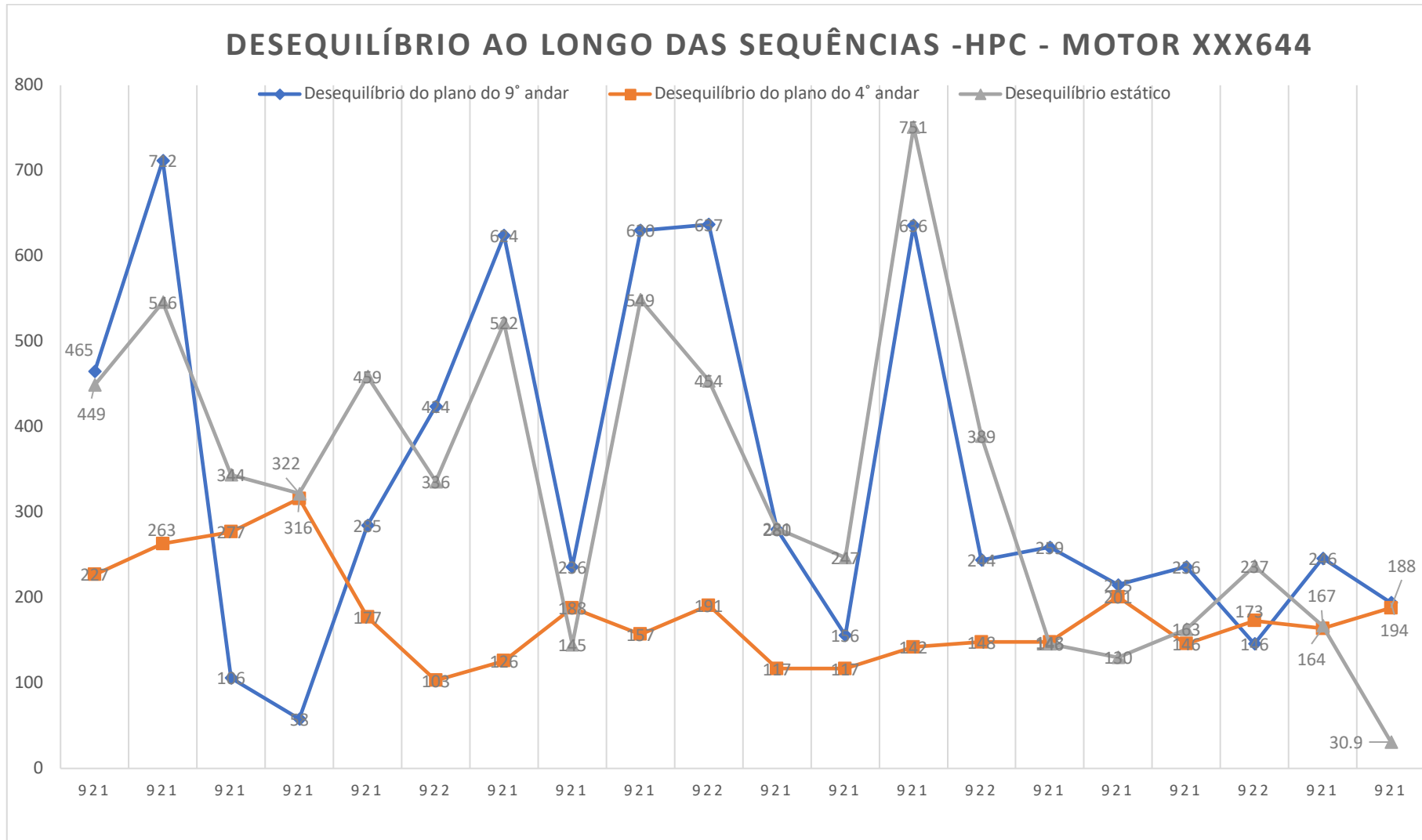


Imagem A3. 8 – Gráfico do desequilíbrio final de cada corrida do motor XXX644

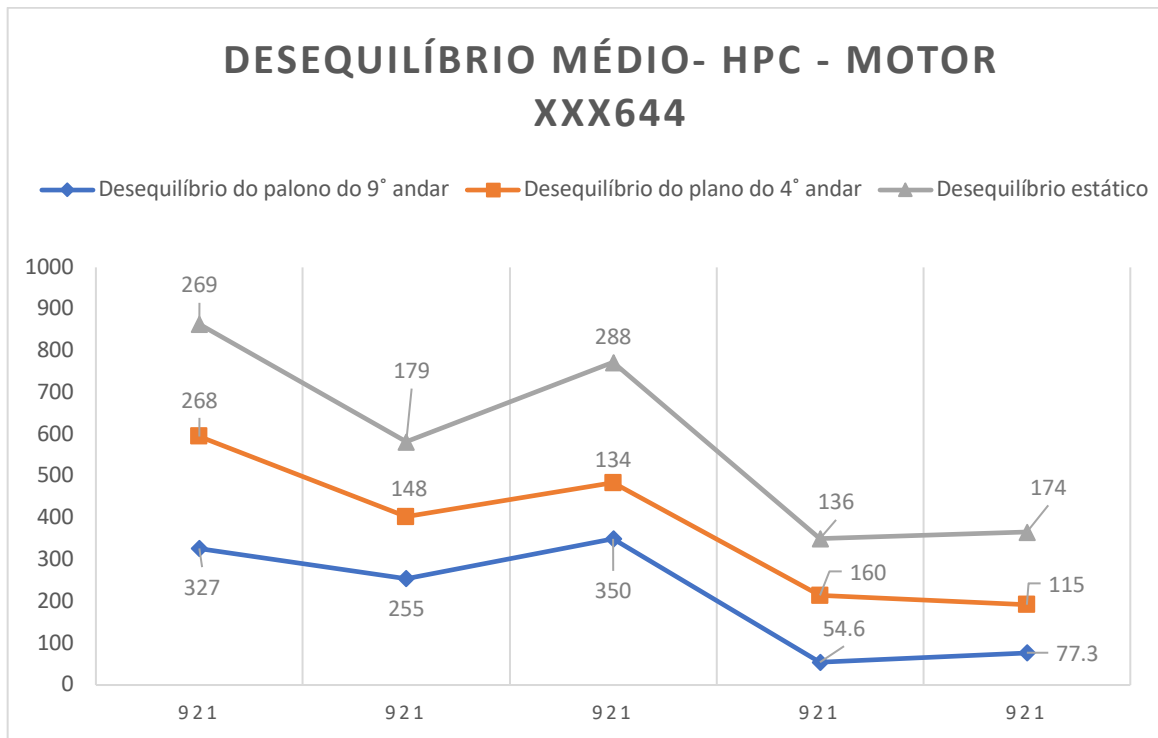


Imagem A3. 9 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias finais do motor XXX644

Anexo A3.10

RPM	U=m*r g/mm (plano 9°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio		ângulo de corrida efetuada
920	1390	146	606	94	1830	131		0°
921	1188	158	538	87	1455	138		90°
921	1724	157	614	86	2009	140		180°
921	2042	154	577	88	2331	141		270°
921	1581	154	583	89	1901	138		
921	311	213	622	26	316	19		0°
921	374	185	647	24	317	46		90°
921	1028	170	577	24	651	141		180°
921	969	170	610	20	539	135		270°
921	549	184	620	22	193	82		
921	412	328	633	28	911	5		0°
921	185	7	660	26	837	22		90°
921	631	226	65	19	301	307		180°
921	445	154	621	25	487	71		270°
921	138	237	641	25	529	17		

921	203	334	353	13	528	359		0°
921	123	340	289	6	403	358		90°
921	488	173	268	24	294	145		180°
921	240	126	255	13	274	66		270°
921	87,4	159	290	14	224	27		
921	395	348	46,6	281	415	342		0°
921	441	330	125	291	544	321		90°
921	533	231	101	297	582	240		180°
921	259	112	113	260	173	132		270°
921	394	344	105	229	364	329		
921	413	206	118	275	470	220		
921	429	344	21,3	306	446	342		
921	358	350	30,3	296	377	347		
921	488	327	108	279	566	319		
921	381	297	83,2	263	197	283		
921	123	297	83,2	263	197	283		

Tabela A3.10 – Tabela de valores alusivo ao HPC do Motor XXX468 – CFM56-5B

Anexo A3.11

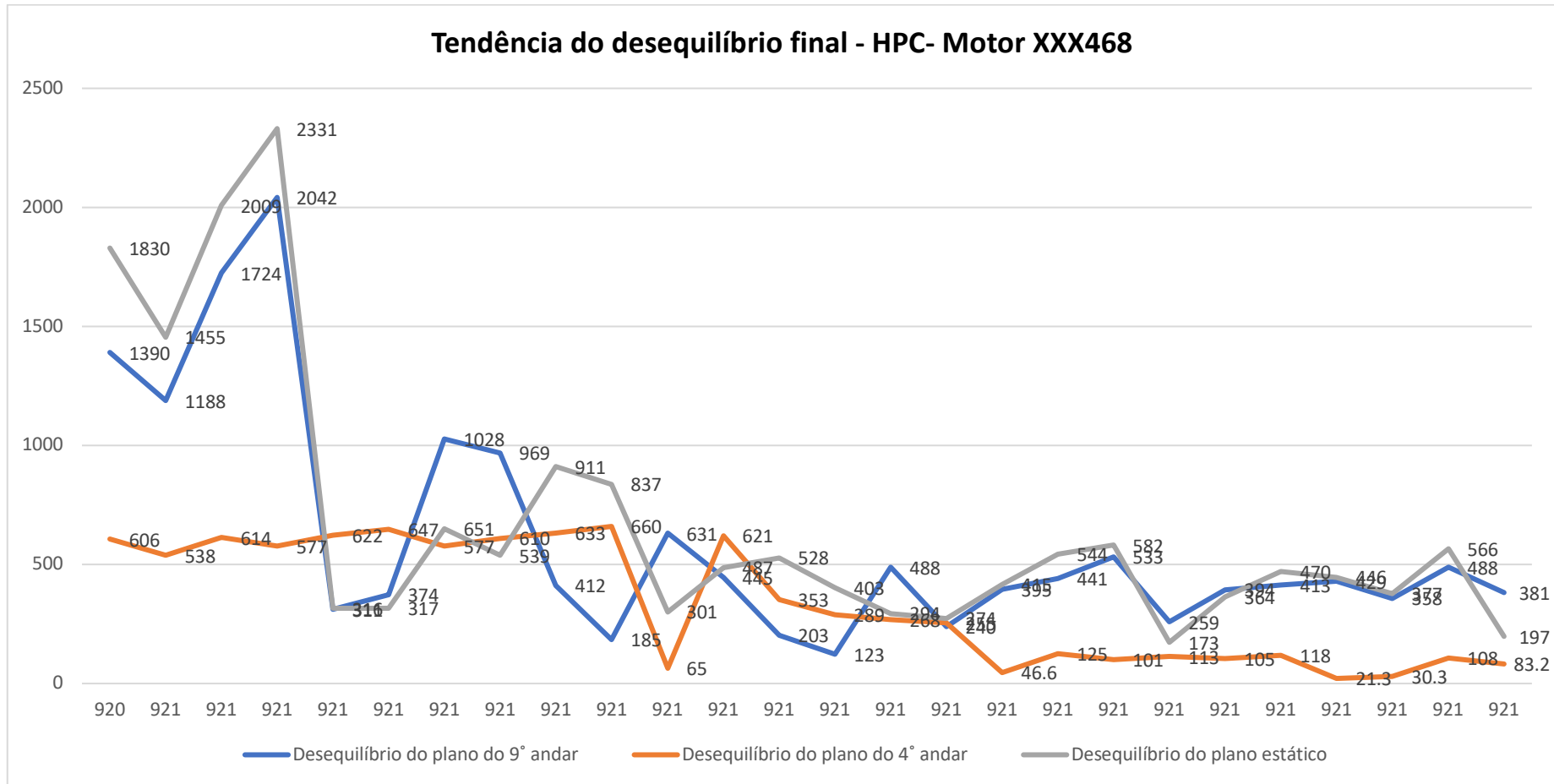


Imagem A3. 11 – Gráfico do desequilíbrio final de cada corrida do HPC do motor XXX468

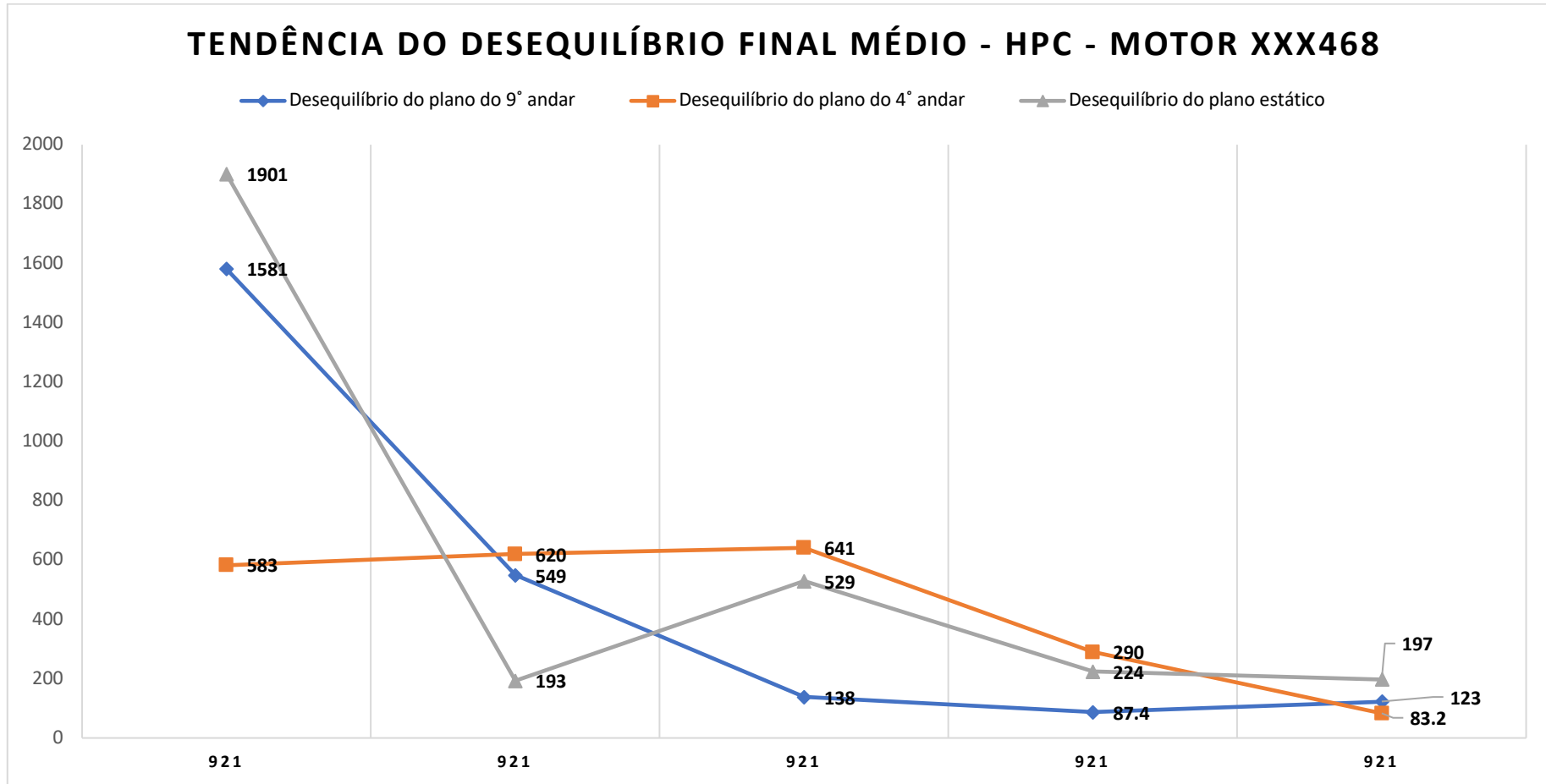


Imagem A3. 12 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias finais do HPC do motor XXX468

A4. Tabela dos valores de desequilíbrio da HPT dos motores e respectivos gráficos.

Anexo A4.1

RPM	Front Shaft	grau do desequilíbrio	Rear Shaft	grau do desequilíbrio	Estático	grau do desequilíbrio					
922	389	105	1749	1751	1633	3			massa de correção		
921	339	102	1749	350	1652	1			Front Shaft	2,15	g
921	352	102	1756	348	1650	360			Rear Shaft	13,4	g
921	360	103	1752	350	1644	1	valor médio				
921	381	116	85	50	423	105					
921	163	334	53,3	47	186	350					
921	67,3	25	49,1	49	114	35					
921	58,6	21	40,2	40	97,5	29			massa de correção		
921	42,2	36	34,7	30	76,8	33			Front Shaft	334	mg
921	55,7	26	41	41	95,9	33	valor médio		Rear Shaft	313	mg

Tabela A4. 1 – Tabela de valores alusivo à HPT do Motor XXX426 – CFM56-5B

Anexo A4.2

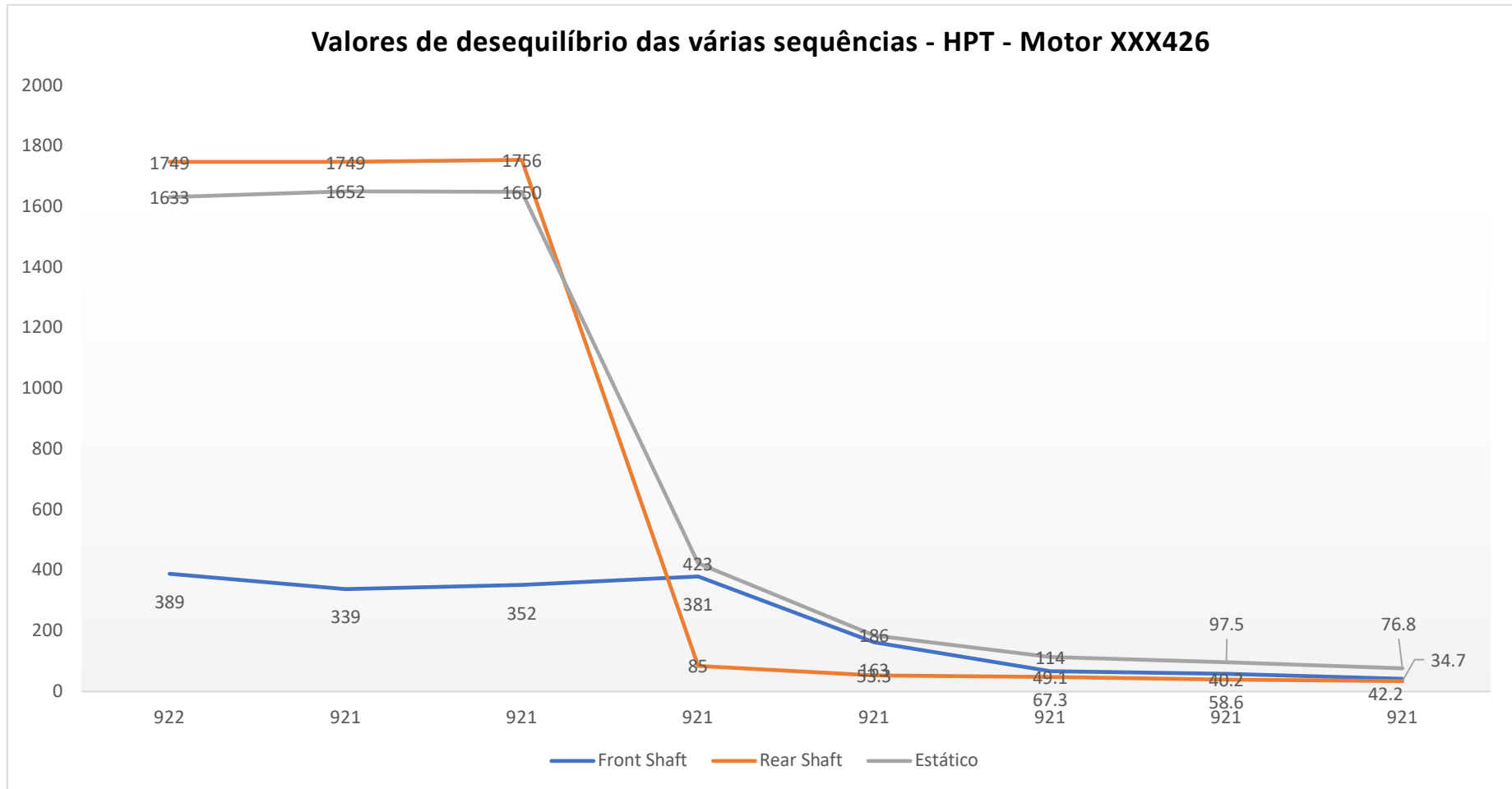


Imagem A4. 2 -Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da HPT do motor XXX426

Anexo A4.3

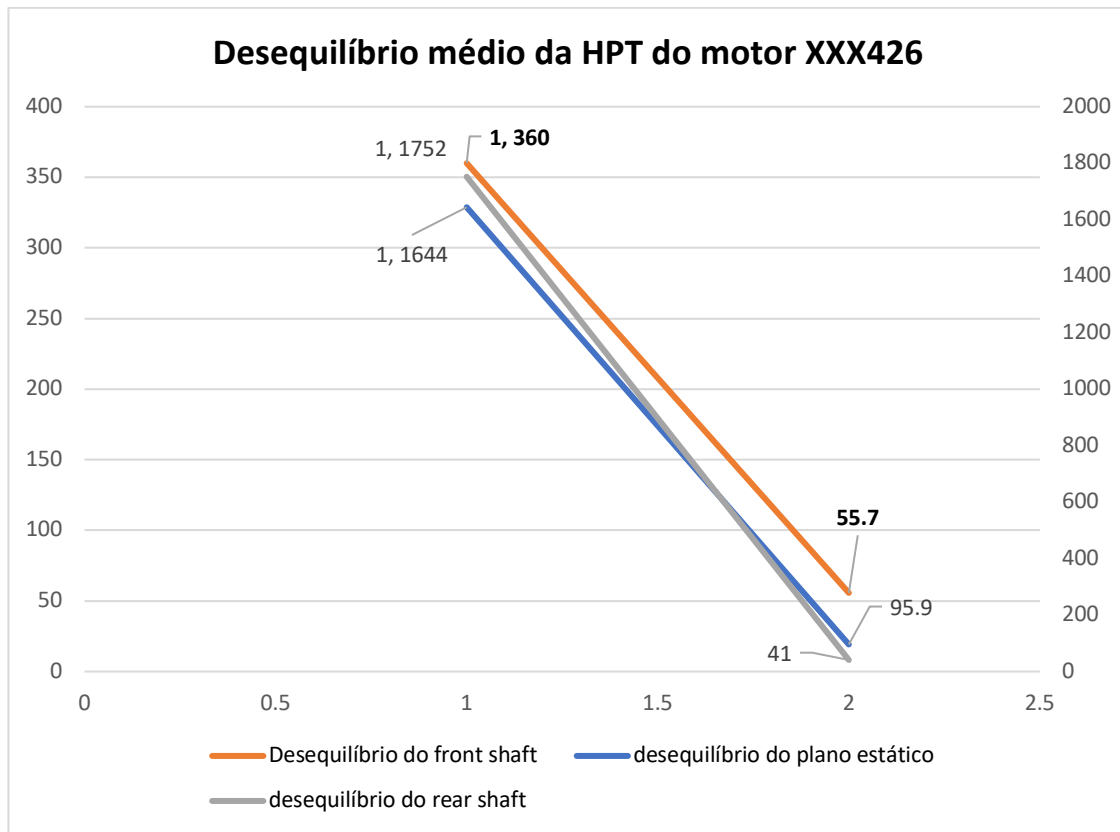


Imagem A4. 3 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da HPT do motor XXX426

Anexo A4.4

RPM	Front Shaft	grau do desequilíbrio	Rear Shaft	grau do desequilíbrio	Estático	grau do desequilíbrio					
901	212	327	2243	253	2311	259			massa de correção		
901	215	326	2199	255	2277	260			Front Shaft	1,31	g
901	228	323	2144	257	2245	263			Rear Shaft	16,8	g
901	218	326	2195	255	2277	260	Valor médio				
901	486	280	319	81	209	308					
901	425	281	229	272	652	278					
901	442	284	294	237	678	266					
900	39,1	51	220	210	184	206					
900	47,6	109	242	65	272	156					
900	331	91	2286	256	1968	253					
901	52,2	132	191	18	176	34					
900	34,3	93	202	75	235	78			massa de correção		
900	86,6	93	160	207	148	175			Front Shaft	426	mg
900	86,5	93	29,1	338	78,7	73			Rear Shaft	1,87	g
900	71,1	289	245	247	302	256	Valor médio				

900	67,3	78	55,3	68	122	73			massa de correção		
900	69,4	79	53,6	29	112	57			Front Shaft	454	mg
900	91,3	71	48	9	121	51			Rear Shaft	363	mg
900	75,9	75	47,6	37	117	61	Valor médio				

Tabela A4. 4 – Tabela de valores alusivo à HPT do Motor XXX566 – CFM56-5B

Anexo A4.5

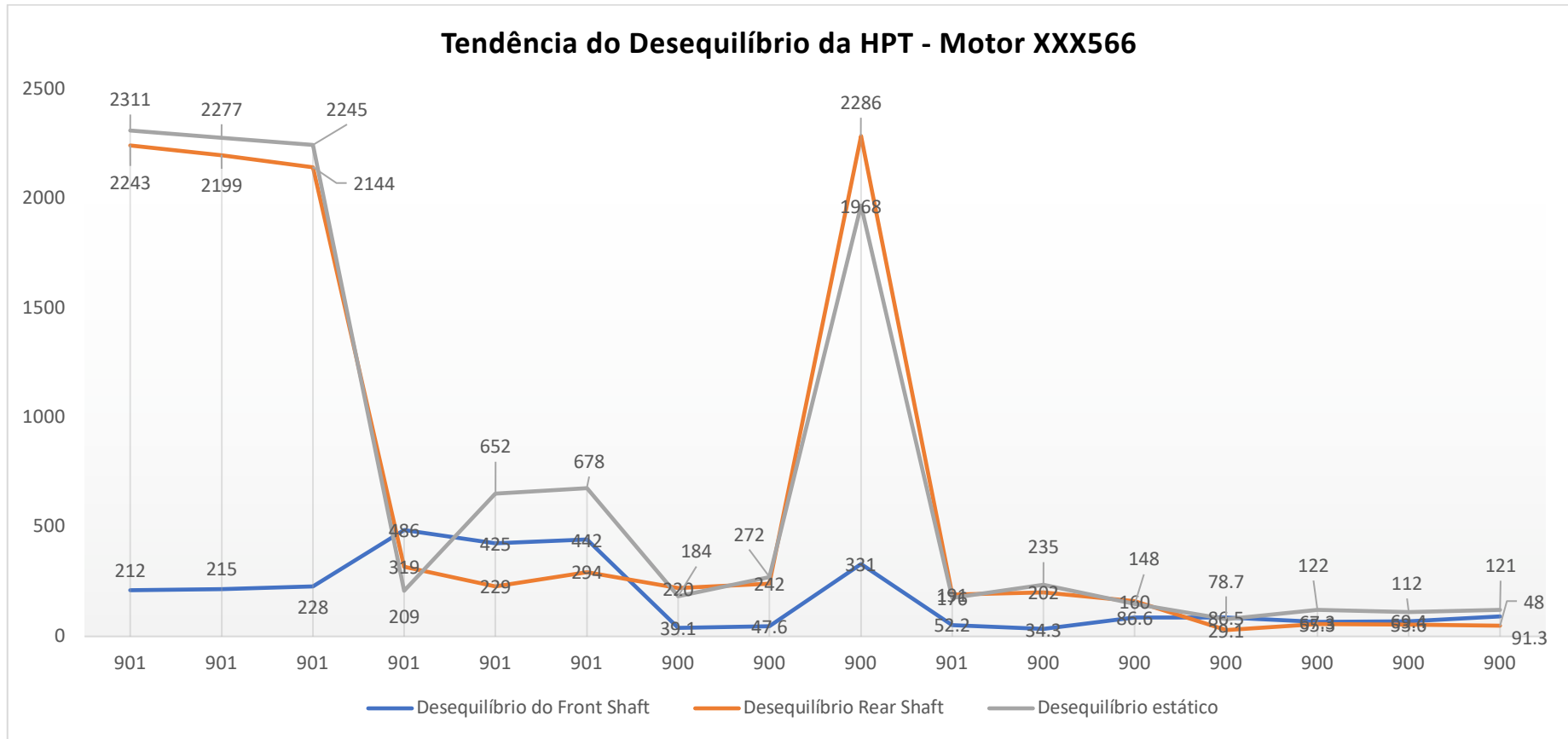


Imagem A4. 5 – Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da HPT do motor XXX566

Anexo A4.6

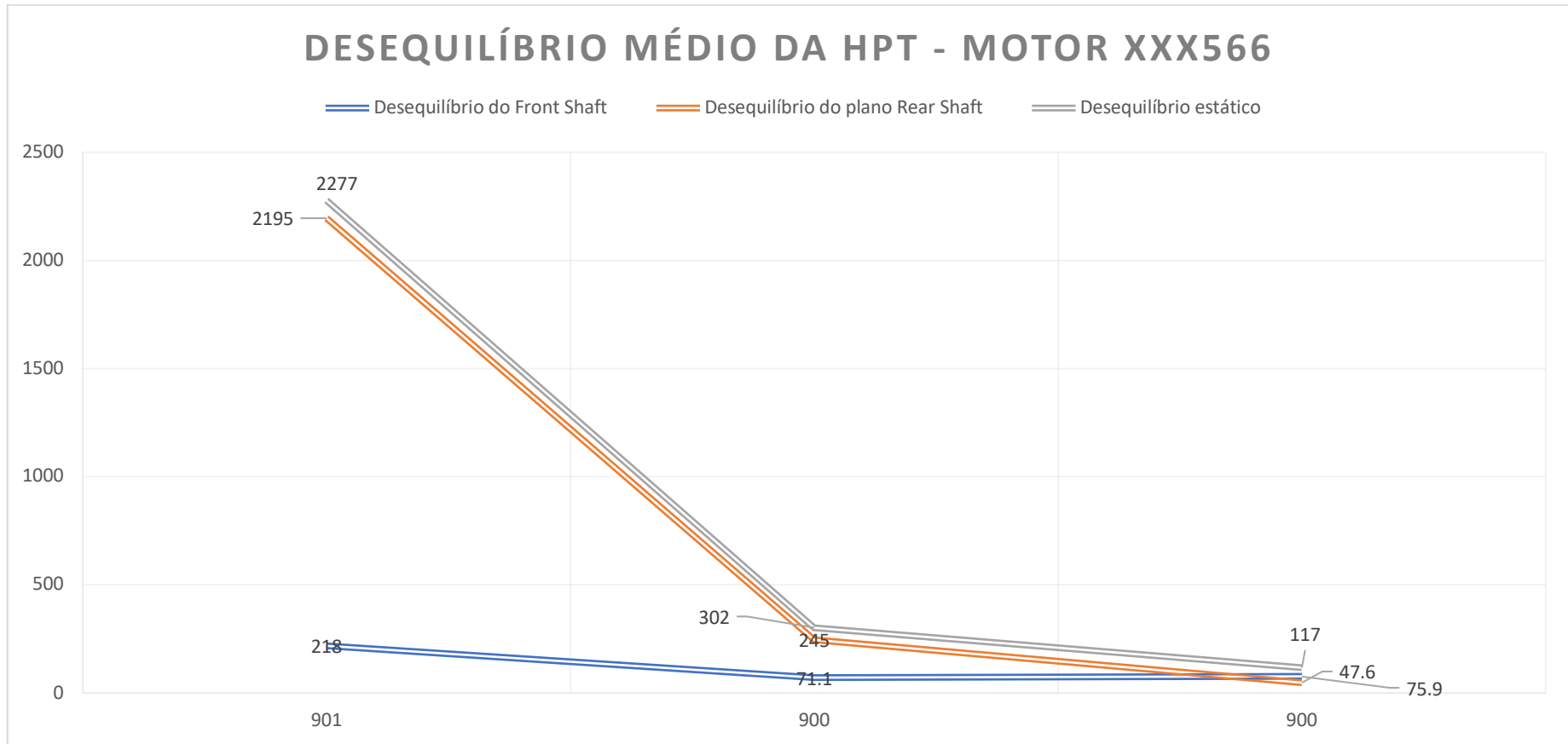


Imagem A4. 6 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da HPT do motor XXX566

Anexo A4.7

RPM	Front Shaft	grau do desequilíbri o	Rear Shaft	grau do desequilíbrio	Estático	grau do desequilíbrio					
919	1284	248	1201	281	2381	264			massa	de	
									correção		
920	1313	246	1291	284	2460	265			Front Shaft	7,86	g
921	1340	247	1333	287	2513	267			Rear Shaft	9,72	g
921	1312	247	1274	284	2451	265	média da máquina				
921											
921	1344	246	1382	289	2543	268			massa	de	
									correção		
921	1330	248	1353	290	2503	269			Front Shaft	8,03	g
921	1350	249	396	354	1303	266			Rear Shaft	7,45	g
921	1341	248	976	297	2115	268	média da máquina				
921											
921	1367	247	232	314	1475	256					

921	69,9	111	302	279	234	276			massa de correção	
921	88,3	104	253	283	165	283			Front Shaft	2,49 g
921	417	243	254	291	616	260	média da máquina		Rear Shaft	1,94 g
921										
921	87,2	97	227	280	140	282				
921	55,4	86	121	334	113	1				
921	78,2	100	86,7	334	75,8	31				
921	83,3	97	83,6	2	112	49			massa de correção	
921	71,9	95	94,7	342	93,7	27	média da máquina		Front Shaft	431 mg
921									Rear Shaft	724 mg

Tabela A4. 7 – Tabela de valores alusivo à HPT do Motor XXX644 – CFM56-5B

Anexo A4.8

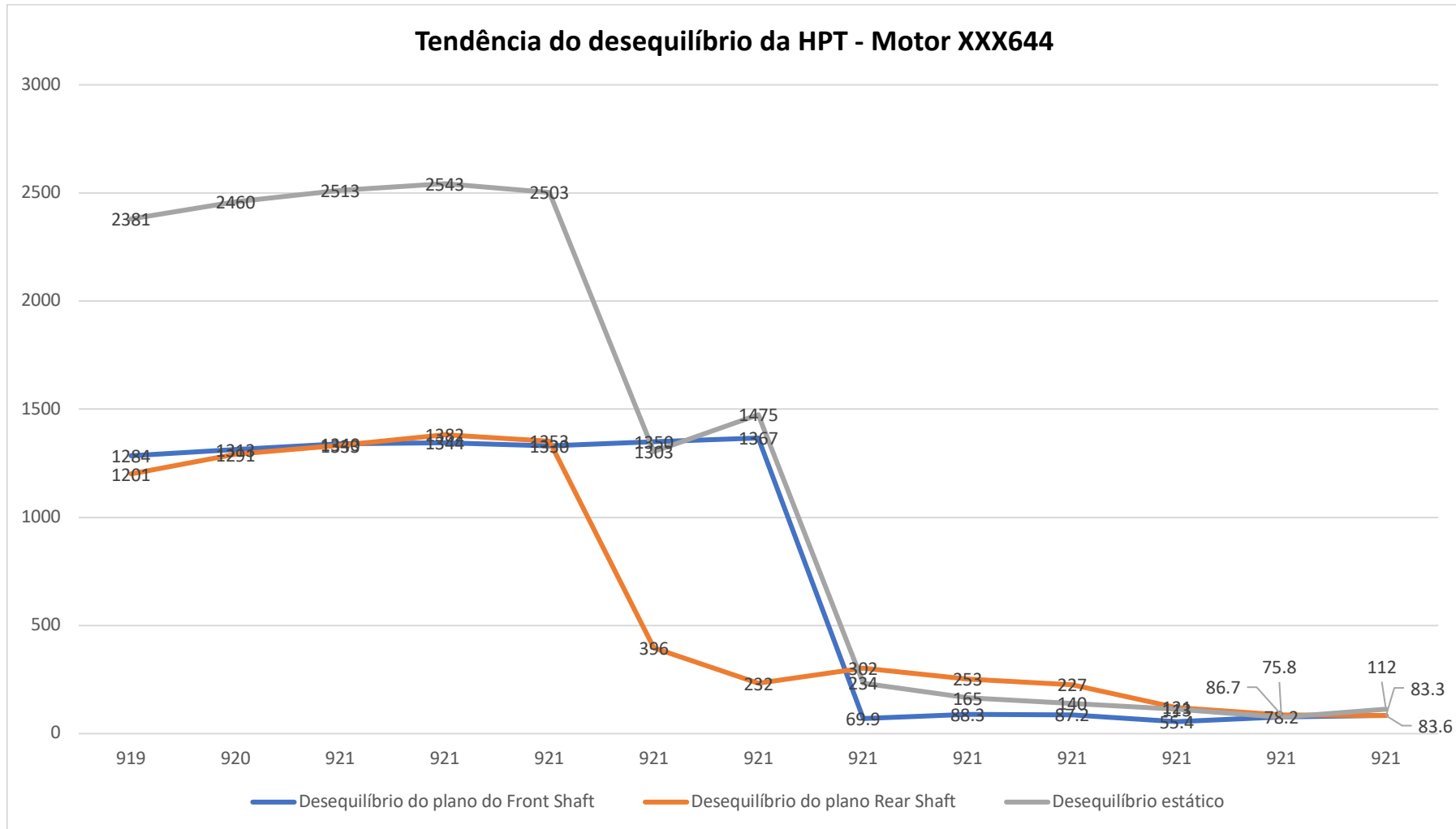


Imagem A4. 8 – Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da HPT do motor XXX644

Anexo A4.9

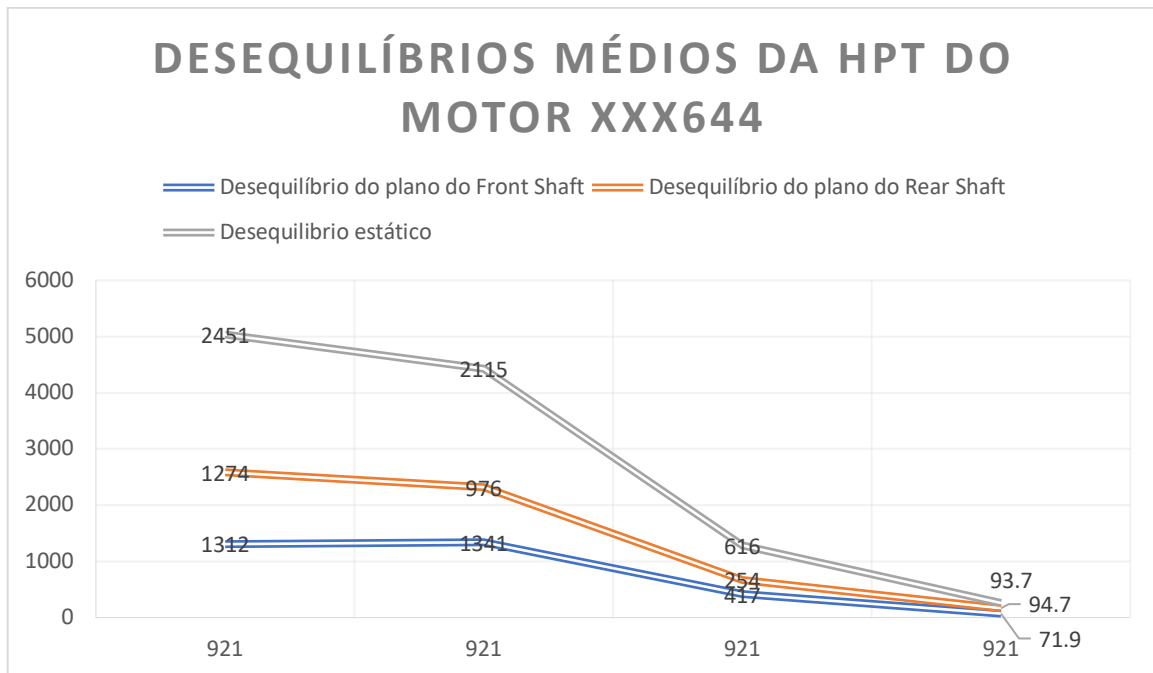


Imagem A4. 9 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da HPT do motor XXX644

Anexo A4.10

RPM	Front Shaft	grau do desequilíbrio	Rear Shaft	grau do desequilíbrio	Estático	grau do desequilíbrio				
923	3032	68	3693	40	6530	53		massa de correção		
922	3028	68	3709	40	6547	53		Front Shaft	18,1	g
923	3025	68	3738	40	6565	52		Rear Shaft	-	g
923	3028	68	3713	40	6547	52				
923	2953	70	147	356	2998	67		massa de correção		
923	2468	70	13,8	183	2463	70		Front Shaft	9	g
923	784	253	297	327	909	271		Rear Shaft	-	g
923	1546	69	140	336	1544	64				
923	212	251	271	340	347	303		massa de correção		
923	1803	69	1089	107	2741	83		Front Shaft	3,5	g
923	335	22	1023	108	1096	90		Rear Shaft	5	g
923	612	61	653	101	1187	82				

923	292	8	432	336	697	349		massa de correção		
923	304	20	262	56	538	37		Front Shaft	1,75	mg
923	285	11	140	30	420	17		Rear Shaft	1,7	mg
923	292	13	223	9	515	11				
923	488	137	282	116	758	129				
923	135	116	223	134	355	127				
923	101	104	209	348	186	17				
923	110	100	201	38	271	59				
923	69,6	112	119	324	70,3	357		massa de correção		
923	78,2	113	115	306	41,9	329		Front Shaft		mg
923	111	125	115	261	85,6	195		Rear Shaft		mg
923	86	118	104	298	17,8	296				

Tabela A4. 10 – Tabela de valores alusivo à HPT do Motor XXX468 – CFM56-5B

Anexo A4.11

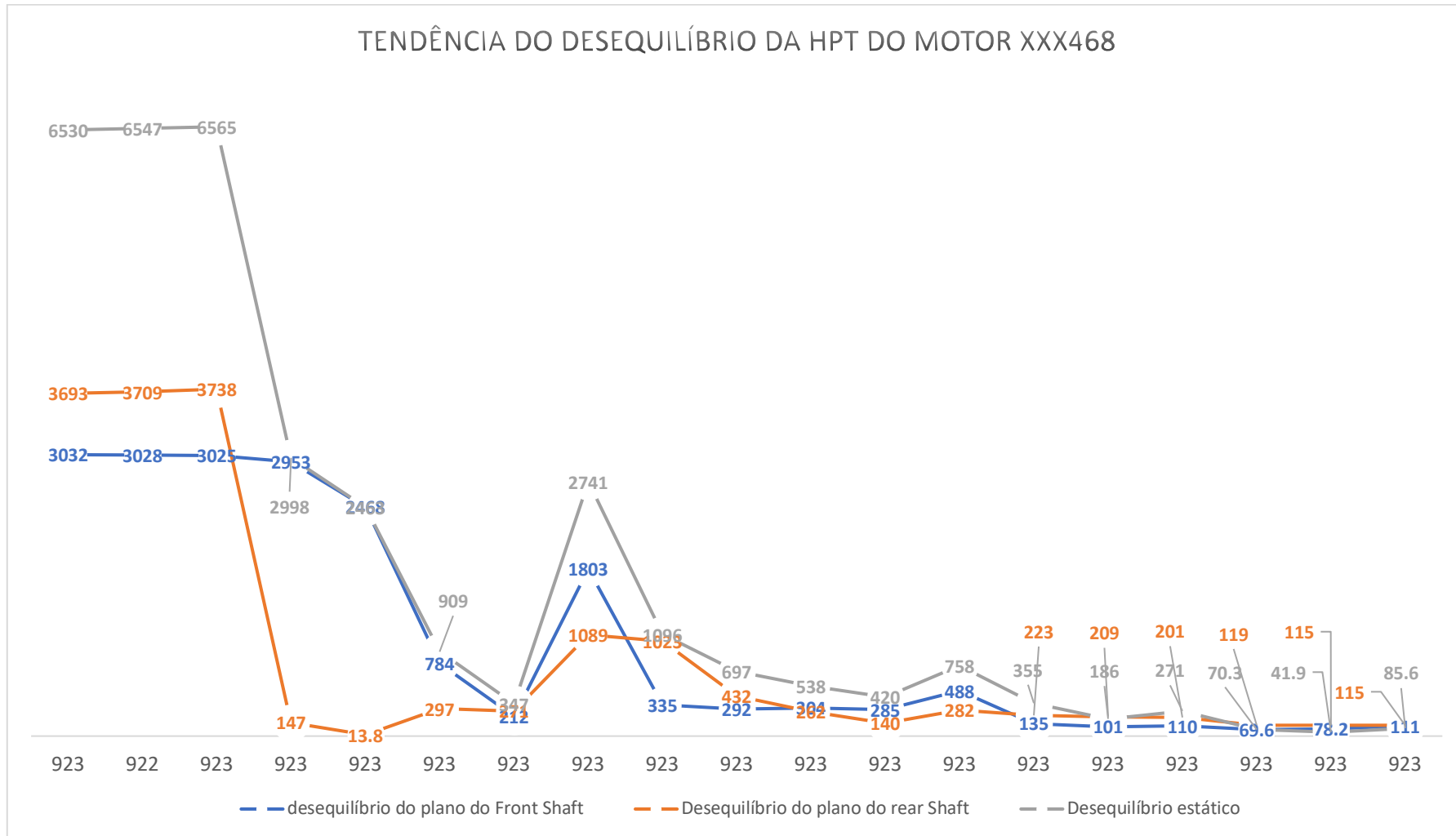


Imagem A4. 11- Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da HPT do motor XXX468

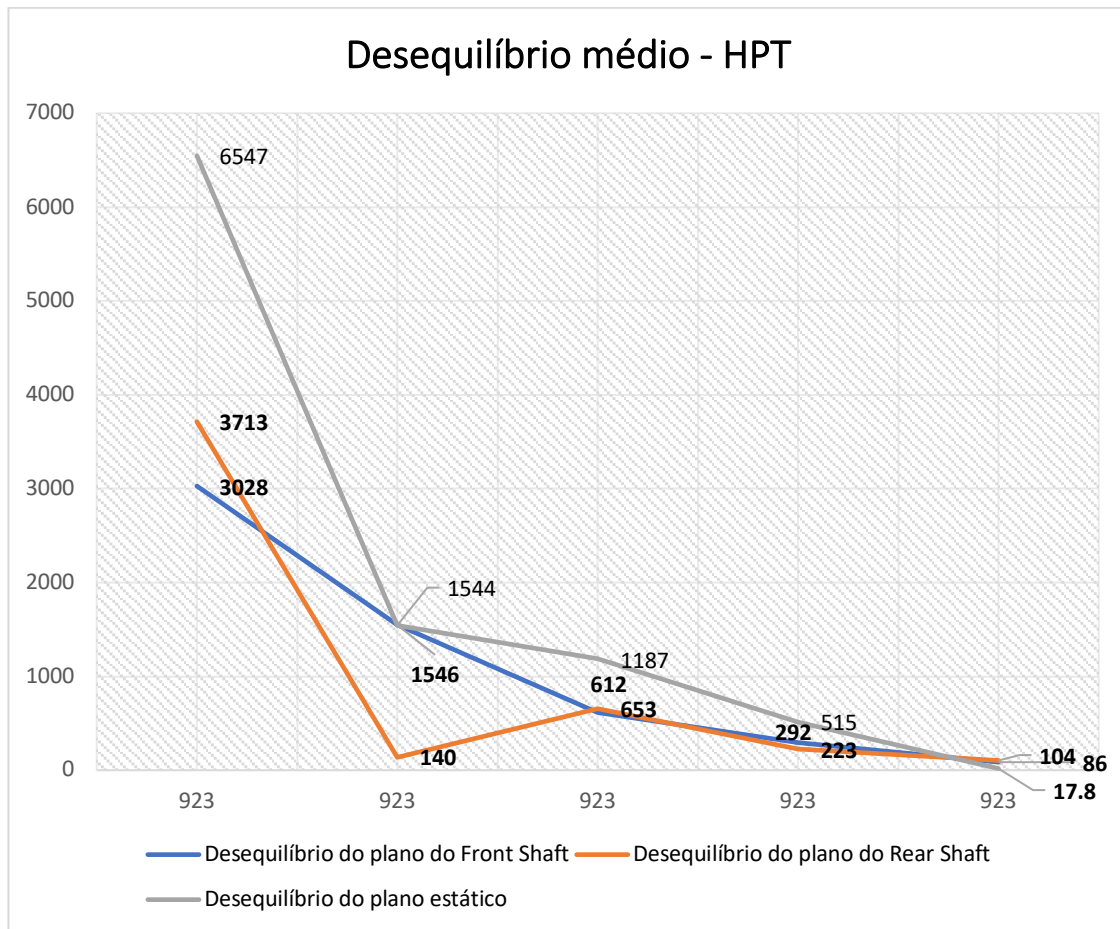


Imagem A4. 12 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da HPT do motor XXX468

RPM	Front Shaft	grau do desequilíbrio	Rear Shaft	grau do desequilíbrio2
909	4885,3	169,7	4070,3	322,4
907	5023,5	168,7	4295,8	322,9
906	4902	168,8	4229,7	323
906	2347,2	287	2214,3	119,4
907	2270,4	286,5	2261	120,8
908	2267,6	286,3	2326,4	119,2
909	3118	330	3192,4	134,4
905	347,74	47,8	1410,9	126,5
906	324,61	52,5	1443,7	125,7
907	301,13	38	53,122	149,2
905	98,845	267,8	153,62	117,5
906	99,763	282,5	84,129	78,8
909	2443,1	215,2	1130,6	18,5
907	2422,5	217,1	1309,8	16,3
907	2427,8	217,5	1354,2	13,9
907	2434,7	217,5	1439,3	11,8
907	2406,7	217,5	1427,9	11,4
907	1995	164,8	1745,5	308,3
909	2007,8	165,6	1720,5	308
907	2103,5	165,7	1580,3	306,6
907	1041,4	96,1	832,06	253
907	2125,7	164,3	1699	311

906	2119,1	165	1674,8	310,8
906	2152,9	165,5	1599,2	306,8
906	2855,5	192,3	2475,2	352
907	2875,7	193,4	2651	353,8
906	2869,5	192,7	2593,3	355,9
906	749,68	237,1	1066,9	36,4

Tabela A4. 13 – Tabela de valores alusivo à primeira equilibragem da HPT antes do motor ir a banco de ensaio – Motor XXX272 – CFM56-7B

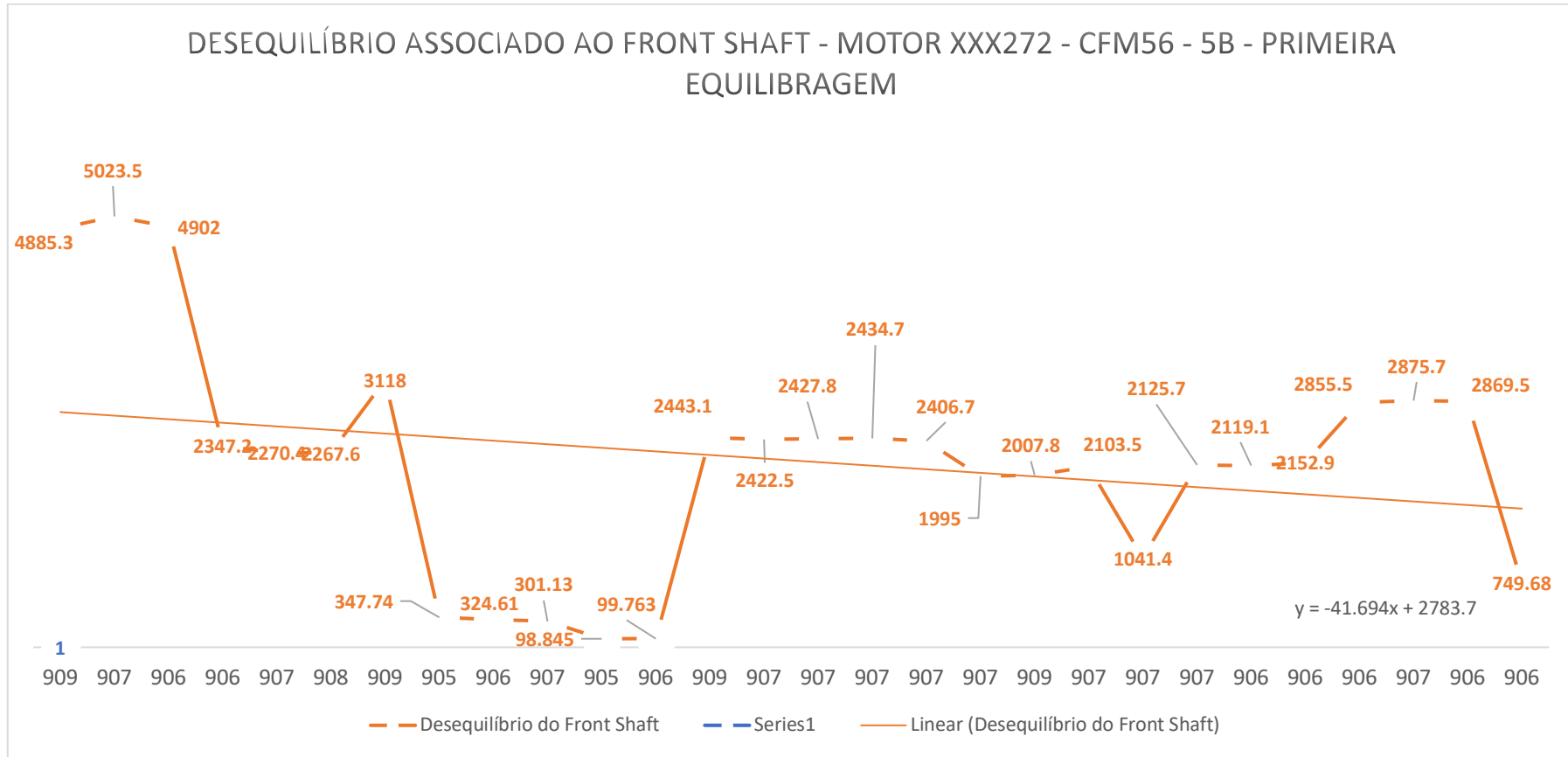


Imagem A4. 14 – Gráfico do desequilíbrio do plano do *front shaft* da primeira equilibragem da HPT do motor XXX272

Anexo A4.15

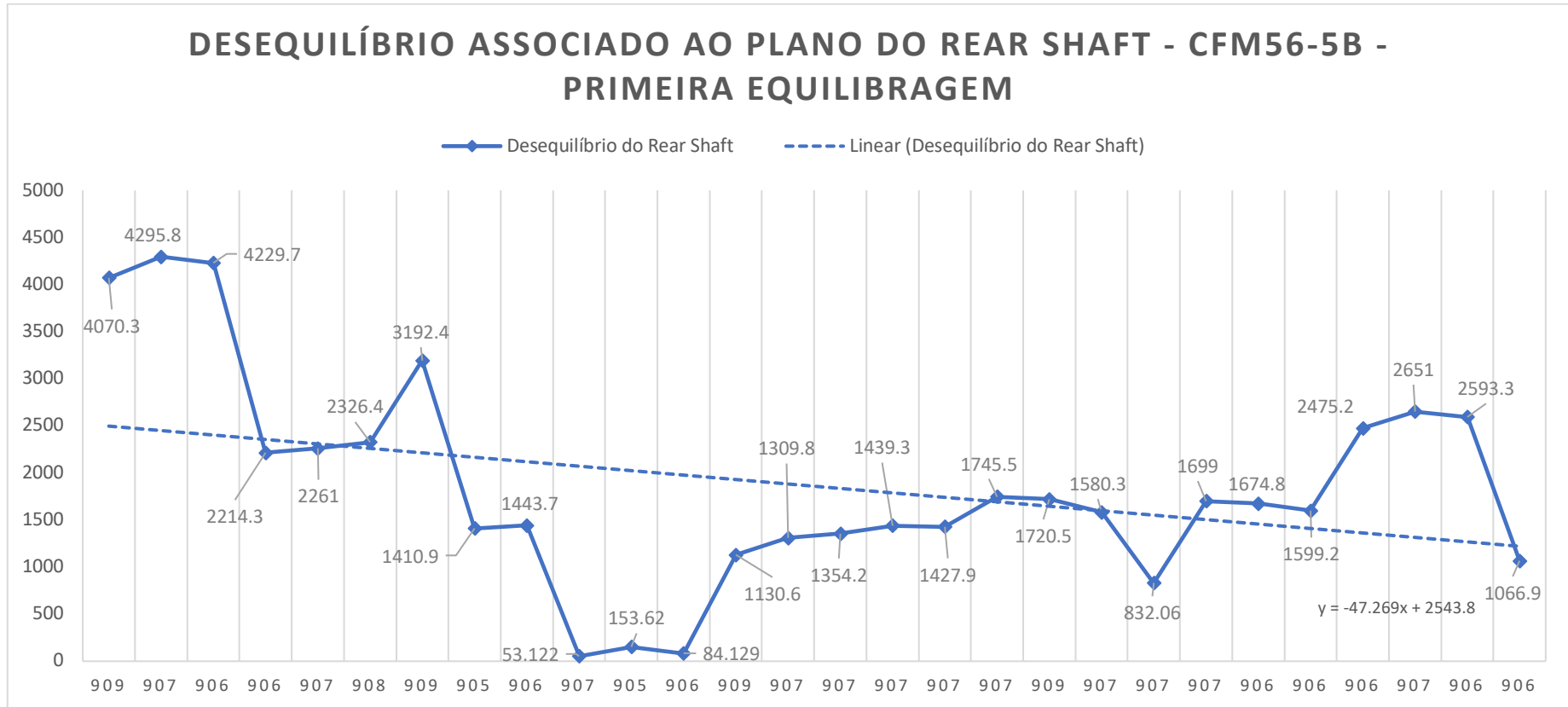


Imagem A4. 15 – Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da HPT do motor XXX272

Anexo A4.16

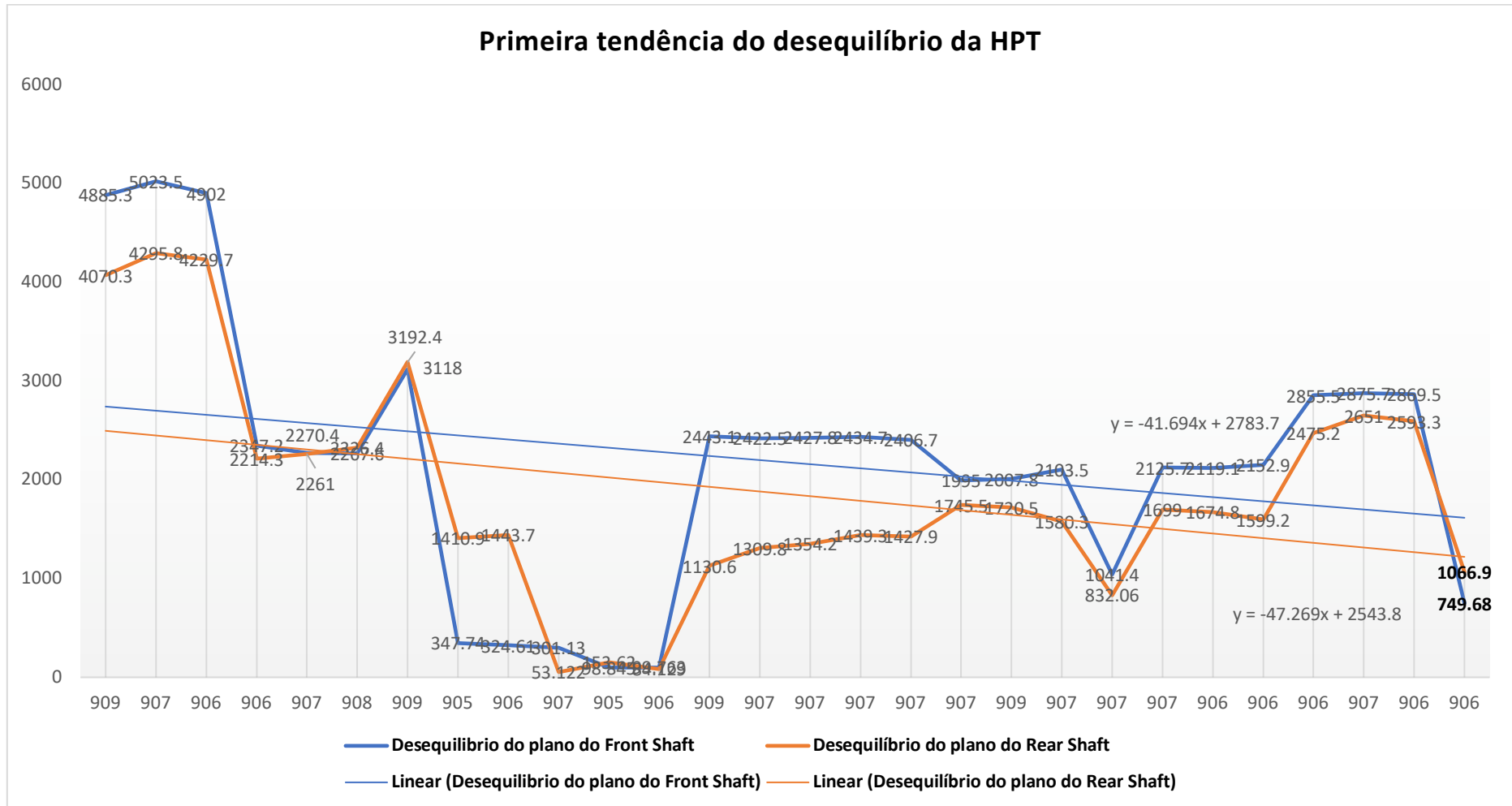


Imagem A4. 16 – Gráfico do comportamento do desequilíbrio das duas componentes das leituras da HPT do motor XXX272

Column1	Column2	Column3	Column4	Column5
908	97,167	308,6	464,09	347,4
910	17,236	275,8	544,11	346,7
908	85,342	183,9	635,51	350,7
908	207,36	171,8	1444	301,5
908	391	170,9	76,497	277,5
910	379,21	169,8	107,41	292,8
907	386,25	167,3	175,3	313,5
909	1816	65,1	78,324	286,6
908	537,12	73,9	34,095	319,4
907	326,09	109,1	37,152	269,7
909	170,97	77,8	68,052	259,3
907	267,22	154,3	138,86	317,9
909	287,1	58,7	187,91	320,3
907	100,89	56,8	133,86	324,4
909	71,273	19,4	127,43	331,2
908	67,375	84,7	229,26	320,6
909	124,74	129,1	135,64	329
909	160,19	124,9	130,91	303,1
908	219,93	125,5	180,24	297
908	140,72	102,7	189,18	292,2
909	182,41	100,2	195,97	273,5
908	299,5	177,8	191,8	304,4
907	176,01	212	73,369	316,3
909	214,05	33,2	140,09	298,9
908	75,245	300,1	122,72	324,5

909	65,545	327,9	92,297	314,6
909	31,007	21,3	108,08	305,7

Tabela A4. 17 - Tabela de valores alusivo à segunda equilibragem da HPT antes do motor ir a banco de ensaio - Motor XXX272 – CFM56-7B

Anexo A4.18

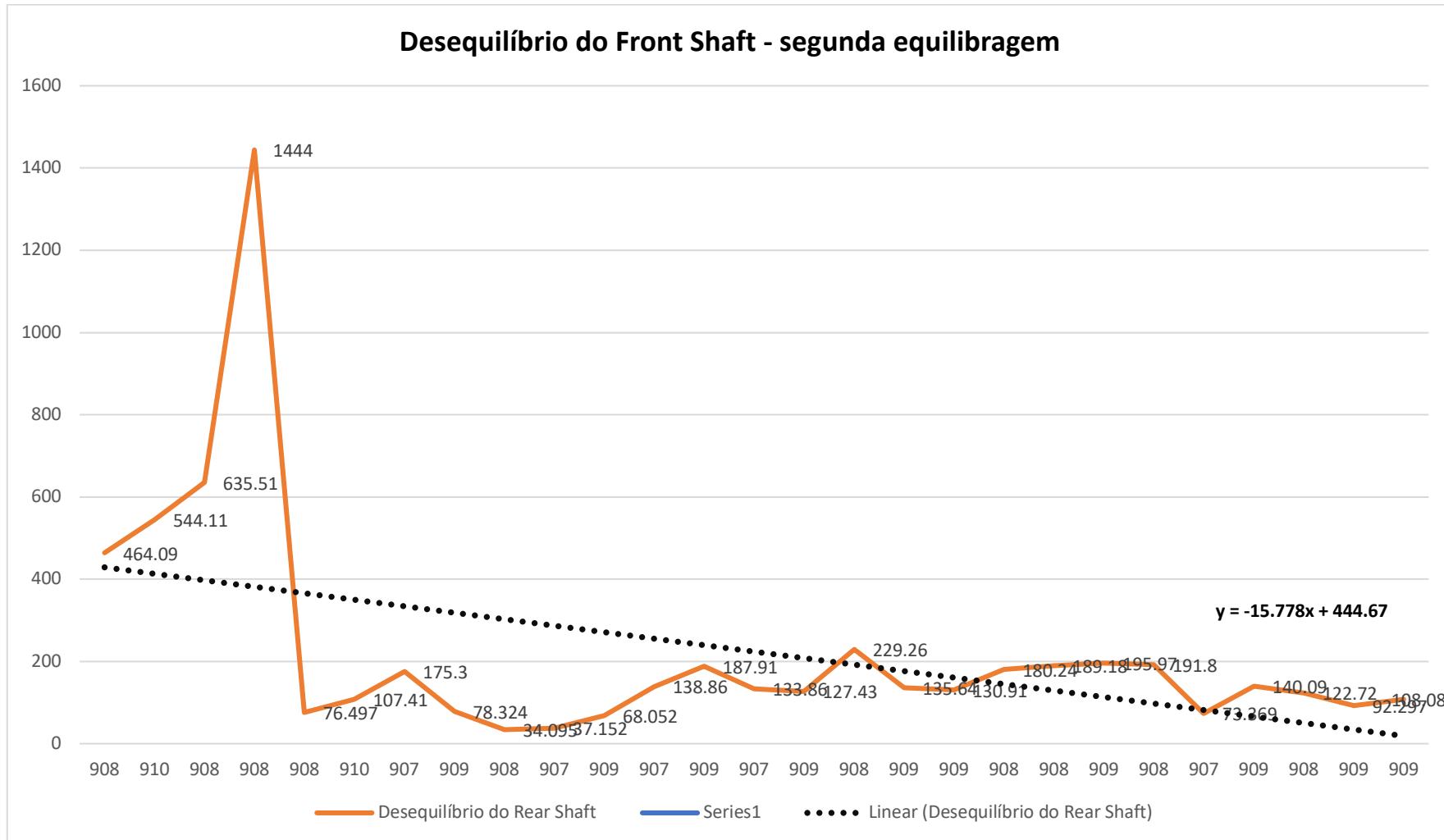


Imagem A4. 18 - Gráfico do desequilíbrio do plano do *front shaft* da primeira equilibragem da HPT do motor XXX272

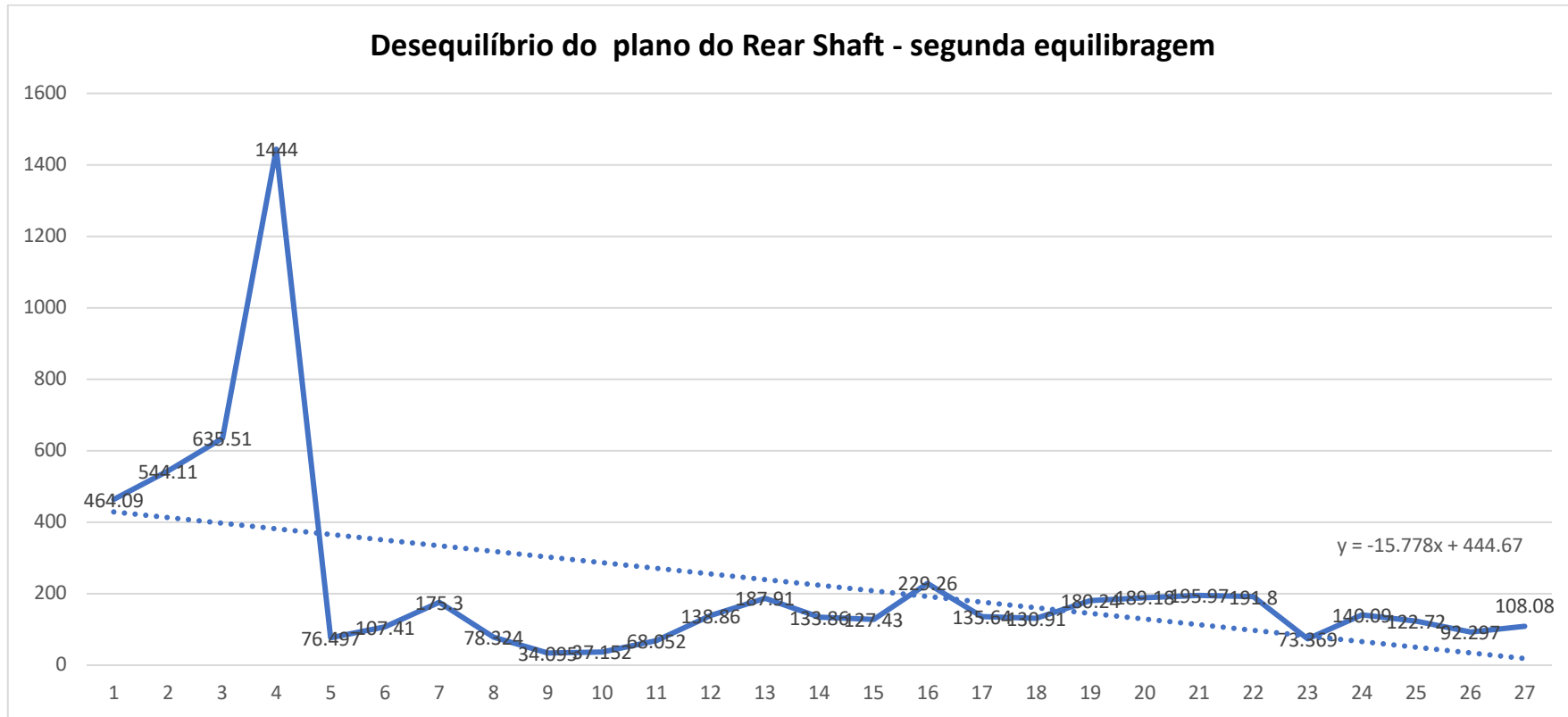


Imagem A4. 19 - Gráfico do desequilíbrio das leituras médias do *rear shaft* da HPT do motor XXX272

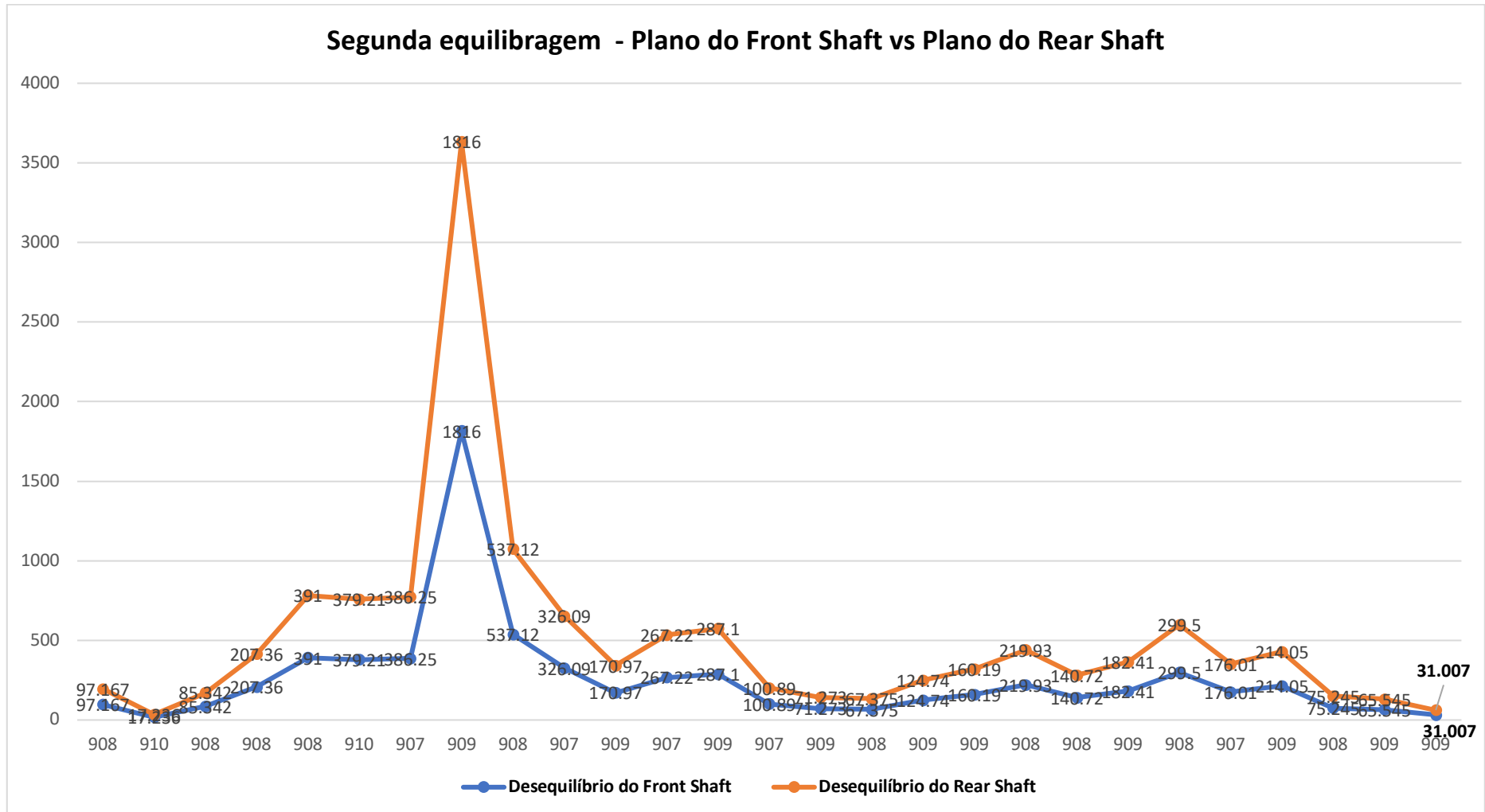


Imagem A4. 20 - Gráfico do comportamento do desequilíbrio das duas componentes das leituras da HPT do motor XXX272

A5. Tabela dos valores de desequilíbrio da LPT dos motores e respectivos gráficos

Anexo A5.1

RPM	U=m*r g/mm (plano 1ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4ºandar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio		Massa de correção		
696	3313	227	3522	267	6436	247				
696	1290	230	2724	287	3592	269		massa de correção		
696	940	230	1146	298	1737	268		1º andar	6,06	g
696	1847	228	2408	279	3855	257	valor médio	4º andar	7,9	g
696	481	197	553	39	204	98				
696	512	202	314	30	207	190				
667	724	202	762	55	425	123		massa de correção		
697	752	189	780	24	202	98		1º andar	2,01	g
697	614	197	587	38	218	124	valor médio	4º andar	1,93	g
697	771	199	618	53	432	145				
697	1497	243	1567	82	522	155				
697	447	181	240	49	340	149				

697	442	199	303	62	299	156				
697	642	203	597	63	428	139		massa de correção		
697	277	209	287	81	248	143		1° andar	1,25	g
697	381	194	270	65	294	150	valor médio	4° andar	884	mg

Tabela A5. 1 - Tabela de valores alusivo à LPT do Motor XXX426 – CFM56-5B

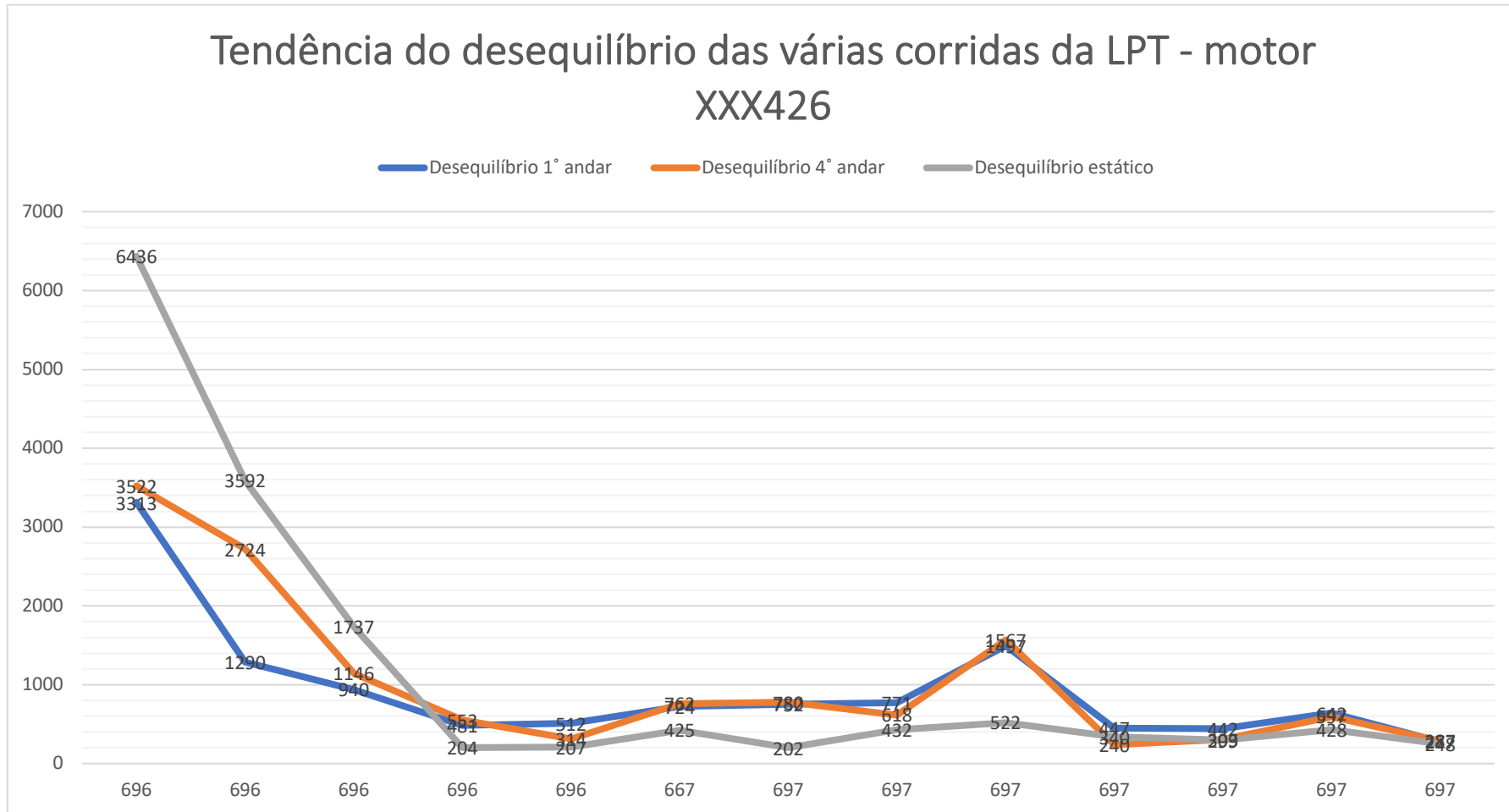


Imagem A5. 2 - Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da LPT do motor XXX426

Anexo A5.3

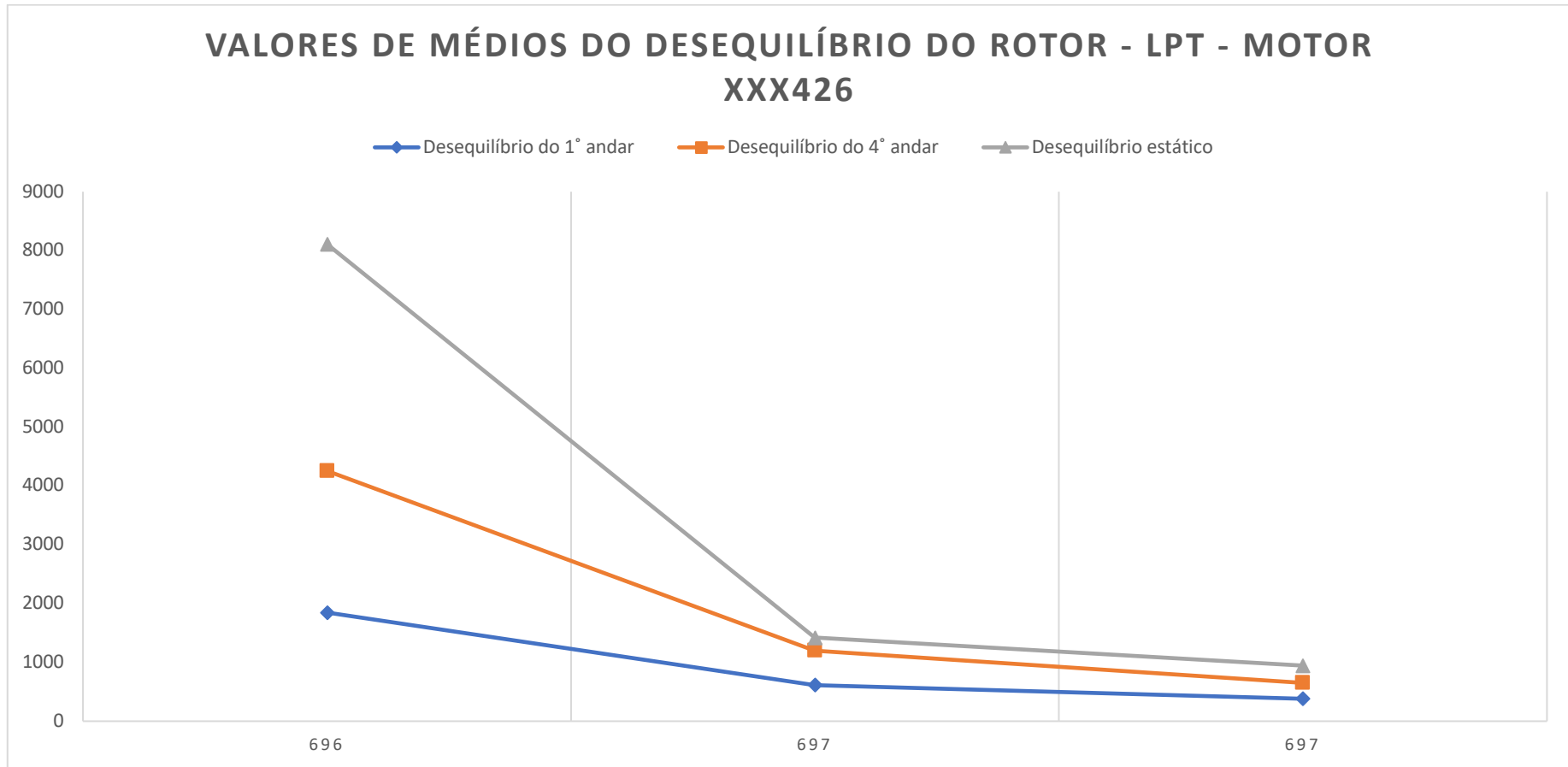


Imagem A5. 3 - Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da LPT do motor XXX426

Anexo A5.4

RPM	U=m*r g/mm (plano 1° andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (plano 4° andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio		Massa de correção		
697	2000	261	1450	351	2450	297				
697	576	334	1450	352	2040	347				
697	327	309	380	105	158	46				
697	470	294	520	108	74,4	63				
697	221	295	392	102	184	86		massa de correção		
697	390	330	357	120	193	35		9 andar	995	mg
697	304	315	373	109	165	56	valor médio	4° andar	1,22	g
697										

Tabela A5. 4 - Tabela de valores alusivo à LPT do Motor XXX644 – CFM56-5B

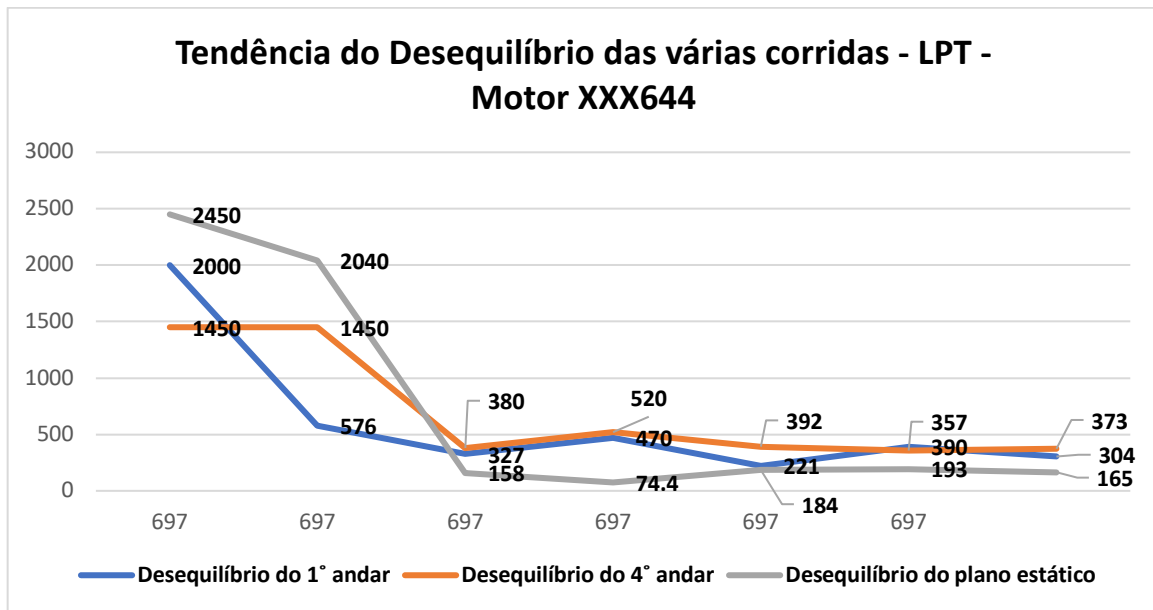


Imagem A5. 5 - Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da LPT do motor XXX644

RPM	U=m*r g/mm (plano 1°andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (plano 4°andar)	grau do desequilíbrio	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbrio	graus da rotação	Massa de correção		
696	3010	262	3080	57	1310	342	0			
696	2770	264	2820	56	1340	342	90			
697	2690	264	2730	54	1410	341	180	massa de correção		
695	2730	265	2950	57	1380	350	270	9 andar	9,4	mg
697	2800	264	2900	56	2360	344		4° andar	9,4	g
697	1301	272	1580	86	309	60	0			
697	1300	277	1570	91	301	66	90			
697	1340	276	1680	87	408	58	180	massa de correção		
697	1230	266	1630	79	435	62	270	9 andar	4,2	mg
697	1290	273	161	86	363	61		4° andar	5,2	g
697	394	280	2040	91	1650	89	0			
692	661	261	2190	76	1530	73	90			
696	565	260	937	102	465	130	180	massa de correção		
697	628	250	8560	231	7090	248	270	9 andar	1,82	mg
697	5540	261	1250	87	7040	92		4° andar	4,11	g
697	183	261	303	67	131	49	0			

697	387	306	406	114	85,7	42	90			
697	309	275	403	70	177	24	180			
697	126	254	236	54	124	35	270			
697	236	281	311	79	128	36				

Tabela A5. 6 - Tabela de valores alusivo à LPT do Motor XXX468 – CFM56-5B

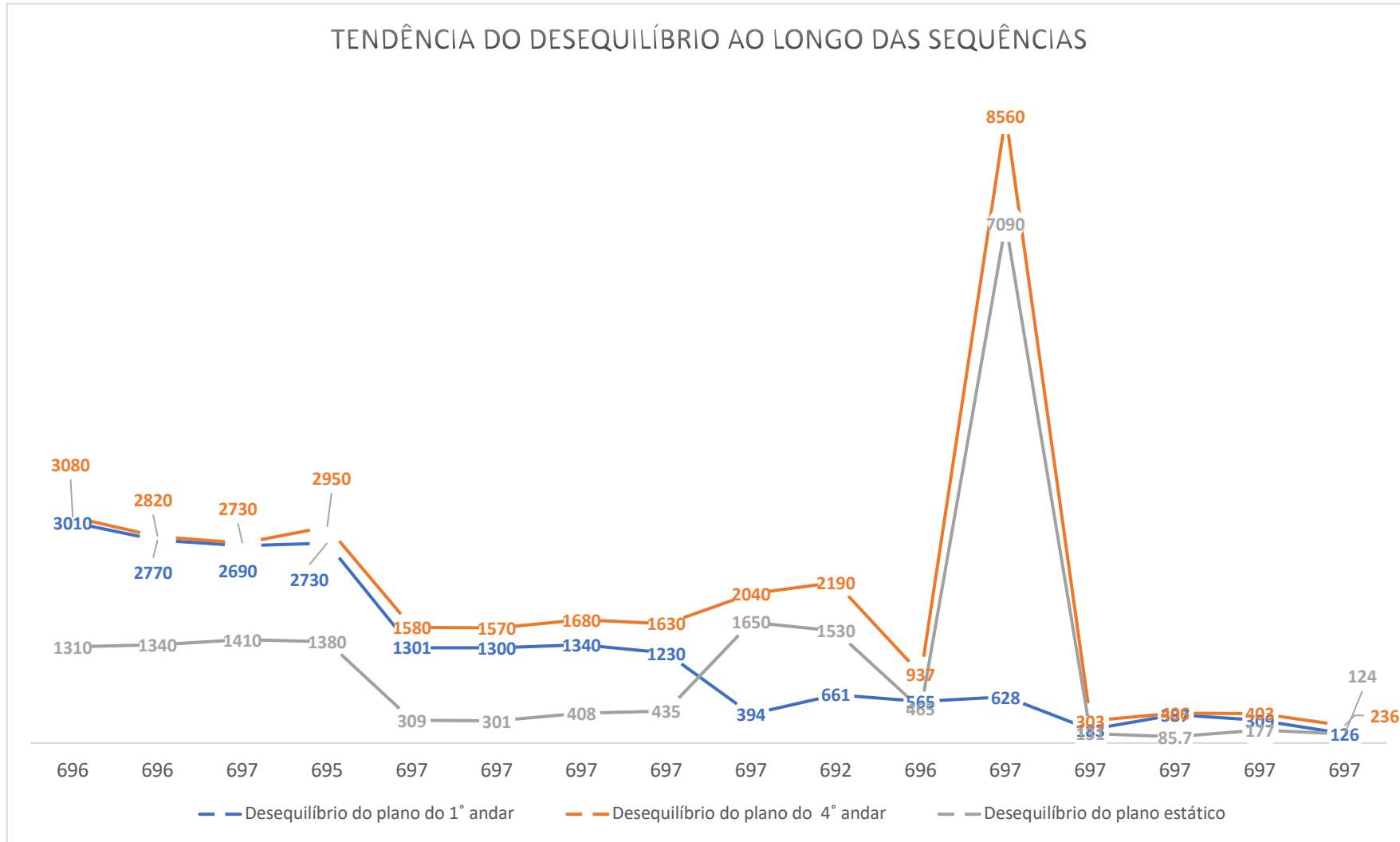


Imagem A5. 7 - Gráfico do desequilíbrio de cada corrida da LPT do motor XXX468

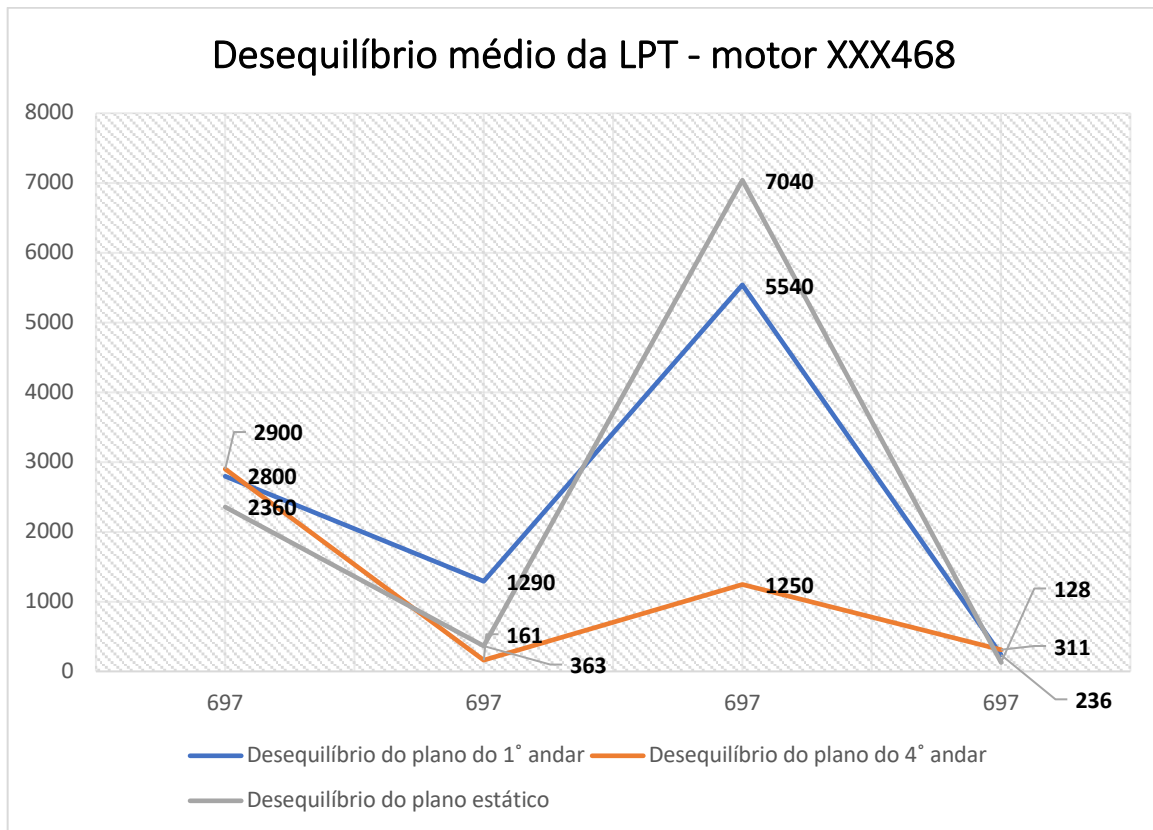


Imagem A5. 8 - Gráfico do desequilíbrio das leituras médias da LPT do motor XXX468

A6. Tabela dos valores de desequilíbrio do Booster dos motores e respectivos gráficos.

RPM	U=m*r g/mm (plano 5°andar)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (plano fan)	grau do desequilíbri o	U=m*r g/mm (estático)	grau do desequilíbri o		angulo de corrida efetuada				
696	4110	326	6560	171	3300	202		0				
696	4440	328	6630	172	3160	208		90				
696	3880	339	6510	169	2800	185		180				
696	2890	337	6810	168	4010	176		270	massa de correção			
696	3920	324	6650	172	3670	210		0	5° andar	8,3	g	
696	3830	330	6630	171	3310	194	valor médio		FAN andar	32	g	
696	3840	322	6690	173	3950	203		0				
696	3700	329	6400	170	3240	194		90				
696	3090	348	6570	167	3480	166		180	massa de correção			
697	2890	324	7090	170	4680	186		270	5° andar	2x 4,1	g	
697	3220	328	6770	170	3980	188	valor médio		FAN andar	0	mg	
696	383	289	421	263	783	276		0				
696	622	330	674	297	1240	313		90				

696	1860	2	902	328	2670	351		180		massa de correção		
696	1590	51	549	358	1970	39		270		5° andar	1x 4,1 1x 5,1	g
696	895	10	544	316	1290	350	valor médio			FAN andar	0	mg
688	593	232	424	271	962	248		0				
688	294	281	706	287	999	286		90				
695	770	327	894	326	1660	326		180				
697	1020	57	676	339	1340	27		270				
697	241	340	609	311	827	319	valor médio					

Tabela A6. 1 - Tabela de valores alusivo ao booster do Motor XXX468 – CFM56-5B

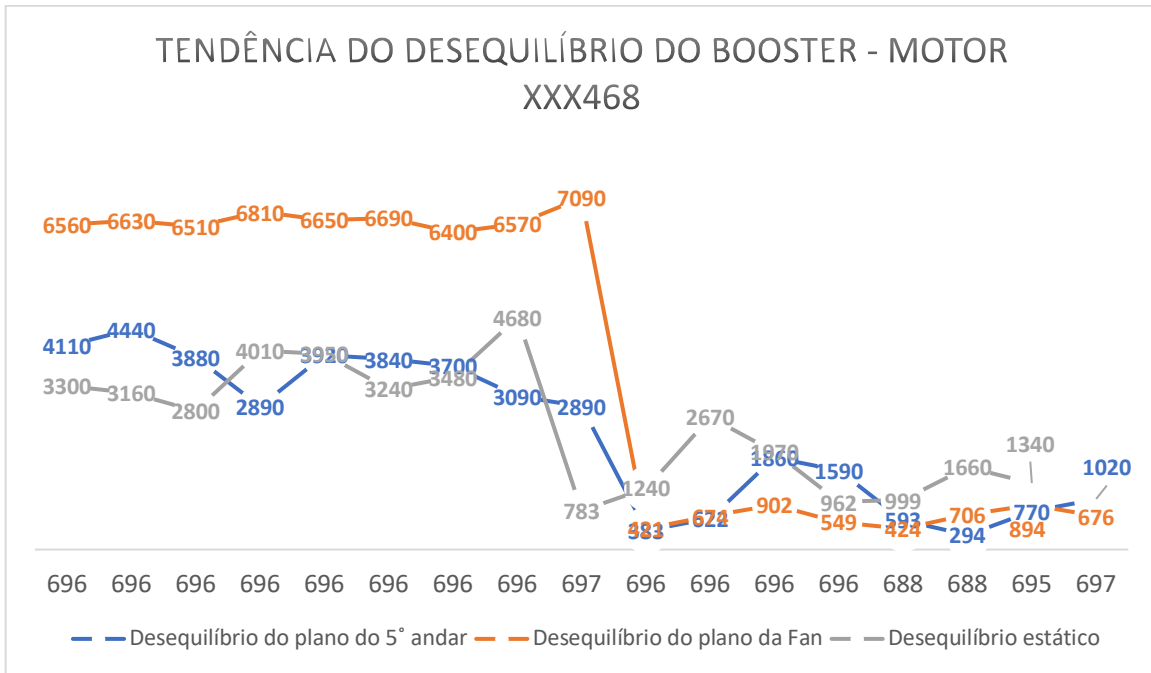


Imagem A6. 2 - Gráfico do desequilíbrio de cada corrida do Booster do motor XXX468

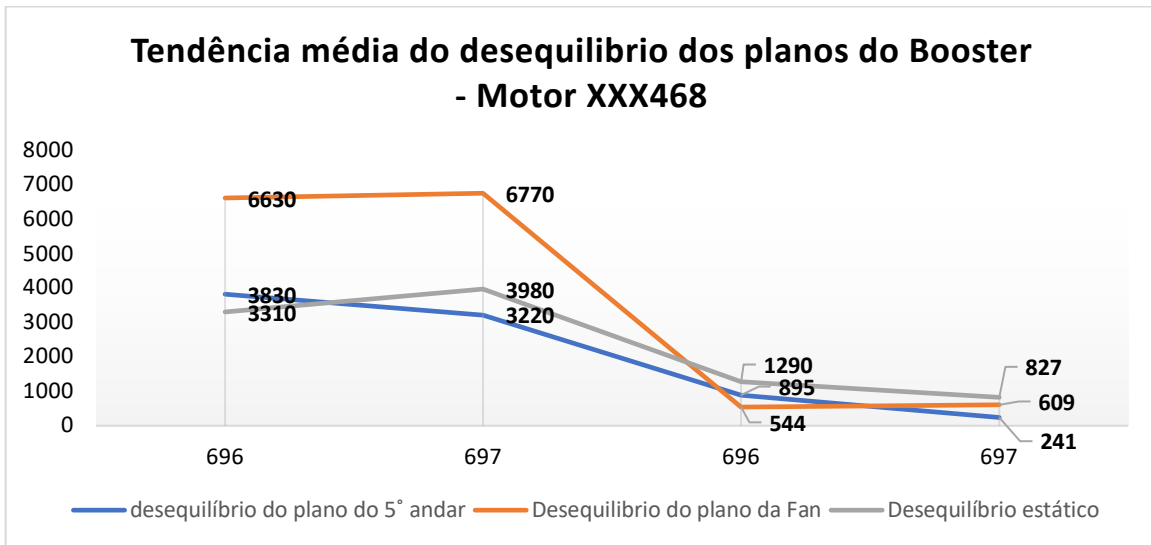
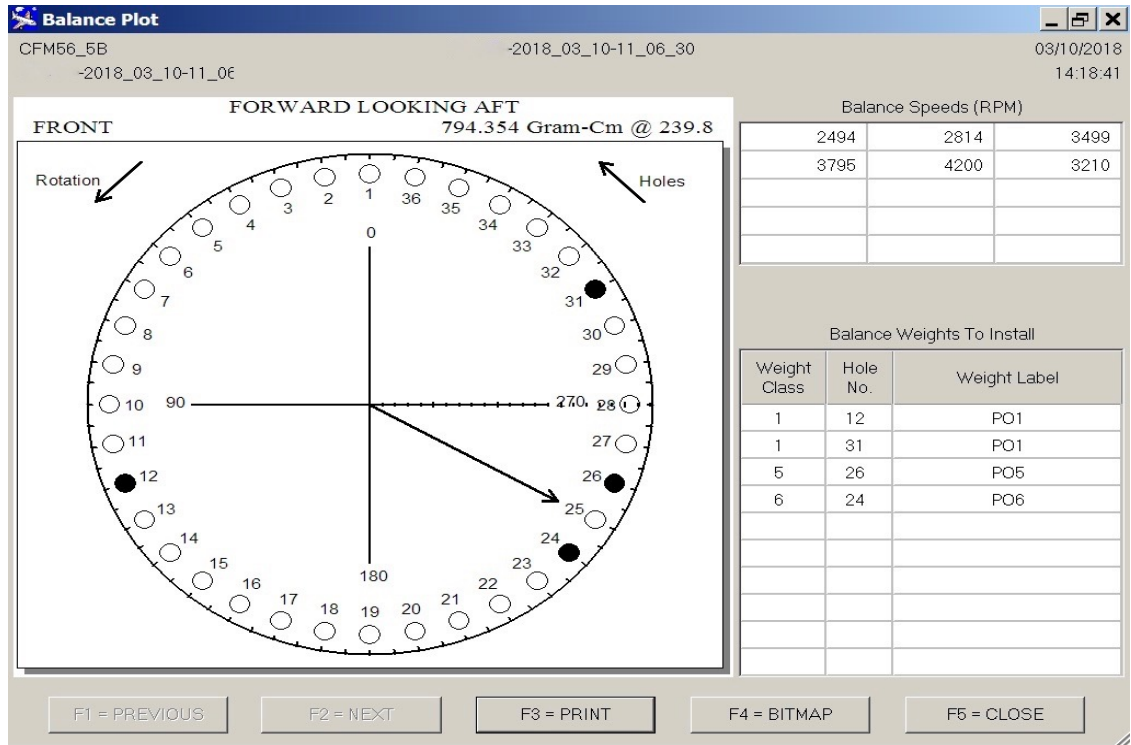


Imagem A6. 3 - Gráfico do desequilíbrio das leituras médias do Booster do motor XXX468

ANEXOS – A8 – Gráficos e tabelas correspondente ao ensaio dos motores estudados em banco de ensaio TAP.

Anexo A7.1



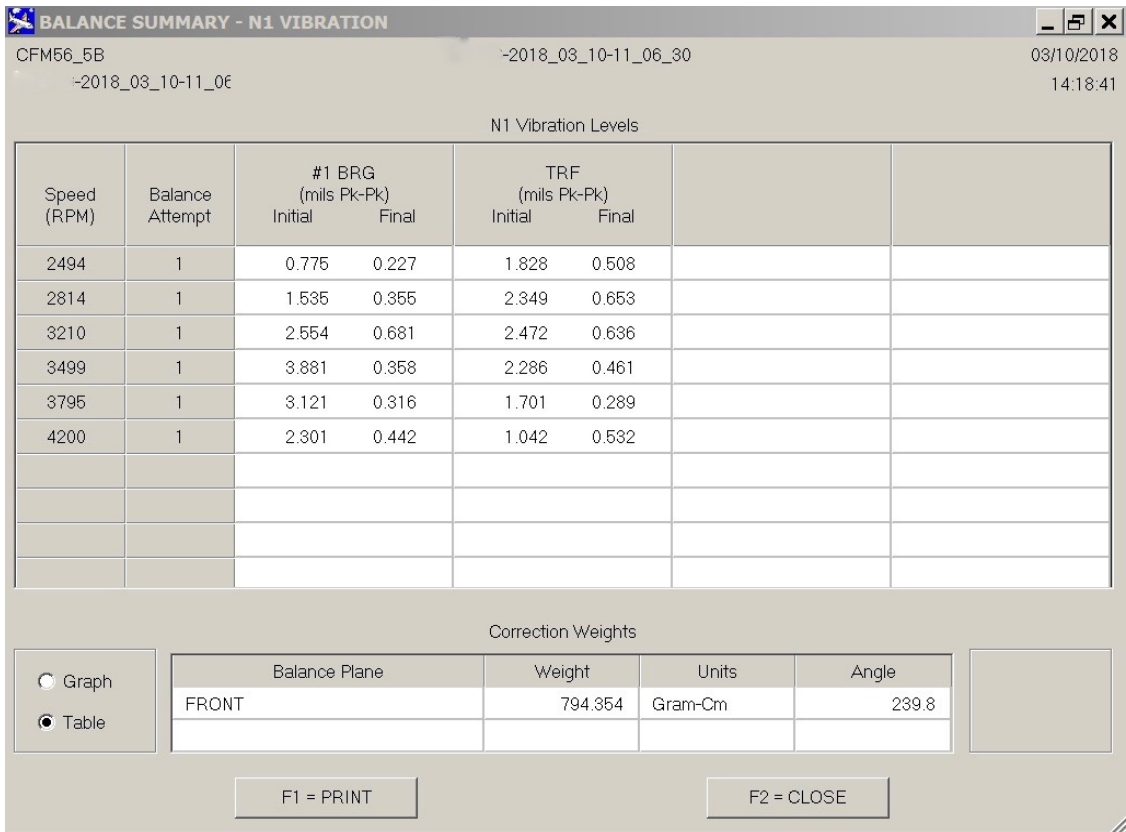


Imagem A7. 1 - Distribuição dos parafusos de correção no cone da FAN (spiner) e respetiva tabela – motor XXX426

A7.2 Distribuição dos parafusos de correção no cone da FAN e respetiva tabela – motor XXX566

=====

Correction Weights: FAN Plane

Ideal Weight Vector: 797.837 @ 239.6°
 Actual Weight Vector: 794.354 @ 239.8°
 Effectiveness: 99.4%

Class No.	Hole No.	Weight	Weight Class Label
1	12	84.250	P01
1	31	84.250	P01
5	26	378.080	P05
6	24	440.740	P06

Predicted Vibration Data

	N1 Speed	Predicted Vibr
#1 BEARING	2494 49%	0.122 @ 163.2°
TURBINE REAR FRA	2494 49%	0.832 @ 309.0°
#1 BEARING	2814 56%	0.608 @ 212.6°
TURBINE REAR FRA	2814 56%	1.635 @ 52.2°
#1 BEARING	3499 69%	1.245 @ 176.6°
TURBINE REAR FRA	3499 69%	0.346 @ 68.0°
#1 BEARING	3795 75%	0.683 @ 221.9°
TURBINE REAR FRA	3795 75%	1.159 @ 202.5°
#1 BEARING	4200 84%	0.455 @ 310.0°
TURBINE REAR FRA	4200 84%	1.454 @ 309.8°
#1 BEARING	3210 64%	1.386 @ 342.2°
TURBINE REAR FRA	3210 64%	0.994 @ 162.4°

Installed Weights: FAN Plane

Class No.	Hole No.	Weight	Weight Class Label
1	12	84.250	P01
1	31	84.250	P01
5	26	378.080	P05
6	24	440.740	P06

Total Weight: 794.354 @ 239.8⁰⁰

 Check Run Vibration Data -- 03/10/2018 14:15:32

Vibration Change	N1 Speed		Baseline Data	Check Run Data

#1 BEARING	2456	49%	0.775 @ 194.6 ⁰⁰	0.227 @ 253.2 ⁰⁰
0.685 @ 358.2 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	2456	49%	1.828 @ 313.8 ⁰⁰	0.508 @ 328.4 ⁰⁰
1.343 @ 128.3 ⁰⁰				
#1 BEARING	2784	55%	1.535 @ 201.8 ⁰⁰	0.355 @ 240.2 ⁰⁰
1.277 @ 11.9 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	2784	55%	2.349 @ 25.7 ⁰⁰	0.653 @ 44.2 ⁰⁰
1.742 @ 198.8 ⁰⁰				
#1 BEARING	3216	64%	2.554 @ 236.1 ⁰⁰	0.681 @ 253.2 ⁰⁰
1.914 @ 50.1 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	3216	64%	2.472 @ 90.8 ⁰⁰	0.636 @ 101.3 ⁰⁰
1.851 @ 267.2 ⁰⁰				
#1 BEARING	3478	69%	3.881 @ 247.3 ⁰⁰	0.358 @ 258.9 ⁰⁰
3.531 @ 66.2 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	3478	69%	2.286 @ 104.9 ⁰⁰	0.461 @ 118.8 ⁰⁰
1.842 @ 281.4 ⁰⁰				
#1 BEARING	3780	75%	3.121 @ 266.7 ⁰⁰	0.316 @ 321.6 ⁰⁰
2.950 @ 81.7 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	3780	75%	1.701 @ 173.4 ⁰⁰	0.289 @ 240.9 ⁰⁰
1.613 @ 343.9 ⁰⁰				
#1 BEARING	4167	83%	2.301 @ 295.1 ⁰⁰	0.442 @ 345.9 ⁰⁰
2.051 @ 105.5 ⁰⁰				
TURBINE REAR FRA	4167	83%	1.042 @ 253.2 ⁰⁰	0.532 @ 286.7 ⁰⁰
0.667 @ 47.0 ⁰⁰				

=====
 =====
 Current Influence Coefficients
 =====
 =====

 PLANE #1: FAN

Speed (RPM)	#1 BRG (mils Pk-Pk)	TRF (mils Pk-Pk)

2494	1159.766 @ 122.0 ⁰⁰	591.621 @ 351.9 ⁰⁰

2814	622.178	@	108.3 ⁰⁰	456.096	@	281.4 ⁰⁰
3210	415.100	@	70.1 ⁰⁰	429.234	@	213.0 ⁰⁰
3499	224.998	@	54.0 ⁰⁰	431.197	@	198.8 ⁰⁰
3795	269.241	@	38.5 ⁰⁰	492.471	@	136.3 ⁰⁰
4200	387.339	@	14.7 ⁰⁰	1190.471	@	73.2 ⁰⁰

A7.4 - Relatório de trim balance - motor TAP CFM56-5B - Motor XXX426

```

I
=====
05-Mar-2018                PBS4100 Balance Report                09:11:16
=====
Engine:      CFM56_5B
ID:          566-2018_03_03-14_12_41

Job Name:    575566-2018_03_03-14_12_41
Job File:    C:/Pbs/Winpbs/Engtyp04/00P50VMP.SBJ

Job Created: 03-Mar-2018 16:11:13
Last Modified: 03-Mar-2018 17:06:36

=====
                        Baseline Run  -- 03/03/2018 16:13:01
=====

-----
Existing Weights:  FAN Plane
-----

No Existing Weights Installed

-----
Baseline Vibration Data  -- 03/03/2018 16:13:01
-----

          N1 Speed      Baseline Data
-----
#1 BEARING      2492  49%    0.500 @ 219.1∞
TURBINE REAR FRA 2492  49%    0.658 @ 320.4∞

#1 BEARING      2784  55%    0.748 @ 199.2∞
TURBINE REAR FRA 2784  55%    1.145 @ 12.1∞

#1 BEARING      3215  64%    2.582 @ 230.9∞
TURBINE REAR FRA 3215  64%    2.099 @ 97.8∞

#1 BEARING      3470  69%    1.969 @ 276.7∞
TURBINE REAR FRA 3470  69%    1.604 @ 141.0∞

#1 BEARING      3792  75%    1.976 @ 308.9∞
TURBINE REAR FRA 3792  75%    1.277 @ 188.8∞

#1 BEARING      4168  83%    0.959 @ 294.7∞
TURBINE REAR FRA 4168  83%    1.191 @ 219.3∞

-----
                        Balance Solution #1  -- 03/03/2018 16:14:56
=====

```

Correction Weights: FAN Plane

Ideal Weight Vector: 542.870 @ 217.4∞
Actual Weight Vector: 539.548 @ 217.4∞
Effectiveness: 99.4%

Class No.	Hole No.	Weight	Weight Class Label
5	25	378.080	P05
3	19	239.800	P03

Predicted Vibration Data

	N1 Speed	Predicted Vibr
#1 BEARING	2494 49%	0.039 @ 168.8∞
TURBINE REAR FRA	2494 49%	0.199 @ 240.8∞
#1 BEARING	2814 56%	0.255 @ 139.1∞
TURBINE REAR FRA	2814 56%	0.387 @ 15.8∞
#1 BEARING	3210 64%	0.381 @ 239.7∞
TURBINE REAR FRA	3210 64%	0.682 @ 133.3∞
#1 BEARING	3499 69%	0.698 @ 141.5∞
TURBINE REAR FRA	3499 69%	0.253 @ 180.9∞
#1 BEARING	3795 75%	0.415 @ 2.3∞
TURBINE REAR FRA	3795 75%	0.845 @ 211.4∞
#1 BEARING	4200 84%	0.444 @ 173.0∞
TURBINE REAR FRA	4200 84%	0.519 @ 253.7∞

Installed Weights: FAN Plane

Class No.	Hole No.	Weight	Weight Class Label
5	25	378.080	P05
3	19	239.800	P03

Total Weight: 539.548 @ 217.4∞

Check Run Vibration Data -- 03/03/2018 17:04:26

 Check Run Vibration Data -- 03/03/2018 17:04:26

	N1 Speed	Baseline Data	Check Run Data	Vibration Change
#1 BEARING	2485 49%	0.500 @ 219.1 ∞	0.163 @ 227.6 ∞	0.339 @ 35.0 ∞
TURBINE REAR FRA	2485 49%	0.658 @ 320.4 ∞	0.163 @ 263.9 ∞	0.584 @ 153.9 ∞
#1 BEARING	2770 55%	0.748 @ 199.2 ∞	0.142 @ 233.3 ∞	0.636 @ 12.0 ∞
TURBINE REAR FRA	2770 55%	1.145 @ 12.1 ∞	0.150 @ 325.5 ∞	1.048 @ 198.0 ∞
#1 BEARING	3178 63%	2.582 @ 230.9 ∞	0.315 @ 212.4 ∞	2.286 @ 53.3 ∞
TURBINE REAR FRA	3178 63%	2.099 @ 97.8 ∞	0.265 @ 81.9 ∞	1.846 @ 280.1 ∞
#1 BEARING	3477 69%	1.969 @ 276.7 ∞	0.219 @ 296.4 ∞	1.765 @ 94.3 ∞
TURBINE REAR FRA	3477 69%	1.604 @ 141.0 ∞	0.750 @ 175.2 ∞	1.071 @ 297.7 ∞
#1 BEARING	3779 75%	1.976 @ 308.9 ∞	0.141 @ 73.7 ∞	2.060 @ 125.6 ∞
TURBINE REAR FRA	3779 75%	1.277 @ 188.8 ∞	0.298 @ 231.9 ∞	1.079 @ 357.9 ∞
#1 BEARING	4165 83%	0.959 @ 294.7 ∞	0.332 @ 192.6 ∞	1.078 @ 132.2 ∞
TURBINE REAR FRA	4165 83%	1.191 @ 219.3 ∞	0.283 @ 233.4 ∞	0.919 @ 35.0 ∞

=====
 Current Influence Coefficients
 =====

 PLANE #1: FAN

Speed (RPM)	#1 BRG (mils Pk-Pk)	TRF (mils Pk-Pk)
2494	1590.571 @ 107.6 ∞	923.247 @ 348.8 ∞
2814	848.400 @ 130.6 ∞	515.011 @ 304.6 ∞
3210	236.062 @ 89.3 ∞	292.248 @ 222.5 ∞
3499	305.702 @ 48.4 ∞	503.609 @ 204.9 ∞
3795	261.931 @ 17.0 ∞	500.015 @ 144.7 ∞
4200	500.294 @ 10.4 ∞	586.882 @ 107.7 ∞

**ANEXOS – A9 – Manuais Alusivos a Limites de Vibração em Banco de Ensaio dos
motores CFM56-5B/3/7B**

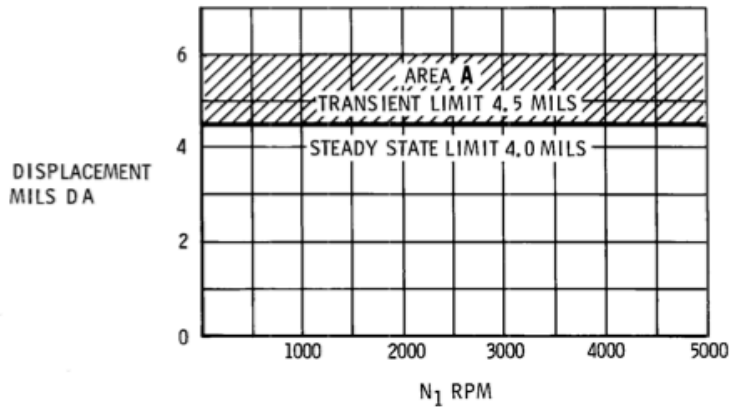
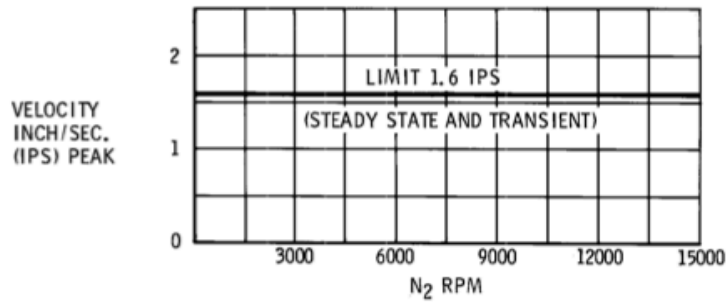
A8.1. – Manual do Motor CFM56-5B – Teste em Banco de Ensaio



CFM56-5B
ENGINE SHOP MANUAL

NOTES:

1. VIBRATION SENSORS LOCATED AT NO. 1 BEARING AND TURBINE FRAME FORWARD FLANGE.
2. SENSOR OUTPUTS FILTERED WITH NARROW BAND TRACKING FILTERS.
3. TRANSIENT N_1 VIBRATION IN AREA A ACCEPTABLE PROVIDING STEADY STATE LIMIT CAN BE MET AFTER 1 MINUTE OF STABILIZATION AT POINT OF PEAK VIBRATION
4. N_1 VIBRATION UP TO 8.0 MILS ALLOWED DURING CHECKOUT OR TRIM BALANCE



GSM 1111188-00-A

***** FOR ALL *****

Vibration Limits/Guidelines
Figure 1305 (Sheet 1)

ALL

72-00-00

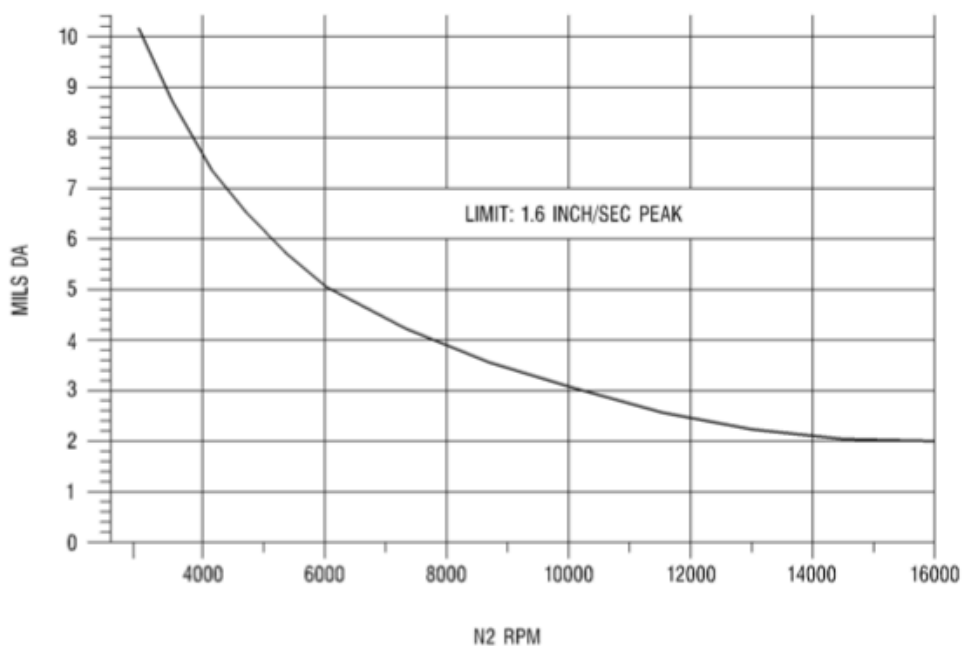
TESTING 001
PAGE 1332
OCT 30/2016

© CFM PROPRIETARY INFORMATION : Subject to the restrictions on the cover or first page



CFM56-5B ENGINE SHOP MANUAL

$$\text{INCH/SEC} = \text{PI} * \frac{\text{RPM}}{60} * \frac{\text{MILS DA}}{1000}$$



***** FOR ALL *****

GSM1106178-00 A

Vibration Limits/Guidelines
Figure 1305 (Sheet 2)

ALL

72-00-00

TESTING 001

PAGE 1333

OCT 30/2016

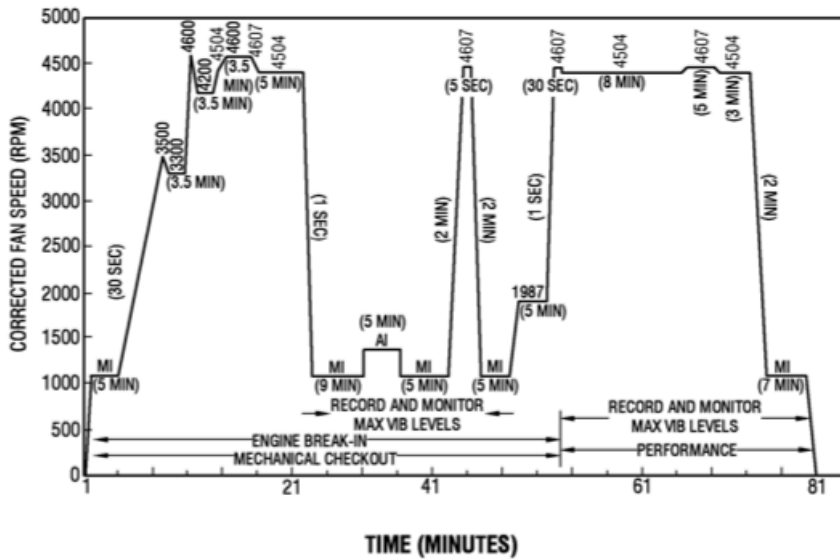
© CFM PROPRIETARY INFORMATION : Subject to the restrictions on the cover or first page

A8.2 – Manual do Motor CFM56-7B – Teste em Banco de Ensaio



CFM56-7B ENGINE SHOP MANUAL

7B20, 7B20/2, 7B20/3 AND 7B20E ACCEPTANCE SCHEDULE WITH 7BV EEC SOFTWARE AND HIGHER



1356058-00

***** FOR 7B ALL *****

Acceptance Test Schedule
Figure 1301 (Sheet 2)

7B ALL

72-00-00

TESTING 002
PAGE 1308
JAN 15/2018

© CFM PROPRIETARY INFORMATION : Subject to the restrictions on the cover or first page



CFM56-7B
ENGINE SHOP MANUAL

	VIBRATION LIMITS		
	LOCATION	MAXIMUM LIMIT	TEST CONDITION
INTERNAL VIBRATION CHECK AND SAFETY LIMITS	HP 1/REV	1.8 IPS PK	DO NOT OPERATE THE ENGINE ABOVE THIS LEVEL.
	LP 1/REV	8.0 MILS DA	DO NOT OPERATE THE ENGINE ABOVE THIS LEVEL.
VIBRATION CRITERIA FOR PERFORMANCE	LP 1/REV	4.5 MILS DA	TO MINIMIZE THE IMPACT ON PERFORMANCE, DO NOT EXCEED THIS LEVEL DURING TESTING. INITIATE TRIM BALANCE.
ACCEPTANCE TEST	HP 1/REV	1.6 IPS PK (FFCCV) 1.3 IPS PK (#1BRGV)	MAXIMUM LIMIT DURING VIBRATION ACCEPTANCE TEST.
	LP 1/REV	2.5 MILS DA	MAXIMUM LIMIT DURING VIBRATION ACCEPTANCE TEST.

NOTES:

1. ALL FAN TRIM BALANCE RECORDS SHALL BE MAINTAINED ON A HARD COPY.
2. THE ABOVE VIBRATION LIMITS APPLY TO BOTH (#1BRGV) AND (FFCCV) SENSORS AT THOSE TRANSIENTS WHICH HAVE A GREATER THAN 30 SECOND LENGTH OF TIME.
3. ENGINE LP 1/REV AND HP 1/REV LIMITS DO NOT APPLY AT SPEEDS BELOW MINIMUM (GROUND) IDLE.
4. ACCEPTANCE TEST VIBRATION LIMIT ONLY APPLIES TO 2 MINUTE ACCEL/DECEL AND ANY VIBRATION PENALTY SCHEDULE.
5. TEST COWLS MUST SIMULATE INLET, EXHAUST SYSTEM, AND THRUST REVERSER WEIGHT AND CENTER OF GRAVITY.

GSM-1153056-00-A

***** FOR 7B ALL *****

Vibration Limits
Figure 1306

7B ALL

72-00-00

TESTING 001
PAGE 1322
JUL 15/2017

© CFM PROPRIETARY INFORMATION : Subject to the restrictions on the cover or first page

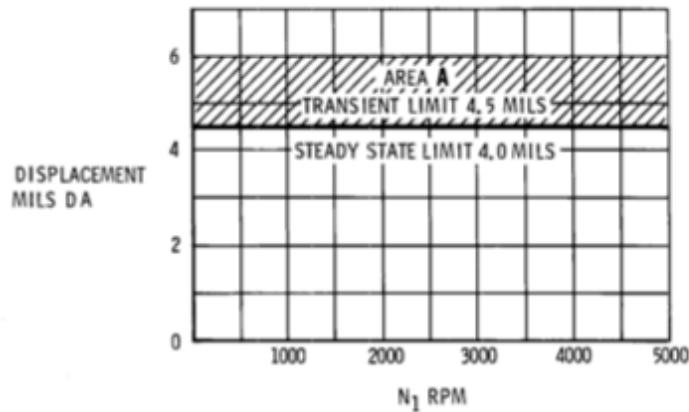
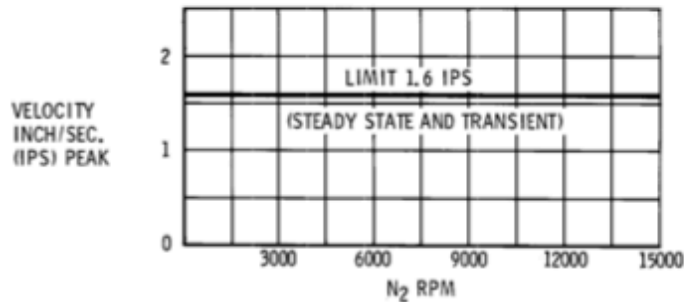


CFM56-5B

ENGINE SHOP MANUAL

NOTES:

1. VIBRATION SENSORS LOCATED AT NO. 1 BEARING AND TURBINE FRAME FORWARD FLANGE.
2. SENSOR OUTPUTS FILTERED WITH NARROW BAND TRACKING FILTERS.
3. TRANSIENT N_1 VIBRATION IN AREA A ACCEPTABLE PROVIDING STEADY STATE LIMIT CAN BE MET AFTER 1 MINUTE OF STABILIZATION AT POINT OF PEAK VIBRATION
4. N_1 VIBRATION UP TO 8.0 MILS ALLOWED DURING CHECKOUT OR TRIM BALANCE



***** FOR ALL *****

GSM 1111188 00 A

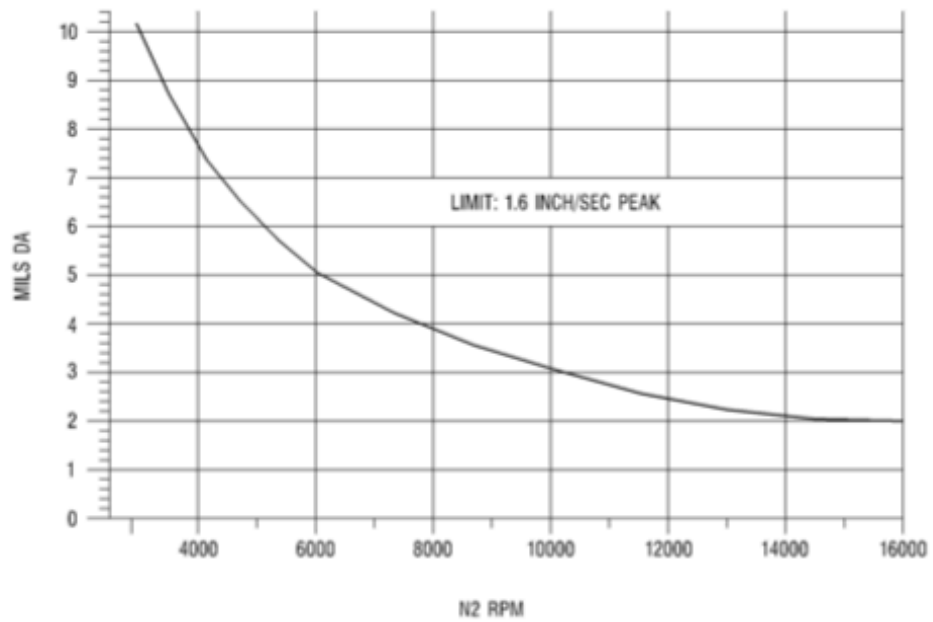
Vibration Limits/Guidelines
Figure 1305 (Sheet 1)



CFM56-5B

ENGINE SHOP MANUAL

$$\text{INCH/SEC} = \text{PI} \cdot \frac{\text{RPM}}{60} \cdot \frac{\text{MILS DA}}{1000}$$



***** FOR ALL *****

GSM 1106178-00 A

Vibration Limits/Guidelines
Figure 1305 (Sheet 2)

**A10 - CheckList da contribuição metodológica no
processo de equilibragem**

Check list para o processo de equilibragem



Qualquer rotor que se pretenda equilibrar deve para efeitos de assertividade de valores, efetuar em cada conjunto de sequências, de 4 rotações a 0°, 90°, 180° e 270° respetivamente.

Nota: A movimentação do rotor no fim de cada corrida para se proceder à rotação manual para a colocação do rotor no ângulo requerido para rodar na corrida seguinte, estando o rotor apoiado no berço do banco de equilibragem deve ser SEMPRE efetuado, no sentido da rotação da máquina, para minimizar a possibilidade de descalibração do sensor e do erro associado a esse fator.

➤ Indexação

1° sequência:

- 1ª corrida iniciada aos 0°;
- 2ª corrida iniciada aos 90°;
- 3ª corrida iniciada aos 180°;
- 4ª corrida iniciada aos 270°;

2° sequência:

- 1ª corrida iniciada aos 0°;
- 2ª corrida iniciada aos 90°;
- 3ª corrida iniciada aos 180°;
- 4ª corrida iniciada aos 270°;

“N” sequências;

MRO/M&E_2018

(Eng. João Vizinha)

(Salomão Duarte)