

发动机振动载荷向客舱座椅传递特性研究

舒俊成, 贺尔铭, 易金翔, 陈鹏翔

(西北工业大学 航空学院, 陕西 西安 710072)

摘要:航空发动机是影响客机乘坐舒适性的主要振源之一,研究发动机振动对座椅振动响应的贡献将为客机振动舒适性设计及发动机隔振安装提供基础数据。为此,建立了客机中机身舱段-双梁机翼动力学模型,基于发动机典型振动载荷谱,仿真分析了机翼前后梁关键节点和座椅连接点的加速度响应,辨识了发动机振动向客舱传递的主路径。基于工况传递路径分析(OTPA)方法,比较研究了发动机前后挂点振动对客舱不同座椅垂向加速度响应的贡献量大小;探索了翼梁结构振动传递的三维信息。结果表明:在起飞和巡航状态下,发动机振动低压转子基频分量对座椅垂向响应影响最大,此时发动机前挂点激励的贡献率分别约为71%和67%;而空中慢车状态下,发动机振动的高压转子基频分量及其3/2倍频分量对座椅垂向响应的影响相对较大,且发动机前挂点激励的贡献率分别约为45%和60%;另外,发动机振动主要通过机翼前梁向座椅连接点垂向传递,且机翼前后梁垂向、绕机身纵向和横向转动方向也是振动传递主要方向。

关键词:发动机振动;工况传递路径分析;隔振;振动贡献量;载荷传递

中图分类号:TB532

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2020)06-1163-08

在起飞、巡航和空中慢车等飞行状态下,发动机振动是大型客机振动环境的重要振源之一。民用高涵道比涡扇发动机有着大直径和低转速的特点,低转速使得转子基频向低频段转移,而长时间处于高强度低频振动环境中,会严重影响乘员舒适性体验,威胁乘员的身体健康^[1]。为充分理解发动机激励至机舱座椅连接点的振动传递特性,从而指导大型客机的减隔振设计,需分别量化分析发动机振动和机翼前后梁关键处响应对座椅连接点加速度响应的贡献,而OTPA方法是量化分析系统振动传递特性的主要方法之一^[2-4]。OTPA方法只需测量模型的工况响应来辨识传递率,不需要测量激励数据,可以节省大量的工作时间^[5-6]。

在OTPA方法中,可通过最小二乘法和奇异值分解法来计算传递率矩阵^[7-8]。传递率矩阵精度较低、重要传递路径遗漏都会造成分析结果不准确^[9-10]。2003年,Qiu等^[11]研究了任意条件下多输入/单输出模型的重相干函数,在汽车座椅靠背的振动传递评估过程中,确定是否遗漏了重要路径。

2010年,乔宇锋等^[12]提出了因为在互功率谱矩阵中已经包含了目标点的响应,所以无法通过目标点拟合值与测量值是否吻合来判断是否遗漏重要路径。2013年,Rooze等^[13]结合参考点响应矩阵奇异值大小确定了振动传递过程的重要路径。在此基础上,2016年,郑启明等^[14]利用改进的重相干函数,在缝带式订标机振动传递分析过程中,判断是否遗漏了重要传递路径,并得到了比较好的分析结果。

本文基于建立的大型客机中机身舱段-双梁机翼动力学有限元模型,在起飞、巡航和空中慢车3种飞行状态下,于发动机前后挂点上垂向施加客机发动机典型振动载荷,通过软件仿真,获得客机中机身舱段内座椅连接点和机翼前后梁关键处加速度响应。基于OTPA方法,以发动机振动载荷、仿真的机翼前后梁和座椅连接点垂向的加速度响应为工况数据,讨论了发动机前后挂点振动载荷对座椅连接点垂向加速度响应贡献率,同时确定机翼前后梁振动传递(前后挂点激励至座椅连接点垂向振动过程)的主要方向。

1 工况传递路径分析基本方法

1.1 传递函数辨识

平稳随机信号的任一样本不是绝对可积的, 所以其傅里叶变换不存在; 但是对于一段截取时间过程, 由于信号长度有限, 故其快速傅里叶变换是存在的^[15]。因此, 在系统振动传递分析过程中, OTPA 方法示意如图 1 所示, 其基本公式可表示为

$$[y_1(\omega) \quad \cdots \quad y_n(\omega)] = [x_1(\omega) \quad \cdots \quad x_m(\omega)] \begin{bmatrix} T_{11}(\omega) & \cdots & T_{1n}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ T_{m1}(\omega) & \cdots & T_{mn}(\omega) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $y_j(\omega)$ ($j = 1, 2, \dots, n$) 为第 j 个目标点响应谱; $x_i(\omega)$ ($i = 1, 2, \dots, m$) 为第 i 个参考点响应谱; $T_{ij}(\omega)$ 为第 i 个参考点至第 j 个目标点的传递率。

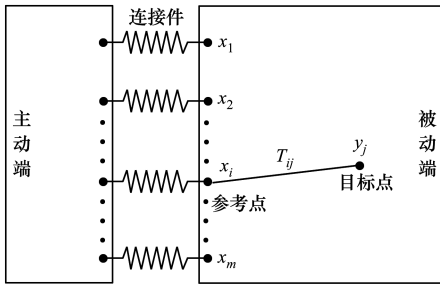


图 1 OTPA 方法示意图

在 OTPA 方法的应用过程中, 采用 k 组参考点和目标点工况数据, 使得(1)式变为

$$\begin{bmatrix} y_{11}(\omega) & \cdots & y_{1n}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ y_{k1}(\omega) & \cdots & y_{kn}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{11}(\omega) & \cdots & x_{1m}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ x_{k1}(\omega) & \cdots & x_{km}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11}(\omega) & \cdots & T_{1n}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ T_{m1}(\omega) & \cdots & T_{mn}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2)$$

(2)式可简写为(省略频率 ω 的书写, 下同)

$$y = xT \quad (3)$$

在(3)式中, 参考点数据矩阵 x ($k > m$) 为列满秩时, 可采用最小二乘法, 得到传递率矩阵

$$T = (x^H x)^{-1} x^H y = G_{xx}^{-1} G_{xy} \quad (4)$$

式中: G_{xx} 为参考点响应 x 的自谱; G_{xy} 为参考点响应

x 与目标点响应 y 的互谱。

此时, 存在

$$x^+ = (x^H x)^{-1} x^H \quad (5)$$

(4)式进一步可以表示为

$$T = x^+ y \quad (6)$$

可见, 参考点响应矩阵 x 是列满秩时, (2) 式的最小二乘解可由伪逆 x^+ 求出。

若 $x^H x$ 不为满秩矩阵, $x^H x$ 不可逆, 可求其伪逆 $(x^H x)^+$, 得到唯一极小范数解或唯一极小范数最小二乘解(最佳逼近解)

$$T = (x^H x)^+ x^H y \quad (7)$$

但是, 噪音因素对最小二乘法干扰严重, 而奇异值分解技术可以减少这些因素的干扰。所以常采用奇异值分解技术来求参考点数据矩阵 x 的伪逆矩阵 x^+ , 再由(6) 式得到 T

$$x = U \Sigma V^H \quad (8)$$

$$x^+ = V \tilde{\Sigma}^{-1} U^H \quad (9)$$

式中: U, V 为酉矩阵; Σ 为 x 的奇异值矩阵, 为对角阵, 其中对角元素 σ_i ($1 \leq i \leq m$) 为 x 的奇异值, 且满足 $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_m \geq 0$; $\tilde{\Sigma}$ 为减小噪音干扰后 x 的奇异值矩阵。

在此过程中, 认为矩阵 x 较小的奇异值是噪音等干扰带来的。采用累积贡献等方法^[5], 设定 Ω 的阈值, 令矩阵 Σ 奇异值 $\sigma_{l+1} \sim \sigma_m$ 为 0, 保留奇异值 $\sigma_1 \sim \sigma_l$, 从而得到奇异值矩阵 $\tilde{\Sigma}$ 。

$$\Omega = \sum_{i=1}^l \sigma_i / \sum_{i=1}^m \sigma_i \quad (10)$$

1.2 振动贡献量分析

第 i ($i = 1, 2, \dots, m$) 个参考点响应传递至第 j 个目标点的响应 $y_{i,j}$ 为矢量信号, 可以看成第 j 个目标点响应的第 i 个分量, 响应 $y_{i,j}$ 为

$$y_{i,j} = x_i T_{i,j} \quad (11)$$

振动贡献量是传递响应 $y_{i,j}$ 在目标点响应 y_j 方向上的投影, 表示为

$$C_{i,j} = |y_{i,j}| \cdot \cos \theta_i \quad (12)$$

式中: $| \cdot |$ 为相应响应的模; θ_i ($0^\circ \leq \theta_i \leq 180^\circ$) 为目标点响应 y_j 和传递响应 $y_{i,j}$ 之间的方向夹角。

第 i 个参考点响应的贡献率(贡献度)为振动贡献量与目标点响应模的比值

$$\eta_{i,j} = \frac{C_{i,j}}{|y_j|} \times 100\% \quad (13)$$

2 客机模型的工况响应

2.1 客机简化动力学模型

根据文献[1,16]建立的有限元动力学模型,以A320客机为研究对象,建立大型客机中机身舱段-双梁机翼动力学有限元模型,如图2所示。其中,机身横向、纵向和垂向分别为 X 、 Y 和 Z 轴向,座椅连接点编号为 $k(k=1,2,\dots,9)$,机翼前后梁与2~7号翼肋相连点及相应中点编号分别为10~21和22~33。由于人们重点关注舱段座椅连接点 Z 向振动对人体舒适性的影响,而人体感知度较大振动频率在400 Hz以内。所以,在对称激励条件下(机身对称面施加对称约束),在发动机前后挂点 Z 向上施加振动载荷,研究400 Hz内发动机激励传递到座椅连接点 Z 向的加速度响应情况。

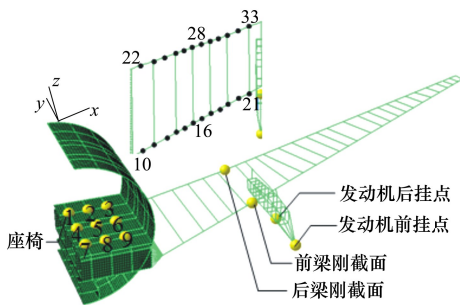


图2 客机中机身舱段-双梁机翼动力学有限元模型

2.2 客机发动机典型振动载荷

根据文献[1],得到实测的各飞行状态下某型高涵道比涡扇发动机振动高低压转子基频 N_1 和 N_2 ,如表1所示。

表1 某型涡扇发动机振动实测的高低压转子基频

转子基频	飞行状态		
	起飞推力 case A	最大巡航推力 case B	空中慢车 case C
N_1/Hz	57.120	56.599	37.212
N_2/Hz	288.071	270.214	256.805

同时,获得起飞(case A)、巡航(case B)、空中慢车(case C)3个飞行状态的发动机典型振动载荷谱^[1],如图3所示。在case A、case B和case C飞行状态下,发动机振动载荷可分别施加于前后挂点上。

从图3中可以得到,在起飞和巡航状态下,发动机振动载荷能量主要集中在高低压转子基频及其倍频处;而空中慢车状态下,发动机振动载荷能量主要集中在高压转子基频及其倍频处。

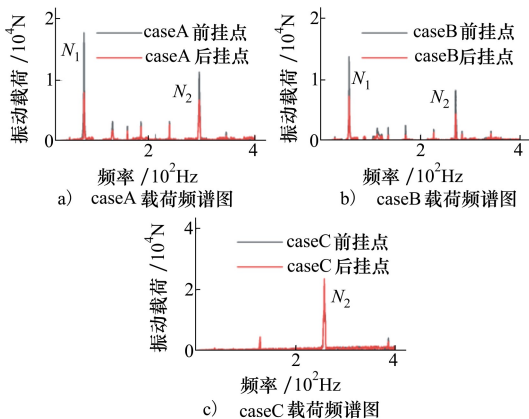


图3 各飞行状态发动机典型振动载荷频谱图

2.3 中机身舱段座椅连接点加速度响应

在图3载荷谱中,只有振动载荷的幅值,没有具体的相位信息。所以保持振动载荷幅值不变,使其相位随机,各生成100组振动载荷时域信号。通过LMS Virtual Lab仿真,得到机翼前后梁各节点和客机中机身舱段内座椅连接点的加速度响应数据。

每个飞行状态下,9个座椅连接点的加速度响应信号共有27个。100组各加速度频域信号均值按1~9座椅及每个座椅 X 、 Y 、 Z 方向排序得到其加速度响应瀑布图,如图4所示,3Z→6Z→9Z为27个加速度响应的排序方向。

1) 在巡航和起飞状态下,不同座椅连接点加速度响应峰值主要集中在 N_1 、 N_2 及其倍频处;且在 N_1 处,各座椅连接点 Z 向加速度幅值最大,即低压转子基频分量对各座椅 Z 向加速响应影响最大。

2) 在空中慢车状态下,各座椅连接点加速度响应峰值主要集中在基频 N_2 及其倍频处,且在基频 N_2 及 $3/2N_2$ 倍频处,不同座椅连接点 Z 向加速度幅值相对较大,对各座椅 Z 向加速度响应影响也相对较大。在 $3/2N_2$ 倍频处,发动机振动载荷并不大,而各座椅连接点加速度响应却较大,这是动力学模型地板在385.2 Hz附近存在高阶模态,地板发生了共振导致的。在飞机实际设计时,需要避免类似共振现象发生。

3) 1~9号座椅位置 Z 向最大加速度响应幅值如表2所示。起飞和巡航状态下,在发动机振动低

压转子基频 N_1 处,后排至前排座椅连接点 Z 向加速度响应幅值依次增大;而空中慢车状态下,在发动机

高压转子 $3/2N_2$ 倍频处,中排座椅连接点 Z 向加速度响应幅值相对较大。

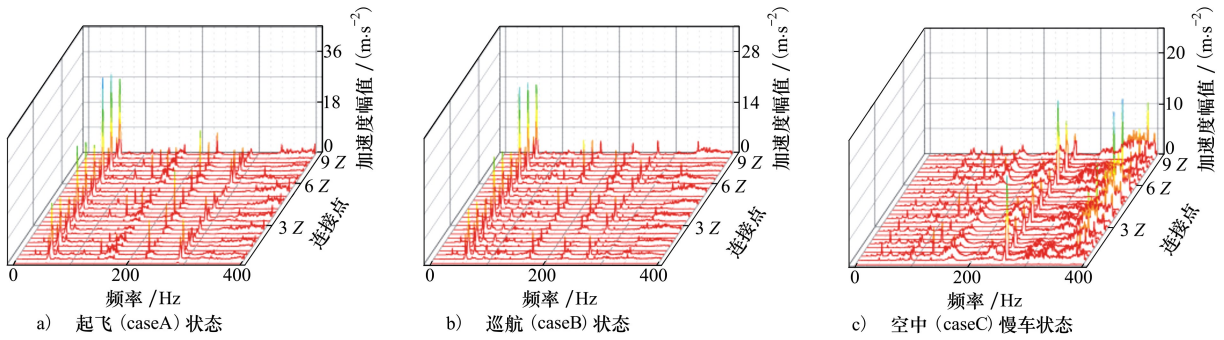


图 4 各飞行状态舱段内不同座椅连接点均值加速度响应瀑布图

3 发动机振动传递贡献量分析

在有限元模型建模过程中,发动机为刚体单元,发动机前后挂点至同一座椅连接点的传递函数相同。所以,每个飞行状态下,在相应特征频率处 (N_1, N_2 及其倍频),发动机前挂点振动载荷对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献量不同,但贡献率相同;发动机后挂点振动载荷也具有同样特性。

3.1 起飞状态前后挂点振动载荷的贡献量分析

起飞状态下,基于 OPA 方法,在基频 N_1, N_2 及其倍频处,发动机前后挂点振动载荷 (100 组) 对不同座椅连接点 Z 向加速度响应贡献量均值如图 5 所示。其中 q 为前挂点, h 为后挂点, $\bar{C}_{q,h,kz}$ 表示前挂点振动对 k 号座椅连接点 z 向振动的贡献量均值,图例 1 ~ 9 为座椅连接点编号,且每个特征频率处柱状图排序为 1 ~ 9(下同)。

从图 5 中可以看到,在基频 N_1 处,发动机前后挂点振动载荷对各座椅 Z 向加速度响应的贡献量最大,且前挂点振动对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献量比后挂点振动的贡献量大;在 $N_1, 1/2N_1, 3N_1$ 处,前后挂点振动对后排 1 ~ 3 至前排 7 ~ 9 的贡献量依次增大,且对 7 号座椅连接点的贡献量最大。在 $4N_1$ 处,前后挂点振动贡献量比其他倍频处大些,这主要是动力学模型在 $4N_1$ 处 (228.5 Hz 附近) 存在模态频率,模型发生共振导致的。同时,从图 5 纵轴刻度上可以看出,在基频 N_1, N_2 及其倍频处,发动机前挂点振动的贡献量普遍比后挂点振动贡献量大。

在基频 N_1, N_2 及其倍频处,发动机前后挂点振

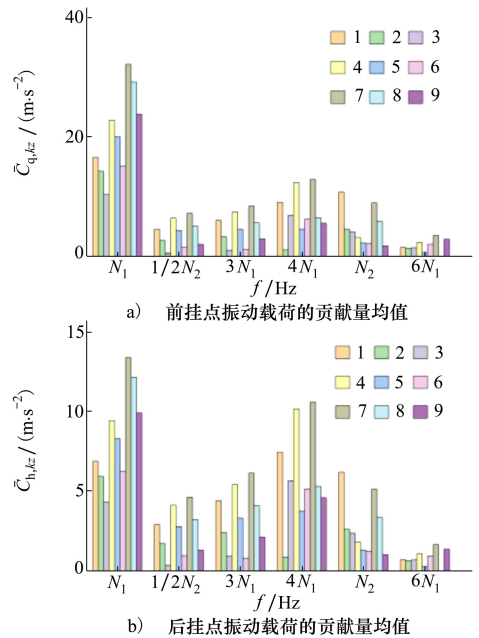


图 5 起飞状态发动机振动贡献量的均值

动 (100 组) 对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值及其标准差如表 2 所示。其中, $\eta_{q,h,kz}$ 表示前挂点振动载荷对 R 号位置 Z 向响应的贡献率 (下同)。

表 2 起飞状态 Z 向响应的贡献率 单位: %

频率/Hz	贡献率 $\eta_{q,kz}$		贡献率 $\eta_{h,kz}$	
	均值	标准差	均值	标准差
N_1	71	2	29	2
$1/2N_2$	61	1	39	1
$3N_1$	58	1	42	1
$4N_1$	55	1	45	1
N_2	63	1	37	1
$6N_1$	68	5	32	5

从表 2 可知,在基频 N_1 处,发动机前挂点振动载荷贡献率均值为 71%,其标准差为 2%,各座椅连接点 Z 向加速度响应大部分来自前挂点振动载荷。其他特征频率处,前挂点振动载荷的贡献也占优。可见,在基频 N_1, N_2 及其倍频处,发动机前挂点振动载荷对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献大。

3.2 巡航状态前后挂点振动载荷的贡献量分析

巡航状态下,基于 OTPA 方法在基频 N_1, N_2 及其倍频处,前后挂点振动载荷(100 组)对 1~9 号座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献量均值如图 6 所示。可见,在 N_1 处,发动机前后挂点振动对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献量最大;且在 $1/2N_1, N_1, 1/2N_2$ 和 $3N_1$ 处,对后排 1~3 至前排 7~9 座椅连接点加速度响应贡献量依次增大。

在主要特征频率处,发动机前后挂点振动载荷(100 组)对 1~9 号座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值及其标准差如表 3 所示。

表 3 巡航状态的贡献率 单位:%

频率/Hz	贡献率 $\eta_{q,kz}$		贡献率 $\eta_{h,kz}$	
	均值	标准差	均值	标准差
$1/2N_1$	62	2	38	2
N_1	67	3	33	3
$1/2N_2$	72	2	28	2
$3N_1$	75	3	25	3
$4N_1$	60	2	40	2
N_2	67	2	33	2
$6N_1$	59	2	41	2

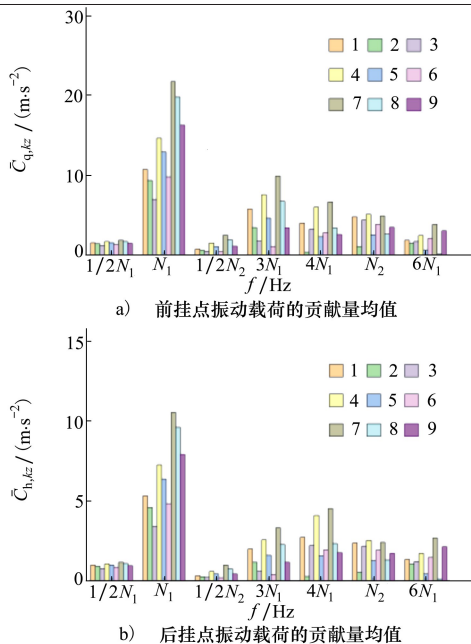


图 6 巡航状态发动机振动贡献量的均值

从表 3 中可以看到,在 N_1 处,发动机前挂点振动载荷的贡献率均值为 67%,标准差为 3%;其他特征频率处,前挂点振动的贡献率也大。所以,巡航状态下,在 N_1, N_2 及其倍频处,前挂点振动载荷对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献大。

3.3 空中慢车状态前后挂点振动载荷的贡献量分析

空中慢车状态下,在基频 N_2 及其倍频处,发动机前后挂点振动载荷(100 组)对 1~9 座椅连接点 Z 向加速度的贡献量均值如图 7 所示。可见,在 N_2 及 $3/2N_2$ 处,发动机前后挂点振动载荷对各座椅连接点的振动贡献量相对较大,且在 $3/2N_2$ 处,前挂点振动的贡献量比后挂点振动贡献量大。

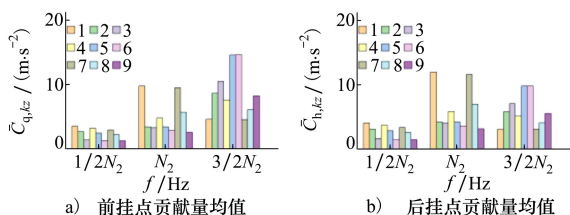


图 7 空中慢车状态发动机振动贡献量均值

在基频 N_2 及其倍频处,前后挂点振动载荷(100 组)对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值及其标准差如表 4 所示。可见,在 $1/2N_2$ 和 N_2 处,发动机后挂点振动载荷对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献占优;而 $3/2N_2$ 处发动机前挂点振动载荷的贡献大。

表 4 空中慢车状态的贡献率 单位:%

频率/Hz	贡献率 $\eta_{q,kz}$		贡献率 $\eta_{h,kz}$	
	均值	标准差	均值	标准差
$1/2N_2$	46	2	54	2
N_2	45	1	55	1
$3/2N_2$	60	2	40	2

4 发动机振动传递主路径辨识

机翼前后梁与 2-7 号翼肋相连点及其中点平动加速度响应的均方根如图 8 所示(编号如图 2 所示),通过比较得到 3 个飞行状态下,振动响应传递的主路径是:发动机前后挂点-发动机吊架和机翼连接点-机翼前梁-中机身舱段座椅连接点。

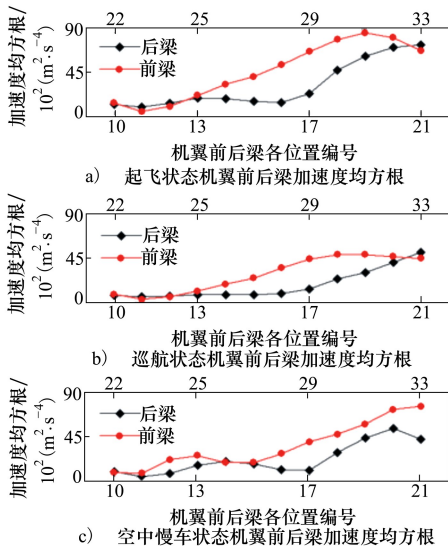


图 8 各飞行状态机翼前后梁平动加速度响应

5 翼梁结构振动主要传递方向分析

在发动机振动向中机身舱段不同座椅连接点 Z 向传递过程中,为了探索动力学有限元模型翼梁结构振动传递的三维信息、确定其振动传递的主要方向。在 300 组工况中,提取机翼前后梁 6 号、7 号翼肋连接位置中点(编号分别为 20 和 32)各方向的加速度响应数据;以此为参考点工况数据,分析其对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率。此时,参考点是刚性截面,如图 2 所示。

3 个飞行状态下,在主要特征频率处,机翼 20 和 32 位置加速度响应对不同座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值相同。以起飞状态 N_1 处为例,

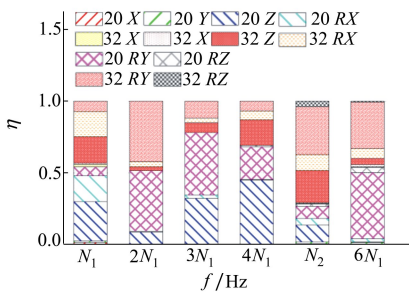


图 10 起飞状态前后梁 20 和 32 位置响应的贡献率均值

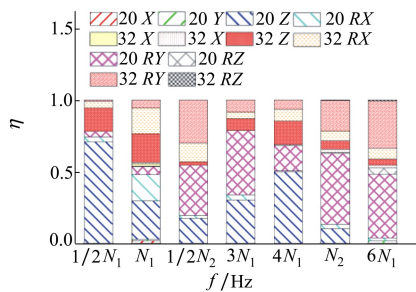


图 11 巡航状态前后梁 20 和 32 位置响应的贡献率均值

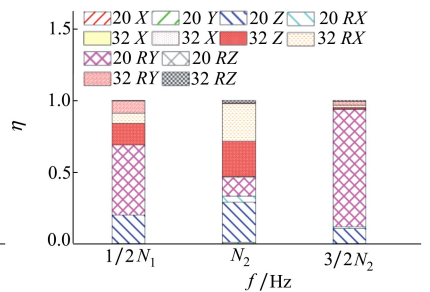


图 12 空中慢车状态 20 和 32 位置响应的贡献率均值

机翼 20 和 32 位置加速度响应(100 组)对 1 ~ 9 号座椅连接点 Z 加速度响应的贡献率均值如图 9 所示。其中, RX,RY 和 RZ 分别为绕 X,Y 和 Z 轴转动方向。在基频 N_1 处,来自 $20Z,20RX,20RY,32Z,32RX$ 和 $32RY$ 向加速度响应贡献率的和约为 95%。

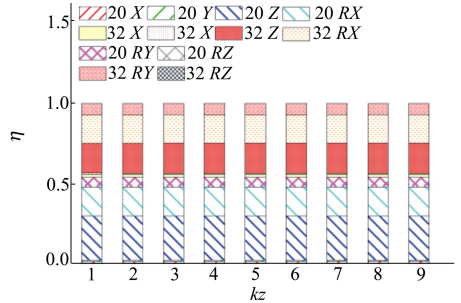


图 9 起飞状态 N_1 处 20 和 32 位置响应的贡献率均值

起飞和巡航状态下,在基频 N_1,N_2 及其倍频处,机翼 20 和 32 位置加速度响应(100 组)对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值如图 10 和图 11 所示。从图 10 和图 11 中可以看到,在 N_1,N_2 及其倍频处,不同座椅连接点 Z 向加速度响应大部分来自 $20Z,20RX,20RY,32Z,32RX$ 和 $32RY$ 向响应,其在 91% 以上。机翼 20 和 32 位置 Z,RX 和 RY 向是发动机前后挂点振动至中机身舱段不同座椅连接点 Z 向振动传递过程的主要方向。

空中慢车状态下,机翼前后梁 20 和 32 位置加速度响应对各座椅连接点 Z 向加速度响应的贡献率均值如图 12 所示。从图 12 中可以看到,在高压转子基频 N_2 及其倍频处,座椅连接点 Z 向加速度响应大部分来自 20 和 32 位置 Z,RX 和 RY 向响应(这几个方向贡献率均值的和在 97% 以上)。

6 结 论

在大型客机发动机对称振动载荷条件下,建立了大型客机中机身舱段-双梁机翼动力学模型,基于仿真的翼梁结构各编号处和中机身舱段不同座椅连接处的加速度响应,可以得到如下结果:

1) 起飞和巡航状态下,在发动机振动高低压转子基频 N_1 、 N_2 及其倍频处,发动机前挂点振动载荷对不同的座椅连接点垂向加速度响应的贡献比后挂点振动载荷的贡献大;在基频 N_1 处,不同座椅连接点垂向加速度响应幅值最大,且前挂点振动载荷对

其贡献率分别约为 71% 和 67%。

2) 空中慢车状态下,在发动机高压转子基频 N_2 和 $3/2N_2$ 倍频处,不同座椅连接点垂向加速度响应幅值相对较大;且 N_2 和 $3/2N_2$ 特征频率处前挂点振动载荷的贡献率依次约为 45% 和 60%。

3) 发动机振动响应传递的主路径:发动机前后挂点-吊架和机翼连接点-机翼前梁-座椅连接点,且机翼前后梁垂向、绕机身纵向和横向转动方向是振动传递的主要方向。建议在振动传递的主路径及机翼前后梁振动传递的主要方向上进行减振隔振优化设计以减小机身座椅位置的振动加速度响应。

参考文献:

- [1] 陈熠. 翼吊发动机振动传递特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2012
CHEN Yi. The Investigation of Wing-Mounted Engine Vibration Transmission[J]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2012 (in Chinese)
- [2] MAARTEN V van der Seijs, DENNIS de Klerk, DANIEL J Rixen. General Framework for Transfer Path Analysis: History, Theory and Classification of Techniques[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 68/69: 217-244
- [3] 郭荣, 裘刻, 房怀庆, 等. 频域传递路径分析方法(TPA)的研究进展[J]. 振动与冲击, 2013, 32(13): 49-55
GUO Rong, QIU San, FANG Huaiqing, et al. Advance in Studying on Transfer Path Analysis Methods in Frequency Domain [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(13): 49-55 (in Chinese)
- [4] SITTER G D, DEVRIENDT C, GUILLAUME P, et al. Operational Transfer Path Analysis[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2010, 24(2): 416-431
- [5] 周立群. 基于 OTPA 方法的客室地板振动传递路径分析及控制[D]. 成都: 西南交通大学, 2018
ZHOU Liqun. Transfer Path Analysis and Control of Floor Vibration Based on OTPA Method[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018 (in Chinese)
- [6] 朱自未. 基于 OTPA 方法的高速列车噪声车体传递路径分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2018
ZHU Ziwei. Using OTPA Method to Analyse Transfer Paths in a High-Speed Train Body for Interior Noise[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018 (in Chinese)
- [7] 左曙光, 胡坤, 周大为. 工况传递路径分析在方向盘振源识别中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(1): 73-77
ZUO Shuguang, HU Kun, ZHOU Dawei. Application of Operational Transfer Path Analysis in Steering Wheel Vibration Source Identification[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(1): 73-77 (in Chinese)
- [8] BENDAT J S. System Identification from Multiple Input/Output Data[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 49(3): 293-308
- [9] KLERK D D, OSSIPOV A. Operational Transfer Path Analysis: Theory, Guidelines and Tire Noise Application[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 1950-1962
- [10] 张磊, 初珠立, 李彬, 等. 工况传递路径分析中遗漏路径无法识别的问题研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(增刊1): 532-536
ZHANG Lei, CHU Zhuli, LI Bin, et al. Research on the Issue of Unrecognized Missing Path in Operational Transfer Path Analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(suppl 1): 532-536 (in Chinese)
- [11] QIU Y, GRIFFIN M J. Transmission of Vibration to the Backrest of a Car Seat Evaluated with Multi-Input Models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 274(1): 297-321
- [12] 乔宇锋, 黄其柏, 李天匀. 工况传递路径分析(OPA)方法在应用中的缺陷[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(5): 132-136

QIAO Yufeng, HUANG Qibai, LI Tianyun. Application Limitations of Operational Transfer Path Analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2010, 30(5): 132-136 (in Chinese)

- [13] ROOZEN N B, LECLÈRE Q. On the Use of Artificial Excitation in Operational Transfer Path Analysis[J]. Applied Acoustics, 2013, 74(10): 1167-1174
- [14] 郑启明, 钱静. 利用改进重相干分析改进订标机工况传递路径模型[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(3): 169-173
ZHENG Qiming, QIAN Jing. Improvement of the Operational Transfer Path Model of a Label Sewing Machine Using Multiple Coherence Analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(3): 169-173 (in Chinese)
- [15] 方同. 工程随机振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1995
FANG Tong. Engineering Random Vibration[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1995 (in Chinese)
- [16] 易金翔. 民机座椅振动源载荷传递特性分析[D]. 西安: 西北工业大学, 2019
YI Jingxiang. Analysis on Load Transfer Characteristics of Civil Aircraft Seat Vibration[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2019 (in Chinese)

Research on Transfer Characteristics of Engine Vibration Load to Cabin Seat

SHU Juncheng, HE Erming, YI Jinxiang, CHEN Pengxiang

(School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Aeroengine is one of the main vibration sources that affect the passenger comfort. The contribution of engine vibration to the vibration response of seat will provide basic data for the design of airliner vibration comfort and engine vibration isolation installation. Firstly, the dynamical model of middle fuselage compartment with double-beam wing was established. Then, based on the typical vibration load spectrum of the engine, the acceleration responses of the key nodes of the wing beam and the seat connection points were analyzed, and the main path of engine vibration transmission to seats was identified. Finally, using operational transfer path analysis (OTPA) method, the contribution of engine front and rear mount point vibration to the vertical acceleration response of the seats was compared, and the three-dimensional information of wing structure vibration transmission was explored. The results show that the fundamental frequency component of low-pressure rotor of engine vibration has the greatest impact on the seat vertical response under takeoff and cruise conditions, the contribution rate of the front mount point vibration is about 71% and 67% respectively. However, the fundamental and its 3/2 times frequency components of high-pressure rotor have relatively large impact on the seats vertical response under flight idle state, and the contribution rate of engine front mount point vibration is about 45% and 60% respectively. In addition, the engine vibration is mainly transmitted from the wing front beam to the seat vertical response. The vertical direction of the wing beam and the rotation direction around the fuselage are also the main direction of vibration transmission.

Keywords: engine vibration; OTPA; vibration isolation; vibration contribution; load transmission