

高速转子的简易本机平衡法

北京航空航天大学 晏砺堂 朱梓根 李其汉

摘 要

本文研究了只用简单仪器和工具的简易本机平衡法。提出了平衡柔性转子的简易影响系数法, 简易最小二乘法, 支承异性转子的本机平衡法以及刚性转子的简易本机平衡法等。

高速转子本机平衡是机器安装和工作条件下进行转子平衡, 具有平衡精度高, 不需装拆转子等优点, 国外已在航空发动机、地面高速旋转机械和试验设备上广泛使用。我国在气轮机等方面应用较广。但在许多情况下, 由于种种原因, 应用起来仍感困难或不够方便。为此本文研究了简易的本机平衡方法, 具有更好的工程应用价值和社会经济效益。

一、不平衡量的确定

简易本机平衡法采用普通的测振仪, 只需测出振动值, 再用加试配重对比的方法求出平衡面上的不平衡向量。测振时可直接测转子上某些点的振动, 也可测支座或机匣上某些点的振动。有的机器如难以测出或测准转子和机匣的振动, 可采用专门的简易测振装置置于基座上甚至在基础地面上测量。但均要能确保测出的振动是(至少主要是)机器转子的不平衡力所引起的。在航空发动机中, 压气机和涡轮转子的不平衡力均能引起机匣和基础等振动。一般总是有一个主不平衡转子, 需事先予以识别^[1], 以便只对主不平衡转子平衡。

简易测定不平衡向量法有多种^[2], 要根据具体情况选用。其中四矢法(或称二试法)只要加两次试配重, 但只能确定不平衡量的大小, 而方向需由开车检验确定。三圆法(或称三试法)需加三次试配重确定出不平衡向量。有时如只需了解不平衡量的大小, 不需知道其方向, 则显然应用四矢法有利, 加试配重次数少, 开车次数亦少。如要求出不平衡向量, 则以用三圆法较适宜, 它还可对测试误差作些修正。一般取临界转速或靠近且低于临界的转速为平衡转速。如不知临界转速, 可取振动大的转速作为平衡转速。如原始不平衡量大, 为避免加试配重使机器振动过大, 可先在低转速下进行平衡, 振动减小后再在高转速下平衡。

二、简易影响系数平衡法

影响系数的定义是 $\vec{\alpha}_{ij} = \vec{A}_i / \vec{q}_j$ 。 $\vec{A}_i$ 和 $\vec{q}_j$ 分别是 i 面的振动和 j 面的不平衡量(向量), 故 $\vec{\alpha}_{ij}$ 也是向量。因而要测量振动方向和作向量(复数)运算, 比较麻烦。

α_{ij} 与转速、阻尼等有关。平衡时所取平衡转速等于或靠近转子临界转速, 且不允许转速有大变化, 转子又都是轴对称的, 通常阻尼很小。因此平衡时的振型可视为平面曲线。振动向量虽落后于不平衡向量, 但在平衡的短时间内落后角可认为固定不变。据此可将 $\vec{\alpha}_{ij}$ 视为标量 α_{ij} , 仅将 $\vec{A}_i$ 视为向量。 $\vec{q}_j$ 向量的方向随 $\vec{A}_i$ 而定, 故测试和运算都简便多了。即使

转子带有挤压油膜阻尼器或轴颈轴承,只是支承处阻尼较大、通常非线性程度不高,按上述那样简化,其误差也不会很大。因 α_{1i} 视为标量,四矢法加试重与开车次数均比三圆法少。这对某些情况特别有利,不仅意味着省时、省事,且有很大经济效益。

用该法时要求减小的振动向量个数与平衡面数应相等。如要在平衡面 a 上加配重保证消减 k 面上的振动向量 $\vec{A}_{xk}$,则先在 a 面上加试重测出 k 面上的振动,以求出 $\alpha_{ka} = A_{ok}/q_{oa}$,下标 x 和 o 代表原不平衡量和加试重的结果。则可求出原有不平衡向量

$$\vec{q}_{xa} = \vec{A}_{xk}/\alpha_{ka} = \vec{A}_{xk}q_{oa}/A_{ok} \quad (1)$$

如果保证消减两个振动向量,需用两个平衡面。当用于平衡一阶临界时,两个振动向量是同一转速下两个测量面的振动。当要平衡一、二两阶临界时,两个测量向量是同一测振面上两个转速下的振动向量。按影响系数法列出平衡方程

$$\alpha_{1A}\vec{q}_{xA} + \alpha_{1B}\vec{q}_{xB} = \vec{A}_1, \quad \alpha_{2A}\vec{q}_{xA} + \alpha_{2B}\vec{q}_{xB} = \vec{A}_2 \quad (2)$$

式中下标 A, B 代表平衡面, $1, 2$ 为两个测振向量的代号。由(2)式解出 A, B 两面的

$$\left. \begin{aligned} \vec{q}_{xA} &= (\alpha_{2B}\vec{A}_1 - \alpha_{1B}\vec{A}_2)/(\alpha_{1A}\alpha_{2B} - \alpha_{2A}\alpha_{1B}) \\ \vec{q}_{xB} &= (\alpha_{1A}\vec{A}_2 - \alpha_{2A}\vec{A}_1)/(\alpha_{1A}\alpha_{2B} - \alpha_{2A}\alpha_{1B}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

加配重 $\vec{q}_{CA} = -\vec{q}_{XA}$ 和 $\vec{q}_{CB} = -\vec{q}_{XB}$,即可达到平衡。需平衡更多个振动向量时,方法可类推。

三、简易最小二乘法平衡

当加配重面有限而希望保证减小的振动向量个数多时可用最小二乘法,此时不能将所有振动向量抵消,而必有剩余振动 $\vec{A}_{Ri}$,用该法可使各剩余振动的平方和 S 为最小。

$$S = \sum_{i=1}^n (\vec{A}_{Ri})^2 = \sum_{i=1}^n (\vec{A}_i + \sum_{j=1}^m \alpha_{ij}\vec{q}_{Cj})^2 \quad (4)$$

式中右边第二项是所加配重引起的振动向量和; n 和 m 分别是振动向量个数和平衡面个数, $n > m$;下标 R 表示剩余, C 表示配重。因要求 S 最小,必有 $\partial S/\partial \vec{q}_{Cj} = 0$,由此得

$$\sum_{i=1}^n \alpha_{ij} (\vec{A}_i + \sum_{l=1}^m \alpha_{il}\vec{q}_{Cl}) = 0 \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (5)$$

该式可解出 m 个 $\vec{q}_{Cj}$ 。当仅用一个平衡面 a 时($j=a$),得应加配重的不平衡量

$$\vec{q}_{Ca} = \sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\vec{A}_i / \sum_{i=1}^n \alpha_{ia}^2 \quad (6)$$

当用两平衡面 a 和 b 时, $m=2$,由(5)式解出应加的两配重的不平衡量分别为

$$\left. \begin{aligned} \vec{q}_{Ca} &= \left[\left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\vec{A}_i \right) \left(\sum_{i=1}^{2n} \alpha_{ib}^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\alpha_{ib} \right) \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ib}\vec{A}_i \right) \right] / \\ &\quad \left[\left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\alpha_{ib} \right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}^2 \right) \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ib}^2 \right) \right] \\ \vec{q}_{Cb} &= \left[\left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ib}\vec{A}_i \right) \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\vec{A}_i \right) \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\alpha_{ib} \right) \right] / \\ &\quad \left[\left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}\alpha_{ib} \right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ia}^2 \right) \left(\sum_{i=1}^n \alpha_{ib}^2 \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

当用更多平衡面时,用类似方法可求出各面应加配重。由(1)至(7)式可知简易影响系数法和简易最小二乘法的运算中只有向量与标量的乘除和向量加减,故简便易行。

四、支承刚性异性转子的平衡和刚性转子的本机平衡

一些机器转子很难做到支承刚性各向同性。如正交两向刚性不同则转子支承系统出现同阶两个临界转速。用通常的平衡法仅能使其中一个临界时的振动减小,并不能确保同阶另一临界时的振动同时减小。研究表明此种转子最好用多转速、多测振值、少平衡面,并用最小二乘法平衡。测振向量要取同阶两个临界转速相应方向的最大振动向量。例如平衡一阶临界时的振动,需测出水平临界时水平方向和垂直临界时的垂直方向的振动向量,然后用(6)式计算应加配重的不平衡向量。这时 $i=1, 2$ 分别代表水平和垂直方向。平衡面只有 a 面。若要平衡两阶临界四个临界转速的振动,则需用 a, b 两个平衡面,测出相应于四个临界转速的四个振动向量,用(7)式算出应加的两个配重的不平衡向量。一般转子支承刚性都有不同程度的区别,但只要两同阶临界转速值差别不大,就可不必按本平衡法平衡。

刚性转子一般都在平衡机上用低转速平衡。但如使用中平衡性破坏,或在本机上小修,然后可在本机上平衡,以免拆装转子,能节约人力、物力,争取时间。刚性转子平衡需用二平衡面,二测试面。虽可用简易影响系数法平衡,但工作较繁,开车次数太多。研究表明采用仅在一个平衡面上加试配重,用换算法来平衡,更简便,少开车。

刚性转子工作转速远低于临界转速,不论是转子、支座或是机匣的振动都比靠近临界转速时的小,一般难以测准振动,故研制了一种简易放大振动装置以提高测试灵敏度和精度。

设要平衡的转子如图1所示, A、B为平衡面, I、II为测振面。试重只加在 A 面(当然也可以只加在 B 面), 平衡转速取为工作转速。用三圆法测试。先开车测出 I、II 面振值 A_I^0 、 A_{II}^0 后, 先后在 A 面的 0° 、 120° 和 240° 方向加试重, 并开车测出相应于各次加试重后 I、II 两面的振动。按 I、II 两面的测振数据分别作图可求出相应于 I、II 两面上转子的不平衡量 $\vec{q}_x^I$ 和 $\vec{q}_x^{II}$ 。然后用静力学力的分解、合成法求出 A、B 两平衡面上转子的不平衡量。

$$\left. \begin{aligned} \vec{q}_x^A &= \frac{L_{IB}L_{IIA}}{L_{II}L_{AB}} \frac{q_0^A}{A_I^0} \vec{A}_x^I - \frac{L_{IB}L_{IIA}}{L_{II}L_{AB}} \frac{q_0^A}{A_{II}^0} \vec{A}_x^{II} \\ \vec{q}_x^B &= \frac{L_{IA}L_{IIA}}{L_{II}L_{AB}} \frac{q_0^A}{A_{II}^0} \vec{A}_x^{II} - \frac{L_{IA}L_{IIB}}{L_{II}L_{AB}} \frac{q_0^A}{A_I^0} \vec{A}_x^I \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

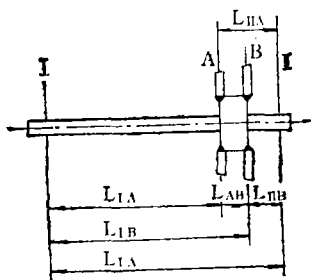


图1 换算平衡法用转子简图

下标中 0 代表加试重的结果, x 代表要求的 I、II、A、B 代表面号。

平衡面与测振面的相关位置不同时, 可用同法导出要求的不平衡向量^[3]。对刚性转子平衡用三圆法测振用换算法平衡要比用四矢法测振用影响系数法平衡开车次数少、工作简便, 更为适宜。换算法还可用于某些柔性转子平衡。

五、我国现有航空发动机的本机平衡及应用举例

我国现有一些航空发动机未考虑用本机平衡。如欲实施本机平衡,则要适当改造。

1. 平衡面上要能加试配重和配重 通常平衡面选在压气机一级盘前,有前风扇时选在一级风扇盘前和涡轮末级盘后,通常可拆下进气道和尾喷管,以接触平衡面。

本机平衡时,不能用磨削材料的方法代替加试配重或配重。因此须在末级轮盘沿圆周加工安装配重的装置(如螺钉孔),以备平衡时增减配重和试配重,由于在本机上难于接触到高压转子的平衡面,一般本机平衡时不平衡高压转子。涡桨发动机前面都有减速器,要在本机上接触压气机转子的平衡面,除非大改造,否则就不可能。航空发动机中压气机和涡轮转子加起来很长,且多不是刚性连接,一般应视为两个转子,经识别确定主不平衡转子后,对其主不平衡转子平衡。如不识别主不平衡转子,只要发动机振动过大就一律在一个转子上加配重来平衡,不仅平衡效果差,还可能带来其它问题。

2. 最好能测取转子上的信号 现有航空发动机都是在机匣上测取振动信号。用三圆法或四矢法测振进行本机平衡是可行的,但开车次数较多,加试配重次数多,拆装费事又耗油,仅可偶尔应用,故长期使用或广泛应用以用三矢法(一试法)测振为宜。此法开两次车可确定出不平衡向量,在有经验后,有时开一次车,连检验开车共两次就行。但需测转子的信号。如 CFM 56 发动机装有一带锥齿轮的斜轴与转子连接,可测取转子的信号。JT3D 发动机有专门装置来达到此目的。我国现有航空发动机设计时未考虑此问题,但可找到简便可行的方法解决此问题。

例1. 离心压缩机组的电动机转子平衡 该电机功率为1,500kw,转速为3,000r/min,转子支于两滑动轴颈轴承上,通过增速器带动离心式压缩机以11,230r/min转速旋转。该电机振动较大,曾由沈阳送哈尔滨某厂进行动平衡,但多年来该机振动仍比其它机组的大。我们用简易本机平衡法对该电机转子进行平衡。测振传感器为压电式加速度计,装于支座上。平衡时,未用滤波器,电机未通水冷却,平衡转速即工作转速3,000r/min。测出支座上原振动为18.5单位,折算为加速度2.77g或位移为0.275mm。经两次平衡后振动减小到6.0单位,折算为加速度0.95g或位移0.094mm。即减小近66%。平衡后该电机带动压缩机连续运行4小时,振动比过去明显减小。考验结果满意。

例2. 某航空发动机在试车台架本机平衡 该发动机机匣上前、中、后原有三个测振面。安装有传感器,试车台原有普通的监视振动用的测振仪。该机每当转速升到4,400r/min后涡轮机匣(后测振点)振动过大,有时振动位移达0.2mm,无法再升速试车,经分析认为主不平衡转子是涡轮转子。用简易平衡法利用原机上传感器和试车台用测振仪,取平衡转速为4,400r/min,对涡轮转子进行本机平衡。未平衡前测得涡轮机匣处振动0.096mm。经加试配重468g·cm,测算出涡轮转子的不平衡量为523g·cm。加上配重后开车检验,测出振动值为0.04mm。比原振动约减小了近60%。因振动已很小,未进一步进行第二次平衡。

参 考 文 献

- [1] 晏砺堂、李其汉、王克明,“判断主不平衡转子方法的研究”,全国首届转子动力学会论文,1986年。
- [2] 晏砺堂,“高速转子的本机平衡”,航空发动机强度设计试验手册第二篇,第五章,三机部第六设计院。
- [3] 晏砺堂、朱梓根,“柔性转子的本机平衡方法”,中国航空学会学术会议论文选编,1983—1984年。

of complex rotor-support systems. For the systems with only one interconnection, such as single rotor with one flexible support, the eigenvalues can be readily obtained without any iteration from intersections of the critical speed map of rotor subsystem and the mechanical impedance curve of flexible support one. The present method can be used for eigensolution of the complex multi-spool rotor system with intershaft bearings and special shape of rotor structure, no matter whether it has isotropic or orthotropic properties, as well as it is undamped or damped. The analysis can be completed by calculation only or in combination with test data. Numerical examples show that this method is suitable for engineering application with high accuracy, convenience and low cost.

SIMPLE BALANCE METHODS OF HIGH-SPEED ROTORS IN FIELD

Yan Litang, Zhu Zigen, Li Qihan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

Some simple dynamic balance methods of rotor systems are investigated. These methods featuring simplicity and ease without recourse to any complicated instrumentation and calculation system are particularly suitable for rotor balance in field. The simple rotor balance method with influence coefficients and that with least quadratic are presented. The balance problems of rotors with non-axisymmetrical support stiffness and for rigid rotor systems in field are also discussed. Some practical examples prove the methods presented are applicable.

A METHOD FOR DETERMINING MAJOR UNBALANCE ROTOR

Yang Litang and Li Qihan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

This paper provides a method to determine whether a compressor or a turbine rotor is the major unbalance rotor according to the vibration signals measured from transducers mounted on the engine case. The method only needs to choose two or three transducers sensitive to unbalance responses in different places. The major unbalance rotor can thus be recognized by comparison of the vibration data measured at some sensitive speeds with the standard vibration data which have been previously measured and analyzed. The method can be readily applied to rotor balance of aeroengine in field and save time and cost.