

端齿连接转子轴向预紧力的确定

株洲航空动力机械研究所 尹泽勇* * 胡柏安 吴建国 徐友良
北京航空航天大学 郑祺选

【摘要】在已知转子工作时各种载荷引起的轴向松弛力和压紧力的前提下,本文提出综合考虑紧度裕度、强度裕度、装配关系等多因素的轴向预紧力确定准则,并由此建立了预紧力优化的数学模型,给出了 5 个目标函数以满足不同的设计要求。文中还介绍了根据本文的准则及方法开发的计算机程序及其应用实例。

主题词: 转子 轴向应力 优化

分类号: O 343. 3

1 轴向预紧力确定准则

从某型发动机燃气发生器装配关系来看,必须先装涡轮部分,且涡轮段的预紧力必须大于压气机段的预紧力才能保证中心拉杆的中间凸肩不松开,即保持转子具有两个数值不同的预紧力。为了保证转子安全可靠地工作,确定转子轴向预紧力时,须遵循以下准则: (1) 保证转子工作时各连接面不松开。要求预紧力大于转子工作时可能出现的最大松弛力。最大松弛力一般出现在空中停车状态。(2) 保证转子工作时各零部件不损坏。要求预紧力与转子工作时的其它各种载荷共同作用也不致引起某一零部件损坏。在启动状态下,工作载荷引起的转子压紧力最大,此时转子零部件容易损坏。中心拉杆的横截面积比其它零部件的要小,可以将其作为最容易损坏的零件。(3) 对于两段预紧情况,要求后装配段的预紧力小于先装配段的预紧力。(4) 保证转子具有良好的动力特性。要求考虑预紧力的大小对动力特性的影响。

本文只考虑前 3 条准则。第 4 条准则需要进行大量繁杂的计算,可根据前 3 条准则确定预紧力后通过转子动力特性计算来验证。

2 轴向预紧力的确定方法

2.1 单段预紧力的情况

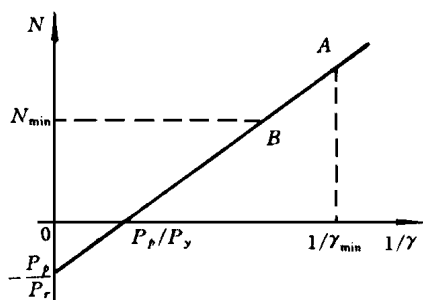
由准则第 1 条可知,预紧力 P 与转子工作时的最大松弛力 P_r 的关系为 $P = N P_r$, 式中 N 可称之为紧度储备系数,推荐其取值为 1.15- 1.25。由准则第 2 条可知, P 与转子工作时的最大压紧力 P_p 须满足以下关系:

$$P = P_y / \gamma - P_p \quad (1)$$

式中 γ 为强度储备系数,其最小取值由强度规范给定, P_y 为中心拉杆屈服载荷。由上式得

$$N = (P_y / P_r) (1/\gamma) - P_p / P_r \quad (2)$$

式(2)可用图 1 中的直线来表示。图中的 $N_{\min}$ 和 $\gamma_{\min}$ 分别表示最小紧度储备系数和最小强度储备系数。显然, 当图中的 A 点不在 B 点的左下方时, 无法确定一合适的装配预紧力, 这时需要修改转子的结构、材料及温度分布, 提高 P_y 、降低 P_p 和 P_r , 以使 A 点最终落于 B 点的左下方。在图 1 所示的情况下, 线段 AB 上的任意一点所对应的 N (或 γ) 都是可选用值, 与之对应的预紧力 P 都能满足准则的要求。一般来说, 选择 AB 上的哪一点取决于设计者的经验与偏好。但有两种极端的情况: (1) 取 $N = N_{\min}$ (对应图中的 A 点), 此时转子的紧度储备最小而强度储备最大

图 1 N 与 $1/\gamma$ 的线性关系

$$\gamma_{\max} = P_y / (N_{\min} P_r + P_p) \quad (3)$$

(2) 取 $\gamma = \gamma_{\min}$ (对应图中的 B 点), 此时转子的强度储备最小而紧度储备最大。

$$N_{\max} = (P_y / \gamma_{\min} - P_p) / P_r \quad (4)$$

另外, 可以考虑选取这样一个预紧力 P , 使得转子的状态与最大强度储备状态的“距离”, 和其与最大紧度储备状态的“距离”相等, 即使下面等式成立: $N_{\max} - N = \gamma_{\max} - \gamma$ 。将式(2) - (4)代入上式, 可以解得 (舍去负值解)

$$\gamma = (\sqrt{C_1^2 + 4C_2} - C_1) / 2 \quad (5)$$

$$\text{其中 } C_1 = [P_y / (\gamma_{\min} P_r)] - P_y / (N_{\min} P_r + P_p), \quad C_2 = P_y / P_r \quad (6)$$

在这种情况下, 可按式(5)选取 γ , 通过式(1)得到转子的预紧力 P , 然后根据转子动力特性要求或其它特殊要求决定其值是否需要调整, 是需要增大还是需要减小。

2.2 两段预紧力的情况

分别用下标 1 和 2 表示两段的有关参数, 则有

$$P_1 = N_1 P_{r1}, \quad P_1 = P_{y1} / \gamma_1 - P_{p1}, \quad P_2 = N_2 P_{r2}, \quad P_2 = P_{y2} / \gamma_2 - P_{p2} \quad (7)$$

并以 $N_{1\min}$ 、 $N_{2\min}$ 、 $\gamma_{1\min}$ 、 $\gamma_{2\min}$ 表示相应的最小值。若下标 1 的段表示先装配的一段, 则应有

$$P_1 = N_3 P_2 \quad (8)$$

式中 N_3 可称之为拉杆凸肩的装配紧度储备系数, 取大于 1 的值。

可以对每一段分别选择一满足单段要求的预紧力, 只要这两个预紧力满足式(8), 即是可以采用的。但是, 这种作法是以较大的工作量相当随意地确定预紧力。为此, 这里提出一种采用数值优化算法寻找符合要求的预紧力的方法, 它可使预紧力在某种意义上达到“最优”。

这里选择 γ_1 和 γ_2 为优化变量, 诸式都改成 γ_1 和 γ_2 的函数形式。约束条件为:

$$\gamma_1 \geq \gamma_{1\min}, \quad \gamma_2 \geq \gamma_{2\min}, \quad N_1 \geq N_{1\min}, \quad N_2 \geq N_{2\min}, \quad N_3 \geq N_{3\min}$$

利用式(7)和式(8)消去 N_1 、 N_2 及 N_3 , 即得:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &\geq \gamma_{1\min}, \quad \gamma_2 \geq \gamma_{2\min}, \quad (P_{y1} / \gamma_1 - P_{p1}) / P_{r1} \geq N_{1\min} \\ (P_{y2} / \gamma_2 - P_{p2}) / P_{r2} &\geq N_{2\min}, \quad (P_{y1} / \gamma_1 - P_{p1}) / (P_{y2} / \gamma_2 - P_{p2}) \geq N_{3\min} \end{aligned} \quad (9)$$

以下给出 5 个要求其最小的目标函数供设计者选用。

(1) 使两段的紧度储备最大, 也就是使两段的强度储备最小。 $F(\gamma_1, \gamma_2) = \gamma_1 + \gamma_2$ 。 (2) 使两段的强度储备最大, 也就是使两段的紧度储备最小。 $F(\gamma_1, \gamma_2) = N_1 + N_2 = (P_{y1} / \gamma_1 - P_{p1}) / P_{r1}$

+ $(P_{y2}/Y_2 - P_{p2})/P_{r20}$ (3)使第一段的强度储备最大而第二段的紧度储备最大。 $F(Y_1, Y_2) = N_1 + Y_2 = (P_{y1}/Y_1 - P_{p1})/P_{r1} + Y_2$ (4)使第一段的紧度储备最大而第二段的强度储备最大。 $F(Y_1, Y_2) = Y_1 + N_2 = Y_1 + (P_{y2}/Y_2 - P_{p2})/P_{r20}$ (5)使转子尽量接近于“等紧等强”状态,即是使两段强度储备之差及/或紧度(包括拉杆凸肩装配紧度)储备之差最小。

$$F(Y_1, Y_2) = W_1(Y_1 - Y_2)^2 + W_2[(P_{y1}/Y_1 - P_{p1})/P_{r1} - (P_{y2}/Y_2 - P_{p2})/P_{r2}]^2 + W_3[(P_{y2}/Y_2 - P_{p2})/P_{r2} - (P_{y1}/Y_1 - P_{p1})/(P_{y2}/Y_2 - P_{p2})]^2 + W_4[(P_{y1}/Y_1 - P_{p1})/(P_{y2}/Y_2 - P_{p2}) - (P_{y1}/Y_1 - P_{p1})/P_{r1}]^2$$

式中的 W_1, W_2, W_3, W_4 为加权系数,它们体现设计者的不同设计偏好,例如 W_1, W_2, W_3, W_4 均取为 1 时,是使两段的强度储备之差及紧度储备之差均为最小。

综上所述,确定两段预紧力的问题,即是优化变量 Y_1 和 Y_2 ,在满足约束条件(9)的前提下,使目标函数达到最小值的问题。由于该问题的目标函数和约束条件的计算量都很小,但初始迭代点可能为不可行点,为此采用椭球法^[1]求解这一问题。

3 程序及应用

根据前面所述的方法编制了转子轴向预紧力优化程序 POA POR。该程序只需输入转子的最大松弛力、最大压紧力、中心拉杆屈服拉力以及有关的最小强度、紧度储备系数,即可计算出转子的轴向预紧力及有关的强度、紧度储备系数。对单段预紧的情况,程序用式(1)、(5)和(6)计算预紧力;对两段预紧的情况,程序调用椭球算法按用户选定的目标函数对两段预紧力进行优化。用 POA POR 程序对数个发动机转子进行过计算,结果相当令人满意。这里只介绍前述的某型发动机燃气发生器转子轴向预紧力进行优化的情况。利用文献[2]的方法,可以计算出预紧力优化所需要的数据:涡轮部分的最大松弛力为 53353 N,最大压紧力为 44255 N,拉杆屈服拉力为 158556 N;压气机部分的上述力分别为 48901 N、14139 N 和 136716 N。将所有的最小强度和紧度储备系数均取为 1.25 对该转子的轴向预紧力进行优化,得到对应于前述 5 个目标函数的转子前、后两段的预紧力,其值列于表 1。

表 1 转子的优化轴向预紧力(N)

	目标函数 1	目标函数 2	目标函数 3	目标函数 4	目标函数 5
涡轮部分	82580	76420	76841	82580	76897
	85544	83755	85544	83755	85544
压气机部分	66427	61766	66472	61766	66427
	66058	61131	62268	61131	61513

参 考 文 献

1 张可村 工程优化的算法与分析 西安:西安交通大学出版社,1982:29
2 吴建国 端齿连接转子轴向预紧力研究[学位论文] 北京:北京航空航天大学,1994

tolerant design are combined and a structure life evaluation model is developed. The formulas to determine the service life and the inspection periods of a structure with the high reliability are presented. Then the model is applied to evaluating the inspection periods for aircraft powerplant dynamic components, and an example is given.

Key Words Fatigue Fracture Lifetimes Model

DETERMINATION OF AXIAL PRELOADS OF ROTORS WITH CURVIC COUPLINGS

Yin Zeyong, Hu Baian, Wu Jianguo, Xu Youliang

(Zhuzhou Aircraft Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002)

Zhen Qixuan

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT Rotors with curvic couplings, which are separately prestressed from the front part and the rear part, are often applied to modern turboprop and turboshaft engines. It is very important but difficult to determine the values of preloads for a rotor. The prerequisite of the axial relaxed/pressed forces caused by variety of rotor loads in operation is available, the criteria to determine the axial preloads of rotors are proposed in this paper, which takes into account synthetically the factors, such as tightness margin, strength margin, assembling relationship and etc. Hence the optimization model of the axial preloads is established, and the corresponding solution is presented. The computer program is developed according to the presented criteria and method. Finally, an example is given.

Key Words Rotors Axial preloads Optimization

AN OPTIMUM METHOD OF JOURNAL BEARING STABILITY

Liu Rongqiang, Wu Xinhua, Xia Songbo, Liu Zhangsheng

(Power Engineering Dept Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT The expression of journal instantaneous whirl energy is formulated, based on solution for shaft center whirl orbit of a short bearing under the nonlinear oil film force. An optimization model of journal bearing parameters with optimum stability is established with the aim of minimizing time integration of whirl energy. The model has been solved with the optimal control method. In the last, a numerical example illustrates the determination of the optimal parameters of a given bearing.

Key Words Plain bearings Stability Optimal control

A NEW APPROACH TO COMBINED FATIGUE EXPERIMENT OF TURBINE DISK MORTISES AT ELEVATED TEMPERATURE

Wang Rongqiao and Nie Jingxu

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT Crack and fracture fault emerged in the mortises of a given aero-engine second-stage turbine disk for a long time and seriously endangered the aircraft's regular flight. The fractography analysis indicated that the faults were caused by combined fatigue at elevated temperature. So we were engaged in this experiment to study and research