

航空发动机双转子系统“临界跟随”现象的机理及影响

李 岩¹, 廖明夫¹, 蒋云帆², 雷新亮², 王四季¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;
2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为了探明“临界跟随”现象导致航空发动机振动居高不下的产生机理,建立了考虑中介轴承的双转子动力学模型,推导了双转子发生“临界跟随”现象时参数之间的关系,分析了“临界跟随”状态下转子系统的动力学特性。结果表明:“临界跟随”现象会导致转子系统无法越过盘偏摆振型临界转速,造成转子振动对不平衡质量分布极其敏感,其主要影响因素为盘极转动惯量与直径转动惯量的比值(简称惯量比)以及双转子增速比;当高压盘等效惯量比等于 1,或增速比与任意低压盘惯量比相等时,转子系统表现出高压激励条件下的“临界跟随”特征;当低压盘惯量比等于 1,或增速比与高压盘等效惯量比的乘积等于 1 时,转子系统表现出低压激励条件下的“临界跟随”特征。提出了必须严格控制航空发动机叶盘的等效惯量比以及双转子转速控制律的设计建议。

关 键 词: 双转子系统; 动力学模型; 临界跟随; 振动幅值; 固有频率

中图分类号: V231.96 **文献标志码:** A

Mechanism and effect of “critical follower speed” on dual-rotor system of aero-engines

LI Yan¹, LIAO Mingfu¹, JIANG Yunfan², LEI Xinliang², WANG Siji¹

(1. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: In order to investigate the mechanism of “critical follower speed” which could lead to a sustained strong vibration of aero-engine, a dual-rotor dynamic model with inter-shaft bearing was established. The relationship of the dual-rotor parameters in the case of “critical follower speed” phenomenon was deduced. And the dynamic characteristics of the rotor system under “critical follower speed” were analyzed. The results of investigation revealed that: the phenomenon “critical follower speed” caused the failure of rotor system to cross the critical speed of disk-swing mode, which made vibration extremely sensitive to unbalanced mass distribution of the rotor system. And there were two ratio influential factors: the ratio of polar inertia moment to the diameter inertia moment by disks (simple named “inertia ratio”), and the increasing speed ratio of dual-rotor system. When the inertia ratio of the equivalent high-pressure-disk was equal to 1, or the increasing speed ratio was equal to

收稿日期:2019-05-07
基金项目:国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038)
作者简介:李岩(1991—),男,博士生,主要从事转子动力学和振动控制等方面研究。

引用格式:李岩,廖明夫,蒋云帆,等.航空发动机双转子系统“临界跟随”现象的机理及影响[J].航空动力学报,2019,34(11):2403-2413. LI Yan, LIAO Mingfu, JIANG Yunfan, et al. Mechanism and effect of “critical follower speed” on dual-rotor system of aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2403-2413.

the inertia ratio of any low-pressure-disk, the rotor system was excited by high-pressure rotor under the “critical follower speed” state. Besides, when the inertia ratio of the low-pressure-disk was equal to 1, or the product of increasing speed ratio and inertia ratio of equivalent high-pressure-disk was equal to 1, the rotor system was excited by low-pressure rotor under the “critical follower speed” state. Additionally, it is suggested that the equivalent inertia ratio design of the blade-disk on aero-engine and the speed increasing ratio of dual-rotor should be strictly controlled.

Key words: dual-rotor system; dynamic model; critical follower speed; vibration amplitude; natural frequency

在转子动力学相关研究中,“临界跟随”现象最早见于 Gasch 等的专著^[1]。该文在分析偏置盘单转子系统的陀螺效应时,发现若盘的极转动惯量等于直径转动惯量,则转子始终无法穿越 2 阶临界转速。即使转速持续增加,转子仍维持在 2 阶临界转速附近运行,振动居高不下。在系统坎贝尔图中表现为 2 阶固有频率曲线不断靠近并无限趋于斜率为 1 的直线,即固有频率随转速不断升高并接近转速,但始终无法与转速相等。在实际情况下,这种条件出现的可能性较小。

但在航空发动机双转子系统中,由于中介轴承作用以及高、低压转子转速变化的影响等,“临界跟随”现象发生的可能性明显增大。双转子“临界跟随”现象的动力学特性表现为:在一定转速范围内转子的固有频率与转速几乎重合,并随转速一同增加,导致发动机转子存在范围相当大的共振区域,会严重影响转子系统的安全稳定运行。

由于“临界跟随”现象存在较强的设计偶然性,故直接针对该现象的研究较为缺乏。在双转子建模方面,蒋云帆、王四季等^[2-3]建立了考虑陀螺力矩以及中介轴承刚度的双转子模型,分析了转速比和相对旋转方向对双转子系统动力学特性的影响规律。张大义等^[4]考虑转、静子之间的耦合机理,建立了整机动力学模型,并通过数值模拟分析了双转子涡扇发动机的动力学特性。李杰等^[5]建立了考虑机动飞行条件的双转子系统动力学模型,并分析了跃升和横滚工况下转子系统的响应特性。吴英祥等^[6]建立了考虑支承不同心的整机模型分析方法,并数值分析了支承不同心对系统动力学特性的影响规律。YU Pingchao 等^[7]建立了考虑风扇叶片飞脱的双转子动力学模型,并分析了叶片飞脱对转子瞬态响应特性的影响。

同时,国内外学者针对发动机的临界转速以及振动响应等也展开了一系列研究^[8-16],具有重要的参考价值。“临界跟随”现象发生时,转子振动难于控制,从振动现象难以直接分析故障原因,为此有必要研究双转子系统“临界跟随”现象的机理及其影响。

本文建立考虑中介轴承以及高、低压陀螺效应的双转子动力学模型,推导出“临界跟随”状态下转子参数之间的关系,并通过模型算例分析“临界跟随”时双转子的动力学特性,提出了通过控制转子叶盘的惯量参数以及转速控制律避免“临界跟随”现象的设计准则,为发动机双转子系统的动力学设计提供了重要技术支撑。

1 单转子的“临界跟随”现象

为了说明“临界跟随”现象,取如图 1 所示的偏置盘转子模型作为分析对象^[17-18]。其中 m 为盘质量; I_p 为极转动惯量, I_d 为直径转动惯量; l 为两支点间的距离, a 为盘重心距前支点的距离, b 为盘重心距后支点的距离; s_{11} 为轴在盘处的位移刚度, s_{22} 为转角刚度, s_{12} 为转角引起的位移刚度, s_{21} 为位移引起的转角刚度; Ω 为转子转速。

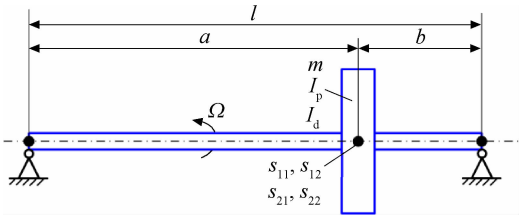


图 1 偏置盘单转子动力学模型^[17-18]
Fig. 1 Dynamic model of single-rotor with offset disk^[17-18]

转子的运动方程为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{r} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{r} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} s_{11} & -js_{12} \\ s_{21} & s_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m\epsilon e^{j\beta} \\ (I_d - I_p)\alpha e^{j\gamma} \end{bmatrix} \Omega^2 e^{j\Omega t}$$

(1)

式中 r 为转子振动位移, φ 为转子振动摆角, ϵ 为圆盘偏心距, β 为相角, α 为圆盘初始斜度, γ 为斜度相角, j 为虚数单位。

式(1)对应的特征方程为

$$mI_d\omega^4 - mI_p\Omega\omega^3 - (s_{22}m + s_{11}I_d)\omega^2 + s_{11}I_p\Omega\omega + (s_{11}s_{22} - s_{12}s_{21}) = 0 \tag{2}$$

当 $I_p = I_d$ 时,特征方程变为

$$mI_d\omega^3(\omega - \Omega) - s_{22}m\omega^2 - s_{11}I_d\omega(\omega - \Omega) + (s_{11}s_{22} - s_{12}s_{21}) = 0 \tag{3}$$

按照临界转速的定义,转子发生协调正进动时,由特征方程只能解出 1 阶临界转速,即

$$\omega = \sqrt{\frac{s_{11}s_{22} - s_{12}s_{21}}{s_{22}m}} \tag{4}$$

而由特征方程也可求得转子固有频率,如图 2 所示。其中纵坐标 ω 表示频率, ω_1 和 ω_2 分别为前两阶固有频率。由图可见,转子第 2 阶固有频率随转速增大而增加,并向转速趋近。当转子转速超过一定值之后,转子第 2 阶固有频率接近转子转速,并随转速增加而线性增加,但始终不会与转速相交。其结果是转子在较宽的转速范围与 2 阶固有频率接近,处于“共振”状态,始终无法穿越该阶频率,持续伴随“共振”。这种现象称之为“临界跟随”现象。

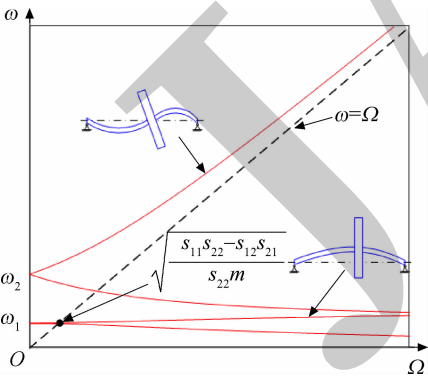
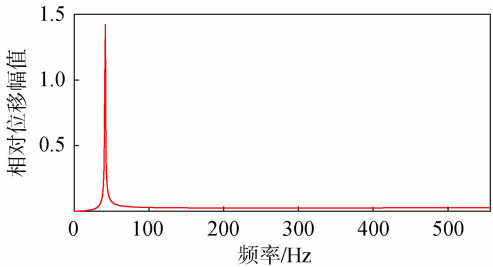


图 2 固有频率与转速的关系

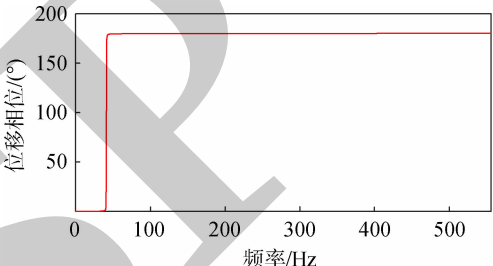
Fig. 2 Relationship between natural vibration frequency and speed

图 3 为在“临界跟随”下转子的不平衡响应,其中图 3(a)、图 3(b)表示盘的相对位移幅值响应及相位变化,图 3(c)、图 3(d)表示盘的摆角幅值响应及相位变化,图 3(e)、图 3(f)表示轴中点的相对位移幅值响应及相位变化。图 3(a)和图 3(e)中相对振动位移为位移与不平衡量的比值,下文采用同样表述方式。由图 3 可见,当转子转速越过第 1 阶临界转速后,转子在置盘处的位移几乎为零,相位仅在第 1 阶临界转速处转变 180° ;

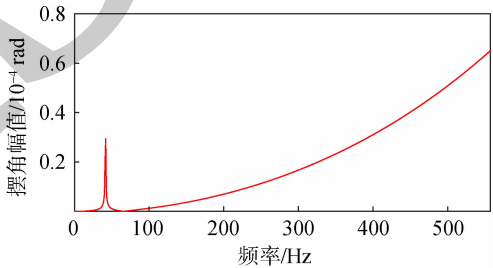
但盘的摆角随转速持续增大,相位发生两次转变;同时,轴上的位移也持续增大,并发生两次相位转变。其原因在于,系统第 2 阶临界转速为盘偏摆振型,且盘位于振型节点位置。转子转速越过第



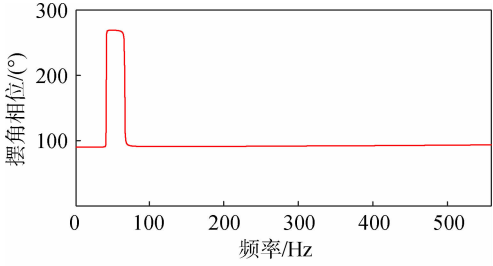
(a) 盘的振动位移响应



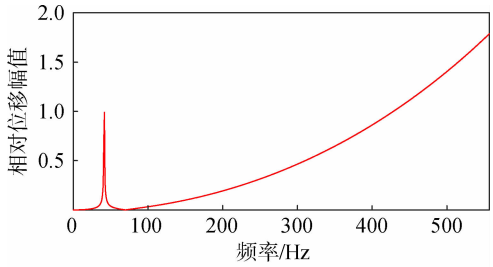
(b) 盘的位移相位



(c) 盘的振动摆角响应



(d) 盘的摆角相位



(e) 轴的振动位移响应

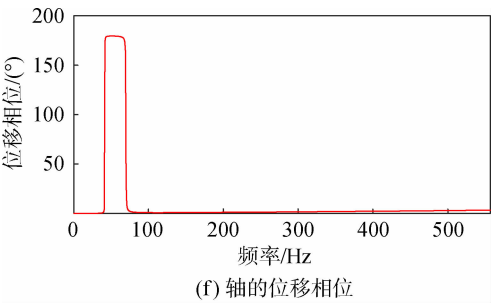


图 3 “临界跟随”下单转子的不平衡响应
Fig. 3 Unbalance response of single-rotor under “critical follower speed” state

1 阶临界转速后,转子振动以盘偏摆振型为主,且随转速增加,固有频率不断靠近转速,造成“共振”状态愈发严重,表现为盘的摆角以及轴的位移持续增大。这对于转子的运行是非常不利的。

对于复杂转子,对其特征方程关于转速 Ω 连续求导,就可得到“临界跟随”的条件。

对特征方程(式(2))两边关于 Ω 求 1 阶导数,得到

$$4mI_d\omega^3\frac{d\omega}{d\Omega}-mI_p\omega^3-3mI_p\Omega\omega^2\frac{d\omega}{d\Omega}-2(s_{22}m+s_{11}I_d)\omega\frac{d\omega}{d\Omega}+s_{11}I_p\omega+s_{11}I_p\Omega\frac{d\omega}{d\Omega}=0\tag{5}$$

在“临界跟随”状态下,固有频率特征表现为 $\frac{d\omega}{d\Omega}=1$

代入式(5)后,得

$$4mI_d\omega^3-mI_p\omega^3-3mI_p\Omega\omega^2-2(s_{22}m+s_{11}I_d)\omega\omega+s_{11}I_p\omega+s_{11}I_p\Omega\omega=0\tag{7}$$

连续再求 3 次导数后,得

$$24m(I_d-I_p)\frac{d\omega}{d\Omega}=0\tag{8}$$

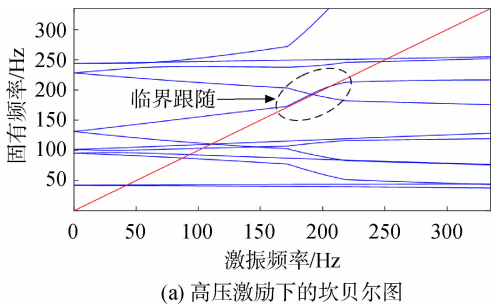
考虑式(6),得到满足“临界跟随”的条件为

$$I_d=I_p\tag{9}$$

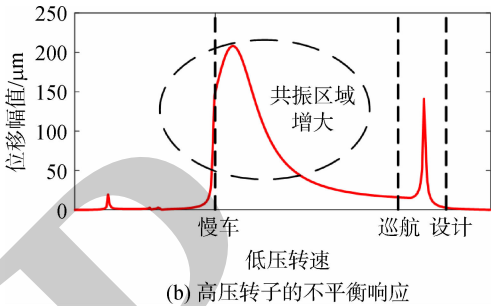
对于单转子系统,一般情况下,“临界跟随”条件“ $I_d=I_p$ ”很难出现,故并未引起重点关注。但在双转子系统中,由于中介轴承的耦合作用以及高、低压转子转速控制律的影响,“临界跟随”现象时有发生。

2 双转子系统的“临界跟随”现象

图 4 为某型发动机转子动力学特性的计算结果,其中图 4(a)为高压激励条件下的坎贝尔图,图 4(b)为高压转子的不平衡响应。结果表明,该



(a) 高压激励下的坎贝尔图



(b) 高压转子的不平衡响应

图 4 某型发动机转子动力学特性
Fig. 4 Dynamic characteristics of a certain type of aero-engine

发动机在工作范围内出现了“临界跟随”现象,导致转子在慢车到巡航状态之间存在大范围共振区域,会导致转子振动增大。

2.1 双转子动力学建模

为分析双转子“临界跟随”现象产生的机理,建立如图 5 所示的动力学模型,其中下标 l 表示低压转子,下标 h 表示高压转子; s_{b1} 、 s_{b2} 分别为轴承 1、2 支点刚度, s_{b3} 为高压系统前支点刚度, d_{b1} 、 d_{b2} 分别为轴承 1、2 支点阻尼, d_{b3} 为高压轴前支点阻尼; s_{in} 为高压轴等效径向刚度, $s_{i\theta}$ 为高压系统后支点等效角向刚度; l_h 为高压轴长度, c 为高压盘距前支点距离, w 为高压盘距中介支点距离;其余符号含义与单转子模型相同。取低压转子转速 Ω_l 沿 z 方向为正,高压转子转速 Ω_h 为正时表示

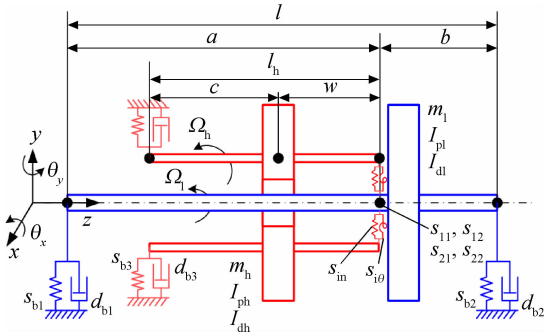


图 5 双转子系统动力学模型
Fig. 5 Dynamic model of dual-rotor system

高、低压转子同转,为负时表示高、低压转子对转。

当双转子系统工作时,视高压系统为刚体,即高压轴不发生弯曲,设双转子振动如图 6 所示(以 y 方向为例),并令 $r_1 = x_1 + jy_1, \theta_1 = \theta_{x1} + j\theta_{y1}, r_h = x_h + jy_h, \theta_h = \theta_{xh} + j\theta_{yh}, r_{b1} = x_{b1} + jy_{b1}, r_{b2} = x_{b2} + jy_{b2}, r_{b3} = x_{b3} + jy_{b3}, r_{b4} = x_{b4} + jy_{b4}$,得到低压盘的运动微分方程式(10),高压盘的运动微分方程式(11),低压系统力和力矩平衡方程式(12),以及高压转子几何方程式(13)。

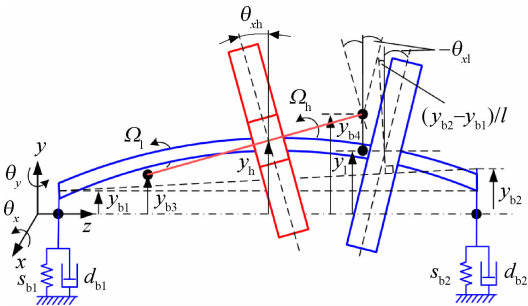


图 6 y 方向双转子运动形式

Fig. 6 Motion form of dual-rotor in y -direction

$$\begin{cases} m_1 \ddot{r}_1 + s_{11} \left[r_1 - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{l} \right] + \frac{s_{12}(r_{b2} - r_{b1})}{l} - js_{12}\theta_1 = m_1 \epsilon_1 \Omega_1^2 e^{j(\Omega_1 t + \beta_1)} \\ I_{d1} \ddot{\theta}_1 - jI_{pl} \Omega_1 \dot{\theta}_1 + js_{21} \left[r_1 - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{l} \right] + js_{22} \frac{(r_{b2} - r_{b1})}{l} + s_{22} \theta_1 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} m_h \ddot{r}_h + s_{in}(r_{b4} - r_1) + s_{b3} r_{b3} + d_{b3} \dot{r}_{b3} = m_h \epsilon_h \Omega_h^2 e^{j(\Omega_h t + \beta_h)} \\ I_{dh} \ddot{\theta}_h - jI_{ph} \Omega_h \dot{\theta}_h + s_{i\theta}(\theta_h - \theta_1) + jcs_{b3} r_{b3} + jcd_{b3} \dot{r}_{b3} + j\tau s_{in}(r_{b4} - r_1) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} s_{11} \left[r_1 - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{l} \right] + \frac{s_{12}(r_{b2} - r_{b1})}{l} - js_{12}\theta_1 = \\ s_{b1} r_{b1} + d_{b1} \dot{r}_{b1} + s_{b2} r_{b2} + d_{b2} \dot{r}_{b2} - s_{in}(r_{b4} - r_1) \\ s_{21} \left[r_1 - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{l} \right] + \frac{s_{22}(r_{b2} - r_{b1})}{l} - js_{22}\theta_1 = \\ as_{b1} r_{b1} + ad_{b1} \dot{r}_{b1} - bs_{b2} r_{b2} - bd_{b2} \dot{r}_{b2} - js_{i\theta}(\theta_h - \theta_1) \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} r_h = \frac{c(r_{b4} - r_{b3})}{l_h} + r_{b3} \\ \theta_h = -j \frac{r_{b4} - r_{b3}}{l_h} \end{cases} \quad (13)$$

由于式(10)~式(13)过于复杂,无法直接求解双转子系统的临界转速。不考虑阻尼情况时,记式(10)~式(13)在矩阵形式下的特征值行列式为

$$f(\omega, \Omega_h, \Omega_l, m_h, m_l, I_{ph}, I_{pl}, s_{in}, s_{i\theta}, \dots) = 0 \quad (14)$$

由于双转子系统中存在高压和低压两种不平衡力激励方式,故而临界转速也分为高压激励与

低压激励两种情况。

2.2 高压激励下的双转子动力学特性

高压激励条件下,双转子处于“临界跟随”状态时的表现特征为 $|d\omega/d\Omega_h| = 1$ 。因此,对式(14)进行连续求导,并将 $|d\omega/d\Omega_h| = 1$ 代入,最终得到双转子系统发生“临界跟随”现象时所满足的参数条件,如式(15)所示

$$\begin{aligned} & (I_{dh} - I_{ph})(I_{dl} - I_{pl}/\eta) \cdot \\ & \left\{ 1 + \frac{(s_{22} - as_{12} - as_{21} + a^2 s_{11})s_{b1} + (s_{22} + bs_{21} + bs_{12} + b^2 s_{11})s_{b2} + l^2 s_{b1} s_{b2}}{s_{11} s_{22} - s_{12} s_{21}} \right\} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

式中 $\eta = |d\Omega_h/d\Omega_l|$ 为高压转子相对于低压转子的增速比,在转速共同工作线上体现为斜率,特殊地,当增速比保持不变时该值等于转速比。

从式(15)可以看出,当等式左端任意一项值为 0 时便可能出现“临界跟随”现象。其中,前两项分别与高、低压转子的极转动惯量和直径转动惯量有关,而第 3 项与转子结构参数的匹配关系有关。

对于式(15)左端第 1 项,当双转子满足 $I_{dh} -$

$I_{ph} = 0$ 时,转子系统的坎贝尔图如图 7 所示,模型所用参数如表 1 所列,其中 E 为弹性模量, D_l 为低压轴外径, D_h 为高压轴外径, d_h 为高压轴内径,增速比固定为 1.5。结果表明,满足 $I_{dh} - I_{ph} = 0$ 条件时,双转子系统处于高压激励条件下的“临界跟随”现象,转子无法越过高压盘偏摆振型(图中左上角所示振型)。此时,高压盘和低压盘均位于振型的节点处。

图 8 为“临界跟随”状态下双转子系统在高压

激励时的不平衡响应,其中图 8(a)~图 8(d)分别代表低压和高压转子的相对位移幅值响应以及摆角幅值响应。从响应结果可以看出,随转速越过前 3 阶临界转速后,高压盘和低压盘由于处于节点位置,造成位移在一定转速后几乎为零。但是,盘的摆角以及高、低压轴上的振动均持续增大,这对于转子的运行是非常不利的。

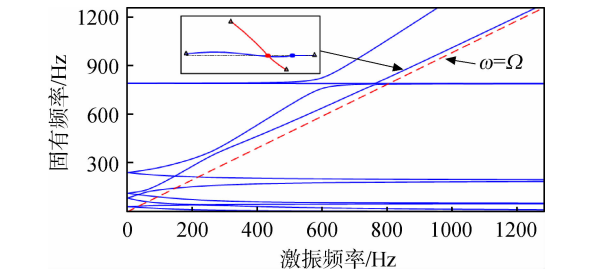


图 7 “临界跟随”状态下的双转子坎贝尔图(高压激励)
Fig. 7 Campell map of dual-rotor system under “critical follower speed” state (excitation force on high-pressure rotor)

表 1 双转子参数
Table 1 Parameters of dual-rotor

参数	数值	参数	数值
l/m	1.00	a/m	0.78
l_h/m	0.43	c/m	0.29
D_l/m	0.10	$E/10^{11}\text{ Pa}$	2.06
m_l/kg	130	$I_{pl}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	4.50
$I_{dl}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.25	m_h/kg	59
$I_{ph}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.30	$I_{dh}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.30
$s_{b1}/10^7\text{ (N/m)}$	2	$d_{b1}/((\text{N}\cdot\text{s})/\text{m})$	600
$s_{b2}/10^7\text{ (N/m)}$	2	$d_{b2}/((\text{N}\cdot\text{s})/\text{m})$	600
$s_{b3}/10^7\text{ (N/m)}$	1	$d_{b3}/((\text{N}\cdot\text{s})/\text{m})$	600
$s_{in}/10^8\text{ (N/m)}$	1	$s_{\vartheta}/10^7\text{ (N}\cdot\text{m)}$	1
$D_h/10^{-2}\text{ m}$	9	$d_h/10^{-2}\text{ m}$	7.8

一般地,高压转子可以视为刚性转子,则在设计高压转子的叶盘结构时,应尽量避免多个叶盘的等效直径惯量与等效极转动惯量相等。

对于式(15)左端第 2 项,简单盘的极转动惯量一般大于直径转动惯量,若双转子增速比与盘的惯量比相等,即 $\eta = I_{pl}/I_{dl}$,便会导致 $I_{dl} - I_{pl}/\eta = 0$ 的情况发生。图 9 为不同增速比下双转子系统的坎贝尔图,模型参数中 I_{dl} 取为 $0.65\text{ kg}\cdot\text{m}^2$,其余与表 1 相同。图 10 为双转子系统第 3、4 阶模态振型,其中三角符号代表支点,星号

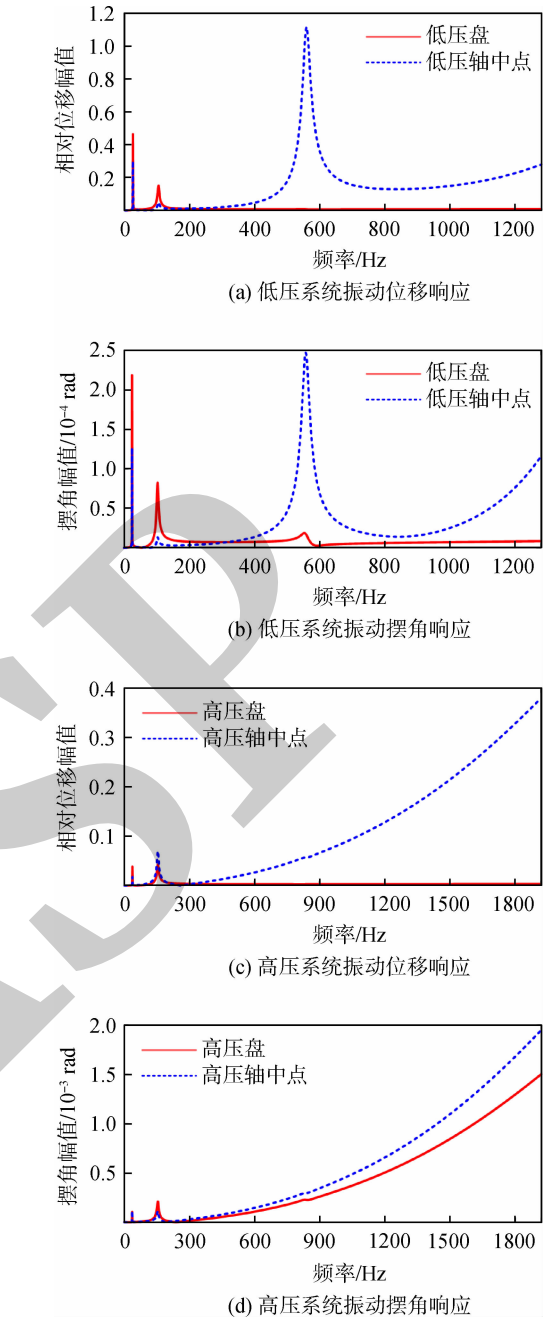


图 8 “临界跟随”下双转子的不平衡响应(高压激励)
Fig. 8 Unbalance response of dual-rotor system under “critical follower speed” state (excitation force on high-pressure rotor)

代表盘。从坎贝尔图可以看出,高压激励条件下增速比变化主要影响低压转子的盘偏摆振型(图 10(a)所示),而对其余阶次的影响较小。当高、低压转子的增速比恰好等于低压盘的惯量比时,双转子系统表现出“临界跟随”特征,以低压盘偏摆为主。同时,由于转速越过以低压轴弯曲为主且盘不偏摆的模式(图 10(b)所示),转子系统的振型在两者交汇处发生了转变,继而继续保持“临界跟随”状态。

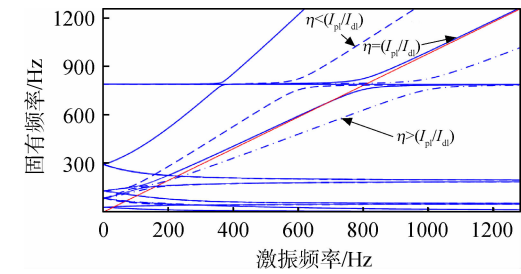


图 9 不同增速比下双转子系统坎贝尔图(高压激励)
Fig. 9 Campbell map of dual-rotor system with different increasing speed ratio (excitation force on high-pressure rotor)

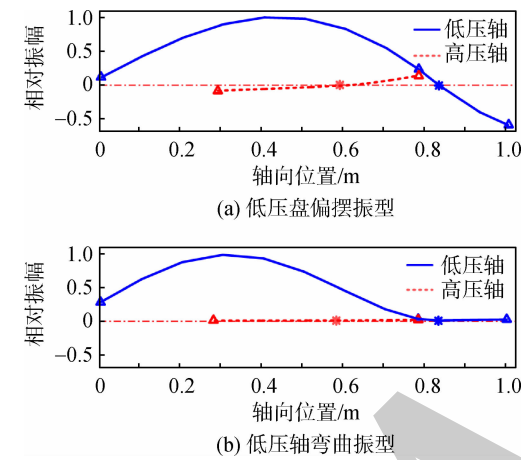
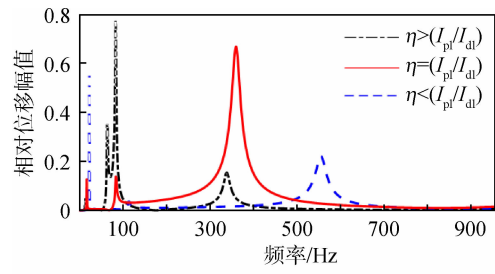


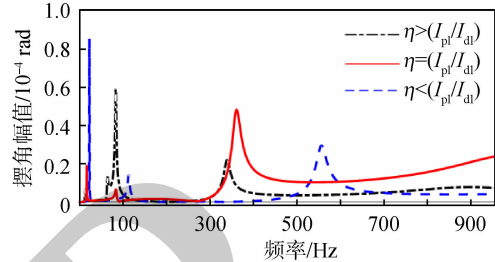
图 10 双转子模式振型
Fig. 10 Modal shape of dual-rotor

图 11 为增速比小于、等于和大于低压盘惯量比条件下双转子系统的不平衡响应,不平衡量为 $10\text{ g} \cdot \text{cm}$, 位于高压轴上。其中图 11(a)~图 11(d)分别代表低压轴中点、高压轴中点的相对位移幅值以及摆角幅值。结果表明,双转子系统在高压激励条件下,不同增速比时的高压系统振动响应仅在各自的临界附近存在差异;但低压系统振动响应存在明显差异,增速比与低压盘惯量比相等时,振动响应在非“临界跟随”区域小于增速比不等于惯量比的状态,而在“临界跟随”区域明显增大,并对高阶模态更加敏感,共振范围更宽,且低压转子的位移幅值同条件下增大了至少 4 倍,摆动幅值随转速也呈大幅上升趋势。可见当增速比与低压盘惯量比相等时,双转子系统会因高压激励表现出“临界跟随”状态,并对高压的不平衡质量分布非常敏感。

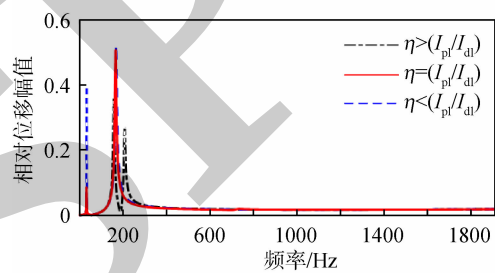
另外,上述结论对多盘转子上同样适用。图 12 为低压转子包含两个不同惯量比的盘时(风扇盘惯量比为 1.5、涡轮盘惯量比为 2),双转子在对应增速比下的坎贝尔图,其中图 12(a)是增速比



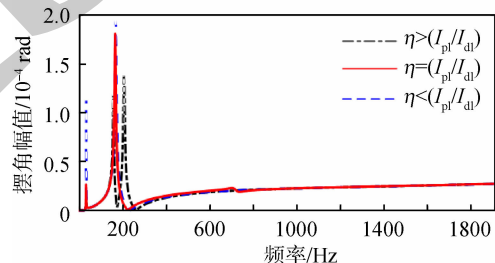
(a) 低压轴中点位移响应



(b) 低压轴中点摆角响应



(c) 高压轴中点位移响应



(d) 高压轴中点摆角响应

图 11 不同增速比下的双转子振动响应(高压激励)
Fig. 11 Unbalance response of dual-rotor system with different increasing speed ratio (excitation force on high-pressure rotor)

为 1.5 条件下的坎贝尔图,图 12(b)是增速比为 2 条件下的坎贝尔图。计算结果表明,两种情况下双转子系统均表现出了“临界跟随”特征。对应情况下转子系统的振动响应与上文类似,在此不作详述。因此,当高、低压转子的增速比与低压任意某个盘的惯量比相等时,双转子系统将表现出“临界跟随”特征,在发动机设计阶段必须充分考虑各个盘结构的惯量比以及转子工作点变化过程,确保转子系统避开“临界跟随”现象。

式(15)左端第 3 项包含了低压轴的尺寸、刚度以及支承刚度等结构参数,由于参数之间的匹

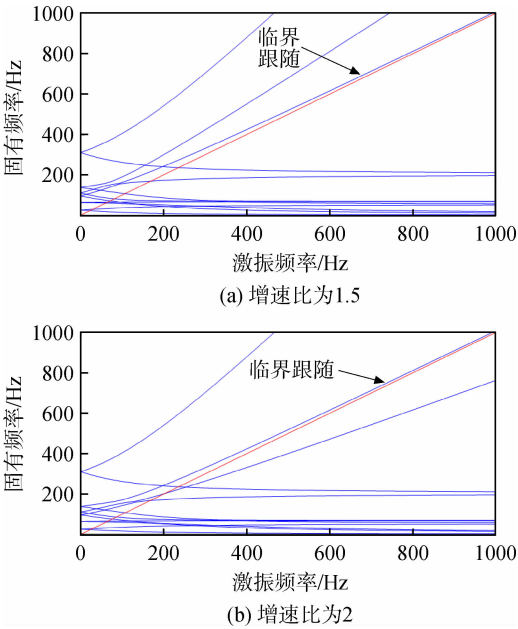


图 12 多盘双转子系统坎贝尔图

Fig. 12 Campbell map of dual-rotor system with multiple disks

配关系较为复杂,一般不会等于零。鉴于“临界跟随”现象主要与盘的陀螺效应和转速控制律有关,暂不讨论第 3 项。

2.3 低压激励下的双转子动力学特性

同理,双转子系统在低压激励条件下出现“临界跟随”现象时所满足的关系如式(16)所示,该式与式(15)的差别主要在于等号左端前两项不同。

对于式(16)的第 1 项,当高压系统中存在多个叶盘时,如图 13 所示结构,在刚体模态下,其等效直径转动惯量可能会大于等效极转动惯量,若双转子增速比与盘的惯量比之积等于 1,即 $\eta(I_{ph}/I_{dh})=1$,便会导致 $I_{dh} - \eta I_{ph} = 0$ 的情况发生。

图 14 为低压激励下双转子系统在不同增速比时的坎贝尔图,其中增速比分别取 1.8、1.5 和 1.2,模型参数中 I_{dh} 取为 $1.95 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (惯量比为 $2/3$),其余与表 1 相同。图 14 的结果表明,增速比主要影响了高压转子俯仰振型(图中右下角),

$$(I_{dh} - \eta I_{ph})(I_{dl} - I_{pl}) \left\{ 1 + \frac{(s_{22} - as_{12} - as_{21} + a^2 s_{11})s_{b1} + (s_{22} + bs_{21} + bs_{12} + b^2 s_{11})s_{b2} + l^2 s_{b1}s_{b2}}{s_{11}s_{22} - s_{12}s_{21}} \right\} = 0 \quad (16)$$

图 13 双转子发动机示意结构

Fig. 13 Structure sketch of dual-rotor in aero-engine

接近。

图 15 为低压轴存在不平衡质量时双转子系统的不平衡响应,其中图 15(a)~图 15(d)分别表示低压、高压系统的相对位移幅值及摆角幅值。结果表明,在低压激励下,增速比变化对低压系统的响应影响较小,而对高压系统存在较大影响,该规律与上述分析一致。同时,高压系统响应表现为,“临界跟随”时的高压转子对低压不平衡分布极其敏感,随转速增大振动居高不下,且在转速通过低压轴弯曲振型时的共振区域变宽,存在振动增大的问题。因此,必须避免高压系统叶盘等效惯量比与双转子增速比之积等于 1 的情况出现,即避开 $\eta(I_{ph}/I_{dh})=1$ 。

对于式(16)的第 2 项,当低压轴上存在局部多个叶盘集中结构时,则可能出现 $I_{dl} - I_{pl} = 0$ 的情况。图 16 表示低压系统为双盘结构时双转子系统的坎贝尔图,其中图 16(a)为仅盘 1 的惯量比等于 1 时的坎贝尔图,图 16(b)为仅盘 2 的惯量比等于 1 时的坎贝尔图。模型中盘 1 位于低压轴 0.2 m 处,质量为 30 kg,极转动惯量为 $1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (惯量比为 0.77),增速比为 1.2,其余参数与表 1 相同。坎贝尔图表明,低压系统中任意一个叶盘的惯量比为 1 时,双转子都会出现低压

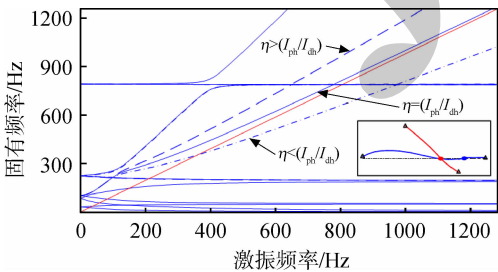


图 14 不同增速比下双转子系统坎贝尔图(低压激励)

Fig. 14 Campbell map of dual-rotor system with different increasing speed ratios (excitation force on low-pressure rotor)

而对其余阶次的固有频率影响较小。当增速比与高压盘惯量比相等时,双转子系统表现出低压激励条件下的“临界跟随”特征,导致转子系统无法越过高压俯仰振型,且固有频率与转速越来越

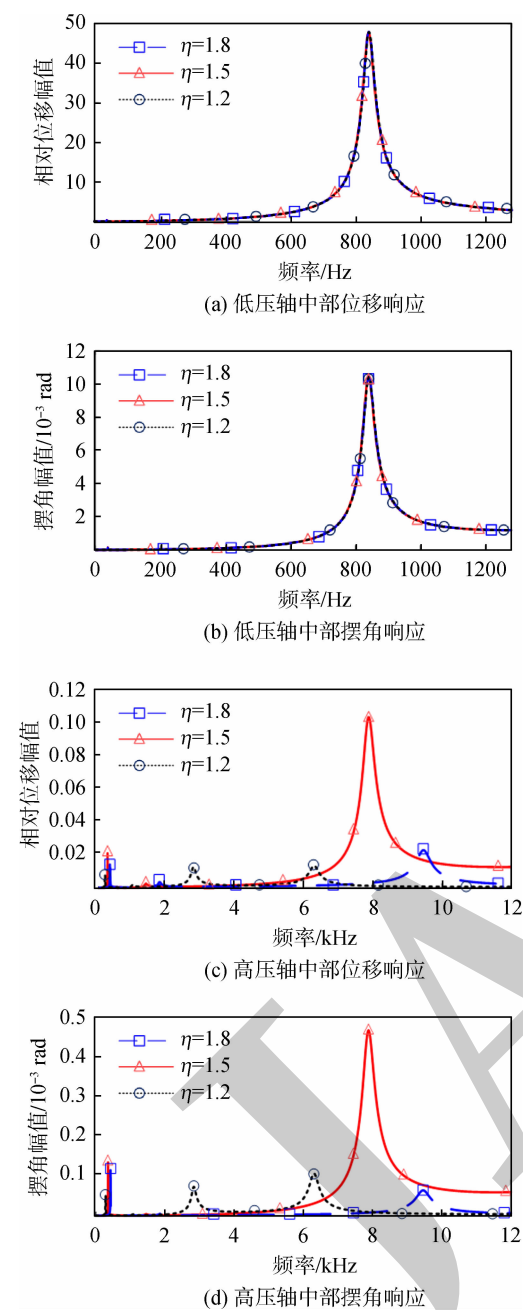


图 15 不同增速比下的双转子不平衡响应(低压激励)
Fig. 15 Unbalance response of dual-rotor system with different increasing speed ratios (excitation force on low-pressure rotor)

激励下的“临界跟随”现象。此时,“临界跟随”下的振型主要表现为该盘的摆动(图 16 中右下角),同时伴随低压轴大幅度弯曲,而高压前支点相对位移较小,该振型对双转子系统相当不利。

图 17 为低压盘惯量比为 1 时双转子系统在低压激励下的不平衡响应,其中图 17(a)~图 17(d)分别为低压、高压系统的相对位移幅值响应及摆角幅值响应。振动响应表明,在满足第 2 项为零时,转子高过某一转速后,低压盘上的振动位

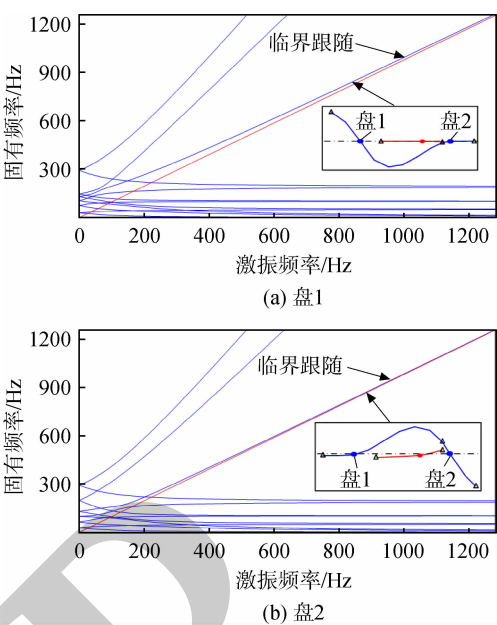
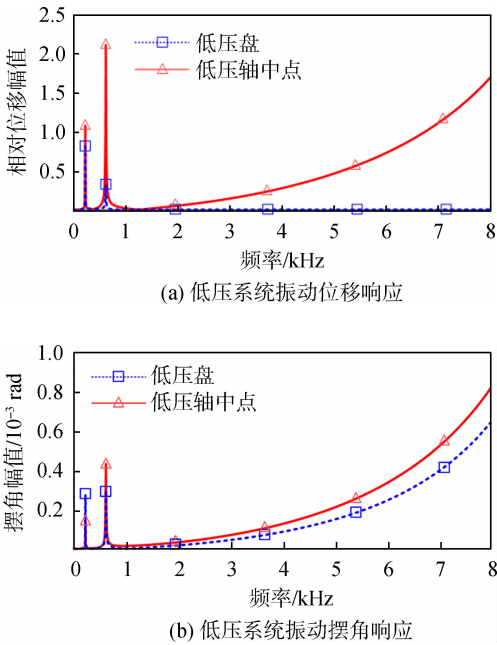


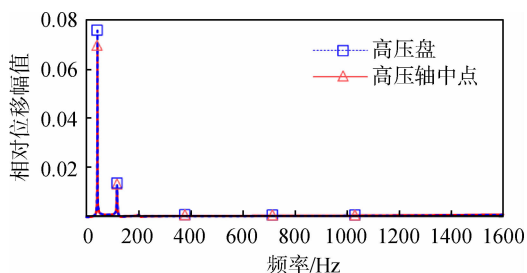
图 16 低压盘惯量比为 1 时双转子系统的坎贝尔图
(低压激励)

Fig. 16 Campbell map of dual-rotor system with inertia ratio of low-pressure-disk equals to 1 (excitation force on low-pressure rotor)

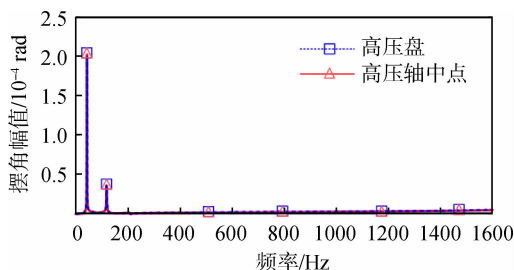
移幅值趋于零,但摆角幅值随转速迅速增大。同时,低压轴的位移和摆角均不断增大,导致低压轴越来越弯,而高压系统所受影响相对较小。若低压轴的弯曲或盘的偏摆到达一定程度,则可能发生碰撞等故障,威胁转子的运行安全。因此,低压转子上任一叶盘结构的惯量比都应尽量避免等于 1。

在发动机结构中,由于低压转子设计得越来越柔,工作范围常存在盘偏摆以及轴弯曲等多阶





(c) 高压系统振动位移响应



(d) 高压系统振动摆角响应

图 17 “临界跟随”下双转子的不平衡响应(低压激励)

Fig. 17 Unbalance response of dual-rotor system under “critical follower speed” state (excitation force on low-pressure rotor)

振动模式。而在设计阶段,若不考虑上述参数的匹配关系,则转子系统可能存在“临界跟随”的风险,出现后期难以弥补的设计缺陷。因此,针对上述高压、低压两种激励条件下的惯量匹配状态,都必须进行严格控制与检验,避免双转子系统出现“临界跟随”现象。

3 结 论

本文针对航空发动机转子结构,建立考虑中介轴承耦合作用的双转子动力学模型,推导了转子系统出现“临界跟随”现象时结构参数之间的关系,分析了模型转子在“临界跟随”状态下的动力学特性,得到主要结论如下:

1) 单转子系统中,若盘的极转动惯量与直径转动惯量相等,则转子会表现出“临界跟随”现象,此时系统无法通过盘偏摆振型的临界转速,导致转子对质量不平衡分布异常敏感,振动随转速持续增大。

2) 双转子系统中,若高压转子上盘的等效惯量比等于 1,或高、低压转子增速比与低压转子上任意盘的惯量比相等,则双转子会在高压激励条件下表现出“临界跟随”特征;若低压转子上盘的等效惯量比等于 1,或高、低压转子增速比与高压转子等效盘惯量比的乘积等于 1,则双转子会在低压激励条件下表现出“临界跟随”现象;双转子

系统的“临界跟随”现象表现为转子无法越过盘偏摆振型临界转速,该阶固有频率逐渐趋近于转速,且转子振动随转速增加持续增大。

3) 为了避免转子系统出现“临界跟随”现象,在双转子的动力学设计过程中,应充分考虑转盘及叶片等结构的等效惯量,避免低压盘惯量比或高压等效盘惯量比等于 1;同时,必须合理设计双转子的转速控制规律,既应避免双转子增速比与低压盘的惯量比相等,又应避免与高压盘等效惯量比的乘积等于 1。

参考文献:

- [1] GASCH R, NORDMANN R, PFÜTZNER H. Rotordynamics[M]. Berlin: Springer, 2002.
- [2] 蒋云帆,廖明夫,刘永泉,等. 同转/对转双转子系统的动力学特性[J]. 航空动力学报, 2013, 28(12): 2771-2780. JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, LIU Yongquan, et al. Dynamic characteristics of co-rotating/counter-rotating dual-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12): 2771-2780. (in Chinese)
- [3] 王四季,廖明夫,蒋云帆,等. 对转双转子局部碰摩故障实验[J]. 推进技术, 2013, 34(1): 31-36. WANG Siji, LIAO Mingfu, JIANG Yunfan, et al. Experimental study on local rub-impact fault of counter-rotating dual-rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(1): 31-36. (in Chinese)
- [4] 张大义,刘烨辉,洪杰,等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36(5): 768-773. ZHANG Dayi, LIU Yehui, HONG Jie, et al. Investigation on dynamic modeling and vibration characteristics for aero engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(5): 768-773. (in Chinese)
- [5] 李杰,曹树谦,郭虎伦,等. 机动飞行条件下双转子系统动力学建模与相应分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 835-849. LI Jie, CAO Shuqian, GUO Hulun, et al. Modeling and response analysis of dual-rotor system under maneuvering flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 835-849. (in Chinese)
- [6] 吴英祥,张亚双,陈果. 考虑航空发动机支承不同心的整机动力学建模及分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(5): 5-12. WU Yingxiang, ZHANG Yashuang, CHEN Guo. Dynamic modeling and analysis of aeroengine with supporting non-concentricity[J]. Aeroengine, 2018, 44(5): 5-12. (in Chinese)
- [7] YU Pingchao, ZHANG Dayi, MA Yanhong, et al. Dynamic modeling and vibration characteristics analysis of the aero-engine dual-rotor system with Fan blade out[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 106(1): 158-175.
- [8] 孙传宗,陈子恕,侯磊. 复杂结构双转子系统的建模及模型缩减[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7): 1747-1753.

SUN Chuanzong, CHEN Yushu, HOU Lei. Modeling method and reduction of dual-rotor system with complicated structures[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1747-1753. (in Chinese)

[9] 宾光富,李鸿光,王钢,等. 含油膜轴承的高速双悬臂转子随机不平衡振动特性实验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 282-289.

BIN Guangfu, LI Hongguang, WANG Gang, et al. Experiment of random unbalance on vibration characteristics of high-speed double overhung rotor with oil bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 282-289. (in Chinese)

[10] 戚胜,李想,赵晓艳. 双转子系统临界转速及其瞬态启动研究[J]. 机械设计与制造, 2016, 12(1): 47-52.

QI Sheng, LI Xiang, ZHAO Xiaoyan. Study on critical speeds and start-up motion of dual-rotor systems[J]. Machinery Design and Manufacture, 2016, 12(1): 47-52. (in Chinese)

[11] 李朝峰,刘广超,周世华,等. 双转子多盘转子系统的动态特性[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2013, 34(7): 994-1004.

LI Chaofeng, LIU Guangchao, ZHOU Shihua, et al. Dynamic characteristics of dual-rotor multi-disks-rotor system[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2013, 34(7): 994-1004. (in Chinese)

[12] DU Jinhua, XUE Yuntian, YANG Xintuan. Modeling and inner-outer decoupling of dual-rotor machines for continuous variable transmission systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(11): 8472-8483.

[13] 王飞,罗贵火,崔海涛. 转速比对双转子系统非线性动力学特性影响[J]. 南京航空航天大学学报, 2018, 50(3): 367-374.

WANG Fei, LUO Guihuo, CUI Haitao. Influence of speed ratio on nonlinear dynamic characteristics for dual rotor system[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 50(3): 367-374. (in Chinese)

[14] LU Zhenyong, WANG Xiaodong, HOU Lei, et al. Nonlinear response analysis for an aero engine dual-rotor system coupled by the inter-shaft bearing [EB/OL]. [2019-02-09]. <http://doi.org/10.1007/s00419-018-01501-0>.

[15] WANG Nanfei, JIANG Dongxiang. Vibration response characteristics of a dual-rotor with unbalance-misalignment coupling faults: theoretical analysis and experimental study [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 125(1): 207-219.

[16] 李治华,任华,罗中勇,等. 航空发动机转子系统动力特性的研究[J]. 机械设计与制造, 2013, 12(1): 174-180.

LI Zhihua, REN Hua, LUO Zhongyong, et al. Study on dynamic behaviors of a certain type aero-engine rotor system based on co-simulation technology[J]. Machinery Design and Manufacture, 2013, 12(1): 174-180. (in Chinese)

[17] 廖明夫,丛佩红,王娟,等. 航空发动机转子振动的“热模态”和减振设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1125-1140.

LIAO Mingfu, CONG Peihong, WANG Juan, et al. “Hot modes” of rotor vibrations and vibration reduction design for aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1125-1140. (in Chinese)

[18] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2015.

(编辑:陈 越)