

齿轮传动风扇发动机转子系统结构与动力学分析

马艳红¹, 曹冲¹, 郝勇^{1,2}, 张博², 洪杰¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 考虑齿轮传动风扇发动机(GTF)风扇转子与低压转子的耦合关系,提出了转子系统简化整体模型,针对该模型给出了 GTF 发动机转子系统的临界转速计算方法.揭示了整体模型与单转子模型临界转速计算结果的差异,以及典型力学特征参数对 GTF 转子系统临界转速与模态特征的影响.计算结果表明:相比考虑耦合关系的整体模型,将风扇转子与低压转子分开计算会导致转子系统固有频率值偏移及部分临界转速丢失;齿轮箱安装支承刚度增大会使得系统临界转速上升,保持安装刚度大小在 10^6 N/m 量级以下可使系统动力特性较优;传扭轴段刚度与齿轮径向啮合刚度对系统动力特性影响较小.

关 键 词: 齿轮传动风扇发动机; 结构分析; 动力特性; 简化模型; 临界转速; 连接结构参数

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Structure and dynamics analysis of rotor system in geared turbofan engine

MA Yan-hong¹, CAO Chong¹, HAO Yong^{1,2},
ZHANG Bo², HONG Jie¹

(1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Taking the coupling between fan and low-pressure rotors of geared turbo fan (GTF) engine into consideration, a simplified model of rotor system and a critical speed calculation method for the model were proposed. Differences of critical speed results between the overall rotor system and the single rotor system were clarified. Influence of typical parameters on critical speed and dynamics of the rotor system was discussed. From the results, calculating the fan and low-pressure rotors separately causes deviation of natural frequency and loss of critical speed. Increase of the gearbox support stiffness leads to rise of critical speeds, while keeping the stiffness value below 10^6 N/m may provide better dynamic characteristics. The flexural rigidity of the torque transmission shaft and radial stiffness of the gearbox have less impact on system's dynamic characteristics.

Key words: geared turbofan engine; structure analysis; dynamic characteristics; simplified model; critical speed; joint parameter

收稿日期: 2014-04-20

作者简介: 马艳红(1975—),女,辽宁铁岭人,副教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机整机动力学、旋转机械振动控制,智能结构与新型阻尼材料研究.

齿轮传动风扇(g geared turbofan, GTF)发动机在风扇与低压转子之间引入一个星型减速齿轮箱,使得风扇与低压转子可分别工作在各自的最佳转速范围内,风扇在保持低转速的同时低压转子的转速可以大幅提高. 风扇转子转速的降低可减小叶尖速度与叶根应力,使得涵道比的进一步加大成为可能^[1-3];低压转子转速的升高,能提高压气机与涡轮的做功效率,在同等推力和规律水平条件下,压气机、涡轮的级数与叶片数大幅减少. GTF发动机的性能优势使其表现出巨大的发展潜力与市场应用前景^[4-5].

新的结构形式也给转子系统结构和动力学设计带来了新的问题. 转速的提升使得细长的低压转子成为高速柔性转子,在工作转速下可能存在多阶共振转速,同时齿轮箱的存在使其转子系统不能仅仅按照传统的航空发动机转子模型考虑. 国内对 GTF 发动机技术的研究起步较晚,多注

重对结构与技术特点的概括分析,一些学者对星型传动齿轮进行了动力学研究^[6-8],而对整个转子动力特性的计算研究较少. 本文对典型的 GTF 发动机风扇-低压转子系统进行了分析,基于其结构特征,进行了力学特征计算模型的简化等效. 在此基础上提出了 GTF 发动机转子系统临界转速的计算方法. 计算了风扇与低压转子之间的连接结构参数对系统整体动力特性的影响.

1 风扇-低压转子系统结构与力学特征

1.1 结构特征与力学模型简化

与常规结构的高涵道比涡扇发动机相比, GTF 发动机最大的特点就是特殊的风扇-低压转子系统设计. 典型 GTF 发动机的风扇-低压转子系统结构如图 1 所示.

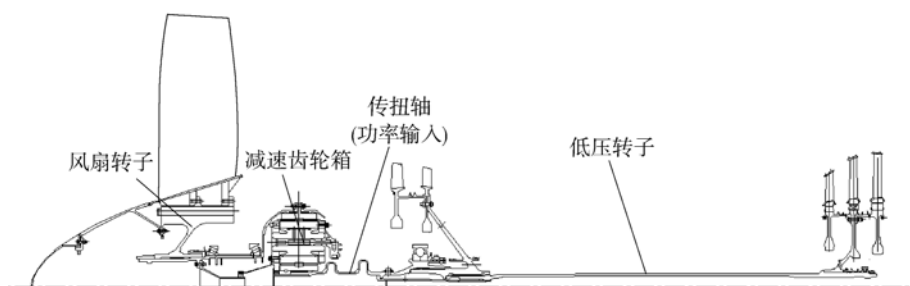


图1 GTF发动机风扇-低压转子系统结构

Fig. 1 Structure of fan-low pressure rotor system in geared turbofan engine

齿轮箱的引入使得风扇与低压转子在结构上断开为两个转子,两个转子转动方向相反,按恒定的转速比例工作并分别单独支承. 为尽量减小两转子间振动的相互影响,传扭轴为柔性设计,并采用波纹管结构抑制齿轮啮合产生的高频振动的传播,减轻相关结构件的高周疲劳^[9].

图2展示了减速齿轮箱的内部结构,整个齿轮减速系统的工作原理如下:一个由传扭轴驱动的中心齿轮作为动力输入,5个固定的恒星齿轮均匀围绕在中心齿轮周边. 恒星齿轮被一个齿环绕,并驱动齿环转动,齿环直接驱动风扇产生巨大的推力. 恒星齿轮安装在与外安装边一体的固定安装座上,通过轴颈轴承支承^[10-11].

恒星齿轮与中心齿轮及外齿环都是以人字齿啮合,采用人字齿一方面可以内部消耗掉斜齿轮啮合时产生的轴向附加力,另一方面可以轴向固定外齿环与中心齿轮. 风扇轴、传扭轴与齿轮均采

用直齿啮合,采用直齿可以避免风扇与低压转子的轴向力传递到齿轮减速箱上.

从上述分析可知,齿轮箱结构复杂,影响因素众多,对风扇-低压转子系统整体动力特性计算分析时,需先对齿轮箱进行等效与简化^[12-13]. 齿轮箱外侧采用了静态的安装座进行支承,除了用于辅

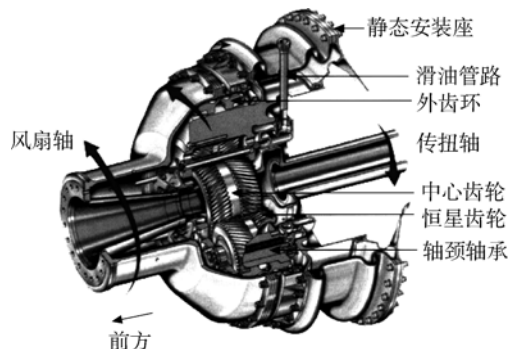


图2 齿轮减速系统

Fig. 2 Gear reduction system

助安装与定位外, 安装座还起到抑制齿轮箱自身变形与振动的作用. 由于齿轮啮合的轴向力在箱内得到自平衡, 风扇与低压转子轴向力通过各自轴承传递, 因此齿轮箱不承受外界轴向载荷. 风扇与低压转子间力的联系因素是齿轮切向与径向的啮合刚度, 径向啮合刚度影响转子的横向变形与力的传递, 而转子系统以横向振动为主, 危害也最大, 因此, 径向啮合刚度是系统动力特性的主要考虑因素之一.

针对齿轮箱的结构与力学特征, 在对转子系统动力特性计算分析中, 提出了如下简化方法: 考虑齿轮箱的质量与刚度特征, 将其简化成一轮廓尺寸与原齿轮箱相近的鼓筒环结构, 如图 3 所示, 鼓筒环内外环节点分别与风扇与低压轴作周向与径向位移协调, 以此模拟齿轮箱与两转子间力的传递关系, 采用弹簧单元模拟齿轮箱安装结构的支承.

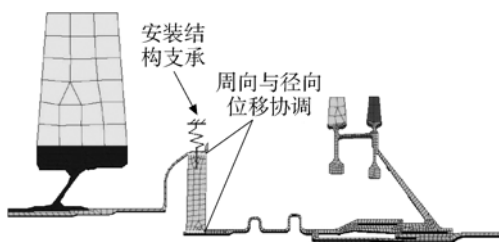


图 3 风扇-低压转子系统结构简化及有限元模型
Fig. 3 Finite element model of fan-low pressure rotor system

1.2 临界转速计算方法

对于 GTF 发动机, 风扇转子与低压转子相当于两个不同频率的激振源, 在工作时, 当一个转子的不平衡力激起转子系统共振时, 其他转子均以该转子的转速作进动转动^[14-16].

在本文中, 定义“共振转速”为不考虑系统风扇与低压转子转速关系, 可能激起系统共振的任意的转子转速值, 表示纯粹的理论解描述. 但实际中, 风扇转子与低压转子的转速关系是确定的 (取决于齿轮箱的传动比), 将位于两者共同工作线上, 且能激起系统共振的转速称作系统的临界转速, 表示实际工作状态下的物理描述.

因而在研究系统的共振特性时, 我们首先分别计算各转子不平衡力单独激起的共振转速, 再进行线性叠加, 最终得到整个转子系统的共振转速和临界转速.

风扇转子激起的临界转速系工作状态下, 风

扇转子的不平衡力迫使自身作同步正进动, 同时通过转子之间的连接件迫使低压转子作进动转速等于风扇转速的非同步涡动. 两转子自身转速不同, 而进动速度均等于风扇转子转速. 此时, 如发生系统共振, 则各转子所对应的转速称为风扇转子激起的临界转速. 同理可定义低压转子激起的临界转速.

以风扇转子激起的临界转速求解为例, 求解过程中, 先给定某低压转速, 变化风扇转子的转速得到系统的动频曲线, 利用坎贝尔图求出给定的低压转速下的系统各共振转速.

共振转速计算过程中会同时得到系统正反进动的频率, 求解风扇转子激起的共振转速时, 反向旋转的低压转子的陀螺力矩等效于削弱了轴的刚性, 系统共振频率降低, 动频特性曲线呈下降趋势, 故以风扇转子变形为主的模态取正进动频率, 而低压转子变形为主的模态取反进动频率.

如图 4 表示低压转子转速为 2500 r/min 时, 计算风扇转子激起的共振转速的系统动频曲线图, 等转速线与动频曲线的交点为共振转速点. 改变低压转速, 重复上述计算, 反复多次可得到风扇转子激起的共振转速曲线.

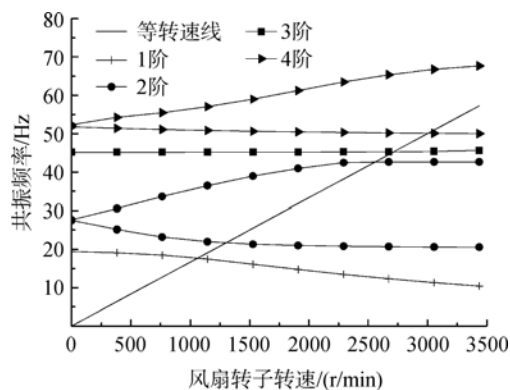


图 4 风扇转子激起的动频曲线图
(低压转子转速为 2500 r/min)

Fig. 4 Campbell diagram for resonance speed excited by fan rotor
(speed of low-pressure rotor 2500 r/min)

按上述步骤求解得到风扇转子激起的共振转速曲线如图 5 所示, 纵坐标表示低压转子自转转速 (ω_l), 横坐标转速表示风扇转子自转转速 (ω_f) 与两个转子的进动转速 (Ω_l, Ω_f). 理论计算得到的共振转速存在正负解, 但求解风扇转子激起的临界转速时, 风扇转速恒取正值. 因此共振曲线图中仅第 1 象限、第 4 象限的解有物理含义, 低压转子转速为正时, 表示两者同向旋转, 低压转子转速为

负时,表示两转子反向旋转。

并非共振转速曲线上的所有点都是危险的,在实际工作中,根据两者的转速关系绘制风扇与低压转子的共同工作线,工作曲线与共振转速曲线相交点所对应的各转子转速,如图5所示,才是实际工作中存在的临界转速点。

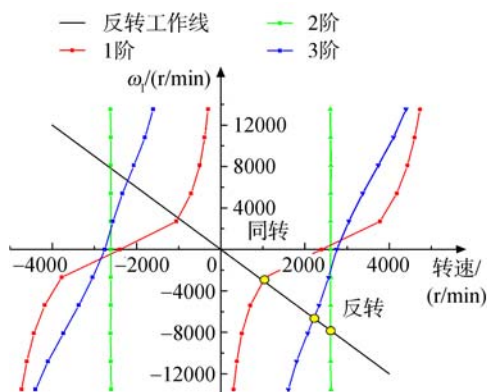


图5 风扇转子激起的共振转速曲线

Fig. 5 Resonance speed curve excited by fan rotor

2 典型 GTF 发动机风扇-低压转子系统动力特性

首先,不考虑风扇与低压转子的齿轮箱连接关系,分别计算风扇与低压转子在单转子状态下的临界转速。

2.1 风扇与低压转子单转子临界转速

风扇转子前两阶临界转速分别为 2 616, 18 747 r/min, 风扇转子最大转速为 3 000 r/min, 距离第 1 阶共振转速较为接近, 远远小于转子第 2 阶共振转速, 故一般仅考虑第 1 阶临界转速, 其振型为风扇轮盘摆动振型, 节点在轴承位置处, 如图 6 所示。

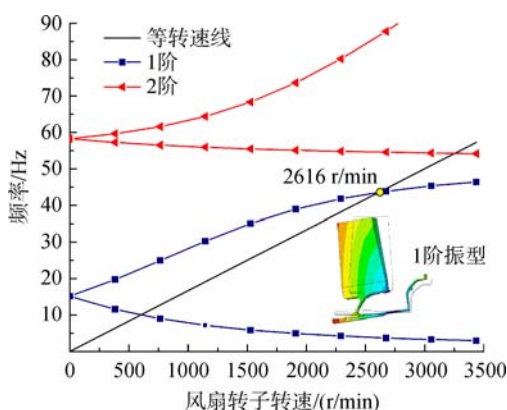


图6 风扇转子临界转速及模态振型

Fig. 6 Critical speed and modal of fan rotor

低压转子前两阶临界转速大小分别为 2 682, 4 206 r/min. 低压转子最大工作转速为 9 000 r/min, 在最大工作转速以下存在两阶临界转速, 为柔性转子设计. 临界转速振型如图 7 所示, 第 1 阶为整体一弯振型, 第 2 阶为涡轮摆动振型。

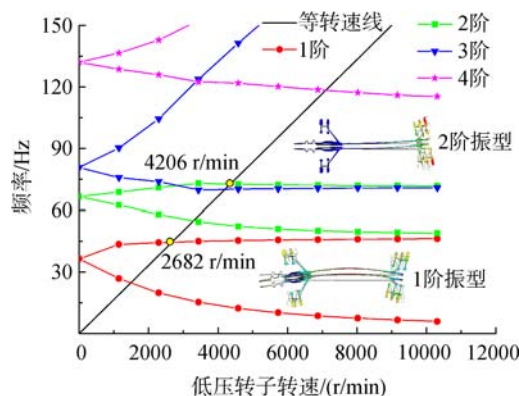


图7 低压转子临界转速及模态振型

Fig. 7 Critical speed and modal of low-pressure rotor

对于具有弯曲模态的转子系统, 长期多循环通过临界转速, 会对转子结构带来损伤, 需采用结构与动力学一体化设计手段进行改进. 低压转子动力特性优化可采用两种途径: 一是改变转子结构参数将第 2 阶临界转速提升到工作转速范围外, 使得低压转子从启动到最大转速仅过 1 阶共振; 二是调节工作转速以下的多阶临界转速集中于较小的频率区间, 使转子能快速跨过多阶共振转速。

2.2 风扇-低压转子系统临界转速

由于风扇与低压转子存在结构耦合关系, 系统整体的临界转速与两个转子单独的临界转速结果存在差异. 利用文中第 1.1 节、第 1.2 节所述的简化模型与临界转速计算方法, 分别对风扇与低压转子激起的转子系统临界转速进行计算. 风扇转子激起的临界转速结果如图 8 所示。

风扇转子最大转速下出现了 3 阶临界转速, 分别对应低压转子一阶弯曲、低压涡轮摆动与风扇盘摆动振型, 对应的模态振型如图 9(a)~图 9(c)所示. 风扇与低压转子仍然表现出各自的独立振型, 两者振动耦合程度较轻。

风扇转子激起的第 1 阶、第 2 阶临界转速以低压转子的变形为主. 由于低压转子的陀螺力矩影响, 随着低压转子转速的提升, 这两阶共振转速迅速下降, 且相比涡轮摆动的模态振型, 1 阶弯曲时的转子变形与陀螺力矩更显著, 其对应的共振

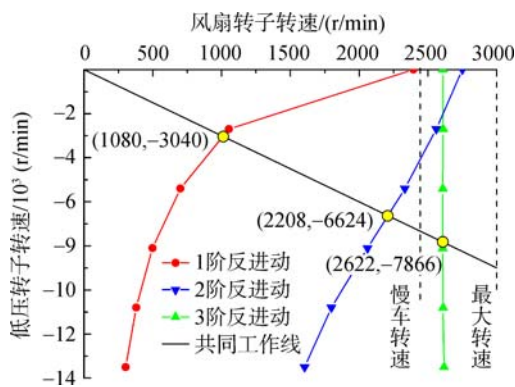


图 8 风扇转子激起的临界转速

Fig. 8 Critical speed excited by fan rotor

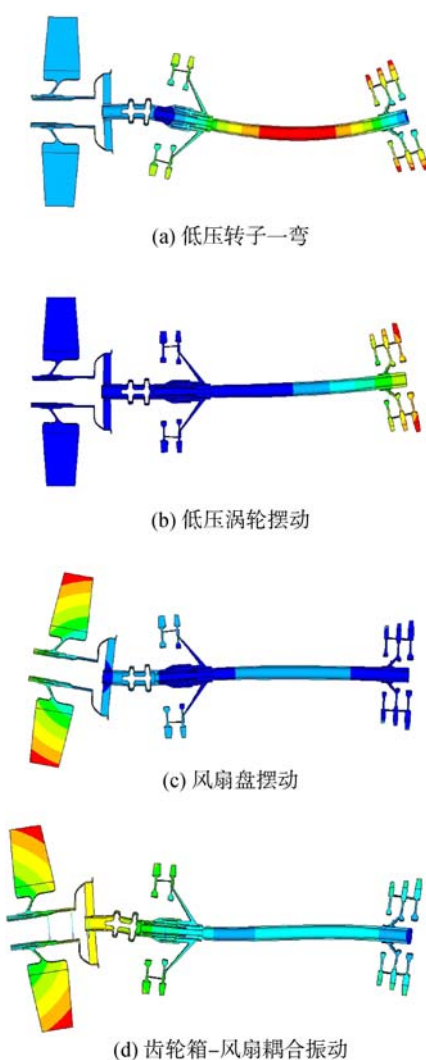


图 9 风扇-低压转子系统模态振型

Fig. 9 Modal of low-pressure rotor system

转速下降趋势也更快。

从启动至最大工作状态经过 3 阶临界转速不利于转子的稳定工作，其中第 3 阶临界转速落在工作转速区域，极可能诱发振动超限^[17]，在改进

中需要着重考虑。

同理得出低压转子激起的临界转速如图 10 所示，最大转速下出现了 4 阶临界转速，第 1 阶、第 3 阶共振转速以风扇转子变形为主，振型如图 9(c) 及图 9(d) 所示，其共振转速线随着风扇转速提升表现出下降的趋势。第 2 阶、第 4 阶以低压转子的变形为主，因此风扇转速的提升对转子系统共振转速几乎没有影响，共振转速曲线变化平缓。所有临界转速均集中于低频区，在给定设计条件下不会对转子造成大的危害。

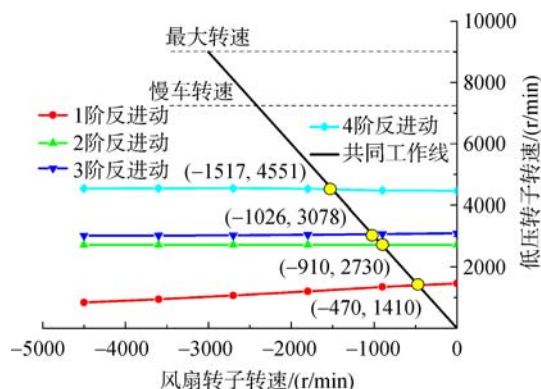


图 10 低压激起的临界转速

Fig. 10 Critical speed excited by low-pressure rotor

通过以上的分析可以看到，与风扇转子与低压转子的单转子计算结果相比，风扇-低压转子系统的临界转速表现出不同的特征：①共振转速数值的不同，由于齿轮箱相当于分别给两个转子添加了新的约束条件，故与单转子对应的相近振型频率数值有所不同；②相比于整体模型，单转子模型计算丢失了部分共振频率解，无法反映另一个转子激励引起的反进动临界转速，整体模型在最大工况下共多出了 4 阶临界转速。尤其是风扇转子，单转子计算结果中工作范围内仅存在 1 阶的临界转速，而按照整体模型考虑后，最大转速下出现了 3 阶临界转速，且 3 阶临界转速较为分散，相当于风扇从启动到最大工作转速需经历 3 次较大的振动，这对于转子工作是十分不利的。

3 连接结构参数对系统动力特性的影响

对于传统转子系统，轴段的刚度与质量分布、支承的刚度是影响转子临界转速的决定性因素^[18]。而对于 GTF 发动机的风扇-低压转子系统，除以上因素外，风扇与低压的连接结构参数，如齿轮径向啮合刚度、齿轮安装结构的支承刚度

等均可能造成转子的动力特性的变化,因此,对上述连接结构关键参数对转子系统动力特性的影响进行分析,研究如何合理的选择连接结构参数,使得转子动力特性达到最优。

3.1 齿轮箱安装结构支承刚度

齿轮箱是两个转子的连接点,体积大,质量重,担负着减速与传扭的任务,自身的振动模式不能忽略。安装结构一定程度上起到抑制齿轮箱自身的振动与变形的作用,其支承刚度与齿轮箱固有特性息息相关,间接影响着转子系统动力特性。转子系统临界转速随齿轮箱安装结构支承刚度的变化如图 11 所示。

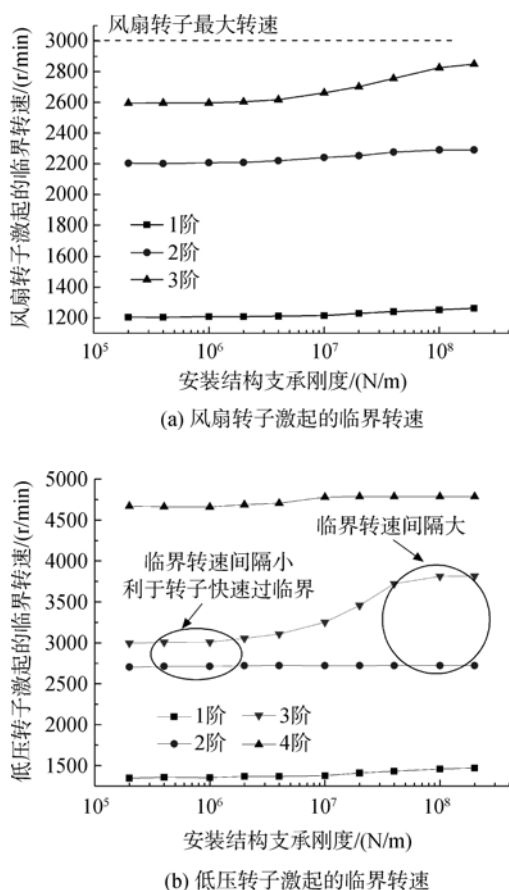


图 11 安装结构支承刚度对系统临界转速的影响
Fig. 11 Influence of stiffness supporting the gearbox on rotor system's critical speed

随着安装结构支承刚度的上升,风扇转子激起的前两阶临界转速小幅上升,而第 3 阶临界转速上升明显。当支承刚度达到 10^8 N/m 量级时,第 3 阶临界转速十分接近风扇转子最大转速,这是设计所不允许的。

安装结构支承刚度的增强使得系统共振转速升高,引起系统临界转速变化。

图 12 中的虚线表现了支承刚度上升时风扇激起的共振转速曲线的变化趋势。

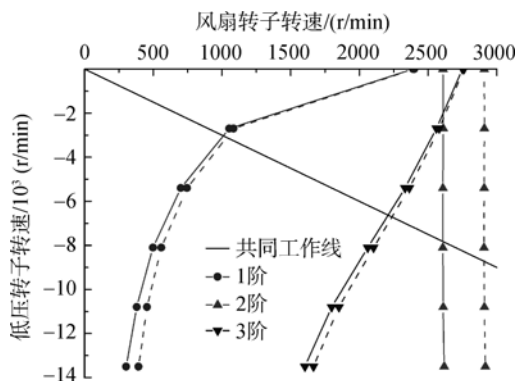


图 12 安装结构支承刚度对共振转速曲线的影响
Fig. 12 Influence of stiffness supporting the gearbox on resonance speed curve

第 1 阶、第 2 阶共振转速对应低压转子为主的振动模式,由于传扭轴段为柔性设计,齿轮箱一端约束的增强对共振转速的影响很小。而对于跨度较短的风扇转子,风扇轴直径大,刚度强,受齿轮箱影响较大,故以风扇变形为主的第 3 阶共振转速上升显著。

低压转子激起的临界转速随安装结构支承刚度的变化如图 11(b) 所示。支承刚度的改变对低压转子激起的第 3 阶临界转速(齿轮箱-风扇耦合振型)影响较大。第 3 阶临界转速的上升使得临界转速分布更加分散,每经过一段转速区间均需要过一次振动临界,且转速越高,接近临界转速时其不平衡量激起的振动响应越大。

齿轮箱固有特性的变化是第 3 阶临界转速上升的主要因素,安装结构支承刚度对系统固有模式的影响如图 13 所示。随着支承刚度的上升,齿

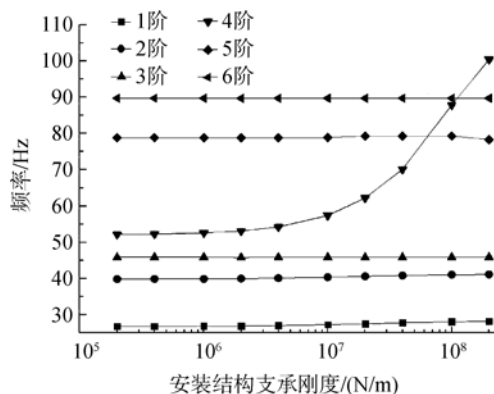


图 13 安装结构支承刚度对转子系统模态的影响
Fig. 13 Influence of stiffness supporting the gearbox on modal of rotor system

轮箱与风扇转子的耦合振动模态频率大幅上升, 且随着该阶频率的上升, 其振型也发生轻微变化, 具体表现为风扇与低压转子耦合程度加强, 低压转子趋向于一弯的模态特征。

当安装结构支承刚度增强时, 应变能分布于支承上的百分比也随之下降, 更多的应变能将集中于转子结构中。因此, 较高的支承刚度会使得转子耦合程度上升, 转子应变能增加, 不利于转子的稳定工作。

综上所述, 为了保证转子工作安全, 安装结构支承刚度宜保持在 10^6 量级及以下, 此时既能够起到对齿轮箱的辅助安装与振动抑制作用, 同时不会对系统动力特性产生较大的干扰。

3.2 传扭轴段刚度

传扭轴为独立轴段, 与低压轴通过套齿连接, 低压涡轮产生的功率通过它输入齿轮箱并带动风扇做功。为了便于数据处理与表示, 定义当量抗弯刚度的概念, 即以原轴段抗弯刚度 EI_0 为基准值 1, 当轴段抗弯刚度发生改变时, 其当量抗弯刚度表示为 $\overline{EI} = EI'/EI_0$ 。轴段的抗弯刚度取决于材料与内外径, 由于尺寸配合与强度设计需要, 传扭轴刚度变化区间有限, 给定传扭轴当量抗弯刚度在 0.1~10 的范围内变化, 得到风扇-低压转子系统临界转速的变化情况如图 14 所示。

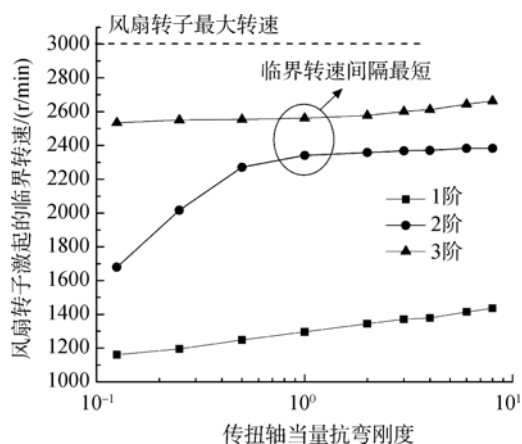


图 14 传扭轴刚度对系统临界转速的影响

Fig. 14 Influence of flexural rigidity of torque transmission shaft on rotor system's critical speed

传扭轴刚度对风扇激起的第 2 阶临界转速影响明显, 当量抗弯刚度位于 0.1~1.0 区间内时, 2 阶临界转速随着当量抗弯刚度上升迅速上升, 当量抗弯刚度大于 1.0 后, 上升趋势减缓。从曲线变化趋势可以看出, 当量抗弯刚度为 1.0 时, 第 2

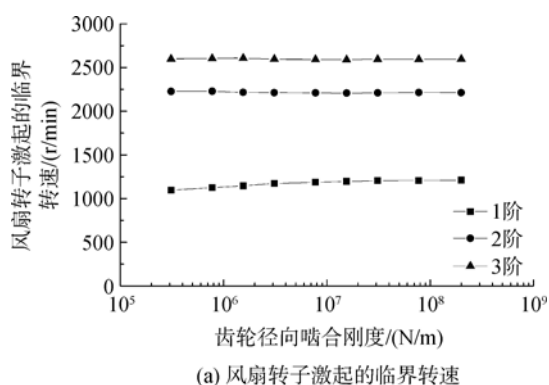
阶、第 3 阶临界转速间隔最短, 这说明原模型中传扭轴刚度的设计已考虑到其对转子整体动力特性的影响, 做了最优的选择。

传扭轴与齿轮箱配合形成了辅助支点的作用, 当传扭轴刚度从低到高变化时, 对低压转子左端的支承近似从简支变化为固支, 转子抗弯能力加强, 各阶临界转速均有一定程度的升高。其中风扇激起的第 2 阶临界转速模态振型为低压涡轮的摆动, 轴端约束条件的改变对该阶模态频率影响显著, 初始时, 传扭轴刚度上升造成的该阶临界转速迅速上升, 但上升一定程度时, 刚度对频率的提升效应弱化, 临界的变化趋于平缓。

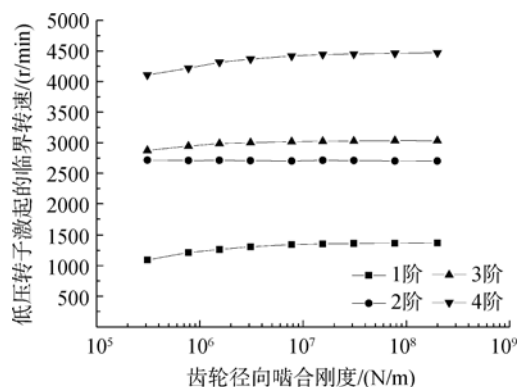
传扭轴对低压转子激起的临界转速几乎没有影响, 且各阶临界转速均远离工作区域, 正常情况下, 不会对转子工作产生影响。

3.3 齿轮径向啮合刚度

不同的齿轮径向啮合刚度可以通过调节等效鼓筒环的弹性模量参数获得, 给定齿轮径向啮合刚度在 $10^5 \sim 10^9$ N/m 量级之间变化, 计算得到系统的临界转速曲线如图 15 所示。



(a) 风扇转子激起的临界转速



(b) 低压转子激起的临界转速

图 15 齿轮径向啮合刚度对系统临界转速的影响

Fig. 15 Influence of radial mesh stiffness on rotor system's critical speed

从图15中可知,齿轮径向啮合刚度从低到增加时,风扇与低压转子激起的临界转速几乎无变化.调整径向刚度对转子系统动力特性的改善作用有限.这是因为齿轮箱两侧分布有风扇与低压转子各自的主轴承,大大限制了振动的传递与附近轴段的变形.齿轮箱与主轴承的位置均经过合理设计,将系统对齿轮径向啮合刚度的敏感度降到最低.

4 结 论

本文通过对典型GTF发动机转子结构的分析与计算,得出如下结论:

1) 将GTF发动机风扇与低压转子分开计算无法考虑整个转子系统的振动模态,会造成转子之间激起的反进动模态丢失,采用耦合整体模型分析更为精确.相比单转子模型的计算结果,整体模型的计算结果在系统最大工况下增加了4阶临界转速.同时,由于齿轮箱造成的转子约束状态的变化,对应振型的模态频率值也有小幅变化.

2) 风扇与低压转子间的连接参数会对转子系统临界转速产生影响.齿轮箱安装结构的支承刚度位于 10^6 N/m量级对系统动力特性最为有利,刚度过大会使得临界转速升高靠近最大转速,且分布更加分散,危害转子的安全.传扭轴刚度升高形成对低压转子的辅助支承,会引起系统临界转速的小幅上升.齿轮径向啮合刚度对转子系统临界转速影响均很小,这是由于齿轮箱两侧安置的主轴承设计,抑制了振动的传递与轴段的变形.

3) 通过对弹性传扭轴刚度、齿轮箱安装结构支承刚度等参数的调整能够一定程度上调节临界转速范围,减少工作范围内振动,但仅针对连接段参数的调控存在局限性,对动力特性的改善作用有限.因此应预先设计保证风扇与低压单转子的动力特性尽量优异,在此基础上,再对连接段的关键参数进行进一步的优化.

参考文献:

- [1] Kurzke J. Fundamental differences between conventional and geared turbofans[R]. ASME Paper GT-2009-59745, 2009.
- [2] Larsson L, Gronstedt T, Kyprianidis K G. Conceptual design and mission for a geared turbofan and an open rotor configuration[R]. ASME Paper GT-2011-46451, 2009.
- [3] 张德志, 张锦绣, 王凤. 齿轮驱动涡扇发动机结构设计特点分析[J]. 航空发动机, 2011, 37(4): 1-4.
ZHANG Dezhi, ZHANG Jinxiu, WANG Feng. Analysis of structural design characteristics for geared turbofan engine[J]. Aeroengine, 2011, 37(4): 1-4. (in Chinese)
- [4] Riegler C, Bichlmaier C. The geared turbofan technology opportunities, challenges and readiness status[R]. 1st CEAS European Air and Space Conference, CEAS-2007-054, 2007.
- [5] 李杰. 齿轮传动涡轮风扇(GTF)发动机先进技术综述[J]. 航空发动机, 2009, 35(4): 55-58.
LI Jie. Overview of advanced technology for geared turbofan[J]. Aeroengine, 2009, 35(4): 55-58. (in Chinese)
- [6] 杨建明, 张策. 行星齿轮传动动力学特性研究进展[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 299-304.
YANG Jianming, ZHANG Ce. An extensive review of elasto-dynamics of planetary gear trains[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 299-304. (in Chinese)
- [7] 孙智民, 沈允文. 星型齿轮传动非线性动力学建模与动载荷研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 402-408.
SUN Zhimin, SHEN Yunwen. Nonlinear dynamic modeling and dynamic tooth loads analysis of star gearing system[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 402-408. (in Chinese)
- [8] 朱自冰, 朱如鹏, 鲍和云. 两级星型齿轮传动系统非线性动力学研究[J]. 航空动力学报, 2008, 22(11): 1963-1970.
ZHUN Zibing, ZHU Rupeng, BAO Heyun. Non-linear dynamic study of 2-stage star gear train[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 22(11): 1963-1970. (in Chinese)
- [9] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [10] 陈聪慧, 信绮. 风扇齿轮驱动系统的概念设计[J]. 航空科学技术, 2011(4): 8-11.
CHEN Conghui, XIN Qi. Conceptual design of fan gear drive system[J]. Aeronautical Science and Technology, 2011(4): 8-11. (in Chinese)
- [11] McCune M E, Sheridan W G. Method of assembly for gas turbine fan drive gear system; US, 20130023378[P]. 2013-01-24.
- [12] 赵阳, 潘东, 李娜. 齿轮传动系统动力学研究进展与思考[J]. 机械传动, 2014, 38(3): 172-177.
ZHAO Yang, PAN Dong, LI Na. Research progress and thinking of gear transmission system dynamics[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(3): 172-177. (in Chinese)
- [13] 杨晓宇. 齿轮传动系统动力特性的有限元分析及实验方法[D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2005.
YANG Xiaoyu. Finite element analysis and experiment research on dynamic character of gear system[D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics Chinese Academy of Sciences, 2005. (in Chinese)
- [14] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1044-1049.
HU Xuan, LUO Guohuo, GAO Deping. Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady-state response[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22

- (7):1044-1049. (in Chinese)
- [15] 晏砺堂,朱梓根,宋兆泓. 结构系统动力特性分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.
- [16] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报,2011,12(7),619-632.
- CHEN Guo. Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine[J]. Journal of Vibration Engineering,2011,12(7):619-632. (in Chinese)
- [17] 史亚杰,王孝利,洪杰. 柔性转子动力特性研究[J]. 航空发动机,2005,31(1):14-17.
- SHI Yajie, WANG Xiaoli, HONG Jie. Investigation of dynamic characteristics of flexible rotor system[J]. Aero-engine,2005,31(1):14-17. (in Chinese)
- [18] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册:第 19 册 转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.

(编辑:叶 青)