

船用涡轮轴系动力学特性分析

张少凯¹ 康磊² 张昊然² 许亮²

(1. 中国人民解放军海军驻大连四二六厂军事代表室 辽宁 大连 116001;

2. 中国船舶重工第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要: 针对某船用涡轮轴系建立了涡轮转子、传动轴及太阳轮耦合模型,在不同的支撑条件下研究其转子动力学特性,获得了圆瓦或阻尼轴承支撑条件下的振型和不平衡响应幅值曲线,分析了两种支撑方式下的响应差异,给出了轴系安全运行范围;在缩短传动轴长度并增加联轴器联接刚度的情况下,可将临界转速提高至工作转速以上,改善了轴系的动力学特性。

关键词: 转子轴系; 刚度; 临界转速; 不平衡响应; 动力学特性

中图分类号: TK263.6⁺1 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.06.034

引言

作为运输船舶的主动力系统关键设备的涡轮机及减速齿轮箱正朝着高效率、高稳定性、高速重载、轻量化、低振动、低噪声和短设计制造周期的方向发展,船用发动机单机功率越来越大,推进涡轮转子越来越长,变速箱结构也越来越复杂,由此带来的动力学特性分析难度也在增加;何鹏等人通过接触力学建立的分布式拉杆转子轮盘间作用的动力学模型^[1],通过有限元方法计算了轮盘间有接触的拉杆转子,得到了分布拉杆转子临界转速随等效刚度的变化规律;浙江大学魏超建立了耦合的啮合齿轮传动多平行轴转子的动力学模型,计算了该多轴耦合和未耦合情况下的临界转速^[2],耦合系统的弯曲、扭转振动的振型,不同啮合刚度下耦合系统转子的各阶临界转速以及工作转速下各阶弯曲、扭转振动的自然频率随啮合刚度变化的规律,从转子稳定性的角度为齿轮箱传动系统的啮合齿轮副提供了最小设计刚度参考值;阮金彪对柔性转子不平衡响应与传递力分析^[3],建立模型分析了不平衡量、油膜间隙、支承刚度、阻尼系数对动力响应的影响,得到了最佳的油膜间隙与传递力的数据;周春良等人利用有限元方法^[4],计算分析了螺旋桨激励下船舶轴系

振动响应、齿轮啮合激励下船舶轴系振动响应、船体随机激励下船舶轴系振动响应,体现了柔性轴系非线性振动特征;李明等人分析了齿式联轴器耦合的转子-轴承系统的稳定性^[5],指出齿式联轴器的倾角刚度对系统的失稳转速影响较大,Feng等人通过转子-轴承的非线性静特性得到各个轴承的载荷^[6],确定各个轴承的线性动态特性,然后采用线性动力稳定性方法计算分析了支承标高变化对稳定性的影响。本研究建立涡轮机转子、传动轴转子、太阳轮转子通过联轴器耦合的多转子模型,在两种支撑条件和变化耦合刚度下计算了船用涡轮轴系多阶临界转速和不平衡响应幅值曲线,并结合当前涡轮轴系多工况运行时,由于避开范围小而带来的机组振动严重影响设备寿命,要确保轴系扭振的安全,首先要考虑轴系自身的调频,其次轴承油膜刚度、轴系的不平衡精度、联轴器联接刚度及齿轮的啮合刚度对轴系的稳定至关重要,若两个轴承刚度为非对称,转子的失稳转速会升高,而阻尼的非对称性能可降低转子通过临界转速时的振动幅值,并提高转子轴承的失稳转速,但过大的阻尼也能破坏转子轴承系统的稳定性,本研究还通过以上几种办法对轴系的振动特性进行优化,但刚度的几何放大并不是很容易实现的,多种方法的结合以提高轴系的临界转速较为现实。

1 船用涡轮轴系动力学模型及边界条件

计算模型由涡轮机转子、行星轮变速器太阳轮转子、传动轴转子及齿式橡胶联轴器模型构成,如图1所示。涡轮机转子将叶片质量和转动惯量等效在转子上,转子总长4 755 mm。齿式橡胶联轴器含有弹性橡胶元件,为典型的非线性结构,采用有限元法

收稿日期: 2015-10-30; 修订日期: 2015-11-26

作者简介: 张少凯(1960-),男,辽宁大连人,中国人民解放军驻大连四二六厂军代表室高级工程师。

获得其等效刚度和等效质量,联轴器长度为 595 mm,质量为 378 kg,在进行轴系振动特性分析时不可忽略。通过建立等效的梁单元来考虑联轴器轴向长度,联轴器左半部与传动轴为一整体,右半部与涡轮机转子为一整体。传动轴连接涡轮机转子和行星轮变速器太阳轮转子,传动轴总长 2 005 mm;质量 472 kg。太阳轮与传动轴的连接采用套齿联轴器,联轴器的左右两个半部分别集中在太阳轮与传动轴上,太阳轮转子长 500 mm,质量 136 kg,3 轴在同一工作转速下运行。

太阳轮与行星轮啮合处、太阳轮与传动轴套齿联轴器联接处、涡轮机转子与传动轴的橡胶联轴器联接处、涡轮机的两个支撑轴承单元均采用 COM-BI214 模拟刚度。

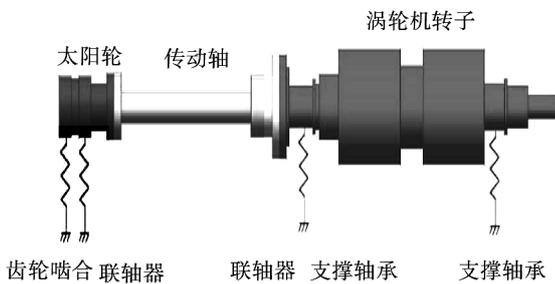


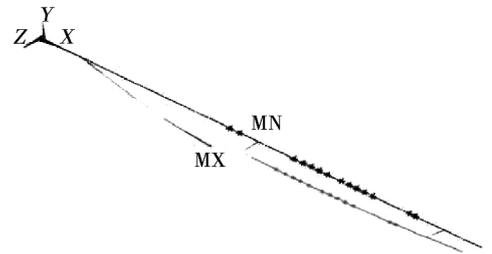
图 1 船用涡轮轴系动力学模型

Fig.1 Dynamic model of a marine turbine shafting system

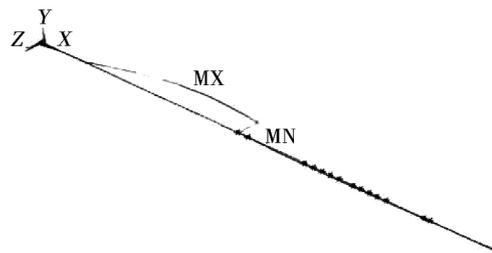
2 临界转速及振型分析

利用 ANSYS 软件对上述船用涡轮轴系进行临界转速分析,图 2 和图 3 分别为圆瓦轴承和阻尼轴承支撑下的前三阶振型曲线,MN 是最小值所在位置,MX 是最大值所在位置,圆瓦滑动轴承支撑下轴系的一阶振型为涡轮机转子与传动轴的整体平动,二阶振型为传动轴的局部弯曲,三阶振型为传动轴的一阶弯曲和涡轮机转子的锥动;阻尼轴承支撑下轴系的一阶振型为传动轴的局部弯曲,二阶振型为传动轴的一阶弯曲,三阶振型为传动轴和涡轮机转子的一阶弯曲。表 1 为高速轴系不同支撑下的前三阶临界转速列表,由表 1 可知,刚性支撑时,一阶为传动轴弯曲,二阶为涡轮机一阶弯曲,三阶为传动轴一阶弯曲。圆瓦轴承和阻尼轴承支撑时,一阶临界

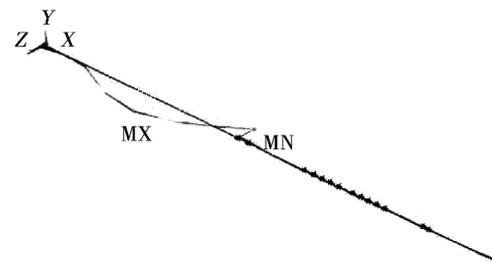
转速略有降低,阻尼轴承与刚性支撑下的一阶振型相似,两种轴承支撑下二阶临界转速明显低于刚支条件,两种支承条件下轴系的一、二阶临界转速均低于工作转速,轴系工作于二、三阶临界转速之间。



(a) 一阶振型 (涡轮机平动)



(b) 二阶振型 (传动轴局部弯曲)



(c) 三阶振型 (传动轴一阶弯曲)

图 2 圆瓦轴承支撑下轴系前三阶振型

Fig.2 First three vibration mode of shafting systems with circular pad bearing supported

表 1 船用涡轮轴系不同支撑刚度下的前三阶临界转速(r/min)

Tab.1 First three critical speed of marine turbine shafting systems with different bearing stiffness

	一阶	二阶	三阶
刚性支撑	2 704(传动轴)	5 137(涡轮机)	5 788(传动轴)
圆瓦轴承支撑	2 591(涡轮机和传动轴)	2 676(传动轴)	5 584(传动轴)
阻尼轴承支撑	2 631(传动轴)	2 675(传动轴)	4 357(涡轮机和传动轴)

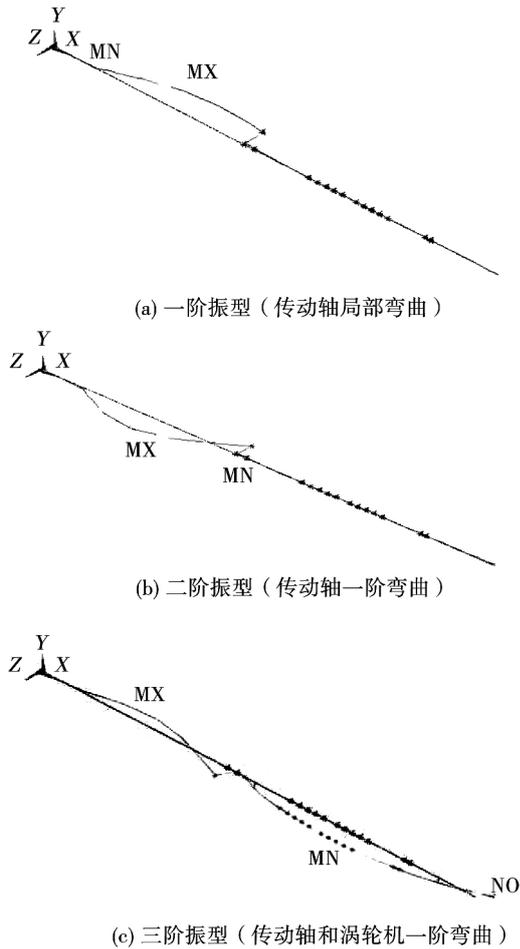


图3 阻尼轴承支撑下轴系前三阶振型
Fig. 3 First three vibration mode of shafting systems with damping bearing supported

3 船用涡轮轴系不平衡响应分析

3.1 不平衡响应

取不平衡精度为 G2.5 得出各转子的不平衡

量,图4为两种支撑条件下不同节点处的响应曲线,图中可以看出圆瓦轴承支承下轴系在转速为 2 650 r/min 附近出现振动峰值,阻尼轴承支承下轴系在转速为 2 670 r/min 附近出现振动峰值,两种轴承支承下轴系一阶临界转速值基本一致。振型主要表现为传动轴的弯曲,传动轴右端点处振动峰值最大,主要是因为此处是联轴器刚度相对于轴系其它位置支撑刚度要小很多,且传动轴细长的特点使弯曲刚度相对于涡轮机和太阳轮要小很多。

图3中可以看出,与圆瓦轴承相比,阻尼轴承的效果表现为抑制了涡轮机转子 x 方向的振动,而 y 方向振动没有显著变化,这主要是因为与圆瓦轴承相比,阻尼轴承 x 方向刚度基本不变, x 方向阻尼约减小一半, y 方向刚度约增大 10 倍, y 方向阻尼约增大 3 倍,且交叉刚度阻尼基本不计。但与此同时,传动轴和太阳轮转子处的振动峰值有所增加,这是因为涡轮机支持轴承的变化对轴系产生了一定的影响。

3.2 一阶振动峰值放大系数

表2给出了轴系不同支撑刚度下一阶临界时的各节点处的放大系数,表中可以看出,振幅最大的节点为传动轴的右端点,涡轮机各节点的峰值在 10 - 21 μm 范围内。对于一阶临界时放大系数大于 2.5 时,且临界转速低于工作转速时,则以工作转速百分比表示的避开裕度不应小于 $\min\{17 \times [1 - 1/(Fa - 2.5)], 16\}$,计算得到圆瓦轴承时避开率 15.5%,阻尼轴承时避开率 16%。即轴系运行时应避开 2 200 - 3 100 r/min 共振范围。

表2 船用涡轮轴系不同支撑刚度下一阶响应峰值处各节点的放大系数

Tab. 2 Amplification factor of first - order response peak point for marine turbine shafting systems with different bearing stiffness

		太阳轮	太阳轮	传动轴	传动轴	涡轮机	涡轮机	涡轮机	涡轮机
		左端点	右端点	左端点	右端点	左端点	左轴承	右轴承	右端点
圆瓦轴	振动峰值/μm	0.300 6	1.235	1.263	78.33	17.14	12.57	11.16	10.06
承支撑	放大系数	12.4	12.5	12.5	11.3	8.4	5.6	-	-
阻尼轴	振动峰值/μm	0.701	2.884	2.952	156.7	21.9	14.77	10.02	11.07
承支撑	放大系数	18.8	18.8	18.8	19	13.9	8.4	-	-

4 改善轴系振动特性

从以上内容来看, 机组是运行在临界转速的影响区域内, 对于工况较多的机组, 要避开的转速越小

则意味着机组性能越好, 因此通过提高临界转速, 使工作转速处在临界转速之下, 且都有一定的避开裕度, 通过以下几种方法尝试提高临界转速的可行性。

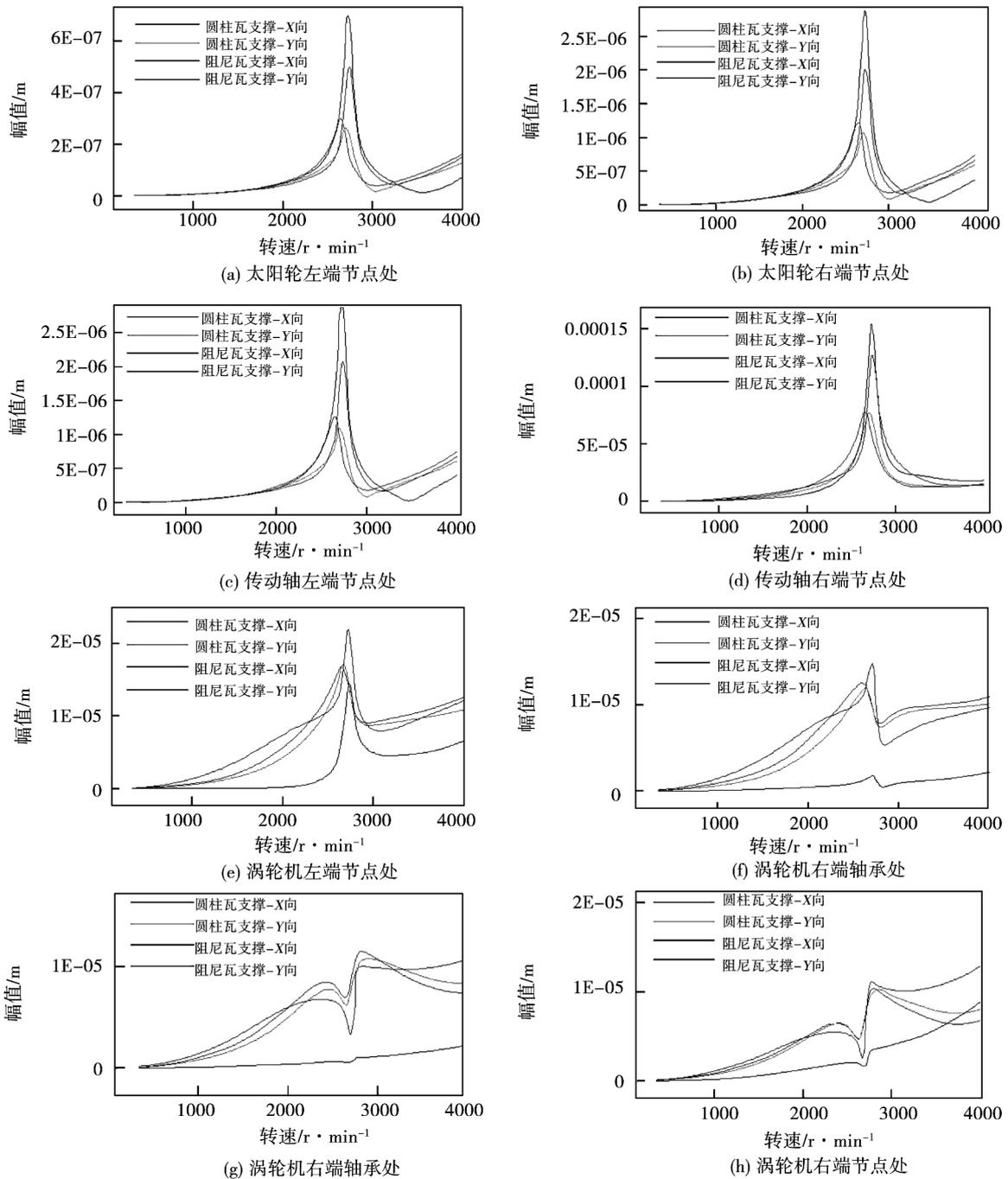


图 4 圆柱瓦轴承和阻尼轴承支撑条件下各节点在 X、Y 向的振动幅值曲线

Fig. 4 Vibration amplitude curve along X、Y direction of each node with circular pad bearing and damping bearing supported

(1) 增加联轴器的联接刚度: 橡胶联轴器刚度提高的同时, 联轴器的质量也增加, 通过改变联接刚度重新对以上模型计算, 获得临界转速如表 3 所示, 将联轴器质量增加一倍, 增大刚度会不同程度提高临界转速, 但仍然低于工作转速或与工作转速无法避开。

表 3 联接刚度几何放大后的临界转速

Tab. 3 The critical speed after joint stiffness geometric amplified

刚度放大/ $N \cdot m^{-1}$	2X	3X	5X	10X
临界转速/ $r \cdot min^{-1}$	2 707	2 790	2 891	3 024

(2) 增大传动轴的抗弯刚度: 传动轴截面抗弯系数越大, 其抗弯刚度也越大, 将传动轴改为实心轴, 重新对以上模型计算, 获得临界转速为 2 613 r/min, 将传动轴改成实心轴, 提高了抗弯刚度, 但质量也相应增大, 很难使临界转速提高。

(3) 改变传动轴长度: 通过(1)的计算, 单独改变联轴器刚度无法使临界转速高于工作转速, 通过调整传动轴的长度同时增加联轴器刚度来提高临界转速, 传动轴长度缩短 500 mm, 联接刚度按照 2 倍、3 倍、5 倍放大后的临界转速如表 4 所示, 对比表 3 和表 4, 发现缩短传动轴长度对提高临界转速效果明显, 联接刚度放大 5 倍方可获得足够的避开裕度。

表 4 传动轴长度缩短 300 mm、联轴器刚度几何放大后轴系临界转速

Tab. 4 The critical speed after shortening the length 300 mm of transmission shaft and joint stiffness geometric amplified

刚度放大/ $N \cdot m^{-1}$	1X	2X	3X	5X
临界转速/ $r \cdot min^{-1}$	2 787	3 201	3 303	3 491

5 结 论

(1) 对于船用涡轮轴系, 其支撑轴承参数对临

界转速和不平衡响应特性有较大影响。对于该类刚度较大的转子及柔性支撑系统, 从临界转速值和过临界时放大系数两个方面进行考量, 其过临界特性更为客观。

(2) 增加联轴器的联接刚度和结构允许范围内缩短传动轴长度来提高轴系的临界转速, 从而达到改善船舶轴系振动特性的目的。

参考文献:

[1] 何 鹏, 刘占生, 张广辉. 分布拉杆转子动力学建模与分析[J]. 汽轮机技术, 2010, 22(4): 6-12.
HE Peng, LIU Zhan-sheng, ZHANG Guang-hui. Dynamic modeling and analysis of distributed rod fastening rotor[J]. Turbine Technology, 2010, 22(4): 6-12.

[2] 魏 超. 大型船用齿轮箱系统动态性能分析方法研究[D]. 杭州: 浙江大学热能工程与能源学院, 2013.
WEI Chao. Investigation on analysis methods of dynamic performance for large marine gearbox[D]. HangZhou: Institute of thermal engineering and power systems ZheJiang University, 2013.

[3] 阮金彪, 刘树春, 刘荣强. 柔性转子不平衡响应与传递力的分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1995, 27(6): 117-120.
RUAN Jin-biao, LIU Shu-chun, LIU Rong-qiang. Unbalance response and analysis of delivery force for flexible rotor[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1995, 27(6): 117-120.

[4] 周春良. 船舶轴系振动研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学轮机工程, 2006.
ZHOU Chun-liang. Vibration research on ship shafting system[D]. Harbin: Institute of Marine Engineering, Harbin Engineering University, 2006.

[5] 李 明, 虞 烈, 沈润杰. 齿轮联轴器对轴承转子系统失稳转速的影响[J]. 发电设备, 2000, 3: 26-28.
LI Ming, YU Lie, Shen Run jie. Influence of gear couplings on the instability of bearing rotor systems[J]. Power Generation Equipment, 2000, 3: 26-28.

[6] Feng N S, Hahn E J. Vibration analysis of statically indeterminate rotors with hydrodynamic bearings. Journal of Tribology, 1998, 12(4): 781-788.

(刘 瑶 编辑)

sign of blade shrouds was established with the design variables ,target functions and restriction functions of the blade shroud being determined and the optimized design flow path for the blade shroud being established. In this connection ,the minimal stress on the working surface of the blade and the lightest weight of the blade shroud serve as the target functions ,such structural dimensions of the blade shroud as the pre-twisted angle and deflection angle on the working surface etc. serve as the design variables and the structure ,strength and vibration requirements serve as the restraint conditions. The visualization programming (VC) ,UG/OPEN API function and APDL language were used to integrate the parameterization model thus established with the finite element strength analysis and the multi-discipline optimization software iSIGHT was employed to fulfill the structural optimization of the blades with zigzag shrouds with the optimized design results being obtained. The stress distribution on the zigzag-shrouded blades after the optimization is more rational than that before the optimization and the weight of the blade shroud becomes lighter than that before the optimization. **Key words:** optimized design ,parameterization ,zigzag blade shroud ,pre-twisted angle

船用涡轮轴系动力学特性分析 = **Analysis of the Dynamic Characteristics of a Marine Turbine Shafting System** [刊 汉]ZHANG Shao-kai (CPLA Naval Representative Office Resident at Dalian No. 426 Works ,Dalian ,China ,Post Code: 116001) ,KANG Lei ZHANG Hao-ran ,XU Liang (CSIC No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(6) . -960 -964

For a marine turbine shafting system ,a turbine rotor ,transmission shaft and sun wheel coupling model was established. Under various supporting conditions ,the rotor dynamic characteristics of the shafting system were studied. The curves showing the vibration patterns and the unbalance amplitudes of the shafting system under the condition of shafting system being supported by a round pad bearing or a damping bearing were obtained and the difference between the responses in both supporting modes was analyzed with a safe operation range of the shafting system being given. It has been found that under the condition that the length of the transmission shaft is shortened and the connection stiffness of the coupler is enhanced ,the critical speed of the shafting system can increase to a speed higher than the working speed ,thus improving the dynamic characteristics of the shafting system. **Key words:** rotor shafting system ,stiffness ,critical speed ,unbalance response ,dynamic characteristics