

汽轮机转子输出端和联轴器的设计探讨

方 寅, 孙 烈, 陈金铨, 郭则传, 张 科, 吴 娟
(杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州 310022)

摘要: 针对汽轮机转子输出端和联轴器的设计问题, 简述了工业汽轮机转子的特点和积木块的设计思想; 论述了转子输出端的设计方法和流程, 回顾了联轴器的设计发展历程, 介绍了当今国际标准中, 有关联轴器的型式、规定和要求; 重点阐述了转子输出端与联轴器的配合和配置设计, 指出了该领域的设计发展方向和趋势; 首次提出了在工程设计中, 确定转子输出端名义轴径, 按当量扭应力的安全系数法来进行定量计算的概念; 并对转子输出端与联轴器的螺纹联结形式和油槽位置等工艺性结构的合理设计进行了定性分析和探讨。

关键词: 转子输出端; 联轴器; 标准; 配合; 配置; 分析; 探讨

中图分类号: TH122; TH123

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)10-0016-05

Research on design of rotor output-end and coupling for steam turbine

FANG Yin, SUN Lie, CHEN Jin-quan, GUO Ze-chuan, ZHANG Ke, WU Juan
(Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming at the design of the rotor output-end and coupling for the steam turbine, the features of rotor for industrial steam turbine and design concepts of building-block were introduced. The design method of the rotor output-end and process were discussed. The development history of coupling design was reviewed. The type, regulations and requirements of coupling in current international standards were presented. The matching, configuration and design of rotor output-end and coupling were expatiated. The design developing direction in this area was pointed out. It was put forward that determining the nominal diameter of output-end, which was calculated using safe coefficient method of equivalent torsional stress, firstly in engineering design. The reasonable design in technique structure of thread form for the rotor output-end as well as the design of the location of oil groove were analyzed and discussed.

Key words: output-end of rotor; coupling; standard; fits; configuration; analysis; discussion

0 引 言

工业汽轮机转子是直接参与热能转换成机械能的过程, 并将这种能量通过联轴器传递输出到被驱动设备上的关键转动部件。汽轮机中所有转动零部件的组合物, 称为转子(如图 1、图 2 所示)。包括主轴(或称为转鼓)、动叶片以及汽封、平衡活塞、油封环、推力盘、盘车棘轮、联轴器, 还有驱动调节系统的传动装置和主油泵等。



图 1 背压式汽轮机转子

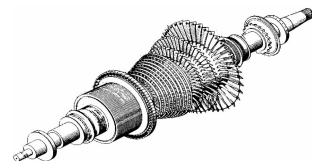


图 2 冷凝式汽轮机转子

工业汽轮机转子的特点是:

(1) 在高温和高压的工作条件下, 进行高转速的运动和传递功率;

(2) 适应各种变工况运行, 转速变化范围大。一般为额定运行转速的 70% ~ 105%;

(3) 转速高, 可满足直接驱动的要求;

(4) 品种多, 可根据不同用户的进汽、抽汽和排汽参数, 不同的功率、转速, 不同的布置要求进行配置;

(5) 适用于各种环境, 满足防尘、防爆和防腐等的

特殊要求;适用于有较高自动化要求的工业流程;适用于用户个性化和量体裁衣的要求。

对于杭汽轮的工业汽轮机转子而言,标准化、通用化和积木块系列化是其独特的特点。本研究主要探讨汽轮机转子输出端和联轴器的设计。

1 转子输出端的设计

1.1 转子的积木块设计思想

在转子设计中,通常将主轴的毛坯锻件图、成品图和转子总成图分开^[1]。

将主轴的毛坯图分成 3 个区段,即前区段、通流段和后区段,形成积木块系列。根据用户的要求和设计准则的规定,很快就能设计生成主轴毛坯锻件图,并且最大程度地包容各种可能的因素于这种机型中,形成通用的毛坯图;当然也有少量特殊的个性化主轴毛坯图。

将转子的总成图分成 5 个区段(如图 3 所示)^[2],即前区段的轴段 I 和轴段 II、通流段(或者称轴段 III)和后区段的轴段 IV 和轴段 V;其中前区段的轴段 II 和后区段的轴段 IV,已形成系列的、标准的和通用的轴段图纸,基本上与汽轮机的外汽封、径向轴承、推力轴承和油封环等积木块系列部套有关和匹配。而通流段(或者称轴段 III)则根据热力和强度计算确定,本研究不作叙述。因此转子结构设计的主要内容就是与用户要求有关联的轴段 I 和轴段 V,尤其是转子输出端的设计。

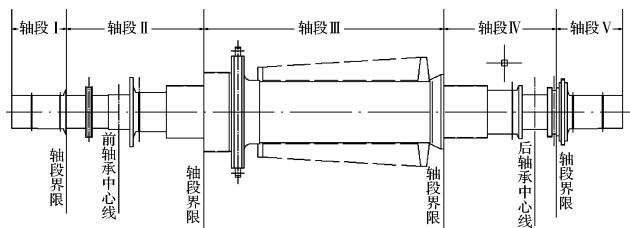


图 3 转子总成图

1.2 转子输出端的设计流程

转子输出端的设计,是整个转子设计过程中,非常重要的一个环节。对于双输出轴转子或者特殊要求的敏感转子,就可能是一个关键的环节。

一般情况下,转子输出端的设计流程,是根据已知传递功率、转速范围等参数和已确定机型的相关结构尺寸,依据准则或者大致估算转子输出端的轴径、半联轴器的重量和重心位置;设计一张与被驱动设备的轴头连接图,然后依据最终确定的联轴器重量和重心位置,再进行详细的振动计算,最终设计确定转子各轴段

图和总成图等技术文件。

通过这样的积木块设计思想、方法和流程,能够很好地融合工业汽轮机品种多、范围广和单台小批量的特点;解决了不同布置要求和转子制造加工周期长之间的矛盾。

2 联轴器的型式和标准的规定

2.1 转子输出端和联轴器的型式

上世纪 80 年代,世界各国的工业汽轮机制造厂家对于工业汽轮机转子输出端和联轴器的型式,一般采用喷油润滑的齿式联轴器(如图 4 所示)。

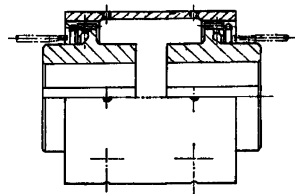


图 4 齿式联轴器

随着工业汽轮机单机功率不断递增,联轴器专业厂家的制造水平不断成熟,现在已经广泛地应用膜盘(如图 5 所示)和膜片式联轴器(如图 6 所示)。

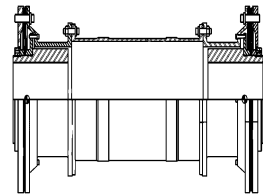


图 5 膜盘式联轴器

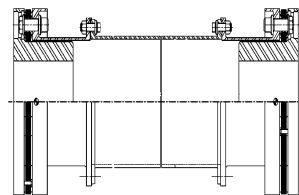


图 6 膜片式联轴器

工业汽轮机转子输出端与联轴器配合型式的发展,一方面是需要符合国际上公认的 API612^[3-4]和 ISO14661^[5]标准的规定和要求;另一方面也改变了传统工业汽轮机制造厂家,由原来制造齿式联轴器发展为向联轴器专业厂家采购配套的方式转变。

2.2 联轴器标准的规定和要求

对于转子输出端的联轴器,国际上公认的 API612 和 ISO14661 标准中有单独的章节给予阐述和要求,标准明确规定联轴器应该符合 API671^[6]或 ISO10441^[7]。

对于联轴器的布置,应设计成不拆除被驱动机器、

齿轮装置和汽轮机缸体时就能接近两个半联轴器,并且汽轮机应能带着联轴器而脱开被驱动机器进行试验。

对于联轴器的配合,要求半联轴器应通过带键或者不带键的圆柱面和锥面与转子输出端紧配合;可以用液压套装或者红套的工艺方法,安装符合 API671 或 ISO10441 标准的联轴器质量模拟器(商定的力矩模拟器)或者单独的空转接套,以便能够在装运出厂前,对汽轮机转子进行正确的试验。

3 转子输出端与联轴器的配合和配置

3.1 转子输出端与联轴器的配合

工业汽轮机转子最终是通过联轴器将能量传递输出到被驱动设备上的,即通过转子输出端与联轴器轴毂的紧配合(过盈配合)来承担全部扭矩。并且紧配合(过盈配合)的值与输出端和联轴器轴毂的形式紧密关联。

一般情况下,转子输出端轴径与联轴器轴毂内孔配合的过盈量设计,按不同的配合方式进行选择。

以下 4 种配合方式,其过盈量设计范围为名义轴径的 0.5‰ ~ 2.5‰:

- (1) 带双键的圆柱形配合;
- (2) 不带键的圆柱形配合;
- (3) 带双键的圆锥形配合;
- (4) 不带键的圆锥形配合。

3.2 转子输出端与联轴器的配置

一般就不带键的圆锥形配合这一类,对于转子输出端与半联轴器的配置型式有两种:

(1) 转子输出端的轴为内螺纹形式的(如图 7 所示);

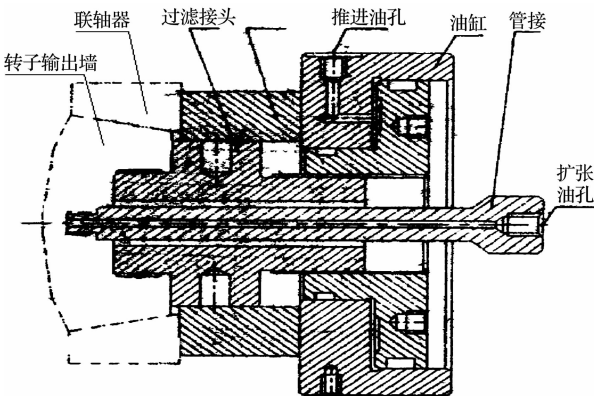


图 7 输出端的轴为内螺纹形式的液压套装工具

(2) 转子输出端的轴为外螺纹形式的(如图 8 所示)。

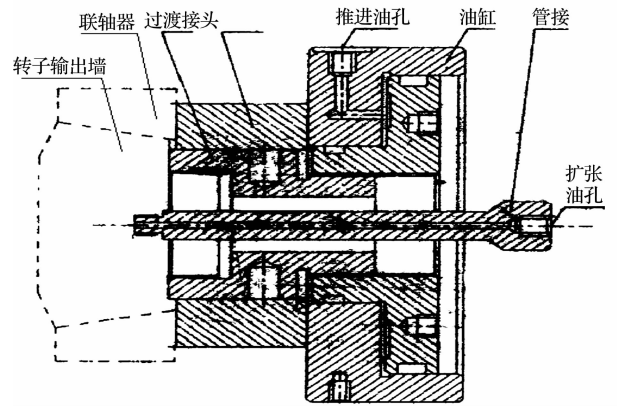


图 8 输出端的轴为外螺纹形式的液压套装工具

以上两种配置型式都需要用液压套装工具来安装半联轴器。

某公司适用于输出端的轴为内螺纹形式的结构尺寸如图 9 所示;某公司适用于输出端的轴为外螺纹形式的螺母尺寸如图 10 所示。

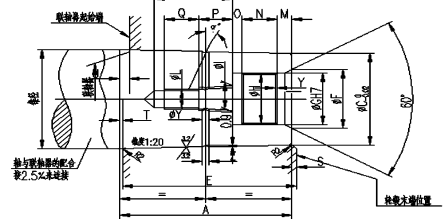
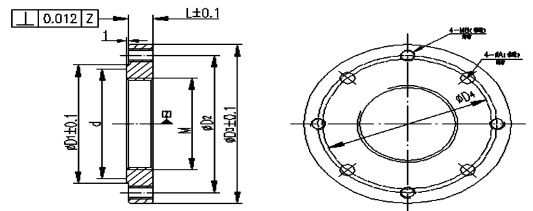


图 9 输出端的轴为内螺纹形式的结构尺寸



序 号	输出端外径 (d)	尺 寸						
		M	ΦD ₁	ΦD ₂	ΦD ₃	ΦD ₄	ΦA	L
01	40	ΦM25x1.5-6H	45	55	70	52	8	17
02	45	ΦM30x1.5-6H	50	60	75	57	8	17
03	50	ΦM35x1.5-6H	55	65	80	62	8	17
04	55	ΦM40x1.5-6H	60	70	85	66	8	17
05	60.65	ΦM45x1.5-6H	70	80	95	76	8	17
06	70	ΦM50x1.5-6H	75	85	100	78	8	17
07	75.80	ΦM60x2-6H	85	95	110	88	10	17
08	85.90	ΦM70x2-6H	95	105	120	100	10	21
09	95.100	ΦM80x2-6H	105	115	130	100	10	21
10	110	ΦM90x2-6H	115	125	140	120	10	21
11	120	ΦM100x2-6H	125	135	150	135	10	21
12	130	ΦM100x2-6H	135	145	160	140	10	21
13	140	ΦM110x2-6H	145	155	170	150	10	21
14	150	ΦM120x2-6H	155	165	180	160	10	21
15	160	ΦM130x2-6H	165	175	190	170	10	21
16	180	ΦM140x2-6H	185	195	210	190	10	21
17	200	ΦM170x3-6H	205	215	230	210	10	27

图 10 输出端的轴为外螺纹形式的螺母尺寸

4 转子输出端与联轴器的设计

4.1 转子输出端名义轴径的确定

转子输出端名义轴径(圆锥大端)的设计确定,是根据已知的工业汽轮机的传递功率和转速,按当量扭应力的安全系数法公式来计算确定^[8]:

$$S = 6D^3 \times \frac{N}{P}$$

或:

$$D = \sqrt[3]{\frac{S \times P}{6N}}$$

式中 P —汽轮机功率, kW; N —转速, kr/min; S —安全系数,无量纲,一般驱动发电机,取 $S \geq 6$; 驱动压缩机和风机,取 $S \geq 3.5$; D —转子输出端名义轴径,或者是联轴器内孔大端的轴径, cm。

需要说明的是,上述公式已经考虑了如下因素:

- (1) 工业汽轮机转子的材料;
- (2) 转子输出端在轴承座中工作时的温度;
- (3) 转子输出端在工作时受到弯矩作用的影响。

4.2 转子输出端与联轴器的设计

目前世界各国的工业汽轮机制造厂家,使用不带键的圆锥形配合形式越来越普遍和广泛,并已经发展成为一种趋势:

(1) 一般情况下,转子输出端与联轴器圆锥形配合的锥度采用 1:20 和 1:24 居多,圆锥形配合接触面积 $\geq 85\%$ 。

(2) 从图 9 和图 10 中可以看到,转子输出端与联轴器配合采用基轴制;不带键的圆锥形配合,其过盈量为名义轴径(圆锥大端)的 2.5‰。

(3) 从图 7 和图 8 中可以看到,转子输出端的轴无论是内螺纹形式的还是外螺纹形式的,一般油槽的位置是开在轴上的,极少数是将油槽开在半联轴器上的。

(4) 对于按照 API612 标准设计的工业汽轮机转子而言,转子输出端与联轴器安装后,就必须进行转子动平衡。因此其转子输出端设计时,就要有与动平衡设备连接的工艺孔。极少数是将连接的工艺孔开在半联轴器或者空转接套上。

5 转子输出端与联轴器的分析和探讨

5.1 转子输出端螺纹形式

转子输出端内、外螺纹形式的采用,其目的是将半联轴器或者空转接套安装到转子输出端上。

(1) 转子振动特性的影响。对于双支点的工业汽轮机转子而言,转子输出端的重量大小对转子振动特性的影响很大,尤其对双出轴转子是很敏感的;在转子输出端直径、外伸长度和联轴器型式同等的条件下,采用内、外螺纹形式的判断依据就是重量;内螺纹形式要优于外螺纹形式。

(2) 转子动平衡工艺孔的影响。外螺纹形式的转子输出端由于受到锁紧螺母和外螺纹尺寸的原因,其设计较困难;个别转子甚至要将动平衡工艺孔开到半联轴器或者空转接套上。所以从设计转子动平衡工艺孔角度而言,内螺纹形式要优于外螺纹形式^[9]。

5.2 转子输出端油槽位置

转子输出端油槽位置的合理设计,其目的是将半联轴器或者空转接套顺利地安装到转子输出端上。转子输出端油槽位置的设计确定,要考虑联轴器的结构。

半联轴器凸缘在不同位置时,锥面受液压力作用下的位移变形如图 11 ~ 图 13 所示。

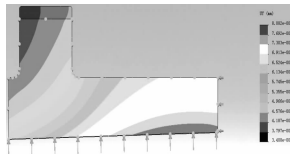


图 11 凸缘在转子输出端外侧

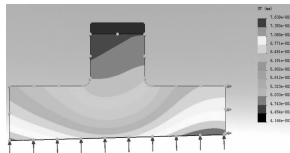


图 12 凸缘在转子输出端中间位置

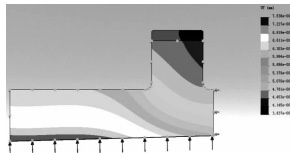


图 13 凸缘在转子输出端内侧

从图中的 3 种情况来看,合理的油槽位置是尽可能接近半联轴器的重心位置;对实际情况来说,还要注意工程上的可能性和可操作性。

6 结束语

综上所述,在工业汽轮机转子的设计过程中,要充分考虑转子输出端和联轴器的结构设计对转子的影响因素。加强与被驱动设备制造厂家的沟通和技术协调,合理地设计和确定转子输出端轴头的尺寸、联轴器的配合和配置型式,注重输出端油槽位置和动平衡工

艺孔等结构的细节设计,以满足液压套装工具的方便使用和转子动平衡等试验的顺利进行,从而确保设计的工业汽轮机转子安全可靠的运行。

参考文献 (References) :

[1] SIEMENS A G. TEK-Richtlinie and TEB-Richtlinie [M]. SIEMENS A G,1994.

[2] 方 寅,严建敏,毛汉忠. G25 汽轮机转子的国产化设计与制造 [J]. 机电工程,2002,19(2) :52 - 56.

[3] American Petroleum Institute. Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries-Steam Turbines-Special-Purpose Applications(API612 - 2003) [S]. American Petroleum Institute,2003.

[4] American Petroleum Institute. Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries-Steam Turbines-Special-Purpose Ap-

plications(API612 - 2005) [S]. American Petroleum Institute,2005.

[5] ISO14661 - 2000. 国际标准中译本 [S]. 2000.

[6] American Petroleum Institute. Special-Purpose Couplings for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services(API671 - 2007) [S]. American Petroleum Institute,2007.

[7] American Petroleum Institute. Petroleum, Petrochemical and natural Gas industries-Flexible couplings for mechanical power transmission-Special-purpose applications (ISO10441 - 2007) [S]. American Petroleum Institute,2007.

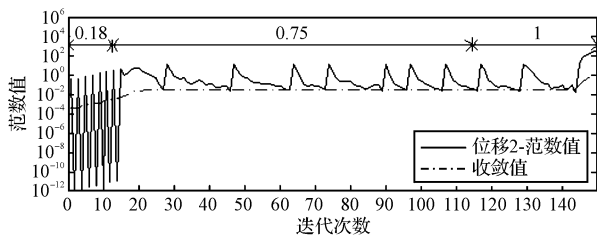
[8] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算 [M]. 北京:机械工业出版社,1980.

[9] 何雄志,吴大转. 基于有限元法的搅拌轴转子动力学分析 [J]. 轻工机械,2009(4) :46 - 49.

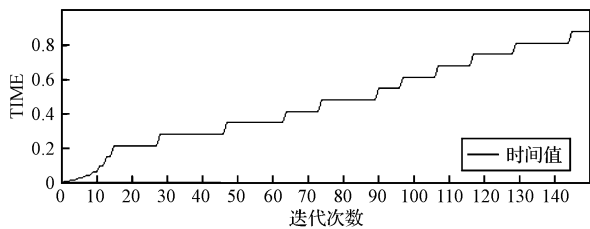
[编辑:柴福莉]

(上接第 7 页)

计算得到的迭代收敛曲线及时间历程曲线如图 5 所示。由图 5 可知,加载过程被分为时间历程 TIME = 0.18 初始开裂、TIME = 0.75 钢筋受力、TIME = 1 初始屈服 3 个阶段,对应的载荷子步为 25 步、50 步和 150 步。由此可见,采用多载荷步方法对加载过程进行细化处理,可以有效地提高计算的收敛性。



(a) 迭代收敛曲线



(b) 时间历程曲线

图 5 多载荷步的模型迭代收敛曲线

3 结束语

对复杂钢混结构进行非线性有限元分析时,载荷子步数可以根据模型的迭代收敛曲线变化情况进行设置:如果位移范数曲线在收敛曲线上部偏移很大,则可以考虑加大子步数;如果位移范数曲线长时间处于收敛曲线上部,且曲线上下跌宕幅度较小,则可以考虑减少子步数。同时,为提高计算收敛性,可以采用多载荷步的方法对加载过程进行细化处理。

参考文献 (References) :

[1] 商跃进. 有限元原理与 ANSYS 应用指南 [M]. 1 版. 北京:清华大学出版社,2005:122 - 125.

[2] 齐 峰,张有才,汤广田. 用 ANSYS 模拟钢筋混凝土的常见问题与对策 [J]. 焦作工学院学报,2003,22(4) :269 - 272.

[3] 曾 鹏,刘 清,叶建荣. 利用 ANSYS 模拟钢筋混凝土中的收敛问题的对策 [J]. 四川建筑,2008,28(3) :113 - 117.

[4] 张海龙. 钢筋混凝土结构极限承载力分析的非线性有限元法 [D]. 西安:长安大学公路学院,2005:71 - 88.

[5] SHI Duan-wei, CAI Dong-cai, WU Zhi-chun. Finite element analysis on nut post structure of three gorges project ship lift [J]. **Journal of Central South University of Technology**,2009,16(4) :614 - 620.

[6] 罗如登. ANSYS 中砧单元 SOLID65 的裂缝间剪力传递系数取值 [J]. 江苏大学学报,2008,29(2) :169 - 172.

[7] 陆新征,江见鲸. 用 ANSYS Solid65 单元分析复杂应力条件下的混凝土结构 [J]. 建筑结构,2003,33(6) :22 - 24.

[8] CHANSAWANT K. Nonlinear Finite Analysis of Reinforced Concrete Structures Strengthened with FRP Laminates [D]. Oregon: Oregon State University,2003.

[9] SANTHAKUMAR R, CHANDRASEKARAN E, DHANARAJ R. Analysis of retrofitted reinforced concrete shear beams using carbon fiber composites [J]. **Electronic Journal of Structural Engineering**,2004(4) :66 - 74.

[10] 聂建国,陈 戈. 钢-混凝土梁组合梁计算中栓钉单元的讨论 [C] // 中国建筑学会,第八届全国混凝土结构基本理论及工程应用学术会议论文集:重庆,2004:135 - 137.

[编辑:张 翔]