

大功率高速齿轮试验台的设计研究

薛光亚 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 本文介绍大功率封闭式高速齿轮试验台的主要性能参数、元部件组成及工作原理; 封闭系统弹性元件设计与系统扭角计算。

关键词 齿轮传动装置 试验台 设计

一、前言

目前舰船动力装置正在飞速发展, 功率大、转数高、体积小、重量轻、噪音低已成为现代舰船动力装置的突出特点; 做为动力装置主要部分之一的齿轮传动装置也必须不断地提高和发展, 以适应现代舰船动力装置的需要。现在世界各国都非常重视它的试验和研究。

大功率封闭式高速齿轮试验台是开展高速重载齿轮试验研究理想而必备的试验装置。它不仅可以对高速重载齿轮的各种失效形式与影响因素进行试验, 还可以对轴承和2.2 MW (3000 马力) 以下的齿轮传动装置与传动元件进行产品性能试验。

在试验台封闭系统设计时, 弹性轴在满足强度和临界转数条件的前提下, 尽量减小其刚度, 增加系统扭角。这样不仅可以保证加载的可靠性, 而且还可以保证测试的准确性。在长度和转角既定的情况下, 每一直径的弹性轴只能在一定的扭矩范围内使用。本试验台的扭矩范围大, 因此, 设计了五组弹性轴, 使试验台具有广阔的试验范围和可靠的测试精度。采用叶片式液压加载器的本

验台不仅可以实现空载启动, 在运转中加载, 而且, 还可以实现在任意转数下施加任意负荷的理想试验。

二、试验台基本参数

在充分调研的基础上, 根据舰船发展的需要; 考虑到试验台的先进性、现实性、经济性和通用性, 选定适当的模化比例, 经分析比较充分论证, 最后确定试验台的基本参数为:

封闭功率	$P = 2.2 \text{ MW} (3000 \text{ HP})$
齿轮圆周速度	$V = 10.94 \sim 92.424 \text{ m/s}$
试验齿轮转数	$n = 400 \sim 11189 \text{ r/min}$
齿轮中心距	$A = 340 \text{ mm}$
传动比	$i = 3.31$
加载方式	液压式
驱动电机	200 kW 直流电动机

三、试验台的元部件组成及工作原理

试验台主要由本体、滑油系统、测试系统与控制台三大部分组成。

1. 本体部分 (见图 1)

本体部分除直流电机外, 其它部套均固

定在具有足够刚性的底盘上,底盘与电机安装在大型铸铁平台上,试验台旋转中心高为650 mm。

(1) 直流电机
额定功率: 200 kW
额定转数: 400 r/min

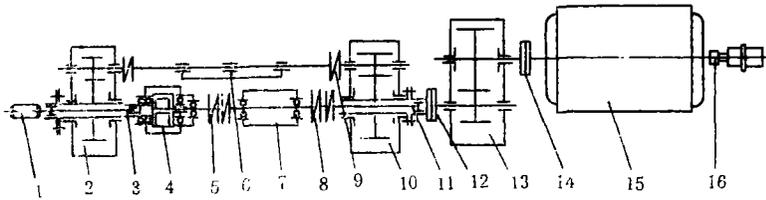


图1 大功率封闭式高速齿轮试验台简图

1.JD-24集流环 2.试验齿轮箱 3.,11.弹性轴 4.液压加载器 5,8,9.膜片联轴节 6.中间支持轴承
7.DSC-10000转矩计 10.传动齿轮箱 12,14挠性联轴节 13.增速器 15.ZD₂-132-1B直流电动机
16.过速保护装置

最高转数: 1200 r/min 直流电机调速性能好,采用 KGF₂₂ 500/400 可控硅传动设备供电。

(2) 增速器

为 I 级齿轮传动。A = 374 mm

B = 240 mm

$z_1/z_2 = 37/106$ I 组 $z_1/z_2 = 71/72$

II 组(备用)

考虑通用和加工方便,齿轮型式、材料、加工方法,轴承结构等均同试验齿轮。

(3) 试验齿轮箱

试验齿轮为 I 级减速传动,齿轮采用渐开线人字齿、齿腹修缘、齿轮中心距为 340 mm。小齿轮为整体结构,大齿轮为装配结构并带有止推面。大齿轮轴有内孔,用以通过扭力轴,孔壁开槽以备测试引线用。

齿轮材料和几何参数根据试验内容不同可进行更换。齿轮箱采用薄壁轴瓦圆柱滑动轴承。箱体为焊接结构。

(4) 传动齿轮箱

为避免经常更换,用增加齿宽 50 mm 的办法来降低齿轮负荷系数,提高传动齿轮的寿命。传动齿轮其它几何参数与结构尺寸同试验齿轮。

(5) 液压加载器

叶片式液压加载器主要由扭转油缸

和节流调压阀组成。采用三对叶片,油压最高为 50×10^5 Pa,最大扭转角为 30° ,最大加载扭矩为 $6865 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($700 \text{ kgf} \cdot \text{m}$)。

2. 滑油系统

主要包括试验齿轮箱、传动齿轮箱、增速器与加载器四个油系统。

3. 测试系统与控制台

试验台采用压力润滑,油系统的压力、流量、油温均能调节和控制,油压过低能自动报警。封闭系统中装有集流环和扭矩仪。JD-24 集流环可对试验齿轮进行数据测量。PSC-1000 电子数字扭矩仪可对试验中的转数、扭矩自动测量,数字显示、直观方便。

试验台的指示、控制仪表,操纵手柄与开关等均装在控制台上。试验齿轮的转数,负荷滑油流量、温度、压力以及其它必测参数均在控制台上示出。

试验台是按封闭功率流式原理工作的。通过在加载器叶片轴与转子叶片间通入高压油使弹性轴产生弹性变形来给试验齿轮施加工作负荷。试验齿轮上所受到的扭力矩是由封闭系统中平衡内力产生的,试验齿轮所传递的功率(封闭功率)在封闭系统中循环,而直流电机供给的功率只是为了克服系统中的

摩擦阻力损失。电机带动整个试验装置运转时，试验齿轮的转数通过电机与增速器来调节。当试验加载时，加载器叶片轴与转子扭矩方向相反并与齿轮上所受到扭矩相平衡。根据齿轮上的力矩方向与其转动方向可判断出：Ⅱ级大齿轮与Ⅰ级小齿轮为主动轮，Ⅱ级小齿轮与Ⅰ级大齿轮为被动轮。功率由主动向被动方向传递（图2）。

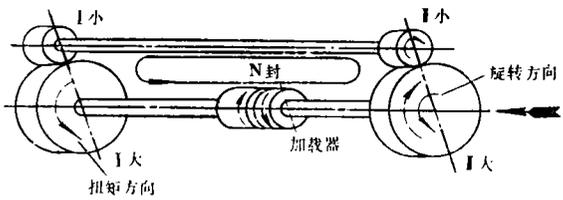


图 2 试验台工作原理图

四、封闭系统弹性元件设计与系统扭角计算

根据建台目的要求、确定试验台五档试验负荷与转数（见表1）。

表 1

档数	低速轴系（大齿轮）		高速轴系（小齿轮）	
	扭矩N·m	转速r/min	扭矩N·m	转速r/min
1	6492	3380	1961	11189
2	3246	1292	980.6	4274
3	2434	1076	735.5	3562
4	1623	799	490.3	2643
5	973.8	612	294.2	2025

1. 弹性轴设计

封闭系统中的试验齿轮箱、加载器、传动齿轮箱等各部件是靠弹性元件来联接的。弹性元件的作用：①为使弹性元件的扭转变形在消除系统中各部分间隙和齿轮制造误差及齿轮磨损后仍能保持一定数值而使齿轮受载。②能吸收或减小传动箱及动力源传来的部分扭转振动，冲击对试验箱的影响；减轻载荷在运转过程中的脉动，负荷突然改变时，它可起到缓冲作用。

弹性元件需特殊设计，以产生必要的扭转弹性变形，本试验台的弹性元件采用弹性轴（扭力轴）。在封闭系统中（图3）Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、轴为弹性轴。Ⅰ、Ⅱ轴直径相同，按3380 r/min与最大扭矩设计并不分档更换。弹性轴Ⅲ设计成五根不同直径的弹性轴组以适应五档转数与负荷的需要。这样设计，既可实现广泛的试验要求，又最大限度地简化了设计与试验。

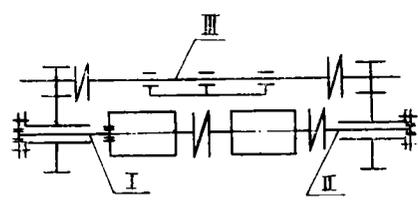


图 3 试验台封闭系统简图

弹性轴材料为60Si₂MnA 弹簧钢。许用剪切应力 $[\tau] = 6580 \times 10^5 \text{ Pa}$ （结构见图4）。弹性轴两端以渐开线花键联接；径向定位用

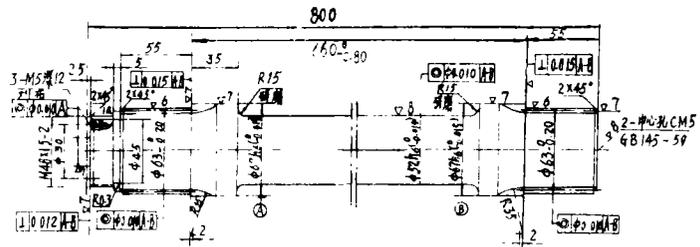


图 4 弹性轴

两端的圆柱面，一端螺纹部分拧锁母来实现轴向定位。弹性轴Ⅲ亦是高速膜片联轴节的中间轴，装拆十分方便，不动其它任何部

件，不损失主体安装精度。弹性轴临界转速两端铰支梁计算。弹性轴剪切应力与 τ 临界转数 n_K 计算结果见表2。

表 2

轴	轴径 ×	长 度 扭 矩		τ (Pa)	n_k (r/min)
		(cm ²)	(kN·m)		
I	5.2 × 59		649.2	2398 × 10 ⁵	18 225
II	5.2 × 59.6		649.2	2398 × 10 ⁵	17 860
III	4.5 × 54.5		196.1	1118 × 10 ⁵	18 483
	3.2 × 54.5		196.1	1554 × 10 ⁵	13 144
	2.8 × 54.5		73.5	1740 × 10 ⁵	11 500
	2.5 × 54.5		0.49	1630 × 10 ⁵	10 268
	2.2 × 54.5		29.4	1435 × 10 ⁵	9 036

• III轴中间设三个支点轴承，支点间距54.5cm。

2. 系统扭角计算

封闭系统的扭角应等于所有齿轮轴，弹
表 3

性轴的扭角以及齿牙变形等所造成的扭角之和。由于齿轮轴的抗扭刚度和齿轮的啮合刚度都远远大于弹性轴的抗扭刚度；另外，膜片联轴节及测扭仪产生的扭角很小，所以，它们对系统扭角的影响可以忽略不计，而近似地认为系统扭角等于弹性轴 I、II、III 扭角之和。系统扭角必须小于加载器最大扭角。对于高速重载齿轮传动装置来说：弹性轴不可能很细，系统扭角不可能很大。在弹性轴设计时，就要考虑如何尽量增加系统扭角，以最大限度地满足试验要求和测试精度。

系统扭角 $\varphi_{max} = M_K / C_{np}$ 计算结果见表 3。

组	直 径(cm)		长 度(cm)		扭矩(N·m)	转 数(r/min)	系 统 扭 角
1	d_1	52	e_1	590	3246—6492	~3380	6°51'~13°43'
	d_2	52	e_2	596			
	d_{31}	45	e_3	1703	980—1961	~11 189	
2	d_1	52	e_1	590	2434.5—3246	~1292	11°40'~15°34'
	d_2	52	e_2	596			
	d_{32}	32	e_3	1703	735.5—980	~4274	
3	d_1	52	e_1	590	1623—2434.5	~1076	11°54'~17°52'
	d_2	52	e_2	596			
	d_{33}	28	e_3	1703	490—735.5	~3562	
4	d_1	52	e_1	590	973.8—1623	~799	10°35'~17°38'
	d_2	52	e_2	596			
	d_{34}	25	e_3	1703	294—490	~2643	
5	d_1	52	e_1	590	0—973.8	0~612	0°~16°52'
	d_2	52	e_2	596			
	d_{35}	22	e_3	1703	0—294	0~2025	

• 表中弹性轴长度指设计计算有效长度。

M_K —扭矩 C_{np} —系统诱导抗扭刚度

本试验台设计采用五组七根弹性轴均满足强度条件, 临界转数都离开了试验常用的工作转数: 系统扭角在允许范围之内。

五、结束语

大功率高速齿轮试验台要保持较高的加载灵敏度, 就要尽量增加系统扭角, 即弹性轴要加长, 整个试验装置就要拉长, 这不仅增加了制造困难, 而且试验台的振动问题就会更加突出。试验台设计时, 在高速弹性轴上增设具有整体基座的三个辅助支点轴承(中间支持轴承), 使设计的每组弹性轴, 试验台都进行并通过了振动计算。

大功率封闭式高速齿轮试验台技术指标先进, 试验范围广, 它可以满足我国舰船发展对齿轮传动装置开展试验研究的需要。

参加试验台设计工作的还有: 唐炳照、方玉昌、代培明、王梦锦等同志

参考文献

- [1] 范垂本. 齿轮的强度和试验. 机械工业出版社, 1979.10
- [2] [日]宗形恒弥. 船用减速齿轮的啮合试验. 国外舰船技术——透平锅炉, 1982.(1)
- [3] 王一鸣. 圆锥齿轮胶合试验中齿轮轮体温度测定. 航空发动机, 1979,(1)
- [4] 常春江. 圆锥齿轮胶合试验研究. 航空发动机 1979,(1)
- [5] 王一鸣. 液压螺旋式加载装置设计与试验研究. 航空发动机, 1979,(3)

A. Desigh and Study of High-output High-speed Gear Test Stand

Xue Guangya

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

The author gives a detailed description of the main performance parameters, parts and components as well as working principles of a high-capacity and high-speed enclosed type gear test stand. Also presented are the design of enclosed system elastic elements and the calculation of system twisting angles.

Key words: gear transmission unit, test stand design