

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.12.013

拖曳水池拖车结构方案设计

陈玉龙, 雷 宇, 张 亮

(中国船舶重工集团公司 第七一〇研究所, 湖北 宜昌 443003)

摘要: 为了生成拖曳水池拖车的三维实体模型, 以验证拖车的主要结构设计参数, 提出了一种应用于大型水池的拖车结构, 介绍了拖车系统基本组成, 分析了利用拖车进行船模试验的主要工作流程, 根据实际试验要求设计了拖车的运行参数, 运用三维设计软件 CREO2.0, 建立了基于参数设计的拖车三维实体模型。基于建立的三维实体模型, 采用有限元分析软件 Abaqus 对拖车主梁及中央侧桥的静刚度及强度、固有频率等展开了仿真分析, 并对被试品由水下阻力产生的倾覆力矩进行了校核计算。研究结果表明, 该种拖车的结构强度及固有频率等指标均能够满足设计要求, 并成功应用于某大学拖曳水池, 运行效果良好。

关键词: 拖曳水池; 拖车; 刚度; 强度; 共振频率

中图分类号: U661.73; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2015)12-1586-05

Schematic design on trailer of towing tank

CHEN Yu-long, LEI Yu, ZHANG Liang

(No. 710 Research & Development Institute, CSIC, Yichang 443003, China)

Abstract: In order to create three dimensional solid models and verify designing parameters for trailer, a typical trailer structure was presented. The basic components of the trailer system were introduced. And the operating parameters were designed on the basis of analysis of the main work flow. Using the 3D design software CREO2.0, the model of the trailer was built based on the parameter design. Based on the solid model, the finite element analysis software Abaqus was used to simulate the static stiffness and strength and the natural frequency of the trailer girder and the central side bridge. And the trailer overturning was calculated. The research results show that the structure strength and natural frequency of the trailer can meet the design requirements. And successfully applied to a university's towing tank, the effect is good.

Key words: towing tank; trailer; stiffness; strength; resonant frequency

0 引 言

近十年来,我国船舶工业快速发展,目前正处于从“造船大国”向“造船强国”转型的战略机遇期。要成为船舶强国,最主要的是提高研发水平。船型设计和性能预报是船舶设计的主要工作之一,也是船舶设计中的关键技术,集中体现了船舶产品的核心竞争力。船舶性能研究是船舶研发的灵魂,是船舶更新换代的主要动力^[1]。

对于船舶性能的研究,主要分为理论方法和实验方法。得益于现代计算机技术的飞速发展,通过数值模拟来研究船舶性能的工作得以蓬勃开展,并取得显著成果。但目前有限的理论模型也是以试验结果为基础的,关于船舶快速性方面的知识,特别是提供设计应

用的优良船型以及估算阻力的经验公式和图谱,大部分都是通过船模试验得来。试验是工程应用与科学研究中一种基本和必要的过程,新理论的发展和新船的设计能否达到预期效果,也都需要通过船模试验来验证^[2]。船模试验是进行船舶性能研究的重要组成部分,因此世界上造船工业比较发达的国家,无不重视船模试验水池的建设,并相应地发展船模试验技术^[3]。

拖曳试验水池是进行船模快速性试验研究的基本设备,也可进行船模操纵性和耐波性的部分试验,是船模性能试验的主要设施之一。目前,我国有大小拖曳水池十余座,主要分布于大学及科研院所中,大部分建于二十世纪七、八十年代。近年来,拖曳水池大多进行了改建,主要改造拖车电控系统及数据采集系统,现代

为 0 m/s,加速度为 0.7 m/s²,末速度为 7 m/s,加速时间大约 10 s,行程为 35 m;B 点为速度达到 7 m/s 的匀速阶段的起始点,匀速阶段行程为 80 m,该阶段也是拖车的实际工作阶段;在工作阶段结束后,首先采用电机按一定的减加速度减速运行,产生能耗制动,电机减加速度按 -0.8 m/s² 设计,减速距离为

30.6 m。在强制限位位置放弃电机制动功能,采用抱轨制动,液压抱轨制动力为 56 kN,制动减加速度为 -2 m/s²,制动距离约为 12 m,预留 15 m。在运行过程中根据设定的测试时间到达后采用电机减速,到限位位置后,采用液压制动。D 点为停车点,距水池末端 20 m。

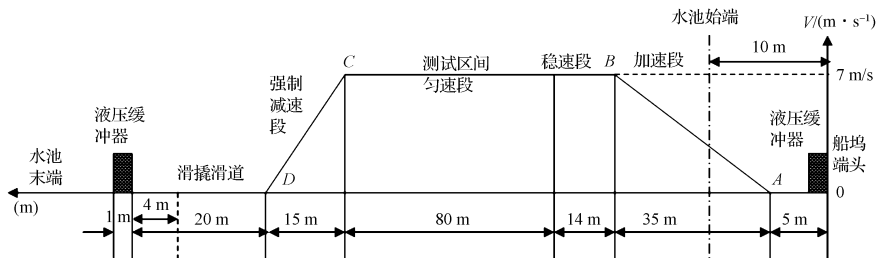


图 4 拖车运行行程图

根据设计选型,制动时滑动摩擦系数 $\mu=0.2$,车重 $M=30\text{ t}$,车最高速度为 7 m/s,则单边制动时加速度:

$$a_1=1/2\mu g=1\text{ m/s}^2 \tag{1}$$

设单侧制动距离为 S_1 ,两侧制动距离为 S_2 ,则根据要求:

$$S_1+S_2\leqslant 15\text{ m} \tag{2}$$

设单侧制动时间为 t_1 ,两侧制动时间为 t_2 ,则总制动时间:

$$t=t_1+t_2 \tag{3}$$

由已知条件可知,两侧制动时加速度为:

$$a_2=\mu g=2\text{ m/s}^2 \tag{4}$$

则:

$$S_1=7t_1-(1/2)a_1t_1^2 \tag{5}$$

$$S_2=(7-a_1t_1)t_2-(1/2)a_2t_2^2 \tag{6}$$

$$a_1t_1+a_2t_2=7\text{ m/s} \tag{7}$$

根据式(1~7),即可确定 t_1 、 t_2 、 S_1 、 S_2 取值范围,根据实际情况可确定 t_1 、 t_2 、 S_1 、 S_2 取值,本研究根据实际情况经计算得总时间 $t=t_1+t_2=3.86\text{ s}$,总距离 $S=S_1+S_2=14.58\text{ m}$ 。

4 相关计算

4.1 拖车倾覆计算

被试品水下阻力为 $F_{\text{水}}=1\,250\text{ N}$,阻力倾覆力矩的力臂为 $L=2.6\text{ m}$ (水下阻力产生倾覆力矩的支点为车体前轮与轨道的接触点),则被试品产生的倾覆力矩:

$$M_{\text{水}}=F_{\text{水}}\times L=3\,250\text{ N}\cdot\text{m} \tag{8}$$

设车体自重为 $G=30\,000\text{ kg}$ (不含被试品重量),重心近似为车体的几何中心位置,被试品质量 $G_1=3\,000\text{ kg}$,总浮力为 0,前后轮间距为 $L=6.5\text{ m}$,刹车点(轨道面)距车体重心 $h=0.725\text{ m}$,刹车点距被试品重

心 $H=2.6\text{ m}$,启动时车体及被试品共同加速度为 $a_{\text{max}}=0.7\text{ m/s}^2$,则有:

车体自身后倾:

$$M_{\text{车}}=G\times a_{\text{max}}\times h=15\,225\text{ N}\cdot\text{m} \tag{9}$$

被试品使车体前倾:

$$M_{\text{试}}=G_1\times a_{\text{max}}\times H=5\,460\text{ N}\cdot\text{m} \tag{10}$$

故车体总倾覆为车体后倾,其力矩为:

$$M_{\text{总}}=M_{\text{车}}-M_{\text{试}}-M_{\text{水}}=6\,515\text{ N}\cdot\text{m} \tag{11}$$

4.2 拖车主梁静刚度及强度计算

拖车受力状态简图如图 5 所示。拖车主梁为连接两行走端梁的桥架及吊装被试品的承重构件,单梁翼缘宽度 800 mm,高度 650 mm,两梁间距 1 160 mm。主梁端部为 L 形,左腹板厚 12 mm,右腹板厚 8 mm,上翼缘板厚度 16 mm,下翼缘板厚度 14 mm。本研究对整体车架采用有限元软件模拟分析,考察其力学特性,车架应力和变形云图如图 6 所示。通过分析可得,拖车最大应力 17.50 MPa,最大变形小于 0.51 mm,小于 45# 钢屈服强度 471 MPa,满足强度要求。

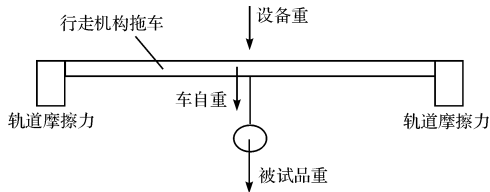


图 5 拖车受力状态简图

4.3 拖车固有频率计算

拖车在运动过程中存在较大的加速和减速,设计中为避开拖车固有频率防止共振,对拖车的固有频率进行计算,拖车一阶和四阶振型如图 7 所示,拖车 1~10 阶固有频率如表 1 所示,由表 1 可知,拖车的共振频率主要发生在 30 Hz~60 Hz 频段。

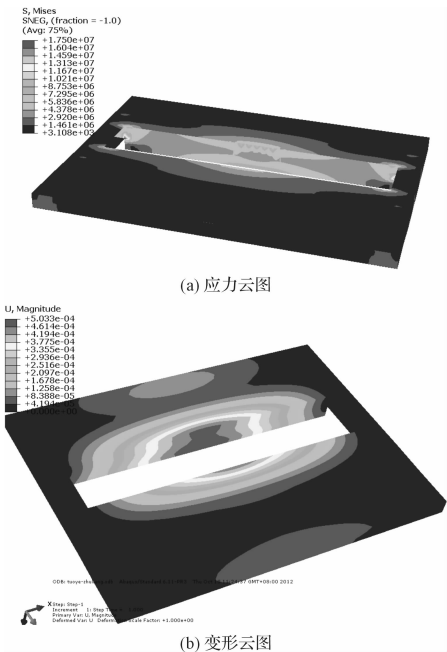


图 6 拖车应力变形云图

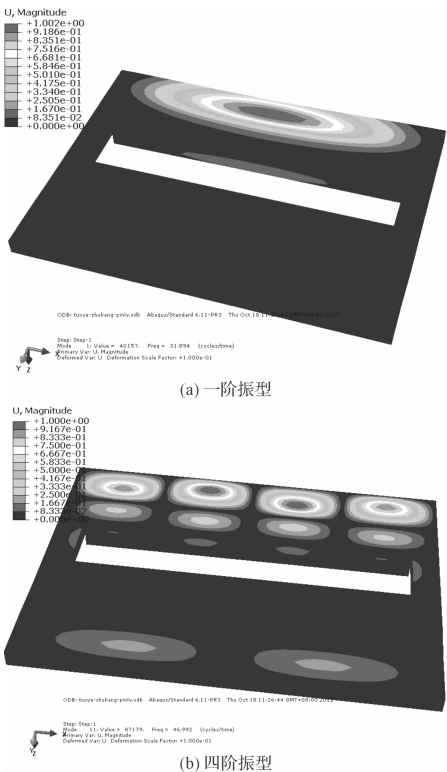


图 7 拖车振型云图

表 1 拖车 1~10 阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
频率/Hz	31.89	40.16	43.06	46.99	47.57	49.9	51.82	53.91	55.10	55.61

4.4 中央测桥刚度及强度计算

中央测桥为整个拖曳水池的核心测量机构,关乎系统的正常运行。剑体为中央测桥的主要承载部件,其截面形状如图 8 所示。本研究以被试品最大加速度 2 m/s² 计算其力学特性,中央测桥最大应力和变形如图 9 所示,通过分析可知,最大应力 68.65 MPa,最大变形为 16.97 mm,小于 45#钢屈服应力 471 MPa,满足强度要求。

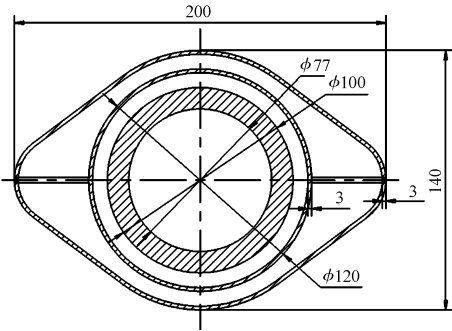


图 8 剑体截面

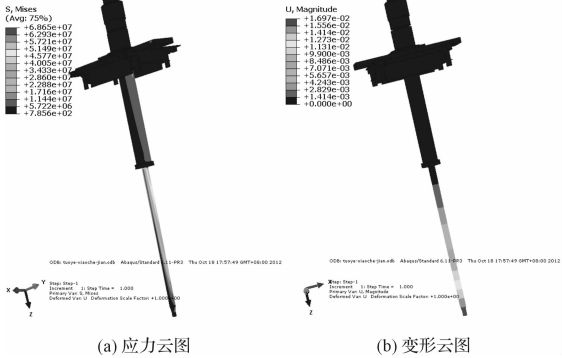


图 9 中央测桥应力变形云图

4.5 中央测桥固有频率计算

为水下避免被试品运行时和中央测桥发生共振,计算中央测桥固有频率,一阶二阶振型云图如图 10 所示。中央测桥 1~5 阶固有频率如表 2 所示。由表 2 可知,中央测桥的共振频率主要发生在 38 Hz~40 Hz、80 Hz~139 Hz 频段。

表 2 中央测桥 1~5 阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5
频率/Hz	38.02	39.35	80.65	95.30	138.46

5 结束语

本研究以某拖曳水池拖车为研究对象,对拖车结构方案设计展开说明,介绍了拖车的系统组成及工作流
(下转第 1594 页)