

文章编号: 1000-4750(2007)09-0179-09

三峡升船机系统动态响应分析

*金 晶, 刘玉标, 程载斌

(中国科学院力学研究所, 北京 100080)

摘 要: 根据三峡升船机最新设计报告, 采用有限元软件 ANSYS 构建了升船机系统有限元模型, 包括承船厢、提升钢索、滑轮组、平衡重、厢内水体、驱动机构和刹车机构; 通过数值模拟, 对升船机系统进行了模态分析及动态响应研究, 内容包括升船机系统的流固耦合模态及其在各种工况(起动、刹车、事故)下的动态响应和影响因素分析, 如弹簧刚度、误载水深、阻尼、承船厢的位置等。计算结果表明: 对于升船机这样一个复杂系统, 该文所建立的有限元模型及数值算法是合理的, 其结果可为升船机系统整体设计提供必要的参考。

关键词: 三峡升船机; 有限元模型; 数值模拟; 流固耦合; 模态分析; 动态响应

中图分类号: TU311 文献标识码: A

DYNAMIC ANALYSIS OF THE THREE-GORGES SHIP LIFTING SYSTEM

*JIN Jing, LIU Yu-biao, CHENG Zai-bin

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: Based on the latest design report of the Three-Gorges ship lift, a finite element model of the ship lift system is built using finite element code ANSYS. The model is composed of a chamber, lifting cables, pulleys, counters, water in the chamber, driving mechanisms and braking mechanisms. Modal and dynamic analyses were carried out using numerical simulation method. Modes of fluid-solid coupled system and dynamic responses under various working conditions including starting, braking and accidents were included. The parameters, such as spring stiffness, over-loading water, damping and the chamber position, were also discussed. The results show that the finite element model and the numerical method are reasonable for this kind of complicated system. It can provide necessary references for the integral design of ship lifting system.

Key words: the Three-Gorges ship lift; finite element model; numerical simulation; fluid-solid interaction; modal analysis; dynamic response

三峡升船机是三峡水利枢纽的永久通行设施之一, 主要用于为客货轮和特种船舶提供快速过坝通道。与国内外同类工程相比, 三峡升船机具有提升重量大、升程高等技术特点, 其设计方案几经修改, 最终确定为齿轮齿条爬升式方案, 整体结构由承船厢、钢丝绳、滑轮组、平衡重、驱动及刹车机构等组成。

三峡升船机作为三峡工程中的重要组成部分,

保证其安全运行具有十分重要的意义。国内众多学者为此做了大量的工作: 文献[1]与文献[2]分别给出三峡升船机结构力学简化模型和承船厢结构优化设计; 文献[3]利用简化的有限元模型对升船机的承船厢进行了正常、事故工况下的静力分析; 文献[4~6]采用了按比例缩小的承船厢整体物理模型, 通过试验对三峡升船机承船厢部分的动态特性进行了初步探讨; 文献[7~9]则是对三峡升船机承船厢水波进

收稿日期: 2006-02-14; 修改日期: 2006-05-26

作者简介: *金 晶(1982), 女, 江苏人, 硕士, 从事结构动力与疲劳研究(E-mail: jinjing082@sina.com);

刘玉标(1961), 男, 湖南人, 副研究员, 硕士, 从事工程力学与结构减振研究(E-mail: yubiao@imech.ac.cn);

程载斌(1978), 男, 山西人, 博士生, 从事结构动力与可靠度研究(E-mail: chengzaibin@126.com)。

行数值分析。

尽管如此,三峡升船机无论是规模还是技术难度,均列世界之最,仍有很多问题需要研究。本文根据三峡升船机最新设计图纸,建立了整体结构有限元模型,对升船机系统进行模态分析,并且对升船机在起动、停车、事故工况下的动态响应进行数值模拟,研究了升船机系统关键设计参数对系统动态响应的影响。

1 有限元模型

1.1 基本尺寸和运行情况

承船厢是钢制槽型薄壁结构,与平衡重一起由通过塔柱顶部滑轮组的 256 根钢丝绳悬挂连接。承船厢主要由两根箱型主纵梁、底铺板、单腹板横梁、箱型横梁、次纵梁和两对平台构成。承船厢外形尺寸为 132.0m × 23.4m × 10.0m(长 × 宽 × 高),厢内有效水域 120.0m × 18.0m,水深 3.5m,承船厢结构、设备连同正常水位厢内水体的总重量为 14605 t。船厢驱动系统布置在承船厢上,采用齿轮沿齿条爬升的方式,共设四套,四套之间通过机械轴连接,构成刚性同步系统。承船厢在升船机室内沿塔柱上下运行,正常运行时船厢升降速度为 $v = 0.2\text{m/s}$,起动加速度为 $a = +0.01\text{m/s}^2$,正常停车加速度为 $a = -0.01\text{m/s}^2$,紧急停车时,事故制动加速度为 $a = -0.04\text{m/s}^2$ 。承船厢升降的最大误差水深为 $\pm 20\text{cm}$ 。

1.2 整体模型的建立

本文按照德国 KuK/LI 联营体设计的三峡升船机设计图纸^[10],利用有限元软件 ANSYS 构建承船厢的有限元模型。在建模的过程中,主要杆件、梁、板的尺寸均参照设计图纸,整个模型共用七种单元类型,单元总数为 14308。系统各组成部分的模拟方案如下:

1) 承船厢模拟。承船厢厢体结构内所有的 T 型梁和工字梁均采用 BEAM44 梁单元,所有的板选用 SHELL63 板单元,承船厢内的设备由分布在船厢底部的 MASS21 质量单元模拟。

2) 水体模拟。厢内水体用 FLUID80 单元模拟,单元数为 1944,水体与承船厢接触面是通过自由度耦合实现,以保证力的作用能够顺利传递。

3) 钢丝绳模拟。钢丝绳简化为单向拉伸的杆单元 LINK10,直径为 70mm,其中平衡钢丝绳 128 根,提升绳 128 根。钢丝绳的预应力通过给 LINK10

单元施加初始应变模拟。

4) 滑轮模拟。平衡钢丝绳和提升钢丝绳之间通过 128 个双滑索轮连接,双滑索轮的直径为 5m,滑轮总重量为 1200t。本文选用 BEAM44 单元中的圆截面主纵梁和工字梁模拟平衡滑轮组。滑轮中心主纵梁两头固定,通过释放两侧工字梁的转动自由度来模拟滑轮的转动。

5) 升船机运行阻力模拟。升船机运行过程中的阻力由滑索轮上的摩擦力、承船厢导向滚轮中的摩擦力及运行风阻力组成。运行阻力模拟是通过在平衡滑轮组的上方添加 32 组滑动摩擦弹簧单元 COMBIN40 来实现的。

6) 驱动机构的模拟。驱动机构由分布在箱型横梁上的四组垂直(Z 方向)弹簧单元 LINK10 模拟。此外承船厢外侧还分布有 8 组水平(X 和 Y 方向各 4 组)弹簧单元 COMBIN14 模拟与塔柱的连接条件。

7) 刹车机构的模拟。刹车机构由在箱型横梁上分布的四个垂直(Z 方向)滑动摩擦弹簧单元 COMBIN40 来模拟。升船机的停车过程有两种情形:一种是正常刹车过程,刹车力为 300kN,正常刹车减速度为 $a = -0.01\text{m/s}^2$;另一种是紧急刹车过程,刹车力为 1200kN,事故制动加速度为 $a = -0.04\text{m/s}^2$ 。

8) 平衡重模拟。平衡重采用 MASS21 质量单元,共 128 块,总重量为 14605 t,用来平衡承船厢结构、设备连同厢内水体的总重量。

三峡升船机系统有限元模型如图 1 所示。

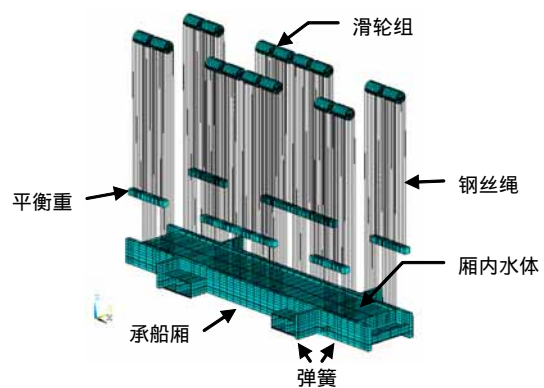


图 1 三峡升船机系统有限元模型

Fig.1 Finite element model of the Three-Gorges ship lifting system

2 升船机运行工况下模态分析

2.1 升船机系统的基本模态

本节分别对厢内水体采用固体单元(不考虑水的模态,将水作为固体单元 SOLID 45 处理)和流体单元时(考虑水与船厢流固耦合效应,将水作为流体单元 FLUID80 处理)的升船机系统进行了模态分析,得到了升船机系统各阶模态的固有频率和振型,模态提取分别选用了 Block Lanczos 法和缩减法。对升船机系统有限元模型进行模态分析的计算参数:(1) X、Y、Z 方向弹簧刚度均为 1250kN/m(设计报告提供);(2) 承船厢高度+15m;(3) 厢内水位为正常水位 3.5m。具体计算结果见表 1。

对于厢内水体采用流体单元的升船机系统计

算了前 40 阶模态,其中包括水体单元单独的模态、水体与船厢耦合的升船机系统流固耦合模态。表 1 右侧五列描述了这前 40 阶模态中与将水体处理为固体单元时前六阶模态(表 1 左侧三列)振型相对应的升船机系统流固耦合模态。由表 1 看出,分别将水体处理为固体和流体单元时,各阶振型的固有频率数值还是存在一定差别的。此外通过计算得出升船机系统流固耦合模态中还出现第一阶模态固有频率为 0 的情况,这表明升船机系统存在不稳定的模态,其振型中水体沿 X 方向单向流动。

表 1 升船机系统各阶模态固有频率和振型

Table1 Natural frequencies and modes of the Three-Gorges ship lifting system

升船机系统模态(水体为固体单元)			升船机系统流固耦合模态(水体为流体单元)				
模态阶数 n	固有频率 f/Hz	振型描述	模态阶数 n	固有频率 f/Hz	振型描述		
					承船厢	厢内水体 X 方向水波数	厢内水体 Y 方向水波数
第一阶	0.065	承船厢沿 Z 轴升降	第四阶	0.065	承船厢沿 Z 轴升降	0	0
第二阶	0.082	承船厢绕 Y 轴转动	第六阶	0.089	承船厢绕 Y 轴转动	2	0
第三阶	0.010	承船厢沿 Y 方向摆动	第八阶	0.096	承船厢绕 Z 轴转动	1	1
第四阶	0.104	承船厢沿 X 方向摆动	第九阶	0.114	承船厢沿 X 方向摆动	3	0
第五阶	0.117	承船厢绕 Z 轴转动	第十阶	0.134	承船厢绕 X 轴转动	1	1
第六阶	0.160	承船厢绕 X 轴转动	第二十六阶	0.226	承船厢沿 Y 方向摆动	1	2

图 2、图 3 分别给出了升船机系统第六阶和第九阶流固耦合模态振型。

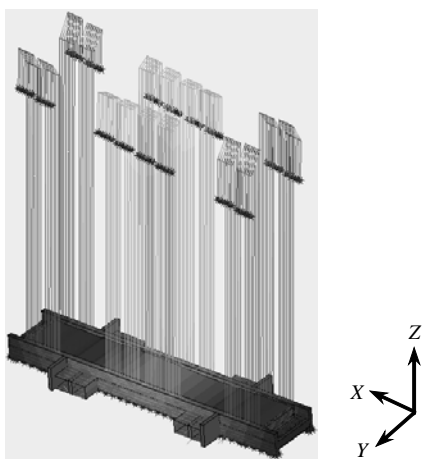


图 2 升船机系统流固耦合模态第六阶振型

Fig.2 The sixth fluid-solid coupled mode of the ship lifting system

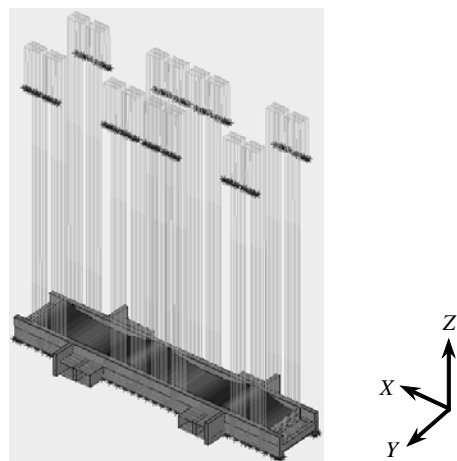


图 3 升船机系统流固耦合模态第九阶振型

Fig.3 The ninth fluid-solid coupled mode of the ship lifting system

2.2 水平(X、Y 方向)、垂直(Z 方向)弹簧及承船厢位置的影响

本节探讨了关键设计参数的变化对升船机系

统模态(厢内水体采用固体单元 SOLID 45)的影响。按照表 1 中左侧三列给定的振型次序,绘制如图 4~图 6 所示为各阶振型固有频率随 X、Y、Z 方向弹簧刚度变化的曲线。当某一方向弹簧刚度改变时,其他方向弹簧刚度保持为 1250kN/m,承船厢高度+15m,厢内水位为正常水位 3.5m。由图 4~图 6 可以得到如下结论: X、Y、Z 方向弹簧刚度的变化对能够引起系统同方向运动的振型频率影响较大,而对其它振型影响较小。与水平弹簧刚度变化的影响相比,垂直弹簧刚度变化对结构模态的影响较大,影响的振型更多。

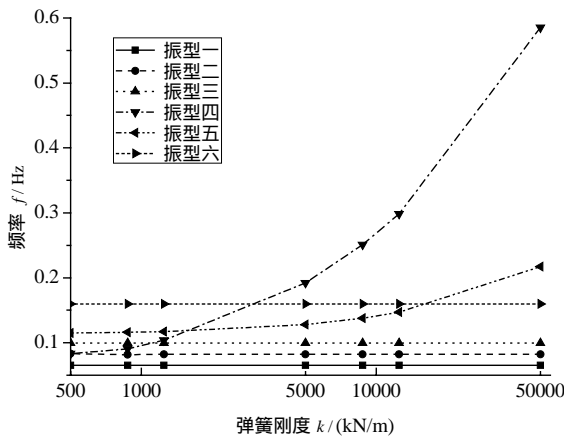


图 4 固有频率随 X 方向弹簧刚度变化

Fig.4 Natural frequencies as a function of spring stiffness in X direction

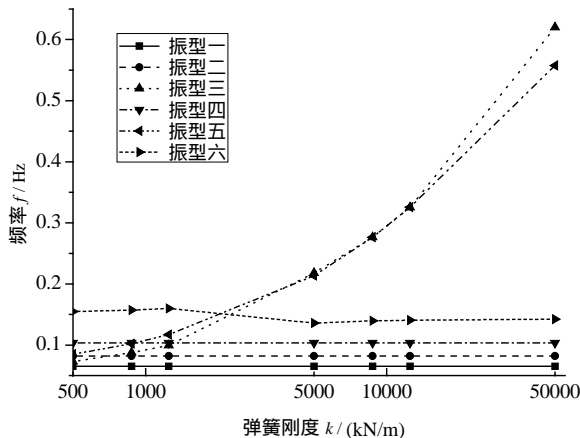


图 5 固有频率随 Y 方向弹簧刚度变化

Fig.5 Natural frequencies as a function of spring stiffness in Y direction

图 7 所示为承船厢位置不同时升船机系统固有频率的变化曲线,其中 X 方向、Y 方向、Z 方向弹簧刚度均为 1250kN/m。由计算可得,随着承船厢的位置从低到高的变化,结构模态的各阶振型不变,各阶频率值呈递减趋势。承船厢位置改变引起

横向(X 向、Y 向)刚度改变较大,而竖向(Z 向)刚度改变极小,故一阶、六阶模态在运动方向(Z 向)刚度改变极小,其频率值变化也很小。

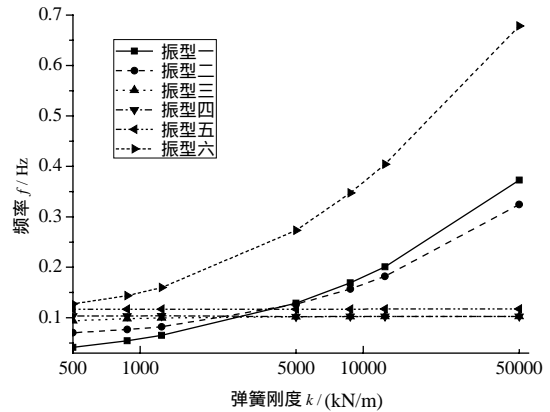


图 6 固有频率随 Z 方向弹簧刚度变化

Fig.6 Natural frequencies as a function of spring stiffness in Z direction

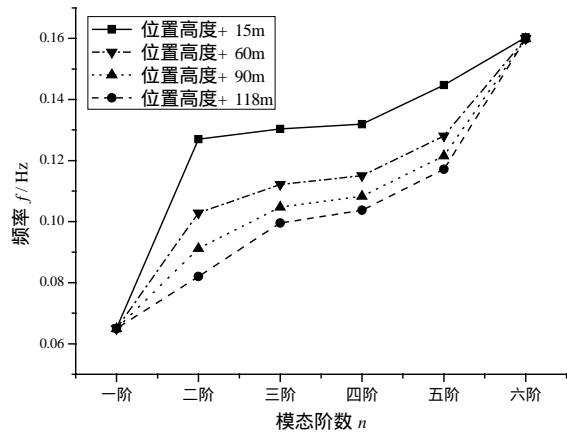


图 7 固有频率随承船厢位置变化

Fig.7 Natural frequencies as a function of position of the chamber

3 升船机起动过程瞬态响应分析

3.1 计算方案

通过在模拟驱动机构的弹簧一端施加 Z 方向的位移载荷模拟起动加速的瞬态响应过程(以下所有计算中厢内水体均采用 FLUID80 流体单元)。根据设计报告,起动时承船厢在 20s 内由 0 加速到 0.2m/s,加速度为 0.01m/s²。由此确定施加的位移载荷函数为: $S = 0.005t^2$, 加速时间 20s, 与升船机的起动过程相符。起动过程中还模拟了滑索轮的摩擦力、承船厢导向滚轮的摩擦力及运行风阻力。

3.2 计算结果分析

3.2.1 垂直弹簧(Z 方向)的影响

承船厢位置高度+15m,升船机的驱动弹簧刚度

分别选取为 500kN/m、1250kN/m 和 5000kN/m，水平弹簧刚度为 1250kN/m，滑索轮上与承船厢导向滚轮中的摩擦合力为 1350kN，运行风阻力 730kN。计算结果如下：

承船厢位移、速度、加速度曲线如图 8~图 10 所示。

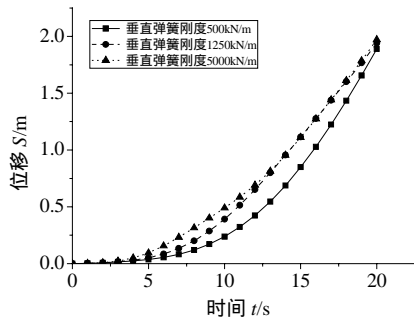


图 8 承船厢位移时程曲线

Fig.8 Displacement-Time curves of the chamber

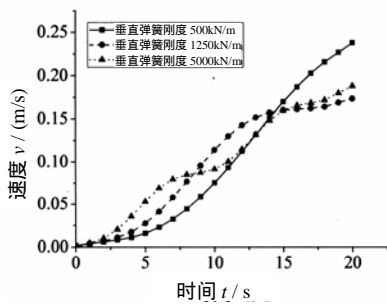


图 9 承船厢速度时程曲线

Fig.9 Velocity-Time curves of the chamber

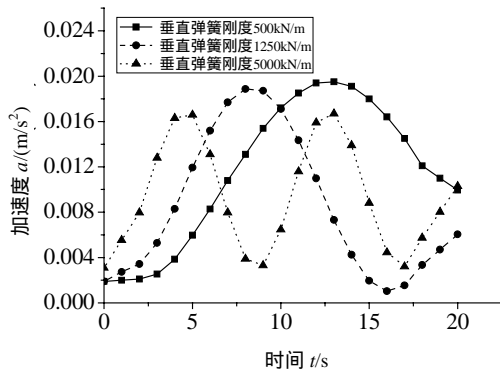


图 10 承船厢加速度时程曲线

Fig.10 Acceleration-Time curves of the chamber

由上述曲线可以看出：承船厢在 20s 的加速时间里，加速距离为 2m，速度从 0 变为约 0.2m/s。加速度在 $0\text{m/s}^2 \sim 0.02\text{m/s}^2$ 的范围内呈现周期性的振荡：弹簧刚度越大，振荡频率越大，且频率值等于升船机的一阶模态频率(见图 6)。KuK/LI 所设计的升船机理想起动过程应该是保持 0.01m/s^2 常加速运

行，但实际起动过程由于驱动弹簧的存在，动态响应不可避免，所以建议在进一步的设计中减小升船机的起动加速度，以减小动态响应。

承船厢厢体最大应力、滑轮支座反力、起动机构横梁最大应力、驱动力曲线分别如图 11~图 14 所示(以下所有计算结果中的应力均指未叠加静应力结果的动应力幅)。

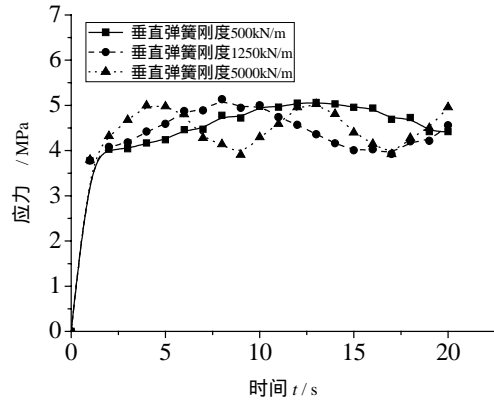


图 11 承船厢厢体最大应力时程曲线

Fig.11 Maximum stress-Time curves of the chamber

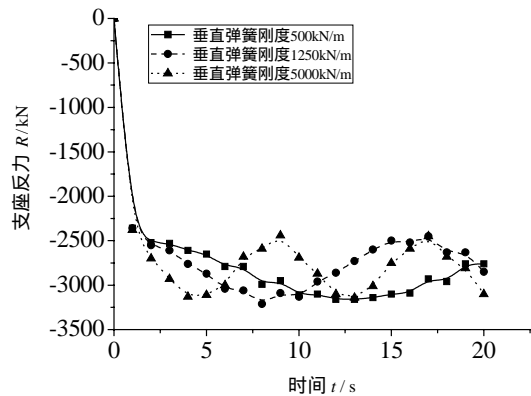


图 12 滑轮支座反力时程曲线

Fig.12 Pulleys' end reaction-Time curves of the chamber

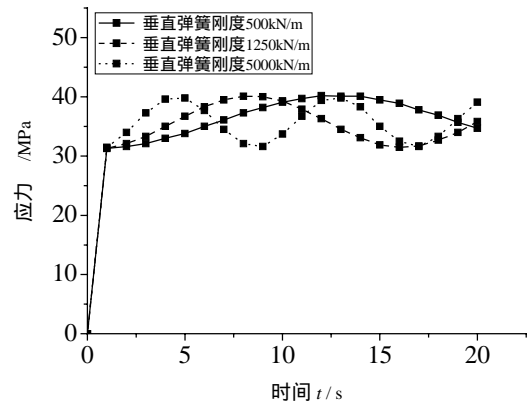


图 13 驱动机构横梁最大应力时程曲线

Fig.13 Maximum stress-Time curves of the starter mechanism

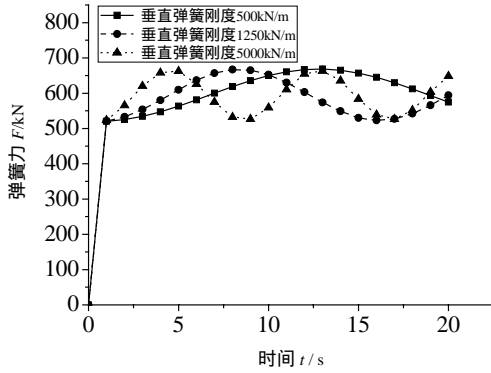


图 14 驱动力时程曲线

Fig.14 Driving force-Time curves

由图 11~图 14 看出：承船厢厢体应力、驱动机构横梁应力、驱动力、滑轮支座反力同样出现周期性的振荡，频率与加速度振荡频率相符，这也为后续疲劳分析提供了依据。驱动弹簧刚度为 1250 kN/m(设计报告指定值)时，承船厢厢体最大应力为 5.13404 MPa，驱动机构横梁最大应力 40.1426 MPa，驱动力 666.674 kN(以下所说驱动力均指单个驱动弹簧的力，共四个驱动弹簧)，滑轮支座反力最大 3160kN。

将 Z 方向的弹簧刚度在 500kN/m~5000 kN/m 之间变化，其他条件保持不变，探讨弹簧刚度变化对承船厢厢体最大应力、驱动机构横梁最大应力、驱动力的影响。

由图 15 可以看出，当弹簧的刚度为 5000kN/m 时，承船厢厢体最大应力，驱动机构横梁最大应力、驱动力都是最小的。KuK/LI 所设计的升船机驱动弹簧的刚度为 1250kN/m，而根据本文计算，若考虑动态响应，弹簧刚度选取 5000kN/m 是比较合理的，它能使承船厢的动态响应减至最低。

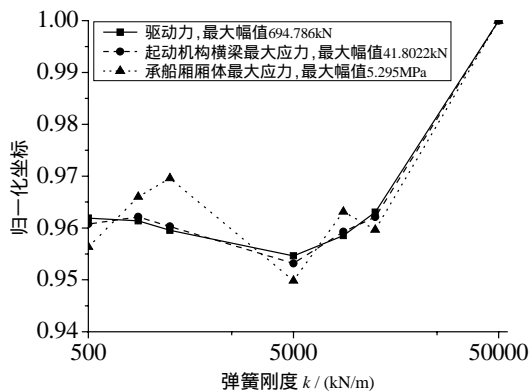


图 15 弹簧刚度变化的影响

Fig.15 Influence of spring stiffness

3.2.2 阻尼的影响

以上计算结果均没有考虑阻尼的影响，而实际

升船机系统中必然存在阻尼，如：结构阻尼、钢丝绳阻尼、弹簧阻尼等。由于承船厢结构和钢丝绳的变形较小，所以这部分不予考虑。计算时只考虑驱动弹簧的阻尼(通过在系统中添加四组弹簧单元 COMBIN14 模拟)，其它计算参数保持不变，即 X、Y、Z 方向弹簧刚度均为 1250kN/m(设计报告提供)、承船厢高度+15m、厢内水位为正常水位 3.5m。

驱动弹簧总刚度：

$$K_T = 4K = 4 \times 1.25 \times 10^6 = 5 \times 10^6 \text{ (N/m)} \quad (1)$$

结构总重量：

$$M = 14605.3 \times 2 + 1200 = 30410.6 \text{ (t)} \quad (2)$$

阻尼系数：

$$C = 2\zeta \sqrt{K_T M} \quad (3)$$

阻尼系数的选取没有相关的资料参考，所以将阻尼比 ζ 从 0~0.05 变化，得到一系列不同的阻尼系数。在不同的阻尼系数下，对升船机起动过程进行瞬态响应分析，得到结果如图 16 所示：随着阻尼系数的增加，承船厢厢体最大应力、驱动机构横梁最大应力、驱动力逐渐减小，呈线性分布。

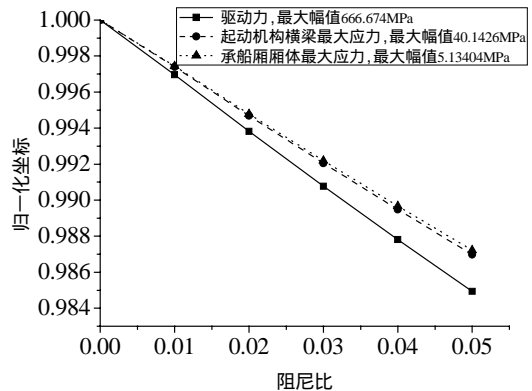


图 16 阻尼比变化的影响

Fig.16 Influence of damping ratio

3.2.3 承船厢上下位置的影响

将承船厢的位置从+15m 变化为+118m，其它计算参数保持不变，即 X、Y、Z 方向弹簧刚度均为 1250kN/m(设计报告提供)、无阻尼、厢内水位为正常水位 3.5m，观察承船厢位置对厢体最大应力、驱动机构横梁最大应力及驱动力的影响(见表 2)。

表 2 承船厢结构应力响应幅度

Table 2 Stress amplitude of the chamber		
承船厢位置高度 H/m	承船厢厢体最大应力 σ / MPa	驱动机构横梁最大应力 σ / MPa
+15	5.13404	40.1426
+60	5.10633	40.1782
+90	5.08797	40.2008
+118	4.9866	40.2183

由表 2 的数据可以看出, 承船箱的位置变化对承船厢箱体最大应力, 驱动机构横梁最大应力、驱动力的影响很小。

3.2.4 承船厢结构内水位的影响

升船机正常运行时, 允许承船厢误载水深 $\pm 10\text{cm}$ 。误载水深超过 $\pm 10\text{cm}$ 后, 电器控制将不允许船厢起动。特殊情况下(不考虑运行风阻力), 允许承船厢在误载水深 $\pm 20\text{cm}$ 的条件下短时间运行, 加速度为 $a = \pm 0.005\text{m/s}^2$ 。这里分别给出了承船厢误载水深+5cm、+10cm、+20cm 工况下, 承船厢结构应力响应幅度(见表 3)。

表 3 承船厢结构应力响应幅度
Table 3 Stress amplitude of the chamber

误载水深 h/cm	承船厢箱体 最大应力 σ/MPa	驱动机构横梁 最大应力 σ/MPa	驱动力 F/kN
+20	12.1042	98.8485	1641.48
+10	9.56427	77.1423	1280.96
+5	7.37302	58.6618	974.152
0	5.13404	40.1426	666.674

由表 3 可以看出, 出现误载水深的情况, 对升船机系统的动态响应影响较大, 升船机起动时应尽量避免上述情况的发生。

通过对上述四种设计参数: 弹簧刚度、误载水深、阻尼、承船厢位置对升船机系统动态响应的分析, 可以得出如下结论: 这四种设计参数对三峡升船机起动过程中的动态响应, 均会产生影响, 其中承船厢上下位置的影响较小, 而承船厢内水位的变化影响最为显著。

4 升船机停车过程瞬态响应分析

4.1 计算方案

给定承船厢和水的垂直方向(Z 向)初速度为 0.2m/s , 平衡重的初速度为 -0.2m/s , 制动力(垂直滑动摩擦弹簧单元 COMBIN40 模拟, 正常刹车时制动力为 300kN , 紧急刹车时制动力为 1200kN), 模拟承船厢在制动力作用下, 速度从 0.2m/s 变为 0 的过程(以下所有计算中厢内水体均采用 FLUID80 流体单元)。不考虑任何阻力对停车过程的影响, 所以针对该工况的分析是趋于保守的。

选取升船机系统承受瞬态载荷时所产生的位移、应力等响应随时间变化的曲线加以研究。具体的计算结果如下。

4.2 升船机正常、紧急刹车过程

4.2.1 承船厢位移响应幅度、应力响应幅度及时程 承船厢位置高度+15m, 厢内水位为正常水位

3.5m, 模拟向 Z 轴反方向停车的过程。正常刹车时升船机的制动力为 300kN , 紧急刹车时制动力为 1200kN 。结果如下:

承船厢位移、速度、减速度曲线如图 17~图 22 所示, 其中位移、速度方向是 Z 轴的反方向, 为负值, 加速度方向是 Z 轴正向, 为正值。

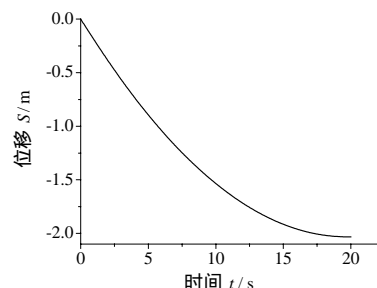


图 17 承船厢位移时程曲线(正常)

Fig.17 Displacement-Time curves of the chamber (normal)

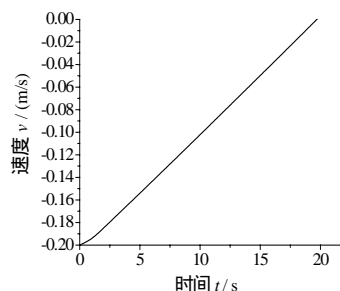


图 18 承船厢速度时程曲线(正常)

Fig.18 Velocity-Time curves of the chamber (normal)

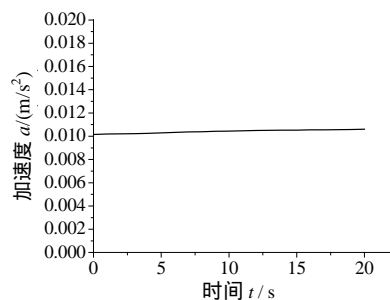


图 19 承船厢加速度时程曲线(正常)

Fig.19 Acceleration-Time curves of the chamber (normal)

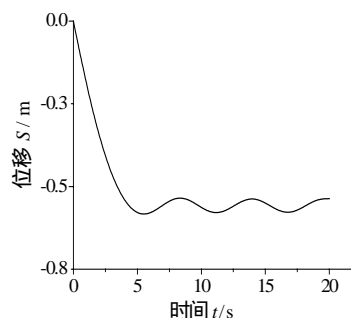


图 20 承船厢位移时程曲线(紧急)

Fig.20 Displacement-Time curves of the chamber (emergency)

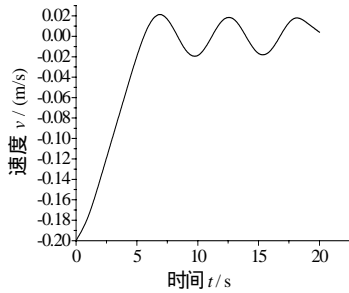


图 21 承船厢速度时程曲线(紧急)

Fig.21 Velocity-Time curves of the chamber (emergency)

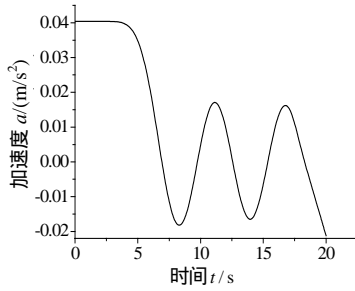


图 22 承船厢加速度时程曲线(紧急)

Fig.22 Acceleration-Time curves of the chamber (emergency)

由图 17~图 19 看出,承船厢的减速时间为 20s, 减速距离为 2m, 速度从 2m/s 变为 0, 减速度值约为 0.01m/s²。模拟结果与 KuK/LI 所设计的升船机理想正常刹车过程保持 0.01m/s² 常减速相符, 动态响应较小。而紧急停车就很难达到这种效果, 由图 20~图 22 看出: 在 KuK/LI 设计的停车时间 5s 内, 承船厢减速距离为 0.5m, 速度从 2m/s 变为 0, 加速度值为 -0.04m/s², 但实际上整个系统不可能在 5s 之内完全停住, 所以 5s 之后会有振荡现象。

承船厢厢体最大应力、刹车机构横梁最大应力、刹车力(以下所说刹车力均指单个刹车弹簧的力, 共四组刹车弹簧)、滑轮支座反力(以下所说滑轮支座反力均指由八个滑轮组成的单个滑轮组的支座反力, 共 16 组)如表 4 所示。

表 4 承船厢结构应力响应幅度

Table 4 Stress amplitude of the chamber

刹车	承船厢厢体最大应力 σ /MPa	刹车机构横梁最大应力 σ /MPa	刹车力 F /kN	滑轮支座反力 R /kN
正常刹车	0.588797	4.63702	77.0325	22.9689
紧急刹车	2.28659	18.0775	300.584	90.349

同样, 正常刹车时, 承船厢厢体最大应力、刹车机构横梁最大应力、刹车力、滑轮支座反力变化较小, 基本在一常数周围波动, 没有出现明显的振荡现象; 紧急刹车时承船厢厢体最大应力、刹车机构横梁最大应力、刹车力、滑轮支座反力出现周期

性的变化, 周期与紧急刹车的位移、速度、加速度的振荡周期相同, 这也为后续疲劳分析提供依据。

4.2.2 承船厢上下位置的影响

将承船厢的位置从 +15m 逐渐变化为 +118m, 观察承船厢厢体最大应力, 刹车机构横梁最大应力、驱动力的影响(见表 5)。

表 5 承船厢结构应力响应幅度

Table 5 Stress amplitude of the chamber

承船厢位置高度 H /m	承船厢厢体最大应力 σ /MPa	刹车机构横梁最大应力 σ /MPa	刹车力 F /kN
+15(正常)	0.588797	4.63702	77.0325
+60(正常)	0.588171	4.63705	77.0325
+90(正常)	0.587390	4.63711	77.0325
+118(正常)	0.574523	4.63752	77.0326
+15(紧急)	2.28659	18.0775	300.584
+60(紧急)	2.28534	18.0776	300.584
+90(紧急)	2.28340	18.0778	300.584
+118(紧急)	2.24186	18.0793	300.584

由表 5 的数据可以看出, 承船厢的位置变化对承船厢厢体最大应力, 刹车机构横梁最大应力、刹车力的影响很小。

4.2.3 承船厢结构内水位的影响

由表 6 可以看出, 出现误载水深的情况越严重, 承船厢结构应力响应值越大, 且在相同的误载水深情况下, 紧急刹车比正常刹车的响应幅值大。误载水深对升船机系统的动态响应影响较为显著, 升船机停车时应尽量避免上述情况的发生。

表 6 承船厢结构应力响应幅度

Table 6 Stress amplitude of the chamber

误载水深 h /cm	承船厢厢体最大应力 σ /MPa	刹车机构横梁最大应力 σ /MPa	刹车力 F /kN
+5(正常)	2.84813	23.1705	384.582
+10(正常)	5.10487	41.6449	691.130
+20(正常)	9.27483	76.2335	1265.38
+5(紧急)	4.55318	36.8302	612.045
+10(紧急)	6.79258	55.3362	919.631

5 结论

通过对以上工况下三峡升船机系统的瞬态响应分析, 可以得到如下结论:

(1) 分别将承船厢内水体单元处理为固体和流体单元时, 升船机系统各阶振型的固有频率数值还是存在一定差别。此外还探讨了关键设计参数的变化对升船机系统模态(水体为固体单元)的影响: X 、 Y 、 Z 方向弹簧刚度的变化对能够引起系统同方向运

动的振型频率影响较大,而对其它振型影响较小。

(2) 三峡升船机系统起动、停车过程中的动态响应,是受多种参数影响的,影响系统整体动态特性的各主要设计参数有:水平与垂直弹簧刚度、承船厢位置、系统阻尼、厢内水位等。计算结果表明:承船厢位置变化对系统动态响应的影响较小,而厢内水位的变化影响较大,进一步设计中需加以考虑,以减小系统的动态响应。

(3) 若不考虑系统的动态响应,升船机运行特性良好:正常起动时,同时有+20cm 误差水深,得到的驱动机构横梁的最大动应力幅为 98.8485MPa,与静应力叠加后,亦小于 KuK/LI 设计的承船厢最大应力允许值。但本研究范围内考虑到动态响应过大有可能引起结构的疲劳破坏,建议进一步设计中考虑疲劳分析。

(4) KuK/LI 根据静力计算所设计的升船机驱动弹簧的刚度为 1250kN/m,而本文研究垂直弹簧刚度的变化对承船厢整体动态特性的影响时,发现当驱动弹簧的刚度为 5000kN/m 时,承船厢整体动态特性是最好的。此外探讨水平弹簧刚度变化的影响也可为进一步设计确定承船厢与塔柱之间合理的连接型式提供必要的参考。

三峡升船机作为世界上提升重量最大,升程最高的齿轮齿条式升船机,其设计校核方案应进行综合评价,在缺乏大比尺模型试验的情况下,数值模拟是进行静、动力校核的一种重要手段。本文在三峡升船机最新设计方案的基础上,对升船机系统进行了整体动力响应分析,计算结果可为升船机系统的进一步设计提供必要的参考。当然由于本研究是对三峡升船机承船厢整体动态特性的初次探讨,用有限元软件模拟结构运动有一定局限性,不能模拟较大范围的运动。随着研究的深入开展,上述问题有待于进一步定量分析。

参考文献:

- [1] 瞿伟廉, 周耀. 三峡升船机结构力学简化模型[J]. 华中科技大学学报, 2003, 20(4): 1~3.
Qu Weilian, Zhou Yao. Reduced mechanical model of Three-Gorges lift-ship structure [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Urban Science Edition), 2003, 20(4): 1~3. (in Chinese)
- [2] 朱召泉, 俞良正, 陶碧霞. 三峡升船机承船厢结构优化设计[J]. 河海大学学报, 1993, 21(5): 100~102.
Zhu Zhaoquan, Yu Liangzheng, Tao Bixia. Optimized design for the chamber of the Three-Gorges lift-ship [J]. Journal of Hehai University, 1993, 21(5): 100~102. (in Chinese)
- [3] 王晋媛, 石端伟, 鲍务均. 三峡升船机承船厢的有限元分析[J]. 水利电力机械, 2000, 12: 12~16.
Wang Jinyuan, Shi Duanwei, Bao Wujun. Finite element analysis of bearing-box of ship lift in the Three-Gorges [J]. Water Conservancy & Electric Power Machinery, 2000, 12: 12~16. (in Chinese)
- [4] 杨淳, 曾祥. 三峡升船机承船厢整体动态特性研究[J]. 长江科学院院报, 1992, 9(2): 12~21.
Yang Chun, Zeng Xiang. A study on integral dynamic characteristics of chamber of the ship lift of the Three-Gorges project [J]. Journal of Yangtze River Scientific Research Institute, 1992, 9(2): 12~21. (in Chinese)
- [5] 朱仁庆, 吴有生, 彭兴宁. 升船机提升系统中船厢、水体和钢缆相互耦合作用分析[J]. 中国造船, 2004, 45(3): 1~13.
Zhu Renqing, Wu Yousheng, Peng Xingning. An analysis of the interaction of ship chamber, water and cables in ship lift system [J]. Shipbuilding of China, 2004, 45(3): 1~13. (in Chinese)
- [6] 朱世洪, 周赤, 刘敦煌. 三峡升船机船厢失水事故动态特性研究[J]. 长江科学院院报, 2002, 19(3): 7~9.
Zhu Shihong, Zhou Chi, Liu Dunhuang. Study on dynamic properties of ship-lift during water-losing from ship chamber of Three Gorges project [J]. Journal of Yangtze River Scientific Research Institute, 2002, 19(3): 7~9. (in Chinese)
- [7] 余志兴, 刘应中, 缪国平, 尤云祥. 三峡升船机的水动力计算[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(11): 1548~1554.
Yu Zhixing, Liu Yingzhong, Miu Guoping, You Yunxiang. Hydrodynamic calculations for ship lift in Three-Gorges [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2002, 36(11): 1548~1554. (in Chinese)
- [8] 阮诗伦, 程耿东. 三峡升船机船-水-厢耦合系统的非线性有限元时域计算[J]. 计算力学学报, 2003, 20(3): 290~295.
Ruan Shilun, Cheng Gengdong. Calculation of ship-water-chamber coupled system in the ship lift with finite element method in time domain [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2003, 20(3): 290~295. (in Chinese)
- [9] 吴建康, 唐军沛. 三峡升船机承船厢浅水船波自然频率的研究[J]. 华中理工大学学报, 1995, 23(10): 98~103.
Wu Jiankang, Tang Junpei. Natural frequencies of shallow water waves in the ship reception chamber of a ship lift [J]. Journal of Huazhong University, 1995, 23(10): 98~103. (in Chinese)
- [10] KuK/LI. Design report of the Three-Gorges lift-ship, B-stage [R]. Germany, 2004.12.