

某型汽轮机典型变负荷过程仿真试验研究

何浩, 倪何*

海军工程大学动力工程学院, 湖北 武汉

收稿日期: 2024年6月22日; 录用日期: 2024年7月12日; 发布日期: 2024年7月25日

摘要

以某型汽轮机组为对象, 研究该汽轮机的各个组成部分与匹配关系对其进行数学模型的搭建, 运用 Simulink 平台开发了某型汽轮机的变负荷试验软件, 在该软件上进行该型汽轮机的典型变负荷过程仿真试验; 在该试验基础上总结各参数在试验过程中的变化; 通过研究试验结果得出该汽轮机使用过程中需要注意的事项, 为科学合理使用该汽轮机提供依据。

关键词

汽轮机, 模型, 仿真, 参数

Simulation Experiment Research of Typical Variable Load Process of a Certain Type of Steam Turbine

Hao He, He Ni*

College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei

Received: Jun. 22nd, 2024; accepted: Jul. 12th, 2024; published: Jul. 25th, 2024

Abstract

Taking the overall structure and composition of a certain type of steam turbine unit as the object, this paper studies the various components and matching relationships of the steam turbine and builds a mathematical model. Using the Simulink platform as support, a variable load test software for a certain type of steam turbine was developed, and certain variable load experiments were carried out on the software; The changes of each parameter during the experimental process were

*通讯作者。

summarized based on this experiment; By studying the experimental results, we have identified the precautions that need to be taken during the use of this steam turbine, providing a basis for the scientific and rational use of the turbine.

Keywords

Steam Turbine, Model, Simulation, Parameter

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

汽轮机组主要为饱和蒸汽带动叶轮工作实现热能到机械能传递的功能, 在汽轮机内部饱和蒸汽流动和传热、流体力、机械耦合密切相关, 在蒸汽流经叶栅及级间间隙的过程中, 其速度、压力、温度等多项热力学参数不仅在径向方向上显示出独特的分布特性[1], 而且在周向方向上也呈现出了显著的参数分布变化。这种特性是蒸汽在这些部件中流动时的重要物理表现, 对于理解和分析蒸汽透平或其他相关设备性能具有重要意义。在探讨汽轮机在快速变革背景下的性能时, 许多专家深入研究了数个关键动态参数。特别针对进汽阀门的最大开启程度以及针对阀门在特定开度下的稳定保持时长等核心性能要素, 开展了详尽且深入的改进分析[2]-[7]。

在上述研究的基础上本论文着眼于汽轮机的仿真数学模型, 并开展其典型变负荷过程的仿真研究, 在通过仿真研究的过程中计算机组在正常加速、紧急加速、倒车加速, 正倒车换向和紧急制动等典型变负荷过程中的主要运行状态参数变化, 并分析其对系统机动性的影响。

2. 仿真模型

2.1. 汽轮机

下列方程组决定了调节级的进气流量[2] [6]:

$$G_{ac1} = G_{ac10} \beta_1 \sqrt{\frac{T_{ac10}}{T_{ac1}}} \frac{P_{ac1}}{P_{ac10}} \sum_{k=0}^n a_k \theta^k \quad (1)$$

$$\text{其中: } \beta_1 = \begin{cases} \text{当 } P_{ac2}/P_{ac1} \leq \varepsilon_{cr} \text{ 时: } 1 \\ \text{当 } P_{ac2}/P_{ac1} > \varepsilon_{cr} \text{ 时: } \sqrt{1 - [(\varepsilon - \varepsilon_{cr}) / (1 - \varepsilon_{cr})]^{1/2}} \end{cases}$$

在上式中 G_{ac1} 作为调节级参数, 负责调控进汽流量的大小; 在变工况条件下, G_{ac10} 则用于调节级的进汽流量调整。关于蒸汽状态, P_{ac1} 和 T_{ac1} 分别表示调节级进口处的蒸汽压力和温度; 而在设计工况下, 这些参数则分别对应为 P_{ac10} 和 T_{ac10} 。进一步地, P_{ac2} 被用来衡量调节级出口蒸汽的压力状态。另外, 过热蒸汽的临界压比用 ε_{cr} 表示, 其值为 0.546; θ 指的是进汽调节阀的开度, 而 α_{0-k} 参数则用于流量的拟合计算。

在汽轮机运行过程中, 当蒸汽的初始压力和初始温度对性能影响相对有限时, 其运行效率主要由转速和焓降这两个关键参数所决定。转速的高低以及焓降的幅度, 直接影响着汽轮机的热效率和机械效率, 从而决定了其整体性能的表现:

$$\eta = f_{\eta} \left(\pi n / \sqrt{2\Delta H} \right) \quad (2)$$

式中: η 为效率; n 为转速; π 为齿轮箱减速比; ΔH 为焓降。

在等熵膨胀时, 工质在汽轮机首级内效能转换率最大:

$$\begin{cases} S_{ac1} = f_S(P_{ac1}, H_{ac1}) \\ S_{ac2} = S_{ac1} \\ H_{ac2S} = f_H(P_{ac2}, S_{ac1}) \end{cases} \quad (3)$$

将式(2)带进式(3)中, 得到了调节级在实际情况下的排汽焓和输出功率:

$$\begin{cases} H_{ac2} = H_{ac1} - \eta_{ac} (H_{ac1} - H_{ac2S}) \\ P_{ac} = G_{ac1} \Delta H = G_{ac1} (H_{ac1} - H_{ac2}) \end{cases} \quad (4)$$

式中: H_{ac2S} 为理想排汽焓; S_{ac2S} , S_{ac1} , H_{ac1} , H_{ac2} 分别为蒸汽的进、出口熵和焓。

2.2. 轴系

在推进轴的动力学分析中, 力矩的组成包括汽轮机的驱动扭矩、电动机的驱动扭矩、螺旋桨的阻力矩以及轴系上的其他阻力矩[7]。当变负荷发生时, 驱动力矩(特指汽轮机与电动机的扭矩)和螺旋桨的阻力矩会经历变化。这些力矩的不平衡状态由人为设定的阈值触发电动机的自启动机制。进一步地, 推进轴的转速和加速度将因这种不平衡而有所调整, 这一变化过程遵循能量守恒的基本原理:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{P_W + P_D - P_{loss} - P_P}{2\pi Jn} \quad (5)$$

采用隐式欧拉方法进行整理后, 我们得到了相应的结果:

$$n = \sqrt{n'^2 + \frac{P_W + P_D - P_{loss} - P_P}{\pi J} \Delta t} \quad (6)$$

在探讨汽轮机、电动机以及螺旋桨的功率特性时, 我们定义 P_W 为汽轮机功率, P_D 为电动机功率, P_{loss} 为轴系传动损失, 而 P_P 则特指螺旋桨功率。关于推进轴的转速特性, 我们引入变量 n 表示当前时刻的转速, 并用 n' 来表示前一时刻的转速。同时, J 被用来描述轴系的转动惯量, 而 ω 则代表了轴系的角加速度。这些参数共同构成了我们分析动力传动系统性能的基础。

2.3. 管道系统

遵循面向对象的设计原则[8]-[11], 我们将管道系统划分为支路模块与节点模块两大核心组件。首先, 我们为这两大模块分别构建其数学模型, 以确保其准确性和可计算性。随后, 基于实际的管道系统拓扑结构, 我们整合这两类模块的数学模型, 以构建整个管道系统的全面且细致的数学模型。

2.3.1. 支路模块

将平均参数作为集总参数的考量, 我们构建了支路内部流体的动量守恒方程, 以此来准确描述流体在支路中的动态行为[3] [10]:

$$L_{fn} \left(\frac{\partial W_{fn}}{\partial t} + W_{fn} \frac{\partial W_{fn}}{\partial L_{fn}} \right) = A_{fn} \left[p_{fn1} - p_{fn2} + \Delta p(W_{fn}) + \rho_{fn} g \Delta H_{fn} \right] - f_w \quad (7)$$

在流体动力学研究中, 我们引入 W_{fn} 作为流体的平均质量流量的标识。进一步地, p_{fn1} 和 p_{fn2} 分别代表支路进口和出口处流体的压力值。 ΔH_{fn} 描述的是支路进出口之间的高程差异, 而 L_{fn} 则是管路长度的度量。此外, A_{fn} 指代的是管路的横截面积, f_w 表示管路沿程的阻力特性。对于泵的性能, 我们使用 $\Delta p_{fn1}(W_{fn})$

来量化其扬程, 它是基于 W_{fn} 的函数。最后, ρ_{fn} 则是用来描述流体的密度。这些参数共同构成了我们分析流体在管路系统中流动特性的基础。

f_w 的相关方程为:

$$f_w = \frac{\xi_{fn} |W_{fn}| W_{fn}}{2\rho_{fn} C_{fnv}^2} \quad (8)$$

在分段集总参数的特定背景下, 我们充分考量了式(8)并将其代入式(7)中, 经过运算后, 得出以下结果得:

$$2L_{fn}\rho_{fn}C_{fnv}^2 \partial W_{fn}/\partial t = A_{fn}\rho_{fn}C_{fnv}^2 [p_{fn1} - p_{fn2} + \Delta p(W_{fn}) + \rho_{fn}g\Delta H_{fn}] - \xi_{fn} |W_{fn}| W_{fn} \quad (9)$$

式(9)中: ξ_{fn} 和 C_{fnv} 分别为支路的沿程阻力系数和流通系数。

在特定时刻, 我们对上式(9)采用了泰勒级数展开的方法, 经过推导和整理后, 得出如下结果:

$$p_{fn1}^{t+\Delta t} - p_{fn2}^{t+\Delta t} = \left[\frac{\xi_{fn} |W_{fn}^t|}{\rho_{fn} A_{fn} C_{fnv}^2} + \frac{L_{fn}}{A_{fn} \Delta t} - \frac{d\Delta p(W_{fn}^t)}{dW_{fn}} \right] W_{fn}^{t+\Delta t} + \left[\frac{d\Delta p(W_{fn}^t)}{dW_{fn}} - \frac{\xi_{fn} |W_{fn}^t|}{2\rho_{fn} A_{fn} C_{fnv}^2} - \frac{L_{fn}}{A_{fn} \Delta t} \right] W_{fn}^t - \Delta p(W_{fn}^t) + \rho_{fn} g \Delta H_{fn} \quad (10)$$

式(10)中: 上标 t 表示 t 时刻; 上标 $t + \Delta t$ 表示 $t + \Delta t$ 时刻。

令:

$$\begin{cases} R_{fn}^b = \left[\frac{\xi_{fn} |W_{fn}^t|}{\rho_{fn} A_{fn} C_{fnv}^2} + \frac{L_{fn}}{A_{fn} \Delta t} - \frac{d\Delta p(W_{fn}^t)}{dW_{fn}} \right]^{-1} \\ C_{fn}^b = \left\{ \left[\frac{d\Delta p(W_{fn}^t)}{dW_{fn}} - \frac{\xi_{fn} |W_{fn}^t|}{2\rho_{fn} A_{fn} C_{fnv}^2} - \frac{L_{fn}}{A_{fn} \Delta t} \right] W_{fn}^t + \Delta p(W_{fn}^t) - \rho_{fn} g \Delta H_{fn} \right\} R_b \end{cases} \quad (11)$$

通过实施线性化处理策略, 我们对上式(11)进行了转换, 从而得到了新的表达式:

$$W_{fn}^{t+\Delta t} = R_{fn}^b (p_{fn1}^{t+\Delta t} - p_{fn2}^{t+\Delta t}) + C_{fn}^b \quad (12)$$

式(12)中: R_{fn}^b 和 C_{fn}^b 为支路阻性特征参数和流量特征参数; Δt 为计算步长。

2.3.2. 节点模块

在管道系统的架构中, 节点模块作为关键元素, 广泛存在于多个支路模块及其与设备之间的连接处。这些节点模块, 如设备的流体进出口或管路的交汇点, 都扮演着至关重要的角色。若某一特定节点与其他节点通过多个支路相连, 在此节点处的流体质量守恒可以通过集总参数化后的方程来描述[3] [10]:

$$V_{pn} \left(\frac{\partial \rho_{pn}}{\partial p_{pn}} \frac{\partial p_{pn}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{pn}}{\partial T_{pn}} \frac{\partial T_{pn}}{\partial t} \right) = \sum_{i=1}^n W_{fni} - W_{pne} \quad (13)$$

为了在不同操作条件下准确评估节点的泄漏流量 W_{pne} , 我们采用以下数学公式进行计算:

$$\begin{cases} \text{裂缝: } W_{pne} = b_{leak} h_{leak}^3 \xi_{fn} \frac{P_{pn} - P_0}{128 \mu_{fn} l_{leak}} \\ \text{破孔: } W_{pne} = 2k_{leak}^2 A_{leak}^2 \frac{P_{pn} - P_0}{\rho_{pn} |W_{pne}|} \end{cases} \quad (14)$$

为了简化分析过程并增强公式的可解释性, 我们对式(14)进行了线性化处理。在此过程中, 我们特别将节点泄漏特征 R_{fn}^e 作为核心参数进行考量, 进而推导出相应的计算公式, 具体表达如下:

$$\begin{cases} \text{裂缝: } R_{fn}^e = \frac{b_{leak} h_{leak}^3 \xi_{fn}}{128 \mu_{fn} l_{leak}} \\ \text{破孔: } R_{fn}^e = 2k_{leak}^2 A_{leak}^2 / (\rho_{pn} |W_{pne}|) \end{cases} \quad (15)$$

在评估裂缝对于流体流动的影响时, 我们引入 b_{leak} 作为裂缝宽度的度量, h_{leak} 表示裂缝的深度, 而 l_{leak} 则代表裂缝的长度。为了描述蒸汽在裂缝中的流动特性, 我们采用 μ_{fn} 作为蒸汽的运动粘度的标识。同时, p_0 被用来表示环境压力, 这是一个重要的外部条件。对于破孔流动特性的量化, 我们定义了 k_{leak} 作为流量系数, 而 A_{leak} 则代表破孔的流通面积。这些参数共同构成了我们分析裂缝和破孔对流体流动影响的基础。

将式(14)代入式(13)中:

$$W_{pne} = R_{fn}^e (p_{pn} - p_0) \quad (16)$$

在计算过程中, 我们假设某特定条件 $\partial T_{pn} / \partial t \approx 0$ 成立, 并基于此将式(12)和式(16)代入到式(10)中。随后, 在特定时刻 t , 我们采用泰勒级数展开法对方程进行处理, 从而得出与节点压力相关的方程:

$$K_{pn} \frac{p_{pn}^{t+\Delta t} - p_{pn}^t}{\Delta t} = \sum_{i=1}^n [R_{fni}^b (p_{pni}^{t+\Delta t} - p_{pni}^{t+\Delta t}) + C_{fni}^b] + R_{fn}^e (p_0 - p_{pn}^{t+\Delta t}) \quad (17)$$

在流体力学分析中, 我们定义 p_{pn}^t 为第 t 时刻节点的压力, 而 $p_{pn}^{t+\Delta t}$ 则代表第 $t + \Delta t$ 时刻节点的压力。对于与当前节点相连的特定节点, 其在第 $t + \Delta t$ 时刻的压力表示为 $p_{pni}^{t+\Delta t}$ 。进一步地, 我们引入 R_{fni}^b 来表征相应支路的阻性特征参数, 而 C_{fni}^b 则代表该支路的流量特征参数。此外, 为了描述节点的泄漏特性, 我们定义了 R_{fn}^e 作为节点泄漏特征参数。这些参数在流体力学分析中扮演着关键角色, 有助于我们更准确地理解和模拟流体系统的动态行为。

2.3.3. 连接管网

在探讨一个包含多个节点的管网系统时, 我们假设系统中共有 N 个节点。基于这些节点, 我们可以构建出 N 个压力节点的压力方程。为了简化计算和分析, 我们选取特定的值 $\Delta t \rightarrow 0$, 并将这些方程整理为矩阵形式:

$$\Lambda(K_{pni}) \frac{dP_{pn}}{dt} = R_{fn} P_{pn} + C_{fn} \quad (18)$$

在式(18)中, 我们定义了一个维列向量 P_{pn} , 该向量由管道系统中各个节点的压力与环境大气压力共同构成。同时, 引入了一个 $N \times (N+1)$ 维矩阵 P_{fn} , 该矩阵包含了管道系统的特定属性。以下是对矩阵 P_{fn} 的结构描述, 包括其对角线元素以及非对角线元素(或称为列元素):

$$\begin{cases} r_{ii} = -R_{fn}^e - \sum_{i=1}^N R_{fni}^b \quad (i=1, 2, \dots, N) \\ r_{i(N+1)} = R_{fn}^e \end{cases} \quad (19)$$

式(19)中: 如果节点 i 通过支路与节点 j 相连时才有 $R_{i,j} = -R_{fjbi}$, 不相连则为 0。

矩阵 C_{fn} 包含 N 个列向量, 各元素公式如下:

$$C_{fni} = \sum_{i=1}^{n_i} C_{fni}^b + R_{fn}^e p_0 \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (20)$$

式(20)中: ΔK_{pmi} 为一个 $N \times (N+1)$ 维矩阵, 其对角线元素为 $K_{pmi} = V_{pmi} \partial \rho_{pmi} / \partial p_{pmi} (i=1,2,\dots,N)$, 其余为 0。

4. 仿真结果与分析

1) 汽轮机正常变负荷

通过推拉主机转速给定器改变主机转速达到主机变负荷的要求, 主机正常情况下使用转速给定器拉杆, 给定所需转速后控制系统会根据主机仿真运行情况达到给定转速, 下图 1 是仿真结果。

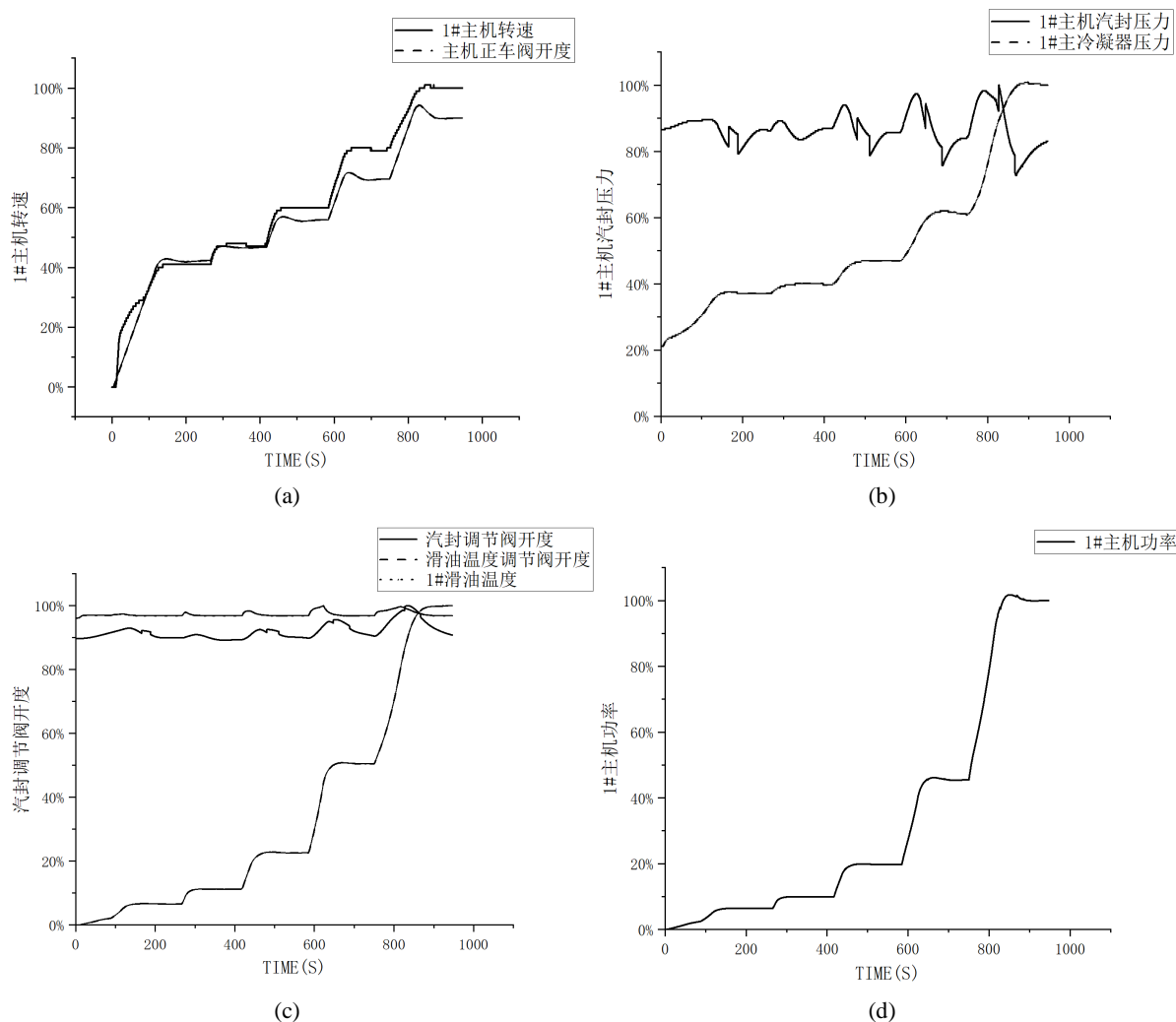


Figure 1. Record chart of normal variable load parameters for steam turbines

图 1. 汽轮机正常变负荷参数记录图

由图 1 可知, 调整主机转速给定器依次增加到我们所需的转速, 增大转速给定器的给定使转速主机正车阀开度随之增大, 主汽轮机转速在控制系统的调节下达到所需转速, 在这个过程中我们可以发现, 当主汽轮机从一个转速变为下一个转速时, 主汽轮机的功率会增大, 主冷凝器的压力也会一起增加, 转速达到最大时, 主冷凝器的压力也会达到最大。主汽轮机的汽封压力与汽封调节阀开度有关, 主汽轮机从一个转速变为下一个转速, 汽封调节阀开度会自动地开大一点, 当主汽轮机转速快到既定转速时汽封调节阀的开度会降低从而导致汽封压力在这一过程中先增大再减小。滑油温度调节阀会随着给定转速的

增大而增大, 从而保证滑油温度在整个过程中的变化幅度减小。

2) 汽轮机应急变负荷

通过主机调节阀手操器改变主机转速达到主机变负荷的要求, 在主机应急情况下通过点击主机调节阀手操器, 将面板上旋钮打到应急, 手动控制进气阀开度调整我们需要的转速, 下图 2 是仿真结果。

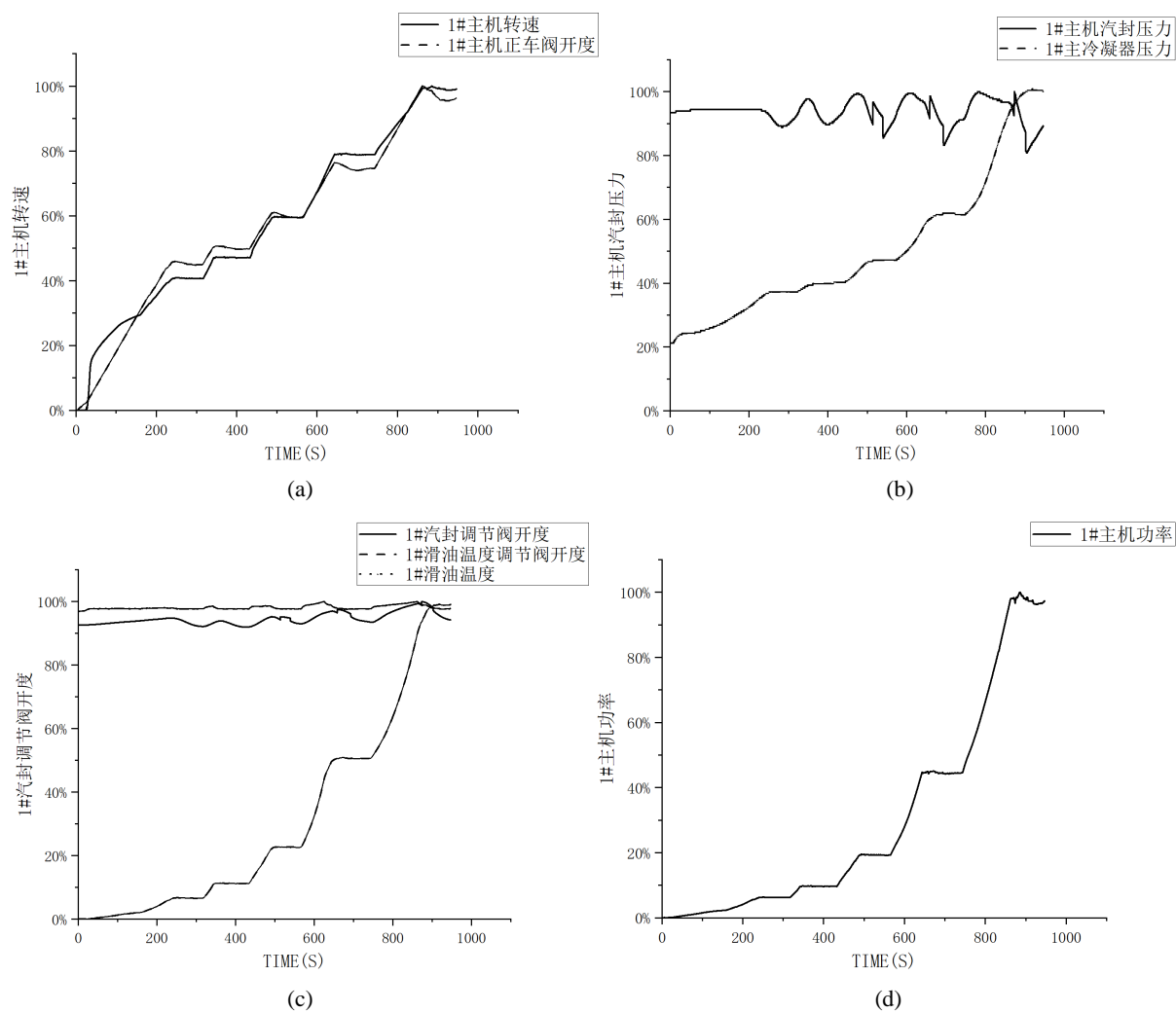


Figure 2. Record chart of emergency variable load parameters for steam turbines

图 2. 汽轮机应急变负荷参数记录图

由图 2 可知, 调整主机调节阀手操器到我们所需的转速, 按住调节阀手操器按钮增大主汽轮机正车阀开度, 主机转速、主冷凝器压力、主汽轮机功率也会随之增大, 在这个过程中我们可以发现, 主汽轮机的汽封压力与正常变负荷时差的压力变化有所不同, 应急变负荷下的汽封压力调节反应明显要比正常变负荷时慢, 而整个过程从前进一到前进五所用的时间比正常变负荷所用的时间要快很多, 滑油温度调节阀会随着功率的变化而变化, 保证了滑油温度的稳定。

5. 结论

正常变负荷试验和应急变负荷试验是汽轮机组中最基本的试验, 研究这两个试验的目的是探究如何

更好地保养装备和使用装备, 下面是通过本次仿真试验给出的结论。

1) 在这两种实验中不难发现维持汽封压力对汽轮机的稳定运行是十分重要, 在仿真试验中但凡涉及到变负荷, 汽封压力波动得很频繁, 这是因为变负荷情况下为保证汽轮机的密封性而自动开大汽封调节阀, 相比于正常情况在应急情况下汽封压力恢复得相对缓慢。

2) 从两种变负荷实验情况来看, 在设计汽轮机时首先要考虑应急变负荷情况下金属材料的强度, 应急情况下汽轮机变负荷所需时间短, 通流部分的压力瞬时增大, 极易造成汽轮机中的叶片损坏, 瞬时的热冲击也有可能造成汽轮机形变, 从而影响正常的运行, 降低使用寿命。

3) 滑油温度调节阀随汽轮机负荷的增大而增大, 增加散热使滑油温度稳定在一个适合汽轮机工作的区间, 因此滑油温度调节阀的灵敏性对汽轮机滑油温度影响很大, 建议增加一条换热管路和采用灵敏度高的电磁阀进行控制。

基金项目

国家自然科学基金面上项目(51909254); 海军工程大学自主研发基金资助项目(2023502120)。

参考文献

- [1] 倪何, 肖航, 孙丰瑞, 等. 基于基元级计算的汽轮机级间集总参数建模[J]. 系统仿真学报, 2014, 26(2): 294-299.
- [2] 倪何. 复杂热力系统建模与技术状态评估[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2016.
- [3] 倪何, 覃海波, 郑奕杨. 考虑给水泄漏的锅炉升负荷仿真及其可靠性[J]. 上海交通大学学报, 2021, 55(4): 444-454.
- [4] 史智俊. 舰船蒸汽动力系统机动性能仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.
- [5] 覃海波, 金家善, 倪何. 考虑高温水泄漏影响的凝水泵启动过程仿真分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2020, 52(1): 118-124.
- [6] 倪何, 李小鹏, 覃海波, 等. 考虑湿蒸汽特性的饱和蒸汽汽轮机建模与仿真[J]. 海军工程大学学报, 2019, 31(3): 6-11.
- [7] 倪何, 孙丰瑞, 等. 某型船用汽轮机本体模块化建模和仿真[J]. 船舶工程, 2007, 29(3): 9-12.
- [8] 陈砚桥, 倪何, 曾凡明, 等. 流体网络在线性能评估与故障诊断方法[J]. 海军工程大学学报, 2015, 27(3): 62-68.
- [9] 倪何, 程刚, 孙丰瑞. 基于演化参数辨识的流体网络建模[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(2): 208-213, 218.
- [10] 倪何, 程刚, 朱国情, 等. 基于键合图的热工流体网络建模方法研究[J]. 系统仿真学报, 2010, 22(4): 881-885.
- [11] 倪何, 程刚, 孙丰瑞. 热工流体网络简易模块化建模方法[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(12): 3536-3541.