

船用汽轮发电机组甩负荷工况控制系统研究

安仲成, 刘江, 王洪亮

(中国船舶重工集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:以某船用汽轮机发电机组为研究对象, 对其控制原理进行理论分析与推导, 建立其控制系统的数学模型, 并在SIMULINK平台上完成了常规法甩负荷50%与100%仿真实验, 得到两组响应曲线。分析结果表明: 该控制系统能够实现机组的甩负荷工况转速控制, 在负荷骤降的情况下可以保证机组安全稳定运行。

关键词:孤网运行; 纯转速电液调节系统; 汽轮机发电机组数学建模; 甩负荷实验; PID控制器

中图分类号: V231.1 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2022.03.003

[引用本文格式] 安仲成, 刘江, 王洪亮. 船用汽轮发电机组甩负荷工况控制系统研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(3): 15-21. AN Zhong-cheng, LIU Jiang, WANG Hong-liang. Research on control system of marine steam turbine generator unit under load rejection condition[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(3): 15-21.

Research on Control System of Marine Steam Turbine Generator Unit under Load Rejection Condition

AN Zhong-cheng, LIU Jiang, WANG Hong-liang

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Taking a certain marine steam turbine generator unit as the research object, the theoretical analysis and derivation to its control principle were conducted, a mathematical model of its control system was established, and 50% and 100% load rejection simulation tests on the SIMULINK platform by the conventional method were completed to obtain two sets of response curves. The analysis results show that the control system can accomplish the speed control of the unit under the load rejection condition, which can ensure the safe and stable operation of the unit in the case of a sudden load drop.

Key words: isolated power system operation, pure speed electro-hydraulic control system, mathematical modeling of steam turbine generator unit, load rejection test, PID controller

符号说明

U —电子测速元件的电压信号, V

p_s —油动机油压, Pa

Δs_x —控制滑阀位移, mm

Δs_s —油动机位移, mm

k_s —油动机的静态放大倍数

τ_s —油动机的时间常数, s

n —汽轮机转速, r/min

s_z —调节汽阀开度, mm

P_T —汽轮机功率, MW

q_{m1} —通过节流阀的蒸汽流量, m^3/s

q_{m2} —流入汽轮机的蒸汽流量, m^3/s

p —汽轮机的进汽压力, Pa

V —容器的体积, m^3

ρ —容器中气体密度, kg/m^3

τ_0 —容积时间常数, s

T_T —蒸汽转矩, $N \cdot m$

T_L —负载反转矩, $N \cdot m$

T_f —摩擦转矩, $N \cdot m$

J —转子的转动惯量, $kg \cdot m^2$

ω —转子的角速度, rad/s

τ_a —转子的飞升时间常数, s

β —自平衡系数

R —给定量

δ —转速不等率

引言

对于电力推进船舶,二回路汽轮机发电机组与一回路核反应堆构成一堆单机或者一堆双机的孤网运行动力装置。相对于大电网而言,孤网运行汽轮机发电机组负载复杂多变,要求机组的一次调频具有更快的动态响应、更小的迟缓率、更大的调节幅度和更高的灵敏度^[1]。汽轮机发电机组稳定运行的难度更大,适用于大电网的汽轮机控制系统不能完全满足孤网的控制要求。

研究表明,为了孤网的稳定运行,提高一次调频动作的灵敏度,汽轮机发电机组在孤网运行过程中应该取消一次调频死区,放开一次调频下限^[2]。文献[3-4]指出,在孤网运行方式下,一次调频是稳定电网频率的关键,不应再设置一次调频死区,若设置一次调频死区会增大调速系统的迟缓率。机组一次调频能力的大小取决于转速不等率的大小。不等率过大,一次调频能力弱,最终导致频率偏离额定频率较大;不等率过小则会造成机组运行过程中的不稳定和频率过调现象^[5]。文献[6]要求在船用孤网运行方式下,转速不等率应设置在2%~4%范围内。对于单机带负荷工况,可使用由PI调节器组成的无差调速系统,自动完成一次、二次调频^[7]。

1 电液调节系统简介

电液调节系统是指采用电子元器件作为测量、运算和校正元件,以液压机构为执行机构的系统。该系统结合了电子元器件运算迅速、校正方便以及液压元件传动速度快、功率大的优点,其性能优于传统的机械液压调节系统,并且可以采取不同的调节规律^[8]。电液调节系统原理如图1所示。

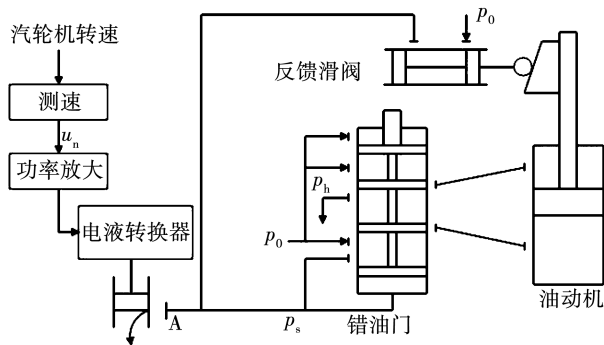


图1 电液调节系统原理

Fig. 1 Principle of the electro-hydraulic control system

由图1可知,对于纯转速调节,由电子测速元件来完成汽轮机转速的测量,它将转速的变化转换为相应的电压 U 的变化。当转速升高时,电压信号 U 也随之增大, U 经放大后通过电液转换器转换为滑阀位移,油口A的开度也随之增大,油口A开大后,将使油压 p_s 降低,油动机下移,关小调节阀。

2 汽轮发电机组调节系统数学模型的建立

2.1 油动机数学模型

滑阀油动机作为液压式放大和执行元件,控制滑阀位移 Δs_x 为滑阀油动机的输入量,油动机位移 Δs_y 为输出量。这一部分将省略复杂的推导过程,使用文献[9]中给出的油动机模型。

Δs_x 与 Δs_y 之间传递函数关系如图2所示。

$$\Delta s_x(s) \rightarrow \left[\frac{k_s}{T_s s + 1} \right] \Delta s_y(s)$$

图2 简化后的滑阀油动机传递函数

Fig. 2 Simplified transfer function of the slide valve hydraulic servomotor

其中, k_s 为油动机的静态放大倍数,或称为静态增益; τ_s 为油动机的时间常数,通常取为0.1~0.25 s。

2.2 汽轮机数学模型

对于汽轮机,调节汽阀开度 s_z 与油动机位移 Δs_y 在数值上相等,为输入量,转速 n 为输出量。 s_z 的变化影响汽轮机功率 P_T , P_T 的变化影响汽轮机转子上的主动力矩进而影响转速 n 。

在整个过程中有两个蓄能环节,一个是蒸汽容积,另一个是转子^[10],需分别分析。因此,作为调节对象,汽轮机的框图可以用图3来表示。

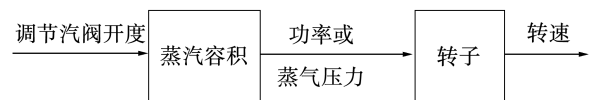


图3 汽轮机控制模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the steam turbine control model

图中,调节汽阀开度的变化仅仅是改变了蒸汽容积的压力,而压力才是决定进入汽轮机蒸汽流量的直接因素,所以必须考虑容积的影响^[11]。

2.2.1 容积方程

蒸汽容积如图4所示。容积方程描述了调节汽阀开度与喷嘴室中的蒸汽压力的关系。

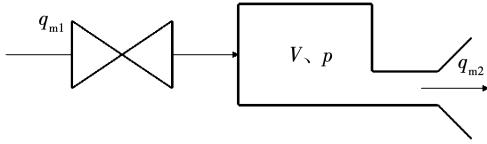


图4 蒸汽容积示意图

Fig.4 Schematic diagram of the steam volume

其中, q_{m1} 是通过节流阀的蒸汽流量,由调节汽阀开度 s_z 决定; q_{m2} 是流入汽轮机的蒸汽流量,由汽轮机的进汽压力 p 决定,而进汽压力取决于容积内积存工质的多少。

由于气体流动有连续性,进出容器的蒸汽流量之差应等于该容器的体积与容器中气体密度 ρ 的变化量的乘积:

$$(q_{m1} - q_{m2}) dt = V dp \quad (1)$$

由调节汽阀特性可知, $q_{m1} \approx K_1 s_z$, 由多级汽轮机流量特性可知, $q_{m2} \approx K_2 p$, K_1 、 K_2 均为常数。

式(1)可以改写为:

$$V \frac{dp}{dt} = K_1 s_z - K_2 p \quad (2)$$

假设气体的状态变化是按多变过程进行的,即 $p/\rho^n = \text{常数}$ 。则:

$$\ln p - n \ln \rho = \text{常数} \Rightarrow \frac{dp}{dt} = \frac{\rho}{np} \frac{d\rho}{dt} \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)得:

$$\frac{\rho V}{np} \frac{d\rho}{dt} = K_1 s_z - K_2 p \quad (4)$$

式(4)是非线性方程,可以用小偏差线性化的方法转化为近似的线性方程。设 ρ_0 、 p_0 、 s_{z0} 均为额定工况下的参数,则各变量都可以改写成额定值与变化量之和的形式,即:

$$p = p_0 + \Delta p$$

$$\rho = \rho_0 + \Delta \rho$$

$$s_z = s_{z0} + \Delta s_z$$

又因为在额定工况下, $q_{m1} = q_{m2}$, 即 $K_1 s_{z0} = K_2 p_0$, 将以上各式代入式(4)得

$$\frac{V(\rho_0 + \Delta \rho)}{n(p_0 + \Delta p)} \frac{d\Delta p}{dt} = K_1 \Delta s_z - K_2 \Delta p \quad (5)$$

由于变化量 $\Delta \rho$ 、 Δp 与额定值 ρ_0 、 p_0 相比很小,所以在小偏差线性化的方法中,可将 $V(\rho_0 + \Delta \rho)/n(p_0 + \Delta p)$ 近似为 $V\rho_0/n p_0$ 。实践表明,这种简化引入的误差仅在 1% ~ 2% 范围内^[9]。因此,式(5)可以简化为:

$$\frac{V\rho_0}{n p_0} \frac{d\Delta p}{dt} = K_1 \Delta s_z - K_2 \Delta p \quad (6)$$

方程中的各个变量常习惯性地表示为额定值的百分比,即“标么化”:

$$\frac{\Delta s_z}{s_{z0}} = \chi_{s_z}$$

因为 $q_{m0} = q_{m10} = q_{m20}$, 所以 $q_{m0} = K_1 s_{z0} = K_2 p_0$, 所以式(6)同除以 q_{m0} 后可以转化为:

$$\frac{V\rho_0}{n q_{m0}} \frac{d\chi_p}{dt} = \chi_{s_z} - \chi_p \quad (7)$$

将式(7)两端进行拉氏变换,得

$$\frac{V\rho_0}{n q_{m0}} s \chi_p(s) = \chi_{s_z}(s) - \chi_p(s) \Rightarrow$$

$$\frac{\chi_p(s)}{\chi_{s_z}(s)} = \frac{1}{1 + \frac{V\rho_0}{n q_{m0}} s} = \frac{1}{1 + \tau_0 s} \quad (8)$$

因为汽轮机功率 P_T 与进汽流量 q_{m2} 成正比, q_{m2} 与汽轮机的进汽压力 p 成正比,有 $\Delta P_T/P_{T0} = \Delta p/p_0 = \chi_p$ 。式(8)中 $\tau_0 = V\rho_0/(n q_{m0})$, 称为容积时间常数,通常取 0.1 ~ 0.3 s。

2.2.2 转子的力矩平衡方程

决定汽轮机转子运动的有 3 个因素:蒸汽转矩 T_T 、负载反转矩 T_L 和摩擦转矩 T_f 。不平衡转矩将使转子产生角加速度 $\frac{d\omega}{dt}$ 。转子的力矩平衡方程为:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_T - T_L - T_f \quad (9)$$

式中: J —转子的转动惯量; ω —转子的角速度, $\omega = 2\pi n/60$ 。

转子的功率平衡方程为:

$$\omega J \frac{d\omega}{dt} = P_T - P_L - P_f \quad (10)$$

式中： P_L 对应负荷消耗功率，是一个由外部因素决定的量； P_f 对应摩擦功率，是一个与 ω 相关的非线性函数，记作 $P_f(\omega)$ 。

同样，用小偏差线性化法处理式(10)：

$$(P_{T0} + \Delta P_T) - (P_{L0} + \Delta P_L) - (P_{f0} + \Delta P_f) = \frac{1}{2}J \frac{d(\omega_0 + \Delta\omega)^2}{dt} \quad (11)$$

由于 $P_{T0} - P_{L0} - P_{f0} = 0$ ， $\frac{d(\omega_0 + \Delta\omega)^2}{dt} = \frac{2\omega_0 d\Delta\omega}{dt}$ ，略去高阶无穷小量 $\frac{d\Delta\omega^2}{dt}$ ，所以式(11)可简化为：

$$\Delta P_T - \Delta P_L - \Delta P_f = J\omega_0 \frac{d\Delta\omega}{dt} \quad (12)$$

对式(12)进行“标么化”，两边同除以透平额定功率 P_{T0} ，得：

$$\frac{\Delta P_T}{P_{T0}} - \frac{\Delta P_L}{P_{T0}} - \frac{\Delta P_f}{P_{T0}} = \frac{J\omega_0}{P_{T0}} \frac{d\Delta\omega}{dt} \quad (13)$$

因为 P_f 是 ω 的函数，所以在工作点附近， ΔP_f 可表示为 $(\frac{\partial P_f}{\partial \omega})_0 \Delta\omega$ ，令 $\chi_n = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}$ ， $\chi_{P_L} = \frac{\Delta P_L}{P_{T0}}$ ， $\beta = (\frac{\partial P_f}{\partial \omega})_0 \frac{\omega_0}{P_{T0}}$ ， $\tau_a = \frac{J\omega_0^2}{P_{T0}}$ ，考虑到 $\chi_P = \frac{\Delta P_T}{P_{T0}}$ ，则式(13)最终可简化为：

$$\chi_P - \chi_{P_L} - \beta\chi_n = \tau_a \frac{d\chi_n}{dt} \quad (14)$$

式(14)是汽轮机发电机组的转子方程，式中 τ_a 称为转子的飞升时间常数，对于发电用汽轮机 $\tau_a = 6 \sim 15$ s； β 为自平衡系数，一般约为0.03~0.05。

将式(14)等式两端进行拉氏变换，得：

$$\chi_P(s) - \chi_{P_L}(s) = (\beta + \tau_a s)\chi_n(s) \quad (15)$$

将式(8)与式(15)联立，得出输入量 χ_{s_x} 与输出量 n 的关系，如图5所示。

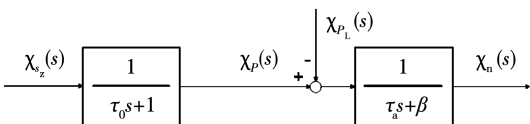


图5 汽轮机的传递函数

Fig.5 Transfer function of the steam turbine

2.3 汽轮发电机组闭环传递函数框图

结合图2与图5可得：

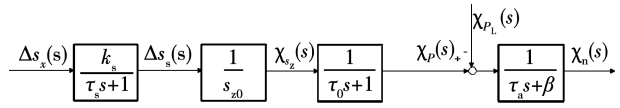


图6 汽轮发电机组的传递函数

Fig.6 Transfer function of the steam turbine generator unit

在图6中，缺少调节系统的反馈通道，为了分析直观，采用机械液压调节系统的原理进行分析，其原理和纯转速电调系统相同。控制滑阀的位移 Δs_x 是调速器测得转速 n 的变化后产生的，在机械液压调节系统中， Δs_x 即为分配滑阀的位移量。经简化后，机械液压调节系统中类似杠杆的部分可视为图7。其中，调速器处于杠杆中点。

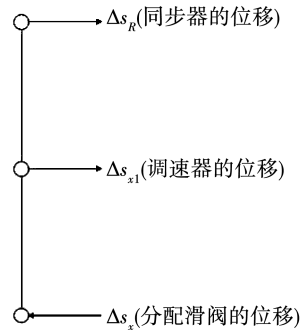


图7 杠杆部分的简化图

Fig.7 Simplified diagram of the lever section

图中，各量的正方向均对应箭头所示方向，可用待定系数法确定 Δs_x 与 n 的关系。根据图7可设 $\Delta s_x = A\Delta s_R + B\Delta s_{x1}$ ，其中 A 、 B 为待定系数。

由 $\Delta s_R = 0$ ， $\Delta s_x = -2\Delta s_{x1}$ ，得 $B = -2$ ；又由 $\Delta s_{x1} = 0$ ， $\Delta s_x = \Delta s_R$ ，得 $A = 1$ 。所以有 $\Delta s_x = \Delta s_R - 2\Delta s_{x1}$ 。

考虑到调速器特性，可设 $\Delta s_{x1} = K_n \Delta n$ ， K_n 为放大系数，得

$$\Delta s_x = \Delta s_R - 2K_n \Delta n \quad (16)$$

根据式(16)，经过框图变换，可将图6转化为闭环函数形式，如图8所示。

令 $R = \Delta s_R K_s / s_{s0}$ 为无量纲的给定量，其定义为二次调频时人工调节的给定值。

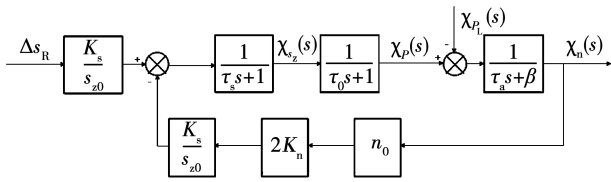


图 8 汽轮机发电机组的闭环传递函数
Fig. 8 Closed-loop transfer function of the steam turbine generator unit

再令 $\delta = s_{20}/(2K_n n_0 K_s)$, 其定义来源于调节系统的静态特性:空载时转速 n_a 与额定负荷时转速 n_b 之差,与额定转速之比称为调节系统的转速不等率^[12],即 $\delta = (n_a - n_b)/n_0$ 。

3 汽轮机甩负荷仿真实验结果及分析

根据系统数学模型以及实际应用情况,建立 SIMULINK 仿真模型,如图 9 所示。

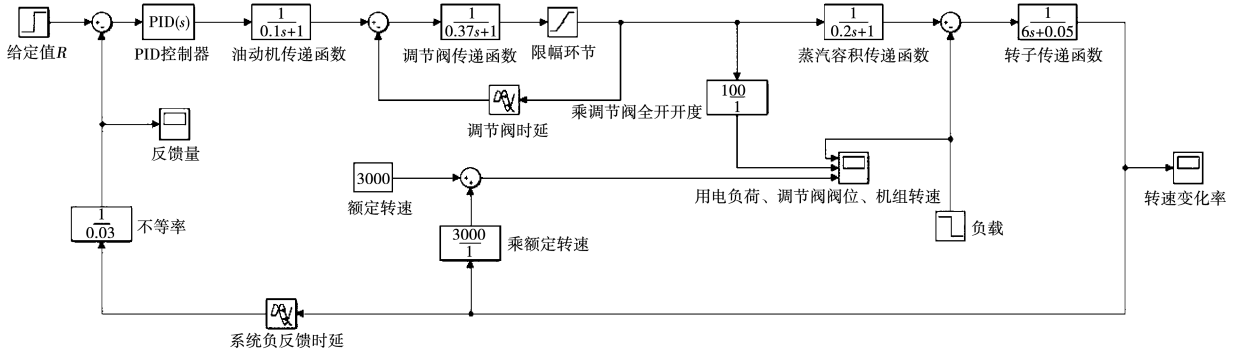


图 9 SIMULINK 仿真模型图
Fig. 9 Diagram of the SIMULINK simulation model

该模型仿真的对象为某汽轮机发电机组,额定转速为定值,假定为 3 000 r/min。与图 8 对照观察,关键参数设置为 $\tau_s = 0.1 \text{ s}$, $\tau_0 = 0.2 \text{ s}$, $\tau_a = 6 \text{ s}$, $\beta = 0.05$, $\delta = 3\%$ 。此外,根据伺服阀机构的实际情况,调节阀具有一定的超发能力,但阀位不能为负值,同时有一定的响应滞后性,采用了其实际的传递函数,设置了限幅环节,使开度范围为 0 ~ 150 mm,负反馈时延 0.05 s。同时,整个系统的转速负反馈信号也设置了 0.005 s 时延,给定值 R 恒为 0。PID 参数用 50% 负荷设置为 $k_p = 0.6$, $k_i = 0.18$, $k_d = 0$,甩 100% 负荷设置为 $k_p = 1$, $k_i = 2$, $k_d = 0.75$ 。

进行甩 50% 和甩 100% 负荷仿真实验,仿真结果如图 10 ~ 图 11 所示。图 10 为甩 50% 负荷工况下用电负荷、调节阀阀位、机组转速的特性曲线。在 100 s 处,机组用电负荷从满载突变为半载,可见调节汽阀迅速关小并有一定程度的过调,随后阀位迅速恢复到 50 mm,转速飞升不超过 180 r,在 2 s 内恢复到额定转速 5% 范围,即 3 150 r 内,在 13 s 左右恢复到额定转速 3 000 r 并稳定,没有超调,符合实际工作要求。

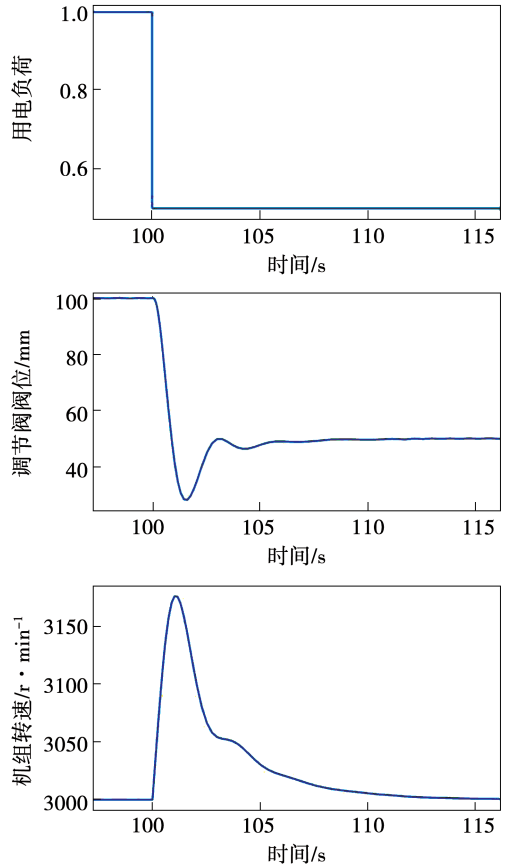


图 10 甩 50% 负荷特性曲线
Fig. 10 Characteristic curves of 50% load rejection

图 11 为甩 100% 负荷工况下用电负荷、调节阀位和机组转速的特性曲线。在 100 s 处, 机组用电负荷从满载突变为 0, 与此同时, 由于引入了具有“超前作用”的微分环节, 可见调节汽阀迅速关死, 因为阀位不能为负值, 所以其后的时间内阀位始终为 0。机组转速飞升至 3 143 r, 之后由于摩擦等附加损耗, 转速逐渐降低, 其降低速度由自平衡系数 β 决定, 两者成正比; 转速在发生甩负荷后未超出额定转速 5% 范围, 即 3 150 r 内。转速最终将于发生甩负荷约 600 s 后恢复到 3 000 r 空载状态并保持。

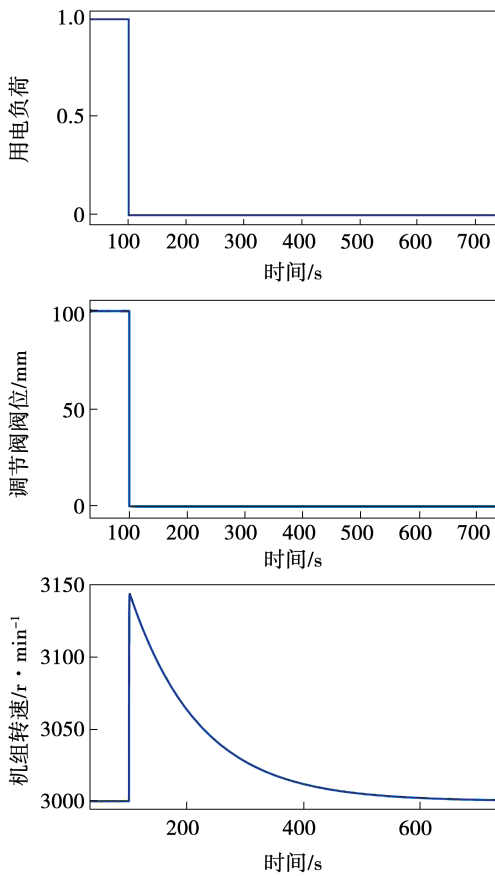


图 11 甩 100% 负荷特性曲线

Fig. 11 Characteristic curves of 100% load rejection

图 12 为某实验项目实际甩负荷实验的转速随时间变化曲线, 该实验为 100% 负载突卸实验。与仿真结果对比发现, 在对于汽轮发电机组的实际控制中, 由于发电频率、发电质量以及安全性考虑, 在发生甩负荷情况时不追求将转速恢复到额定值, 将重点放在抑制转速过度升高并使转速稳定在允许的超发范围内, 实际的控制效果没有仿真实验理想。主要

原因是蒸汽系统有波动, 且管路和阀门有漏气, 蒸汽的压力、温度和流动状态受到影响, 曲线不平滑, 响应时间也会相应延长。

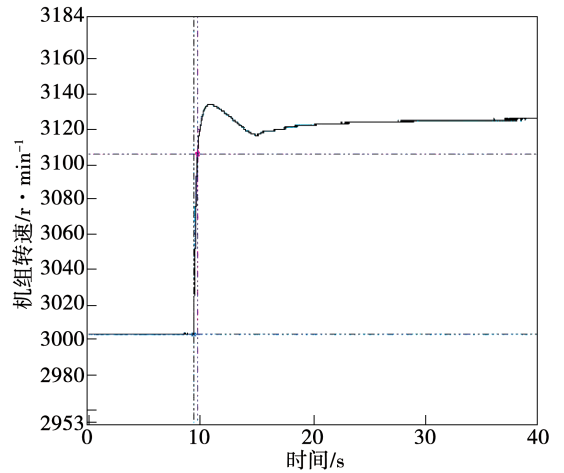


图 12 实际甩 100% 负荷特性曲线

Fig. 12 Characteristic curve of actual 100% load rejection

4 结 论

以孤网模式下的某船用汽轮电液调节发电机组为研究对象, 通过理论推导确定了纯转速电液调节系统控制下的汽轮机数学模型, 并在 SIMULINK 平台上搭建了其仿真模型, 进行了两档甩负荷仿真实验。经反复调试 PID 参数后, 控制特性满足相关要求, 同时转速不产生超调, 控制特性曲线平稳。为孤网模式下的船用汽轮机发电机组甩负荷工况控制提供了一个可行方案。

参考文献:

[1] 杨宝起. 地区电网孤网运行安稳策略分析[J]. 电气技术, 2013 (6): 93 - 97.
 YANG Bao-qi. Analysis of safe operation strategy of regional power grid[J]. Electrical Technology, 2013(6): 93 - 97.

[2] 张健铭. 小地区孤网频率稳定控制研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2011.
 ZHANG Jian-ming. Study on frequency stability control of solitary network in small areas[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2011.

[3] 黄河, 徐光虎, 余 畅. 2008 年南方电网冰灾期间孤网运行经验[J]. 南方电网技术, 2008, 2(5): 6 - 9.
 HUANG He, XU Guang-hu, YU Chang. Experience during ice dis-

- aster in 2008[J]. China Southern Power Grid Technology, 2008, 2(5): 6-9.
- [4] 邓朴,王远辉,康鹏,等. 火电机组孤网运行稳定措施计算分析及在2008年冰灾期间的运用//2008年抗冰保电优秀论文集[C]. 贵州:贵州省科学技术协会, 2008.
- DENG Pu, WANG Yuan-hui, KANG Peng, et al. Calculation and analysis of isolated network operation stability measures of thermal power units and their application during the ice disaster in 2008//Excellent collection of ice resistance and electricity protection in 2008[C]. Guizhou: Guizhou Provincial Association of Science and Technology, 2008.
- [5] 周忠涛,江新,蔡攸敏,等. 孤网运行火电机组调试关键技术[J]. 湖北电力, 2011, 35(3): 1-3, 6.
- ZHOU Zhong-tao, JIANG Xin, CAI You-min, et al. Key technology for commissioning of isolated network operating thermal power units[J]. Hubei Electric Power, 2011, 35(3): 1-3, 6.
- [6] GJB3270—98, 舰船汽轮发电机组及控制系统通用规范[S].
- GJB3270—98, general specification for ship steam turbine generator set and control system[S].
- [7] 刘起超. 汽轮机孤网运行控制系统的设计与实现[D]. 西安:西安电子科技大学, 2011.
- LIU Qi-chao. Design and implementation of isolated network operation control system of steam turbine[D]. Xi'an: Xidian University, 2011.
- [8] 宋贵森. 机械液压调节系统及电液调节系统的原理和应用分析[J]. 决策与信息(下旬刊), 2015(12): 313.
- SONG Gui-sen. Principle and application analysis of mechanical hydraulic regulation system and electric-hydraulic regulation system[J]. Decision and Information, 2015(12): 313.
- [9] 郭钰锋,徐志强,于达仁. 汽轮机调节原理[M]. 北京:机械工业出版社, 2010.
- GUO Yu-feng, XU Zhi-qiang, YU Da-ren. Adjustment principle of steam turbine[M]. Beijing: Machinery Industry Publishing House, 2010.
- [10] 严俊峰. 300 MW 汽轮发电机组控制系统的仿真研究[D]. 长沙:长沙理工大学, 2007.
- YAN Jun-feng. Simulation study of the 300 MW steam turbine generator set control system[D]. Changsha: Changsha University of Technology, 2007.
- [11] 张兆峰. 汽轮机控制优化的研究[D]. 西安:西安电子科技大学, 2008.
- ZHANG Zhao-feng. Research on steam turbine control optimization[D]. Xi'an: Xidian University, 2008.
- [12] 张世永. 两缸两排汽空冷 600 MW 超临界汽轮机控制系统[D]. 上海:上海交通大学, 2011.
- ZHANG Shi-yong. Two cylinders two rows of air cooled 600 MW supercritical turbine control system[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011.

(丛敏编辑)