

牵引变压器强油风冷散热动态仿真与控制*

邵 坤^{1,2} 游永华^{1,2} 易正明^{1,2}(1. 武汉科技大学耐火材料与冶金省部共建国家重点实验室, 430081, 武汉;
2. 武汉科技大学钢铁冶金及资源利用省部共建教育部重点实验室, 430081, 武汉)

摘 要 [目的] 牵引变压器通常采用强迫油循环与风扇强制对流相结合的方式散热, 其散热效果对变压器寿命具有重要影响, 因此有必要对牵引变压器强油风冷的散热过程进行深入研究。[方法] 基于一维温度场假设, 构建了变压器和油冷却器组件的分布参数模型, 并整合了油泵、管道等的集中参数模型, 形成一个完整的系统模型。随后, 利用 Matlab 软件的 Simulink 工具包对该模型进行数值仿真, 以探究牵引变压器在实际交变功率条件下的绕组和酯油温度动态行为。此外, 还尝试将 PID(比例-积分-微分)控制技术引入变压器散热系统。为验证模型准确性, 将计算结果与文献中的试验值进行了对比。[结果及结论] 在典型动态工况下, 牵引变压器在低负载阶段的绕组温度呈现出明显的稳态特征; 而在高负载阶段, 绕组温度随时间迅速上升。通过采用 PID 方法控制油冷却器风机运转, 可以将绕组温度稳定在允许的高位数值范围内, 同时风机功耗相比传统启停控制方案降低了约 13%。

关键词 轨道交通; 牵引变压器散热; 强油风冷; Simulink 动态仿真; PID 控制; 风机节能

中图分类号 U231.8; U264.36

DOI:10.16037/j.1007-869x.2025.03.014

Heat Dissipation Dynamic Simulation and Control of Forced Oil and Air-cooling in Traction Transformers

SHAO Kun^{1,2}, YOU Yonghua^{1,2}, YI Zhengming^{1,2}

(1. The State Key Laboratory of Refractories and Metallurgy, Wuhan University of Science and Technology, 430081, Wuhan, China; 2. Key Laboratory for Ferrous Metallurgy and Resource Utilization of Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, 430081, Wuhan, China)

Abstract [Objective] Traction transformers typically employ a combination of forced oil circulation and fan-forced convection for heat dissipation. The cooling performance of this method significantly impacts the transformer's lifespan, making it essential to study the heat dissipation process of forced oil and air-cooling in traction transformers in depth. [Method]

Based on a one-dimensional temperature field assumption, a distributed parameter model is developed for the transformer and oil cooler components, then integrated with a centralized parameter model for the oil pump, pipelines, and other components, forming a complete system model. Numerical simulations of this model are conducted using Matlab's Simulink toolkit to investigate the dynamic temperature behaviors of transformer winding and ester oil under actual alternating power conditions. Additionally, PID (proportional-integral-derivative) control technology is tentatively introduced into the transformer cooling system. To verify the model's accuracy, the calculated results are compared with experimental values reported in the literature. [Result & Conclusion] Under typical dynamic operating conditions, the winding temperature of traction transformer exhibits a steady-state characteristics during low-load phases, whereas it rises rapidly over time during high-load phases. By employing the PID method to control the operation of oil cooler fan, the winding temperature can be maintained within the allowable high-temperature range, while the fan power consumption is reduced by approximately 13% compared to traditional on-off control strategies.

Key words rail transit; traction transformer heat dissipation; forced oil and air-cooling; Simulink dynamic simulation; PID control; fan energy saving

0 引言

牵引变压器作为动车组牵引供电系统的核心组件, 其结构紧凑、发热密度高, 且绕组温度易超出安全限值, 导致绝缘层热老化问题尤为突出。为有效散热, 通常采用强迫油循环风冷方式, 该方式涉及高温酯油在油冷却器中的二次散热过程。为确保温度控制在允许范围内, 当机车运行达到特定级位时, 油冷却器风机需持续运行。然而, 牵引变压器功率率随时间显著波动, 因此合理控制油冷却器风

* 国家自然科学基金项目(12072245)

机对降低电力消耗至关重要。文献[1-2]的研究表明,在低温或低负荷条件下,通过调整风机运行状态,如低风量运行或启停控制,可有效减少能源消耗。随着电力电子及自动控制技术的快速发展,PID(比例-积分-微分)控制技术有望进一步降低牵引变压器散热的能耗,但相关研究较少。

数值模拟是探究变压器散热特性的关键手段。传统的变压器散热模型主要依赖于热电类比法来描述绕组与酯油之间的耦合传热过程。这种方法采用集中参数来表征绕组和酯油的温度,虽然计算量相对较小,但无法准确捕捉变压器内部的温度变化细节。CFD(计算流体动力学)方法能够比较准确地预测变压器内部酯油和绕组的散热情况^[3-4]。文献[3]利用商业 COMSOL 软件模拟了强迫油循环变压器内部的流固耦合传热过程,旨在研究绕组温升对其力学性能的影响。然而,该文献并未模拟酯油向空气的二次散热过程,而是直接设定了变压器酯油入口的流量和温度等边界条件,这可能与实际情况存在显著差异。此外,CFD 方法基于数值求解 Navier-Stokes 微分方程组,因此在进行非稳态模拟时,运算量相当庞大。另外,商业 CFD 软件在模拟包含多个复杂设备的散热系统时,通常存在局限性。文献[5]将变压器(含绕组和油)、油冷却器、油泵和管道等视为一个整体系统,并在一维分布参数假设的基础上,建立了牵引变压器散热系统的动态温度场模型,对变压器在定功率运转条件下的散热行为进行了数值研究。但值得注意的是,该模型尚未考虑温度控制因素,也无法根据变压器功率的实时变化来动态调整模型参数。而 Simulink 作为 Matlab 软件的扩展工具包,在文献[6]中被用于建立板式换热器的非稳态传热模型,该模型能够较好地预测不同流量配置下入口温度扰动所引起的换热器动态行为。

本文在现有研究基础上,利用 Matlab 软件的 Simulink 工具建立变压器强油风冷散热系统的仿真模型,旨在模拟车载牵引变压器在典型交变负荷条件下的绕组温度动态行为。同时,本研究尝试采用 PID 方法控制变频风机,以实现系统节能。

1 数学模型

1.1 物理模型

本研究涉及的牵引变压器散热系统采用强迫油循环风冷方案,由变压器、油泵、油冷却器、风机、

管道及冷却油组成。工作原理为:变压器工作时,油泵驱动酯油进入绕组吸收热量,随后高温酯油通过管道流入油冷却器,被风机强制流动的常温空气冷却,最后降温后的酯油再次进入变压器形成循环^[5]。牵引变压器强迫油循环风冷散热工作原理如图1所示。

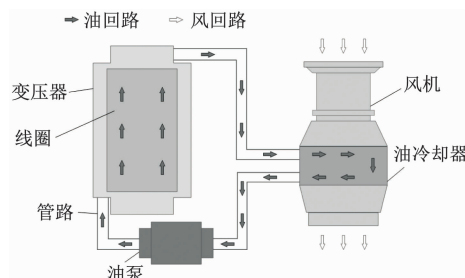


图1 牵引变压器强迫油循环风冷散热工作原理图

Fig. 1 Working principle diagram of traction transformer forced oil circulation air-cooling heat dissipation

变压器设计为圆筒式绕组结构,具体而言,其内侧配置了4层低压绕组,层间油流道宽度设定为2.5 mm;外侧则布置了9层高压绕组,环形油流道宽度为3.5 mm。绕组的接线柱长度约为730 mm,外径大致为450 mm。该变压器的额定发热功率约为90 kW,且采用 Midel7131 酯油作为冷却介质,其流量设定为25 m³/h。油冷却器选用板翅式换热器,其中风侧和油侧分别配置了波纹型和锯齿型翅片,翅片的详细结构参数可参见文献[5]。

1.2 控制方程组

1.2.1 能量微分方程组

牵引变压器在工作时,酯油流经相邻绕组层间的环形狭缝,吸收由绕组工作损耗所释放的热量。此过程可简化为带固体内热源的平行通道流固耦合传热问题。鉴于绕组具有较高的热导率且单层厚度较小,故在空间域上仅考虑轴向温度变化。同时,假设酯油在绕组层间流道内分配合理,且高压与低压绕组的温度相同。基于上述假设,本文采用一维空间流体和固体双能量方程,以描述变压器内部绕组与酯油的非稳态传热过程^[7]。

$$\rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha A_s (T_f - T_s) + \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + S_{IH} \quad (1)$$

$$\rho_f c_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f u_f c_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \alpha A_s (T_s - T_f) + \lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (2)$$

式中:

u ——酯油流速;

t 和 x ——时间和绕组轴向位移;

ρ 、 c_p 、 λ 、 T ——密度、比热、热导率和温度;

下标 f 和 s ——酯油和绕组;

A_s ——绕组比表面积;

S_{JH} ——绕组焦耳热,由焦耳定律确定;

ε ——变压器孔隙率;

α ——酯油与绕组的对流传热系数,由平行通道对流传热经验关联式确定^[8]。

同理,可得油冷却器间壁能量微分方程:

$$\rho_w c_{p,w} \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_f A_{w,f} (T_f - T_w) + \alpha_a A_{w,a} (T_a - T_w) + \lambda_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad (3)$$

式中:

下标 w 和 a ——指油冷却器传热间壁和空气;

A_w ——间壁比表面积。

1.2.2 油流量模型

变压器与油冷却器的酯油流速 u_f 和流量取决于油泵的供油特性和实际工作扬程,后者等于变压器、油冷却器和管道等阻力损失之和,这些损失均可通过相应计算式得出:

$$\Delta p = \frac{f L \rho u_f^2}{2 D_h} \quad (4)$$

式中:

D_h ——流道特征尺寸;

f ——压力损失系数,由相应结构的经验关联式决定^[9];

L ——流道长度,对于弯管和阀门等,需要将其局部阻力折算成管长。

仿真计算过程中考虑酯油变物性的影响。

2 Simulink 仿真

2.1 方程离散及部件模型

在采用 Simulink 求解上述双能量微分方程组之前,需进行空间差分处理。采用中心差分格式离散后的绕组和酯油控制方程组为:

$$\frac{dT_s}{dt} = a_s (T_{s,n+1} + T_{s,n-1}) + b_s T_{f,n} - c_s T_{s,n} + d_s S_{JH} \quad (5)$$

$$\frac{dT_{f,n}}{dt} = a_f T_{s,n} - b_f T_{f,n} + c_f T_{f,n-1} + d_f T_{f,n+1} \quad (6)$$

式中:

下标 $n+1$ 、 n 、 $n-1$ ——第 $n+1$ 、 n 和 $n-1$ 离散节点。

当采用均匀网格且节点间距为 ΔL 时,上述方程中系数

$$a_s = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_{p,s} \Delta L^2}; b_s = \frac{\alpha A_s}{\rho_s c_{p,s}}; c_s = \frac{\alpha A_s \Delta L^2 + 2\lambda_s}{\rho_s c_{p,s} \Delta L^2}; d_s = \frac{1}{\rho_s c_{p,s}}; a_f = \frac{\alpha A_s}{\rho_f c_{p,f}}; b_f = \frac{\rho_f c_{p,f} u_f \Delta L \varepsilon + 2\lambda_f \varepsilon + (1 - \varepsilon) \alpha A_s \Delta L^2}{\rho_f c_{p,f} \Delta L^2 \varepsilon}; c_f = \frac{\rho_f c_{p,f} u_f \Delta L + \lambda_f}{\rho_f c_{p,f} \Delta L^2}; d_f = \frac{\lambda_f}{\rho_f c_{p,f} \Delta L^2}。$$

利用图 2 所示的 Simulink 算术和积分模块,可将式(5)、式(6)转化为如图 3 所示的变压器典型离散单元 Simulink 程序框图。

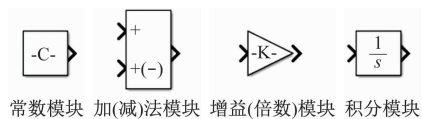


图 2 Simulink 基本算术和积分模块图例

Fig. 2 Legend of Simulink basic math and integral modules

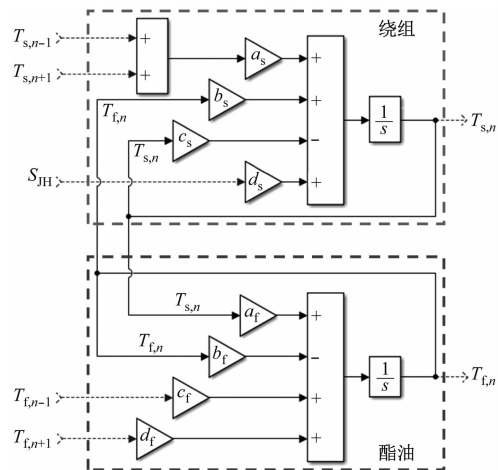


图 3 变压器典型离散单元的 Simulink 程序框图

Fig. 3 Block diagram of Simulink program of a transformer typical discrete unit

同理,将油冷却器酯油和间壁的能量微分方程组进行空间离散,还可得到油冷却器的 Simulink 仿真模型。油泵模型则采用集中参数方法建立。

2.2 Simulink 模拟

在模拟过程中,忽略了变压器散热系统中管道和油泵的传热,假设酯油温度在变压器和油冷却器间连续,且变压器与油冷却器的酯油流量相等,均等于油泵实际流量。根据这些特点,将前文建立的

变压器、油冷却器和油泵等的仿真模块连接成整体,建立了牵引变压器强油风冷散热的 Simulink 仿真模型。此外,还引入了风量控制模块,通过比较

绕组温度与目标温度来调节油冷却器风机的风量,如图4所示。

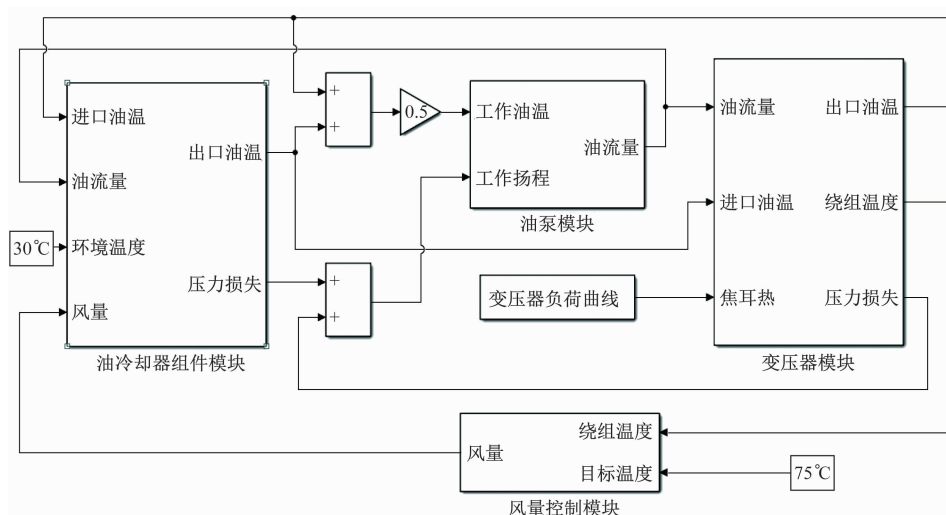


图4 强油风冷变压器散热系统的 Simulink 框图

Fig.4 Simulink block diagram of forced oil and air-cooling transformer heat dissipation system

采用变步长 ode45 (即四阶 Runge-Kutta) 方法进行数值求解,得到变压器绕组和酯油温度等随时间和空间的变化情况。通过对比研究,确定了合理的空间网格尺寸和时间步长,以保证数值稳定性和计算精度。在变压器绕组和油冷却器均采用 20 节点,且最大时间步长为 0.005 s 时,当前模型能以较少的计算量得到合理的预测精度。在牵引变压器动态仿真时,需根据变压器负荷曲线动态输入绕组发热量。另外,在研究变压器散热系统的风量控制时,需提取变压器热端绕组温度,并与目标值进行比较。控制模块根据它们的偏差动态调整油冷却器风量,详见第 4.2 节。

3 模型验证

文献[5]对强油风冷变压器进行了温升试验,测量了变压器在额定负荷下从起动到稳定运行过程中油温的变化情况。由于在绕组中埋设热电偶存在较大难度,试验仅测量了稳态条件下的绕组温度。本文利用这些试验数据验证了当前变压器散热系统 Simulink 模型的精度。

图5为变压器起动过程中油温试验值与本文计算值的变化情况。由图5可知:Simulink 计算的变压器进出口油温动态曲线与试验值变化趋势相同,两者在数值上偏差比较小,在稳态工况条件下,进、出口油温的计算值与试验值的相对误差分别约为

2.4% (进口油温的计算值为 68.2 °C,进口油温的试验值为 66.6 °C) 与 3% (出口油温的计算值为 75.6 °C,出口油温的计算值为 73.4 °C)。

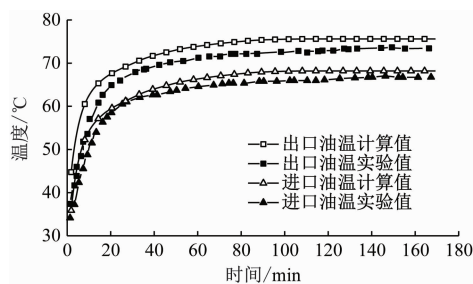


图5 变压器进、出口油温计算值与试验值对比

Fig.5 Comparison between calculated and experimental values of transformer inlet and outlet oil temperature

图6为变压器不同位置绕组温度计算值。与文献[5]报道相同,由于绕组和酯油间强烈的耦合关

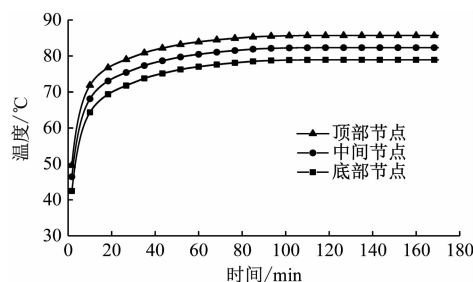


图6 变压器不同位置绕组温度计算值

Fig.6 Calculated values of transformer winding temperatures at different locations

系,绕组温度曲线与图 6 中油温曲线存在相同的变化规律。将稳态运转时的绕组平均温度与试验值进行对比,相对误差约为 3.7% (平均温度为 82.3 °C,试验温度为 85.5 °C),两者吻合良好。

上述对比分析表明本文变压器散热系统的 Simulink 仿真模型具有较好的精度,可用于进一步研究牵引变压器散热系统的控制。

4 牵引变压器散热动态仿真与 PID 控制

牵引变压器工作负荷的动态变化将显著影响其绕组温度的动态行为。本文以文献[10]中的变压器典型负荷曲线为例,对变压器在变负荷条件下的温度场动态行为进行了仿真。该负荷曲线规定,牵引变压器工作一昼夜分为 6 个周期,每个周期(240 min)内以 0.75 倍额定负荷运行 23 min,1.5 倍额定负荷运行 10 min,2.5 倍额定负荷运行 2 min,其余时间在 0.5 倍额定负荷下运行。不同控制方案下绕组温度随时间变化情况如图 7 所示。

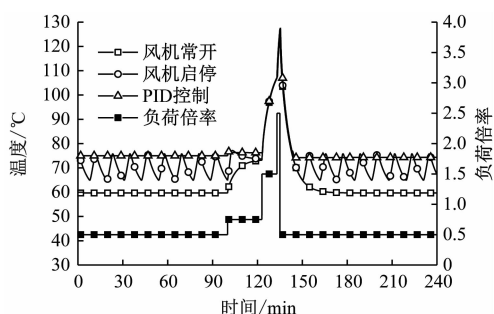


图 7 不同控制方案下绕组温度随时间变化情况

Fig. 7 Winding temperature variation over time in different control schemes

4.1 牵引变压器散热动态仿真

假设风机以额定风量($1.9 \text{ m}^3/\text{s}$)连续运转,变压器以图 7 典型负荷曲线工作。

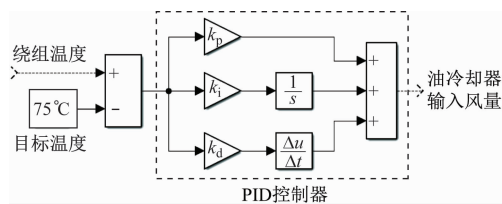
由图 7 可观察到以下现象:①绕组温度的变化趋势与变压器的动态负荷变化相吻合。在低负荷阶段(0.5 倍额定功率),绕组产生的热量较少,且持续时间长,这些热量完全由酯油通过油冷却器排放至外部环境,因此绕组温度表现出显著的稳态特性,并维持在较低水平(低于 60 °C)。②当变压器负荷从 0.5 倍提升至 0.75 倍时,绕组发热量出现显著跃升。由于这一过程持续时间较短,绕组温度呈现非稳态特性,即随时间逐渐增加,但增速逐渐放缓。考虑到绕组与酯油内能的增加等于绕组发热量与油冷却器散热量之差,且油冷却器的散热量随

油温上升而增加,因此绕组温度随时间变化的上述规律是合理的。类似的变化规律也出现在变压器负荷从 0.75 倍提升至 1.5 倍以及从 1.5 倍提升至 2.5 倍的过程中。当变压器负荷从 2.5 倍迅速降至 0.5 倍时,由于发热量急剧减少,绕组温度持续下降,但降速逐渐减慢,这归因于油温下降后油冷却器散热量的相应减少。根据本文的模拟结果,在中低负荷工况(0.5 倍和 0.75 倍功率)下,油冷却器能有效散发绕组产生的热量,将绕组最高温度控制在 75 °C 以内。然而,在 1.5 倍和 2.5 倍负荷条件下,绕组发热量较大,油冷却器难以及时散热,导致绕组温度迅速上升。但由于持续时间较短,1.5 倍和 2.5 倍负荷条件下的绕组最高温度分别约为 110 °C 和 130 °C,均低于行业标准规定的温度上限(140 °C)^[11],从而确保了变压器绕组具备足够的抗热老化能力。

综上所述,动态仿真结果表明:牵引变压器在大多数情况下运行于低负荷倍率工况,导致绕组和酯油温度偏低,未能充分利用油冷却器的散热潜力。因此,有必要对变压器散热系统进行合理控制。

4.2 牵引变压器散热 PID 控制

PID 控制技术根据输出值与目标值偏差的比例、积分和微分线性组合,能对被控参数进行精准控制,图 8 为 PID 风量控制模块程序框图。



注: K_p —比例系数; K_i —积分系数; K_d —微分系数; Δt —时间增量; Δu —酯油流速增量。

图 8 PID 风量控制模块程序框图

Fig. 8 Block diagram of PID air flow volume control module program

本节旨在通过数值仿真的方法,对 PID 精确控制绕组温度的方案进行探讨,并将其与传统启停控制方案进行对比分析。鉴于绕组温度超过 80 °C 会导致其绝缘材料热老化速度显著加快^[12],启停控制方案设定绕组热端温度达到 75 °C 时启动风机,低于 65 °C 时停止风机运行;而 PID 控制方案则设定绕组热端目标温度为 75 °C,并依据该温度与当前绕组热端温度的差值,通过比例、积分和微分运算来确定下一时刻油冷却器风机的风量。实践验证表明,增

加 K_p 和 K_i 能够提升系统响应速度和减小稳态误差,而提高 K_d 则有助于改善系统的稳态性能。经过多次参数调整并对比绕组温度响应后,确定当参数设置为 $K_p=0.5$ 、 $K_i=0.000\ 014$ 、 $K_d=10$ 时,温度控制效果较为理想。

采用本文构建的 Simulink 模型,在油冷却器风机常开、启停控制和 PID 控制三种条件下,对牵引变压器散热系统的运行情况进行仿真,并计算绕组温度随动态负荷曲线的变化情况,结果分别如图 7 中所示曲线。对比分析后发现,在变压器高负荷工况(1.5 倍和 2.5 倍负荷)下,启停控制和 PID 控制方案的绕组温度曲线几乎与风机常开模式一致。这可能是由于在高功率工况下,变压器绕组发热量巨大,温度极高,无论是启停控制还是 PID 控制,风机均处于满负荷连续运转状态。然而,在变压器低功率工况(0.5 倍负荷)下,PID 控制与启停控制的绕组温度曲线存在显著差异,前者稳定在 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$,而后者则在 $65\sim 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 间呈现周期性变化。这可能是由于在低负荷工况下,绕组发热量明显低于油冷却器额定散热量,PID 控制通过调节风机风量,使油冷却器的散热能力精确匹配绕组发热量,从而将绕组温度维持在目标值($75\text{ }^{\circ}\text{C}$)。相比之下,启停控制由于风机运转风量不可调,需通过周期性开停风机来实现变压器发热量与油冷却器散热量的总体平衡。

为了进一步验证上述分析,在 Simulink 仿真过程中监测了风机风量,结果如图 9 所示。由图 9 曲线可以看出:在低负荷工况下,启停控制方案下的风机风量在 0 和 $1.9\text{ m}^3/\text{s}$ 间周期性切换,表明风机处于周期性启停状态。对比图 9 和图 7 中启停控制下的风机风量和绕组温度曲线,可以发现,在低负荷工况下,风机启停切换周期与绕组温度变化周期具有高度的一致性。而 PID 控制则与启停控制不

同,其在低负荷工况下控制风机连续运转,将风量维持在 $1.1\text{ m}^3/\text{s}$ 。

风机输入风量直接反映了风机的能耗,因此,为评估变压器散热系统的能量消耗,需对图 9 中的风量曲线进行时间积分,并将结果汇总于表 1。同时,表 1 还列出了绕组和酯油的峰值温度,以及低负荷(0.5 倍负荷)条件下绕组的时均温度,以供对比分析。

表 1 散热系统不同控制方案计算结果对比

Tab.1 Comparison of calculation results of different heat dissipation system control schemes

控制方案	绕组峰值温度/ $^{\circ}\text{C}$	酯油峰值温度/ $^{\circ}\text{C}$	0.5 倍负荷绕组时均温度/ $^{\circ}\text{C}$	每周期风机风量/ m^3
常开控制	127.0	101.2	59.7	27 360
启停控制	127.3	101.3	70.4	20 560
PID 控制	127.4	101.5	75.0	17 830

由表 1 的数据可知:启停控制和 PID 控制下的绕组和酯油峰值温度与常开控制方案基本相同。然而,在 0.5 倍负荷条件下,启停控制和 PID 控制下的绕组温度均高于常开控制方案,但均未超过 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。这些数据表明,PID 控制和启停控制均能保证绕组具有与常开控制方案相同的绝缘热老化寿命。

进一步对比表 1 中的风机风量数据,可以发现启停控制方案的风机风量($20\ 560\text{ m}^3$)显著低于常开控制方案($27\ 360\text{ m}^3$),节能效果约为 25%。而 PID 控制方案则能进一步减少启停控制方案风机风量的 13.3%。PID 控制相比启停控制具有更优节能效果的原因,可能与两者在低负荷工况下的绕组和酯油温度有关。根据图 7 中的温度曲线,PID 控制方案在 0.5 倍负荷时显著提高了绕组热端温度,进而可能增加了酯油温度。酯油温度的升高增大了油冷却器内的传热温差,从而在相同换热量下有助于减少油冷却器风机的风量。此外,与启停控制相比,PID 控制方案下风机连续运转,这有助于提高风机的使用寿命并减少风机启动时的噪声。

5 结语

本文首次利用 Matlab 的 Simulink 工具包建立了牵引变压器强油风冷散热的分布参数仿真模型,研究了牵引变压器在典型交变负荷工况下的绕组和酯油动态温度场情况。并结合 Simulink 的 PID 模块建立了牵引变压器散热系统的控制模型,探讨

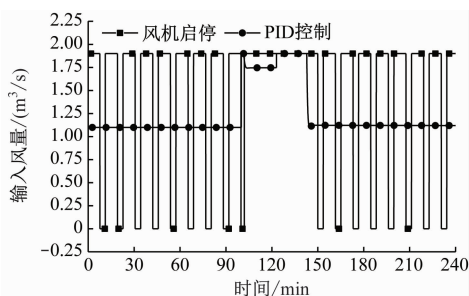


图 9 不同控制方案下油冷却器风机风量变化情况

Fig. 9 Variation of oil cooler fan air flow volume in different control schemes

了风机 PID 控制对变压器散热和能耗的影响。结果表明:

1) 本文所建立的牵引变压器散热 Simulink 仿真模型具有较高的预测精度,其预测的变压器绕组和酯油温度与文献试验值吻合良好。

2) 牵引变压器工作负荷随时间剧烈变化,在高负载阶段绕组温度迅速上升。为防止超温需使油冷却器风机高速运转。但在低负载阶段油温较低,此时应对油冷却器风机进行控制以保证散热表面有较高的传热温差。

3) 采用 PID 方法控制油冷却器风机运转可将绕组和酯油温度稳定在行业允许的较高值,在确保变压器可靠工作的前提下将风机功耗比传统启停控制方案降低约 13%。同时 PID 控制还能避免风机频繁启动,延长其使用寿命并减少启动噪声。

参考文献

- [1] 徐涛,周安德,刘世杰,等. 电力机车牵引变压器风机节能控制装置的研究[J]. 机车电传动, 2006(2): 62.
XU Tao, ZHOU Ande, LIU Shijie, et al. Study on energy-saving control device for traction transformer blower of electric locomotive [J]. Electric Drive for Locomotives, 2006(2): 62.
- [2] 彭刚. LOGO! 在牵引变压器通风自动控制中的应用[J]. 变压器, 2005, 42(11): 35.
PENG Gang. Application of LOGO! in traction transformer automatic ventilation control[J]. Transformer, 2005, 42(11): 35.
- [3] JIA X, LIN M, SU S, et al. Numerical study on temperature rise and mechanical properties of winding in oil-immersed transformer [J]. Energy, 2022, 239: 121788.
- [4] DE MELO A S, CALIL W V, PAZ SALAZAR P D, et al. Applied methodology for temperature numerical evaluation on high current leads in power transformers[J]. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2021, 131: 107014.
- [5] 王韬,张壮,赵康发,等. 强迫油循环风冷式牵引变压器的动态温度场模型[J]. 西南交通大学学报, 2022, 57(5): 976.
WANG Tao, ZHANG Zhuang, ZHAO Kangfa, et al. Numerical modeling of dynamic temperature field for air-cooling traction transformers with forced oil circulation[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2022, 57(5): 976.
- [6] BOBIĆ M, GJEREK B, GOLOBIČ I, et al. Dynamic behaviour of a plate heat exchanger: influence of temperature disturbances and flow configurations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 163: 120439.
- [7] CHI C, YANG F, XU C, et al. A multi-scale thermal-fluid coupling model for ONAN transformer considering entire circulating oil systems[J]. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2022, 135: 107614.
- [8] ZHANG J, LI X. Oil cooling for disk-type transformer windings-part 1: theory and model development[J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 2006, 21(3): 1318.
- [9] 龙天渝,童思陈. 流体力学[M]. 2 版. 重庆: 重庆大学出版社, 2018: 69.
LONG Tianyu, TONG Sichen. Hydromechanics [M]. 2nd ed. Chongqing: Chongqing University Press, 2018: 69.
- [10] 周利军,吴广宁. 牵引负荷对变压器绝缘老化和寿命损失的影响[J]. 电力系统自动化, 2005, 29(18): 90.
ZHOU Lijun, WU Guangning. Effect of traction loads on insulation aging and loss-of-life of transformers[J]. Automation of Electric Power Systems, 2005, 29(18): 90.
- [11] 国家铁路局. 电气化铁路牵引变压器: TB/T 3159—2021 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2021.
National Railway Administration. Traction transformer for electrified railways: TB/T 3159—2021 [S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2021.
- [12] 严璋,朱德恒. 高电压绝缘技术[M]. 2 版. 北京: 中国电力出版社, 2007: 202.
YAN Zhang, ZHU Deheng. High voltage insulation technology [M]. 2nd ed. Beijing: China Electric Power Press, 2007: 202.

· 收稿日期:2022-11-15 修回日期:2023-04-13 出版日期:2025-03-10
Received:2022-11-15 Revised:2023-04-13 Published:2025-03-10
· 通信作者:邵坤,硕士研究生,wust_shaokun@foxmail.com
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎投稿《城市轨道交通研究》

投稿网址:tougao. umt1998. com