

双螺杆挤出机齿轮箱轴承温度计算

嵇耀, 张军

(南京高精齿轮集团有限公司, 江苏 南京 211103)

摘要: 为提升产品性能和设计能力, 提出了一种双螺杆挤出机齿轮箱轴承温度的仿真计算方法。基于 KISSsys 建立齿轮箱系统的传动模型, 计算齿轮箱系统的损耗, 采用 Flowmaster 油路分析软件对油路进行校核优化, 使其满足设计油量的需求。通过加载试验得到齿轮箱轴承测温点的温度结果, 并与仿真计算的结果进行对比, 结果表明仿真计算与试验结果平均温度偏差为 2.53 °C, 提出的仿真计算方法能够很好的预测双螺杆挤出机齿轮箱的轴承温度。

关键词: 双螺杆挤出机; KISSsys; Flowmaster; 功率损耗; 轴承温度

引用论文: 嵇耀, 张军. 双螺杆挤出机齿轮箱轴承温度计算 [J]. 橡塑技术与装备, 2026, 52(7):26-30.

中图分类号: TQ330.492, TH132.46

文章编号: 1009-797X(2026)07-0026-05

文献标识码: B

DOI: 10.13520/j.cnki.rpte.2026.07.006

0 引言

大型双螺杆挤出机组是石化企业的重要生产设备, 核心是挤压系统, 但是设计难点在于传动系统^[1-3]。该类齿轮箱要求达到高可靠性、高效率、低振动、低温升等目标。作为挤出机机组中的动力传递设备, 传动系统的设计关系到挤出机的性能的发挥^[4-5]。不仅如此, 在设备运行过程中, 齿轮箱效率又是影响设备运行能耗的核心指标^[6]。

其中齿轮箱的温度直观体现了传动系统的性能, 尤其是轴承端的温度, 过高的温度加速了润滑油的老化, 降低了润滑油黏度, 减小了油膜厚度, 增加了轴承失效的概率^[7-8], 严重的后果直接会导致机组停产, 造成重大的损失。因此对双螺杆挤出机齿轮箱轴承温度的研究不仅对提升齿轮箱性能有很大帮助, 对整个挤出机机组的稳定可靠运行也是非常有必要的^[9]。

1 齿轮箱损耗计算

齿轮箱的功率损耗主要来源于齿轮啮合、轴承、油封和辅传等几个部分^[10]:

$$P_V = P_{VZ0} + P_{VZP} + P_{VL0} + P_{VLP} + P_{VD} + P_{VX} \quad (1)$$

式中: P_{VZ0} 为齿轮空载损耗, W; P_{VZP} 为齿轮负载损耗, W; P_{VL0} 为轴承空载损耗, W; P_{VLP} 为轴承负载损耗, W; P_{VD} 为油封损耗, W; P_{VX} 为辅传损耗, W。

一般情况下, 齿轮负载损耗和轴承损耗贡献超过 90% 的损耗占比。大型双螺杆齿轮箱是强制润滑冷却,

齿轮空载损耗很小, 与油封和辅传损耗在计算中通常不予考虑。

1.1 齿轮负载损耗 PVZP

齿轮的负载损耗可表示为^[11]:

$$P_{VZP} = P_A \mu_m H_V \quad (2)$$

$$\mu_m = 0.045 \left(\frac{K_A K_A F_{bt}/b}{v_{\Sigma m} \cdot \rho_m} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} X_R X_L \quad (3)$$

$$H_V = \frac{\pi(u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_b} (1 - \varepsilon_a + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (4)$$

式中: P_A 为输入功率, kW; μ_m 为摩擦系数, H_V 为轮齿损耗系数; F_{bt} 为齿轮端面法向力, N; b 为齿宽, mm; $v_{\Sigma m}$ 为节点处速度和, m/s; ρ_m 为节点处等效曲率半径, mm; η_{oil} 为润滑油的动力黏度, mPa·s; X_R 为粗糙度系数; X_L 为润滑油系数; u 为速比; z_1 为小齿轮齿数; ε_a 为端面重合度; β_b 为基圆螺旋角, °; $\varepsilon_{1,2}$ 为小/大齿轮的齿顶重合度。

1.2 轴承损耗 PVL

轴承损耗可表示为^[12]:

$$P_{VL} = (M_{rr} + M_{sl} + M_{scal} + M_{drag})^n \quad (5)$$

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \Phi_{rs} G_{rr} (v n)^{0.6} \quad (6)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (7)$$

$$M_{scal} = K_{S1} d_s^{\beta_s} + K_{S2} \quad (8)$$

球轴承:

作者简介: 嵇耀 (1991—), 男, 本科, 机械工程师, 主要从事机械设计及仿真方面的研究。

$$M_{drag}=0.4V_MK_{ball}d_m^5n^2+1.093\times10^{-7}n^2d_m^3(\frac{nd_m^2f_t}{v})^{-1.379}_{Rs}$$
 (9)

滚子轴承：

$$M_{drag}=4V_MK_{roll}C_WBd_m^4n^2+1.093\times10^{-7}n^2d_m^3(\frac{nd_m^2f_t}{v})^{-1.379}_{Rs}$$
 (10)

式中： M_{rr} 为滚动摩擦力矩，Nmm； M_{sl} 为滑动摩擦力矩，Nmm； M_{scal} 为密封件摩擦力矩，Nmm； M_{drag} 为搅油摩擦力矩，Nmm； G_{rr} 为滚动摩擦变量； G_{sl} 为滑动摩擦变量； Φ_{ish} 为切入发热减少系数； Φ_{rs} 为贫油回填减小系数； ν 为润滑油的运动黏度，

mm²/s； μ_{sl} 为滑动摩擦系数； K_{S1} 、 K_{S2} 为与轴承、密封件类型有关的系数； d_s 为密封接触面直径，mm； V_M 为拖曳损失系数； K_{ball} 、 K_{roll} 为球轴承和滚子轴承常数， d_m 为轴承平均直径，mm； f_t 、 R_s 、 C_W 为与轴承类型、尺寸、浸油深度有关的系数； B 为轴承宽度，mm。

1.3 系统模型

采用 KISSsys 软件建立齿轮箱传动模型，在效率模块中计算齿轮箱的损耗。异向双螺杆齿轮箱的参数如表 1，存在高低速比两个档位。仿真计算模型如图 1。

表 1 异向双螺杆齿轮箱参数

额定功率/kW	输入转速/(r·min ⁻¹)	速比	润滑方式	润滑油品
16800/11760	995	2.43/3.48	强制润滑	ISO VG220

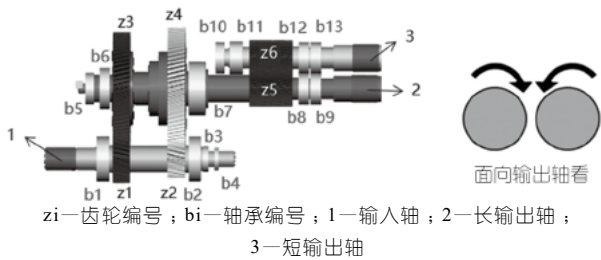


图 1 双螺杆齿轮箱计算模型

2 齿轮箱油路校核

2.1 润滑点设计油量

根据齿轮箱的功率损耗及设计参数，结合设计经验，异向双螺杆齿轮箱润滑点的油量设计如表 2~表 4 所示。所有润滑点的总油量为 346 L/min。两个零件相结合的作为同一个润滑点进行润滑，如 b_3+b_4 。 z_3 和 z_4 齿轮与输出长轴之间存在轴承支撑，以便在某一档位工作时，另一齿轮只进行空转。

表 2 齿轮润滑油量 L/min

z_1z_3	z_2z_4	z_5z_6
62	53	41

表 3 输入轴及输出短轴轴承润滑油量 L/min

b_1	b_2	b_3+b_4	b_{10}	b_{11}	$b_{12}+b_{13}$
32	32	6	6	12	15

表 4 输出长轴轴承润滑油量 L/min

b_5	b_6	b_7	b_8+b_9	z_3 支撑轴承	z_4 支撑轴承
4	15	30	18	10	10

2.2 油量分配校核

采用 Flowmaster 软件进行油量分配计算，并进行油路优化，使得最终润滑点的油量分配满足设计要求。

图 2 为设计油路，图 3 为 Flowmaster 的模拟油路计算模型。边界设置为进油量 346 L/min，润滑油 ISO VG220，进油温度 40 ℃，各润滑点的输出边界为大气压。油路优化后的仿真油量结果如图 4 所示。

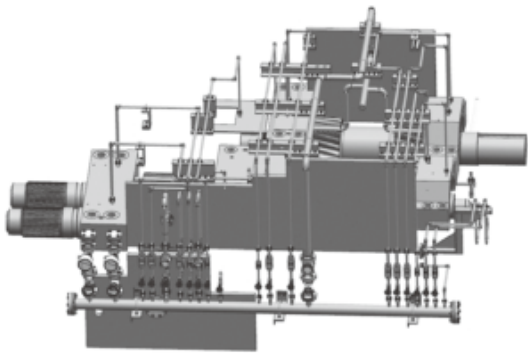


图 2 双螺杆齿轮箱设计油路

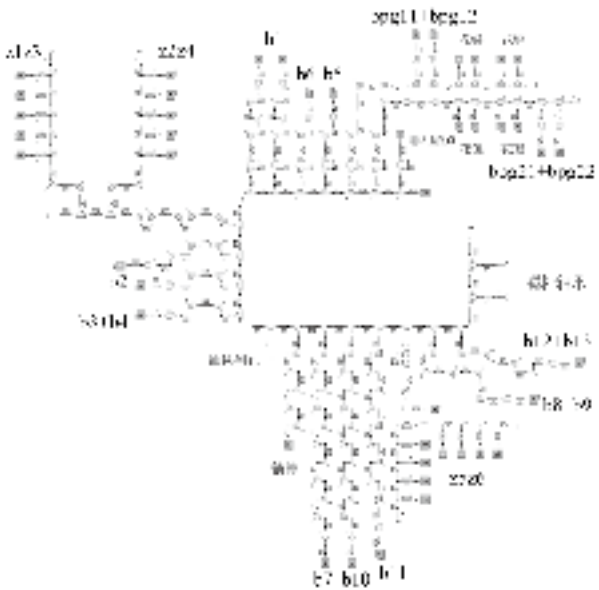


图 3 flowmaster 油路计算

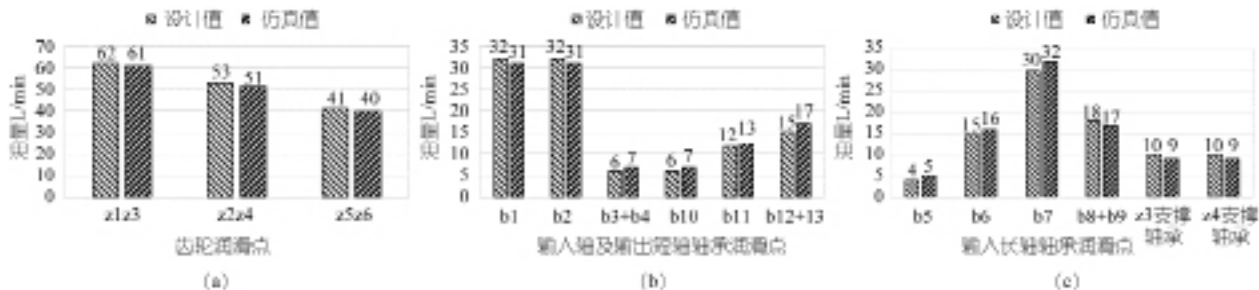


图4 润滑点仿真油量对比

与设计结果相比,最大的油量差值 Δq 为2 L/min,相比较输入功率16 800/117 60 kW的工况,在实际运行中的影响可忽略。油路的分配是满足设计要求的。

3 齿轮箱加载试验

3.1 试验台架

异向双螺杆的试验台架如图5所示。试验用电机为4台1 850 kW的三相异步电机。13个PT100温度传感器,用以测量轴承及回油温度。2台JN338扭矩仪,量程为0~40 000/80 000 Nm。



1—电机;2—加载陪试箱;3—主试箱;
4—驱动陪试箱

图5 齿轮箱加载试验台架

轴承测温点及对应的轴承编号如图6及表5所示。

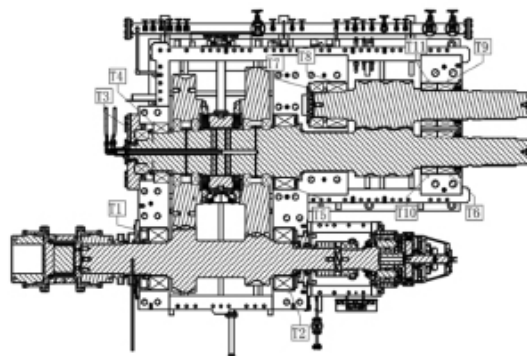


图6 齿轮箱轴承测温点

表5 测温点对应轴承编号

测温点	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}
轴承	b_1	b_2	b_5	b_6	b_7	b_9	b_{10}	b_{11}	b_{13}	b_8	b_{12}

3.2 试验工况

加载试验中,齿轮箱保持恒定输入转速,受限于试验台的加载能力,无法进行满功率加载。高低速档加载的试验工况如表6所示。

表6 额定转速试验工况

工况	输入转速 /r/min	输入扭矩 /Nm
高速档	995	19 385
低速档	995	19 465

表7 轴承温度试验结果

测点	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}	T_{12}	T_{13}
高速档	52.1	45.7	43.5	45.5	49.8	45.5	50.5	51.3	45.5	48.6	46.1	41.7	47.7
低速档	46.9	49.4	41.9	43.1	47.6	43.8	48.7	49.3	45.6	46.9	45.1	40.4	46.5

3.3 轴承温度试验结果

试验加载至热平衡,轴承温度测点的结果如表7所示。

试验中 T_{12} 为润滑油的进油温度, T_{13} 为润滑油的回油温度。

4 齿轮箱仿真计算

4.1 轴承损耗计算

参考1.3节的系统模型,输入边界按照加载试验

工况给定,平衡温度参考热平衡后的回油温度 T_{13} 。参考文献^[3],KISSsys软件可以较为准确的计算双螺杆齿轮箱的损耗及传动效率。试验工况下计算得到测温点的轴承损耗如表8所示。

4.2 轴承温度计算结果

$$T_i = 60\,000 \times \frac{P_i}{\xi c \rho q} + T_0 \quad (11)$$

式中: P_i 为润滑点处的功率损耗,W; ξ 为润滑油的有效利用率,经验取0.85; c 为润滑油的比热容,

表 8 轴承损耗计算结果

轴承	b_1	b_2	b_3	b_6	b_7	b_9	b_{10}	b_{11}	b_{13}	b_8	b_{12}
高速档	13.562	11.853	1.301	4.003	1.728	1.506	2.318	3.032	1.509	2.279	2.030
低速档	12.355	13.861	0.814	2.968	1.407	0.948	1.710	2.357	1.072	2.225	1.601

$J/(\text{kg}\cdot\text{m}^3)$; ρ 为润滑油密度, kg/m^3 ; q 为润滑油流量, L/min ; T_i 为计算温度, $^{\circ}\text{C}$; T_o 为润滑油进油温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

根据轴承损耗结果, 参考加载试验的进油温度 T_{12}

结果, 同一润滑点有两个零件的, 油量平均分配。基于仿真油量进行计算, 计算得到的轴承温度结果如表 9 所示。

表 9 轴承温度计算结果

测点	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}
高速档	52.9	51.5	48.4	48.1	43.1	46.3	50.2	47.7	46.3	48.6	47.8
低速档	51.3	52.6	44.8	45.4	41.6	43.4	47.1	45.3	43.8	47.5	45.5

4.3 结果对比

高速档 T_2 、 T_5 的温度偏差大于 5°C , 最高温度偏差为 6.71°C , 平均温度偏差为 2.55°C ; 低速档最大

温度偏差为 6°C , 为测点 T_5 , 平均温度偏差为 2.51°C ; 整体温度结果的偏差相对较小, 计算结果与试验结果很好的匹配。

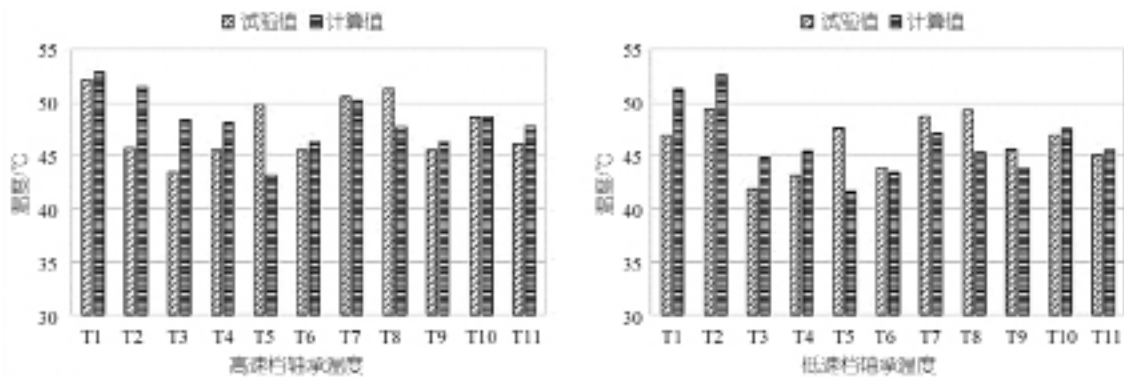


图 7 轴承测温点结果对比

5 总结

采用 KISSys 软件建立系统模型计算轴承的损耗, 利用 Flowmaster 管路模拟软件建立润滑管路模型, 并校核优化设计油路, 使其满足设计油量的需求, 再结合润滑油传热的理论公式, 考虑润滑油利用率这一经验系数的修正, 计算轴承的理论温度。

通过齿轮箱的高低档加载试验, 两个工况下, 轴承位置的温度测点共 22 组结果, 试验结果与计算的轴承温度对比表明, 仅 3 组对比的温度偏差超过 5°C , 其余测点均在 5°C 的偏差范围之内, 平均的温度偏差为 2.53°C , 整体的温度偏差结果相对较小, 采用文章的仿真计算方法能够满足对双螺杆齿轮箱轴承温度的计算预测。

参考文献:

[1] 毕超, 何志聪, 嵇耀, 等. 大型双螺杆挤出造粒机组齿轮箱轴系分析及齿轮箱相关核心技术[J]. 橡塑技术与装备, 2024,50(11):52-56.

[2] 苏伟彦, 梁国伟, 肖红杰, 等. 降解塑料双螺杆挤出机的优化设计[J]. 机械管理开发, 2022,37(12):65-66+69.

[3] 张军, 邬明均, 嵇耀, 等. 双螺杆挤出机齿轮箱效率计算[J]. 橡塑技术与装备, 2025,51(01):71-76.

[4] 王多勇. 双螺杆挤出机的关键技术[J]. 塑料工业, 2012,40(4):118-122.

[5] 张坤, 康少博, 徐文博, 等. 双螺杆挤出机关键技术研究与分析[J]. 内燃机与配件, 2019,(14):160-162.

[6] 王程, 余兴兴. 挤出机产能效率的影响因素简析[J]. 塑料工业, 2023,51(06):69-74.

[7] 郭磊, 马进, 陈志伟, 等. 挤压机双螺杆推力轴承失效分析[J]. 通用机械, 2018,(06):31-34.

[8] 林远淮. 高强度塑料大挤压机关键件摩擦磨损缺陷探析与在线监控研究[D]. 江苏大学, 2022.

[9] 陶军, 吕嘉琪. 挤压机在线监测与故障诊断应用分析[J]. 中国设备工程, 2020,(09):14-15.

[10] Höhn B-R, Michaelis K, Hinterstoißer M. Optimization of gearbox efficiency[J]. Goriva i Maziva, 2009,48(4):462-480.

[11] G. 尼曼, H. 温特尔. 机械零件 (第二卷) [M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.

[12] 斯凯孚集团. SKF 滚动轴承手册 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2023.

Calculation of bearing temperature in the gearbox of twin-screw extruder

Ji Yao, Zhang Jun

(Nanjing High Precision Gear Group Co. LTD., Nanjing 211103, Jiangsu, China)

Abstract: To enhance product performance and design capabilities, this paper proposes a simulation calculation method for the bearing temperature of the gearbox of a twin-screw extruder. Based on KISSsys, a transmission model of the gearbox system is established. By calculating the losses in the gearbox system, we utilize Flowmaster oil circuit analysis software to verify and optimize the oil circuit to meet the design oil flow requirements. The temperature results at the bearing temperature measurement points of the gearbox are obtained through loading tests and compared with the simulation results. The results indicate that the average temperature deviation between the simulation calculation and the experimental results is 2.53 °C, demonstrating that the proposed simulation calculation method can accurately predict the bearing temperature of the gearbox of a twin-screw extruder.

Key words: twin-screw extruder; KISSsys; Flowmaster; power loss; bearing temperature

(R-03)

韩泰轮胎成为澳大利亚 APCES 量产车耐力赛官方指定轮胎供应商

Hankook Tire has become the official tire supplier for the APCES Production Car Endurance Series in Australia

日前，全球知名轮胎企业韩泰轮胎与澳大利亚赛车俱乐部（ARDC）达成合作，正式成为澳大利亚顶级量产车耐力赛事“澳大利亚量产车耐力系列赛（APCES）”2026-2027 赛季官方指定轮胎供应商。

APCES 是由澳大利亚赛车俱乐部 (ARDC) 与澳大利亚汽车运动协会 (Motorsport Australia) 联合推出的全新耐力锦标赛, 传承澳大利亚量产车赛车传统。赛事根据车辆性能分为 X、A1、A2、B1、B2、C、D、E 共 8 个组别, 均以量产车型为基础进行竞技。

本赛季揭幕战于 5 月 30~31 日在悉尼赛车公园举行，随后于 8 月登陆桑当国际赛道、9 月在昆士兰赛道展开角逐；赛季收官战定于 2027 年 3 月在新南威尔士州巴瑟斯特全景山赛道举办，并纳入经典耐力赛事“巴瑟斯特 6h”，决出年度总冠军。

韩泰将联合官方赛道供应商 Gary's Motorsport Tyres，为所有参赛车队独家供应 Ventus TD (Z221) R-Spec 轮胎。采用统一规格轮胎的指定轮胎模式，确保所有赛车在赛事全程拥有一致的竞技条件。

为本赛事提供的 Ventus TD (Z221) R-Spec 是专为高性能场地赛打造的半热熔赛车轮胎，通过优化花纹设计与先进配方技术，实现出色干地抓地力、稳定过弯性能、高效制动能力与优异耐热性，即便在长时间高速行驶工况下，仍能凭借稳定抓地与操控输出一致性能。

韩泰轮胎早已深耕澳大利亚本地耐力赛市场，作为经典赛事“巴瑟斯特 6h”的官方轮胎供应商，已建立稳固市场地位。同时，品牌还通过赞助 First Focus Radical Cup 澳大利亚系列赛、Precision 全国运动轿车系列赛、Hyper Racer 韩泰澳大利亚车手锦标赛等多项本土赛事，持续展现高性能轮胎技术与品牌竞争力。

未来，韩泰将依托全球创新研发体系，充分利用极限赛事环境下积累的实战数据，开发超高性能轮胎技术，进一步巩固全球高端轮胎品牌的领先地位。

摘编自“中国轮胎商务网”

(R-03)