

基于 Mixture 模型的机车齿轮箱径向密封机理研究

张雨 张开林 姚远

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

摘 要 本文基于 Mixture 模型, 以油雾-空气混合物为研究对象, 运用 Fluent 软件数值计算重载机车齿轮箱径向迷宫密封的内部流场和泄漏量, 研究径向迷宫的密封机理, 分析节流齿啮合深度对密封性能的影响, 对比研究不同的油雾参数(油雾颗粒直径、体积分数)和密封结构参数(径向间隙、节流齿厚度)对介质高速通道的形成和迷宫密封性能的影响规律。研究表明: 径向迷宫密封在节流齿相对啮合深度为 0.5 时形成与迷宫结构相适应的介质高速通道, 径向间隙和节流齿厚度对介质高速通道的形成无影响, 介质高速通道的形成仅取决于空腔宽度(即节流齿相对啮合深度), 最佳相对啮合深度为 0。径向间隙增大、节流齿厚度减小, 高速通道效果更明显。随着油雾颗粒直径或径向间隙的增大, 油雾体积分数或节流齿厚度的减小, 迷宫泄漏量增加, 密封性能减弱。

关键词 Mixture 模型; 齿轮箱; 径向密封; 密封机理; 高速通道

中图分类号: U260.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2017)06-1210-07

Mechanism Research of Radial Labyrinth Seals for Locomotive Gearbox Based on Mixture Model

ZHANG Yu ZHANG Kai-Lin YAO Yuan

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiao Tong University, Chengdu 6130031, China)

Abstract Based on mixture model, setting the oil vapor-air as the object, the internal flow and leakage loss of the radial labyrinth seals for heavy haul locomotive gearbox were analyzed by Fluent. The radial labyrinth seals mechanism and the influence of throttling tooth engagement depth on the sealing performance were explored. Afterwards, the effect of oil vapor parameters (oil vapor diameter, volume fraction) and sealing structure parameters (radial clearance, throttling tooth thickness) to the formation of the fluid speed thoroughfare and labyrinth seal mechanism were studied. The results show that the fluid speed thoroughfare adapted to the labyrinth structure exists in radial labyrinth when the throttling tooth engagement depth ratio is 0.5. Meanwhile, radial clearance and throttling tooth thickness have no effect on forming the speed thoroughfare. The formation of the fluid speed thoroughfare only depends on the cavity width (the throttling tooth engagement depth ratio) and the best engagement depth ratio is 0. The wider radical clearance and shorter throttling tooth thickness make the performance of the speed thoroughfare more obvious. With the increase of oil vapor diameter or radial clearance and the decrease of oil vapor volume fraction or throttling tooth thickness, the leakage loss will increase and the sealing performance will weaken.

Key words Mixture model; gearbox; radial labyrinth seals; seal mechanism; speed thoroughfare

0 引 言

重载机车的驱动机构是将传动装置输出的功率传给动力轮对。齿轮箱作为驱动机构的核心部件, 其可靠性直接影响列车的动力性能和安全性能。早期的驱动齿轮箱润滑采用脂润滑方式, 随着列车的不断提速和轴重增加, 齿轮箱逐渐采用油润滑取代脂润滑。齿轮箱高速运行时, 润滑油易从车轴与端盖的间隙中泄漏^[1], 不能产生良好的润滑和冷却效果,

影响齿轮箱安全高效的使用, 因此对齿轮箱密封系统的研究尤为重要。

在设计齿轮箱密封系统时, 为保证齿轮箱的密封性能, 通常采用油封与迷宫密封相结合的接触式密封或完全依靠迷宫密封的非接触式密封。实际运用中, 为降低齿轮箱维修保养的难度, 一般都采用非接触式迷宫密封。高速列车齿轮箱密封设计时, 一般

收稿日期: 2017-02-23; 修订日期: 2017-05-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51205324); 牵引动力国家重点实验室自主研究课题资助项目 (No.2017TPL-T2)

作者简介: 张雨 (1991-), 男, 安徽芜湖人, 博士研究生, 主要从事齿轮箱润滑与密封研究。

采用 2 道轴向迷宫密封和至少 3 道径向密封, 并设有 2 个大减压腔^[2]。轴向迷宫密封与径向迷宫密封相结合的设计方法是在有限的空间内, 保证流道的长度, 尤其是径向迷宫通道的复杂弯曲, 增强了迷宫间隙的节流效应。为提高迷宫密封的性能, 径向密封的理想齿形为锥形, 利用圆锥面的泵油效应和湍流增阻效应^[3], 将润滑油甩到回油孔处, 达到密封的效果。但是在实际运用中, 由于受加工工艺、安装使用等条件限制, 重载机车齿轮箱的径向迷宫密封一般采用矩形齿取代锥形齿。

对于迷宫密封性能的研究, 国内外学者主要是基于不可压缩气体介质开展的热力学理论研究和计算流体力学数值研究。基于不可压缩理想气体介质和热力学理想模型, 国外学者给出了多种计算迷宫密封泄漏量的方法: Martine^[4] 公式、Stodala^[5] 公式、Egli^[6] 公式和 Verms^[7] 公式等, 这些公式是通过理论推导和试验测量相结合得到的, 并没有分析迷宫密封的几何结构。对于迷宫密封的数值研究, W ZHAO、Sivakumar Subramanian、G.A. Bondarenko 等^[8-10] 数值研究了直通式迷宫密封的空腔参数、转速、压比等因素对迷宫密封性能的影响。WANG Wei-zhe^[11] 基于 CFD 软件分析错齿式迷宫密封的密封机理, 认为错齿式迷宫密封具有空腔耗散效应强、透气效应弱等优点。但由于径向密封空间有限, 无法提供足够的空腔容积, 不能满足机车齿轮箱径向密封设计要求。张开林、刘有军、丁学俊^[12-14] 等分别研究了错齿式、直通式、径向锯齿式等各种形式迷宫密封的密封机理和影响参数。

综上所述, 现有的迷宫密封数值研究都采用理想气体为研究介质, 而实际工程中, 齿轮箱内高速旋转的齿轮对搅拌润滑油, 箱体内部形成高温高压的物理环境, 润滑油破裂、雾化并与内部空气充分混合, 最终以油雾-空气混合物形式进入密封系统。因此, 本文基于 Mixture 两相流模型, 以油雾-空气混合物为研究对象, 研究重载机车齿轮箱径向迷宫密封机理, 分析油雾参数、密封结构对迷宫密封性能的影响, 为径向迷宫密封的合理设计提供理论参考。

1 数值模拟分析

1.1 两相流模型

径向迷宫密封中工作介质为油雾与空气的混合物, 在迷宫密封分析中, 不考虑油雾冷凝为液态润滑油的物态变化过程, 选用两相之间耦合关系较强的混合两相流模型 Mixture 模型, 求解油-气混合

相的连续性方程、动量方程和能量方程。

齿轮箱采用 BASF Emgard Rw_A 75W_90 润滑油, 当齿轮箱运行一段时间后, 箱体内部温度场、压力场趋于稳定波动, 润滑油雾化并与空气充分混合。仿真分析时, 混合两相流以空气为主相, 油雾为次相, 且两相均无相变反应。根据黏温公式^[15], 100 °C 时液态润滑油密度为 816 kg/m³, 动力黏度为 0.0135 Pa·s, 润滑油油雾密度设为 0.1 kg/m³, 动力黏度设为 5×10^{-5} Pa·s。

1.2 数学模型

径向迷宫密封内部的流动包含轴向、径向和周向流动, 油-气混合物的流动过程可认为是三维稳态湍流流动, 采用可压缩流的雷诺平均 Navier-Stokes 方程与 $k-\epsilon$ 湍流模型进行数值仿真。

根据质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程, 得到数值模拟通用方程的微分形式^[16]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi}\nabla\phi) + S_{\phi}$$

式中: ϕ 为通用变量; $\vec{u}$ 为速度矢量; ρ 为油-气混合密度; Γ_{ϕ} 为扩散系数; S_{ϕ} 为源项。当 ϕ 取不同值时, 通用方程分别代表质量守恒方程、各方向的动量方程和能量守恒方程。

径向迷宫密封仿真时湍流模型选用 RNG $k-\epsilon$ 模型, RNG $k-\epsilon$ 模型考虑湍流旋涡, 能够以较高精度计算流线弯曲程度较大的径向迷宫内部流场。

RNG $k-\epsilon$ 湍流模型的湍动能 k 和湍流能耗散率 ϵ 的方程分别为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_{\epsilon}} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} (G_k + c_{\epsilon 3} G_b) - c_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_{\epsilon} \end{aligned}$$

式中: G_k 为平均速度梯度引起的湍动能; G_b 为浮力引起的湍动能; Y_m 为可压缩流的脉动扩张; $c_{\epsilon 1}$ 、 $c_{\epsilon 2}$ 、 $c_{\epsilon 3}$ 为常数; σ_k 、 σ_{ϵ} 分别为 k 、 ϵ 的 Prandtl 数; μ_{eff} 为有效黏度, $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ 为流体的动力黏性系数, μ_t 为湍动黏度; S_k 、 S_{ϵ} 为源项。

1.3 计算模型与边界条件

本文研究重载机车齿轮箱径向迷宫的密封性能, 建立如图 1 所示的径向迷宫 1/2 模型, 其轴向截面如图 2 所示。模型具体尺寸参数: 节流齿齿长 $T=10$ mm, 齿厚 $H=4$ mm, 径向间隙宽度 $C=1$ mm, 齿啮合深度 L 为变量。



图 1 径向迷宫密封 1/2 结构模型

Fig. 1 1/2 Radial labyrinth seals structure model

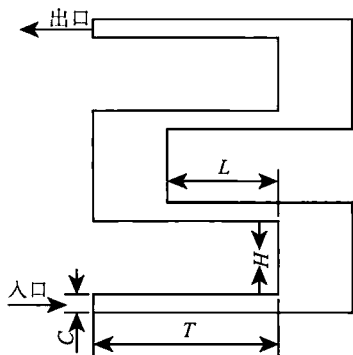


图 2 径向迷宫密封轴向截面

Fig. 2 Axial section of radial labyrinth seals

径向迷宫密封入口边界设为压力入口，给定总压和总温 300 K，出口边界设为压力出口，出口压力为环境背压，进出口的压比设为 1.3。油雾颗粒直径取 5 μm ，混合相中油雾体积分数为 10%，且考虑重力作用。根据文献 [17] 可知，车轴的旋转速度在动轴设有迷宫凹槽的情况下，对迷宫密封的性能基本无影响，故本文不考虑车轴转速。固体壁面取无滑移、无渗透边界条件，且按绝热壁面处理。为了保证计算精度，采用有限体积法离散控制方程，离散格式均采用二阶迎风格式，并采用隐式耦合求解方法。求解收敛的标准为连续方程、速度、湍动能及耗散率的残差小于 10^{-3} ，能量方程的残差小于 10^{-6} ，进出口质量流量不平衡率小于 0.1%。

径向迷宫密封几何模型规则，采用结构化网格进行划分，壁面采用标准壁面函数，无需对近壁面区域进行网格加密处理。为减少网格大小导致的计算误差，保证计算精度的同时考虑计算效率，对结构化网格尺寸进行无关性验证。网格尺寸分别取 0.05~0.15 mm 进行计算，网格数量为 $2.21 \times 10^6 \sim 7.75 \times 10^6$ ，得到密封齿相对啮合深度 (L/T) 为 0.5 时泄漏量为 0.1482~0.1553 kg/s，相差不超过 5%，满足网格无关性要求。综合考虑计算精度和计算效率，本文选节点尺寸为 0.10 mm 进行计算分析，三维网

格划分模型如图 3 所示。



图 3 径向迷宫密封三维网格模型

Fig. 3 3D mesh model of radial labyrinth seals

1.4 泄漏量公式分析

径向迷宫密封泄漏量计算方法都是在轴向迷宫的基础上考虑径向密封泄漏截面积的变化后推导而出，文献 [18] 中总结现有计算的方法并试验验证后得到径向迷宫泄漏量经验公式：

$$G = \Psi \sqrt{A_1 A_n} \sqrt{\frac{1 - \lambda^2}{n - \ln \lambda}} \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}}$$

式中： λ 为迷宫进出口压比； P_0 为入口压力； A_1 、 A_n 为迷宫进口、出口截面积； n 为迷宫数目； T_0 为迷宫进口温度； Ψ 为迷宫密封系数，由相关试验分析可得。

径向迷宫泄漏量经验公式是基于理想气体与理想热力学模型结合试验所得，公式的关键是确定迷宫密封系数 Ψ ，文献 [18] 中指出，迷宫密封系数 Ψ 取决于密封齿厚度 b 、间隙宽度 h 、密封齿间距 B 、空腔深度 T 、气体介质等因素，对于直齿型径向迷宫密封，通过试验仿真回归，迷宫密封系数 Ψ 与 h/B 、 h/b 有关。对于油 - 气混合两相流为介质的径向迷宫密封，迷宫密封系数 Ψ 需要考虑油雾介质参数如油雾颗粒直径、两相流中油雾的体积分数。

2 仿真结果分析

利用 Fluent 软件对径向迷宫密封内部流场进行数值模拟，保持其他条件不变，仅改变节流齿啮合长度，分析相对啮合深度 (L/T) 变化范围在 -0.1 ~ 0.9 的情况下迷宫的密封性能，得到迷宫密封的泄漏量曲线图，见图 4。图 5 给出部分相对啮合深度下迷宫密封的轴向截面速度矢量图。

由图 4 可知，当节流齿相对啮合深度从 -0.1 到 0 变化时，泄漏量随着啮合深度的增加而减少；当相对齿合深度从 0 到 0.5 变化时，泄漏量随着啮合深度的增加而增加；当相对啮合深度超过 0.5 时，泄漏量随着齿啮合深度的增加而迅速减少。

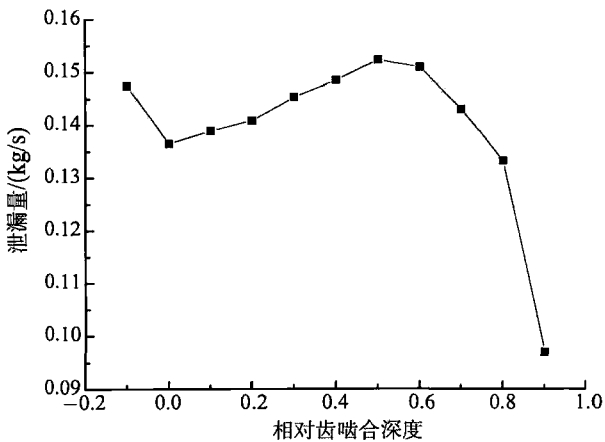


图 4 不同相对啮合深度下泄漏量曲线

Fig. 4 The curve of different fin engagement depth ratio on leakage loss

由图 5 可知, 混合流体介质经过入口间隙后, 介

质惯性运动按一定角度高速射入空腔, 由于壁面边界条件的限制和周围介质黏性摩擦的作用, 在空腔内部形成主旋涡和与其流动方向相反的多个小旋涡, 经过间隙的节流作用和空腔的涡流耗能作用的多级重复, 达到节流密封的效果。

在相同的压力入口条件下, 不同节流齿相对啮合深度造成混合介质经过节流齿抛射偏转的程度不同。当相对啮合深度从 -0.1 到 0 时, 介质通过节流齿时混合介质流速较高, 节流效应增强, 密封泄漏量减少。当相对啮合深度从 0 到 0.5 变化时, 空腔宽度不断减小, 旋涡的形成难度加大, 涡流耗能减少, 并且由图 5 可知, 随着节流齿啮合深度的增加, 在迷宫内逐渐形成了一条适应于迷宫几何形状的介质流动高速通道, 当相对啮合深度为 0.5 时, 高速通道基本形成, 流体介质以射流的形式高速流出, 迷宫密封介质的泄漏量达到最大。随着节流齿相对啮合深度的

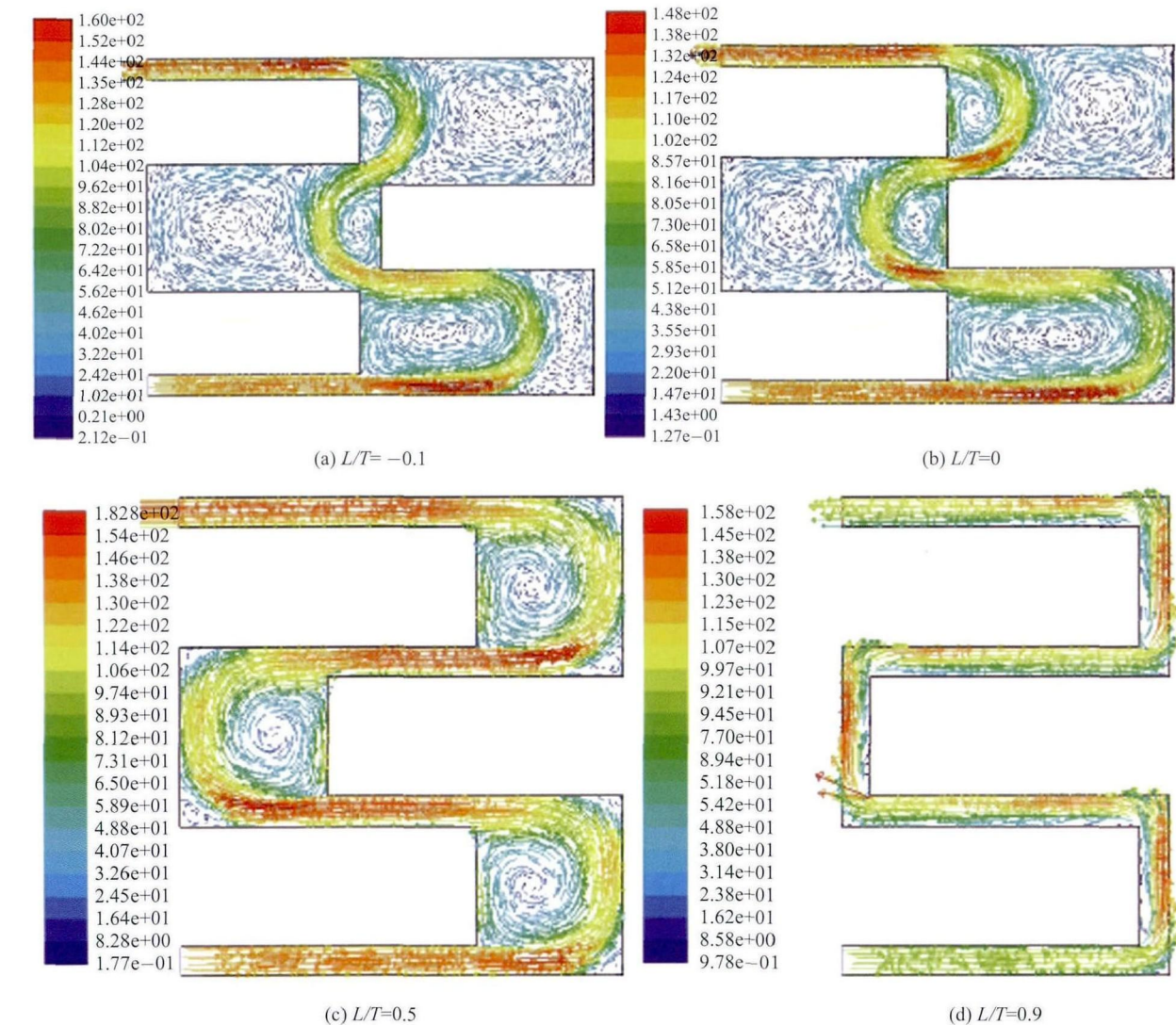


图 5 不同相对啮合深度下迷宫密封的轴向截面速度矢量图

Fig. 5 Axial section velocity vector of different fin engagement depth ratio

进一步增加,空腔宽度减小,难以形成有效的旋涡,空腔的涡流耗散作用越来越小,但是空腔宽度的减小使得整个径向密封接近于间隙密封,严重破坏了介质的高速通道,迷宫密封的泄漏量大大减小。

节流齿相对啮合深度为 0 时的迷宫密封性能与相对啮合深度为 0.7 时迷宫密封性能相当,综合考虑迷宫密封的密封性能和使用简便性,优先考虑节流齿相对啮合深度为 0 时的迷宫密封,尽量避免相对啮合深度设计为 0.5。

图 6 给出了不同啮合深度下轴向截面油雾相的分布云图。初始设置油雾相的体积分数为 10%,迷宫中油雾集中于涡流中心区域,发生卷吸现象,这是由于油雾相对于空气黏度较小,在空腔涡流的作用下,油雾向涡流中心集聚,油雾体积分数以涡流中心为中心的同心圆形式向外减少,中心区域直径较小的油雾凝聚成较大直径的油雾,最终形成油滴,在重力作用下沿壁面流向密封圈底部,最后通过回油孔流回油池。

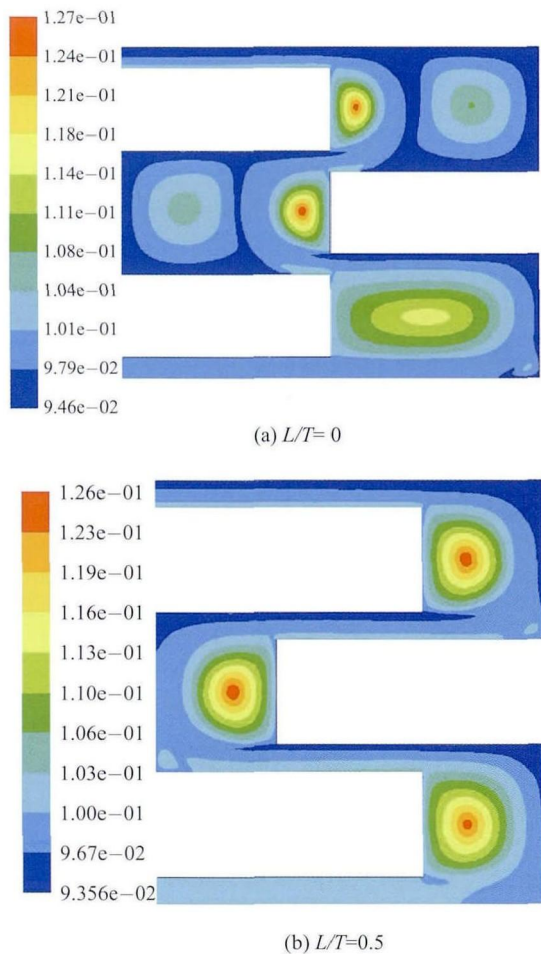


图 6 不同相对啮合深度下轴向截面油雾分布云图
Fig. 6 Axial section oil vapor contour of different fin engagement depth ratio

3 油雾参数对迷宫密封性能的影响

径向迷宫泄漏量经验公式说明介质的物性参数对迷宫密封性能有一定影响,对于油-气两相混合介质的重载机车齿轮箱径向迷宫密封,油雾相的介质参数(油雾颗粒直径、体积分数)对迷宫密封性能的影响尚不明确,需要进行仿真研究。保持其他参数不变,节流齿相对啮合深度为 0.4,分别仿真油雾颗粒直径为 $1\sim 30\text{ }\mu\text{m}$ 、油雾相体积分数为 $1\%\sim 30\%$ 的迷宫密封,得出不同油雾颗粒直径、油雾体积分数下径向迷宫密封泄漏量曲线图,见图 7。

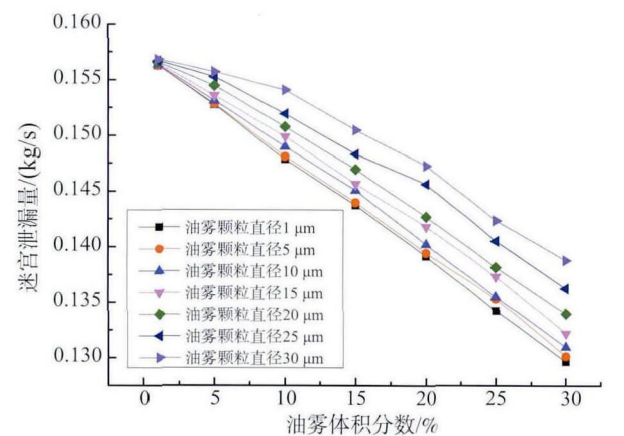


图 7 不同油雾颗粒直径、体积分数的泄漏量曲线
Fig. 7 The curve of different oil vapor diameter and volume fraction on leakage loss

由图 7 可知,油雾颗粒直径越小,体积分数越大,密封泄漏量越少。油雾颗粒直径越大,不同密度的介质之间发生的卷吸效应加强,油雾聚集在空腔旋涡中心,出口泄漏的介质中空气体积比例上升,由于空气相对于油雾密度较大,同等体积下空气质量较大,最终导致出口泄漏量上升。当油雾颗粒直径一定时,油雾相体积分数越大,泄漏介质中油雾含量越大,导致空气泄漏减小,最终迷宫整体泄漏量减小。

油雾参数对迷宫密封性能的影响主要原因在于油雾密度和卷吸效应,不同的油雾颗粒直径和油雾体积分数导致密封出口泄漏介质中油雾比例不同,最终导致迷宫整体泄漏量不同。

4 密封结构对迷宫密封性能的影响

为合理设计径向迷宫密封的结构,保证迷宫的密封性能,应避免形成流体介质的高速通道。流体介质高速通道表现为一条适应空腔几何结构的弯曲流道,节流齿相对啮合深度决定了空腔宽度,仿真

表明,当空腔深度为 6 mm,相对啮合深度为 0.5 时,迷宫内部形成高速通道。迷宫径向间隙和节流齿厚度决定了介质进入迷宫的流速和空腔高度,为分析节流齿相对啮合深度为 0.5 时形成介质高速通道的结论是否具有普适性,仿真研究不同径向间隙和节流齿齿厚下迷宫密封的泄漏量,分析各因素对介质高速通道的形成以及迷宫密封性能的影响。

4.1 径向间隙

径向间隙直接影响节流齿的节流效应,是影响迷宫密封性能的重要参数。保持其他参数不变,只改变迷宫的径向间隙,分别仿真径向间隙为 0.5 mm、1.0 mm 和 1.5 mm 的迷宫密封,得出不同间隙下径向密封泄漏量曲线,见图 8。

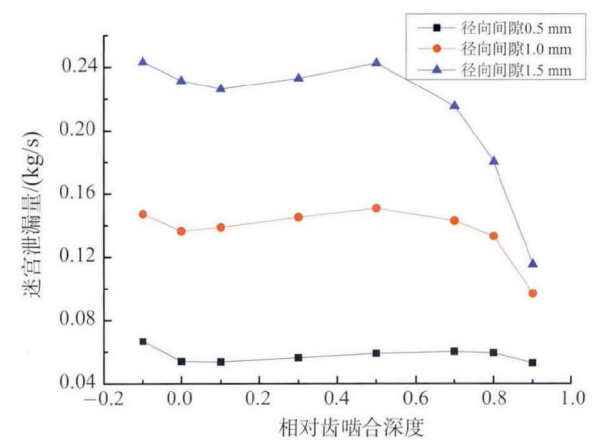


图 8 不同间隙下迷宫泄漏量曲线
Fig. 8 The curves of different radial clearance on leakage loss

由图 8 可知,不同径向间隙下,迷宫密封泄漏量随相对啮合深度变化规律是一致的:当节流齿相对啮合深度在 -0.1 到 0 时,泄漏量随着相对啮合深度的增加而减小;当相对啮合深度在 0 到 0.5 变化时,泄漏量随相对啮合深度的增加而增大;当相对啮合深度超过 0.7 时,泄漏量随相对啮合深度的增加而快速减少。流体介质的高速通道在相对啮合深度为 0.5~0.7 时形成,间隙越大,高速通道的影响越明显,间隙变化对形成高速通的影响较小。

随着间隙的增加,节流齿的节流效应减弱,流体介质射入空腔的流速降低,空腔的涡流耗能效应减弱,迷宫密封的泄漏量增大,密封性能降低。同一间隙下不同节流齿相对啮合深度之间泄漏量变化幅度随间隙增加而增大,不同间隙下相同的节流齿啮合深度之间迷宫密封泄漏量变化幅值随间隙增加而减少,间隙越大,流体介质高速通道对泄漏量的影响越明显。

4.2 节流齿厚度

节流齿厚度决定迷宫密封的空腔高度,空腔高度直接影响空腔中涡流形成,不同的高度导致高速入射流与壁面发生碰撞的接触位置发生变化,可能会影响介质高速通道的形成。保持其他参数不变,通过改变齿厚来改变空腔高度,分别仿真齿厚为 6 mm、8 mm 和 10 mm 的迷宫密封,得到空腔高度分别为 8 mm、10 mm 和 12 mm 的迷宫泄漏量曲线图,见图 9。

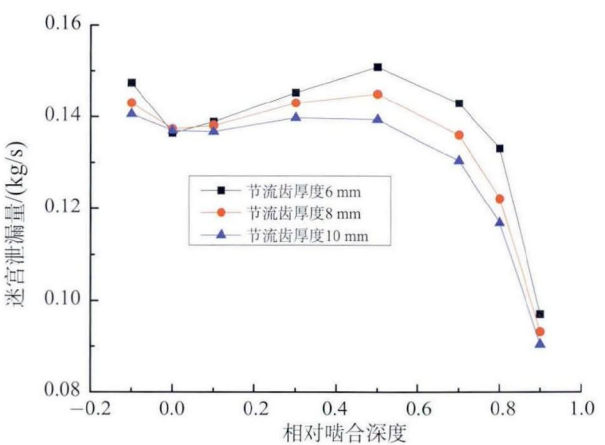


图 9 不同节流齿厚度下迷宫泄漏量曲线
Fig. 9 The curves of different throttling tooth thickness on leakage loss

由图 9 可知,不同空腔高度下,迷宫密封泄漏量随相对啮合深度变化规律是一致的:当相对啮合深度在 -0.1 到 0 时,泄漏量随着相对啮合深度的增加而减小;当相对啮合深度在 0 到 0.5 变化时,泄漏量随相对啮合深度的增加而增大;当相对啮合深度超过 0.5 时,泄漏量随相对啮合深度的增加而快速减少。流体介质的高速通道在相对啮合深度为 0.5 时形成,空腔高度变化对形成高速通道无明显影响。

随着齿厚的增加,空腔高度增大,空腔的体积增大,更容易形成涡流,空腔耗能效应增强,迷宫密封泄漏量减少,密封性能增强,当节流齿相对啮合深度超过 0.8 时,空腔宽度极小,不同的空腔深度对泄漏量几乎没有影响,此时的空腔不能形成有效旋涡,密封结构近似于间隙密封,密封性能与空腔高度无关。

重载机车齿轮箱径向迷宫密封结构对迷宫密封性能分析可知:介质高速通道适应于迷宫空腔的几何结构,但决定介质高速通道形成的是空腔宽度,即节流齿相对啮合深度;空腔高度与径向间隙影响迷宫的密封性能但对介质高速通道的形成无影响。所以,设计齿轮箱径向迷宫密封时,应避免密封结构

中节流齿相对啮合深度为 0.5。

5 结 论

本文基于油雾-空气混合两相流理论对重载机车齿轮箱径向矩形齿迷宫密封的内部流场进行仿真,探究径向迷宫的密封机理,得到相对啮合深度对泄漏量的影响规律,分析油雾参数、密封结构参数对迷宫密封性能的影响。通过分析,得出以下结论:

1) 对于径向矩形齿的迷宫密封,节流齿相对啮合深度为 0.5 时,密封性能最差,迷宫内形成与密封结构相适应的流体介质高速通道。综合考虑迷宫密封性能和密封生产、使用等因素,建议相对啮合深度设计为 0。

2) 受油雾密度较小和混合介质的卷吸效应的影响,油雾颗粒直径越小,体积分数越大,密封泄漏量越少,迷宫密封性能越好。

3) 径向间隙和节流齿厚度对高速通道形成无影响,但径向间隙大、节流齿厚度小时,高速通道效果表现更明显。

根据本文研究结果,在合理设计径向矩形齿迷宫密封时,应当合理规避介质的高速通道的形成,综合考虑有限的几何空间、加工工艺和安装条件,选择合适的节流齿相对啮合深度,以期迷宫密封的密封性能达到最优。

参 考 文 献

- [1] 王琰. 高速齿轮箱迷宫密封的数值研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2009
- [2] 李枫, 金思勤, 吴成攀. 高速动车组齿轮箱迷宫密封系统设计及试验研究 [J]. 机车车辆工艺, 2013, 4(2): 1-3
LI Feng, Jin SiQin, Wu ChengPan. Design and Verification of the Labyrinth Sealing System for the Gearbox of High Speed EMU [J]. Locomotive & Rolling Stock Technology. 2013, 4(2): 1-3
- [3] Rhode D L, Guidry M J. Important of Labyrinth Seal Through-flow Deflection for Enlarging Clearance Without Increasing Leakage [J]. Tribology Transaction, 1993, 36(3): 477-483
- [4] Martin H M. Labyrinth Packing [J]. Engineering, 1908(10): 35-36
- [5] K. 塔鲁达纳夫斯基. 非接触密封 (李均卿, 刁元康译) [M]. 北京, 机械工业出版社, 1986
Trutnovsky K. Berihrungsfrie Dichtungen [M]. Beijing, China Machine Press, 1986
- [6] A Egli. The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals [J]. Transaction of ASME, 1935, 57: 115-122
- [7] G Vermes. A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem [J]. ASME Journal Engineering Power, 1961, 161-169
- [8] W Zhao, T K Nielsen, J T Billdal. Effects of Cavity on Leakage Loss in Straight-through Labyrinth Seals. Earth and Environmental Science [C]//25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 2010. IOP publishing, 2010: 1-8
- [9] Sivakumar Subramanian, A S Sekhar, B V S S Prasad. Influence of Combined Radial Location and Growth on the Leakage Performance of a Rotating Labyrinth Gas Turbine Seal [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(6): 2535-2545
- [10] G A Bondarenko, V N Baga, I A Bashlak. Flow Simulation in a Labyrinth Seal [J]. Mechanics and Materials, 2014, 630: 234-239
- [11] Wang Wei-Zhe, Liu Ying-Zheng. Numerical Analysis of Leakage Flow Through Two Labyrinth Seal [J]. Journal of Hydrodynamics, 2007, 19(1): 107-112
- [12] 王琰, 王丽娜, 张开林. 高速齿轮箱迷宫密封流场和泄漏特性的数值研究 [J]. 内燃机车, 2012, 3 (3): 6-9
WANG Yan, WANG Lina, ZHANG Kailin. Numerical Study of Flow Field and Leakage Characteristics of Labyrinth Seal for High Speed Gearbox [J]. Diesel Locomotives, 2012, 3 (3): 6-9
- [13] 刘有军. 迷宫密封湍流增阻的数值研究 [J]. 计算力学学报, 2005, 22(3): 330-334
LIU Youjun. Numerical Study on Resistance Enhancement of Labyrinth Seal by Turbulence [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2005, 22(3): 330-334
- [14] 丁学俊, 杨彦磊, 黄来等. 直通式迷宫密封内可压缩流场的 CFD 数值模拟 [J]. 流体机械, 2008, 36(6): 25-29
DING Xuejun, YANG Yanlei, HUANG Lai, et al. Numerical Simulation of Compressible Flow in Straight Through Labyrinth in the Seal by CFD [J]. Fluid Machinery, 2008, 36(6): 25-29
- [15] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2002
WEN Shizhu, HUANG Ping. Principles of Tribology [M]. Beijing, Tsinghua University Press, 2002
- [16] 华祖林, 邢领航, 顾莉等. 非结构网格计算格式研究及环境湍流模拟 [M]. 北京: 科学出版社, 2010
HUA Zulin, XING Linghang, GU Li, et al. Investigation of Numerical Method for Unstructured and Hybrid Grid and Ambient Turbulence [M]. Beijing, Science Press, 2010
- [17] H A El-Gamal, T H Awad, E Saber. Leakage From Labyrinth Seals Under Stationary And Rotating Condition [J]. Tribology International, 1996, 29(4): 291-297
- [18] 高光藩, 白凤娥. 径向错齿式迷宫密封泄漏速率的计算 [J]. 流体机械, 1994, 22(10): 44-45
GAO Guangfan, BAI Fenge. Calculation of Leakage Rate in the Radial Interlocking Labyrinth Seal [J]. Fluid Machinery, 1994, 22(10): 44-45