DOI: 10.3901/JME.2020.23.001

齿轮传动搅油功率损失的研究进展^{*}

王 斌^{1,2} 宁 斌² 陈辛波³ 吕红明²

(1. 上海海洋大学工程学院 上海 201306;

2. 盐城工学院汽车工程学院 盐城 224051;

3. 同济大学新能源汽车工程中心 上海 201804)

摘要: 齿轮搅油损失(Oil churning losses)对传动系统的润滑性能、传动平稳性和节能经济性有着显著的影响。研究齿轮搅油损失的预测和控制方法,对传动系统的优化设计和节能减排有着重要意义。研究表明:高速工况下的搅油损失可达减/变速箱功率总损失的50%以上,且齿轮搅油损失随润滑环境、几何结构和运动工况条件变化显著。搅油损失机理复杂,涉及因素多,探索齿轮系搅油损失机理和掌握搅油能耗特性的变化规律,是国内外研究的难点和热点。至今已有大量齿轮搅油损失建模研究和应用,但主要都是针对某一特定工况或传动条件下的研究,鲜有全面的、完善的理论来分析搅油损失,因此对齿轮搅油损失进行全面的论述和总结很有必要。结合国内外的研究进展,从理论、仿真和试验三方面来综述齿轮搅油损失各影响因素的定性和定量研究,重点分析了搅油损失建模方法及应用场合,并指出了降低搅油损失的方法。

关键词: 搅油损失; 齿轮传动; 泵油损失; CFD 仿真; 搅油试验; 节能措施

中图分类号: TH132

Research Progress in Churning Losses of Gear Transmission

WANG Bin^{1,2} NING Bin² CHEN Xinbo³ LÜ Hongming²

(1. College of Engineering Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306;

2. School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng 224051;

3. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804)

Abstract: Oil churning losses have a significant influence on lubricating performance, transmission stability, and energy-saving economy of transmission systems. Research on the predicting and controlling methods of gear churning losses contributes the optimal design and energy saving of the transmission system. Studies show that oil churning losses occupy more than 50% of total power losses of reducers/gearboxes under high speed condition, and that churning losses change significantly with the lubricating condition, geometrical structure, and working condition. Churning losses is complex in mechanism and involve extensive factors, therefore exploring its mechanism and mastering energy consumption characteristics is the recent research difficulties and hotspots. Lots of researches focused on the modeling and application of oil churning losses, but many of them aimed at some a special working condition and lacked universality and systematisms. Thus, it is necessary to thoroughly discuss and summarize churning losses. By combining recent research progress in theory, simulation and bench test, the churning losses are studied based on quantitative and qualitative analysis on different influence factors. Modeling methods and applications are emphasized and the methods of reducing churning losses are given in detail.

Key words: oil churning losses; gear transmission; oil pocketing losses; CFD simulation; oil churning experiment; energy saving measures

^{*} 国家重点研发计划(2018YFB0104800)和国家自然科学基金(51875494)资助项目。20200106 收到初稿, 20200421 收到修改稿

0 前言

齿轮搅油时,克服润滑油流体阻力做功,部分机械能将转化为流体动能和势能,从而造成能量损失。高速工况下,搅油损失(Churning losses, Spin losses)可达减速箱传动总功耗的一半以上^[1-2],最高可达减速箱总功耗的 80%^[3],此时的搅油损失大于摩擦功耗^[4-5]。大型齿轮箱传递的功率已超 100 MW,即使传动效率高达 98%,高速轻载工况下的搅油损失可高达 1 MW^[3]。此外,齿轮搅油损失对传动装置润滑、功率传递、燃油经济性、工作稳定性和冷却性能有着重大的影响^[6]。因此,探讨齿轮搅油损失的形成机理和影响因素,研究搅油损失精确预测和控制方法,对传动系统的优化设计和节能控制有着重要的意义。

齿轮搅油损失属于无载荷功率损耗(Load independent power losses),其大小与传动系统载荷大小无关,而与润滑油参数、齿轮的几何参数、运动参数、环境因素等因素关系密切^[7-8]。各参数对搅油损失的影响大小如表 1 所示。

表 1 各参数对齿轮传动搅油损失的影响

影响因素类别	相关参数	对搅油损失的影响		
		大	中	小
润滑因素	密度		▲	
	黏度		▲	
	模数		◆	
几何形状因素	齿顶圆半径	▲		
	齿数	▲(低速)		
	齿宽	▲(低速)		
	螺旋角			◆
	变位系数			◆
	表面粗糙度		▼	
	防摩擦涂层	◆		
	制造误差		◆	
运动状态因素	装配误差		◆	
	转速	▲		
	加速度		▲	
	转向		◆(低速)	
	惯性力	▲(高速)		
环境因素	环境温度		▼	
	浸油深度	▲(高速)		
	浸油面积	▲		
	润滑油体积	▲		
	润滑油流态		◆	

注:▲表示参数值大小与搅油损失正相关;▼表示参数值大小与搅油损失负相关;◆表示参数值大小与搅油损失相关,但相关性方向难以确定。

良好的油浴润滑是齿轮传动系统稳定运行的重要保证,润滑不良将导致传动系统过早失效^[9-10],而油浴润滑又不可避免地造成搅油损失。因此,在保证润滑良好的前提下,应尽可能地降低搅油损失。探索工况条件下齿轮系搅油损失机理,掌握搅油能耗特性的变化规律,仍是国内外尚待解决的难点问题。现有的齿轮搅油损失研究主要从理论研究、仿

真分析、试验论证三方面开展。

1 齿轮搅油损失的定义

传动系统中与润滑油直接接触的所有旋转件都会产生搅油损失。根据齿轮搅油损失发生的部位不同,国内外学者对齿轮搅油损失的定义也不同。

(1) 齿轮箱搅油损失。

CONCLI 等^[11-12]认为齿轮箱内搅油损失主要为与黏性因素有关的功率损失,包括:① 润滑油与齿轮和轴等相互作用,形成的搅油损失;② 齿轮啮合时的泵油作用而形成的吸/挤损失(Pocketing/Squeezing losses);③ 轴承等零部件的黏性耗散损失(Viscous dissipations)。

英国标准 ISO/TR14179-1^[13]规定高转速下的搅油损失包括:① 与光轴有关的搅油损失;② 与齿轮端面有关的搅油损失;③ 与齿轮周面有关的搅油损失。

JAUFMANN 等^[14]研究发现齿轮转向不同,产生的润滑油拍溅损耗和挤压损耗也不同。因此认为搅油损失除了 ISO/TR14179-1 提出的三种形式外,还应包括齿轮转向变化所造成的搅油损失。

MICHAELIS 等^[2]则认为齿轮箱搅油损失包括:齿轮搅油损失、轴承搅油损失、油封搅油损失和齿轮箱其他附件的搅油损失。

LIU 等^[15]认为齿轮箱搅油功耗包括:齿轮搅油、泵油损失、油封和泄漏损失、轴承搅油损失,以及传动系统附件造成的流体功耗损失。

(2) 啮合齿轮的搅油损失。

ARIURA 等^[16]应用闪光测频器,研究发现齿轮搅油损失包括:① 用于加速轮齿空间润滑油的功率损失;② 用于捕获啮合齿之间的润滑油并使之变形的功率损失;③ 用于喷溅油池中润滑油的功率损失;④ 当润滑油流进入齿轮啮合区域,用于弯曲油流而产生功率损失。

STAVYTSKYY 等^[17]认为齿轮搅油损失为:① 齿轮周面和端面的油阻损失;② 啮合区周期变化时,产生的润滑油热损失和泵油损失。

SEETHARAMAN 等^[18-20]认为单对齿轮的搅油损失主要由两部分组成:① 主、从动轮独立转动时因流体阻力而产生的搅油损失。该损失又包括三种类型:齿轮周面受油阻作用产生的功率损失;齿轮侧面受油阻作用产生的功率损失;齿槽间润滑油涡流作用而造成的功率损失;② 主、从动轮啮合时的泵油损失(因接触齿面的啮合间隙变化,周期性挤出润滑油,造成的功率损失)。

综上所述,可知齿轮箱搅油损失主要包括齿轮、轴承、油封及其附件的搅油损失。其中齿轮副的搅油损失包括: 齿轮周面和侧面的流体功率损失、齿槽间涡旋作用造成的流体功率损失和齿轮轮齿啮合时的泵油作用所造成的流体功率损失(图 1)。

图 1 齿轮箱及齿轮副搅油损失构成

2 理论研究

搅油损失理论研究关键在于科学抽象齿轮箱油流及能量变换现象,建立流体搅油运动功耗的简化数学模型,并设定初始条件与边界条件和进行求解。虽然搅油损失的研究价值早已被学术和工程界知晓,但相关的理论研究成果并不多见^[21-22]。齿轮搅油损失研究的难点在于:① 齿侧间隙呈周期性动态变化^[23],对泵油损失影响较大,计算难度大;② 齿轮箱内的流体为油气混合而成伪单相流,力学特性复杂;③ 轮齿部分的温度变化较大且难以精确测量,造成润滑油黏度、密度等参数动态变化。

齿轮搅油研究最早可追溯到 20 世纪 50 年代,国外学者对浸油环境下圆盘转动时的流体运动和二次流现象造成的油阻和热传递进行了研究^[24-25],之后的齿轮搅油损失研究都是建立在以上研究基础上的。1973 年,ARIURA 等^[16]对溅油润滑状态下直齿轮啮合过程中的泵油损失进行了分析。1975 年 AKIN 等^[26]提出了溅油润滑过程中的流体分析理论,并建立了相关模型用于分析齿间涡流(Eddy current flow)现象。

在啮合齿轮搅油损失研究方面,PECHERSKY 等^[27]提出了啮合轮齿间补油和泵油的模型,该模型验证了大径节齿轮(Coarse-pitch gear)间的流体的体积和流速均大于小径节齿轮(Fine-pitch gear)。随后,PECHERSKY 等^[27]对直齿轮啮合区的流体速度、温度和压力进行了预测计算,这是最早进行轮齿泵油运动的理论计算之一,虽然他们还未提出具体泵油损失模型。DIAB 等^[28]提出了直/斜齿轮啮合过程的流体动力学模型,该模型可对齿间油流体积变化的连续方程进行数值求解,并推断出高速工况下发生

的轮齿泵油现象是导致搅油损失的重要因素之一。STRASSER 等^[29]提出了用于预测直齿轮泵油损失的流体动力学简化模型,该模型考虑了齿轮啮合区间隙的变化,但采用了简化后的近似齿轮几何形状,因此计算精度不高。SEETHARAMAN 等^[19]则避免了 STRASSER 等^[29]的简化模型,建立齿轮副搅油阻力矩理论计算模型,该模型由单个齿轮的周面油阻、端面油阻及齿槽涡流造成的搅油损失和啮合轮齿间的泵油损失两部分组成,并通过试验^[20]进行了验证。YAZDANI 等^[30]进行了齿轮传动中的热和两相流物理学特性理论研究,并进行了仿真分析,为搅油损失研究提供了思路。

目前关于齿轮箱搅油损失的理论研究主要集中在单个齿轮或单级传动齿轮的齿周搅油损失领域,而对齿轮副啮合区的泵油损失研究较少,且已建立的预测模型精度普遍不高,还难以应用于多级齿轮箱的功率损失预测中。

3 仿真研究

目前,齿轮搅油损失仿真多用于模拟搅油流态,判别流场,分析温度场、压力场等。因搅油损失为复杂的自由流体问题,需基于物理模型的求解,计算量大,精度低^[31],现有流体仿真研究还仅处于间接计算和仿真搅油功率损失的阶段。虽然,目前齿轮搅油损失仿真研究的数学模型还不够完善,但相关仿真研究发展很快,是研究齿轮搅油损失的主要方法之一。

3.1 齿轮搅油损失物理仿真方法

(1) 基于 CFD 的搅油损失物理仿真。

王连生等^[32]对乘用车手动变速箱齿轮系搅油阻力等引起的齿轮阻滞力矩作用进行了仿真分析。吴特^[33]研究了动车组驱动齿轮箱齿轮转速、浸油深度、润滑油黏度和正、反转工况对箱体内部流场的影响,建立了齿轮箱润滑系统的二维轴对称有旋流动模型。周雅杰等^[34]采用 VOF 两相流理论和 SIMPLE 算法,建立浸油润滑状态下啮合齿轮的搅油损失模型,并验证了齿轮转向变换对低速传动时的搅油损失影响较大的结论。朱亚超^[35]采用 N-S 方程、湍流方程和 PISO 算法,模拟机车齿轮箱内部流场,从润滑油黏度、浸油深度和齿轮转速三个方面对齿轮箱内部流场进行了对比分析。WANG 等^[36]建立了齿轮箱喷油润滑的 CFD 模型,用于研究高速直齿轮的润滑效果。FONDELLI 等^[37]采用 VOF 方法对高速齿轮溅油润滑引起的阻力矩进行仿真分析,仿真结果表明:溅油引起的齿轮齿面压力分布对阻力矩影响显

著,而剪切力的影响则可忽略不计。

齿轮搅油过程存在着汽液两相流,梁文宏等^[38]基于流体力学的两相流理论和动量定理,分别对单个斜齿轮和直齿轮的搅油功率损失进行了有限元数值估算,并使用流体力学软件仿真分析(图2)。该分析结果表明,在低转速条件下使用仿真计算的方法可以有效地预测搅油功率损失数值。HILL等^[39-40]分别通过CFD技术进行了减速箱非稳流态的分析。CONCLI等^[41]采用CFD仿真技术对单一直齿轮的搅油实际搅油状态进行了模拟,并对搅油状态和齿轮几何参数对搅油损失的影响进行了分析(图3)。

图2 单独齿轮搅油流线图

图3 圆柱直齿轮的搅油流速仿真

CONCLI等^[11-12]研究发现:齿轮啮合间隙和压力是周期性变化的(图4)。啮合间隙收缩,润滑油沿齿轮轴向被挤出;当啮合间隙收缩到最小后,啮合间隙逐渐增大,产生负压,导致润滑油沿着齿轮轴向被反向吸入。如图4所示,因啮合区润滑油体积收缩,齿轮啮合间隙越靠近上部,正压力越大,润滑油被压出;相反,越靠近下部,因体积扩张,负压力越大,润滑油被吸入。

图4 齿轮啮合区泵油功耗沿啮合线分布情况

GORLA等^[41]通过流体仿真发现齿轮箱中润滑油微粒被径向甩离齿轮后,经过一个循环周期后,在轴向与齿轮接触,周而复始。

(2) 基于MPS粒子法的搅油损失物理仿真。

近几年,移动粒子半隐式法(Moving particle semi-implicit method, MPS)作为一种基于拉格朗日粒子的无网格数值算法(Meshless Methods),采用预估-修正的半隐式方法来求解流体控制方程,在计算不可压流体的复杂界面流动问题方面具有独特的优势。段日强等^[42]采用MPS粒子法直接模拟多相多组分界面流,验证了MPS粒子法在处理复杂流动计算方面的强大能力。日本FTR富士技术研究中心^[43]开发了专门针对MPS粒子法的仿真软件。孙中国等^[44-45]采用移动粒子半隐式法建立了流体喷注进口流动速度边界模型、建立了刚体与流体之间的单向及双向耦合模型。李晏等^[46]应用MPS粒子法分析不同浸油深度、齿轮转速和齿轮宽度条件下单斜齿轮的搅油损失情况。分析结果表明,齿轮转速、浸油深度和齿轮宽度对齿轮搅油损失的影响逐渐递减。

TANAKA等^[47]应用MPS粒子法对啮合齿轮困油进行分析,油液粒子流经困油区时尺寸逐渐变小,流出困油区时又逐渐变大,直至恢复到正常尺寸(图5)。与Fluent流速仿真对比,MPS粒子法更适合进行啮合齿轮搅油时复杂态,基于MPS的多粒度仿真不仅能够精确仿真主流速度,而且能够精确表征A~E各困油区的涡旋流速。此外,对搅油而言,多粒度MPS的多粒度仿真的运算速度是单粒度MPS仿真的4倍以上。

图5 流经齿轮啮合区的油流粒子多粒度仿真

3.2 复杂齿轮传动系仿真

关于锥齿轮和复合行星齿轮传动效率研究的文献也逐年增多^[48]。

周雅杰等^[34]建立了油浴润滑环境下齿轮箱内流域模型,对齿轮箱内部的流场和齿轮搅油特性进行了 CFD 数值模拟,分析了不同转速和转向下齿廓附近、啮合区油液的飞溅变化规律,并计算出齿轮阻力矩及搅油功耗损失值。

CONCLI 等^[8, 11, 49-52]应用新型计算方法对齿轮的无载损失(搅油损失和风电损失)进行了 CFD 分析,所提出网格处理算法有效提高了 CFD 仿真的效率。应用 CFD 模型分析了行星减速器的搅油损失(含泵油损失),并进行了试验验证^[11-52]。

ARISAWA 等^[53-54]建立了基于 CFD 的 100 座航空发动机锥齿轮的搅油损失流体模型,通过仿真与试验结果的比较,得出从齿轮旋转到油团挤压形成的过程中的动量转移对搅油损失影响密切。

HU 等^[55]应用 CFD 对直升机螺旋齿轮箱进行了搅油仿真研究,分析了齿轮转速、油液高度、油温、动力黏度、润滑油密度、直升机倾角等因素对搅油损失的影响,并进行了试验验证。

图 6 为基于 CFD 的锥齿轮系、行星齿轮系、航空发动机轮系等复杂齿轮传动系的搅油仿真模型^[8, 11, 16, 53-55]。

图 6 复杂轮系搅油损失仿真

3.3 基于虚拟试验台架(MODELICA)的仿真

MODELICA 协会^[56]建立了标准齿轮箱各部件阻力矩与转速的关联,通过传动比和功率损失表来定义齿轮功耗,其他转速下的功耗通过插值法来计

算。SCHLEGEL 等^[57]进行了齿轮箱模型与虚拟试验台架的集成。通过预先输入转矩和输出速度来调整实际工作点,并将减速箱各部件的阻力矩分析模型输入到 MODELICA 库中,通过该虚拟试验台进行 BMW 7DCT 减速器功率损失的仿真试验。

以外,PELCHEN 等^[58]采用 MODELICA 模型在 DYMOLA(V4.2a)环境下对传动比 $i=2$ 行星齿轮箱的功耗损失随正弦载荷变化情况进行了研究(图 7),并对 ZF4HP22 自动变速箱进行了功耗分析(图 8)。

图 7 行星齿轮减速器的 MODELICA 功耗仿真模型

图 8 ZF4HP22 自动变速箱的 MODELICA 功耗仿真模型

物理仿真是齿轮箱优化设计的重要途径之一,CFD 法和 MPS 粒子法是两种常见的齿轮搅油仿真方法。CFD 法和 MPS 粒子法都是通过改变齿轮转速、浸油深度、润滑油黏度和正反转等物理量来分析箱体内部流场,计算出综合阻力矩,进而算出搅油功耗的。其中,CFD 法更为成熟些,可分析油汽两相流,目前复杂齿轮系搅油仿真多采用 CFD 法。而 MPS 粒子法作为无网格法,具有运算量小而快的特点,其局限为仅用于油流分析。随着多维粒子流仿真的完善,其应用会越来越广。MODELICA 标准库提供的虚拟试验台架被广泛应用于汽车传动系统的功耗分析中,可进行齿轮功率损失的快速仿真,但无法有效区分齿轮传动功耗中的搅油损失和摩擦损失。

4 试验研究

齿轮搅油试验是研究轮齿与流体相互作用现象的直接手段,可以直接获得搅油功率损失。试验研究主要是通过测试设备对齿轮箱搅油阻力矩或功耗进行测试,并根据量纲分析和相似理论,建立齿轮搅油损失模型。

4.1 搅油损失试验研究历程

齿轮搅油试验始于无齿圆盘^[24-25]和单齿轮^[59]搅油试验,并在此基础上逐步完善起来的。齿轮搅油试验周期长,涉及的参数包括外径、齿宽、浸油

深度、螺旋角、润滑油油温、油品等。这些试验对建立现代搅油经验公式中的量纲一搅油转矩(Dimensionless churning torque)/搅油动量因子(Churning moment coefficient)都产生了一定的贡献。其中, DAILY 等^[25]提出完全浸入流体的圆盘周围存在四种不同的流态, 并根据圆盘搅油试验结果建立了不同流态与雷诺数(Reynolds number)之间的对应关系。CHERNORAY^[60]通过粒子图像测速(Particle image velocimetry, PIV)对单一圆盘搅油时产生的多相流进行了研究, 主要研究圆周的流速、气泡和油滴的分布状态(图 9)。

图 9 圆盘搅油时的流速、气泡和油滴分布试验

4.2 搅油损失试验研究现状

(1) 面向流体阻力矩的齿轮搅油试验研究。

在齿轮搅油试验领域, HOUJOH 等^[61-62]则从提升齿轮润滑效果的角度, 分别对直齿轮和斜齿轮润滑油流体的压力和速度分布进行了试验研究。BONESS^[63]在不同浸油深度和流体环境下, 对不同直径和厚度的圆盘进行了部分浸油(高黏度润滑油)状态下的大量流体阻力矩试验, 并结合 VON KARMAN 等^[64]修改后的雷诺数, 提出了齿轮搅油损失的经验公式。他研究发现搅油时存在三种流态, 即: 层流、过渡流和湍流。TEREKHOV^[65]则在高黏度润滑环境下, 对低速转动的不同尺寸的单个齿轮和齿轮副进行了搅油试验, 并提出与量纲一油阻力矩相关的搅油损失。通过大量的齿轮部分浸油试验, 建立了搅油动量因子的经验模型。随后, HÖHN 等^[66-68]也进行了类似的试验分析。其中, LUKE 等^[67]将自己的试验结果与 BONESS^[63]、TEREKHOV^[65]试验结果进行了比较分析, 根据自己的试验结果对搅油动量系数进行了重新拟合, 同时认为 BONESS^[63]试验中过渡流状态下搅油动量因子随转速增加而增加的结论不正确, 同时他也认为 TEREKHOV^[65]试验中齿轮在水中的搅油动量因子与自己的试验结论存在不吻合之处, 但他的试验结论与 TEREKHOV 等^[65-66]的齿轮副搅油试验数据还是较为一致的。

FZG 封闭功率试验机是进行齿轮搅油试验的常用设备^[69]。MAGALH ÆS 等^[70]在 FZG 试验台中采

用斜齿轮代替原有的 C 型直齿轮(图 10)来分析斜齿轮的温度场, 并揭示了润滑油油品对温升的影响。HAMMAMI 等^[71]应用 FZG-A10 对 80W90-A 矿物油油浴润滑的模数为 4.5 mm(主从动轮分别为 16 齿轮和 24 齿轮)的齿轮副进行了试验验证, 试验值与理论计算值吻合度较高。HÖHN 等^[72]对 FZG 试验台进行改进后, 测得齿轮箱油量降低则温度升高, 高载高速下齿轮温度会升高, 减少油量可使载荷无关功耗可降低至原来的 35%~50%。HARTONO 等^[73]采用 FZG 试验台验证了转速对齿轮搅油损耗有显著影响(图 11)。MENG 等^[74]在 FZG 试验台上对四种不同浸油深度的高速传动系统的效率进行了试验研究, 结果表面所测试的新型润滑油的传动效率保持恒定与浸油深度无关。

图 10 MAGALH ÆS 改进后 FZG 试验台

图 11 不同转速下的齿轮搅油形态

(2) 基于油温影响的齿轮搅油损失试验。

齿轮箱搅油损失主要体现为油温的升高, 且齿轮箱最高平衡温度所在的位置随浸油深度的变化而变化。为从油温角度考虑搅油损失, BLOK^[75]首次进行了齿轮啮合线各点处的实时温度测量, 通过热传递方法计算搅油损失。NIEMANN^[76]则在此基础上进行了更为精确的试验。ANDERSSON^[77]对 FZG 试验台进行了改进, 采用 3.3~534.5 N·m 间 12 个不同扭矩进行试验(图 12)。试验结果表明, 载荷越大效率越高; 流体的温度越高, 齿轮传动损失越大, 需要对油温进行控制。SEETHARAMAN 和 KAHARAMAN 等^[20, 78-79]搭建了浸油润滑状态下直齿轮搅油试验台架(图 13), 通过试验分析了不同设计参数和环境参数对齿轮搅油损失的影响, 结果表明浸油深度、齿轮转速以及齿宽对搅油损失的影响较

大, 该试验结果与其理论推导结果一致。该试验台架是在 PETRY-JOHNSON 等^[80]的溅油润滑试验台架的基础上改进而成, 由两组相同的齿轮箱(每组齿轮箱各含一对相同的齿轮副和四个相同的圆柱滚子轴承), 其中齿轮箱输入轴与高速轴和非接触转矩测量仪柔性连接, 高速轴则由变速电机通过 3:1 的皮带轮驱动, 试验油温的初始温度为 30 °C, 试验过程中并不进行温度控制。

图 12 ANDERSSON 基于油温的齿轮搅油试验

图 13 双齿轮箱搅油试验台架

(3) 特殊环境下的搅油试验。

为模拟深海高压环境下减速器的工作状况, GORLA 等^[41]对深海用(高压、完全油浴润滑环境)齿轮箱进行了搅油试验。如图 14 所示, 该试验装置采用了 5 对相同几何参数的齿轮, 箱体装有压力计用于测量内部流体压力, 并通过冷却系统, 保持试验温度恒定。考虑到齿轮箱工作或安装角度对搅油损失的影响, 陈晟伟、姜淑忠^[31]针对现有齿轮箱搅油试验时无法实现角度变换等问题, 设计一种新型的角度可变型多用途试验机(图 15)。试验中, 在保持齿轮转轴同水平面平行的状态下, 设定试验平台同水平面之间的 7 种不同的夹角(角度间隔为 30°, 齿轮转速为 500 r/min)。测试试验结果表明, 齿轮箱倾角对搅油损失及润滑油的流动情况影响较大。POLLY 等^[81]也通过改变从动轮安装位置, 来考察泵油损失的变化规律, 试验结果表明: ① 低温润滑搅油损失高于高温润滑下搅油损失; ② 相同润滑环境下, 齿轮搅油损失比圆柱搅油损失高出 30%~70%, 说明齿形对搅油损失影响巨大; ③ 高速传动中泵油损失影响显著, 且转速越高泵油损失越大; ④ 当啮

合位置处于液面以下, 泵油损失最大; 当啮合位置离液面越远, 泵油损失越小。

图 14 高压、完全油浴润滑试验台架(5 对齿轮)

图 15 齿轮角度变换对搅油损失的影响

NASA 要求飞行器传动系统在润滑失效时, 仍然可安全飞行 30 min。为此, HANDSCHUH 等^[9]在 NASA Glenn 测试平台上进行了润滑失效状态下齿轮啮合试验与模拟分析, 试验齿轮转速高达 10 000 r/min。如图 16 所示, 试验结果表明齿轮材料及侧隙对齿轮失油润滑有显著影响。结合该试验结论以及搅油损失试验结论, 可间接分析搅油损失的大小。润滑油品的差异对减速器搅油损失亦有影响, FERNANDES 等^[82]通过试验方式研究了润滑油对 FZG 齿轮的扭矩损失的影响。同样, 莫易敏等^[83]通过试验对比不同润滑油品及润滑油添加剂对传动系统搅油功耗的影响。试验结果表明黏指剂能改善油品的黏温特性, 从而影响传动系统的功耗; 转速越高, 传动效率越高, 但当转速过高, 效率反而出现下降, 是由于搅油功率损失所占比率超过润滑油对传动系统效率的贡献率。如图 17 所示, ACHTENOVÁ 等^[84]采用惯性试验台架对汽车五挡变速箱进行了载荷无关功耗损失测试, 试验结果显示润滑油温度

在 30~60 °C 变化时,挡位越高搅油损失越大。KAHRAMAN^[85]和 ROSANDER^[86]所进行的手动变速器的搅油试验,也揭示了低挡时汽车变速器功耗以机械功耗为主,高挡时则以齿轮搅油功耗为主。DEFREYNE 等^[87]设计出了齿轮箱搅油试验台架,并对蜗轮蜗杆的传动效率进行了测量,结果显示齿轮转速越高,转矩越小,传动效率越低。

图 16 采用了高效排油系统的齿轮试验装置

图 17 惯性试验台架进行汽车五挡变速箱搅油试验

(4) 齿轮箱几何结构对搅油损失影响的试验。

由于结构-流体的耦合作用,减速箱内部几何结构对搅油损失有着一定影响。为分析箱体几何结构对搅油损失的影响,CHANGENET 等^[88]通过试验方式研究了齿轮箱体结构尺寸对搅油损失的影响。该试验采用可移动的径向导油板和轴向阻油板,模拟齿轮箱体尺寸结构变化(图 18),进行了 7 组试验(轴向间隙变化范围 1~10 mm;径向间隙变化范围 5~10 mm),分析了径向与轴向间隙的变化对齿轮搅油损失的影响。试验结果表明:① 径向间隙对搅油损失的影响要弱于轴向间隙的影响;② 改变轴向间隙可以显著降低搅油损失(中低速度条件下:轴向间隙越大,功耗越大)。如图 19 所示,ARISAWA 等^[53-54]通过对航空发动机锥齿轮的搅油损失试验发现,导

油罩可使得流体损失(搅油损失和风阻损失)降低到原来的 36%。陈飞等^[89]通过某六档手动变速器、双离合式自动变速器传动试验也验证了增加挡油板可有效减少齿轮搅油损失。如图 20 所示,陈晟伟等^[31]通过在齿轮箱内加入 4 种不同几何形状的填充物和 3 种不同厚度的箱底填充板,来改变齿轮箱内壁的形状,从而研究径向间隙对搅油损失的影响。结果表明:适当地减小径向间隙有利于降低搅油损失。

图 18 齿轮箱体结构对搅油损失的影响

图 19 导油罩对锥齿轮搅油损失影响的试验

图 20 填充物对齿轮搅油损失的影响试验

为分析齿轮结构对搅油损失的影响,PETRY-JOHNSON 等^[80]对溅油润滑条件下,齿轮齿宽和模数对搅油损失的影响进行了试验研究。HILTY 等^[90-91]对行星轮个数分别为 4、5、6 的行星齿轮减速器的搅油功耗进行了试验分析,并对行星齿轮减速器搅油损失的几个主要组成部分:太阳轮油阻损失、行星架油阻损失、太阳-行星轮泵油损失、外圈-行星轮泵油损失、轴承的油阻损失进行了分析。试验结果表明:① 各温度场下,离心力的作用产生了近一半的行星齿轮箱搅油功耗;② 齿间泵油损失为行星齿轮箱的首要搅油功耗,齿轮端面、周面的油阻损失次之;③ 油温对搅油损失有一定影响,油温升高,减速箱总搅油损失降低。

(5) 基于工况的搅油损失试验。

运行在不同的工况下, 减速箱的搅油损失也不同。梁文宏等^[7]采用试验的方法对中低速单独运转的直齿轮进行搅油功率损失测定, 以空载的状态为初始状态, 分别测量不同转速和不同没齿深度比的搅油功率损失数值, 记录不同时间的压力、温度、液位数据, 并根据试验数据拟合计算确定了直齿轮搅油功率损失普遍公式的待定系数。但该试验装置无法对啮合齿轮副进行试验。霍晓强等^[92]对基于工况的单齿轮传动的搅油损失进行了研究, 通过对搅油损失进行的试验, 探讨了搅油损失与转速、静态浸深及油温之间的规律, 并根据试验数据拟合得到了单齿轮搅油功率损失计算公式。为精确预测不同工况下齿轮的搅油损失, 王斌等^[93]设计出了新型搅油功率损耗测量的多功能试验装置, 用于不同齿形齿轮、非标准直齿轮的搅油损失试验研究, 考察齿轮尺寸变化或其他因素对搅油损失的影响。CHANGENET^[68]和 KOFFEL^[94]通过 100 多次的试验来分析齿轮副的搅油损失与齿轮尺寸、转速、润滑剂和浸油深度的关系, 建立较为精确的齿轮搅油模型, 所采用使得试验设备如图 21 所示。考虑到高速工况下, 风阻对搅油损失试验的影响, 采用文献^[95]中的方法剔除了风阻损失的影响。MARQUES 等^[96]进行了低速工况下双级齿轮减速箱搅油功耗试验研究, 试验结果表明低速工况下齿轮搅油损失不明显。OTTO 等^[97]以轴中心线高度的油深为参考, 使齿轮以 8.3 m/s 和 20 m/s 的线速度运行不同浸深的矿物油 ISO VG100 中(图 22)。研究发现齿轮搅油损失随浸油深度下降而下降。但相应的齿轮承载能力也会下降。通过试验发现存在一个临界浸油深度, 可降低搅油损失, 但又不降低齿轮的承载能力。MICHAELIS 等^[2]认为齿轮搅油损失除了与转速等运行工况相关外, 还主要与浸油深度和润滑油黏度相关。对 OTTO^[97]和 HÖHN^[98]的试验数据进行更为深入的分析。

图 21 CHANGENET 的齿轮搅油试验

图 22 不同浸油深度下的搅油试验(主动轮转速 8.3m/s)

搅油试验通过考察齿轮润滑环境参数、齿形几何参数对量纲一搅油转矩的影响, 结合转速间接计算齿轮搅油损失。在保证齿形不变的情况下, 转速、浸油深度、油液黏度、温升变化都会改变润滑油流态, 对齿轮搅油产生影响。因此, 难以建立统一的搅油损失模型, 目前普遍采用不同流态下的搅油试验确定润滑油密度、黏度、齿轮转速、齿宽、齿轮节圆半径、浸油深度、雷诺数 Re 、弗劳德数 Fr 等基本搅油参数的指数值, 从而拟合出不同流态下的搅油损失方程。油温升高是齿轮搅油损失的主要表现形式之一, 但油温升高又对齿轮润滑环境造成影响, 从而影响齿轮搅油损失的大小。温升可降低高黏度油阻损失, 但同时又可能恶化润滑效果, 因此考虑油品的黏温特性对降低搅油损失有重要意义。高压、完全油浴、失油状态、齿轮角度动态变化等特殊环境下的搅油损失试验结果与常规试验条件下搅油损失有显著不同。基于实际运行工况下搅油损失试验更具有研究价值, 工况下的浸油深度要小于静态浸油深度, 通过试验确定合适的临界浸油深度, 既可降低搅油损失, 但又不降低齿轮的承载能力。

5 齿轮搅油损失计算模型

目前齿轮的搅油损失计算模型主要分为两大类, 一类是基于大量试验拟合而成的经验/半经验公式, 只适用于试验对象, 通用性相对较差。另一类则是基于流体动力学与齿轮运动学分析的理论模型。

5.1 基于试验的经验公式模型

目前搅油损失半经验公式的主要建立步骤为: 首先定义搅油损失各影响因子, 然后进行大量试验获取数据, 最后拟合各影响因子的指数项。

(1) 低速高黏度润滑环境下的搅油经验公式。

TEREKHOV^[99]对高黏度(200~2 000 Cst)部分浸油润滑环境下, 低速转动的单个齿轮和齿轮副(模数变化范围为 2~8 mm)进行了大量试验, 建立了搅

油阻力矩 C_{ch} (Churning torque)的经验模型,其表达式如下

$$C_{ch} = \rho \omega^2 b R_p^4 C_m \quad (1)$$

式中, ρ 为润滑油密度, kg/m^3 ; ω 为搅油齿轮转速, rad/s ; b 为齿宽, m ; R_p 为搅油齿轮节圆半径, m ; C_m 为搅油阻力矩系数,该系数通过量纲分析而得,与润滑油流态相关。其取值条件如下。

层流状态 ($10 < Re < 2250$): 当 $Re^{-0.6} Fr^{0.25} > 8 \times 10^{-4}$ 时

$$C_m = 4.57 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0.4} \left(\frac{V_p}{V_o} \right)^{-0.5} \quad (2)$$

否则

$$C_m = 2.63 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0.17} \left(\frac{V_p}{V_o} \right)^{-0.73} \quad (3)$$

湍流状态下 ($2250 < Re < 36000$)

$$C_m = 0.373 Re^{-0.3} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0.124} \left(\frac{V_p}{V_o} \right)^{-0.576} \quad (4)$$

式中, h 为齿轮浸油深度, m ; V_p/V_o 为浸油体积与润滑油总体积之比。

LAUSTER^[100]采用了和 TEREKHOV^[99]相似的方法,对货车变速箱进行搅油试验,得出了与润滑油流态无关的、表达式唯一的搅油阻力矩系数 C_m

$$C_m = 2.95 Re^{-0.15} Fr^{-0.7} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0.4} \left(\frac{V_p}{V_o} \right)^{-0.5} \quad (5)$$

TEREKHOV 和 LAUSTER 的搅油阻力矩系数模型虽然是建立在大量的试验数据基础之上的,但均未考虑齿轮齿形对搅油损失的影响,没有涉及到与齿轮齿形结构相关的参数。此外,CHANGENET 等^[68]认为由于试验条件限制,TEREKHOV 和 LAUSTER 所建的模型与实际情况不符。例如:低转速、高黏度润滑条件限制了轮齿间润滑油的离心甩油量,使得该试验条件的齿轮更加接近于圆盘。

(2) 基于水、油对比试验的搅油经验公式。

BONESS^[63]认为搅油阻力矩的两大影响因素为节圆处流体压力和浸油面积,通过研究不同尺寸的圆盘和齿轮在润滑油和水中的搅动,并引入浸油面积参数 S_m (单位: m^2),拟合出搅油阻力矩公式

$$C_{ch} = \frac{\rho}{2} \omega^2 R_p^3 S_m C_m \quad (6)$$

层流(Laminar flow)状态下 ($Re < 2000$)

$$C_m = 20 Re^{-1} \quad (7)$$

过渡流(Intermediate flow)状态下 ($2000 < Re < 100000$)

$$C_m = 8.6 \times 10^{-4} Re^{1/3} \quad (8)$$

湍流(Turbulent flow)状态下 ($Re > 100000$)

$$C_m = 5 \times 10^{-8} Re^{-2} \quad (9)$$

由式(8)可知,过渡流状态下润滑油黏度越低,搅油损失越大。该结论与 TEREKHOV 等^[99-100]的试验结果不符。黄康等^[101]采用 BONESS 模型进行双离合自动变速器空载损失试验分析,发现转速为 2500~4500 r/min 时(中等转速)计算扭矩与试验扭矩的误差最大,达到 10%。LUKE 等^[67]分析了 BONESS 与 TEREKHOV 试验数据的矛盾之处,并对 BONESS 的搅油损失计算方法进行试验验证,并未能重现 BONESS 所述的三种流态,特别是未出现动量因子(油阻力矩)随雷诺数增大而增大的过渡流状态。此外,他还认为 BONESS 的湍流搅油试验数据更接近低速水润滑数据,而非高速润滑油数据,且使用该方法预测齿轮搅油损失存在较大偏差。因此,LUKE 等^[67]依据自己的试验结果,修改 BONESS 的经验公式为

$$C_m = 5.34 \times 10^{-4} \times Re^{-1.379} \quad (10)$$

在雷诺数定义方面,BONESS 公式中雷诺数只涉及润滑油黏度,LUKE 等^[67]认为雷诺数也应包含空气黏度 ($Re = \omega RL / \nu_{air}$)。该结论得到了 CHANGENET 等^[68]的试验验证,同时 CHANGENET 等^[68]又认同 BONESS 的油阻公式具有较高的合理性,因此他通过试验重新构建了 C_m 函数,采用 4 种不同润滑油、7 种几何参数不同的齿轮,进行了转速范围为 1000~7000 r/m 的搅油试验,通过 100 多次试验得出等温条件下润滑油黏度对搅油损失影响不明显的结论,并建立了搅油阻力矩公式^[68, 102]

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 S_m (D_p / 2)^3 C_m \quad (11)$$

CHANGENET 等根据 VASCH-BUCKINGHAM 理论^[103]建立了如下 C_m 的通用计算公式

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{m}{D_p} \right)^{\psi_2} \left(\frac{b}{D_p} \right)^{\psi_3} \left(\frac{h}{D_p} \right)^{\psi_4} \left(\frac{V_o}{D_p^3} \right)^{\psi_5} Re^{\psi_6} Fr^{\psi_7} \quad (12)$$

式中, $\psi_1 \cdots \psi_7$ 为常数影响因子,其值由试验结果确定。同时, C_m 的取值还受临界雷诺数 Re_c 的影响,其表达式如下

$$Re_c = \frac{\omega D_p b}{2\nu} \quad (13)$$

式中, S_m 为搅油齿轮浸入润滑油中的表面面积, m^2 ;

D_p 为搅油齿轮节圆直径, m; C_m 为转矩系数; h 为主动轮浸油深度, m; V_0 为润滑油体积, m^3 ; F_r 为弗劳德数, $F_r = 1/2\omega^2 D_p / g$, g 为重力加速度, m/s^2 ; Re 为雷诺数, $Re = 1/4\omega D_p^2 / \nu$, 其中 ν 为运动黏度, m^2/s 。

根据 Re_c 值的大小, 影响因子指数项 $\psi_1 \cdots \psi_7$ 取值如表 2 所示。

表 2 影响因子指数项 $\psi_1 \cdots \psi_7$ 取值

临界雷诺数 Re_c	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6	ψ_7
$<6\ 000$	1.366	0	0	0.45	0.1	-0.21	-0.6
$>9\ 000$	3.644	0	0.85	0.1	-0.35	0	-0.88

如表 2 所示, 当 $6\ 000 \leq Re_c \leq 9\ 000$ 时, C_m 的值处于以上两者之间, 可直线插补计算。

CHANGENET 等^[68]的试验结果表明: ① 当 $Re_c < 6\ 000$ 时(中低转速下), 搅油阻力矩不受齿形无影响, 而受润滑油黏性力影响较大, 而与雷诺数 Re_c 关系密切; ② 当 $Re_c > 9\ 000$ 时, 搅油阻力矩受惯性力影响较大, 润滑油黏度、雷诺数 Re_c 对搅油阻力矩的影响可忽略; b/D_p 的影响也可忽略。此后, CHANGENET^[104]研究发现表 2 不能精确适用于高温和大节圆、大齿宽齿轮传动, 于是又提出了黏性力和离心加速度相结合的方法来细分 C_m 值^[104], 采用 γ 和 Re_c 配合使用来确定 C_m 的函数, 如以下公式所示

$$\gamma = \omega^2 (R_p b m)^{1/3} \quad (14)$$

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{\psi_2} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{\psi_3} F_r^{\psi_4} Re_c^{\psi_5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{\psi_6} \quad (15)$$

CHANGENET 等^[105-106]建立了搅油损失与浸油深度、浸油面积、齿顶圆直径之间的关系式, 该式显示实际的浸油深度、浸油面积随着齿顶圆直径的增大而减小。CHANGENET 的试验参数范围设置相对较宽, 使其搅油公式具有一定的通用性。此外, 在试验中还考虑了油温的影响, 精度相对较高, 不足之处在于公式过于复杂。

(3) 考虑齿轮箱体结构因素的搅油损失公式。

CHANGENET 等^[88]研究了齿轮箱体结构形状(轴向间隙、径向间隙)对搅油损失的影响, 建立了如下关系式(考虑了安装了侧板、导流板的搅油损失)。

中低转速下($Re_c < 6\ 000$)

$$\frac{P_{ch}}{P_{ref}} = 2.17 \left(\frac{D_p}{D_f} \right)^{3/4} \left(\frac{j_a}{R_p} \right)^{0.383 \left(\frac{D_p}{D_f} \right)} \quad (16)$$

式中, P_{ref} 为齿轮搅油功耗对照值, W; D_f 为圆形侧板外圆直径, m; j_a 为侧板与齿轮端面的轴向间隙, m。

式(16)成立条件: 安装面板的尺寸大于齿轮直径(两齿轮直径之和)时; 否则, 齿轮的吸油运动不受影响, 从而不影响搅油损失。

高转速下($Re_c > 9\ 000$), 搅油损失受转速影响不大, 但齿轮几何尺寸对搅油影响较大(齿宽、模数越大, 搅油损失越小)

$$\frac{P}{P_{ref}} = 0.76 \left(\frac{D_f}{D_p} \right)^{0.48} \left(\frac{j_a}{\sqrt{m_c b}} \right)^{0.548 \left(\frac{D_p}{D_f} \right)} \quad (17)$$

式中, m_c 为圆形侧板外圆直径, m; 其余参数同公式(16)。

式(16)和式(17)首次确定了轴向间隙和径向间隙对搅油损失的影响, 通过增加齿轮箱体结构几何形状约束条件来计算齿轮箱的搅油损失, 提供了定量分析箱体几何形状影响搅油损失大小的方法。

(4) 高速传动环境下搅油经验公式。

英国标准 AGMA ISO14179-1 考虑润滑油黏度、元件直径、齿轮浸润系数和排布系数的影响, 给出适用于高速工况下的搅油损失计算公式^[107]。该式分为三部分: 光轴外径相关的搅油损失 P_{ch1} ; 齿侧相关的搅油损失 P_{ch2} ; 齿周面相关的搅油损失 P_{ch3} 。搅油损失的总功率 P_{ch} 表示为

$$P_{ch} = P_{ch1} + P_{ch2} + P_{ch3} = \frac{7.37 f_g v n_i^3 D_o^{4.7} L}{A_g \times 10^{26}} + \frac{1.474 f_g v n_i^3 D_o^{5.7}}{A_g \times 10^{26}} + \frac{7.37 f_g v n_i^3 D_o^{4.7} b \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right)}{A_g \times 10^{26}} \quad (18)$$

式中, f_g 为齿轮浸没因子(无油状态下 $f_g = 0$, 元件全部浸没时 $f_g = 1$, 其他情况根据浸没高度取 0~1 之间的线性值)。 f_g 的取值可用润滑油浸没齿轮的深度与齿高的比值 k (齿高倍数)来表示; ν 为运动黏度, cSt; n_i 为齿轮等元件工作转速, r/min; D_0 为齿轮等元件外部直径, mm; L 为元件长度, mm; A_g 为配置常数($A_g = 0.2$); b 为齿宽, mm; β 为斜齿轮螺旋角, 当 $\beta < 10^\circ$ 时, β 值取 10° ; R_f 为粗糙度因子(R_f 为 TOWNSEND 提出的与轮齿尺寸有关的系数)。

针对高转速环境, ALBERS^[59]研究了 $100\ ^\circ\text{C}$ 和 $40\ ^\circ\text{C}$ 下的 4 种润滑油对单齿轮搅油损失的影响, 分析了油温对黏度的影响, 对式(5)的高速状态下的 C_m 进行了修正, 新建数学模型如下

$$C_m = 3.4 \left(\frac{h}{R_p} \right)^{0.1} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{-0.85} F_r^{-0.88} \left(\frac{b}{D_p} \right)^{0.85} \quad (19)$$

试验结果显示, 高转速状态下 ALBERS 的模型计算值要比 MACIAN-VOUTAY 的模型更接近真实值, 但是啮合齿轮的搅油损失并非单齿轮搅油损失的叠加。由于高速传动状态下, 啮合齿轮的泵油损失更加明显, 使得单齿轮搅油损失失去应用价值。上述英国标准 AGMAISO14179-1 考虑了斜齿轮的影响。高速列车齿轮箱常采用该公式, 计算结果显示低速重载工况下, 齿轮摩擦损失为主要功率损失, 齿轮搅油损失仅占极小部分。

(5) 中低速单齿轮转动时的搅油经验公式。

梁文宏等^[7]应用 π 定理得到搅油损失的普遍公式, 通过对搅油试验数据的拟合得出中低速 ($n < 1500 \text{ r/min}$) 下单独运转的直齿轮进行搅油功率损失公式

$$P_{ch} = 1.177m^{0.0214} z^{0.0105} \rho \omega^3 R^5 \left(\frac{1}{Re} \right)^{0.35} \left(\frac{1}{F_r} \right)^{0.6} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{0.35} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{1.22} \quad (20)$$

式中, m 为齿轮模数, mm; z 为齿数; h 为浸油深度; R , b , h 量纲相同。

(6) 车辆传动系统搅油经验公式。

搅油损失同样是车辆传动系统中的主要功率损失之一。MERHOF 等^[108]提出的车辆减速器搅油损失模型, 仅与车辆行驶速度 v 相关, 表达式为

$$P_{ch} = 1.43e^{0.3v} \quad (21)$$

针对车用 DSG 变速器, 杨立昆等^[109]认为润滑油实际液面高度随转齿轮速变化, 浸油深度 h 应为动态值, 与齿轮转速密切相关。并根据试验结果对弗劳德数的幂进行修正, 以反映出动态液面对搅油功耗的影响。修正后的搅油阻力矩系数表达式为

$$C_m = \begin{cases} 1.366(h/D_p)^{0.35} (V_0/D_p^3)^{0.1} F_r^{-0.3} R_e^{-0.21} & Re_e < 3500 \\ 1.366(h/D_p)^{0.45} (V_0/D_p^3)^{0.1} F_r^{-0.6} R_e^{-0.21} & Re_e > 3500 \end{cases} \quad (22)$$

SCHLEGEL 等^[57]提出汽车变速箱功率损失预测模型, 并在 BMW 7DCT 变速箱中得到验证。该模型考虑了齿轮转向对搅油损失的影响, 表达式为

$$M_{PO} = 4.12C_1 \rho Q_e^{0.75} R_p v_t^{0.25} b^{0.25} m_n^{0.25} \times \left(\frac{V}{V_0} \right)^{0.25} \left(\frac{h_z}{h_{z0}} \right)^{0.5} \quad (23)$$

式中, Q_e 为油流体积; V 和 V_0 分别为动态润滑油黏

度及其参考值; h_z 和 h_{z0} 分别为齿高及其参考值; C_1 为标度系数。

式(23)仅适用于图 23 中 BO 及 BU 两种情形。在 BO 工况下 C_1 为 1; 在 BU 工况下 C_1 为 0.9。

图 23 喷油润滑工况

由于传统汽车中传动系统的效率要远高于发动机效率, 传动系搅油损失还未得到广泛重视, 因此汽车行业关于传动系搅油损失的经验公式相对简单, 很多基本参数都未涉及, 精确度不高。随着新能源汽车的普及, 尤其是电动汽车的发展, 传动系搅油损失预测将越来越重要, 相应研究也会越来越深入。

(7) 不涉及润滑油黏度的搅油功耗经验公式。

大多数的搅油公式都将润滑油黏度作为重要的影响因素。但 LUKE 等^[67]通过试验证实了功耗与润滑油黏度关系不大的说法。但他同时也指出, 在某些浸油深度下, 功耗虽会发生突然增加的现象。CHANGNET 等^[68, 102]也在试验得出等温条件下润滑油黏度对搅油损失影响不明显的结论, 但仍将包含运动黏度的雷诺数 Re 作为搅油公式的一部分。HÖHN 等^[66]通过试验建立了真正意义上的不涉及润滑油黏度的搅油公式

$$C_{ch} = C_{sp} C_1 e^{c_2(v_1/10)} \quad (24)$$

$$C_1 = 0.063 \left(\frac{d_1 + d_2}{10} \right) + 0.0128 \left(\frac{b}{10} \right)^3 \quad (25)$$

$$C_2 = \frac{d_1 + d_2}{800} + 0.2 \quad C_{sp} = \left(\frac{2R_{a2}}{l_H} \right) \left(\frac{4d_2}{3R_{a2}} \right)^{1.5} \quad (26)$$

式中, $l_H = [2(LH)] / (L + H)$; R_{a2} 为大齿轮齿顶圆半径; L 和 H 分别为齿轮箱内部的宽度和高度; v_1 节圆线速度。

LEPRINCE^[110]通过一系列宽范围试验发现: 基于润滑油密度和黏度的搅油经验公式受限太多, 而某些常被忽视的润滑油特性可能对搅油功耗的影响也很大, 特别是润滑油含气量。LEPRINCE^[111]建立了如下不含润滑油黏度的搅油阻力矩系数 C_m 公式

$$C_m = 5.3 \left(\frac{h}{R_p} \right)^{0.85} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{-0.35} F_r^{-0.88} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{0.85} \quad (27)$$

5.2 仿真计算模型

BRANCATI 等^[112-113]研究发现齿轮啮合区间隙油膜产生了抑制齿轮传动的阻尼力, 并建立了基于啮合间隙距离和齿轮等效半径的阻力模型。CONCLI 等^[8, 11, 49-52]应用新型计算方法对齿轮的无载损失(搅油损失和风阻损失)进行了 CFD 分析, 所提出网格处理算法有效提高了 CFD 仿真的效率, 其分析模型如式(26)所示。应用 CFD 模型分析了行星减速器的搅油损失(含泵油损失), 并进行了试验验证^[11, 52]。齿轮搅油仿真分析的基本数学模型为

$$M_A = r_{AB} F_p + r_{AB} F_\tau = p A_i + \mu \frac{\partial \mu}{\partial x} A_i \quad (28)$$

式中, 搅油总阻力矩矢量 M_A 被表示为齿面压力矢量 F_p 和黏性力矢量 F_τ 与从转矩中心到受力点的距离矢量之积。 A_i 为第 i 个啮合区的面积。

5.3 理论计算模型

现有文献主要从试验数据的量纲分析和基于 CFD 的物理仿真两方面, 来建立齿轮副的搅油损失模型。由于齿轮箱中真实的流体润滑情况复杂, 存在大量的伪单相流, 因此这两种建模方法都存在一定的局限性, 即: 通用性和可靠性差, 计算分析工作量大, 且难以准确挖掘出影响齿轮搅油损失的关键参数。SEETHARAMAN^[19]提出了一种可量化关键参数影响的搅油损失模型, 并进行了试验验证, 该模型有效降低了计算工作量。其搅油功率损失 P_{ch} 为

$$P_{ch} = \sum_{i=1}^2 P_{di} + P_p = \sum_{i=1}^2 P_{dpi} + \sum_{i=1}^2 P_{dfi} + \sum_{i=1}^2 P_{rfi} + P_p \quad (29)$$

式中, P_{di} 为齿轮 i 的油阻损失, 包括: 齿轮周面的油阻损失 P_{dpi} , 齿轮端面的油阻损失 P_{dfi} , 以及齿槽涡旋补油损失 P_{rfi} ; P_p 为两齿轮啮合运动时的泵油损失。

齿轮 i 周面油阻损失分量为

$$P_{dpi} = 4\nu B_i \left(\frac{D_{oi}}{2} \right)^2 \omega_i^2 \phi_i \quad (30)$$

式中, ν 为润滑油动力黏度; B_i 为齿轮 i 齿宽; D_{oi} 为齿轮 i 齿顶圆直径; ω_i 为齿轮 i 转速; ϕ_i 为齿轮 i 浸油角, 计算方法为 $\phi_i = \arccos(1 - h_i / r_{oi})$ 。

齿轮 i 端面油阻损失分量分两种情况表示。

层流润滑状态下 ($Re \leq 6\,000$)

$$P_{dfi} = \frac{0.41 \rho \nu_k^{0.5} \left(\frac{D_{oi}}{2} \right)^2 \omega_i^{2.5} A_{dfi}}{\sqrt{\sin \phi_i}} \quad (31)$$

式中, ν_k 为润滑油运动黏度; A_{dfi} 为齿轮 i 端面浸油面积。

湍流润滑状态下 ($Re \geq 9\,000$)

$$P_{dfi} = \frac{0.025 \rho \nu_k^{0.14} \left(\frac{D_{oi}}{2} \right)^{2.72} \omega_i^{2.86} A_{dfi}}{(\sin \phi_i)^{0.14}} \quad (32)$$

齿轮 i 齿槽涡旋补油损失

$$P_{rfi} = n_i \nu A_c \omega_i (D_{oi} - D_{ri}) \left(\frac{4D_{3i}}{D_{oi} D_{ri}} \right) - D_{4i} \quad (33)$$

式中, n_i 为齿轮 i 浸油部分的齿槽个数; D_{ri} 为齿轮 i 齿根圆直径; A_c 为齿轮 i 齿槽面积; $D_{1i} \sim D_{4i}$ 为由边界条件确定的流函数因子。

齿轮副啮合区泵油损失

$$P_p = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \left(\sum_{j=1}^{J_1^{(m)}} P_{p,1,j}^{(m)} + \sum_{j=1}^{J_2^{(m)}} P_{p,2,j}^{(m)} \right) \quad (34)$$

式中, $P_{p,1,j}^{(m)}$ 为主动轮啮合区第 j 的控制体在瞬时转动位置 m 处的泵油损失; $P_{p,2,j}^{(m)}$ 为从动轮啮合区第 j 的控制体在瞬时转动位置 m 处的泵油损失; M 为齿轮转动增量总数。

研究表明, 低转速时搅油损失以齿轮端面、周面的油阻为主。高转速时, 齿轮啮合区间的泵油损失越来越明显^[18]。NUTAKOR 等^[114]已将上述齿轮端面和周面油阻公式应用到风力涡轮机行星齿轮组搅油功耗建模中。高速轻载工况下, 齿轮啮合区泵油损失占总搅油损失比例较高。为此, TALBOT 等^[115-116]认为研究斜齿轮的泵油损失更具有一般性, 对 SEETHARAMAN^[19]的方法进行了衍生, 并通过连续性方程和动量守恒公式对斜齿轮啮合区的困油区流体体积和压力分布变化进行了研究, 并提出考虑到气-油比的当量流体密度, 最终推导出斜齿轮泵油能耗理论计算公式

$$P_p = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N P_p^{(n)} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J W_{(i,j)}^{(n)} \right) \quad (35)$$

式中, $P_p^{(n)}$ 为啮合斜齿轮在瞬时转动位置 n 处的泵油损失; N 啮合位置总数; $W_{(i,j)}^{(n)}$ 为斜齿轮周面第 i 泵油区第 j 个控制体的瞬时泵油损失。

ERKILIC^[117]对空间交错齿轮控制体进行齿宽方向的离散化处理后(图 24), 采用 TALBOT 等^[115-116]的方法进行了螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮的搅油损失理论建模。

图24 空间交错齿轮沿齿宽方向离散化处理后的控制体

以上三种搅油损失数学模型中, TALBOT 的模型考虑到温度的影响、不同出口油流密度的变化等, 因此计算工作量要远大于 SEETHARAMAN 的模型。泵油区为连续变化, 模型的计算精度与泵油区动态变化步长相关, 步长越短精度越高, 但计算量越大。TALBOT 模型和 ERKILIC 模型都是建立在 SEETHARAMAN 模型基础上, 分别根据斜齿轮啮合区、螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮啮合区间隙变化进行了建模。

5.4 模型比较分析

通过对现有的搅油损失模型和试验数据进行分析, 齿轮搅油损失的通用模型可定义为

$$P_{ch} = f(m, D_p, z, b, \mu, \rho, h, V_0, g, \omega) \quad (36)$$

式中, m 为齿轮模数; D_p 为节圆直径; z 为齿数; ρ 为润滑油密度; μ 为润滑油黏度; V_0 为润滑油体积; ω 为转速; b 为齿宽; h 为浸油深度, g 为当地重力加速度。

相对计算量小、研究历程长、数据相对可靠和应用方便等特点, 使得经验公式目前仍然是齿轮搅油损失计算的主要方法。相对于经验公式而言, 搅油损失理论模型的计算工作量较大。理论模型需要分别计算齿轮侧面搅油、端面搅油、齿槽间涡旋损失和泵油损失。而目前的经验公式无法做到细分齿轮搅油的各种损失, 采用的是模糊化的建模方法。对于理论建模而言, 泵油损失建模更为复杂, 其大小随着啮合区间隙的周期性变化而变化。随着应用经验公式预测搅油损失的精度瓶颈的逼近, 理论模型研究具有更加广泛的空间。

6 结论与展望

本文重点分析了齿轮搅油损失方面的理论、仿真与试验方法及相关因素, 结论如下。

(1) 齿轮转速、直径、齿宽、浸油深度、润滑油密度、温度、黏度是影响齿轮搅油损失的几个主要因素。各因素间的关联影响增加了搅油损失分析的难度, 如: 转速增加造成实际浸油深度减小; 温度升高造成润滑油密度和黏度降低; 转速和流态的变化也造成了实际油流密度的变化, 掺入空气后的油流不再是不可压缩的单相流。

(2) 不同润滑油流态下的齿轮搅油损失差异很大, 现有研究大都是分别建立层流、过渡流和湍流流态的模型。润滑油流态主要与齿轮转速、齿轮半径和润滑油黏度相关, 因此采用雷诺数作为划分润滑油流态的依据。齿轮箱周向、侧向间隙对搅油损失的影响, 源于结构-流体的耦合作用, 同样可理解为润滑油体积和流态的影响。

(3) 转速、黏度等因素对搅油损失的影响并非单向的。如: 低转速下搅油损失占总传动功耗的比重较小, 高转速下搅油损失占比较大。低速高黏状态下, 齿形对搅油损失影响不大; 而高速低黏状态下, 齿形对搅油损失影响明显。相比较分析单一黏度和温度对搅油损失的影响, 分析基于油品黏温特性的搅油损失变化更加有意义。

(4) 通过试验获得搅油数据来拟合搅油损失方程是目前采用的常规方法, 并在车辆、造船、宇航等领域有着广泛应用。但搅油试验存在应用工况过于严格的限制, 通用性较差。此外, 试验分析不仅难以精确区分齿轮搅油、轴承搅油、油封搅油和风阻损失, 还存在无法独立分析齿轮副周面、端面及齿间泵油损失等问题。现有的基于试验数据拟合的搅油公式大都是基于润滑油流态的, 在过渡流区内, 很少有独立的搅油损失模型。

(5) 物理仿真是进行搅油损失分析的重要手段, 以流体连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程为基础, 分析计算齿面阻力矩。动网格法是最常用的搅油损失仿真方法, 可以模拟减速箱损失流态。由于分析软件本身的限制, 分析齿间泵油时, 拟合时齿面接触线间实际存在微小间距, 从而造成泵油仿真结果与实际有一定出入。随着粒子法的不断成熟, 将在齿轮搅油损失方面有更广泛的应用。

(6) 理论研究采用流体力学知识分别对齿轮周面搅油、端面搅油、齿槽涡旋补油损失、齿间泵油损失进行建模, 从机理上分析搅油损失, 对本质上减少搅油损失具有重要意义。齿间泵油体积处于周期性状态, 泵油损失模型的精确程度取决于控制体选取的数量。对于斜齿轮、空间交错齿轮而言, 由于控制体截面积沿轴向变化, 计算较复杂。

(7) 齿轮搅油损失研究方面, 还存在很多未知领域, 如: 理论上齿形对周面搅油、齿槽涡旋损失、泵油损失均有影响, 但鲜有研究; 齿轮减重孔的存在理应增加了搅油损失, 但也处于研究空白; 处于运动中车载、航空减速器都具有一定的速度、加速度和运动倾角, 相应的复杂运动工况下的搅油损失研究也未见报导。此外, 面向齿轮搅油损失的固-液-热耦合效应也是值得研究的方向。

(8) 降低搅油损失需要以不牺牲必要的润滑和散热为前提。在润滑环境和箱体结构不变的条件下, 优化浸油深度至临界区间, 可减少搅油损失, 但如果浸油深度过低则会降低齿轮承载能力。合理增加箱体填充物也可增加齿轮箱节能效果, 但同时也会牺牲润滑油冷却能力。在齿轮端面安装导流板, 合理布置导流槽, 将飞溅油液引导到齿轮啮合区, 也可减少一定量搅油损失。

探明齿轮搅油损失的机理, 建立精确的、通用性强的搅油损失预测模型, 实现搅油损失的有效控制, 是搅油损失研究的重要目标。实现该目标对优化传动系统润滑、减少功率传递损失、提高燃油经济性、稳定系统工作性能和降低系统热效应都有着重要的意义。展望未来, 齿轮搅油损失在以下方向的研究还需进一步加强: ① 齿轮啮合区泵油机理研究; ② 流固热耦合效应下的搅油损失研究; ③ 过渡流状态下的流体阻力矩研究; ④ 搅油和风阻的联合仿真; ⑤ 基于搅油损失的油品、油深和箱体内结构优化设计; ⑥ 多轮系、交错轴等复杂齿轮传动功耗分析。

参 考 文 献

- [1] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Spur-gear-system efficiency at part and full load[R]. NASA, 1980.
- [2] MICHAELIS K, HÖHN B R, HINTERSTOßER M. Influence factors on gearbox power loss[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2011, 63(1): 46-55.
- [3] JOHNSON M L. Improving energy efficiency through lubrication[R]. *Gear Efficiency and Lubrication*, Sumitomo Drive Technologies, 2009.
- [4] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1981, 103(1): 151-159.
- [5] IKEJO K, NAGAMURA K. Power loss of spur gear drive lubricated with traction oil[C]// ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2003: 1079-1084.
- [6] 秦大同. 国际齿轮传动研究现状[J]. *重庆大学学报*, 2014, 37(8): 1-10.
QIN Datong. Review of research on international gear transmission[J]. *Journal of Chongqing University*, 2014, 37(8): 1-10.
- [7] 梁文宏, 刘凯, 崔亚辉. 直齿轮搅油功率损失的实验研究[J]. *实验力学*, 2015, 30(2): 239-244.
LIANG Wenhong, LIU Kai, CUI Yahui. Experimental study of power loss in spur gear churning[J]. *Journal of Experimental Mechanics*, 2015, 30(2): 239-244.
- [8] CONCLI F, GORLA C, DELLA T, et al. Churning power losses of ordinary gears: A new approach based on the internal fluid dynamics simulations[J]. *Lubrication Science*, 2015, 27(5): 313-326.
- [9] HANDSCHUH R F, POLLY J, MORALES W. Gear mesh loss-of-lubrication experiments and analytical simulation[R]. NASA, 2011.
- [10] MORALES W, HANDSCHUH R. A preliminary study on the vapor/mist phase lubrication of a spur gearbox[R]. NASA, 1999.
- [11] CONCLI F, GORLA C. Oil squeezing power losses in gears: A CFD analysis[J]. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 2012, 74: 37-48.
- [12] CONCLI F, GORLA C. A CFD analysis of the oil squeezing power losses of a gear pair[J]. *Int. J. Comp. Meth. and Exp. Meas.*, 2014, 2(2): 157-167.
- [13] International Standard Organization. ISO/TR 14179-1 Gears-thermal capacity—Part 1: rating gear drives with thermal equilibrium at 95 °C sump temperature[S]. London: International Standard Organization, 2001.
- [14] JAUFMANN C, LANGENBECK K. Tauchschnierung schnelllaufender Achsgetriebe für Schienenfahrzeuge[J]. *Antriebstechnik*, 1994, 33(9): 60-65.
JAUFMANN C, LANGENBECK K. Immersion lubrication of fast-running axles for railway vehicles[J]. *Antriebstechnik*, 1994, 33(9): 60-65.
- [15] LIU H L, LIU H J, ZHU C C, et al. Effects of lubrication on gear performance[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 145(3): 1-14.
- [16] ARIURA Y, UENO T, SUNAGA T, et al. The lubricant churning loss in spur gear systems[J]. *Bulletin of the JSME*, 1973, 16(95): 881-892.

- [17] STAVYTSKY V, NOSKO P, FIL P, et al. Load-independent power losses of gear systems: A review[J]. TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln. B, 2010, 10: 205-213.
- [18] SEETHARAMAN S. An investigation of load-independent power losses of gear systems[D]. Columbus: The Ohio State University, 2009.
- [19] SEETHARAMAN S, KAHRAMAN A. Load-independent spin power losses of a spur gear pair: Model formulation[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 022201.
- [20] SEETHARAMAN S, KAHRAMAN A, MOORHEAD M D, et al. Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model validation[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 022202-022211.
- [21] WANG B, LU Z J, CHEN X B, et al. Modeling and analysis of the dynamic efficiency of manual transmission/reducer[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(3): 417-426.
- [22] 王斌, 陈辛波. 混合润滑状态下渐开线直齿轮啮合效率分析[J]. 同济大学学报, 2014, 42(12): 1904-1911.
WANG Bin, CHEN Xinbo. Analysis of meshing efficiency of involute spur gears based on mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tongji University, 2014, 42(12): 1904-1911.
- [23] 李小彭, 牟佳信, 潘五九, 等. 具有分形特性的齿侧间隙对齿轮-轴承系统动态特性的影响[J]. 机械工程学报, 2018, 54(9): 153-160.
LI Xiaopeng, MU Jiaxin, PAN Wujiu, et al. Influence of fractal backlash on dynamic behavior of Gear-bearing system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(9): 153-160.
- [24] SOO S L. Laminar flow over an enclosed rotating disc[J]. Transactions of ASME, 1958, 80(2): 287-296.
- [25] DAILY J W, NEVE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1): 217-230.
- [26] AKIN L S, MROSS J J. Theory for the effect of windage on the lubricant flow in the tooth spaces of spur gears[J]. Journal of Engineering for Industry, 1975, 97(4): 1266-1272.
- [27] PECHERSKY M J, WITTBRODT M J. An analysis of fluid flow between meshing spur gear teeth[D]. PA: Pennsylvania State University, 1987.
- [28] DIAB Y, VILLE F, HOUJOH H, et al. Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2005, 219(8): 785-800.
- [29] STRASSER D. Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspeies auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben[D]. Bochum: Ruhr-Universität, 2005.
STRASSER D. Influence of tooth flank and tooth head on the idle power loss of gear drives[D]. Bochum: Ruhr University, 2005.
- [30] YAZDANI M, SOTERIOU M C. A novel approach for modeling the multiscale thermo-fluids of geared systems[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 72: 517-530.
- [31] 陈晟伟, 姜淑忠. 一种角度可变型齿轮箱搅油损失试验机的设计及测试[J]. 润滑与密封, 2015, 40(9): 93-98.
CHEN Shengwei, JIANG Shuzhong. Design and test of a gear box churning torque loss tester with changeable inclination angle[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(9): 93-98.
- [32] 王连生, 郝志勇, 郑康, 等. 考虑齿轮阻滞力矩的变速箱敲击噪声仿真与试验[J]. 浙江大学学报, 2014, 48(5): 911-916, 941.
WANG Liansheng, HAO Zhiyong, ZHENG Kang, et al. Simulation and experiment on transmission gear rattle considering drag torque[J]. Journal of Zhejiang University, 2014, 48(5): 911-916, 941.
- [33] 吴特. 高速齿轮箱体内流场分析及其密封结构数值研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.
WU Te. Analysis of flow field and numerical study of seal structure for high-speed gearbox[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014.
- [34] 周雅杰, 王斌, 凌建辉. 浸油润滑状态下直齿轮啮合周期内的流场分析[J]. 机械传动, 2018, 42(6): 108-114.
ZHOU Yajie, WANG Bin, LING Jianhui. Flow field analysis of spur gear meshing period under state of oil-immersion lubrication[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(6): 108-114.
- [35] 朱亚超. 机车齿轮箱内部流场分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2015.
ZHU Yachao. Analysis of internal flow field of locomotive gear box[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2015.
- [36] WANG Y, NIU W, Wei S, et al. Influence of spin flow

- on lubricating oil jet—Design method of oil spray parameters to high speed spur gears[J]. *Tribology International*, 2015, 92: 290-300
- [37] FONDELLI T, ANDREINI A, DA SOGHE R, et al. Numerical simulation of oil jet lubrication for high speed gears[J]. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2015(1): 1-13.
- [38] 梁文宏, 刘凯, 崔亚辉. 基于有限元分析的直齿轮搅油损失计算及实验验证[J]. *工程力学*, 2016, 33(5): 220-226.
- LIANG Wenhong, LIU Kai, CUI Yahui. Theoretical calculations and experimental study of spur gears churning power loss based on finite element analysis[J]. *Engineering Mechanics*, 2016, 33(5): 220-226.
- [39] HILL M J, KUNZ R F, NOACK R W, et al. Application and validation of unstructured overset CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation[C]// *Proc. of American Helicopter Society 64th Annual Forum*, Montreal, Canada, 2008: 39-45.
- [40] LEMFELD F, FRAN K, UNGER J. Numerical simulations of unsteady oil flows in the gearboxes[J]. *Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics*, 2007, 1(1): 1-5.
- [41] GORLA C, CONCLI F, STAHL K, et al. Hydraulic losses of a gearbox: CFD analysis and experiments[J]. *Tribology International*, 2013, 66: 337-344.
- [42] 段日强, 姜胜耀, 张佑杰, 等. 用无网格粒子法直接模拟多相多组分界面流[J]. *清华大学学报*, 2005, 45(6): 835-838.
- DUAN Riqiang, JIANG Shengyao, ZHANG Youjie, et al. Direct simulation of interfacial flows for multi-phase and multi-component mixtures using the particle method[J]. *Journal of Tsinghua University*, 2005, 45(6): 835-838.
- [43] Fuji Technical Research. Moving Particle Semi-implicit (MPS) Theory [EB/OL]. [2013]. <http://www.ftr.co.jp/n/products/ryujin/index.html>.
- [44] 孙中国, 李帝辰, 陈啸, 等. 采用移动粒子半隐式法的进口流动速度边界模型[J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(11): 87-91.
- SUN Zhongguo, LI Dichen, CHEN Xiao, et al. Velocity boundary models of inlet flow using moving particle semi-implicit method[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(11): 87-91.
- [45] SUN Z, CHEN X, XI G, et al. Mass transfer mechanisms of rotary atomization: A numerical study using the moving particle semi-implicit method[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 105: 90-101.
- [46] 李晏, 皮彪, 王叶枫, 等. 基于移动粒子半隐式法的齿轮搅油损失分析与试验验证[J]. *同济大学学报*, 2018, 46(3): 368-372, 400.
- LI Yan, PI Biao, WANG Yefeng, et al. Analysis and validation of churning loss of helical gear based on moving particle semi-implicit method[J]. *Journal of Tongji University*, 2018, 46(3): 368-372, 400.
- [47] TANAKA M, CARDOSO R, BAHAI H. Multi-resolution MPS method[J]. *Journal of Computational Physics*, 2018, 359: 106-136.
- [48] 胡青春, 李剑英, 段福海. 带有圆锥齿轮的复合行星传动功率流与传动效率分析[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(21): 42-48.
- HU Qingchun, LI Jianying, DUAN Fuhai. Power flow and efficiency analysis of compound planetary gears transmission with bevel gears[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(21): 42-48.
- [49] CONCLI F, DELLA TORRE A, GORIA C, et al. A new integrated approach for the prediction of the load independent power losses of gears: Development of a mesh-handling algorithm to reduce the CFD simulation time[J]. *Advances in Tribology*, 2016: 1-8.
- [50] CONCLI F, GORIA C. Analysis of the oil squeezing power losses of a spur gear pair by mean of CFD simulations[C]// *ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*. American Society of Mechanical Engineers, 2012: 177-184.
- [51] CONCLI F, CONRADO E, GORIA C. Analysis of power losses in an industrial planetary speed reducer: measurements and computational fluid dynamics calculations[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2014, 228(1): 11-21.
- [52] CONCLI F, GORIA C. Computational and experimental analysis of the churning power losses in an industrial planetary speed reducer[C]// *9th International Conference on Advances in Fluid Mechanics-Advances in Fluid Mechanics IX*, WIT Transactions on Engineering Sciences. 2012, 74: 287-298.
- [53] ARISAWA H, NISHIMURA M, IMAI H, et al. CFD simulation for reduction of oil churning loss and windage loss on aeroengine transmission gears[C]// *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. American

- Society of Mechanical Engineers, 2009: 63-72.
- [54] ARISAWA H, NISHIMURA M, IMAI H, et al. Computational fluid dynamics simulations and experiments for reduction of oil churning loss and windage loss in aeroengine transmission gears[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(9): 092604.
- [55] HU X, JIANG Y, LUO C, et al. Churning power losses of a gearbox with spiral bevel geared transmission[J]. *Tribology International*, 2019, 129(1): 398-406.
- [56] Modelica Association. Modelica libraries[EB/OL] [2019-10-2]. <https://www.modelica.org/libraries>.
- [57] SCHLEGEL C, HÖSL A, DIEHL S. Detailed loss modelling of vehicle gearboxes[C]// *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*. Como, Italy: Linköping University Electronic Press, 2009: 434-443.
- [58] PELCHEN C, SCHWEIGER C, OTTER M. Modeling and simulating the efficiency of gearboxes and of planetary gearboxes[C]// *Proceedings of the 2nd International Modelica Conference*, 2002: 257-266.
- [59] ALBERS P. A study to oil churning losses in a gearbox [R]. DCT Rapporten, Eindhoven, 2004.
- [60] CHERNORAY V, JAHANMIRI M. Experimental study of multiphase flow in a model gearbox[J]. *Computational Methods in Multiphase Flow VI*, 2011, 70: 153-164.
- [61] HOUJOH H, OHSHIMA S, MIYATA S, et al. Dynamic behavior of atmosphere in a tooth space of a spur gear during mesh process from the viewpoint of efficient lubrication[C]// *Proceedings of the ASME, Design Engineering Technical Conference*. Baltimore, MD: Paper No. PTG-14372. 2000.
- [62] HOUJOH H, OHSHIMA S, MATSUMURA S, et al. Pressure measurement of ambient air in the root space of helical gears for the purpose of understanding fluid flow to improve lubrication efficiency[C]// *ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2003: 957-964.
- [63] BONESS R J. Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil[C]// *Proc. ASME Int. Power Trans. Gearing Conf.* 1989: 255-359.
- [64] VON KARMAN T. On laminar and turbulent friction[J]. *Z. Angew. Math. Mech.*, 1921, 1: 235-236.
- [65] TEREKHOV A S. Basic problems of heat calculation of gear reducers[C]// *JSME International Conference on Motion and Power Transmissions*. 1991: 490-495.
- [66] HÖHN B R, MICHAELIS K, VOLLMER T. Thermal rating of gear drives: Balance between power loss and heat dissipation[M]. American Gear Manufacturers Association, 1996.
- [67] LUKE P, OLVER A V. A study of churning losses in dip-lubricated spur gears[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 1999, 213(5): 337-346.
- [68] CHANGENET C, VELEX P. A model for the prediction of churning losses in geared transmissions—preliminary results[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(1): 128-133.
- [69] HO HN B R, MICHAELIS K, OTTO H P. Minimised gear lubrication by a minimum oil/air flow rate[C]// *ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2007: 717-725.
- [70] MAGALHÃES L, MARTINS R, SEABRA J. Low-loss austempered ductile iron gears: Experimental evaluation comparing materials and lubricants[J]. *Tribology International*, 2012, 46(1): 97-105.
- [71] HAMMAMI M, FERNANDES C, MARTINS R, et al. Torque loss in FZG-A10 gears lubricated with axle oils[J]. *Tribology International*, 2019, 131: 112-127.
- [72] HÖHN B R, MICHAELIS K, OTTO H P. Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity[J]. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2008, 4(2): 145-156.
- [73] HARTONO E A, PAVLENKO A, CHERNORAY V. Stereo-PIV study of oil flow inside a model gearbox[C]// *17th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. 2014: 7-10.
- [74] LIU Y, ZHANG X J, ZHANG Y M, et al. Experimental research on reasonable lubricant quantity for transmission gears used in high-speed train[J]. *Science China Technological Sciences*, 2012, 55(12): 3455-3461.
- [75] BLOK H. Measurement of temperature flashes on gear teeth under extreme pressure conditions[J]. *Inst. Mech. Engrs.*, 1957, 2: 222-235.
- [76] NIEMANN G, LECHNER G. The measurement of

- surface temperatures on gear teeth[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1965, 87(3): 641-651.
- [77] ANDERSSON M. Churning losses and efficiency in gearboxes[D]. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 2014.
- [78] CHASE D R. Development of an efficiency test methodology for high-speed gearboxes[D]. Columbus: The Ohio State University, 2005.
- [79] XU H, KAHRAMAN A, ANDERSON N E, et al. Prediction of mechanical efficiency of parallel-axis gear pairs[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(1): 58-68.
- [80] PETRY-JOHNSON T T, KAHRAMAN A, ANDERSON N E, et al. An experimental investigation of spur gear efficiency[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(6): 062601.
- [81] POLLY J, TALBOT D, KAHRAMAN A, et al. An experimental investigation of churning power losses of a gearbox[J]. *Journal of Tribology*, 2018, 140(3): 031102-031109.
- [82] FERNANDES C M C G, BATTEZ A H, GONZÁLEZ R, et al. Torque loss and wear of FZG gears lubricated with wind turbine gear oils using an ionic liquid as additive[J]. *Tribology International*, 2015, 90: 306-314.
- [83] 莫易敏, 常涓舟, 章德平. 润滑油对变速箱传动效率影响的实验探究[J]. *机械传动*, 2014, 40(7): 31-34.
- MO Yimin, CHANG Yuzhou, ZHANG Deping. Experimental research the influence of lubricant on gearbox transmission efficiency[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2014, 40(7): 31-34.
- [84] ACHTENOVÁ G, PAKOSTA J. Advanced usage of inertia test stand—measurement of the gearbox no-load losses[J]. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 2014, 12(3): 16-20.
- [85] KAHRAMAN A, SEETHARAMAN S, SZWEDA T, et al. Development of an efficiency model for transmissions[C]// CTI Conference, Berlin. 2008: 14-15.
- [86] ROSANDER P, BEDNAREK G, SEETHARAMAN S, et al. Entwicklung eines Wirkungsgradmodells für Sahalltgetriebe[J]. *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)*, 2008, 110, 346-357.
- [87] DEFREYNE P, DEREYNE S, STOCKMAN K, et al. An energy efficiency measurement test bench for gearboxes[C]. *Energy efficiency in motor driven systems*, Proceedings, Rio De Janeiro, Brazil. 2013.
- [88] CHANGENET C, VELEX P. Housing influence on churning losses in geared transmissions[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(6): 062603-1-6.
- [89] 陈飞, 方志勤, 崔刚. 双离合器式自动变速器传动效率影响因素分析[J]. *西华大学学报*, 2018, 37(2): 94-98.
- CHEN Fei, FANG Zhiqin, CUI Gang. Analysis on the influence factors for the efficiency of clutch transmission[J]. *Journal of Xihua University*, 2018, 37(2): 94-98.
- [90] HILTY D R. An experimental investigation of spin power losses of planetary gear sets[D]. Columbus: The Ohio State University, 2010.
- [91] KAHRAMAN A, HILTY D R, SINGH A. An experimental investigation of spin power losses of a planetary gear set[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 86: 48-61.
- [92] 霍晓强, 吴传虎. 齿轮传动系统搅油损失的试验研究[J]. *机械传动*, 2007, 31(1): 63-65.
- HUO Xiaoqiang, WU Chuanhu. *Journal of Mechanical Transmission*, 2007, 31(1): 63-65.
- [93] 张佩, 王斌, 周雅杰. 多功能齿轮搅油功率损耗实验装置及实验方法研究[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(6): 102-106, 112.
- ZHANG Pei, WANG Bin, ZHOU Yajie. Research on a multi-functional gear box tester for churning power losses and its test methods[J]. *Journal of Lubrication Engineering*, 2017, 42(6): 102-106, 112.
- [94] KOFFEL G, VILLE F, CHANGENET C, et al. Investigations on the power losses and thermal effects in gear transmissions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2009, 223(3): 469-479.
- [95] DIAB Y, VILLE F, CHANGENET C, et al. Windage losses in high-speed gears. Preliminary experimental and theoretical results[J]. *ASME J. Mech. Des.*, 2004, 126(5): 903-908.
- [96] MARQUES P M T, FERNANDES C M C G, MARTINS R C, et al. Power losses at low speed in a gearbox lubricated with wind turbine gear oils with special focus on churning losses[J]. *Tribology International*, 2013, 62: 186-197.
- [97] OTTO H P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication[D]. München: TU München, 2009.
- [98] HÖHN B R, MICHAELIS K, OTTO H P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimized

- lubrication[J]. Gear Technology, 2011: 53-62.
- [99] TEREKHOV A S. Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion[J]. Vestnik Mashinostroeniya, 1975, 55(5): 13-17.
- [100] LAUSTER E, BOOS M. Zum wärmehaushalt mechanischer schaltgetriebe für nutzfahrzeuge[J]. VDI-Berichte, 1983, 488: 45-55.
- LAUSTER E, BOOS M. Heat-balance of mechanical transmission for commercial vehicles[J]. VDI-Berichte, 1983(488): 45-55.
- [101] 黄康, 钱超, 尹良杰. 双离合自动变速器空载损失与试验的研究[J]. 合肥工业大学学报, 2018, 41(6): 721-725, 738.
- HUANG Kang, QIAN Chao, YIN Liangjie. Analysis and test of no-load-torque loss of dual clutch transmission[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2018, 41(6): 721-725, 738.
- [102] CHANGENET C, OVIEDO-MARLOT X, VELEX P. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(3): 618-625.
- [103] CANDEL S. Mécanique des fluides[M]. Paris: Dunod Ed., 2001.
- CANDEL S. Fluid mechanics[M]. Paris: Dunod Ed., 2001.
- [104] CHANGENET C, LEPRINCE G, VILLE F, et al. A note on flow regimes and churning loss modeling[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(12): 121009-1-121009-5.
- [105] CHANGENET C, PASQUIER M. Power losses and heat exchange in reduction gears: Numerical and experimental results[J]. VDI Berichte, 2002, 2: 603-613.
- [106] MAGALHÃES L, MARTINS R, LOCATELI C, et al. Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss[J]. Tribology International, 2010, 43(10): 1861-1871.
- [107] HEINGARTNER P, MBA D. Determining power losses in helical gear mesh: Case study[C]// ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2003, 3: 965-970.
- [108] MERHOF W, HACKBARTH E M. 履带车辆行驶力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- MERHOF W, HACKBARTH E M. Tracked vehicle driving mechanics[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1989.
- [109] 杨立昆, 李和言, 马彪. DSG 变速器空载功率损失预测模型[J]. 汽车技术, 2013(5): 33-37.
- YANG Likun, LI Heyan, MA Biao. Prediction model of no-load power loss for a DSG transmission[J]. Journal of Automobile Technology, 2013(5): 33-37.
- [110] LEPRINCE G, CHANGENET C, VILLE F, et al. Influence of oil aeration on churning losses[C]// In JSME 2009 International Motion and Power Transmission Conference, 2009: 463-468.
- [111] LEPRINCE G, CHANGENET C, VILLE F, et al. Influence of aerated lubricants on gear churning losses—an engineering model[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 929-938.
- [112] BRANCATI R, ROCCA E, RUSSO R. A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(9): 1075-1083.
- [113] BRANCATI R, ROCCA E, RUSSO R. An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(3-5): 858-872.
- [114] NUTAKOR C, KŁODOWSKI A, SOPANEN J, et al. Planetary gear sets power loss modeling: Application to wind turbines[J]. Tribology International, 2017, 105: 42-54.
- [115] TALBOT D, KAHRAMAN A, SEETHARAMAN S. A helical gear pair pocketing power loss model[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(2): 021105-1-021105-11.
- [116] TALBOT D C. An experimental and theoretical investigation of the efficiency of planetary gear sets[D]. Columbus: The Ohio State University, 2012.
- [117] ERKILIC E. A model to predict pocketing power losses in spiral bevel and hypoid gears[D]. Columbus: The Ohio State University, 2012.

作者简介: 王斌(通信作者), 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为电动汽车分布式驱动系统、齿轮传动效率分析与节能方法。

E-mail: ycitwangbin@126.com