

静压气体轴承超声速现象的研究与发展*

王祖温 孙 昂

(大连海事大学机电与材料工程学院 大连 116026)

摘要: 简述了静压气体轴承的类型及发展, 回顾了静压气体润滑轴承中超声速流动现象的理论与试验研究, 比较分析了它们的特点与不足, 指出供气压力低、承载能力小是传统气体轴承不可克服的缺点。根据气体动力学理论和已进行的相关试验, 详细分析了超声速静压气体润滑轴承的性能优势, 即没有供气压力的限制, 承载能力可以随供气压力的提高成比例提高。计算流体力学的发展为超声速气体轴承的研究提供了有力的技术工具, 根据气体轴承内各段不同的流动特点, 采用分场计算的方法可以得到精确的气体润滑模型, 最后指出了超声速静压气体轴承将成为气体轴承的一个新的发展方向。

关键词: 气体润滑轴承 超声速

中图分类号: TH133.35

0 前言

气体轴承摩擦小, 回转精度高, 能在非常恶劣的环境下工作, 而且在高速运动下, 几乎不产生摩擦热, 功耗很低, 所以自 20 世纪 60 年代以来, 伴随着航空航天等高技术的发展, 气体轴承的理论和试验研究得到飞速发展, 现已成功应用于高精度测量仪器、高精度机床、大规模集成电路加工设备、航空航天和核工程等领域中。

静压气体轴承利用轴颈和轴瓦间十到几十微米间隙内的气膜支撑负荷, 由于气体具有可压缩性, 当轴承内的气流速度达到声速时, 气膜内的压力会急剧下降, 严重影响轴承的承载性能, 这一现象在 20 世纪 60 年代初被学者们发现, 他们至今还在对此现象作更深入的研究。

近些年来, 随着计算机及计算流体力学、材料科学、测试仪器的发展和精密加工水平的提高, 高速、高压、稳定性好的新型静压气体轴承正成为该领域的热点问题。

1 静压气体润滑轴承的类型

气体静压轴承也称外供压气体轴承, 即外部对轴承提供加压气体而产生承载能力。外部压缩气体通过节流器导入轴承间隙, 然后沿轴向流至轴承端部排入大气。节流器使外部加压气体节流后进入轴承间隙, 形成具有一定承载力、并具有一定刚度的稳定润滑气膜。所以在外供压气体轴承设计中, 节

流器是设计关键。它决定轴承的主要性能, 是外供压轴承研究的热点问题, 目前节流器的类型有小孔节流、环面节流、狭缝节流、毛细管节流、多孔质节流、环面浅腔节流、表面节流和可变节流。其中小孔节流、环面节流、狭缝节流三种节流形式应用最多, 设计方法也比较成熟。

表面节流的静压气体轴承是 20 世纪 60 年代末开始研究, 20 世纪 80 年代成功研制出来并得到广泛应用的一种新型静压气体轴承, 它是在支承气膜表面的一侧加工出若干浅腔或气槽, 在轴承内构成二次节流, 这种结构形式不仅能够改善轴承的静态特性, 而且能得到相对高的动刚度和阻尼因数。目前研究的多槽形式包括 T 型槽、矩形槽、三角槽和齿型槽等。

多孔质节流第一份报道是 20 世纪 60 年代由 SHEINBERG 和 SHUSTER 提出的, 限于当时的技术水平, 该节流形式的气体轴承没有得到应用。多孔质轴承采用多孔质材料作为轴承表面和节流器, 整个轴承面均布微小的供气孔, 气体通过多孔质材料由供气区进入轴承间隙。由于多孔质材料的特性, 压力气体通过时产生的节流效应比一般其他供气形式的轴承效果好, 因此大大提高多孔轴承的承载能力, 并且由于轴承间隙一侧是透气性材料, 在轴承动载时, 允许气体在其中流动, 故有较好的阻尼特性。近年来, 随着材料科学的发展, 作为多孔质材料的新型材料不断被开发, 激发了人们进一步发展多孔质轴承的信心, 成为近几年来研究较多的节流器^[1-2]。

2 静压气体润滑轴承超声速现象的研究

* 国家自然科学基金资助项目(50335010)。20050423 收到初稿, 20050815 收到修改稿

1961 年在美国麻省理工学院作访问的日本学

者 M. HARUO^[3]在《Tran. ASME Journal of Basic Engineer》杂志中首次论述圆盘推力轴承入口区压力下降的原因。在研究单供气孔平行圆盘止推气体轴承间隙内的压力分布时,发现当提高供气压力、增大轴承的工作间隙,轴承间隙内的压力分布不再像通常雷诺润滑方程所表述的那样——从供气孔到轴承边界压力是逐渐降低到环境压力,而是供气孔出口附近的压力迅速下降,直至低于环境压力并到达最低压力点,而后再逐渐上升到环境压力以上,之后再逐渐降低到环境压力。M. HARUO 试图用一维超声速流动的激波理论解释这一现象,假设突跃的正激波将轴承分为超声速流动区和亚声速流动区,在超声速区用常值的壁面摩擦因数代替粘度项,通过兰金-雨贡纽关系式得到激波前后波面的参数关系,并将理论计算结果与试验结果进行了对比。虽然 M. HARUO 的理论模型能够定性地解释轴承中超声速流动和激波的存在,但试验中没有观察到突跃的强激波间断面,这与其假设的计算模型有较大的差异,而且超声速区壁面摩擦因数的取值没有严格的理论基础,只能试探得到经验值。1969年 M. HARUO 和 Y. MIYAMATSU^[4]还针对带有一个中心供气孔的圆盘推力轴承构建了数学模型,这些模型可以表达轴承在不同的工作条件下的压力分布和承载能力。

在 M. HARUO 的研究基础上,还有几位学者对静压气体轴承的进气区的超声速压力问题进行了研究。A.F. STAHLER^[5]采用自由水表面模拟静压圆盘和矩形气体轴承内产生的激波。研究发现,在带有圆形进气孔的矩形轴承内产生的激波形状类似椭圆。E.A. SALEM 对采用油和气体两种润滑介质的相同形状的阶梯形轴承进行了理论和试验研究,通过对两种不同润滑介质的轴承对比,他发现,在粘性流占优势的工作条件下,两种轴承具有相同的润滑膜厚度和相同入口压力下降值时,气体润滑轴承的承载能力高于油润滑轴承。随着润滑膜厚度和入口压力下降值的增加,润滑介质的惯性作用越来越重要,油轴承表现出更高的承载能力。J.H. VOHR^[6]采用试验方法研究了圆盘推力轴承整个中心进气孔的压力分布,他发现在通向气膜的入口处压力急剧下降,然后又局部回升,测得的入口处压力值小于通过粘性理论计算的值。

W.A. GROSS 等^[7]在《Fluid film lubrication》一书中讲到,尽管在远离入口区的气膜段惯性影响可以忽略,但在靠近入口区由于存在速度的增长和流动分离,它的影响是重大的。在分离区的下游气流会相互撞击填满整个流道并伴随着头部压力损失,

对于径向流动的情况,回升压力的大小受径向半径和气膜厚度影响。

S.Z. KASSAB 采用试验的方法研究了静压矩形气体轴承在不同的工作条件和尺寸时的性能参数。他计算了有压力下降的入口区的压力分布图,压力下降到一个最小值后会再增加到一个最大值,这个最大值小于入口压力值。同时,压力最小的这个点与供气孔的距离保持不变,与轴承凹槽和外部尺寸无关。1981年 M.A. SHAWKY 和 S.Z. KASSAB 计算了当增加气膜厚度和供气压力而产生压力下降时量纲一载荷下降情况。他发现,增加轴承的宽度与长度的比值,保持供气孔的直径和凹槽与外部宽度的比值不变,会导致供气孔后的压力下降值增加,结果是降低了同样工作条件下的压力分布。

对于静压圆盘推力轴承, D.A. BOFFEY 和 P.M. WILSON^[8]观察到当气流进入气膜时压力急剧下降,这种下降的幅度与该点的速度增加值一致,而且他们将试验结果与理论计算进行了比较,结果表明,该区域存在的弱激波使该区域的流场状态非常复杂,实测的供气孔与气膜相接处的静态压力值低于按照雷诺理论计算得到的静态压力,而该处实测的动态压力变化值又高于按照雷诺理论计算的动态压力变化值。发现理论上过高估计了在进入气膜处的稳态压力值。

1973年 M. POUPARD^[9]对内部补偿的圆盘推力轴承的超声速区进行了理论与试验研究,在他所建立的运动方程中将摩擦因数作为独立的一项考虑,计算得到超声速区和亚声速区的分界曲线,并在确定相应条件下进行了试验研究,试验结果与理论计算一致,并对气流入口处倒圆角和不倒圆角两种形状作了对比试验,试验发现入口处倒圆后压力分布曲线形状不变,但曲线将向轴承气流出口方向移动,这种移动可以大大提高轴承承载能力。另外增加进气口的大小同样可以提高承载力。

1978年 E. SALEM^[10]对静压球轴承的超声速现象进行了理论研究,计算结果表明与圆盘推力轴承相比,球轴承可以采用较高的进气压力和较大的气隙而不会出现激波现象。同时球轴承必须具有较小的表面粗糙度。

对于弹性静压矩形气体润滑轴承, M.F. KHALIL 研究发现,当靠近凹槽和进气孔边缘由于惯性流的影响,产生的压力下降达到最大值时,试验测得的沿气膜的压力分布与理论计算值非常一致。M.A. SHAWKY 利用 KASSAB 的分析结果构造了不同工作条件和外部尺寸的气体轴承在压力下降后所能恢复的最大值与外部供气压力的关系公式。而

L.A.SAN ANDRES 和 J.F.M.VELTHUIS 的数值分析结果表明在凹槽内压力不是相同的。当只考虑流体静态的影响时,凹槽区的压力会下降,在凹槽与气膜的交界处将出现较大的局部压力下降。

E.M.A.NOURELDEEN^[11]对不同形状的矩形气体轴承在不同工作条件的性能参数进行了试验研究,结果发现,在入口区压力下降到最小,然后压力又逐渐增大到最大,这个最大压力值将低于入口压力。此外压力下降将随着气膜厚度和供气压力的增加而增加。通常情况下,理论计算的压力下降值和承载能力高于试验测得的结果,S.Z.KASSAB 认为这是由于在理论分析中采用了一些简单的假定。

总之当供气压力过大和气隙过大时,气体轴承入口区将出现超声速流,压力急剧下降,在较远的位置压力再次回升,然后又逐渐减小,最后流出轴承降至环境压力。该区域气体流动状态是非常复杂的,迄今为止的研究都是基于层流假设,研究该区域的流动需要考虑激波、湍流和边界层等的相互作用,揭示该区域的流动可以全面掌握轴承内的压力分布,从根本上了解气体轴承的性能。

20 世纪 80 年代中期以来,计算流体力学取得了突飞猛进的发展,出现了一大批无振荡、高分辨率的差分格式和方法,在质量上较好地捕捉流场中的激波,成功解决了 Euler 方程的数值模拟,同时在理论上解决了双曲型守恒系统的差分计算。网格生成技术自 20 世纪 80 年代以来已发展成为计算流体力学的一个重要分支,发展了一大批有效的网格生成技术及相应的软件,实现了工程计算所需要的复杂外形的计算网格。这一时期湍流理论研究也取得了长足的进展,S.S.GIRIMAJI 和 Y.ZHOU^[12]研究了 Burgers 湍流的有关惯性区及远耗散区中的谱及能量传递的各种问题,BATAILLE 等使用涡动阻尼拟正规 Markov 过程模型研究了三维可压缩湍流的能量传递过程并给出了较好的结果;在湍流冲击射流流动的研究中,Q.CHEN 等^[13]用 $k-w$ 湍流模型对冲击区的湍流场进行了较好的模拟,与试验结果吻合良好。以上这些气体动力学领域的最新进展将为气体轴承中的超声速流动机理研究提供有力的工具。

3 超声速气体润滑轴承的研究

基于上述多位学者的理论与试验研究,形成了传统的气体静压轴承设计理论。理论认为,当气膜厚度和供气压力较大时,供气孔出口出现超声速流动,随气体流通断面的扩大,气流在间隙中的马赫

数不断增高,气隙内的气体压力急剧下降。如果激波出现在气隙内,则激波后的气体流速降为亚声速,压力上升至与亚声速流动对应的压力水平,超声速区域压力下降极大,应极力避免,在设计静压气体轴承时,需要适当选择各有关参数,使气流在流过节流孔之后,不致达到声速,从而避免其下游产生压力下降及激波的可能,以避免承载能力的大幅度下降。

在这种设计思想的指导下,传统结构的气体轴承供气压力都较低,一般不大于 0.7 MPa,这给气体轴承的使用带来了一个不可克服的缺点,即它的承载能力小、刚度低,只能用于轻载精密支承。与油轴承相比较,气体轴承的承载能力比油轴承低 1~2 个数量级,以比承载(单位面积的承载能力)计算,油轴承一般为 0.5~2.0 MPa,而气体轴承只有 20~40 kPa,这使得气体轴承无法应用于航天工业及精密重型机器制造等部门需要大承载力的场合。为了克服气体轴承的这一缺点,要提高气体轴承的承载能力,就必须突破供气压力的限制。

根据间隙内气体流速的不同,可压缩间隙流动可以分为亚声速和超声速两种类型。气体动力学理论表明,当气体流动速度从亚声速跨越到超声速时,超声速流动将出现与亚声速流动完全不同的现象:一是当超声速流受到压缩时,就会产生激波,但激波的位置取决于上游入口压力、流道断面的形状和出口背压;超声速流动的另一显著特点是下游的低压扰动不会影响上游的压力分布。如果能合理设计气体轴承的流道尺寸参数,使激波不出现在气膜的承载区域内,并使气体流出工作间隙时达到声速或者超声速,利用超声速流动下游低压扰动不影响上游压力分布的第二个特点,就可使轴承间隙内的平均压力保持很高而不受外界环境低压的影响。这种超声速结构的气体轴承,没有供气压力的限制,承载能力可以随供气压力的提高成比例的提高。

1984 年日本学者 Y.MIYAKE、T.INABA 在《Journal of Tribology》上首次发表了超声速气体轴承的两篇研究报告,分别从理论上研究了超声速推力轴承的静态和动态特性^[14-15]。超声速气体轴承理论的提出,是气体润滑理论在 20 世纪 80 年代中期取得的重大发展。在理论研究的基础上,Y.MIYAKE、T.INABA、N.KUBO 和 TAKEOKA(1985)进行了试验研究^[16],试验结果和作者提出的超声速轴承理论预测的压力分布相符,证实了该理论的有效性。日本学者 Y.MIYAKE、T.INABA 提出的超声速气体轴承的结构如图 1 所示,气体从气罐 0 通过供气管 1-2 流入轴承间隙 3-4 最后从 4 处流出轴承。Y.MIYAKE、T.INABA 的研究突破了人们在气体轴承设计方面的思维惯性,

使人们在设计思路从被动地降低轴承的供气压力,避免气体轴承间隙中产生超声速流,转到主动利用超声速流的优点,实现高供气压力、高刚度的气体润滑技术上。Y.MIYAKE、T.INABA的一维超声速流动模型优点是没有人假设流道中存在正激波,而且把整个供气管道和轴承间隙作为一个整体通盘考虑,缺点是他们的数学模型延续了 HARUO 用常值的壁面摩擦因数代替粘度项的假设,也没有考虑激波和边界层的相互作用问题,最终 Y.MIYAKE、T.INABA 的计算结果没有捕捉到流场中的激波系,不能解释入口喉道处的流动分离现象。

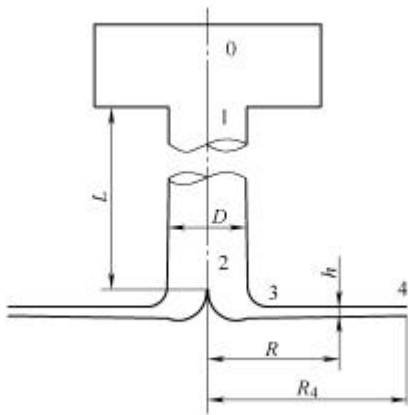


图1 超声速推力轴承

国内某研究所近年来从国外引进了一套大型卫星全物理仿真三轴气浮试验台,其关键部件之一是提供低摩擦环境的气体球轴承,该轴承属于供气压力和承载力很高的超声速球面气体轴承,设计供气压力为3 MPa,实际使用供气压力为1.5 MPa,承载质量4.5 t,而球体直径只有400 mm,如图2所示。从图2中可以看出,这种新结构轴承的排气方式与传统结构的轴承不同,间隙中的气体从三处排出。其一是从上部轴承间隙与外界环境大气相接处流出,图2中有剖面线的零件由软且耐磨的材料制成,这部分流道形状经特殊设计,气流以声速或超声速流出,外界环境的低压扰动不会传到轴承间隙内部。高压气体从专用的供气管路送入供气孔,气体除从最上面的间隙流出以外,还分别从球窝上部三道均压槽的排气孔以及球窝底部均压槽的排气孔流出,由小孔出流理论可知,只要小孔进口压力大于出口压力的1/0.528倍,则小孔中的流动呈壅塞状态,出口流速达到声速或超声速,从而使气隙内的压力不受环境低压的影响。这种轴承的工作原理和图1所示的轴承有相似之处,气流从轴承间隙流出时都达到声速或超声速,它们都利用了超声速流动的重要特点,使外界环境的低压不影响轴承间隙内的气体流动,可以在轴承间隙内保持高压,供气压力远远大于传统结构的轴承。

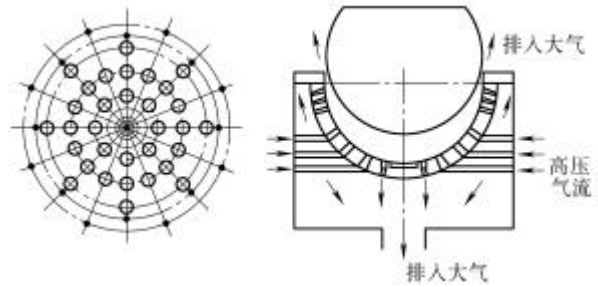


图2 新结构气浮球轴承

国内方面对超声速气体轴承和超声速间隙流动的研究,目前正在国家自然科学基金的资助下进行。通过对气体轴承间隙内超声速流动现象及其相应工作机理进行深入分析,可以发现,轴承内气体流动不能用1886年雷诺奠定的流体动力润滑理论基础,即可压缩雷诺方程的描述。雷诺模型忽略了气体惯性力对润滑膜性能的影响,没有考虑气体能量方程;在建模过程中只考虑了轴承间隙内气膜的流场,而把供气小孔处作为雷诺方程的奇点来处理。通过质量连续方程给出奇点的压力边界条件,着眼于求得整个气膜的压力场,而没有对气膜中的速度分布进行准确的刻画。雷诺模型对亚声速气体轴承是基本适合的,在工程使用中具有足够的精度,这已经为50年来的理论分析和实践所证实。但当轴承间隙内出现超声速流动时,这样的处理不能反映流场的物理本质特征。对于超声速间隙流动,边界层与剪切流动、间断面与激波以及激波与边界层的相互作用是流场的本质特征。在流场的不同部分,流动的主要特征是不同的,供气孔入口段的特性介于喷管和摩擦管之间;供气孔出口与气膜相接处由于气体流动方向的剧烈改变,流场呈现较强的三维特性,类似于湍流冲击射流流场;承载气膜段出现超声速流动时,产生了激波与边界层的相互作用,气流越过激波区流速降为亚声速,该区域的二维跨声速粘性流动是其主要特征。如果能把气体轴承内的整个流场分为三部分分别建模,即供气孔入口段、供气孔出口与气膜相接段、承载气膜段,然后将这三部分流场整合,则可得到准确描述轴承流场特性的精确气体润滑理论模型。

4 结论

静压气体轴承当供气压力过大和气隙过大时,入口区将出现超声速流,压力急剧下降,在较远的位置压力再次回升,然后又逐渐减小,最后流出轴承降至环境压力。该区域气体流动状态是非常复杂的,研究该区域的流动需要考虑激波、湍流和边界

层等的相互作用,揭示该区域的流动机理可以全面掌握轴承内的压力分布,从根本上了解气体轴承的性能。

20 世纪 80 年代中期以来计算流体力学迅猛发展,出现了一大批无振荡、高分辨率的差分格式和方法,可以较好地捕捉流场中的激波,湍流理论也取得长足发展,这为人们更加深入研究轴承的各种性能及开发新型轴承提供了有利条件。高供气压、高承载能力的超声速静压气体轴承由于具有广阔的应用空间将成为静压气体轴承的一个新发展方向。

参 考 文 献

- [1] WANG N Z, CHANG Y Z. A hybrid search algorithm for porous air bearings optimization[J]. Tribology Trans. , 2002 , 45(4) : 471-477.
- [2] SU J C T, YOU H I, LAI J X. Numerical analysis on externally pressurized high-speed gas-lubricated porous journal bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2003, 55(5) : 244-250.
- [3] MORI H. Theoretical investigation of pressure depression in externally pressurized gas lubricated circular thrust bearings[J]. Trans. ASME, J.Basic Eng., 1961, 83 : 201-208.
- [4] MORI H, MIYAMATSU Y. Theoretical flow models for externally pressurized gas circular thrust bearings[J]. Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 1969, 91 : 181-193.
- [5] STAHLER A F. Further comments on the pressure depression effect in externally pressurized gas-lubricated bearings[J]. ASLE Trans., 1964, 7 : 366-376.
- [6] VOHR J H. MTI gas bearing design manual[G]. Section 5.1.6, 1969.
- [7] GROSS W A, MATSCH L A, CASTELLI V, et al. Fluid film lubrication[M]. Chichester : Wiley Interscience, 1980.
- [8] BOFFEY D A, WILSON P M. An experimental investigation of the pressure at the edge of a gas bearing pocket[J]. Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 1981, 103 : 593-600.
- [9] POUPARD M, DROUIN G. Theoretical and experimental pressure distribution in supersonic domain for an inherently compensated circular thrust bearings[J]. Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 1973, 95 : 217-221.
- [10] SALEM E, KHALIL F. Choked flow in externally pressurized spherical gas bearings[J]. Wear, 1978, 47(1) : 61-70.
- [11] NOURELDEEN E M A. Effects of bearing geometry and operating condition on the performance of externally pressurized rectangular gas bearing[D]. Faculty of Engineering, Alexandria University, 1994.
- [12] GIRIMAJI S S, ZHOU Y. Spectrum and energy transfer in steady Burgers turbulence[J]. Phys. Lett. A, 1995 : 202-279.
- [13] CHEN Q, MODI V. Mass transfer in turbulent impinging slot jets[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1999, 42 : 873-887.
- [14] MIYAKE, INABA T, MATSUOKA T. An externally pressurized supersonic gas thrust bearing (report 1st, static characteristics in supersonic operations)[J]. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 1984, 106 : 163-168.
- [15] MIYAKE, INABA T, MATSUOKA T. An externally pressurized supersonic gas thrust bearing (report 2nd, dynamic characteristics in supersonic operations and static characteristics in sonic operations)[J]. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 1984, 106 : 169-173.
- [16] MIYAKE, INABA T, KUBO N, et al. An experimental study on externally pressurized supersonic gas thrust bearings[J]. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 1985, 107 : 122-127.

RESEARCH AND DEVELOPMENT FOR SUPERSONIC PHENOMENON OF EXTERNALLY PRESSURE GAS LUBRICATION BEARINGS

WANG Zuwen SUN Ang

(Electromechanics and Materials Engineering College,
Dalian Maritime University, Dalian 116026)

Abstract : The types of externally pressure gas lubrication bearings and its development are introduced. The theoretical and experimental researches of the sharp pressure drop of externally pressure gas lubrication bearings are reviewed, and their features and defects are analyzed. It is concluded that low-supplied gas pressure and low-capacity load are the intrinsic defects of traditional gas bearings. Furthermore, according to aerodynamics and its relevant tests, the performance advantages of supersonic gas lubrication bearing are studied in detail. Without the limitation of supplied gas pressure, load capacity is increasing proportional to supplied gas pressure. The development of CFD provides potential tool for the research of supersonic gas bearings. In terms of different fluid features in different gas bearing parts, the precise gas lubrication model can be reached by segmented fluid field. At last supersonic gas lubrication bearing is pointed out as one of the development tendencies of gas lubrication bearings.

Key words : Gas lubrication bearing Supersonic

作者简介：王祖温，男，1955 年出生，教授，博士生导师。主要从事气
E-mail：wangzw@dlmu.edu.cn
动零件、气压传动与控制及气体润滑技术等研究。