

摘 要

全封闭湿式多盘制动器摩擦盘温度场和应力场的计算是设计制动器和选择摩擦副材料的重要理论依据。本文在参阅国内外相关文献的基础上,对全封闭湿式多盘制动器摩擦副接触表面的压力场和摩擦盘的瞬态温度场及应力场进行了研究。

介绍了制动器热传导基本方程、制动器结构非线性分析算法及制动器摩擦副接触非线性算法,并对解决全封闭湿式多盘制动器的热传导问题、制动器结构非线性问题及摩擦副接触问题的方法进行了详细的讨论。

依据全封闭湿式多盘制动器摩擦盘的实际几何尺寸,建立了二维轴对称有限元分析模型,对模型进行了必要的简化和假设,确定了全封闭湿式多盘制动器有限元分析模型的边界条件,并充分考虑了摩擦盘间温度场和应力场耦合问题。在此基础上采用 ANSYS 有限元分析软件,对紧急制动工况和持续制动工况的摩擦副接触表面压力、摩擦盘温度场和应力场进行了模拟计算。较真实地模拟了制动器的制动过程,探讨了不同制动工况下摩擦盘偶件温度场和应力场的分布规律。

论文还从能量的角度为制动器设计了冷却系统,并对冷却后的制动器摩擦盘进行了温度场和应力场的有限元计算,检验了该冷却系统设计的合理性。

关键词: 湿式制动器; 温度场; 应力场; 有限元法

Abstract

Calculating the thermal and stress of the wet multi-disc brake is one of the main content in the brake designing and material selecting. Based on extensive references to the research work and literature in this field, the research of contact condition between two friction discs and the distribution rules of transient thermal field and thermal stress of traction parts were carried out.

Starting from the heat conduction differential equation of instant thermal field, this paper introduces functional thermal transmittance, construction non-linearity and contact non-linearity of the wet multi-disc brake, explores in detail about how to solve them

The finite element model of the wet multi-disc brake was realistically constructed using two-dimensional axisymmetric element. By necessary assumption and simplify this paper confirmed the boundary condition of FEM model. Also the coupling of transient thermal and stress was explored sufficiently. In this paper finite element software of ANSYS was used in the analysis of contact press between two friction discs and thermal field and stress field of friction disc during emergency braking and lasting process. Based on the calculation results, the distribution rules of thermal field and thermal stress of traction parts were studied. The results simulate the braking process objectively.

Based on the braking energy theory this paper designs appropriate cooling system for the wet multi-disc brake. By FEM analysis of thermal field and stress field to verify the rationality of the cooling system.

Key words: Wet-disc brake; Thermal field; Stress field; Finite element analysis

学位论文独创性声明

本人声明，所呈交的学位论文系本人在导师指导下独立完成的研究成果。文中依法引用他人的成果，均已做出明确标注或得到许可。论文内容未包含法律意义上已属于他人的任何形式的研究成果，也不包含本人已用于其他学位申请的论文或成果。

本人如违反上述声明，愿意承担由此引发的一切责任和后果。

论文作者签名：邢玉涛 日期：2007年6月11日

学位论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的学位论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为青岛大学。

本学位论文属于：

保密 ☐，在 年解密后适用于本声明。

不保密 ☒。

(请在以上方框内打“√”)

论文作者签名：邢玉涛 日期：2007年6月11日

导师签名：战凯 日期：07年6月11日

(本声明的版权归青岛大学所有，未经许可，任何单位及任何个人不得擅自使用)

第一章 引言

1.1 课题的提出及意义

全封闭湿式制动器是摩擦元件封闭在制动器壳体内的一种多盘式制动器。全封闭湿式制动器是近年来被广泛应用的一种制动器。与传统的钳盘式制动器相比，全封闭湿式制动器完全密封，防水防尘，减少了水衰退显现。制动器的使用寿命长，制动性能稳定，耐磨损，摩擦盘间的间隙一般不需调整，维护工作量极小。散热效果良好，摩擦副温度降低显著，在不增大径向尺寸的前提下就改变摩擦盘数量，可获得不同大小的制动力矩，易于实现系列化、标准化。因而越来越广泛地被工程车辆所采用。

近年来，国外非常重视全封闭湿式制动器的研究，已研制出多种形式的湿式多盘制动器，应用越来越广泛。国外几大工程机械公司，如美国的CLARK、CATERPILAR公司和瑞典的VOLVO公司已在整机设计时考虑采用湿式多盘制动器，美国RONKWEILL公司及德国KESSLER公司在车桥产品中也采用了湿式多盘制动器。而井下矿用自卸式车辆则已全面采用湿式多盘制动器系统^[1]。而我国制动器的研究都是在吸收国外先进技术基础上，结合我国的实际情况发展起来的。其中北京科技大学、吉林大学、北京理工大学等在此方面做了大量的工作，也取得了显著的成果。但由于实验条件、制造技术等原因，国内的研究与国外的先进技术还有一定的差距。

制动器是车辆中涉及行驶安全性的关键部件，它直接影响车辆行驶的安全性、耐久性。目前国内外应用较多的多盘湿式全封闭制动器有普通型多盘湿式全封闭制动器、多盘湿式失压全封闭制动器两种。普通多盘湿式全封闭制动器采用液压实施制动，卸压后由弹簧复位解除制动。多盘湿式失压全封闭制动器在结构上采用弹簧制动，当制动管路中的油压达到额定值时，推动活塞压缩弹簧解除制动。

随着计算机有限元分析技术的迅猛发展和进步，使其在工业中的应用不断拓展，尤其使汽车工业的各种产品设计、开发、测试方法和手段不断进步。在车辆产品开发设计上，有限元分析技术正在成为现代车辆设计系统的核心技术。有限元分析技术是缩短车辆研发周期、降低开发成本、提高车辆产品设计质量的重要手段。在车辆设计的初期应用有限元技术使得车辆设计不合理之处得以解决。

本课题采用有限元分析技术建立全封闭湿式制动器的有限元模型，对全封闭湿式多盘制动器制动过程中摩擦盘的温度场、应力场进行研究，分析全封闭湿式多盘制动器结构对摩擦盘接触压力以及摩擦盘温度场的影响，为进一步改进设计提供参

考依据。因此,本研究对提高我国全封闭湿式制动器制造企业的技术水平与市场占有率,提高在国内外市场的竞争能力等方面,具有重要的实用价值。

1.2 全封闭湿式多盘制动器的研究现状

全封闭湿式多盘制动器的出现始于美国,在此方面的研究也比较早。早期的工作主要侧重于试验研究,通过试验结果来研究全封闭湿式制动器的摩擦特性^[2-4]。近年来,随着工程车辆中的设计载荷越来越大,而制动器的尺寸要求越来越小,对全封闭湿式制动器的制动性能要求不断提高,有关全封闭湿式制动器设计原则、结构优化以及破坏机理等一系列基础理论方面的研究也取得了长足的进步^[5-6],特别是现代设计理论与方法的介入如CAD、计算机网络化管理、有限元法、反求设计法、优化理论、神经网络^[7-8]、模拟退火算法、遗传算法、模态分析法以及相似理论等。这使得计算机在全封闭湿式制动器综合性能的分析与研究中的应用越来越广泛。

1.2.1 热弹性力学在全封闭湿式多盘制动器研究中的应用

热弹性力学阐述弹性体在非均匀温度场影响下的性能,它是弹性力学的推广或广义化。热弹性力学的应用,在工程上有着重要的意义。热应力和它所引起的强度、刚度问题可将其应用在全封闭湿式制动器工程问题的研究中,例如全封闭湿式制动器的运动零部件在热应力作用下的强度问题,热冲击对其强度的影响,热疲劳对其零件寿命的影响;全封闭湿式制动器对偶盘在制动过程中出现的热应力、残余热变形和残余热应力问题;全封闭湿式制动器零件的热疲劳问题及其在温度变化时的强度和热翘曲问题等问题。全封闭湿式制动器摩擦偶件相互作用时在其接触表面温度发生不均匀变化时,其对偶盘由于热机失稳而发生热翘曲或出现裂纹等。这些亟待解决的重要课题都需要应用热弹性力学的理论和方法来解决。

在热弹性力学的研究中,为了更好地解决实际问题,研究的范围扩大到热弹塑性和热粘弹性的理论和计算,以及由于温度引起的物理性能变化的分析研究等。

热弹性力学研究的内容,在理论方面包括:热传导方程和热弹性方程的建立,边界条件表达式的确定;热传导方程和热弹性的耦合理论的分析研究^[9];热弹性和热弹塑性本构理论的研究和本构方程的建立;热冲击和热弹性波传播的研究;热粘弹性本构理论的研究和本构方程的建立,热蠕变的分析;热疲劳过程力学模型的建立,热疲劳与高温疲劳的关系的研究;热残余应力问题的研究;热弹性、热弹塑性、热粘弹性问题的数学分析方法,数值计算方法及其理论基础以及变分原理的应用研究等。

近几年,热弹性力学的理论研究继续向完善和深入方面发展。例如,由于精确

求解耦合问题在数学上存在不少困难,近年来采用了许多近似方法,摄动法是一种值得注意的方法,其次,应用有限元法来计算热弹性耦合问题,至于热弹性耦合问题变分原理的研究,也已经有了很大进展。最近,耦合的概念不断扩大,开始考虑温度场,应变场和电磁场的耦合,力学边界条件的耦合等^[9]。热冲击问题也是吸引人们注意的内容之一。急剧的加热和冷却,使物体产生剧烈的温度变化,并相应地产生很大的非正常热应力。这种现象叫做计算“热冲击”。这时的热应力是在短促的时间内产生的,带有冲击的特性,因而需要研究它的惯性效果和热弹性波。由于热冲击产生的高速变形,出现了较大的应变率,影响温度场的分布。所以在热冲击问题中同时考虑耦合项的影响^[10]。在这些研究中,对于在物体上加热所引起的物性系数的变化,均未加以考虑。对于热冲击作用的边界条件的表达多采用理想化的模型,因此,热冲击的研究尚待继续深入。

热弹性力学的实验研究是非常重要并亟待发展的一个重要方面^[11]。随着高温电测技术的日益成熟,热变形和热应力的测量有了一定的基础,X射线测定构件表面应力(包括热应力)的研究也已开始,但总的看来,实验研究较之理论和计算研究是薄弱的,这就使得热弹性力学的研究还不够完整。

对于热弹性力学问题,除了应用经典的数学分析方法求其解析解外,还应着重研究有限元法求解其数值解,这当然也涉及了相应的变分原理。全封闭湿式制动器摩擦副间对流换热、摩擦盘压力分布、摩擦偶件温度场、应力场分布及其整体的非稳态散热过程的求解就是应用有限元法来求其数值解的。

1.2.2 摩擦盘间压力分布规律的研究

摩擦盘间压力分布是指车辆处于静止或行驶状态下,制动时摩擦盘表面形成的压力分布规律^[12]。摩擦盘间压力分布规律是决定制动器转矩容量的重要机械参数,它直接影响生成摩擦热的分布规律,其分布是否合理将直接决定着制动器制动性能的好坏和使用寿命的长短。分析影响摩擦制动器性能的摩擦盘间压力分布情况可作为一种对制动材料抗热衰退性能的检验手段,对提高制动系统的性能,制动器的材质的研究和最佳选配,制动器的正常使用和维护,结构设计都很有实用价值。

影响摩擦盘间的压力分布的因素有很多,如摩擦盘的材料,摩擦盘的内、外径之比、制动活塞的结构等^[13-15]。对于摩擦盘间的压力分布的以前普遍认为是等压力分布,近年来有限元法应用于摩擦盘间压力分布的计算,更加精确的反映了摩擦盘间的压力分布规律。

1.2.3 摩擦偶件温度场与应力场的研究

全封闭湿式制动器摩擦盘温度场和应力场,是决定制动器的制动容量、强度和

寿命的主要因素,摩擦盘压力和温度分布梯度越大,制动器的容量就越小,使用寿命就越低。不理想的盘间压力分布往往会引起摩擦表面不均匀温度场的出现,并因为过大的温度梯度变化而导致局部产生高应力点。全封闭湿式制动器的失效形式已不再仅仅是摩擦盘的磨损,大量的理论及实验研究表明:制动器的各种形式的失效,其主要原因是摩擦产生的热量超过了摩擦材料所能承受的极限容量。因此,要使制动器稳定可靠的工作,就必须保证制动器的摩擦盘具有足够的热容量,而摩擦盘的热容量受限于其摩擦表面的温度。摩擦盘表面的温度过高会引起摩擦表面一系列的物理、化学变化(如热弹性不稳定性、材料的热降解等),同时摩擦盘内部不均匀的温度场分布使得摩擦盘产生过大的热应力,产生过大的热-弹性变形,这使得制动器的制动性能降低,车辆的行驶安全性能得不到保证。因此,制动器摩擦盘温度场的研究是一个不可忽视的问题。计算制动器摩擦副的温度场已成为制动器设计的重要内容和选择摩擦副材料的重要理论依据。

摩擦偶件温度场和应力场的获得可通过解析法、数值法和试验等方法。解析法虽然获得的解比较精确,但只限于几何形状和边界条件比较简单的情况,而对于全封闭湿式制动器的复杂传热问题,所得的结果就难免误差很大。随着有限元技术的不断发展,利用计算机对摩擦偶件温度场和应力场进行数值模拟,已是目前研究全封闭湿式制动器的主要手段。P.Zagrodzki等人利用有限元方法探讨了全封闭湿式制动器摩擦盘上热点产生的机理,提出改进方法,有效的避免了热点的破坏作用^[16]。

对于全封闭湿式制动器,有限元分析已开始获得普遍的认可和运用。因全封闭湿式制动器结构形状和工作环境的复杂性和特殊性,建立相应的有限元分析模型时,加热边界条件(热流密度)和摩擦副间对流换热边界条件的确定就成为关键问题。制动器作为整体的一个部件,其承受的热负荷受制动工况、车辆总体参数、路面附着条件等多因素的影响,所以应从系统分析的观点出发,建立它们之间的联系,以确保初始条件和边界条件的正确性。

1.2.4 全封闭湿式制动器摩擦机理研究

关于湿式摩擦机理,基本上有两种观点。一种观点认为,摩擦转矩产生于油液的剪切摩擦,理论上无机械磨损,决定摩擦性能的是油的粘度,通常应用流体动力润滑理论进行分析。油膜剪切摩擦机理考虑的主要是油的物理性质,而忽略其化学属性对摩擦的影响。另一种观点认为,界面摩擦性能主要取决于边界膜的性质,即形成边界摩擦机理^[17]。Hardy等人忽略表面微观粗糙的作用,认为边界膜剪切传递全部摩擦转矩;Bowden等人则从表面凸凹不平的观点出发,提出了以边界摩擦为主包括粘着摩擦、液体摩擦在内的混合摩擦机理。Komvopoulos和Suh等人则通过试验表明混合摩擦机理还应包括犁沟效应,并在理论上推导出摩擦系数的计算公式。由于

采用理想化的微锥体、微球体粗糙峰模型，与实际模型不是很相符，所以理论计算值与实测值相差较大。

以上仅从微观角度研究湿式摩擦机理，而大量的研究工作则主要集中在影响湿式摩擦工作性能的因素上。主要包括摩擦衬片弹性、孔隙度对摩擦系数和能容量的影响；速度、温度、压力对摩擦系数的影响；各种摩擦条件下的摩擦系数的变化等。通过大量的实验研究对全封闭湿式制动器的摩擦机理有了进一步的认识。

1.2.5 全封闭湿式制动器接触问题研究

全封闭湿式制动器定摩擦盘和动摩擦盘之间接触面的模拟计算是一个很重要的方面。由于相互接触的两种材料的性质差异较大，再加上存在着较大的温度梯度，使得在接触面上变形不一致。因此，要正确模拟制动器温度场就必须考虑制动器摩擦副之间的接触问题，特别是接触界面的压力分布及接触界面间的热传导。

简单的弹性接触问题自上世纪末就由赫茨(Hertz)研究过，并提出了经典的Hertz接触理论。随着数值解法的兴起和发展，出现了许多求解接触问题的非经典方法，有限单元法作为解决复杂工程问题的有效数值方法，也成为求解接触问题的一种主要方法。

接触问题是一类应力集中的非线性问题，同时也是边界条件非线性问题，有时还伴随有几何非线性、材料非线性等问题。在接触问题中边界条件不是在计算开始前就可给出的，它们是计算的结果，两接触体间接触面的面积与压力分布随着外载变化而变化并与接触体的刚性有关，这是接触问题的特点，也是难点。

为了求解接触问题，必须解决以下四方面问题^[18]：

(1) 物理模型。采用什么样模型来描述两接触体之间力的传递以及在不同载荷下接触状态变化；

(2) 几何运动规律。在接触面上两物体位移必须满足的条件；

(3) 本构规律。在接触面上力与位移或压力与切向力之间关系；

(4) 建立方程与求解的方法。如何建立数学方程描述以上各规律并使系统处于平衡以及如何求解该方程。

对这四方面问题很多学者进行了研究，给出了不同的理论和方法。J.R.Barber和M.Ciavarella综述了接触问题的研究结果和发展方向^[19]。

(1) 对于第一个问题，有限元求解时有两种方法，第一种就是节点对一一对应法，该法是将两接触体的接触面分成同样的网格，使节点坐标一一相对，组成一一对应的节点对。假定接触力的传递通过节点对，接触面上各局部区域是仅有法向接触而无切向移动，还是有切向移动或变形后无接触等接触状态也是按节点来判断的。但这种方法对于接触面为复杂形面时，网格节点一一对应的要求不易做到，给有限

元离散带来了困难。还有当考虑摩擦滑移时，最后的控制方程是非对称的，因此给求解大规模工程问题带来很大麻烦。

另一种物理模型把两接触体人为地分为主动体(Contact body)与被动体(target body),其物理模型为主动体网格中一个节点与被动接触体表面上任意一点(不一定是网格节点)相接触。它的优点是两接触体可根据自身情况划分,不要求在接触面上两物体节点坐标必须精确对应。在经过一定处理后,可使滑移接触的控制方程成为对称,为求解带来极大的便利。现在这种计算模型得到了广泛的应用。它在建立接触控制方程中采用了如下一些基本条件与假设:

- 1) 主动体内任何节点不允许在被动体内,但被动体的某些节点允许在主动体内;
- 2) 两接触体在接触面上的接触力静力相等;
- 3) 对于每个物体,支反力必须与外力、惯性力、接触力相平衡;
- 4) 仍采用库仑摩擦定律,但是,静与动摩擦系数可采用不同的值。

在分析中,首先把接触表面离散化,研究主动体一个节点与被动体接触,从而确定接触边界条件。其次,由带约束(接触边界变形协调)的变分原理出发,建立整个接触系统的控制方程,这是一个非线性增量方程,需迭代求解。求解控制方程并由接触面上节点的平衡得到节点的接触力。由节点接触力求出接触表面单元上的当量分布力并进而求出单元合力,由单元合力判断两接触表面单元的接触情况,再进一步判断主动网格节点的接触状态,根据新的接触状态修正控制方程,如果判断解尚未收敛,对新的控制方程重复上述过程,这样反复迭代,直至收敛。其基本流程如图1.1所示^[20]。

(2) 对于第二个问题,它是与第一个问题密切相关,在不同物理模型下研究主

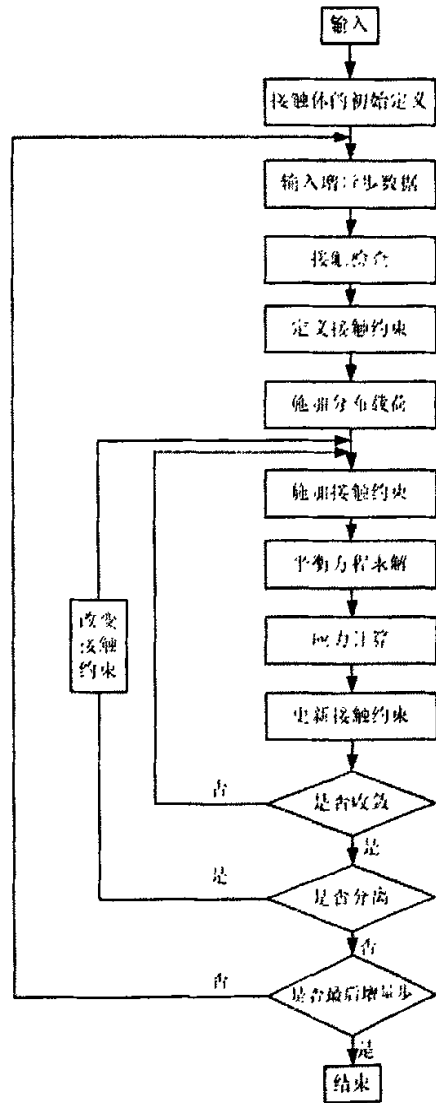


图 1.1 接触算法流程图

动与被动体节点自由度间关系以及接触面上两接触体变形的一致关系。在相同物理模型时,各种理论在这一问题上没多大区别。

(3) 对于第三个问题的研究主要集中在两物体的摩擦定律。摩擦系数不仅取决于接触体的材料,而且与接触面光滑度、材料的加工过程、接触面润滑条件、表面压力、工作温度等多种因素有关。也就是说接触面的本构关系是非线性的。由于摩擦系数的规律很难掌握,又给计算增加了很多工作量,因此目前大多数文献仍然采用库仑摩擦定律,即摩擦系数在解的过程中为常数,但一般将静摩擦系数与动摩擦系数分开处理。本文将采用库仑定律。

(4) 第四个问题的研究是当前各国研究人员着力之处。以有限元为基础的接触问题数值解法,主要可分为直接迭代法、接触约束算法和数学规划法等。

1.2.6 全封闭湿式制动器实验研究

关于全封闭湿式制动器摩擦偶件温度场、应力场分布的实验研究,国内外在这方面虽然也进行了研究,但其实验模型不够精确,实验模型与实际全封闭湿式制动器的结构相差较大,其实验结果当然也不能真实反映实际全封闭湿式制动器摩擦偶件的温度场、应力场分布,因此不能用其实验模型所得的结果与结论来指导实际全封闭湿式制动器的设计和理论分析。国外对全封闭湿式制动器实际模型的摩擦偶件温度场、应力场分布进行了实验研究^[21],但其所得的结论与结果也只能用于具体研究的实验模型所对应的全封闭湿式制动器,其实验模型并不具有普遍性。全封闭湿式制动器摩擦偶件温度场、应力场分布完全取决于其零部件具体的结构形式、止推活塞的作用位置以及其它因素,这方面的研究有待于进一步加强与完善,比如应用相似理论原理与实验传热学理论来模拟实际全封闭湿式制动器的几何结构、物理特性及现象特征,而后建立实验模型对其摩擦偶件温度场、应力场分布进行研究。

对摩擦盘接触表面温度的测量是温度场实验研究必不可少的一部分,目前用来测量摩擦盘接触表面温度的方法很多,主要有以下方法:

(1) 热电偶方法。用预埋热电偶的方法是最常用的测量方法,但却无法测到真实表面温度及其峰值。因为热电偶的瞬时反应时间受到热电偶材料和埋设点与接触测量点的距离的限制,并且热电偶接近于接触界面可能会改变摩擦热流的大小。因此,预埋热电偶的方法实际测量的温度是滑动体内部的体积温度,而不是接触表面的温度。

(2) 薄膜热电偶^[22]。此项技术的工作原理是用离子轰击热电偶母材,使之溅射到被测表面上,沉积形成薄膜,达到溅射薄膜与被测表面紧密的结合,以保证薄膜热电偶反映被测表面温度。但这种方法改变了摩擦热接触副表面性质。

(3) 动态热电偶。利用接触体本身或是一部分作为热电偶的两极,结点处在滑

动界面处。这项技术用来测量一部分不同材料滑动副的表面温度。但是，还是存在着测量精度问题和热电偶所产生的热电动势的问题。

(4) 红外技术。带有微感应电的红外探测器是能提供准确测量接触点温度的最佳方法，但是它要求其中一个接触体是透明的，而且红外技术只能测量接触表面温度，而不能测量摩擦偶件内部的温度及梯度。

(5) 金相技术。通过检查磨损试样剖面的微观结构，可以获得摩擦温度的一些信息。然而这些事后的分析不能对最大摩擦接触温度予以准确测量。

此外还有利用放射性元素的氦化技术等多种表面测温技术，以上种种技术能够获得关于摩擦导致温度分布的信息，但是每一种技术也都受到各种应用限制。因此准确测量制动器的温度是很困难的，而表面温度的试验测量技术常常用来与计算分析相结合，以提供必要的边界条件信息分析预测的结果。

1.3 本文的主要研究内容

本文主要针对某井下自卸车的全封闭湿式制动器制动过程中摩擦盘的温度场、应力场进行较为深入的研究。主要研究内容如下：

(1) 根据传热学的基本理论，建立全封闭湿式制动器摩擦盘瞬态温度场的导热微分方程，并对该方程的求解方法进行探讨；

(2) 在分析全封闭湿式多盘制动器结构的基础上，建立该制动器的二维有限元分析模型；

(3) 采用ANSYS有限元分析软件，对全封闭湿式多盘制动器的工作过程进行模拟，计算摩擦盘间的压力分布、摩擦盘的温度场和应力场分布。并对温度场、应力场分布规律进行分析、讨论；

(4) 设计与全封闭湿式多盘制动器相匹配的冷却系统，并对加冷却系统的全封闭湿式多盘制动器的摩擦盘温度场和应力场分布进行有限元分析，评价该冷却系统设计的合理性。

第二章 摩擦接触热动力学的数学描述

对全封闭湿式制动器摩擦盘温度场的研究主要是在给定边界条件下求解其控制方程的问题。能用解析方法求出精确解的方程一般是结构比较简单,且几何边界相当规则的少数问题。本章主要介绍分析全封闭湿式制动器过程中涉及的热传导问题、结构非线性问题以及接触非线性问题的数学描述和算法。

2.1 制动摩擦副热传导算法的描述

2.1.1 温度场问题的基本方程

解决温度场问题的关键是确定运动介质在任意点的温度,由傅立叶控制微分方程经坐标变换^[23-25],得到时间变化与空间变化之间关系的傅立叶——吉尔希浩夫方程,写成矩阵形式为:

$$\rho c \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \{V\}^T \{L\} T \right] + \{L\}^T \{q\} = \ddot{q} \quad 2-(1)$$

式中: T 为固体温度; t 为时间; c 为比热; ρ 为固体密度; $\{q\}$ 为热能矢量; $\ddot{q}$ 为

体积生热率; $\{L\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial X} \\ \frac{\partial}{\partial Y} \\ \frac{\partial}{\partial Z} \end{Bmatrix}$ 是微分算子, $\{V\} = \begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{Bmatrix}$ 为移动热流边界的速度矢量;

$$\{q\} = -[D]\{L\}T \quad 2-(2)$$

式中 $[D] = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zz} \end{bmatrix}$ 为热传导系数矩阵。

根据式 2-(1)和 2-(2)可得

$$\rho c \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \{V\}^T \{L\} T \right] = \{L\}^T ([D]\{L\}T) + \ddot{q} \quad 2-(3)$$

即:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} + V_z \frac{\partial T}{\partial Z} \right) = \ddot{q} + \frac{\partial}{\partial X} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial Z} \right) \quad 2-(4)$$

其三种边界条件为:

(1) 物理边界 S_1 上的温度函数已知:

$$T = T^* \quad 2-(5)$$

式中: T^* 为已知温度函数。

(2) 物体边界 S_2 上的热流密度已知:

$$\{q\}^T \{\eta\} = -q^* \quad 2-(6)$$

式中: $\{q\}$ 为边界面上外法线方向的单位矢量; q^* 为已知热流密度函数; $\{q\}$ 为热流密度向量。

(3) 物体边界 S_3 相接触的流体介质的温度 T_s 和换热系数 h_f

$$\{q\}^T \{\eta\} = -h_f (T_B - T_s) \quad 2-(7)$$

式中: h_f 为对流换热系数; T_s 为周围介质温度。

根据式 2-(2) 和式 2-(6)、2-(7) 可得

$$\{\eta\}^T [D][L]T = q^* \quad 2-(8)$$

$$\{\eta\}^T [D][L]T = h_f \{T_B - T\} \quad 2-(9)$$

将式 2-(3) 及其边界条件式 2-(6)、2-(7) 写成等效弱积分的形式:

$$\begin{aligned} \int_{Vol} \left(\rho c \delta T \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{V\}^T \{L\}T \right) + \{L\}^T (\delta T) [D][L]T \right) d(Vol) = \\ \int_{S_2} \delta T q^* d(S_2) + \int_{S_3} \delta T h_f (T_B - T) d(S_3) + \int_{Vol} \delta T \ddot{q} d(Vol) \end{aligned} \quad 2-(10)$$

式中: Vol 为单元体积; $\delta T = \delta T(x, y, z, t)$ 是温度 T 的变分。

2.1.2 温度场问题的有限元法

由上可知, 温度场函数 T 不仅是空间域的函数, 而且还是时间域的函数。但是空间和时间两种域并不耦合。建立制动盘温度场的有限元控制方程, 首先将空间域 Vol 离散成有限个单元体, 取适当的形函数 $\{N\}$, 在单元内的温度 T 可以近似地用节点温度 $\{T_n\}$ 插值得到。因此可以把温度场函数 T 在空间域和时间域离散为:

$$T = \{N\}^T \{T_n\} \quad 2-(11)$$

式中:

$\{N\}^T = \{N_1(x, y, z)N_2(x, y, z) \cdots N_{n_g}(x, y, z)\}$ 为单元插值函数;

$\{T_e\} = \{T_1(t)T_2(t) \cdots T_{n_g}(t)\}$ 为节点温度向量; n_g 为单元节点数。

将式 2-(11)代入式 2-(10)产生余量:

$$R_{vol} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad 2-(12)$$

$$R_{S1} = k_z \frac{\partial T}{\partial z} + [1 - g(m)]h_{d1}(T - T_f) - g(m)q_d \quad 2-(13)$$

$$R_{S2} = k_z \frac{\partial T}{\partial z} \quad 2-(14)$$

$$R_{S3} = k_z \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + h_{d3}(T - T_f) \quad 2-(15)$$

$$R_{S4} = k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + h_{d4}(T - T_f) \quad 2-(16)$$

令余量的加权积分为零, 即:

$$\int_{vol} R_{vol} \omega_1 d(vol) + \int_{S1} R_{S1} \omega_2 dS_1 + \int_{S2} R_{S2} \omega_3 dS_2 + \int_{S3} R_{S3} \omega_4 dS_3 + \int_{S4} R_{S4} \omega_5 dS_4 = 0 \quad 2-(17)$$

将式 2-(12)~2-(16)代入式 2-(17), 则有:

$$\begin{aligned} \int_{vol} R_{vol} \omega_1 d(vol) &= \int_{vol} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \right] \omega_1 d(vol) \\ &= \int_{vol} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \omega_1 \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \omega_1 \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \omega_1 \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] d(vol) \\ &\quad - \int_{vol} \left[\frac{\partial \omega_1}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \omega_1 \right] d(vol) \\ &= \oint_S \left(k_x \omega_1 \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \omega_1 \frac{\partial T}{\partial y} n_y + k_z \omega_1 \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right) dS \\ &\quad - \int_{vol} \left[\frac{\partial \omega_1}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \omega_1 \right] d(vol) \end{aligned} \quad 2-(18)$$

$$\begin{aligned} \int_{vol} R_{vol} \omega_1 d(vol) &= - \int_{vol} \left[\frac{\partial \omega_1}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial \omega_1}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \omega_1 \right] d(vol) \\ &\quad + \int_{S1} k_z \omega_1 \frac{\partial T}{\partial z} n_z dS_1 + \int_{S2} k_z \omega_1 \frac{\partial T}{\partial z} n_z dS_2 + \int_{S3} \left(k_x \omega_1 \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \omega_1 \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) dS_3 \end{aligned}$$

$$+ \int_{S_4} \left(k_x \omega_1 \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \omega_1 \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) dS_4 \quad 2-(19)$$

$$\int_{S_1} R_{S1} \omega_2 dS_1 = \int_{S_1} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \omega_2 + ([1 - g(m)] h_1 (T - T_f) - g(m) q_d) \omega_2 \right) dS_1 \quad 2-(20)$$

$$\int_{S_2} R_{S2} \omega_3 dS_2 = \int_{S_2} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \omega_3 dS_2 \quad 2-(21)$$

$$\int_{S_3} R_{S2} \omega_3 dS_2 = \int_{S_3} \left(\left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) \omega_4 + h_3 (T - T_f) \omega_4 \right) dS_3 \quad 2-(22)$$

$$\int_{S_4} R_{S4} \omega_5 dS_4 = \int_{S_4} \left(\left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) \omega_5 + h_4 (T - T_f) \omega_5 \right) dS_4 \quad 2-(23)$$

由于近似场函数是构造在单元中的, 因此式 2-(18)的积分可改写为对单元积分的总和。按照伽辽金法选择权函数:

$$\gamma_j = N_j \quad (j=1, 2, \dots, n_g) \quad 2-(24)$$

在边界上不失一般性的选择:

$$\gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 = \gamma_5 = \gamma_6 = -\gamma_1 \quad 2-(25)$$

将式 2-(19)~2-(25)代入式 2-(18)并化简得:

$$\begin{aligned} & \sum_e \int_{vol_e} \left[\frac{\partial N_j}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial \{N\}^T}{\partial z} \right) + \frac{\partial N_j}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial \{N\}^T}{\partial y} \right) + \frac{\partial N_j}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial \{N\}^T}{\partial z} \right) \right] \{T_e\} d(vol) \\ & + \sum_e \int_{vol_e} \rho c \frac{\partial \{T_e\}}{\partial t} \{N\}^T N_j d(vol) + \sum_e \int_{\Gamma_e} [1 - g(m)] h_1 \{N\}^T N_j \{T_e\} dS \\ & - \sum_e \int_{\Gamma_e} [1 - g(m)] T_f h_1 N_j dS - \sum_e \int_{\Gamma_e} g(m) q_d N_j dS + \sum_e \int_{\Gamma_e} h_4 \{N\}^T N_j \{T_e\} dS \\ & - \sum_e \int_{\Gamma_e} T_f h_4 N_j dS + \sum_e \int_{\Gamma_e} h_3 \{N\}^T N_j \{T_e\} dS - \sum_e \int_{\Gamma_e} T_f h_3 N_j dS = 0 \end{aligned} \quad 2-(26)$$

按一般有限元格式可简写为:

$$[C_e'] \{T_e\} + ([K_e^{tb}] + [K_e^{tc}]) \{T_e\} = \{Q_e'\} + \{Q_e^c\} \quad 2-(27)$$

式中的单元的矩阵元素由下列各式给出:

单元对热容矩阵的贡献

$$[C_e'] = \rho c \int_{vol} \{N\} \{N\}^T d(vol) \quad 2-(28)$$

单元对热传导矩阵的贡献

$$[K_e^{th}] = \int_{vol} \left[\frac{\partial N_j}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial \{N\}^T}{\partial x} \right) + \frac{\partial N_j}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial \{N\}^T}{\partial y} \right) + \frac{\partial N_j}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial \{N\}^T}{\partial z} \right) \right] d(vol) \quad 2-(29)$$

单元热交换边界对热传导矩阵的修正

$$[K_e^{tc}] = \int_{\Gamma_r} [1 - g(m)] h_1 \{N\}^T N_j dS + \int_{\Gamma_4} h_4 \{N\}^T N_j dS + \int_{\Gamma_3} h_3 \{N\}^T N_j dS \quad 2-(30)$$

单元对流换热边界的温度载荷

$$[Q_e^c] = \int_{\Gamma_r} [1 - g(m)] T_f h_1 N_j dS + \int_{\Gamma_3} T_f h_3 N_j dS + \int_{\Gamma_4} T_f h_4 N_j dS \quad 2-(31)$$

至此，已将时间域和空间域的偏微分方程问题在空间域内离散为 n 个节点温度 $T(t)$ 的常微分方程初值问题。

2.2 结构非线性分析算法的描述

2.2.1 结构分析非线性概述

固体力学问题，从本质上讲是非线性的，线性假设仅是实际问题中的一种简化，是基于小变形假设，即假定物体所发生的位移远小于物体自身的几何尺度。在分析线性弹性体系时，假设节点位移无限小（物体内部产生的位移远远小于物体自身的几何尺度）；材料的应力与应变关系满足虎克定律；加载时边界条件的性质保持不变，在此前提下，建立物体力平衡方程时可以不考虑物体变形前后位置和形状的差异，直接将力平衡方程建立在变形前的位形上，大大简化了实际问题。如果不满足上述条件之一的，就称为非线性问题。

通常把非线性问题分成三大类：材料非线性、状态非线性和几何非线性。如果材料的部分参数在分析期间可以使结构刚度发生改变，从而材料的应力与应变之间关系呈现非线性，则称为材料非线性；如果结构状态的改变使体系的受力状态发生变化，使材料的应力与应变之间关系呈现非线性，则称为状态非线性。接触是典型的状态非线性问题，也是本课题的重点之一；如果结构的位移使体系的受力状态发生了显著变化，以至不能采用线性体系的分析方法，称为几何非线性，也就是刚度矩阵 $[K]$ 是位移 $\{u\}$ 的函数。几何非线性通常包括以下几种情况^[26]：

(1) 大位移、大转动、小应变。也就是结构有大位移和大转动，但结构除了刚体运动外没有改变形状，应力与应变的关系仍为线性的。如：板、壳等薄壁结构在一定载荷作用下，尽管应变很小，甚至未超过弹性极限，但是位移较大，材料元素有较大的转动。这时必须考虑变形对平衡的影响，即平衡条件应建立在变形后的位形上，同时应变表达式也应包括位移的二次项。这样一来，平衡方程和几何关系

都将是非线性的。

(2) 大位移、大转动、大应变。例如金属的成型过程中的有限塑性变形、弹性体材料受载荷作用下可能出现的较大非线性弹性应变。处理这一类大应变问题时除了采用非线性的平衡方程和几何关系外，还需要引入相应的应力—应变关系。

在涉及几何非线性问题的有限元法中，为了得到加载过程中应力和变形的演变，以及保证求解的精度和稳定，通常都采用增量分析方法。根据参考坐标系的不同，原则上可以选择不同时刻的参考位形，但在实际分析中，只采用以下两种可能的选择：

(1) 完全拉格朗日格式(Total Lagrange Formulation, 简称 T.L.格式)，这种格式中所有变量都是以初始的位形作为参考位形，即通常所谓的拉格朗日格式。

(2) 修正拉格朗日格式(Updated Lagrange Formulation, 简称 U.L.格式)，这种格式中所有变量以时间 t 的位形作为参考位形。因为求解过程中参考位形是不断改变的，所以称为修正拉格朗日格式。

2.2.2 大转动，大位移，弹性小应变本构方程

制动器制动过程有限元分析是属于大转动，大位移，弹性小应变的非线性问题。即应变与位移之间的关系是非线性的，而材料处于弹性状态下，其应力和应变之间一一对应的关系是线性的。当以初始物形 Ω_0 为参考物形，相对于开始物形度量的应变称为 Green 应变张量 E_{ij} ，相对于开始物形度量的应力称为第二类 Piola-Kirchhoff 应力张量 S_{ij} 。采用工程应用中的工程应力 σ 和工程应变 ϵ ，则其大变形弹性本构方程为：

$$\sigma_{mn} = \lambda \cdot \epsilon_{\alpha\alpha} \delta_{mn} + 2G\epsilon_{mn} \quad 2-(32)$$

式中：

$$\lambda = \frac{E \cdot \nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad 2-(33)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad 2-(34)$$

在弹性小应变的情况下弹性常数 G 、 ν 可以通过小变形条件下的材料试验确定。因此，利用式 2-(33)和式 2-(34)，由式 2-(32)就可得到形式上如同线弹性的本构方程：

$$\sigma = D\epsilon \quad 2-(35)$$

式中：

$$\sigma = [\sigma_{11} \quad \sigma_{22} \quad \sigma_{33} \quad \tau_{12} \quad \tau_{23} \quad \tau_{31}]^T \quad 2-(36)$$

$$\varepsilon = [\varepsilon_{11} \quad \varepsilon_{22} \quad \varepsilon_{33} \quad \gamma_{12} \quad \gamma_{23} \quad \gamma_{31}]^T \quad 2-(37)$$

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix} \quad 2-(38)$$

并且

$$\varepsilon_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right)^2 \quad 2-(39)$$

$$\gamma_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \quad 2-(40)$$

2.2.3 非线性方程组的求解

非线性问题求解的方法大体上可分为：增量法、迭代法和混合法，它与线性方程组的求解有很大的区别，结构的平衡实际上是在结构发生变形之后达到的，结构的平衡方程必须建立在结构变形之后的状态上，分析的基本问题是求出当前载荷作用下的平衡状态，如果作用的载荷被描述成时间的函数，则物体有限元离散系统的平衡方程可表示为：

$$p' - f' = 0 \quad 2-(41)$$

式中：\$p'\$ 为 \$t\$ 时刻外载荷节点力矢量；\$f'\$ 为 \$t\$ 时刻由单元应力引起的节点力矢量，应计入所有的非线性效应。

在求解一般静力非线性问题时，时间变量 \$t\$ 的不同取值只表示对应于不同位置的不同载荷水平。在动力分析或具有时间效应的静力分析中，变量才有它本来的时间含义，从本质上看，非线性问题的几何性质或材料性质与路径或时间相关，因此，常用增量分析方法来求解非线性问题。

增量逐步求解法的基本思想是假定 \$t\$ 时刻的解已知，\$\Delta t\$ 为选择的时间增量，在 \$t + \Delta t\$ 时刻，则有：

$$p^{t+\Delta} - f^{t+\Delta} = 0 \quad 2-(42)$$

由于 \$t\$ 时刻的解已知，故：

$$f^{t+\Delta t} = f' + f \quad 2-(43)$$

式中: f 为 t 到 $t+\Delta t$ 的时间间隔内, 由单元内应力增量引起的节点力增量。

$$f = K' \cdot u \quad 2-(44)$$

式中: K' 为 t 到 $t+\Delta t$ 时刻材料和几何条件的切向刚度矩阵; u 为 Δt 的时间间隔内, 节点的位移增量。

将式 2-(44) 和 2-(43) 代入式 2-(42) 中得到

$$K' \cdot u = p^{t+\Delta t} - f' \quad 2-(45)$$

解出位移增量 u 即可算出 $t+\Delta t$ 时刻的位移

$$u^{t+\Delta t} = u' + u \quad 2-(46)$$

根据 $u^{t+\Delta t}$ 可算出 $t+\Delta t$ 时刻的应力及 $f^{t+\Delta t}$ 和 $K^{t+\Delta t}$, 可以作下一步的迭代计算。

为保证精度, 应取足够的迭代次数。在具体计算中最常用的迭代方法是修正 Newton 迭代法。这种方法可由非线性方程组的 Newton-Raphson 解法导出。

在 t 时刻到 $t+\Delta t$ 时刻的时间步长内, 修正 Newton 法的迭代公式可以表示为:

$$K' \cdot \Delta u_i = p^{t+\Delta t} - f_{i-1}^{t+\Delta t} \quad 2-(47)$$

$$u_i^{t+\Delta t} = u_{i-1}^{t+\Delta t} + \Delta u_i \quad 2-(48)$$

式中 i 表示迭代次数, 依次取 1, 2, 3, ..., 其迭代所用的初始值正是 t 时刻的解, 即:

$$u_0^{t+\Delta t} = u' \quad 2-(49)$$

$$f_0^{t+\Delta t} = f' \quad 2-(50)$$

式 2-(47) 的右端式称为第 i 步迭代前的不平衡载荷。在迭代过程中, $f_{i-1}^{t+\Delta t}$ 随 i 的增加而逐步逼近 $p^{t+\Delta t}$, 当满足给的不平衡载荷的矢量模的精度指标时, 迭代终止。

2.2.4 热应力的计算

当物体各部分温度发生变化时, 物体将由于热变形而产生线应变 $\alpha(\varphi - \varphi_0)$, 其中 α 是材料的线膨胀系数, φ 是弹性体内任一点的温度值, φ_0 是初始温度值。如果物体各部分的热变形不受任何约束时, 则物体上有变形而不引起应力。但是, 物体由于约束或各部分温度变化不均匀, 热变形不能自由进行时, 则在物体中产生应力。物体由于温度变化而引起的应力称为“热应力”或“温度应力”。当弹性物体的温度场 φ 已经求得时, 就可以进一步求出弹性体各部分的热应力。

物体由于热膨胀只产生线应变，剪切应变为零。这种由于热变形产生的应变可以看作是物体的初应变。计算热应力时只需算出热变形引起的初应变 ε_0 ，求得相应的初应变引起的等效结点载荷 $P_{\varepsilon 0}$ (简称温度载荷)，然后按通常求解应力一样解得由于热变形引起的结点位移 α ，然后可以由 α 求得热应力 σ 。也可以将热变形引起的等效结点载荷 $P_{\varepsilon 0}$ 与其它载荷项合在一起，求得包括热应力在内的综合应力。计算应力时应包括初应变项

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad 2-(51)$$

式中： ε_0 是温度变化引起的温度应变，它现在是作为初应变出现在应力应变关系式中，对于三维问题是：

$$\varepsilon_0 = \alpha(\phi - \phi_0) \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad 2-(52)$$

式中： α 是材料的膨胀系数 ($1/^\circ\text{C}$)， ϕ_0 是结构的初始温度场。

2.3 摩擦副接触非线性算法的描述

接触问题是一种很普遍的非线性行为，它是状态变化非线性类型中一个特殊而重要的子集，是一种高度非线性行为。接触问题存在着重要的难点：在求解问题之前不知道接触区域分布在哪里。受载荷、材料、边界条件以及其它一些因素的影响，表面可以不断地接触和分开。

当前接触问题的分析比较成熟的是接触约束算法，它主要是从变分原理出发将以上三个问题代入泛函中，并求出最后的控制方程。

接触问题可描述为求区域内位移场，使得系统的势能 $II(U)$ 在接触边界条件的约束下达到最小，即：

$$\left. \begin{aligned} \min II(U) &= \frac{1}{2} U^T KU - U^T f \\ s.t. \quad g &\geq 0 \end{aligned} \right\} \quad 2-(53)$$

式中： U 为节点的位移向量； g 为约束边界函数。

接触约束算法就是通过对接触边界约束条件的适当处理，将式 2-(53) 所示的约束优化问题转化为无约束优化问题求解。根据无约束优化方法的不同，一般可分为罚函数方法、Lagrange 乘子法与增广 Lagrange 乘子法等。

2.3.1 罚函数方法

罚函数方法实际上是将接触非线性问题转化为材料非线性问题。根据处理方法不同又可分为障碍函数法和惩罚函数法。障碍函数法假设接触面之间充满某虚拟物

质,在未接触时其刚度趋于零,不影响物体的自由运动,在接触区域其刚度变得足够大。能阻止接触物体的相互嵌入。常用的间隙元等方法均属于此类^[27],它们处理方法简单,只是在通常的有限元分析中增加一种单元模式而已。惩罚函数法对接触约束条件的处理是通过在势能泛函中增加一个惩罚势能^[28]。

$$\Pi_p = \frac{1}{2} P^T E_p P \quad 2-(54)$$

式中: E_p 为惩罚因子; P 为嵌入深度,是结点位移 U 的函数。

这样,接触问题就等价于下列无约束优化问题

$$\min \Pi(U) = \Pi(U) + \Pi_p(u) \quad 2-(55)$$

以位移 U 为未知量,系统控制方程为:

$$(K + K_p)U = F - F_p \quad 2-(56)$$

$$\text{式中, } K_p = \left(\frac{\partial P}{\partial U} \right)^T E_p \frac{\partial P}{\partial u}, \quad F_p = \left(\frac{\partial P}{\partial U} \right)^T E_p P_0$$

对于惩罚项, K_p 和 F_p , 仅当节点处于接触状态时($P>0$)才有效,不处于接触状态时($P<0$)为零。

若两个物体(A 和 B)接触时则由式 2-(56)可得系统控制方程:

$$\begin{bmatrix} K^A + K_p^{AA} & K_p^{AB} \\ K_p^{BA} & K^B + K_p^{BB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U^A \\ U^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^A - F_p^A \\ F^B - F_p^B \end{bmatrix} \quad 2-(57)$$

式中,上标 A 和 B 分别表示 A 物体和 B 物体。

罚函数方法不增加系统的求解规模,但由于人为假设了很大的罚因子,可能会引起方程的病态。

实际上,罚函数方法只是在约束的一侧修正势能泛函,在约束点处是不光滑的,求解时常常会发生振荡,而且只有在极限情况下,无约束势能的极小点才是接触问题约束势能的极小点。Zauarise 等提出了一种“cross-constraints method”^[29],该方法构造的修正势能泛函在接触约束周围保持光滑,可以实现接触点对张开、闭合的连续过渡,因而其求解过程也更加稳定,而且能够达到约束势能的极小点。

2.3.2 Lagrange 乘子法与增广 Lagrange 乘子法

Lagrange 乘子法通过引入乘子 λ , 定义接触势能

$$\Pi_c = g^T \lambda \quad 2-(58)$$

将式 2-(55)的约束最小化问题转化为无约束最小化问题

$$\min \Pi^*(U, \lambda) = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F + g^T \lambda \quad 2-(59)$$

通常, 可将 $g(U)$ 对位移场 U 作 Taylor 展开, 取其一次项有

$$g(U) \approx g_0 + \frac{\partial g}{\partial U} U = g_0 + G U \quad 2-(60)$$

将式 2-(60) 带入式 2-(59) 后, 可得以位移场 U 和 Lagrange 乘子 λ 为基本未知量的系统控制方程:

$$\begin{bmatrix} K & G^T \\ G & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ -g_0 \end{Bmatrix} \quad 2-(61)$$

由此可知 Lagrange 乘子 λ 自身的物理意义是接触压力。考虑 A 和 B 两个物体接触, 则由式 2-(58) 可定义接触势能:

$$\Pi_c = g^T(U^A, U^B) \lambda \quad 2-(62)$$

再由式 2-(61) 可得系统控制方程:

$$\begin{bmatrix} K^A & 0 & G^{AT} \\ 0 & K^B & G^{BT} \\ G^A & G^B & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U^A \\ U^B \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F^A \\ F^B \\ -g_0 \end{Bmatrix} \quad 2-(63)$$

Lagrange 乘子法中接触约束条件可以精确满足, 但由于 Lagrange 乘子的引入, 系统的求解规模增大了, 而且在控制矩阵中出现了零主元, 必须采取适当的方法以保证方程的顺利求解。

由于罚函数方法和 Lagrange 乘子法各有优缺点, 人们自然就想到了两者的联合使用, 从而形成了各种增广 Lagrange 乘子法。其中, 最直接的一种方法是构造修正的势能泛函为:

$$\Pi^* = \Pi + \Pi_p + \Pi_c \quad 2-(64)$$

相应的控制方程为:

$$\begin{bmatrix} K + K_p & G^T \\ G & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F - F_p \\ -g_0 \end{Bmatrix} \quad 2-(65)$$

当两个物体接触时, 相应的控制方程为:

$$\begin{bmatrix} K^A + K_p^{AA} & K_p^{AB} & G^{AT} \\ K_p^{BA} & K^B + K_p^{BB} & G^{BT} \\ G^A & G^B & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U^A \\ U^B \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F^A - F_p^A \\ F^B - F_p^B \\ -g_0 \end{Bmatrix} \quad 2-(66)$$

王水林等^[30]考虑到 Lagrange 乘子的物理意义, 将其用接触点对的接触应力代替, 在他们的方法中, 既使用罚参数, 又使用接触应力参数, 通过迭代计算得到问

题的正确解。在迭代过程中,接触应力作为已知量出现,这样既吸收了罚函数方法和 Lagrange 乘子法的优点,又不增加系统的求解规模,而且收敛速度也比较快。

另一种增广 Lagrange 乘子法主要是为了弥补 Lagrange 乘子法中控制矩阵存在零主元的弱点,它在修正势能泛函式 2-(59)中增加一惩罚项^[31]。

$$\Pi_{\epsilon} = -\frac{1}{2} \lambda^T E_p^{-1} \lambda \quad 2-(67)$$

即:

$$\min \Pi^*(U, \lambda) = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F + g^T \lambda - \frac{1}{2} \lambda^T E_p^{-1} \lambda \quad 2-(68)$$

当罚因子 $E \rightarrow \infty$ 时,式 2-(68)的解收敛于式 2-(59)的解。经适当的运算后,可将系统的控制方程写为:

$$(K + G^T E_p G) U = F - G^T E g_0 \quad 2-(69)$$

当两个物体接触时,系统控制方程为:

$$\begin{bmatrix} K^A & 0 & G^{AT} \\ 0 & K^B & G^{BT} \\ G^A & G^B & \alpha_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U^A \\ U^B \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^A \\ F^B \\ -g_0 \end{bmatrix} \quad 2-(70)$$

经众多学者的不懈努力,接触问题的研究借助于有限元法这一有效的数值分析方法已经取得了很大的进展。随着研究的深入及新的数学理论的引进,仍然有新的方法涌现。如接触问题的自适应有限元技术^[32],启发式算法求解接触问题的变分不等式^[33]。总之,接触问题的研究还远没有结束,它仍将是今后广大力学工作者和机械工程等领域的学者的主要研究课题之一。

2.4 本章小结

(1) 介绍了制动器热传导基本方程、求解该方程所需的边界条件。

(2) 介绍了制动器结构非线性分析算法,以及解决结构非线性问题的几种方法:增量法、迭代法和混合法。

(3) 介绍了制动器磨擦副接触非线性算法、接触问题有限元求解方程,以及目前解决该方程常用的两种方法:罚函数方法、Lagrange 乘子法与增广 Lagrange 乘子法。

第三章 全封闭湿式多盘制动器有限元模型的建立

全封闭湿式多盘制动器的制动过程是一个复杂的过程,为获得制动过程中摩擦盘温度场及应力场的分布规律,需采用有限元方法进行分析。本章在分析全封闭湿式多盘制动器结构的基础上,对全封闭湿式多盘制动器的热传导模型作必要简化和假设,确定求解该模型的边界条件,建立全封闭湿式多盘制动器的有限元模型。

3.1 全封闭湿式多盘制动器的结构

全封闭湿式多盘失压制动器的结构如图 3.1 所示。动摩擦盘和定摩擦盘均放在缸体内,动摩擦盘 3 片,带摩擦衬片,定摩擦盘 4 片。动摩擦盘内缘用花键与轮毂一端外花键配合,既随轮毂转动又可轴向移动。定摩擦盘外缘用花键与缸体连接,只能轴向移动。该制动器安装驱动桥壳体两端,靠矩形截面圆柱螺旋弹簧的预压缩力压紧动摩擦盘和定摩擦盘进行制动,通过液压力推动活塞在缸体内移动,从而分离动摩擦盘和定摩擦盘解除制动。全封闭湿式多盘失压制动器是一种安全型湿式多盘制动器,它除了具有普通型湿式多盘制动器的特点外,还可以使制动液压系统大大简化,不需要第二制动系统。工作制动、停车制动和紧急制动都由此制动器完成,无需另加停车制动器,给总体布置带来方便^[34]。

全封闭湿式多盘制动器采用多组摩擦盘,定摩擦盘和动摩擦盘交错安置,增加了工作面积,减小了单位压力,可在较小的衬片压力下获得较大的制动力矩。并且,摩擦盘工作在全封闭的环境下,免受外界温度及粉尘的影响,工作稳定,磨损甚微,使用中一般免调整。改变摩擦副的数目即可调整制动力矩,易于实现摩擦副的系列化、标准化。散热效果好,工作温度低,使用寿命长。

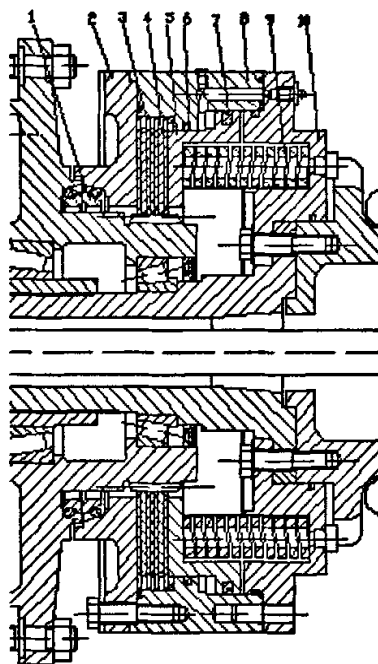


图 3.1 全封闭湿式多盘制动器的结构

- 1 浮动密封环; 2 端盖法兰; 3 定摩擦盘;
4 动摩擦盘; 5 制动活塞; 6、7 复合密封;
8 缸体; 9 矩形截面弹簧; 10 连接法兰

3.2 全封闭湿式多盘制动器有限元模型的建立

3.2.1 有限元软件及单元的选择

在本文的研究中，使用的软件是目前国际上最为通用有效的商用有限元软件 ANSYS。ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。

ANSYS 热分析功能包括稳态热分析功能和瞬态热分析功能。此外，ANSYS 还可以对耦合物理场问题进行分析，包括热—机耦合、热—流体耦合、热—电耦合、热—磁耦合以及热—电—磁—机耦合等。

稳态热分析用于研究稳定的热载荷对系统或部件的影响，稳态热分析功能可以计算由于稳定的热载荷引起的温度、热梯度、热流密度等参数的变化。

瞬态热分析用于计算一个系统或部件随时间变化的温度场及其他参数。在工程上一般用瞬态热分析计算温度场，并将之作为热载荷进行应力分析。瞬态热分析的显著特征是其载荷是随时间变化的。在 ANSYS 瞬态热分析中，为了表达随时间变化的载荷，首先必须将载荷—时间曲线分为若干载荷步，载荷—时间曲线中的每一个拐点为一个载荷步，如图 3.2 所示。对于每一个载荷步，必须定义载荷值及时间值，同时必须选定载荷步为渐变式还是阶越式^[35 36]。

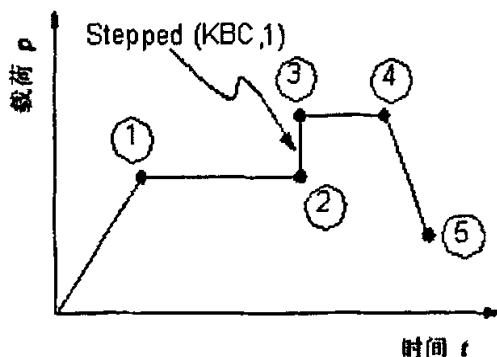


图 3.2 载荷步示意图

同时，ANSYS 提供三种进行热应力分析的方法：

(1) 在结构应力分析中直接定义节点温度。如果所有节点温度已知，则将节点温度在应力分析中作为体载荷加载，然后进行结构分析。

(2) 间接法。首先进行热分析，然后将求得的节点温度作为体载荷施加在结构应力分析中。

(3) 直接法。使用具有温度和位移自由度的耦合单元，同时得到热分析和结

构应力分析的结果。

如果节点温度已知, 适合第一种方法。但节点温度一般是不知道的。间接法适用于不考虑结构变形对热分析的情况。如果热与结构的耦合是双向的, 即热分析影响结构应力分析, 同时结构变形会影响热分析 (如大变形、接触等), 则必须使用直接法。

本文在进行热应力分析的过程中, 由于考虑摩擦盘热膨胀对热流密度的影响, 所以使用的是直接法。

针对实际工程应用, ANSYS 有限元分析软件的单元库中有 252 种不同单元类型可供选择。所有这些单元可满足 ANSYS 各种分析功能的需要, 且保证求解的高精度和高可靠性。为了进行全封闭湿式多盘制动器摩擦副接触压力和摩擦盘温度场及应力场的有限元计算, 本文选择了 ANSYS 有限元分析软件单元库中的 PLANE42 单元、PLANE13 热-机耦合单元及面-面接触单元 TARGET169 和 CONTA171。下面简单介绍一下这三种单元。

(1) PLANE42 单元

图 3.3 为 PLANE42 单元示意图。它是一个 4 节点单元, 既可用作平面单元也可以用作轴对称单元。单元的每个节点具有 2 个自由度: 沿 x 、 y 轴的移动。该单元可以承受塑性变形、蠕变、膨胀、大变形、大应变等能力。

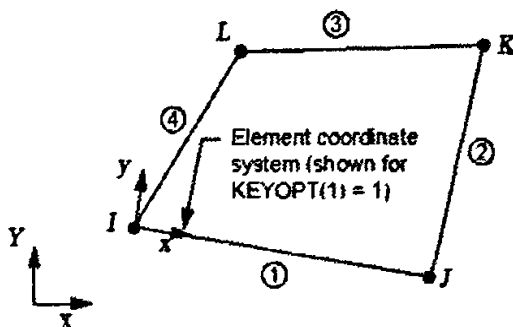


图 3.3 PLANE42 单元自由度示意图

(2) PLANE13 热-机耦合单元

PLANE13 是一个二维的磁、热、电和结构场的耦合单元。图 3.4 为 PLANE13 单元示意图。单元的节点为 I, J, K, L 。自由包括: UX (x 方向的位移), UY (y 方向的位移), $TEMP$ (温度)。材料特性包括: 弹性模量、热膨胀系数、密度、导热系数 (对于各向同性材料)、比热和泊松比等。表面载荷包括: 压力, 对流, 热流密度。体载荷包括: 温度、热生成率 (如果有内热源)。

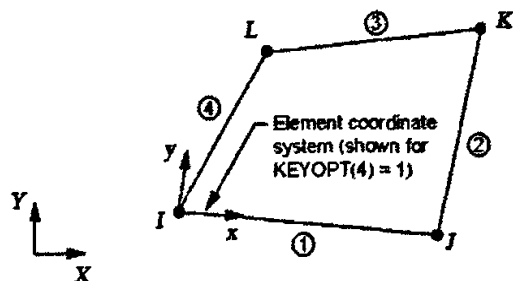


图 3.4 PLANE13 单元自由度示意图

PLANE13 单元可以用于轴对称分析中，其中 Y 轴则必须是对称轴线。在计算时，PLANE 13 允许大变形、大应力以及应力强化功能。

(3) 面-面接触单元 TARGE169 和 CONTA171

ANSYS 支持刚体-柔体的面-面的接触单元。刚性面当作“目标”面，用 TARGE169 单元来模拟，柔性体的表面当作“接触”面，用 CONTA171 单元来模拟。一个目标单元和一个接触单元称作一个“接触对”。程序通过一个共享的实常号来识别“接触对”，为了建立一个“接触对”给目标单元和接触单元指定相同的实常数号。图 3.5 和图 3.6 分别为 TARGE169 单元和 CONTA171 单元示意图。

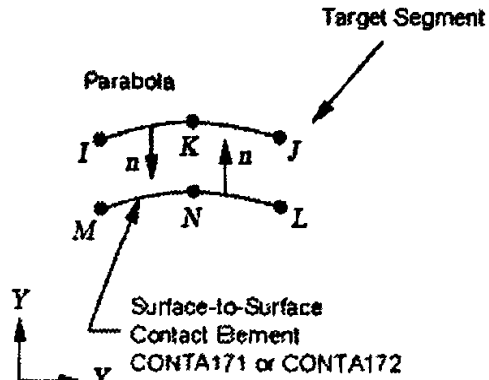


图 3.5 Target169 单元示意图

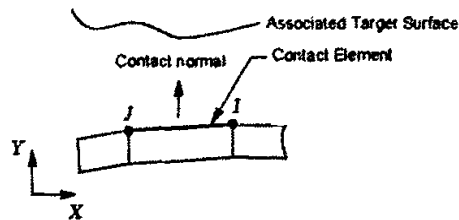


图 3.6 Conata171 单元示意图

3.2.2 有限元模型网格的划分

图 3.7 所示为摩擦副的结构简图。因全封闭湿式多盘制动器的定摩擦盘和动摩擦盘轴向尺寸小，且结构和载荷都关于中心轴对称，因此，本文采用二维有限元模拟，并基于轴对称假设。

在划分有限元网格时，既要考虑计算精度，又要考虑计算量。从理论上讲，单元划分的越密，获得的计算精度也就越高，但当计算结果已经收敛时，一味的通过增加单元数、节点数来提高精度，这样做效果不明显，反而会使计算机耗用量大大增加，难以达到预期的效果。

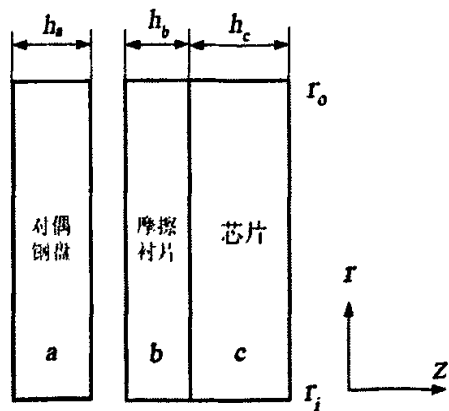


图 3.7 摩擦副结构简图

本文利用有限元分析软件 ANSYS 建立全封闭湿式多盘制动器的有限元计算模

型，如图 3.8 所示。

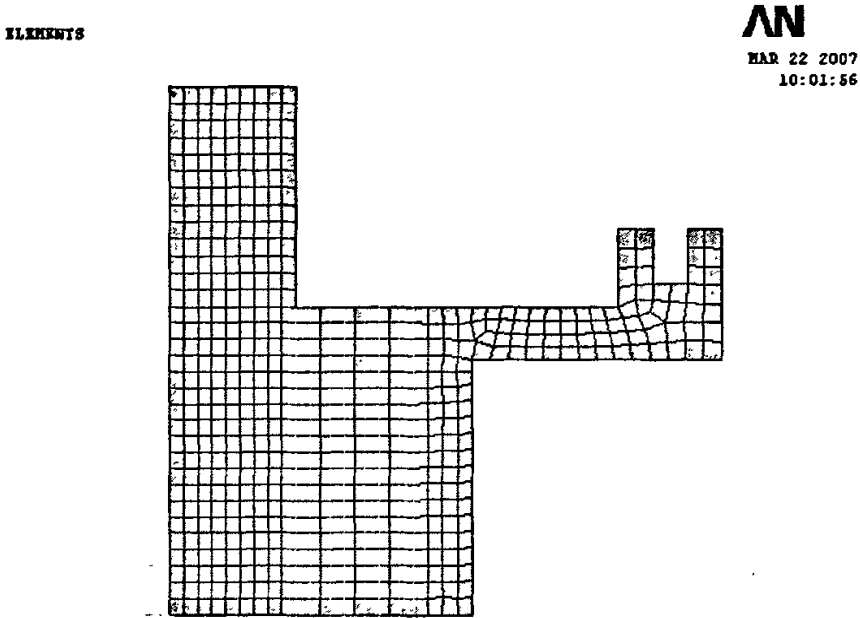


图 3.8 全封闭湿式多盘制动器的有限元计算模型

在构建有限元模型时，采用了映射网格划分的方法。摩擦衬片和芯片烧结在一起，但由于摩擦衬片和芯片采用不同的材料，因此导热性也不相同。因此，摩擦衬片和芯片的单元之间只进行轴向和径向位移自由度的耦合，保证制动过程中摩擦衬片和芯片始终具有相同的轴向和径向自由度。

3.3 摩擦盘温度场有限元分析时应考虑的问题

3.3.1 接触界面的压力分布

摩擦副间的接触压力分布是制动器转矩容量的重要参数。它直接影响着制动器工作界面的温度分布和磨损。

在制动器设计上，根据摩擦系统特性的不同，目前有“衬片压力均匀分布”和“衬片均匀磨损”两种模型。诸文农认为干摩擦状态接近于均匀分布，金属材料的制动盘在湿摩擦状态接近于均匀磨损^[37]。L.鲁道夫没有按摩擦状态进行划分，认为对于新制动器，制动压力接近于均匀分布，随着制动的进行，摩擦盘的外径处要比内径处磨损严重，相应的外径处的压力要比内径处小^[38]。

实际上，制动器摩擦副间的接触压力分布受到多方面的因素影响，包括浮动密

封环的轴向支承、活塞结构、制动力作用位置以及摩擦盘材料等^[39]。M.Tirovic 在考虑了活塞施压位置,制动卡钳结构,制动摩擦力等因素后,对内外侧制动衬片的压力分布进行了静态和动态的分析^[40],表明在制动活塞的作用下,无论是静态还是在动态情况下,内外两侧制动盘的接触压力分布都不相同。而在制动过程中,接触压力分布与温度场之间是相互耦合的,即在制动过程中,由于摩擦副接触压力的分布不均,造成了摩擦盘温度场分布不均,这就形成很大的温度梯度,形成摩擦盘的热弹性变形,摩擦盘的热弹性变形又导致不均匀的接触压力,而这种不均匀的接触压力分布反过来影响了温度场的分布。因此,要完整分析制动压力分布应将应力场、位移场和温度场作为统一的耦合问题来解决。

3.3.2 制动过程中的摩擦系数

摩擦系数体现了摩擦副的综合特性,摩擦系数的大小及其稳定性,受制动过程各种因素的影响。它不仅与摩擦副配对的材料性质(物理性质、机械性质及化学性质)有关,还与制动时的制动工况条件(制动压力的大小、制动初速度、制动频率及制动时间等)、摩擦制动副表面状况(表面的粗糙度及接触特性、表面的温度状况、表面层物理性质)、制动副的结构参数和工作环境因素等有关。这就使得摩擦系数随着工况条件的变化很大,因而预先确定摩擦系数的准确数据或是表达式是十分困难的,通常根据定性分析和实际测定的办法来确定某两种摩擦材料的摩擦系数和各种因素的影响。

大多数对用计算方法确定摩擦系数的研究都局限于对同种材质的摩擦副上,如:A.Molinari 等以摩擦二项式定律为基础,推导出同种材料在相互滑动速度 $\geq 1\text{m/s}$ 时的摩擦系数与滑动速度、表面温度、法向载荷等因素的关系式^[41]。而对于不同材质摩擦副的摩擦系数的研究则报道较少。

为了计算简化,很多的制动器热分析文献都认为制动摩擦符合 Amonton 定律,即假设摩擦系数为常数,在制动过程中保持不变,本文也不例外。

3.3.3 温度对摩擦材料热物性参数的影响

材料导热系数的大小取决于物质的种类和温度等因素。在比较广阔的温度区间内的实用计算中,大多数材料的导热系数都允许采用线性近似关系^[42]。表 3.1 给出了常用于制造摩擦盘的灰铸铁和低碳钢这两种材料的导热系数随温度变化的情况。从表中可以看出,当制动盘的体积温度在 $100^{\circ}\text{C}\sim 400^{\circ}\text{C}$ 之间时,在计算中假设材料的导热系数没有变化是不会引起太大的计算误差。因此,在紧急制动工况下,由于摩擦盘的温升不会太高,在计算中可以认为材料的导热系数为常数;而在多次重复制动工况条件下,由于摩擦盘的温升较高,就必须考虑材料的导热系数随温度变化

对温度场造成的影响。而材料的密度和比热容随温度变化不大，在计算中通常可以认为是常数。

表 3.1 灰铸铁和低碳钢的导热系数

材料名称	导热系数 K (W/m·℃)						
	温度 ℃						
	0	100	200	300	400	600	800
灰铸铁($\omega_c \approx 3\%$)	28.5	32.4	35.8	37.2	36.6	20.8	19.2
碳钢($\omega_c \approx 0.5\%$)	50.5	47.5	44.8	42.0	39.4	34.0	29.0

3.3.4 制动热源的强度

摩擦过程中产生的热量并非常数，它既决定于表面层的特征温度，又取决于该热量在摩擦偶件之间的分配。对盘式制动器摩擦表面的输入热流密度 q ，很多文献从不同方面给出不同的计算方法。大多数的研究仍是从制动力或是制动力矩的变化情况来推导出摩擦热流大小而忽略了磨损的影响。制动器摩擦接触表面上产生的摩擦热量可以表示为^[43]：

$$Q = C_0 \int_1^2 \int_A \mu(T^*) p(r, \theta, z, t) v(r, \theta, z, t) dA dt \quad 3-(1)$$

式中： C_0 为机械功热当量(J)； μ 为摩擦盘间的摩擦系数； p 为摩擦副接触表面上的比压(N/m²)； v 为摩擦盘的相对转动速度(m/s)； A 为接触面积(m²)； r 为制动盘径向坐标(m)； t 为时间(s)； T^* 为计算摩擦系数与磨损强度之间的温度关系时采用的某特征温度(℃)。

由式 3-(1)可得到制动器平均输入热流密度^[44]为：

$$q(r, t) = \mu \cdot p(r, t) \cdot v(r, t) = \mu \cdot p(r, t) \cdot \omega(t) \cdot r \quad 3-(2)$$

式中： $\omega(t)$ 为制动角速度(rad/s)。

3.3.5 摩擦界面的传热规律

摩擦制动表面温度场属于典型的不稳定温度场，摩擦副间的热流分配系数是不断变化的，对于各向异性材料，其变化更为复杂。热流分配系数不仅与材料的热物理特性、物体的尺寸大小有关，而且随材料的导热性与接触表面处的温度梯度比值的变化而变化。制动过程中摩擦副表面层的磨损显然又引起界面间摩擦热流分配的变化。由于工作状况不断重复而存在残余温度场，使得初始条件的确定复杂化。因此，要确定在制动过程中摩擦副界面间热流分配系数是十分困难的。当然如果认为

摩擦产热属于体积生热问题^[44], 就可以用体积生热的方法来解决热流耦合问题而不用对边界热流条件提出假设。

在一般的制动热分析中, 都假定接触表面的平均温度相等且热流连续, 制动产生的摩擦热在界面间的分配直接与两摩擦表面的热阻有关。但定量上确定摩擦界面间的热阻存在困难, 目前, 关于摩擦接触界面传热规律的研究大部分仅局限于研究接触面上有摩擦热产生而无接触热阻的类型, 边界条件大多描述为: 在真实接触面积内, 分属于物体 A 和物体 B 的接触点所组成每一接触点对, 其温度一定相等, 但在真实接触区域外, 表面温度不一定相等。即:

$$\begin{cases} T_A^* = T_B^* & (\text{接触区域}) \\ q_1 + q_2 = q \end{cases} \quad 3-(3)$$

式中: T_A^* 、 T_B^* 分别为接触界面两侧的某一特征温度($^{\circ}\text{C}$); q_1 、 q_2 分别为接触面两侧的热流密度(W/m^2); q 为总的摩擦热流密度(W/m^2)。

3.3.6 摩擦盘的对流换热系数

绝大多数对摩擦盘进行温度计算和热弹性计算的文献都没有对制动盘的对流换热系数进行研究, 其原因是获取表征物体表面和周围介质之间的对流换热规律非常复杂。在制动过程中, 摩擦盘的对流换热系数不仅随着车速的变化而变化, 还随着制动盘的表面温度的变化而变化。获得表面对流换热系数的表达式的方法大致有: 分析法、实验法、比拟法和数值法。

本文研究的全封闭湿式多盘制动器设计时采用循环油冷却方式, 此时对流换热系数一般随摩擦盘和外界冷却油的温度变化而变化, 因此确定制动盘的对流换热系数非常困难。而在应用过程中未加冷却系统也能满足实际要求, 因此本文对摩擦盘的摩擦盘的内外径柱面上施加封闭环境下的对流换热边界条件。

3.4 边界条件的建立

边界条件对于计算结果有很大影响, 选定正确的边界条件是非常重要的。本文研究的制动器为全封闭湿式多盘失压制动器, 制动方式为弹簧制动, 油压解除制动。压缩弹簧力作用在制动活塞的中心位置, 而油压作用在制动活塞的边缘位置, 两者之间的共同作用决定了摩擦副间的接触压力分布。本文认为压紧弹簧作用在活塞上的力为均布力, 作用面积为弹簧与活塞相接触的区域。液压力均匀施加在油缸上。支承盘周边通过螺栓固定在缸体上, 中心处通过浮动油封进行密封。浮动油封既起到密封作用, 又起到轴向支承作用, 使支承盘由悬臂结构转变为一种带弹性支撑的

简支机构。因此，本文在进行摩擦副接触界面的压力分布计算时，将支承盘的周边固定，将浮动油封等效为轴向弹簧支承，利用 ANSYS 软件单元库中的弹簧单元（Spring）来模拟。全封闭湿式多盘制动器结构受力简图如图 3.9 所示。

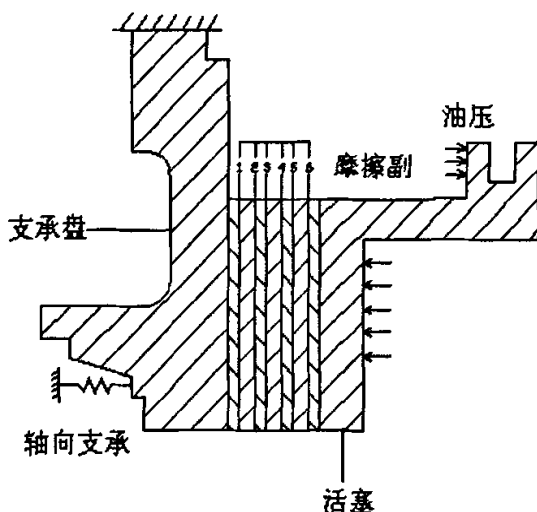


图 3.9 全封闭湿式多盘制动器受力简图

在进行全封闭湿式多盘制动器的热分析时，根据上节的讨论，在施加热边界条件时，本文对全封闭湿式多盘制动器的热传导模型作如下简化和假设：

- （1）摩擦接触界面为理想平面，忽略接触界面上的接触热阻；
- （2）在制动过程中，摩擦符合 Amonton 定律，且在制动过程中摩擦系数保持不变；
- （3）忽略摩擦面上对流换热边界条件，只考虑摩擦面上的热流边界条件和摩擦盘内外径柱面上的对流换热边界条件；
- （4）忽略材料磨损的影响，动能全部转化为摩擦热而被摩擦盘吸收。在计算时，把摩擦盘的热流输入当作边界热流输入来处理，则摩擦表面输入热流密度满足：

$$q(r,t) = \mu \cdot p(r,t) \cdot v(r,t) = \mu \cdot p(r,t) \cdot \omega(t) \cdot r$$

- （5）相邻两摩擦偶件在摩擦表面处满足温度连续条件和热流守恒条件；
- （6）忽略了制动过程中轮胎与地面之间的附着系数以及滑移率的变化情况，紧急制动时认为在制动器抱死之前，车轮是处在纯滚动运动状态，持续制动时也认为车轮是处在纯滚动运动状态。
- （7）摩擦盘的材料为各向同性材料，单次制动时，其热物性参数不随温度的变化而变化。

3.5 本章小结

(1) 介绍了全封闭湿式多盘制动器的结构特点，建立了全封闭湿式多盘制动器的有限元分析模型。

(2) 讨论了摩擦盘温度场有限元分析时应考虑的接触压力分布、制动过程中的摩擦系数、热源强度、传热规律以及对流换热系数等问题，对模型进行了必要的简化和假设，确定了全封闭湿式多盘制动器有限元分析模型的边界条件。

第四章 全封闭湿式多盘制动器温度场和应力场的数值模拟

摩擦盘温度场求解问题实际是在给定边界条件下求解其控制方程的问题。本章将在前述所建有限元模型基础上,采用 ANSYS 有限元分析软件求解全封闭湿式多盘制动器摩擦副接触压力分布和摩擦盘的温度场及应力场。

4.1 全封闭湿式多盘制动器结构参数及材料特性

在全封闭湿式多盘制动器有限元分析模型中,所涉及到的零部件主要有动摩擦盘(包括摩擦衬片)、定摩擦盘、活塞和支承盘。其中动摩擦盘的内径 $D_{\text{fin}}=250\text{mm}$, 外径 $D_{\text{fout}}=410\text{mm}$, 厚度 $B_f=5\text{mm}$, 材料为 35 号钢, 摩擦衬片材料为烧结青铜; 定摩擦盘的内径 $D_{\text{fin}}=254\text{mm}$, 外径 $D_{\text{fout}}=403\text{mm}$, 厚度 $B_f=3.2\text{mm}$, 材料为 65Mn; 由于动摩擦盘和定摩擦盘的尺寸相差不大, 为了有限元计算方便, 本文按照动摩擦盘和定摩擦盘实际接触区域的尺寸进行计算, 即动摩擦盘、定摩擦盘和活塞的外径和内径取分别取相同值, 其中外径 $D=380\text{mm}$, 内径 $d=260\text{mm}$ 。活塞外径 $D_1=380\text{mm}$, 内径 $d_1=260\text{mm}$, 油缸外径 $D_2=435\text{mm}$, $d_2=401\text{mm}$, 材料为 35 号钢; 支承盘材料为铸钢; 浮动油封有效作用半径 $R_s=144\text{mm}$ 。

全封闭湿式多盘制动器各零件物理特性参数如表 4.1 所示:

表 4.1 全封闭湿式多盘制动器各零件的物理特性参数

零件 特性参数	活 塞	动摩擦盘	摩擦衬片	定摩擦盘	支承盘
弹性模量 $E(\text{MPa})$	2.1×10^5	2.1×10^5	3.0×10^3	2.1×10^5	2.1×10^5
泊松比 ν	0.3	0.3	0.25	0.3	0.3
导热系数 $K(\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C})$	42	42	8.2	42	50
比热容 $J(\text{kg} \cdot \text{K})$	502.4	480	385.2	480	490
热膨胀系数 $\alpha(\text{m/k})$	1.27×10^{-5}	1.27×10^{-5}	1.3×10^{-5}	1.27×10^{-5}	1.1×10^{-5}
浮动油封等效刚度 $K_s(\text{N/mm})$			3.0×10^7		

4.2 计算工况的确定

4.2.1 车辆的制动过程分析

车辆是一个多自由度非线性系统。车辆的制动过程是一个与车辆制动系性能、整车参数、轮胎与路面参数有关的动态非线性过程。整车的实际制动过程相当复杂

又带有一定的不确定性。并且由车辆减速度引起的载荷转移、前后轮先后抱死的次序及车辆运动的方向等不同因素，造成车辆前后车轴所承受的载荷发生变化，从而导致各个制动器承载情况也发生变化。虽然只有从车辆、路面和制动器组成的系统来分析制动过程，才能为制动器摩擦盘温度场和应力场的分析确定更合理的边界条件，但是从整车—路面所组成的系统入手，得出单个制动器制动过程的热源模型具有相当的难度。在本文中，仅对在平坦路面作直线行驶的车辆的紧急制动过程以及在一定坡度上持续制动的车辆加以分析。

分析车辆制动的整个过程来看，整个制动过程可分为驾驶员见到信号后作出行动反应、制动器起作用、持续制动和解除制动四个过程。图 4.1 所示是驾驶员接受制动信号后，制动踏板力、车辆制动减速度与制动时间的关系曲线。图 4.1(a)是实测得的曲线，图 4.1(b)是经过简化后的曲线^[45]。本文所研究的主要是制动器作用时间，即图 4.1(b)中的 t_2 和 t_3 时间。

车辆紧急制动时，制动器在 t_2 时间内开始起作用，到达 t_3 时轮胎已经抱死，此时，车辆的制动完全靠轮胎与地面间的滑动摩擦完成。因此，对紧急制动工况下制动器的研究主

要是研究 t_2 时间。根据地面状况、车辆载荷及制动系统结构的不同， t_2 一般取 0.2~0.9s 之间。车辆持续制动时，即图 4.1 (b)中 t_3 时间，对制动器持续工况的研究假定车辆在一定坡度上进行制动，并且轮胎没有抱死现象，轮胎处在纯滚动状态。由于该工况下从车辆开始制动到制动器持续起作用的这段时间相比制动器持续制动的时间要小得多，即 t_2 远小于 t_3 ，因此，可以只考虑车辆持续制动的过程，即 t_3 时间，而忽略制动器从开始作用到该过程的时间。

本文分析用国内某井下自卸车整车的有关参数如表 4.2 所示。

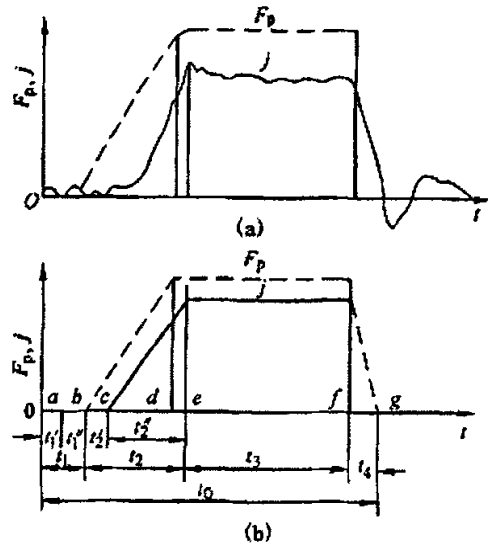


图 4.1 车辆的制动过程

表 4.2 某型矿用自卸车质量及尺寸参数

整车质量 $G_0(\text{kg})$	9500	最大总质量 $G_s(\text{kg})$	19500
质心高度 $H(\text{mm})$	4500	轴距 $L(\text{mm})$	4800
轴荷分配(kg) (满载)	前轴 G_F 11115	轮胎滚动半径 $R_b(\text{mm})$	630
	后轴 G_R 8385		

4.2.2 制动工况的确定

4.2.2.1 制动器内液压油压力

制动弹簧的轴向压紧力合力 F_Z 为:

$$F_Z = n \cdot k \cdot \Delta x \quad 4-(1)$$

式中: n 为制动器中制动弹簧的个数, $n=24$; k 为弹簧的弹性系数(kg/mm), $K=25\text{kg/mm}$; Δx 为弹簧最大压缩量, $\Delta x=22.2\text{mm}$ 。

计算得 $F_Z=13320\text{kg}$ 。制动弹簧作用的有效面积 S_T 为:

$$S_T = \pi(R_S^2 - R_T^2) \quad 4-(2)$$

式中: R_S 为制动弹簧作用的外径(mm); R_T 为制动弹簧作用的内径(mm)。

本文研究的全封闭湿式多盘制动器松闸时, 靠液压油作用于环形液压缸面上产生的液压力推动压缩弹簧, 从而解除制动。环形缸面的尺寸为: 外径 $R_1=217.4\text{mm}$, 内径 $R_2=200.5\text{mm}$ 。为了使制动器的液压力在松闸压力额定值 90% 时完全松闸, 则 $0.9F_{\#} \geq F_Z$, 即:

$$0.9F_{\#} \pi (R_1^2 - R_2^2) \geq 24 \times 9.8K \cdot \Delta x \quad 4-(3)$$

式中: $F_{\#}$ 为制动器内液压油压力 (MPa)。计算得 $F_{\#} \geq 6.5 \text{ MPa}$ 。

本文研究的制动器液压系统的压力为 12 MPa。

4.2.2.2 紧急制动工况参数确定

根据前面的讨论, 本文分别对车辆的紧急制动和持续制动两种工况进行研究。紧急制动时, 制动液压缸内的油压为 0, 制动力完全由压缩弹簧力提供, 则制动器的制动力矩为:

$$M_T' = \mu F_Z Z R_c \quad 4-(4)$$

式中: M_T' 为每个制动器的制动力矩(kg.m); μ 为动摩擦盘与定摩擦盘之间的摩擦系数, 取 $\mu=0.12$; F_Z 为制动弹簧轴向压紧合力 (kg); Z 是摩擦面个数, 此处 $Z=6$;

R_c 为摩擦力等效作用半径 (m)。

$$R_c = (D^3 - d^3) / 3(D^2 - d^2) \quad 4-(5)$$

式中: D 、 d 分别为摩擦盘的外径和内径(m)。

计算得 $M'_T = 1534.5 \text{ kg}\cdot\text{m}$ 。由力矩平衡得地面制动力 F_{xb} 为

$$F_{xb} = \frac{M'_T}{R_b} \quad 4-(6)$$

计算得 $F_{xb} = 2435.7 \text{ kg}$ 。

最大地面制动力 $F_{xb\max}$ 为:

$$F_{xb\max} = F_z \varphi \quad 4-(7)$$

式中: F_z 为地面对单个车轮的法向反作用力(kg); φ 为轮胎与地面之间的附着系数, 本文取 $\varphi = 0.45^{[46]}$ 。

计算得 $F_{xb\max} = 2193.75 \text{ kg}$ 。

车辆制动时轮胎为滚动而不抱死拖滑的条件为地面制动力小于地面最大制动力或地面附着力, 即:

$$F_{xb} \leq F_z \varphi \quad 4-(8)$$

根据以上对车辆制动过程的分析可知, 车辆持续制动的时候, 即图 4.1(b)中的 t_3 时间段内轮胎处于抱死拖滑状态, 车辆的制动完全靠轮胎与地面的摩擦完成, 制动器的动摩擦盘与定摩擦盘间不发生相对滑动, 也就没有摩擦热生成。本文研究的紧急制动为制动器开始起作用到轮胎抱死的过程, 即图 4.1(b)中的 t_2 时间。

车辆紧急制动时, 本文计算选用的初始车速为 $v_0 = 20 \text{ km/h}$ 。制动器开始起作用到轮胎抱死的时间, 即 t_2 时间受地面状况、车辆载荷及制动系统结构等影响较大。本文根据井下自卸车实际的工作环境取 $t_2 = 0.6 \text{ s}$ 。

4.2.2.3 持续制动工况参数确定

本文研究的持续制动是假设车辆在满载条件下, 以初始车速为 $v_0 = 20 \text{ km/h}$ 行驶在坡度为 15° 的下坡路段。进行持续制动, 制动强度为保持车辆仍以 20 km/h 的速度均匀行驶, 制动时间为 15 s 。由力矩平衡原理得:

$$G_s \varphi R_b \cos 15 = 4 f F_\Sigma^* Z R_c \quad 4-(9)$$

计算可得 $F_\Sigma^* = 11588.31 \text{ kg}$ 。

由力平衡公式可求得此时液压缸内的油压 $P_{\text{液}}^*$:

$$F_\Sigma - P_{\text{液}}^* \pi (R_1^2 - R_2^2) = F_\Sigma^* \quad 4-(10)$$

计算得 $P_{\text{液}}^* = 0.76 \text{ MPa}$ 。

4.3 有限元分析过程

对于制动过程中的摩擦盘，热的传导是瞬态过程，接触表面的热量输入用热流密度来表示：

$$q(r, t) = \mu \cdot p(r, t) \cdot \omega(t) \cdot r \quad 4-(11)$$

由于各个摩擦盘都是热的导体，所以热流密度在两接触表面之间进行分配。接触表面上的边界条件是温度的连续性，即：

$$T_1(r, z) \Big|_{z=zs} = T_2(r, z) \Big|_{z=zs} \quad 4-(12)$$

式中： T_1 和 T_2 分别为两个接触表面上的温度分布($^{\circ}\text{C}$)， zs 为摩擦表面的轴向坐标(mm)。

摩擦热 $q(r, t)$ 作为接触表面 $z=zs$ 上的内热源，有限元分析是时，将摩擦热 $q(r, t)$ 施加给接触单元，式 4-(11) 和式 4-(12) 精确给出了表面上热流密度的分配，不需要再假定热流密度在摩擦表面上的分配比例。

式 4-(12) 成立的条件是两表面之间存在接触，即：

$$P(r) > 0 \quad 4-(13)$$

当接触状态从 $P(r) > 0$ 变为 $P(r) = 0$ 时，式 4-(12) 不成立；当接触状态从 $P(r) = 0$ 变为 $P(r) > 0$ 时，式 4-(12) 重新成立。由于接触区域分离时，式 4-(12) 不再成立，因此，接触状态的改变包括温度的奇异性。

在求解摩擦盘的温度场过程中，由于是瞬态问题，而且内热源 $q(r, t)$ 是随着时间改变的，因此，求解步骤可以分三个步骤计算：首先分析初始温度和制动压力下的弹性接触，得出接触表面的压力分布；再将整个制动过程分为几个时间步，每个时间步又分为几个子步，由式 4-(11) 得出第一个时间步长的热流密度，作为体载荷施加在接触单元上，求解该时间步，得出该条件下的温度分布、应力分布以及接触压力分布，作为下一个时间步的初始条件和边界条件。继续求解，直至摩擦盘间的相对滑动速度为 0。这样，就可以得出整个制动过程中的压力分布和温度场。其计算流程图如图 4.2 所示。

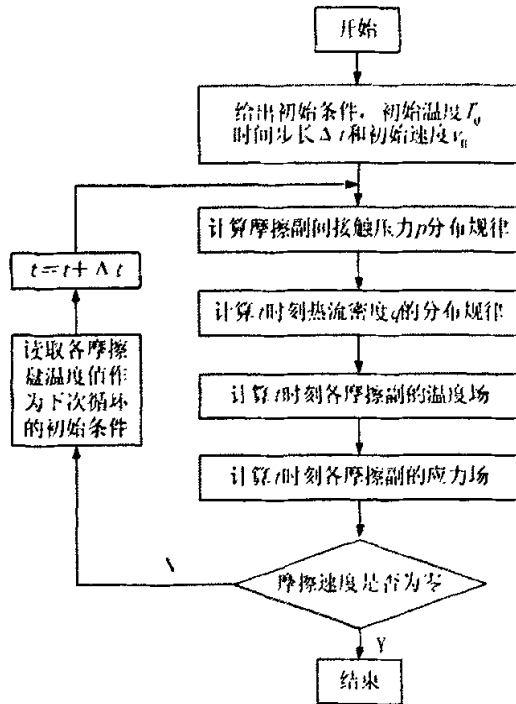


图 4.2 制动器温度场计算程序框图

4.4 摩擦副接触界面压力分布的计算

接触问题是一种很普遍的非线性行为，它是状态变化非线性类型中一个特殊而重要的子集，是一种高度非线性行为。接触问题存在着重要的难点：在求解问题之前不知道接触区域分布情况。受载荷、材料、边界条件以及其它一些因素的影响，接触区域可以不断地接触和分开。

一般接触分为刚体—柔体接触、柔体—柔体接触。ANSYS 软件支持三种接触方式：面—面接触，点—面接触，点—点接触。不同的接触分析类型有不同的特点，用点—面接触单元来模拟一个表面和一个节点的接触，另外，可以通过把表面指定为一组节点，从而用点—面接触来代表面—面接触。ANSYS 软件的点—面接触单元可以允许下列非线性行为：

- (1) 有大变形的面—面接触分析；
- (2) 有接触和分开；
- (3) 库仑摩擦滑动；
- (4) 热传递。

使用点—面接触单元，不需要预先知道确切的接触位置，接触面之间也不需要

保持一致的网格，并且允许大的变形和大的相对滑动。

在 ANSYS 软件中，也可以使用面一面的接触单元来模拟刚体—柔体和柔体—柔体的面—面接触。在涉及到两个边界的接触问题时，把一个边界作为“目标面”，把另一个作为“接触面”。对刚体—柔体接触，“接触面”总是柔性面；对柔体—柔体的接触，“接触面”和“目标面”都是变形体，这两个面合起来叫作“接触对”，其中较硬的面为“目标面”，较软的面为“接触面”。

为了得到摩擦副摩擦界面的初始接触压力分布情况，本文采用具有 4 节点，每个节点 2 个自由度，并且具有轴对称特性的 PLANE42 单元。对于摩擦副上的接触问题，采用的接触单元分别为面—面接触单元 TARGE169 和 CONTA171。由于动摩擦盘衬片相对于定摩擦盘来说较软，因此将“接触单元”TARGE169 建立在动摩擦盘衬片接触面上，而“目标单元”CONTA171 建立在定摩擦盘接触面上。

本文首先将分别计算紧急制动和持续制动工况下的摩擦界面初始接触压力分布。根据以上所述的边界条件及制动工况，得到紧急制动和持续制动工况下的摩擦界面初始接触压力分布分别如图 4.3 和 4.4 所示。

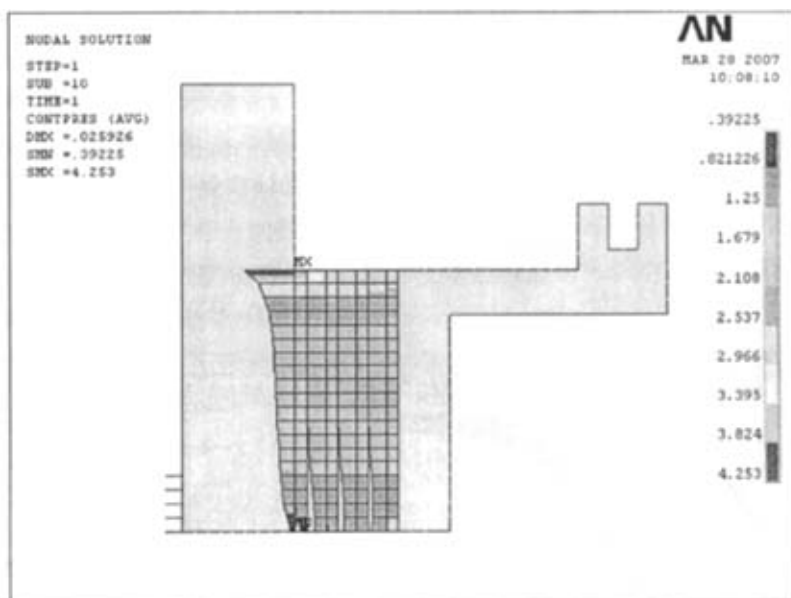


图 4.3 紧急制动时的初始接触压力分布

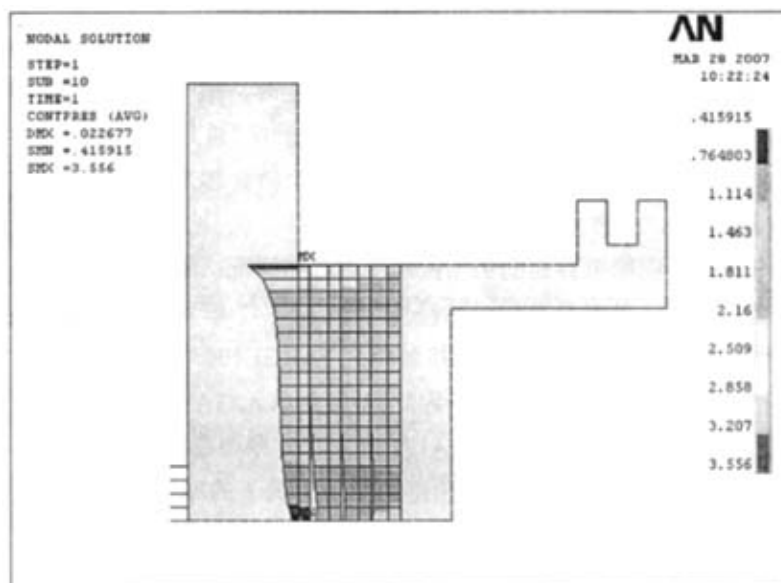


图 4.4 持续制动时的初始接触压力分布

选取每个接触摩擦面上的节点处的接触压力与该节点的半径可获得 6 对摩擦副接触压力与摩擦盘半径的关系曲线，如图 4.5 和图 4.6 所示。同时，可以拟合接触压力与摩擦盘半径的关系式，进而求得摩擦界面上的热流密度。

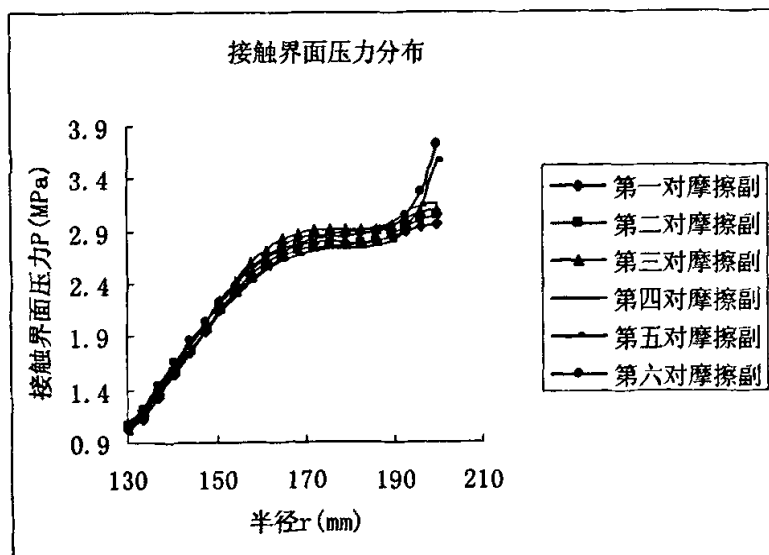


图 4.5 紧急制动时初始接触压力与半径的关系曲线

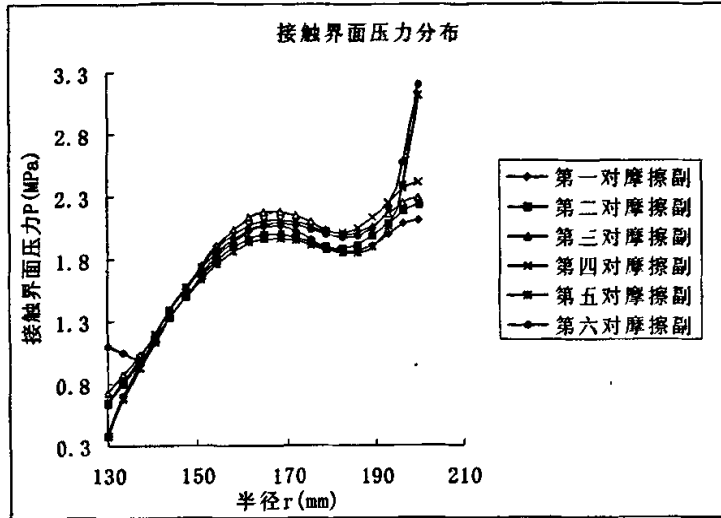


图 4.6 持续制动时初始接触压力与半径的关系曲线

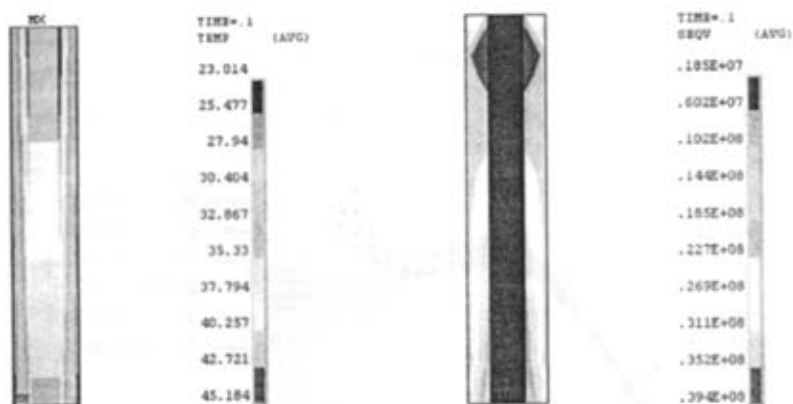
由图 4.5 和图 4.6 可以看出摩擦界面初始接触压力并不是均匀分布，随着摩擦盘半径的增大，接触压力也增大。不同的摩擦副之间的接触压力大小和分布也不相同，最靠近支承盘处的摩擦副（下面称为第 1 对摩擦副）的接触压力最大，并且沿半径方向的变化也最大，最靠近活塞处的摩擦副（下面称为第 6 对摩擦副）的接触压力最小，并且沿半径方向的变化也最小。可以预见，在车辆制动过程中，第 1 对摩擦副的温度沿半径方向的变化也将最大，所产生的热应力也将最大。第 6 对摩擦副沿半径方向的变化也将最小，所产生的热应力也将最小。本文将对 6 对摩擦副分别分析其温度场及应力场。

4.5 全封闭湿式多盘制动器温度场和应力场的计算结果及分析

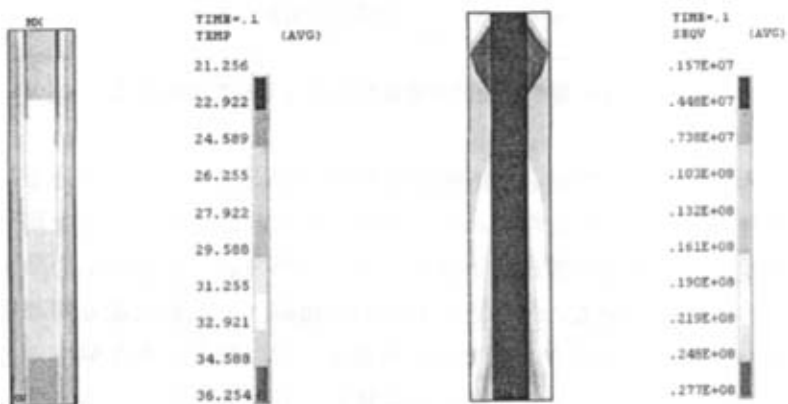
用直接法求解热-机耦合场问题时，应注意选择耦合单元。ANSYS 提供了几种可用于求解热-机耦合的单元：PLANE13, SOLIDS5, CONTAC48, CONTAC49。CONTAC48 和 CONTAC49 是用于求解点-面接触问题的热-机耦合单元。全封闭湿式多片制动器的摩擦偶件是多盘结构，接触单元较多，不适宜用点-面接触问题。因此，本文采用热-机耦合单元 PLANE13，摩擦副上的接触问题，采用的接触单元为面-面接触单元 TARGE169 和 CONTA171。

4.5.1 紧急制动工况有限元计算结果及分析

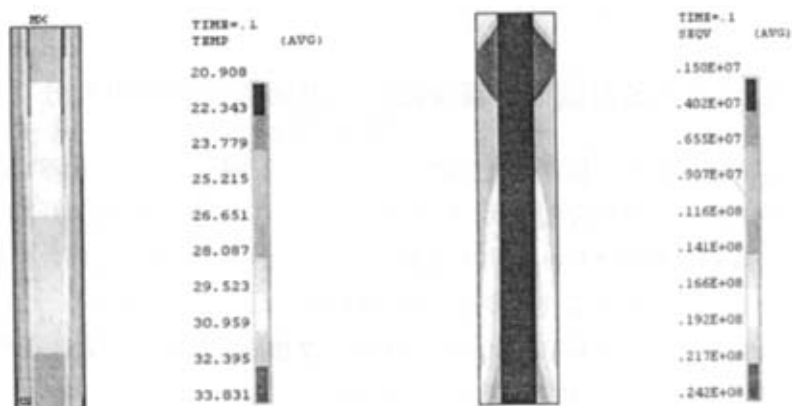
图 4.7~图 4.9 分别为模拟制动器摩擦副截面在紧急制动过程中摩擦盘温度以及 Von Mises 应力的变化情况。最初结合时，各个摩擦盘的初始温度为 20℃。



(a) 第一、二对摩擦副

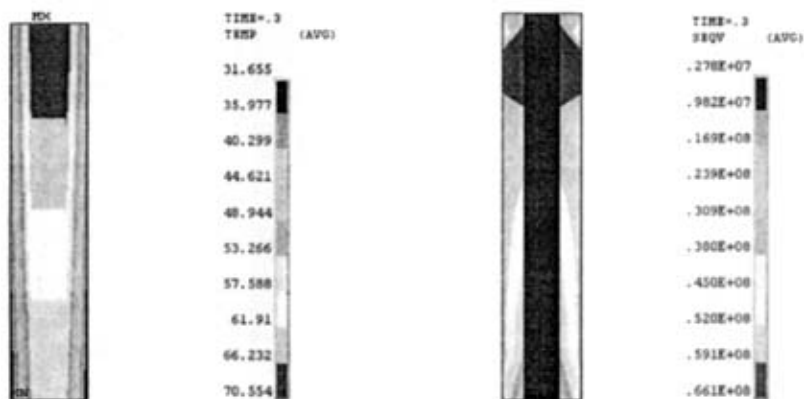


(b) 第三、四对摩擦副

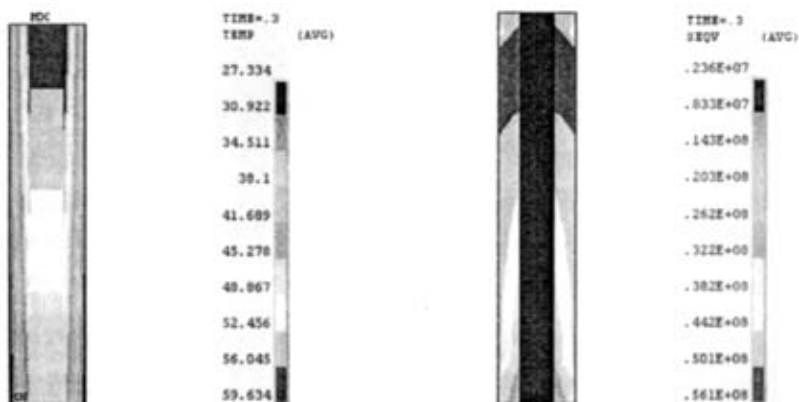


(c) 第五、六对摩擦副

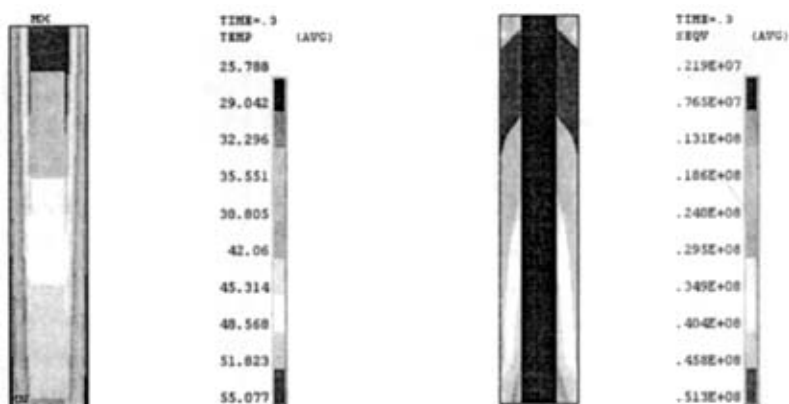
图 4.7 紧急制动 0.1s 后各摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布



(a) 第一、二对摩擦副

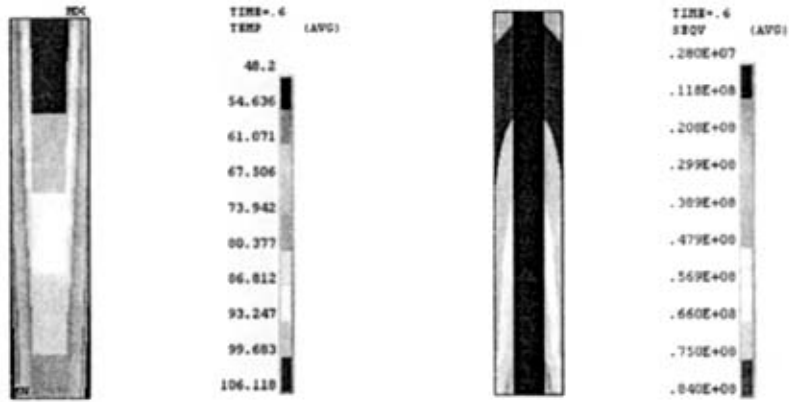


(b) 第三、四对摩擦副

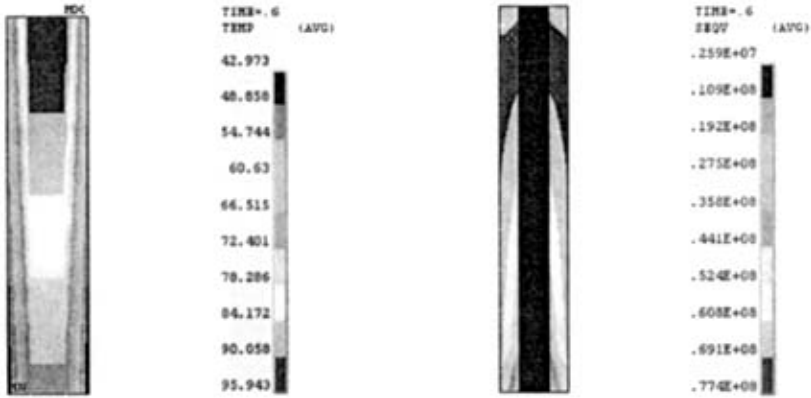


(c) 第五、六对摩擦副

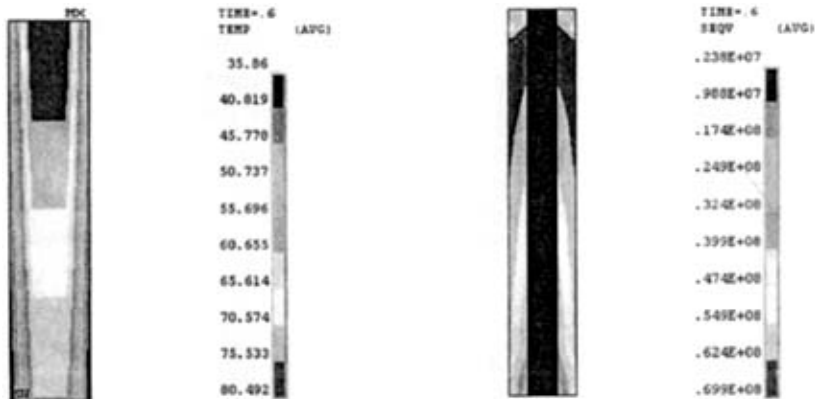
图 4.8 紧急制动 0.3s 后各摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布



(a) 第一、二对摩擦副



(b) 第三、四对摩擦副



(c) 第五、六对摩擦副

图 4.9 紧急制动 0.6s 后各摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

由图 4.7~图 4.9 可以看出,不同摩擦副在紧急制动时温度场和应力场分布相差较大,这主要是因为各摩擦副接触界面的初始接触压力不同,在制动过程中,由于热-机耦合作用使得差距变大。并且,铜基摩擦材料与摩擦对偶盘材料的导热系数和比热容相差较大。

由式 4-(11)可知,摩擦表面热流密度最大处是摩擦盘的外径,热流密度引起摩擦盘外径处的温升要比内径处的快。在图 4.7 中,制动时间为 0.1s 时,第 1 对摩擦副的动摩擦盘的表面外径处温度为 45.1℃,内径处的温度为 35.3℃,而第 6 对摩擦副的动摩擦盘的表面外径处温度仅为 33.8℃,内径处的温度也仅为 28℃,高温只集中在摩擦表面附件,内径和外径之间的温度相差不大。随着制动过程的进行,摩擦盘内外径处的温度逐渐升高,摩擦表面产生的热量也逐渐向盘的厚度方向传导。图 4.8 和图 4.9 分别是 0.3s 和 0.6s 时摩擦盘的温度分布和应力分布。当制动器抱死时,所有摩擦偶件在此时刻达到最高温度,同时温度梯度也在此刻达到最大。第 1 对摩擦副的动摩擦盘外径处温度达到 106.1℃,而内径处的温度仅为 73.9℃。此时摩擦盘的最大应力也只集中在外径处的一小部分区域,说明此处发生热弹性变形,但由于抱死时间很短,即便有热弹性变形也很小。摩擦盘没有发生大的热弹性变形摩擦盘便已停止相对转动,不再产生摩擦热,因而温度不再升高。

4.5.2 持续制动工况有限元计算结果及分析

车辆在持续制动时,摩擦盘的温度随时间不断变化,但并不是一直升高,直到达到热平衡。图 4.10 为根据有限元计算绘制出的第 3 对摩擦偶件持续制动过程中最高点的温度-时间变化曲线,可以看出制动 12s 后摩擦盘的温度基本上已不再升高,即此时可认为系统已经达到热平衡。

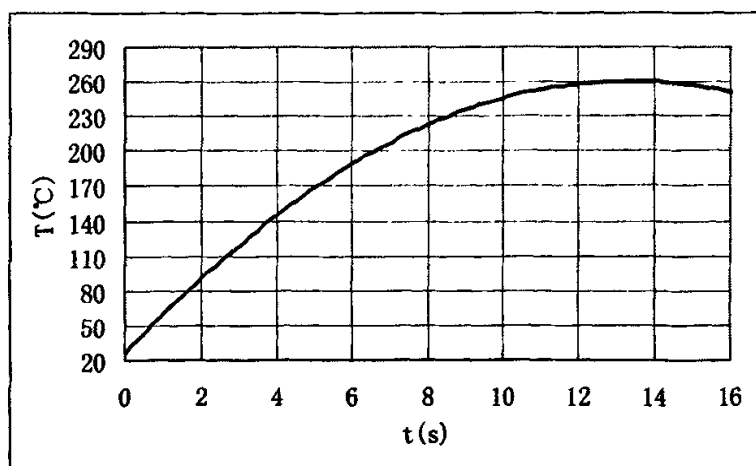


图 4.10 持续制动工况第三对摩擦副最高温度点温度-时间曲线

图 4.11 至图 4.16 分别为制动器第 3、4 对摩擦副截面在持续制动 15s 过程中的摩擦盘温度以及 Von Mises 应力的有限元计算结果。

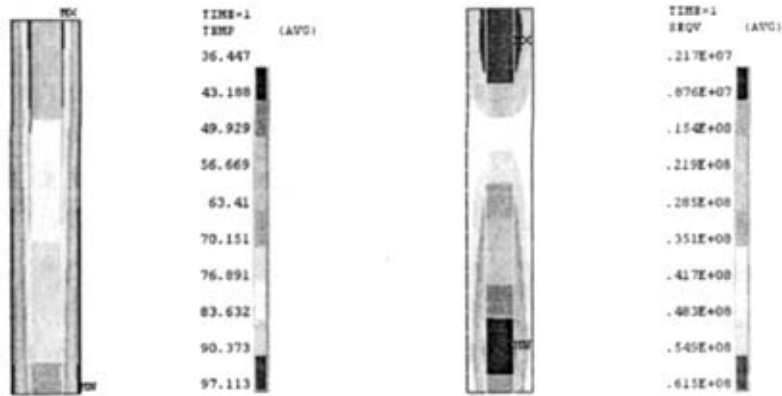


图 4.11 持续制动 1s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

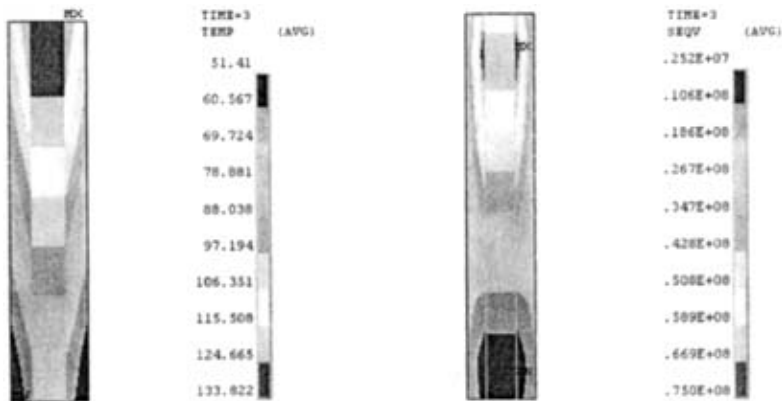


图 4.12 持续制动 3s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

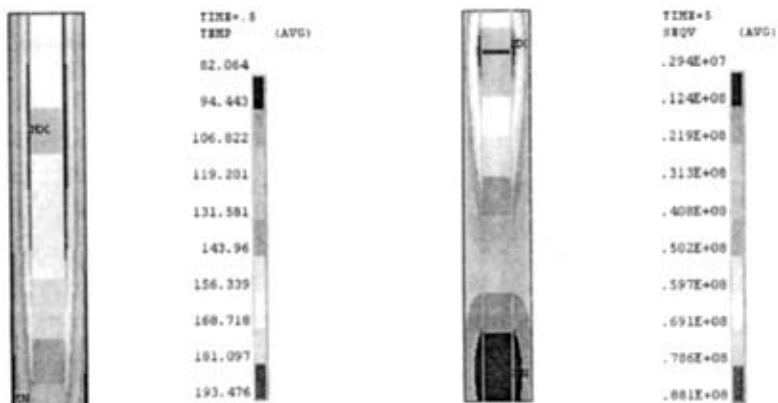


图 4.13 持续制动 5s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

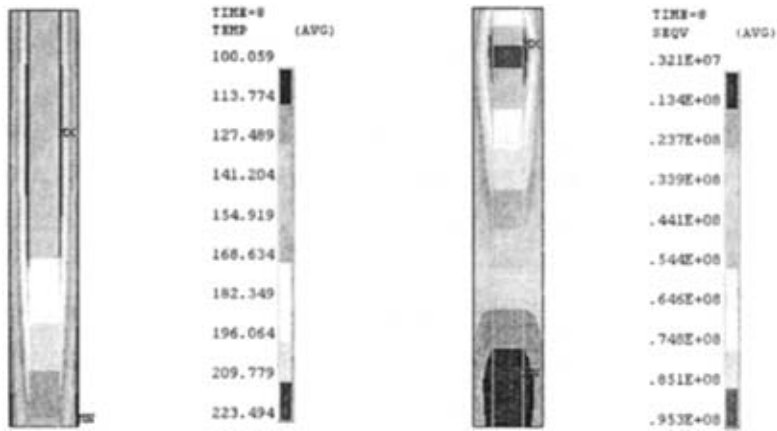


图 4.14 持续制动 8s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

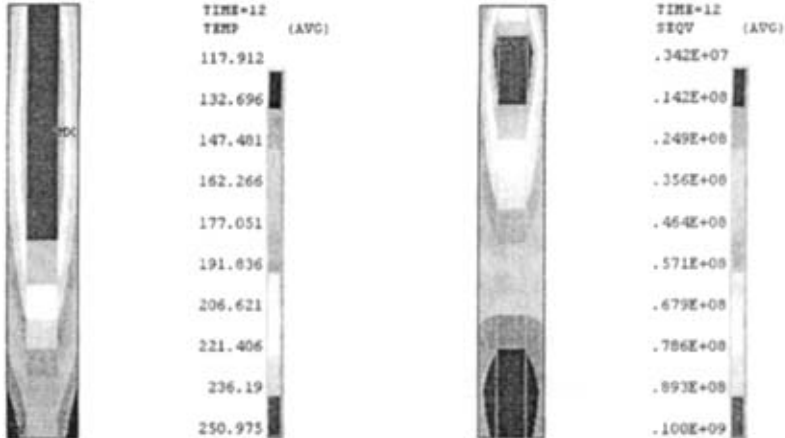


图 4.15 持续制动 12s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

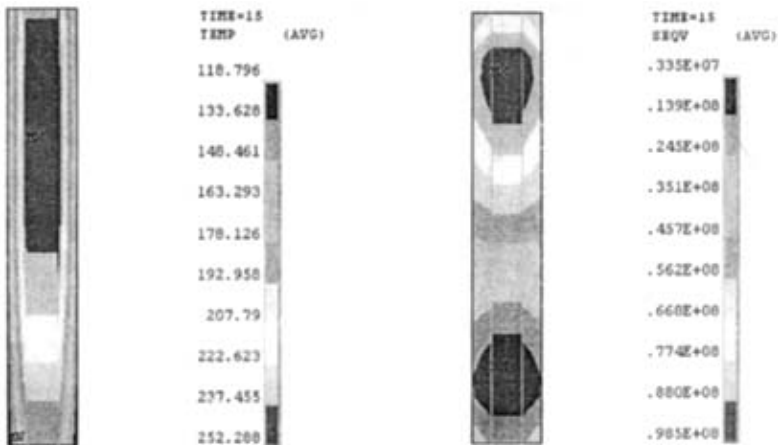


图 4.16 持续制动 15s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

分析图 4.11~图 4.16 可以看出车辆在持续制动时制动强度小,摩擦副间热流密度比紧急制动时要小,但由于制动时间长,制动器所产生的总的热量比紧急制动时大,摩擦偶件的温升比紧急制动工况更高。制动初始阶段,高温只集中在摩擦副外径附件。图 4.11 中,制动时间为 3s 时摩擦副外径处温度为 133.8℃,内径处的温度为 51.4℃。随着制动过程的进行,摩擦副外径处出现热-弹性变形,开始相互接触的摩擦界面由于外径处翘曲而局部分离,分离开的摩擦表面处没有摩擦热产生,接触表面的高温最终集中在摩擦表面上的一小部分区域。由图 4.15 可以看出,摩擦热的最大值不是在摩擦副的外径处,而是出现在半径 $r=174.5\text{mm}$ 处,整个摩擦表面上,最高温度和最低温度相差 103.5℃。此时由于存在着热传导,摩擦盘的温度继续升高。随着制动过程的继续进行,到达 13s 后摩擦盘的温度不再升高,系统达到热平衡,温度维持在 250℃左右。制动结束时候摩擦盘的最高温度为 252.2℃。在此过程中,摩擦盘应力随着温度的变化而同步变化,最大应力出现在温度梯度最大的地方。

4.6 本章小结

(1) 在分析车辆制动过程的基础上,确定了制动工况,并介绍了有限元求解过程。

(2) 分析了紧急制动工况和持续制动工况下的不同摩擦副的接触压力分布。结果表明:摩擦界面初始接触压力并不是均匀分布的,随着摩擦盘半径的增大,接触压力也增大。不同的摩擦副之间的接触压力大小和分布也不相同,第 1 对摩擦副的接触压力最大,并且沿半径方向的变化的也最大,第 6 对摩擦副接触压力最小,并且沿半径方向的变化的也最小。

(3) 分析了紧急制动过程中 6 对摩擦副的温度场和应力场的分布情况。结果表明:紧急制动过程摩擦盘的温度一直升高,摩擦盘的外径处温度要比内径处的温度升高的快,当制动器抱死时,摩擦盘的温度达到最大。

(4) 分析了持续制动过程中 6 对摩擦副的温度场和应力场的分布情况。结果表明:摩擦盘的温度并不是一直升高,在制动过程中摩擦副外径处出现热-弹性变形,开始相互接触的摩擦界面由于外径处翘曲而局部分离,接触表面的高温最终集中在摩擦表面上的一小部分区域,系统达到热平衡。应力随着温度的变化而同步变化,温度梯度大的地方应力相应的也较大。

第五章 基于冷却系统的全封闭湿式多盘制动器有限元分析

全封闭湿式多盘制动器在制动过程中因摩擦而产生的热量不能及时散发,将使制动器的温度上升,超过其温度允许的上限,制动性能下降,甚至损坏。本章从能量的角度出发设计全封闭湿式多盘制动器的冷却系统,并通过有限元分析加入冷却系统后的全封闭湿式多盘制动器摩擦盘的温度场和应力场。

5.1 全封闭湿式多盘制动器摩擦散热机理及影响因素

全封闭湿式多盘制动器冷却分为强制油液循环冷却和自然冷却^[47]。强制冷却方式是从外部引入一定量的冷却油进入制动器,流经制动盘后再流出制动器,带走制动器的热量。强制冷却方式又分为:浸油冷却方式、轴心冷却方式和滴油或喷油冷却方式^[48]。自然冷却方式是靠制动器和轮边减速器的润滑油及其壳体散热。强制冷却方式适用于制动频繁而本身散热能力不足的情况,自然冷却方式适用于制动不太频繁而本身散热就已经足够的场合。

全封闭湿式多盘制动器与干式制动器不同,全封闭湿式多盘制动器摩擦副在制动过程中其摩擦状态是由粘着摩擦(直接接触)、边界摩擦(边界膜剪切)以及流体摩擦(油膜剪切)组成的混合摩擦,其最大特点是全封闭湿式多盘制动器工作在浸油封闭环境。依靠离心力的作用,通过摩擦衬片表面油槽,冷却油不断地由其内径流向外径端,同时将制动过程中摩擦副产生的热量带走,从而大大提高了制动器的使用寿命。

全封闭湿式多盘制动器散热主要有两个途径,一是通过流体与摩擦副之间对流换热,流体将热量带到边缘与壳体进行热交换,壳体热量通过强制冷却或自然冷却形式将热量散掉;另外就是摩擦副通过导热的方式将热量传到其它连接件,使自身温度下降。

全封闭湿式多盘制动器工作过程中,制动器的热量产生具有瞬时性,制动器热量散发具有过程性,油液与摩擦副间的对流换热以及壳体连续散热过程均为非稳态过程。由于全封闭湿式多盘制动器的瞬间产生的制动热能向油液扩散有一个过程,这与油液的流动状态,摩擦盘的导热性、对偶钢盘的热容量及其传热特性有关,此外还与外界环境的温度及空气流动状况有关。工作循环时间的长短以及制动强度对全封闭湿式多盘制动器内油的温升影响较大。因此,全封闭湿式多盘制动器的散热条件对制动器使用性能影响很大,从制动器的散热机理分析,制动器摩擦副的热量传递主要表现为传导和对流两种传热形式,影响其散热的因素除摩擦副材料的导热系数、油液的对流换热系数有关外,还与壳体的导热性能、摩擦副的结构形式、油

液在制动器中的流动状态、环境温度、摩擦衬片的导热特性、初始温度以及空气的流动状况等有关。

5.2 全封闭湿式多盘制动器冷却系统的设计

冷却系统的设计就是要准确计算出制动器在制动过程中所产生的热量和通过冷却油带走的热量，以及通过制动器表面散发到空气中的热量，并通过它们的平衡关系求出冷却泵的供油量。准确计算出所需冷却油量的意义在于：

(1) 如果冷却油流量过小，会导致制动过程中制动器摩擦偶件温升过高而过早破坏。

(2) 如果冷却油流量过大，则会导致湿式多片制动器带排扭矩过大，而引起车辆在正常行驶中功率损失过多。

(3) 选择合适的冷却系统，确保冷却系统元件与整车达到最优的搭配，同时提高整车的制动性能。

为保证制动器可靠的工作，冷却油供油量的计算应按最不利的情况来计算。由于矿用车辆用湿式多片制动器没有安装自动防抱死装置，所以在紧急制动时制动器迅速抱死，制动能大部分消耗在轮胎与地面之间，而且制动时间很短，冷却油几乎不起作用，此时制动器的可靠工作主要靠制动器本身的热容量来保证。即冷却油流量不能根据紧急制动工况来确定。

为了确定冷却油流量，应该根据持续制动工况计算。持续制动一般发生在车辆下长坡工况，为控制车辆速度，需要制动器持续工作。持续制动时制动强度小，瞬时制动功率小，但由于持续时间长，总的制动能大，而且这种工况制动能几乎全部在制动器摩擦副间转化为热能，然后一部分通过制动器表面散发掉，而大部分由冷却油带走。所以在持续制动工况制动器的可靠工作主要靠冷却油流量来保证，如果冷却油流量不够将导致制动器温度持续上升而摩擦偶件破坏。

假设路面的坡度为 θ ，车辆的速度保持在 v_c (km/h)，则制动功率为：

$$N_t = \frac{1}{3.6} m_c g v_c \sin \theta \quad 5-(1)$$

式中： m_c 为整车满载时候的质量(kg)。

每个制动器产生的热量为：

$$Q_t = \frac{1}{14.4} m_c g v_c \sin \theta \quad 5-(2)$$

每个制动器单位时间的散热能力为：

$$Q_{s1} = \mu_s (T_{12} - T_{10}) A_s \quad 5-(3)$$

冷却油单位时间带走的热量为：

$$Q_{s2} = q_1 \rho_1 c_1 (T_{12} - T_{11}) \quad 5-(4)$$

式中: μ_s 为制动器的散热系数($\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$); A_s 为每个制动器的散热面积, 本文取摩擦盘与冷却油相接触的柱面面积(m^2); q_1 为冷却油流量(m^3/s); ρ_1 冷却油密度(kg/m^3); c_1 为冷却油的比热($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$); T_{11} 为进入制动器的冷却油温度($^\circ\text{C}$); T_{12} 为流出制动器的冷却油的温度($^\circ\text{C}$); T_{10} 为制动器周围的环境温度($^\circ\text{C}$); 根据热平衡条件:

$$Q_t = Q_{s1} + Q_{s2} \quad 5-(5)$$

可以求出制动器冷却油的流量:

$$q_1 = \frac{m_c g v_c \sin \theta - 14.4 \mu_s A_s (T_{12} - T_{10})}{14.4 \rho_1 c_1 (T_{12} - T_{11})} \quad 5-(6)$$

与冷却油带走的热量相比, 全封闭湿式多盘制动器外表面的散热量很小, 在计算时可以只考虑冷却油带走的热量, 这样式 5-(6)可简化为:

$$q_1 = \frac{m_c g v_c \sin \theta}{14.4 \rho_1 c_1 (T_{12} - T_{11})} \quad 5-(7)$$

依据第四章中所述的车辆持续制动工况, 取 $v_c = 15 \text{ km/h}$, $\theta = 15^\circ$, 冷却油的比热 $c_1 = (1.674 \sim 2.093) \times 10^4 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, 本文取 $c_1 = 2.093 \times 10^4 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, 冷却油的密度 $\rho_1 = 900 \text{ kg/m}^3$; 流出制动器的冷却油的温度与进入制动器的冷却油温度之差, 参阅相关文献^[47], 取 $T_{12} - T_{11} = 20^\circ\text{C}$ 。

计算得 $q_1 = 3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 22.8 \text{ L/min}$ 。

冷却回路可以是独立回路, 也可以连接在其它回路上(如转向回路)。若是单独强制冷却, 冷却泵可以单独安装在发动机液压泵的驱动装置上, 也可以安装在变矩器液压泵的驱动装置上。本文采用独立冷却回路, 冷却油泵安装在发动机液压泵的驱动装置上。

发动机转速 $n = 2300 \text{ r/min}$, 因此泵的排量 Q 为:

$$Q = \frac{q_1 \times 10^3}{n} \quad 5-(8)$$

计算得 $Q = 9.9 \text{ mL/r}$ 。

因此, 冷却油泵选用排量为 10 mL/r 的齿轮泵。

冷却油路如图 5.1 所示。

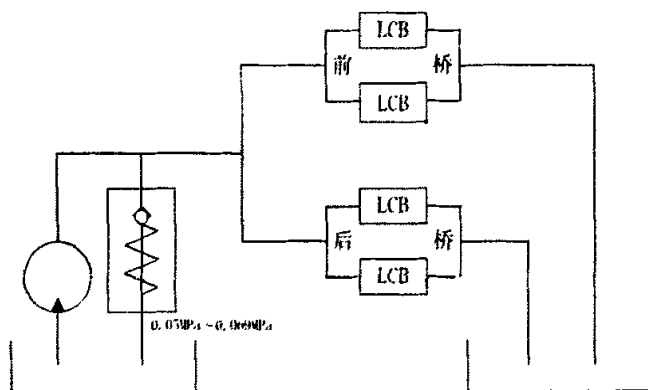


图 5.1 冷却回路

5.3 配备冷却系统后制动器温度场和应力场有限元计算结果及分析

全封闭湿式多盘制动器内附加循环冷却系统后，摩擦盘的工作环境比没有循环冷却系统时有很大的变化，摩擦盘工作在充满冷却油的环境中。由于摩擦盘上开有许多螺旋状的油槽，摩擦盘产生的热量将被冷却油及时的带走，并且车辆在解除制动的任何时刻，摩擦盘都将与冷却油相接触，这对摩擦盘的表面温度及摩擦盘应力都将产生很大的影响。因此，要精确的模拟计算附加循环冷却系统的全封闭湿式多盘制动器制动过程很困难。

本文在计算时对制动器的有限元模型做一些必要的简化。首先，制动过程中，冷却系统工作时，冷却油在摩擦盘上的油槽内的流量很小，带走的热量也很少，循环冷却系统主要通过摩擦盘径面相接触的冷却油带走部分摩擦盘产生的热量，因此，在进行有限元计算时忽略油槽对温度场和应力场的作用；其次，摩擦盘工作在浸油状态，摩擦系数也将发生变化，但关于摩擦盘在浸油状态下的摩擦系数至今未见文献报道，因此，本文认为摩擦盘间的摩擦系数等同于没有冷却系统时的情况。最后，由于冷却油的粘性会导致带排扭矩比较大，带排扭矩将对全封闭湿式多盘制动器的性能产生影响。对带排扭矩的计算比较复杂，本文将忽略带排扭矩对制动器的影响。

5.3.1 紧急制动工况有限元计算结果及分析

图 5.2 为模拟制动器摩擦副截面在紧急制动抱死时的摩擦盘温度以及 Von Mises 应力的变化情况。

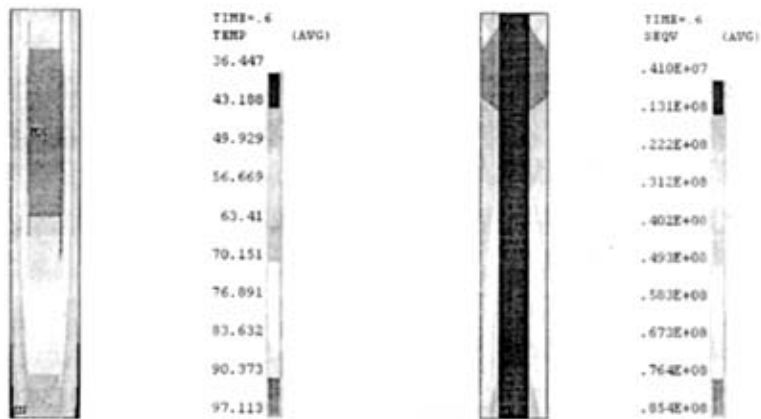


图 5.2(a) 第一、二对摩擦副

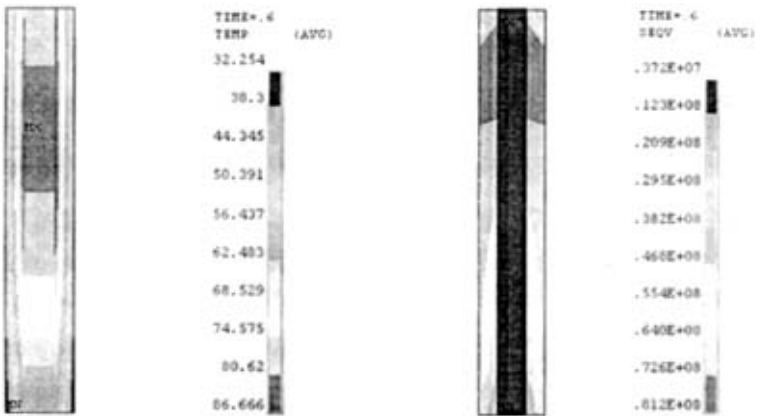


图 5.2(b) 第三、四对摩擦副

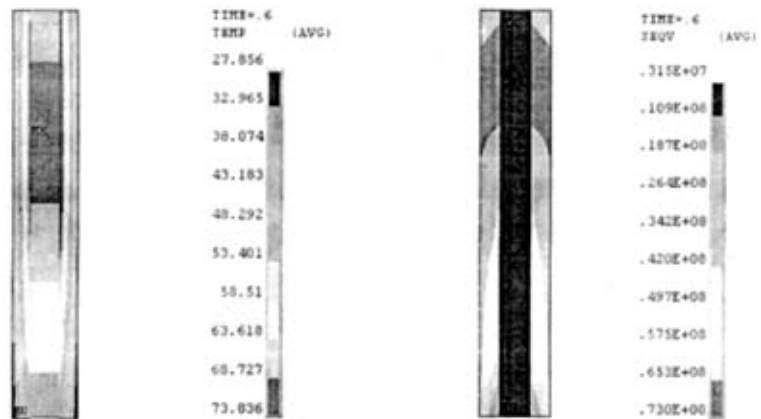


图 5.2(c) 第五、六对摩擦副

图 5.2 紧急制动 0.6s 时各摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

由图 5.2 可以看出,制动器内加入循环冷却系统后,紧急制动抱死后总体温度比没有循环冷却系统时要低,且最大温度不在摩擦盘的外端处,而向中心处偏移,这主要是因为摩擦盘外端处产生的热量及时被冷却油带走的缘故。但由于制动时间比较短,温度下降幅度较小。对比图 4.9 和图 5.2 的分析结果可知,没有冷却系统的制动器的第 1、2 对摩擦副紧急制动抱死时的温度为 106.1°C ,发生在摩擦盘的外端处,加入冷却系统后紧急制动抱死时的温度为 97.1°C ,相差仅为 9°C ;紧急制动时加入冷却系统后的摩擦盘应力比没有冷却系统时反而增大了,并且最大处的 Von Mises 应力也更加集中,这主要因为冷却油带走部分热量后,在摩擦盘的局部区域产生很大的温度梯度,因而产生较大的 Von Mises 应力。

5.3.2 持续制动工况有限元计算结果及分析

图 5.3~图 5.6 为制动器第 3、4 对摩擦副截面在持续制动 15s 过程中的摩擦盘温度以及 Von Mises 应力的有限元计算结果。

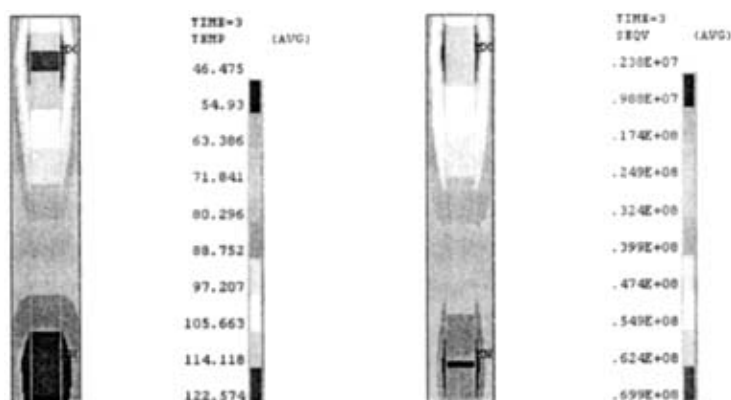


图 5.3 持续制动 3s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

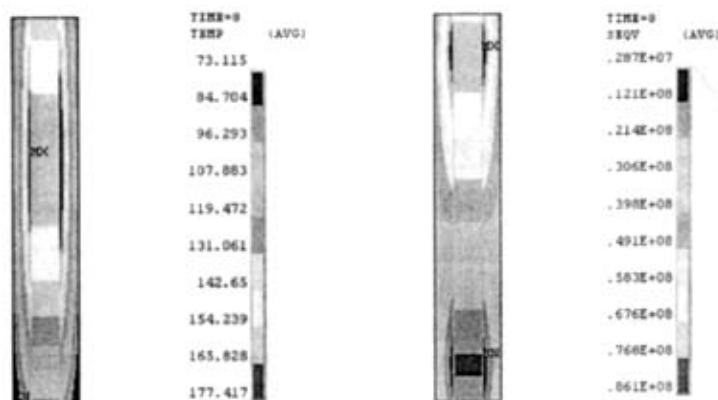


图 5.4 持续制动 8s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

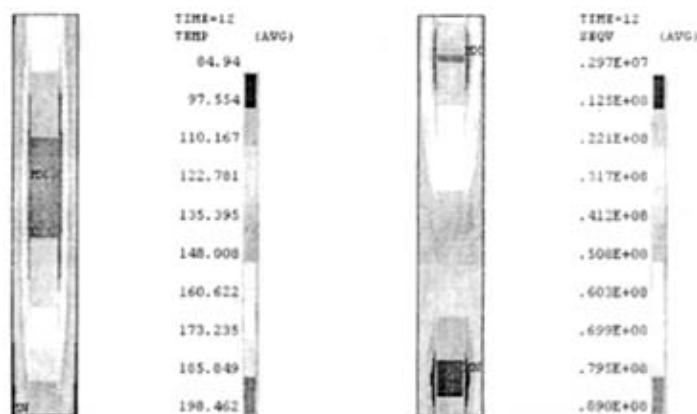


图 5.5 持续制动 12s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

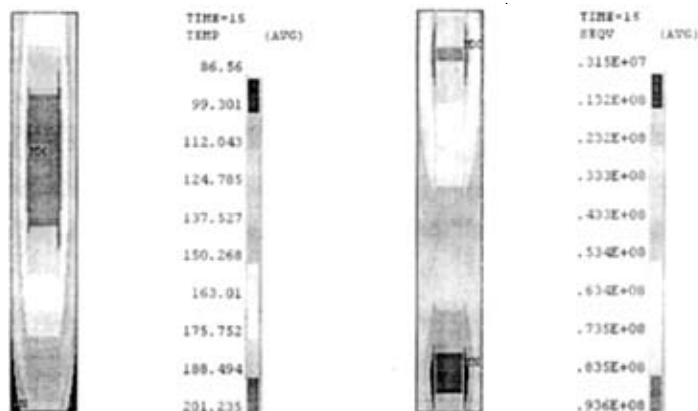


图 5.6 持续制动 15s 后第三、四对摩擦副的温度分布和 Von Mises 应力分布

由图 5.3~图 5.6 可以看出制动器内加入循环冷却系统后,持续制动过程中摩擦温度比没有冷却系统的制动器要明显降低。持续制动 3s 时,由于制动时间较短,此时冷却油的降温效果并不很明显,摩擦副表面温度最大为 122.5°C ,比没加冷却系统时低 11.3°C 。并且,由于冷却油对摩擦盘外表面的冷却作用,最大温度不是出现在外端处,而是在半径 $r=182.7\text{mm}$ 处。随着制动过程的进行,冷却效果变得更为明显。持续制动 8s 后,摩擦副表面温度最大为 177.4°C ,比没加冷却系统时低 45°C 。此时,由于冷却系统的作用,系统已经趋向于热平衡。制动结束时,摩擦表面温度最大为 201.2°C ,比没有冷却系统时低 51.1°C 。在此过程中,摩擦盘的 Von Mises 应力随着温度的变化而同步变化的。因冷却油只与摩擦盘的外表面相接触,摩擦表面中心处产生的热量通过摩擦盘传到摩擦盘的外表面,进而通过冷却油带走部分热量,因此能有效减小温度梯度,进而减小摩擦盘的 Von Mises 应力。

车辆在实际的制动过程中，摩擦盘是不断结合与分开的。因此，冷却油也能够不断与摩擦副表面接触与分开，这就意味着冷却油能不断的带走摩擦副表面中心处产生的摩擦热。但是由于实际制动工况的不确定性，难以定量的进行计算。本文分析的只是一种特例，实际冷却效果要比本文所得结果要好的多。

5.4 本章小结

(1) 从能量的角度设计与全封闭湿式多盘制动器相匹配的冷却系统。

(2) 对加入冷却系统后的全封闭湿式多盘制动器温度场和应力场有限元计算结果表明，紧急制动时，制动器总体温度比没有循环冷却系统时要低，但由于制动时间比较短，温度下降幅度较小；持续制动时，加入冷却系统后整体冷却效果比较明显，摩擦盘温度和 Von Mises 应力都有不同程度的降低。

第六章 全文总结

6.1 全文工作总结

本文主要对全封闭湿式多盘制动器摩擦副接触界面压力、摩擦温度场及应力场等进行了数值模拟分析。其主要研究成果及结论如下：

(1) 对全封闭湿式多盘制动器的热传导数学模型、制动器结构非线性问题及摩擦副接触问题进行了讨论。

(2) 介绍了全封闭湿式多盘制动器的结构特点，建立了全封闭湿式多盘制动器的有限元分析模型。对模型进行了必要的简化和假设，确定了全封闭湿式多盘制动器有限元分析模型的边界条件。

(3) 分析了紧急制动工况和持续制动工况下的不同摩擦副的接触压力分布。结果表明：摩擦副界面初始接触压力并不是均匀分布的，随着摩擦盘半径的增大，接触压力也增大；在相同半径处的摩擦副的接触压力，第1对~第6对接触压力逐渐减小；沿径向第1对~第6对摩擦副的接触压力也逐渐减小。

(4) 分析了紧急制动过程中 6 对摩擦副的温度场和应力场分布情况。结果表明：紧急制动过程摩擦盘的温度一直升高，摩擦盘的外径处温度要比内径处的温度升高的快，当制动器抱死时，摩擦盘的温度达到最大。

(5) 分析了持续制动过程中 6 对摩擦副的应力场的分布情况。结果表明：摩擦盘的温度并不是一直升高，在制动过程中摩擦副外径处出现了热-弹性变形，开始相互接触的摩擦界面由于外径处翘曲而局部分离，接触表面的高温最终集中在摩擦表面上的一小部分区域，系统达到热平衡。Von Mises 应力随着温度的变化而同步变化，温度梯度大的地方应力相应的也较大。

(6) 从能量的角度出发设计了全封闭湿式多盘制动器的冷却系统，并分析了加入冷却系统后的全封闭湿式多盘制动器摩擦盘的温度场和应力场。紧急制动时，制动器总体温度比没有循环冷却系统时要低，但由于制动时间比较短，温度下降幅度较小；持续制动时，加入冷却系统后整体冷却效果比较明显，摩擦盘温度和 Von Mises 应力都有不同程度的降低。

6.2 工作展望

全封闭湿式多盘制动器是一种性能优良的制动器，本文对其摩擦副接触界面压力、摩擦温度场及应力场等进行了初步的研究。为了进一步全面掌握全封闭湿式多片制动器的性能，提高其使用性能，尚有许多问题需进一步研究。

(1) 制动过程中摩擦副摩擦系数及摩擦材料特性是随制动压力、速度、界面温度等因素变化的,其变化规律还需进一步研究。这样在对制动器进行热分析时,就能够比较全面地考虑这两种因素的影响。

(2) 湿式摩擦与磨损机理的研究。由于摩擦副实际接触表面为粗糙表面,并且在湿式条件下的摩擦机理和磨损机理要比干式条件下复杂的多,应从微观角度深入进行研究,以揭示其摩擦和磨损机理,为提高湿式多片制动器制动力矩稳定性、延长其工作寿命提供理论指导。

(3) 制动器摩擦盘表面上开有许多不同形式的油槽,国外已有文献讨论了油槽中冷却油对摩擦表面温度的影响。本文在计算过程中,由于时间有限,未能考虑制动过程中摩擦表面沟槽中的冷却油对制动过程中温度的影响。

(4) 全封闭湿式多盘制动器实际制动工况要比本文讨论的要复杂的多,故制动过程中的温度场分布与本文研究的必定存在差异,要想准确的研究制动过程中的温度场分布,还需对制动器制动过程进行实验研究。

参考文献

- 1 王晶. 车用湿式多盘制动器. 建筑机械,2000(2):35-37
- 2 韩风麟. 湿式摩擦材料发展与现状. 世界机械工业,1986(5)
- 3 翁振福. 湿式烧结金属摩擦片缩比模拟实验. 工程机械,1993(4):15-17
- 4 张德林. 湿式多片离合器台架试验条件模拟计算确定方法探讨. 摩擦材料,1982(2)
- 5 孙冬野,张云龙,诸文农等. 湿式多片制动器油槽内三维抛物流的数值计算. 农业工程学报,1995,11 (4):79-84
- 6 蔡中青,黄宗益. 湿式全盘式制动器设计计算. 工程机械,1999,30 (10): 22-25
- 7 战仁军. BP 网络在基于知识的摩擦学设计中的应用. 机械科学与技术,1997, 16 (4): 719-723
- 8 黄洪钟,李海滨. 有限元的神经网络计算方法研究. 机械强度,2003,25(3): 298-301
- 9 范绪箕. 关于热弹性力学的耦合理论. 力学发展,1982 (12):339-345
- 10 Thomas J.Mackin,Steven C.Noel. Thermal cracking in disc brakes. Engineering Failure Analysis 2002 9,63-76
- 11 曹玉璋. 实验传热学. 北京: 国防工业出版社,1998
- 12 田福祥. 盘式制动器的摩擦片压力和制动力矩. 工程机械,1998, 29 (10): 15-17
- 13 Takayuki Matsumoto. The influence of paper-base friction material porosity on the performance of a wet clutch SAE Paper NO:941032,1994
- 14 Takayuki Matsumoto. A study of the influence of porosity and resiliency of a paper-Based friction material on the friction characteristics and heat resistance of Material. SAE Paper NO: 932924, 1993
- 15 Katsuhiro Ito, Keith A.Barker. Designing paper type wet friction material for high strength and durability, SAE Paper, NO:982034,1998
- 16 P.Zagrodzki,S.A.Trunccone. Generation of hot spots in a wet multitask clutch during short-term engagement. Wear.2003, 254:474-491
- 17 温诗涛. 摩擦学原理. 北京: 清华大学出版社,1991
- 18 何君毅,林祥都. 工程结构非线性问题的数值解法. 北京: 国防工业出版社, 1994
- 19 J.R.Barber,M.Ciavarella. Contact mechanics. International Journal of Solids and Structures, 2000 37:29-43
- 20 陈火红.Marc 有限元实例分析教程. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- 21 Przemyslaw Zagrodzki. Analysis of temperatures and stresses in wet friction disks involving thermally induced changes of contact pressure. SAE Paper NO:982025,1998

- 22 Francis E.Kennedy,Dan Frusescu, Jiaying Li. Thin film thermocouple arrays for sliding surface temperature measurement. *Wear*. 1997, 207: 46-54
- 23 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践. 西安: 西北工业大学出版社, 1999
- 24 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1998
- 25 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法. 北京: 清华大学出版社, 1997
- 26 王勖成. 有限单元法. 北京: 清华大学出版社, 2003.7
- 27 J.T.Stadter, R.O.Weiss. Analysis of contact through finite gaps. *Comput Struct*, 1979, 10: 67-73
- 28 W.R.L.Underhill, M.A.Dokainis, etc. A Method for contact problems using virtual elements. *Comput Meth Appl Mech Engng*, 1997, 143: 229-247
- 29 G.Zavarise, P.Wriggers and A Schrefler. A method for solving contact problems. *Int J.Numer Meth Engng*, 1998, 42: 473-498
- 30 王水林, 邓建辉, 葛修润. 改进的拉氏乘法在接触摩擦问题中的应用. *岩土工程学报*, 1998, 20(5): 64-67.
- 31 J.C.Simo, P.Wrigger and R.L.Taylor. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems. *Comput Meth Appl Mech Engng*, 1995, 50: 163-180
- 32 P.Wriggers, O.Scherf. Adaptive finite element techniques for frictional contact problems involving large elastic strain. *Comput Meth Appl Mech Engng*, 1998, 151: 593-603
- 33 M.H.Refaat, S.A.Mequid. A new strategy for the solution of frictional contact problems. *Int J.Numer Meth Engng*, 1998, 43: 1053-1068
- 34 战凯. 10t 井下自卸车的研制. *矿冶*, 1996(5): 1-7
- 35 ANSYS 公司北京办事处. ANSYS 热分析指南, 1998
- 36 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践. 西安: 西北工业大学出版社, 1999
- 37 诸文农. 底盘设计. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 38 L.鲁道夫编, 张蔚林, 陈名智译. 汽车制动系统的分析与设计. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 39 阎清东, 宿新东. 湿式多片制动器摩擦衬片初始压力分布研究. *北京理工大学学报*, 2000(20): 42-46
- 40 M.Tirovic, A.J.Day. Disc brake interface pressure distribution. *Proc Instn Mech Engrs*. 1991, 205: 137-146
- 41 A.Molinari, Y.Estrin, S.Mercier. Dependence of the coefficient of Friction on the sliding conditions in the high velocity range. *ASME Journal of Tribology*, 1999, 121: 35-41
- 42 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1998
- 43 K.Friedrich, Z.Neder. Numerical and finite element contact temperature analysis of real composite steel surfaces in sliding contact. *Tribology International*, 1998, 31: 669-686

参考文献

- 44 F.E.Kennedy Jr. Surface temperatures in sliding systems-A finite element analysis.ASME Journal of Tribology, 1991,103:90-96
- 45 张文春. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 46 余志生. 汽车设计. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 47 高梦熊. 封闭多盘湿式制动器冷却系统的设计. 工程机械, 1999, 30 (2): 21-22
- 48 徐灏. 机械设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1991

攻读学位期间的研究成果

1. 在学期间发表的论文

全封闭湿式多盘制动器温度场的有限元分析，矿冶，2007.3，第一作者

2. 在学期间参加的研究项目

公矿自卸汽车车架结构强度的有限元分析，重汽集团专用汽车公司

致 谢

本论文是在导师战凯教授和刘大维教授的亲切关怀和悉心指导下完成的。在攻读硕士学位期间，导师从论文选题、课题研究、论文的撰写、审稿以及生活等各方面都给予了极大的关心和支持。感谢导师为我营造了一个宽松活跃的学术氛围。导师渊博学识、创新的精神、严谨的学风以及实事求是、认真负责的工作态度使我受益匪浅、终生难忘。在此论文完成之际，谨向导师战凯教授和刘大维教授致以由衷的感谢和崇高的敬意！

在课题研究期间，还得到了严天一副教授、付朝兴副教授、陈焕明讲师和孙海霞、刘义强等硕士生的热情帮助和大力支持，在此表示真诚的谢意！

感谢我的父母及家人多年来对我学业上的全力支持和生活上的关心照顾。对所有给予我关心和支持的亲人和朋友们表示深深的谢意！