

摘要

针对目前我国换热器制造领域中胀管生产工艺落后,劳动生产率低、质量不稳定的现状,本文采用理论分析、有限元模拟及实验研究相结合的方法对以橡胶为胀管媒介体的轴向加压软介质胀管工艺进行了研究。首先,以弹塑性理论为基础,对软介质胀管过程中管子与管板的受力及变形情况进行了分析,给出了橡胶胀管过程中胀接压力、胀后残余接触压力及胀管油压等胀接工艺参数的工程计算方法和相应的计算机应用程序,为胀接生产提供了理论依据。其次,本文以ALGOR FEAS有限元分析软件为计算平台,对不同结构的真实管板在不同工况下的胀接过程进行了有限元模拟分析,得出了不同条件下单管模型解析解的误差范围,并给出了相应的修正方法。另外,本文还对橡胶胀管中的胀接工艺参数进行了实验研究,获得了橡胶胀管所需的最佳胀接工艺参数。同时,综合理论计算、有限元模拟和工艺参数实验的结果,设计了一种结构简单、操作方便、安全可靠的新型橡胶胀管装置。研究表明:本文所给出的胀接工艺参数的确定方法是正确的,对生产有一定的指导意义;橡胶胀管法比较适合我国换热器生产的现状,具有很好的应用和推广前景。

主题词:

换热器 胀管 单管模型 有限元 工艺参数

ABSTRACT

In accordance with the disadvantages of the current domestic heat exchanger manufacturing, a new process of axial-pressed tube-expanding with rubber as soft medium is investigated by means of theoretical, FEM and experimental analysis. Based on elasticity-plasticity theory, the stress and deformation of tube and tubesheet was analyzed. A theoretical procedure with Single-Tube Model was proposed to determine the expanding pressure, residual contact pressure and other parameters for tube-to-tubesheet joints. In aspect of FEM simulation, used ALGOR FEAS as platform, the expanding process of actual tubesheet with different structure and load case was simulated, and the precision of theoretical results compared with that simulated is derived. A relevant method was brought out to modify the error. And the optimized expanding parameters of the process was obtained in laboratorial conditions. Meanwhile, a new tube-expanding device with hydraulic power and rubber as expanding medium was designed, which is predicted to have excellent characteristics in respect of its structure, operation, control, and security. On the basis of the above researches, it has shown that the procedure to determine the expanding parameters provided in the paper was valid. The process is quite situated to the current situation of heat exchanger manufacturing in our country, and will have a satisfied prospect for development and application.

Keywords:

heat exchanger tube-expanding Single-tube Model
FEM process parameters

第一章 绪论

在石油、化工及电力等行业中，使用了大量的管壳式换热器。由于这类换热器的管束是由数百乃至数千根换热管与管板连接而成，其可靠性和使用寿命在很大程度上取决于管子与管板的连接质量。并且，管子与管板的连接是换热器和类似设备施工中使用得最为频繁的一道工序和最主要的技术问题，是其设计和制造的关键环节，它还直接关系着该类设备的制造周期和造价。开发高效率、高质量的胀管技术也就成为当前换热器制造的一个重要课题。

§ 1.1 胀管技术的发展及应用

1.1.1 胀管技术的发展与现状

长期以来，国内外换热器制造业所使用的管子与管板的连接方法一般有胀接和焊接两种。

就胀接而言，通常有机械胀管法、爆炸胀管法等，且以前者应用最为普遍，至今仍是多数换热器生产厂所使用的主要技术手段，也是我国几十年来采用的管子与管板胀接的常规方法。

一、机械胀管法

1. 胀管过程分析

机械胀管法，又称滚柱胀管法^{[1][2][3]}，其胀管过程如图 1.1 所示。首先把管子插入管孔，管板孔内径与管子外径之间要有一定的间隙（如图 1.1a）。胀管开始后，胀杆旋转并向前送进，滚柱边做行星运动边向径向挤胀，并与管子内壁呈滚柱数的多边形接触（如图 1.1b）。随着管子变形的增加，管子进入塑性状态，并与管板孔紧密接触（如图 1.1c）。如果胀杆继续前进，则通过管子也会使管板发生弹性变形和部分塑性变形。同时，管子产生了轴向伸长，管子壁厚受滚压而减薄（如图 1.1d）。在使管子和管板孔达到预定的变形后拔出胀杆，由于管板的弹性恢复抱紧管子而在接头处获得一定的紧固力、气密性和水密性。

滚柱式胀管器的工作原理如图 1.2 所示。胀管器中的胀杆在轴向有 $1/50 \sim 1/25$ 的锥度，以胀杆为中心在其外围等分安置 3~5 个滚柱。当给胀杆以旋转运动时，滚柱就做行星运动，从而达到胀管的目的。由于滚柱相对于胀杆有 $1 \sim 3^\circ$ 的角度，因此胀杆就能自动送进。

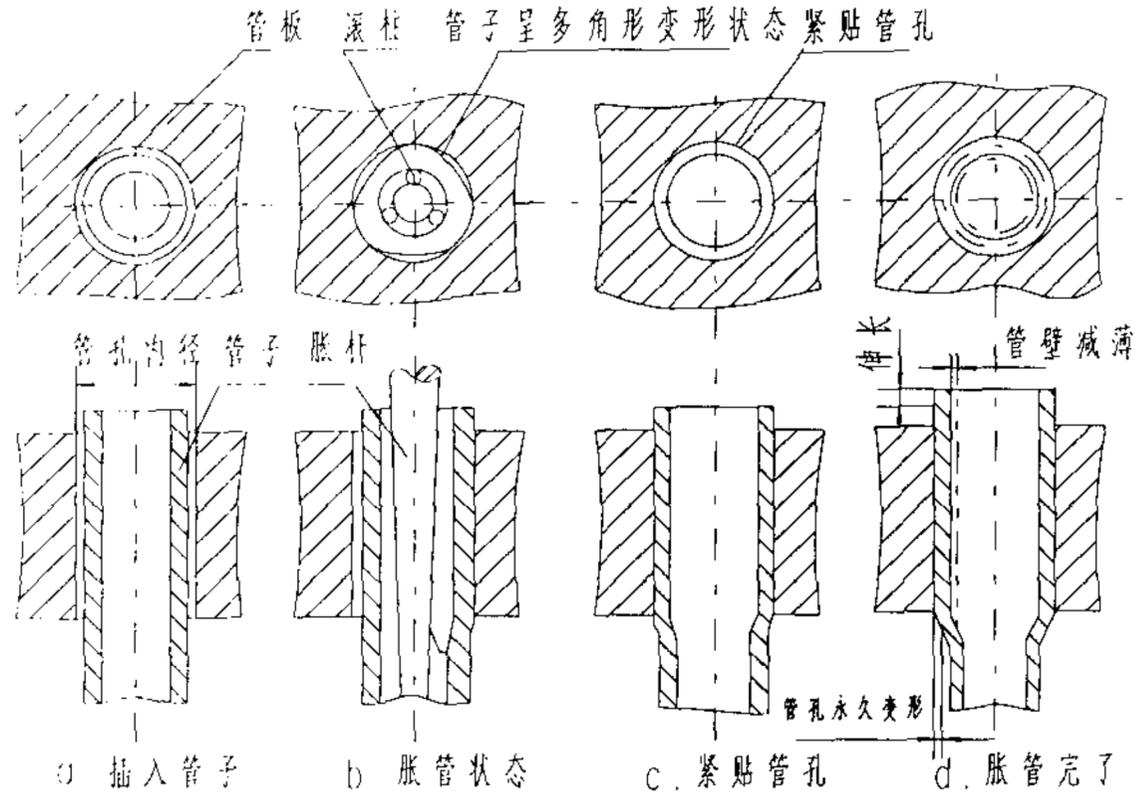


图 1.1 滚柱胀管的过程

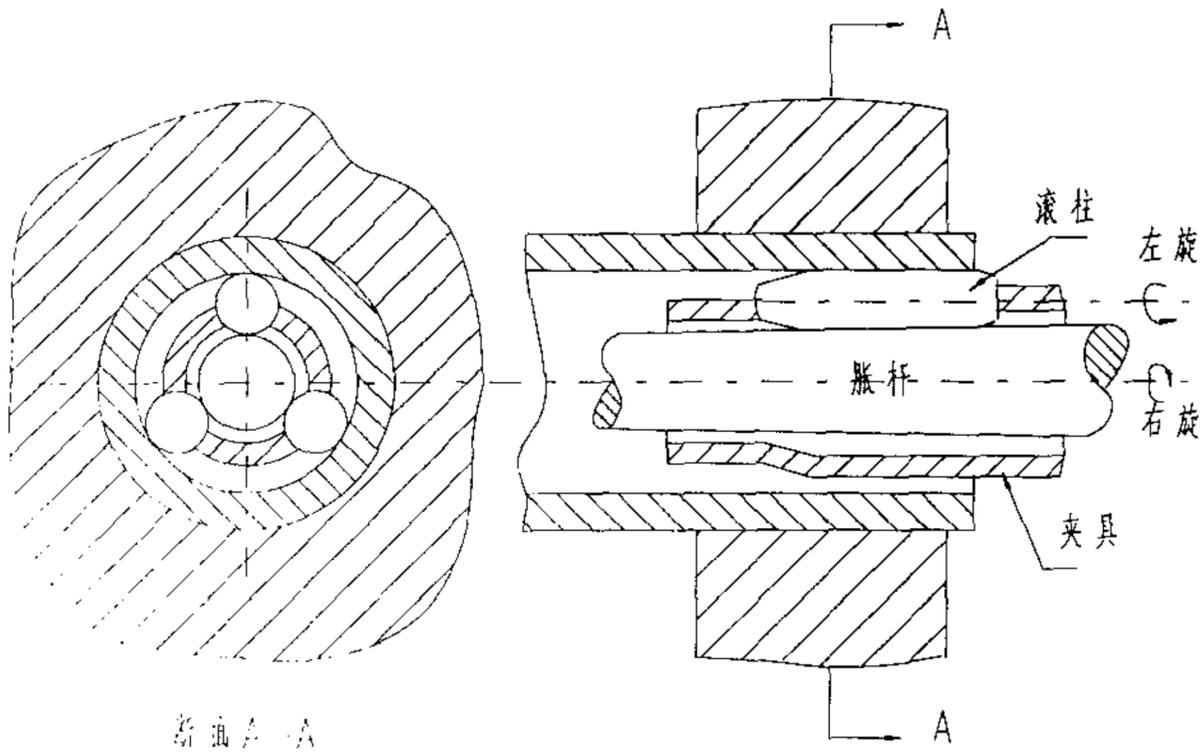


图 1.2 滚柱式胀管器的工作原理

2. 存在的问题

由于机械滚柱胀管法是利用滚柱对管壁施加局部的反复碾压来进行胀接的，因此，不可避免地存在许多弊端。

(1) 胀管参数的再现性

胀管参数发生波动时,不仅招致胀口性能不稳定,而且在过胀时还会使紧固力和水密性下降,进而成为泄露和胀管裂纹发生的原因。如果是欠胀,也同样会使胀口性能下降。所以,使全部管子都用一致的、最恰当的胀度进行胀管的操作和控制就十分重要了。

目前胀紧程度的控制主要依靠操作者的经验和测定胀口管径来实现,而操作者的经验与实际情况必然会有极大的误差,并且,换热管管头的退火硬度和管子的尺寸误差、管板孔的加工误差都会影响操作者做出正确的判断;同时,胀口直径的测定仍存在较大的误差,且发现欠胀后补胀次数最多不能超过三次;这些因素都成为机械胀管法胀管参数再现性差的主要原因,而直接影响换热器的质量和寿命。

(2) 胀管裂纹

由于机械滚柱胀管法在迫使管子与管板发生弹塑性变形的同时,金属晶粒被挤压,畸变严重,不可避免地产生局部的高应力和高应变,尤其是对可胀性差的管材(如钛管),很容易产生应力腐蚀裂纹扩展,从而使原来贴合的管子也遭到破坏。进一步说,机械滚柱胀管法也不可能沿管板厚度方向上全部施胀,故在管子和管板之间必定存在间隙,这个敞开的间隙很容易成为腐蚀源而引起管子的破坏。

(3) 加工硬化

胀口内壁,由于滚柱的接触及滚压的结果而发生了表面加工硬化,这对运转装置定期检修时的补胀操作是一大阻力。

另外,在作业过程中,由于摩擦产生的大量的热量,必须用机油来冷却和润滑,在接头处会形成油污染和铁离子污染,给后来的焊接和清洗带来很大的麻烦。同时,受机械结构的限制,对于厚管板、内凹管孔和远程管板的施胀,都十分困难甚至无法进行。

总之,由于机械滚柱胀管法自身条件的限制,只要滚柱压延、挤胀的胀管结构不改变,就无法对其进行根本性的改进。只有通过寻求新的胀管方法才能克服上述不理想的特点和缺点,改变劳动强度大、胀接质量不稳定的现状,降低成本,提高经济效益。

二、爆炸胀管法

爆炸胀管法^{[2][3]}是利用换热管中所放置的炸药爆炸时所产生的冲击波使管板抱紧管子而达到胀管的目的,它主要靠控制放置炸药的数量和炸药在管子中的分布形式来把握胀管的质量。这一方法虽然解决了机械胀管法的不足,有一定的优点,如施工速度快、操作方便等,但它也有一定的缺点,如施工有危险、受场地、气候、管理和操作人员的限制以及瞬时能量释放的冲击、胀管质量难以控制等,且爆炸时的冲击波对列管的使用寿命有不良的影响,缩短了换热器的使用寿命,

限制了其使用范围。

1.1.2. 新型胀管方法的研究动向及其发展应用

由于机械滚柱胀管法的上述缺点得不到实质上的改进，且这种胀管现象的复杂性使其理论发展和计算方法受到了限制，因此，近年来许多国家的研究人员开发了给管子内壁以静止、均匀内压的新型胀管法。这些方法具有机械胀管法所无法比拟的优越性。其中有代表性的大致有以下两种：

一、液压胀管法

液压胀管法是由 Krips 等人在 70 年代首先开发的^{[4][5]}。该方法目前实际上分为两种：

1. “O”形环胀管法：如图 1.3 所示。在芯棒的两端各设置一“O”形环，以密封胀管介质，胀接压力直接通过胀管介质经芯棒的中心孔施加到换热管的内表面，使换热管发生塑性变形而与管板连接在一起。由于这种胀管方法对管子内、外径尺寸精度要求较高，管子内表面也必须很光滑，目前我国难以得到广泛的应用。

2. 液袋胀管法：如图 1.4 所示。超高压胀管介质通过芯棒中心孔进入芯棒与管子内表面之间的液袋内，通过液袋对管子内表面施加均匀的压力^[6]。胀管介质的密封由液袋完成。此法在日本已达到实际应用阶段，近几年我国也有一些地区成功地研制了液袋式胀管装置并部分用于生产。

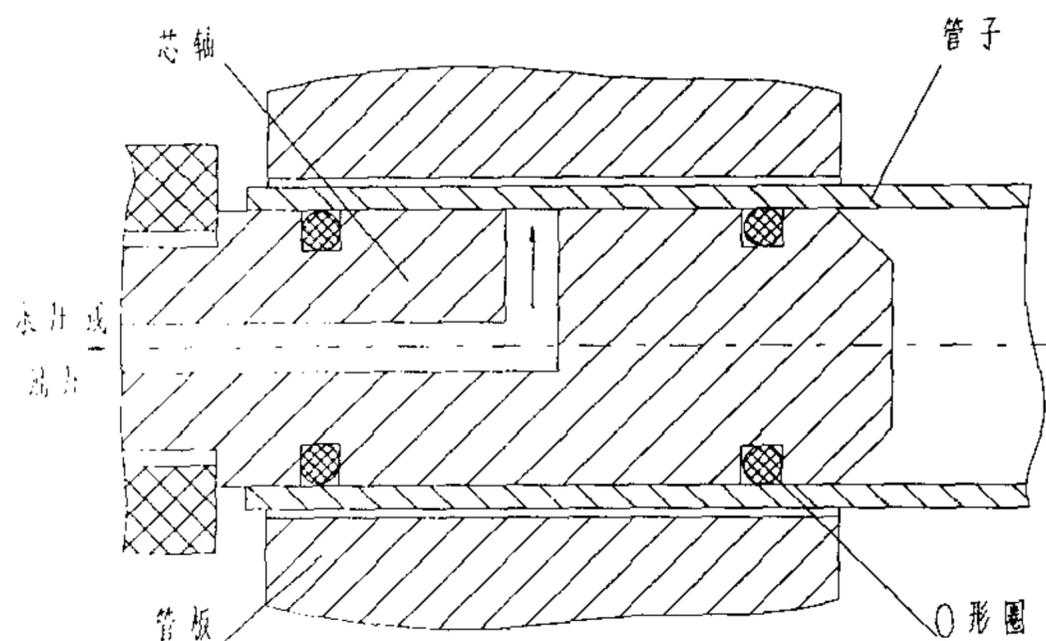


图 1.3 “O”形环胀管示意图

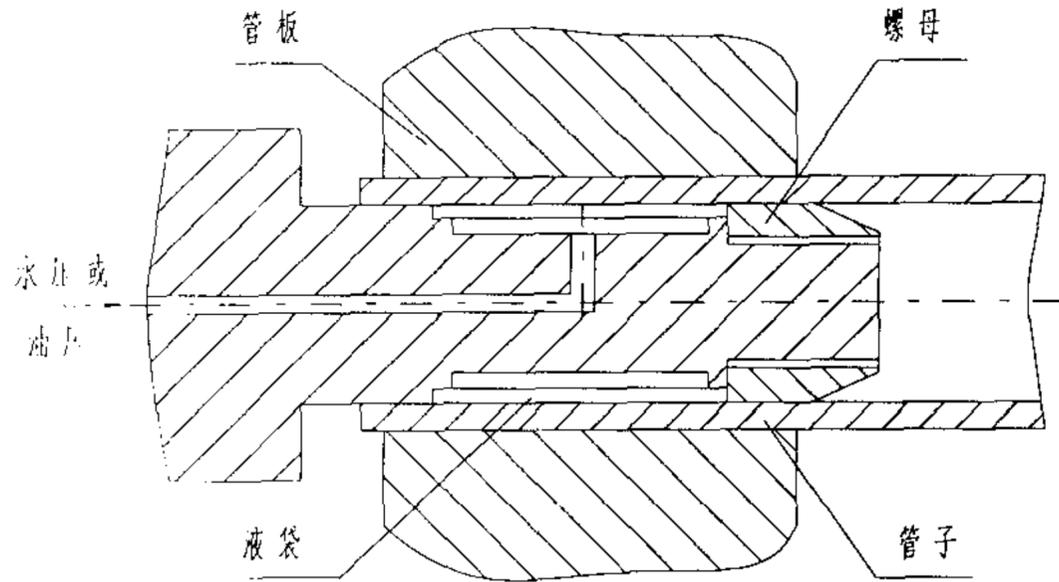


图 1.4 液袋胀管示意图

二、橡胶胀管法

1. 橡胶胀管法的发展和应用概述

橡胶胀管法是由日本的高田忠和蒲原秀明等人在 70 年代末首先开发的。其原理如图 1.5 所示。它是利用橡胶等弹性体受轴向压缩时产生的径向鼓胀力来胀管。

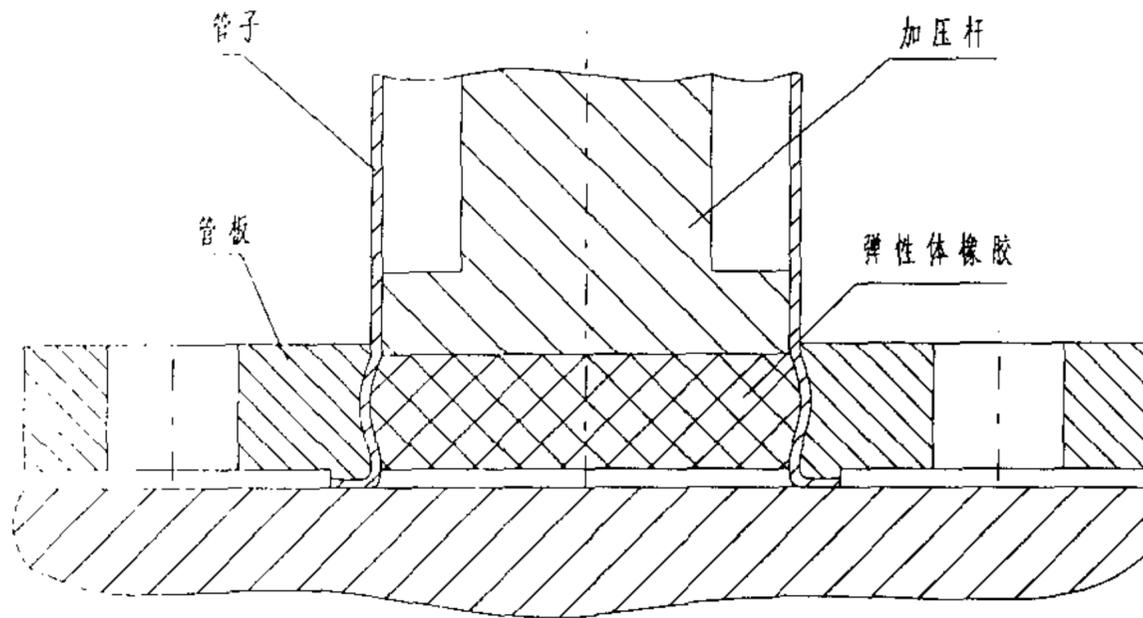


图 1.5 橡胶胀管法原理

后来，从实用的角度出发，又作了如图 1.6、图 1.7 所示的改进，并且在日本国内提出了专利申请^{[2][3][14]}。

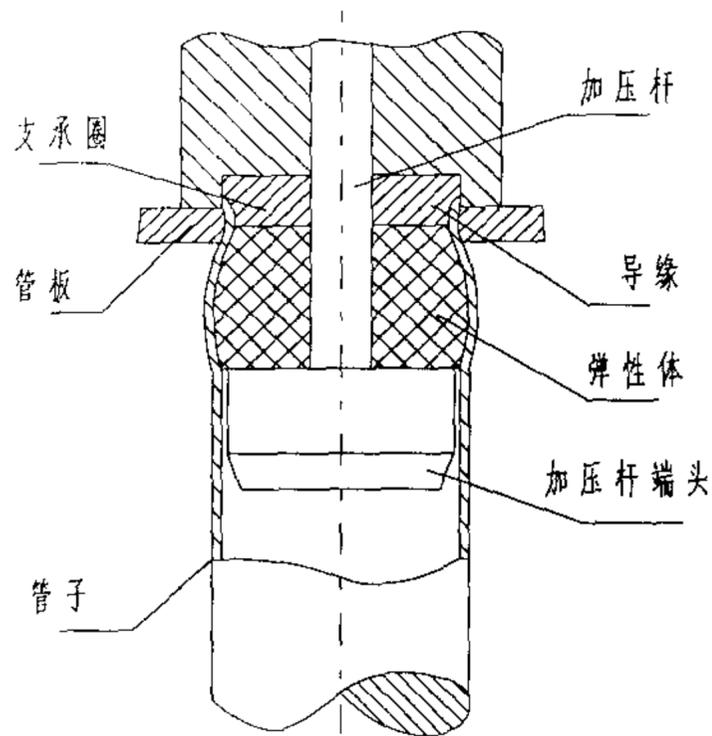


图 1.6 S 公司的橡胶胀管法

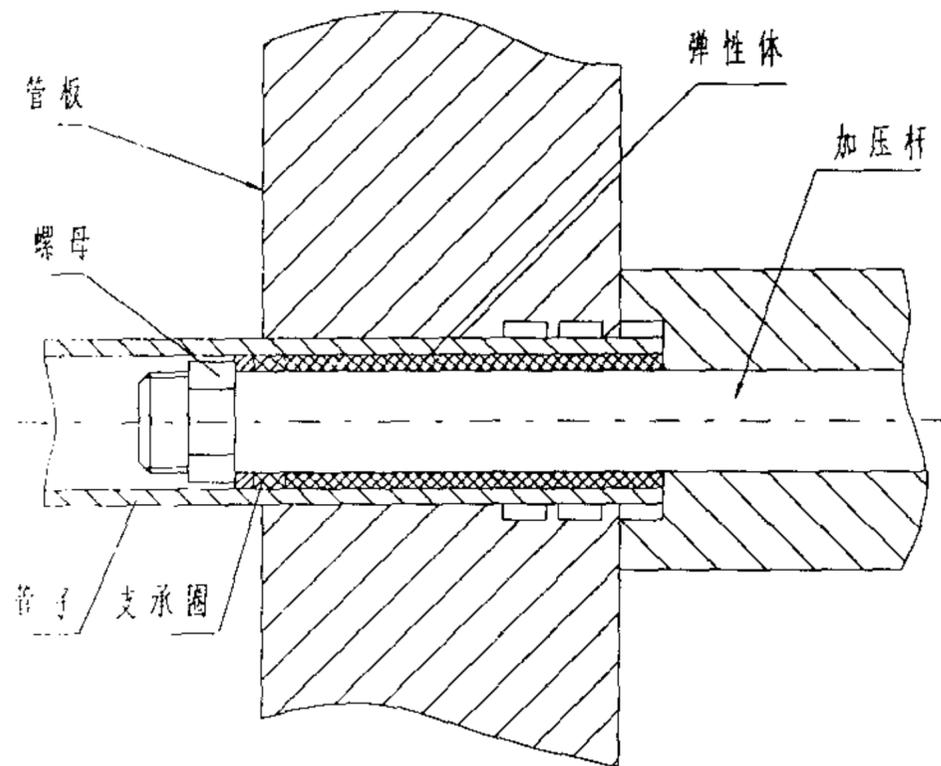


图 1.7 N 公司的橡胶胀管法

这两种方法的主要改进是在胀管媒介体的中心加一根加压杆，加压杆在拉拔的同时给管端以反力，橡胶轴向受压产生径向的鼓胀力并传给待胀的管壁。图 1.6 所示的方法在日本 S 公司已用于碳素钢等低等材质的胀管，但是橡胶胀管法的实

用化晚了一些，其原因是：在很高的胀管压力下，橡胶这种胀管弹性媒介体在加压杆端头和支承圈与管子内壁之间发生了塑性流动，如图 1.8 所示。因此，橡胶就不能反复使用了。根据日本高田忠等人的实验，即使在胀管媒介体两端装上比该媒介体更硬一些的弹性体，在 250~400MPa 的高压下还是不能防止胀管媒介体的塑性流动。

为了解决此橡胶胀管媒介体的塑性流动问题，瑞士也曾做过许多类似的研究，但在实际应用时也没有取得好的效果。

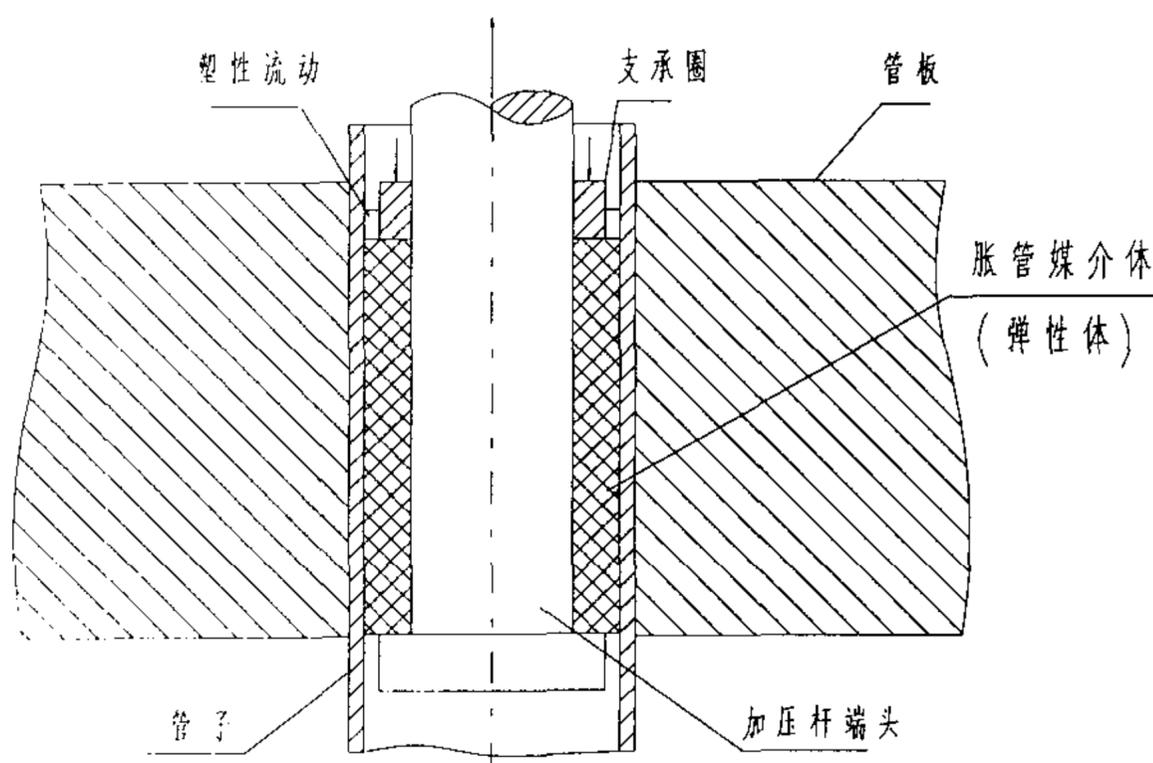


图 1.8 胀管媒介体的塑性流动状况

鉴于上述存在的问题，日本日立制作所的高田忠等人就胀管媒介体的密封方法及材质（如油或水的液压胀管、橡胶及树脂等弹性体胀管等）进行了基础性的研究，他们根据在 150~400MPa 的胀管压力下密封性、操作性及经济性的试验结果给予综合评价，确定把软质橡胶胀管法作为实际应用研究的主攻方向，最后终于研制成功了如下所述的新型橡胶胀管装置。

2. 新型橡胶胀管装置概要

日立制作所研制的新型橡胶胀管装置如图 1.9 所示。它由胀管元件、加载部分及油压装置组成。胀管媒介体用软质橡胶制作，为了防止它的塑性流动，在其两端装有特殊形状的密封圈和辅助密封圈，其所用的橡胶要比胀管媒介体所用的橡胶更硬一些。据说该装置即使在上述胀管所必需的高压下，胀管媒介体也完全能被密封住而不会发生塑性流动，可以反复使用也不会损坏^[19]。

操作时，媒介体借助油压缸的牵引力并通过加压杆而受到轴向压缩，利用该

媒介体轴向受压的同时在径向产生的鼓胀力来达到胀管的目的。

图 1.9 日立制作所的橡胶胀管装置

3. 国内研究和发展状况

在我国，七十年代末、八十年代初期，国内的技术杂志上就开始报导国外在橡胶胀管和液压胀管等软介质胀管方面的发展^{〔7〕、〔19〕}；八十年代中、后期，国内就有一些企业开始对这一方法进行研究和试验，但这些都是生产厂家从试制新产品（如钛管胀接时，传统的机械滚柱胀管法容易造成铁离子污染及胀管裂纹、管子加工硬化严重等缺陷而无法使用）的需要和角度出发而进行的小范围内的试验和研究，如武汉锅炉厂、杭州锅炉厂、大连 523 厂等^{〔18〕、〔40〕}；进入 90 年代以来，又有一些国内高校和企业加入到这一方向的研究中来，如江苏石油化工学院、华东理工大学^{〔34〕}、上海石化总厂机修厂^{〔42〕}、山西永济化工机械厂、河北沧州化肥厂^{〔19〕}等。这些单位对胀接理论及装置都曾做过一些初步的研究，但都存在着不少问题：如胀接理论研究的不够深入，他们用橡胶胀管法进行管板胀接时，胀接参数没有一个较为科学的确定方法，还是靠试验来确定，而且，也没有针对不同的工况，给出相应的胀管压力的确定方法；胀接试验效果及装置不能满足生产的要求，胀管媒介体的选择和使用寿命问题难以解决等。

§ 1.2 橡胶胀管法的特点及立题的意义

由于橡胶胀管法用的是均匀内压，所以不仅容易从理论上准确地确定胀管参数，而且胀管压力也容易控制，所得胀口性能与单管或多管无关，基本上是稳定的。它与滚柱胀管和液压胀管相比，都有其独特的优越性。

1. 三种胀管法的比较

A. 橡胶胀管法与机械胀管法的比较

a. 橡胶胀管法中胀管参数的控制是通过动力源，即油压缸输出油压的控制来实现的，一旦油压源压力确定并优化后，管子就能得到同一个轴向力，即胀管压力，单管或多管胀接胀口性能稳定，其参数再现性远较机械胀管法优良。

b. 机械胀管法因其滚柱给予管壁的是线接触载荷，管子被挤胀进沟槽的深度有限，且管子壁厚减薄、管子伸长大；而橡胶胀管法因其胀管内压均匀，使管子深嵌槽内，提高了紧固力和密封性能，由于无压延效应，管子只在接触管孔处之前有点收缩，它的绝对值与机械胀管时管子的伸长量相比也很小^{〔7〕}。

c. 机械胀管法因其线接触载荷压延的结果，使管子内壁产生了很大的加工硬化，并在内壁留下了压缩残余应力，在外壁留下了拉伸残余应力，这对管子外

壁与管板孔接触面的应力腐蚀裂纹的产生影响很大；橡胶胀管法沿管子整个壁厚的硬度分布是均匀的，管子内部表面几乎没有加工硬化现象，也不必担心管子内壁会变粗糙而引起耐蚀性的恶化。

d. 机械胀管法对管壁薄的管子较易胀接，而橡胶胀管法与管壁厚度无关，所以极少发生胀管裂纹；机械胀管法所用的管子，管壁厚度要有所限制，购入时管子内壁的拉拔伤痕、材料硬度、伸长率等都应有特殊的规定，这样就会使管材成本提高，而橡胶胀管法只要用标准管就行了，从而降低了管材成本。既然对管壳式换热器来说，管材成本占了整个设备成本的相当大的比例，那么采用橡胶胀管法对降低换热器成本意义很大。

e. 机械滚柱胀管法胀管时，胀接效率低，工人的劳动强度大，而且，换热器内部的管板胀接时，有时还得钻入换热器内部去操作，工作环境差；而橡胶胀管法胀管时，胀接效率高，远程管板的胀接也可以在换热器外部来实现，工人的劳动条件远较机械滚柱胀管法好。

B. 橡胶胀管法与液压胀管法的比较

液压胀管法是以液压为动力，此法制作的接头残余应力分布均匀，且胀管压力可以精确控制，胀接接头质量高，尤其对于厚管板的全厚度胀接，更是显示出得天独厚的优势。但是液压胀管很难适应普通精度等级的管子的胀接，当管子内壁有纵向线状伤痕和“O”形圈有伤痕时均不能胀管，管子内径与相配元件的允许公差小。由于我国管材生产厂所供应的管子内径、外径公差较大，管板孔的加工精度也不高，所以，液压胀管法不太适合我国的国情，目前还不能获得广泛应用。

橡胶胀管法与液压胀管法相比有以下优点：

- a. 管径允许的尺寸公差大；
- b. 焊制管、椭圆管也能胀接；
- c. 胀管时不伤管子，无污染；
- d. 大口径的管子也容易胀接；
- e. 靠近管板表面的附近也可以施胀；
- f. 可用于双管板和远程管板的胀接；
- g. 操作和控制容易，胀管效率高。

2. 立题的意义

综上所述，橡胶胀管法不仅可得到优良的胀口，可靠性高的产品，而且在操作性、安全性及提高胀管效率等方面也是优越的。并且，随着技术的进步，各种装置处理的流体更加复杂，高温高压以及腐蚀性介质越来越多，机械胀管所获得的胀口性能往往不能适应生产的需要而成为换热器出故障的主要原因。橡胶胀管法作为一种优良的新工艺，很适合我国换热器生产的现状和发展趋势，今后必将

取得广泛的应用前景与良好的社会和经济效益。因此,本课题选择以橡胶为胀管媒介体的轴向加压软介质胀管工艺为研究对象,通过对胀管工艺参数及其设计计算方法的理论分析、有限元模拟和实验研究以及胀管装置的研制,为我国的化工、石油及电力等行业的换热器生产提供可靠的理论依据和设备上的保证,以改变我国换热器制造业中的管板胀接主要凭操作者的经验来控制以及劳动生产率低、劳动强度大、胀接质量不稳定的落后状况,提高生产效率和产品质量、降低生产成本,并为新型换热器的研制和生产提供有利的工具,为我国化工、石油、电力等行业中换热器制造的上水平、上档次奠定一定的基础。

§ 1.3 研究内容与拟采用的技术手段

从根本上讲,对于我国几十年来长期沿用的机械胀管法而言,只要其滚柱压延、挤胀的胀管结构不改变,生产的不科学因素就难以消除,其使用范围就依然是有限的,而橡胶胀管法由于具有较多的优点,今后必将获得逐步的推广和应用,在生产中发挥其应有的作用。本文将在山西省青年科学基金项目“软介质胀管技术的研究”的资助下,以软介质胀管工艺为研究对象,以橡胶为胀管媒介体,通过理论分析和有限元模拟及实验研究相结合的方法,获取橡胶胀管的最佳工艺参数并给出简便易行的工程计算方法,研制一套结构简单、操作方便、安全可靠、实用性强的新型胀管装置,以便用于生产。

主要工作如下:

1. 理论分析与计算。以弹塑性理论为基础,分析软介质胀管过程中管子与管板的受力和变形情况,给出胀接压力和残余接触压力的合理范围和工程计算方法,并以C语言为工具编制计算胀接压力和胀管油压的计算机应用程序,使得操作者只需给出所要胀接的管子与管板的材料及尺寸参数等数据,即可方便地得到胀接所需的胀管压力及胀管装置液压系统的压力,从而简化了冗繁的计算过程,为操作者和工程技术人员在生产中根据胀接要求确定合适的胀接压力和胀管油压提供了理论依据。同时,由于胀接压力可以事先准确确定,就消除了工人在操作中凭经验确定胀接程度的不科学的人为因素,可提高胀接质量及其稳定性,降低了对工人熟练程度的要求,并可缩短设备的制造周期,降低生产成本,以提高经济效益。

2. 有限元模拟与分析。由于理论分析时采用了简化的单管模型,为了验证其准确性与可接受性,本文将以ALGOR FEAS有限元分析软件包为计算平台,分别对单管胀接与真实管板中的单孔及多孔的全长和分段胀接进行有限元模拟分析,并将分析结果与理论计算及工艺实验结果相对比,从而达到修正和优化胀管

参数的目的。

3. 工艺实验。通过在材料试验机上以不同的胀接压力对单管模型进行胀接试验,来验证理论分析和有限元模拟的结果,获得橡胶胀管所需的最佳工艺参数,并确定相关结构,为胀管装置的设计提供前提条件。

4. 胀管装置的设计与制造。综合理论分析、有限元模拟与工艺参数试验的结果,设计和制造一套结构简单实用、操作方便、安全可靠的新型橡胶胀管装置。

通过本课题的研究,不仅可取得确定橡胶胀管工艺参数的简单可靠的工程计算方法和实用性强的橡胶胀管装置,而且为换热器制造业中减轻工人劳动强度、降低生产成本、提高胀管效率、实现科学生产提供了有利条件和可靠的保证,具有良好的社会和经济效益。

第二章 软介质胀管中胀接压力及胀管油压的确定

§ 2.1 引言

前已述及,长期以来,在化工、石油、电力等行业中大量使用的管壳式换热器中的管子与管板的连接,通常采用传统的机械滚柱胀管的方法来实现。但由于该方法劳动强度大,检验工作量大,胀接时主要靠工人凭经验操作,胀接质量不稳定,管子残余应力大,使换热器产品的可靠性和使用寿命下降;而且机械滚柱胀管法是对换热器管子内壁反复滚压的过程,这种复杂的物理现象在理论上难以探讨,或者说难以拟定一种较为精确的计算方法,无法从理论上建立起胀接参数与胀紧度之间的关系,给换热器或类似产品的生产带来了不科学的人为因素。因此,几乎不可能对该方法作出一个实质上的改进。鉴于上述原因,近年来在胀管领域

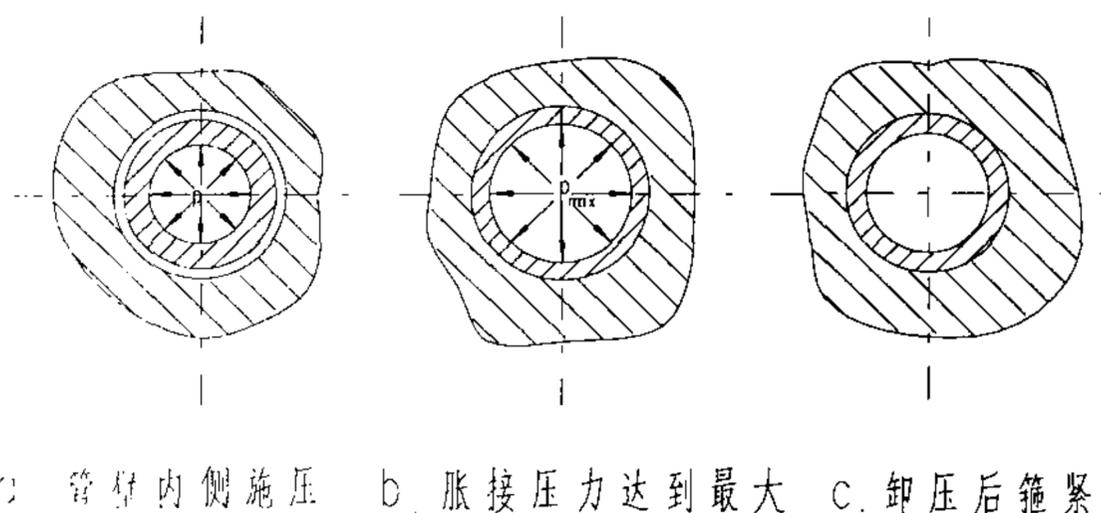


图 2.1 软介质胀管原理图

又出现了液压胀管法、橡胶胀管法等新工艺。这些新工艺采用液体或橡胶等软介质作为胀管媒介体,将压力均匀地施加到管子内壁上,其工作原理如图 2.1 所示。在介质压力的作用下,管子受压部位先发生弹性变形,随着介质压力的升高,管板和管子的变形量逐步增大,当介质压力达到预定值后使其卸压,卸压后由于管板的弹性回复而永久性地箍紧了管子,从而达到胀接的目的。当管子和管板的材料尺寸等参数给定以后,胀接压力就成为直接影响胀接质量的因素了。因此,正确地确定胀接压力对于保证胀接质量至关重要。但是由于软介质胀管是一种全新

的工艺，国内外对其研究、应用都很少，Krips^[5]与蒲原秀明(日)^[7]等人曾对其进行过初步的研究，但计算方法还未定形，对于生产中如何根据具体要求正确确定胀接压力尚无现成的规范的方法可用，只能采取估算—试验—修正的方法，极为不便。本文以弹塑性理论为基础，对软介质胀管的过程进行了理论分析，并给出了橡胶胀管时胀管油压的计算方法。同时，本文还以“C”语言为工具编制了确定这些重要工艺参数的计算机应用程序，使用时只需输入所要胀接材料的性能参数和尺寸参数即可迅速方便地获得胀接压力和胀管油压的合理选用范围以及胀接前后管子和管板的应力分布。这样既为胀接操作提供了理论依据，提高了胀接质量的稳定性，又保证了计算的速度和准确性，节省了人力、物力，缩短了设备的制造周期，提高了经济效益。

§ 2. 2 胀接过程分析及胀接压力的计算

2.2.1 几个基本假定

软介质胀管时，由于胀接压力均匀地作用于管子内壁，可以很容易地对胀接过程进行分析。就每个胀接接头而言，可将其简化为如图 2.2 所示的单管模型^[5]^{[6][8]}，该模型为具有初始间隙的两同心圆筒，内层圆筒尺寸为换热管尺寸，外层圆筒内径即为管板孔径，壁厚为管桥尺寸。假设材料为服从 Von Mises 屈服准

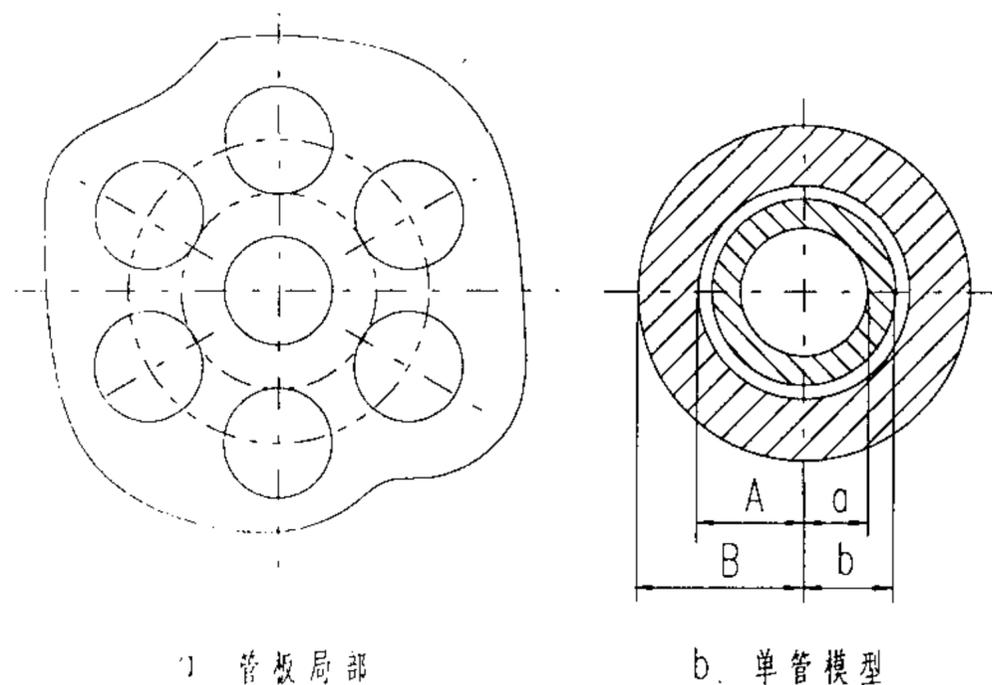


图 2.2 简化的单管模型

则的理想材料，由于管子在胀接后有轴向缩短的现象，而管板的厚度与其直径相比很小，所以可以忽略管子与管板间的轴向应力；而且为了便于分析，管板孔内壁按不开槽计算，则胀接过程可以分为以下几个阶段：

1. 管子变形阶段：胀管开始后，向换热管内表面施加均匀内压，在内压力的作用下，管子发生弹性变形，随着压力的升高，开始进入塑性变形，直至管子外壁接触到管板孔内壁。这一阶段管板不受力；

2. 管板变形阶段：胀接压力继续升高，管子继续塑性变形，同时管板发生弹性变形；

3. 卸载回弹阶段：当胀接压力达到预定值时，使其卸载，此时管板产生弹性回复，在管板孔和管子外壁之间产生残余接触压力而将管子胀接在管板上。

下面就依照此顺序对胀接过程进行分析。

2. 2. 2 管子变形阶段

在这一阶段，管板不受力，为了便于胀接过程中的变形计算，可将管子视作承受内外压的厚壁筒（其内压为 p_1 ，外压 $p_2=0$ ）。在管子未进入塑性时，由 Lamé 公式^{【9】【10】}：

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{a^2 b^2 (p_2 - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p_2 b^2}{b^2 - a^2} \\ \sigma_t = -\frac{a^2 b^2 (p_2 - p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 a^2 - p_2 b^2}{b^2 - a^2} \\ \sigma_z = 0 \end{cases} \quad (1)$$

随着 p_1 的增加，管子由内壁先进入塑性状态。引入 Von Mises 屈服准则，可解得：

$$p_1 - p_2 = \frac{k^2 - 1}{2k^2} \beta_r \sigma_{sr} \quad (2)$$

式中 $k = b/a$ ；

β_r —中间主应力系数；

σ_{sr} —管子材料的屈服应力。

p_1 继续升高，塑性区将扩大为 $a \leq r \leq c$ 的圆（ $a \leq c \leq b$ ），此时，由平衡方程及边界条件 $r = a$ 时 $\sigma_r = -p_1$ 可得：

$$\sigma_r = \beta_r \sigma_{sr} \ln \frac{r}{a} - p_1 \quad (3)$$

进一步可求得，当管子全部进入塑性时，有：

$$p_1 - p_2 = \beta_r \sigma_{sr} \ln k \quad (4)$$

对应的管子中的应力为：

$$\begin{cases} \sigma_r = \beta_r \sigma_{sr} \ln \frac{r}{a} - p_1 \\ \sigma_t = \beta_r \sigma_{sr} (1 + \ln \frac{r}{a}) - p_1 \\ \sigma_z = 0 \end{cases} \quad (5)$$

此时，即使内压 p_1 不再增大，管子将继续胀大，直到其外壁接触到管板孔内壁。第一阶段结束。

2. 2. 3 管板变形阶段

对管子：由（4）式显然可见，随着 p_1 的增加， p_2 也同步增加，管子持续进行塑性变形，其应力分布仍由（5）式表达。

对管板：则是只受内压的厚壁筒，由（1）：

$$\begin{cases} \sigma_R = -\frac{A^2 B^2 p_j}{B^2 - A^2} \frac{1}{R^2} + \frac{A^2 p_j}{B^2 - A^2} \\ \sigma_T = \frac{A^2 B^2 p_j}{B^2 - A^2} \frac{1}{R^2} + \frac{A^2 p_j}{B^2 - A^2} \\ \sigma_z = 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中 p_j 一管子与管板间的接触应力；由（4）：

$$p_j = p_1 - \beta_r \sigma_{sr} \ln k \quad (7)$$

2. 2. 4 卸载回弹阶段

当胀接压力达到预定值后，即可卸去胀接压力，使管板回弹，在管子和管板间产生残余接触压力来抱紧管子。

对管子而言，卸载前承受的内压力为 p_1 ，卸载后为 0，相当于在其内壁上增加了一个 $-p_1$ 的均布载荷；在管子与管板的接触面上，卸载前为 p_j ，卸载后为 p_{jc} ，相当于在管子外壁上增加了 $p_{jc} - p_j$ 的均布载荷。

由(1)得, 因卸载在管子中引起的应力变化为:

$$\begin{cases} \Delta\sigma_r = \frac{a^2 b^2 (p_{jc} - p_j + p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} - \frac{p_1 a^2 + (p_{jc} - p_j) b^2}{b^2 - a^2} \\ \Delta\sigma_t = -\frac{a^2 b^2 (p_{jc} - p_j + p_1)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} - \frac{p_1 a^2 + (p_{jc} - p_j) b^2}{b^2 - a^2} \\ \Delta\sigma_z = 0 \end{cases} \quad (8)$$

此时, 管子中的残余应力可由(5)式和(8)式相加得到(假定卸载是弹性的), 故有:

$$\begin{cases} \sigma_r = \beta_r \sigma_{sr} \ln \frac{r}{a} + p_{jc} \frac{b^2 - k^2 r^2}{r^2 (k^2 - 1)} + \beta_r \sigma_{sr} \ln k \frac{b^2 - k^2 r^2}{r^2 (k^2 - 1)} \\ \sigma_t = \beta_r \sigma_{sr} (1 + \ln \frac{r}{a}) - p_{jc} \frac{b^2 + k^2 r^2}{r^2 (k^2 - 1)} - \beta_r \sigma_{sr} \ln k \frac{b^2 + k^2 r^2}{r^2 (k^2 - 1)} \\ \sigma_z = 0 \end{cases} \quad (9)$$

因卸载在管子外壁上产生的径向位移为:

$$\begin{aligned} \Delta b &= b \varepsilon_r = \\ &\frac{b}{E_r (k^2 - 1)} \{ p_1 (k^2 - 1) (1 - \mu_r) - (p_{jc} + \beta_r \sigma_{sr} \ln k) [1 + \mu_r + k^2 (1 - \mu_r)] \} \end{aligned} \quad (10)$$

式中 E_r 、 μ_r 为管子材料的弹性模量和泊松比。

对管板, 卸载前承受内压为 p_b , 卸载后变为 p_{j0} , 因其始终是弹性变形, 故由(1)可求得卸载后的残余应力为:

$$\begin{cases} \sigma_R = \frac{p_{j0}}{K^2 - 1} (1 - \frac{B^2}{R^2}) \\ \sigma_T = \frac{p_{j0}}{K^2 - 1} (1 + \frac{B^2}{R^2}) \\ \sigma_z = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中 $K=B/A$

因卸载在管板内壁引起的径向位移量为:

$$\Delta A = A\varepsilon_T = -\frac{Ap_1}{E_R(K^2-1)}[K^2(1+\mu_R)+1-\mu_R] + \frac{A(p_{jc} + \beta\sigma_{sr} \ln k)}{E_R(K^2-1)}[K^2(1+\mu_R)+1-\mu_R] \quad (12)$$

式中 E_R 、 μ_R 为管板材料的弹性模量和泊松比。

2.2.5 胀接压力范围的设定

若卸载后管子外壁与管板内壁仍保持接触，显然有： $\Delta b = \Delta A$ ，将 (10) 式、(12) 式代入，可解得：

$$p_{jc} = Cp_1 - \beta_r\sigma_{sr} \ln k \quad (13)$$

式中

$$C = \frac{E_r(k^2-1)[K^2(1+\mu_R)+(1-\mu_R)] + E_R(K^2-1)(k^2-1)(1-\mu_r)}{E_r(k^2-1)[K^2(1+\mu_R)+(1-\mu_R)] + E_R(K^2-1)[k^2(1-\mu_r)+(1+\mu_r)]}$$

胀接后应保证此残余接触压力大于换热器壳腔内的最大压力 p_0 ，以防止容器内的介质渗入管子与管板的结合面间，即 $p_{jc} > p_0$ ，由 (13) 式求得：

$$p_1'_{\min} > (p_0 + \beta_r\sigma_{sr} \ln k) / C \quad (14)$$

另一方面，还应保证胀后接头有足够的拉脱力，若设管子与管板间的摩擦系数为 f ，则应有： $p_{jc} \cdot f > [q]$ ， $[q]$ 为许用拉脱应力，代入 (13) 式，解得：

$$p_1''_{\min} > \frac{1}{C} \left(\frac{[q]}{f} + \beta_r\sigma_{sr} \ln k \right) \quad (15)$$

实际胀接时的最小胀接压力应为 (14)、(15) 式所得结果之大值：

$$p_{1\min} = (p_1'_{\min}, p_1''_{\min})_{\max}$$

最大胀接压力可由以下两种情况确定：

情况 A：胀接时，为防止过胀，保证接头的紧密性和修理的需要，不允许管板孔产生塑性变形，引入塑性条件，由 (6)、(7) 得：

$$p_1'_{\max} = \beta_r\sigma_{sr} \ln k + \frac{K^2-1}{2K^2} \beta_R\sigma_{SR} \quad (16)$$

这是保证管板不发生塑性变形所允许的最大胀接压力。

情况 B: 卸载后, 由于管板对管子的抱紧力导致管子产生反向塑性变形, 这也是不允许的。

由 (9) 式不难证明:

$$0 = \sigma_r|_{r=a} > \sigma_r|_{r=b}; \quad \sigma_t|_{r=a} < \sigma_t|_{r=b} < 0$$

$$\text{且: } \sigma_t|_{r=a} < \sigma_r|_{r=b}$$

亦即: 管子内壁处会先进入塑性, 代入塑性条件可解得:

$$p_1''_{\max} = \beta_r \sigma_{sr} \frac{k^2 - 1}{Ck^2} \quad (17)$$

最大胀接压力应为 (16)、(17) 式所得结果中取小值, 即:

$$p_{1\max} = (p_1'_{\max}, p_1''_{\max})_{\min}$$

实际胀接时, 必须满足:

$$p_{1\min} < p_1 < p_{1\max} \quad (18)$$

这就是胀接压力的允许取值范围, 在实际选用时, 对贴胀可取较小值, 对强度胀, 则取较大值。

§ 2.3 橡胶胀管中胀管油压的确定

本文所研究的软介质胀管以橡胶为胀管媒介体。胀管时, 胀管头塞入管内后, 当加载拉杆由液压油缸施加拉力时, 胀管介质受轴向压缩并产生径向膨胀, 形成超高压胀管压力进行有效胀管, 如图 2.3 所示。前已述及, 软介质胀管时, 胀管压力的选择直接影响着换热器类产品胀口质量的优劣及其稳定性, 而胀管压力是由液压装置的油压, 即胀管油压直接控制的, 胀管时要由液压系统的有效工作油压来控制拉杆的拉力乃至胀管压力。因此, 胀管油压的计算与选择也就变得至关重要。

根据橡胶胀管的原理, 胀管油压可由下式得到:

$$p_{油} = \frac{p_1 A_r}{s \eta} + \Delta p_{油} \quad (19)$$

式中 $p_{油}$ -- 橡胶胀管装置液压系统油压;

A_r -- 橡胶胀管媒介体的横截面积;

η -- 橡胶元件的胀管效率;

$\Delta p_{油}$ -- 液压系统的压力损失;

s -- 油缸活塞的有效工作面积。

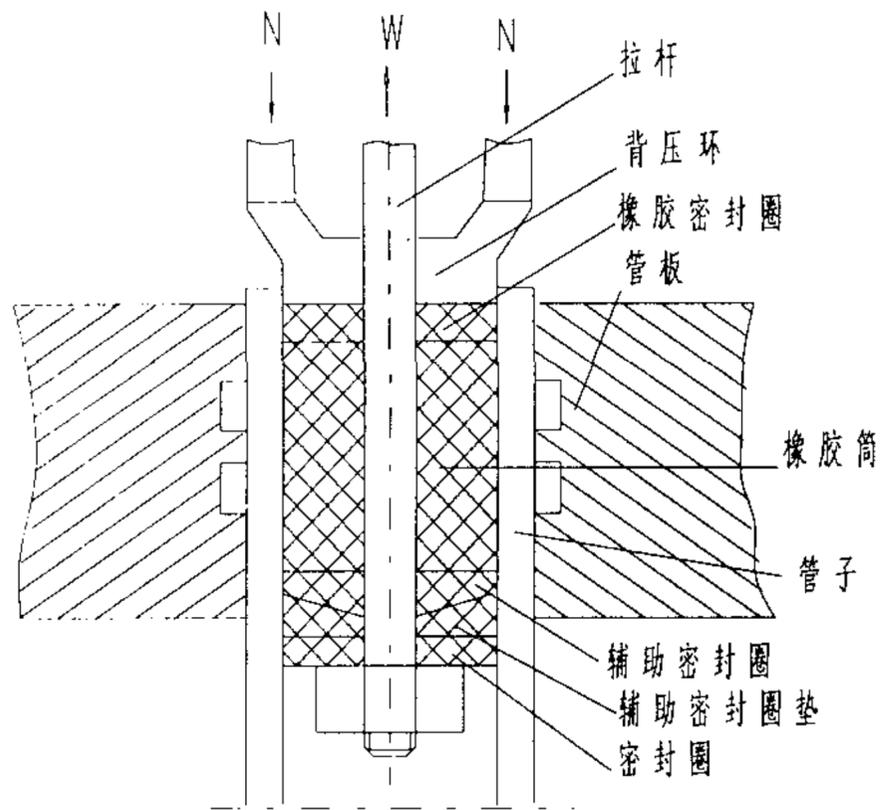


图 2.3 橡胶胀管头

实际胀接时，只要给定材料的性能参数和尺寸参数，就可以利用本文所给出的方法计算得到准确的胀管压力及胀管油压，从而获得具有良好的参数再现性的均匀一致的胀接接头。

§ 2.4 橡胶胀管胀接压力及胀管油压的工程计算程序设计

2.4.1 程序设计^{〔1〕}

橡胶胀管和液压胀管等软介质胀管新工艺之所以优于机械滚柱胀管，其显著特征就在于作用于换热管内壁的压力均匀柔和，可以用弹塑性理论分析并准确地确定胀接压力，且所得到的胀接接头质量稳定。因此，正确地确定胀接压力就成为软介质胀管工艺中最关键的技术环节之一。为了使技术人员及操作者从冗繁的公式计算中摆脱出来，提高效率和计算的准确性，本文以 C 语言为开发工具，编制了用于计算胀接压力和橡胶胀管油压的工程计算应用程序，使得操作者只需事先输入有关胀接材料性能参数和胀接尺寸参数的数据文件，即可简洁方便地得到胀接压力的选用范围、橡胶胀管油压、以及卸载前后管子和管板中的应力分布，同时，可利用绘图软件将这些应力分布曲线直观地表示出来，从而使管子和管板卸载前后的受力和变形情况一目了然，也为以后将理论计算结果与有限元分析、试验分析结果进行对比奠定了基础。

1. 输入数据文件 (IN.DAT) 格式如下:

$$\underbrace{\text{"\%f \%f \dots \%f"}}_{20\text{个}}$$

其中: %f 代表单浮点数。

它们所代表的胀接材料的性能参数和尺寸参数按顺序分别为: 管子内半径 a 、管子外半径 b 、管板模型内半径 A 、管板模型外半径 B 、管子材料的弹性模量 E_r 、管板材料的弹性模量 E_R 、管子材料的泊松比 μ_r 、管板材料的泊松比 μ_R 、中间应力系数 β_r 、换热器的最大设计压力 P_0 、管子材料的屈服应力 σ_{sr} 、管板材料的屈服应力 σ_{sR} 、管子的许用拉脱力 q 、管子材料与管板材料间的摩擦系数 f 、胀接所用橡胶圈外径 D 、橡胶圈内径 d 、胀管器活塞外径 D_h 、活塞杆直径 d_h 、胀管效率 η 、胀管器液压系统压力损失 ΔP 。

2. 程序运行结果:

程序运行后可得到以下结果:

- (1) 胀接压力及胀管油压的选用范围与残余接触应力的大小;
- (2) 管子与管板卸载前后的的应力分布 (包括径向 RSTRESS、切向 TSTRESS 及合成应力 ESTRESS) 情况。其中: OUT1.DAT 为卸载前管子的应力分布数据文件, OUT2.DAT 为卸载后管子的应力分布数据文件, OUT3.DAT 为卸载前管板的应力分布数据文件, OUT4.DAT 为卸载后管板的应力分布数据文件;
- (3) 利用上述结果及绘图软件可将所得管子与管板的应力分布情况用曲线直

观地表示出来，既便于技术人员随时查阅，也为以后将其与有限元分析结果和实验分析结果相对比做好了准备。

下面就以实例分析来说明这一程序的操作及运行情况。

2.4.2 实例分析

本实例用来说明橡胶胀管过程中胀接压力的确定和胀管油压的计算过程以及所得管子和管板应力分布情况。

1. 实例：

某换热器管子材料为 20 号钢，管板材料为 45 号钢，管孔呈三角形排列，中心距 32mm，管子尺寸为 $\Phi 25 \times 2.5$ ，管板孔内径为 $\Phi 25.4$ ，壳腔内介质最大压力为 1.05Mpa，贴胀。

2. 求解过程及结果：

由材料手册可查得： $\sigma_{sr}=220\text{MPa}$ ， $\sigma_{sR}=300\text{MPa}$ ； $\mu_r=0.3$ ， $\mu_R=0.3$ ； $E_r=2.1 \times 10^5\text{MPa}$ ， $E_R=2.1 \times 10^5\text{Mpa}$ ；

由图 2.2 及给定尺寸可求得：

$a=10\text{mm}$ ， $b=12.5\text{mm}$ ， $A=12.7\text{mm}$ ， $B=20\text{mm}$ ；

取活塞及橡胶圈部分的尺寸为：

$D_h=100\text{mm}$ ， $d_h=40\text{mm}$ ， $D=20\text{mm}$ ， $d=14\text{mm}$ ， $\eta=90\%$ ， $\Delta P=0.5\text{MPa}$ ；

将以上数据代入程序要求输入数据文件(IN. DAT)，按规定格式及顺序为：

```
10 12.5 12.7 20 210000 210000 0.3 0.3 1.1 1.05 220 300 2 0.2 20 14
100 40 0.9 0.5
```

运行程序后可得胀接过程工艺参数及卸载前后的应力分布数据文件如下：

(1) 确定相关胀接工艺参数的数据文件(OUT0. DAT)。只要运行程序即可迅速获得胀接过程所需参数。本例题中结果如下：胀接压力 $p_l=141.500000\text{MPa}$ ；残余接触压力 $p_{jc}=14.657475\text{MPa}$ ；所需胀管油压 $P=4.318254\text{MPa}$ 。

(2) 卸载前管子沿半径方向的应力分布数据文件(OUT1. DAT)。

RADIAL	*RSTRESS*	*TSTRESS*	*ESTRESS*
10.000000	-141.500000	100.500008	242.000000
10.357142	-133.007904	108.992096	242.000000
10.714286	-124.803719	117.196281	242.000000
11.071428	-116.868591	125.131409	242.000000
11.428572	-109.185394	132.814606	242.000000

11.785714	-101.738663	140.261337	242.000000
12.142858	-94.514236	147.485764	242.000000
12.500000	-87.499260	154.500748	242.000000

(3) 卸载后管子沿半径方向的应力分布数据文件 (OUT2.DAT)。

RADIAL	*RSTRESS*	*TSTRESS*	*ESTRESS*
10.000000	0.000000	-139.434525	139.434525
10.357142	-4.434036	-118.016304	113.582268
10.714286	-7.885062	-98.156906	90.271843
11.071428	-10.495491	-79.676216	69.180725
11.428572	-12.384762	-62.420555	50.035793
11.785714	-13.653504	-46.258347	32.604843
12.142858	-14.386928	-31.076067	16.689140
12.500000	-14.657475	-16.775568	2.118093

(4) 卸载前管板沿半径方向应力分布数据文件 (OUT3.DAT)。

RADIAL	*RSTRESS*	*TSTRESS*	*ESTRESS*
12.700000	-87.499260	205.741104	293.240356
13.742857	-66.091415	184.333252	250.424667
14.785714	-49.051506	167.293350	216.344849
15.828571	-35.267288	153.509125	188.776413
16.871429	-23.959257	142.201096	166.160355
17.914286	-14.567999	132.809845	147.377838
18.957142	-6.683559	124.925400	131.608963
20.000000	0.000000	118.241844	118.241844

(5) 卸载后管板沿半径方向的应力分布数据文件 (OUT4.DAT)。

RADIAL	*RSTRESS*	*TSTRESS*	*ESTRESS*
12.700000	-14.657476	34.464809	49.122284
13.742857	-11.071332	30.878666	41.949997
14.785714	-8.216884	28.024218	36.241100
15.828571	-5.907815	25.715149	31.622963
16.871429	-4.013546	23.820879	27.834425
17.914286	-2.440365	22.247698	24.688063
18.957142	-1.119599	20.926933	22.046532
20.000000	0.000000	19.807333	19.807333

其中: RADIAL 为半径, RSTRESS 为径向应力, TSTRESS 为切向应力,

ESTRESS 为等效应力（单位 MPa）。

所得管子和管板应力分布曲线如图 2.4~图 2.7 所示。

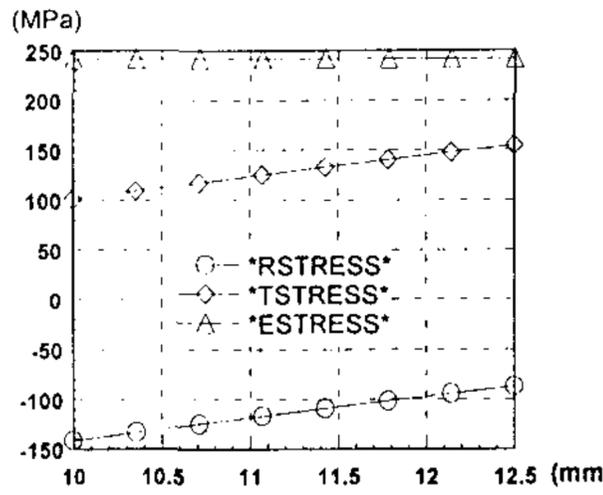


图2.4 卸载前管子应力分布

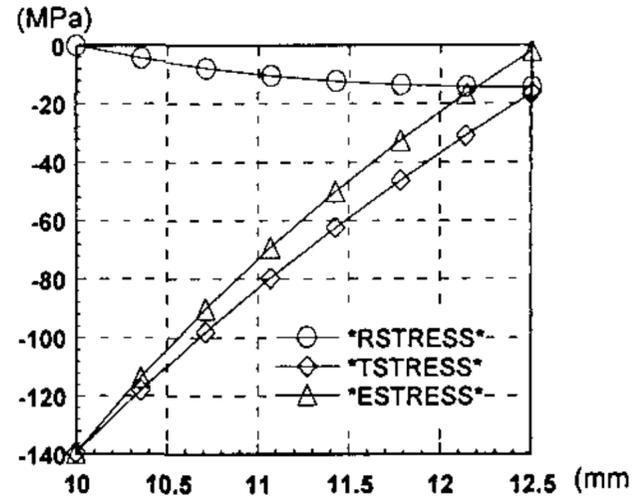


图2.5 卸载后管子应力分布

由以上结果显然可见：只要给定所胀接材料的尺寸参数和材料性能参数，即可通过计算程序简便快捷地得到所需胀接工艺参数及管子与管板的应力分布，具有准确性及高效性，同时也保证了胀接质量的稳定性，有利于提高生产效率、降低成本。

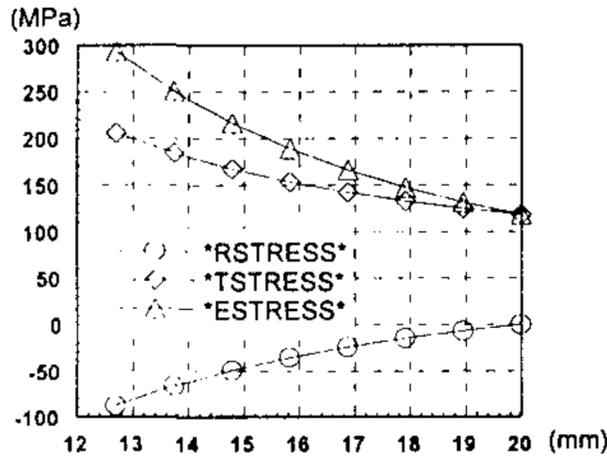


图2.6 卸载前管板应力分布

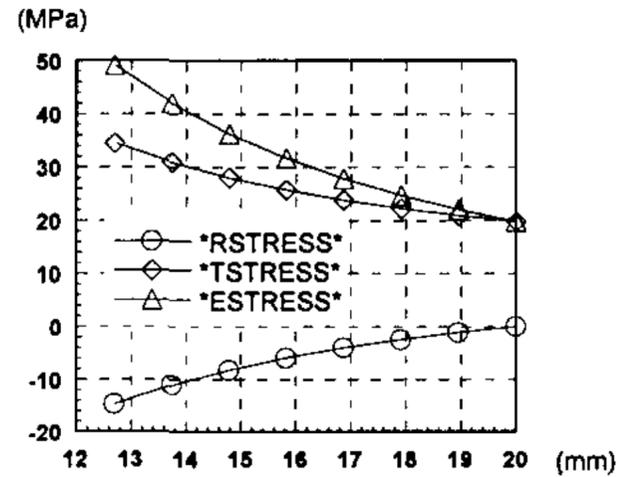


图2.7 卸载后管板应力分布

§ 2.5 小结

本章以弹塑性理论为基础，着重介绍了以橡胶为胀管媒介体的软介质胀管工艺中胀接压力的计算和胀管油压的确定方法，并以 C 语言为工具开发了相应的胀接工艺参数工程计算程序。另外，还用实例对其进行了演示和验证，为生产中正确地选用胀接工艺参数提供了理论依据，有利于改善生产条件、提高生产率、保证产品质量；同时也使换热器类产品的生产更具科学性和高效性，为今后该行业

新技术、新材料的开发和新产品的研制提供了前提。

由前述分析可以得出以下结论：

(1) 本文主要以软介质胀管法中的橡胶胀管法为研究对象，其计算原理同样适用于液压胀管法；

(2) 胀接压力和胀紧程度只取决于管子和管板的材料组合、几何尺寸以及胀接的强度要求；

(3) 胀接时，只要挤胀压力满足(18)式，就可保证胀接的强度和密封性能，使每个接头均匀一致，而不会发生欠胀或过胀现象，可以大大提高产品的可靠性。

(4) 采用本文所提供的工程计算方法，能使工程技术人员根据设计的需要方便地计算出所需的胀接工艺参数（如胀接压力及胀管油压），减少了生产过程中人为因素的影响，增加了生产的科学性，有利于提高生产效率、减小工人劳动强度、保证产品质量。

第三章 管板胀接的有限元分析

前面在进行管板胀接的胀接压力理论推导时,为了得到一个易于遵循的工程计算方法,需要按照材料强度理论将管板的几何形状简化为一个单管模型,而将管板当作厚壁筒来考虑;而真实管板的结构和受力与单管模型之间存在很大的差异,对于实际管板胀接生产中经常遇到的较为典型的施力情况(如分段胀接及部分区域胀接)单管模型的理论解还不能完善地表达。并且,在分析中忽略了管子和管板之间摩擦力的影响。因此,本文对所胀接管子和管板的受力和变形进行有限元模拟与分析的目的主要有以下几点:一、为了使模拟力求接近实际生产工况,对真实管板的不同结构和不同的加载情况进行有限元模拟分析,以验证单管模型假设和理论分析方法的可行性及其结果的准确程度;二、对于理论分析中难以解决或未涉及的问题(如分段胀接或部分区域胀接)进行模拟分析,找出其规律,为以后的胀接实验提供参数和依据;三、将有限元分析结果和理论分析结果进行对比分析,找出其误差范围并给出修正方法,从而达到优化并修正理论计算结果的目的,为换热器和类似产品制造业中广泛采用的胀接生产提供准确方便的参数计算方法,以便提高这一行业的产品质量和生产率,同时也使其生产过程更具科学性、高效性和经济性。

§ 3.1 管板胀接的有限元分析系统概述

本文进行管板胀接研究所用的有限元分析软件包为 ALGOR FEMS 软件

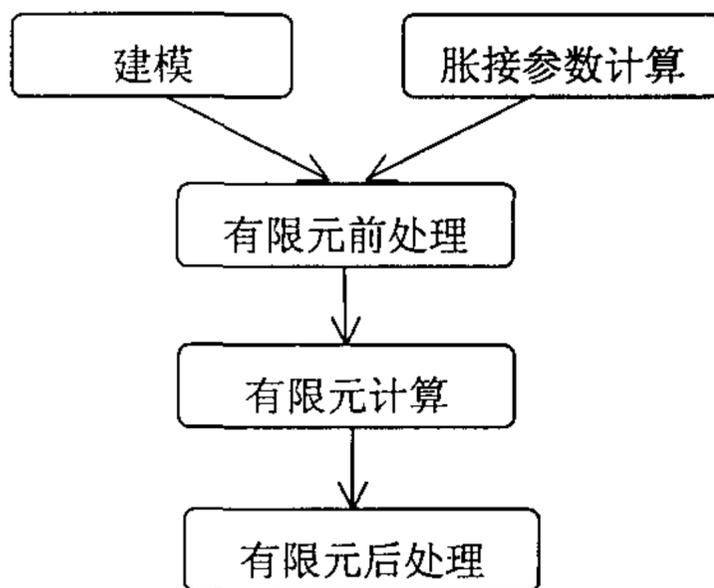


图 3.1 系统软件组成框图

(ALGOR FINITE ELEMENT ANALYSIS SYSTEM)^[12], 它是一个综合性的大型软件, 反映了 90 年代国际上微机图象处理和 CAD 等领域的最新技术。它主要由有限元前处理、有限元计算和有限元后处理等几个模块组成 (如图 3.1 所示), 每一模块完成一部分独立的工作, 并将其结果存入硬盘, 供后续程序调入使用。前处理模块是利用 SD2H 的 CAD 系统建模并形成离散模型图, 供计算分析使用; 计算模块调用由前处理模块生成的数据文件, 生成相应的供后处理模块调用

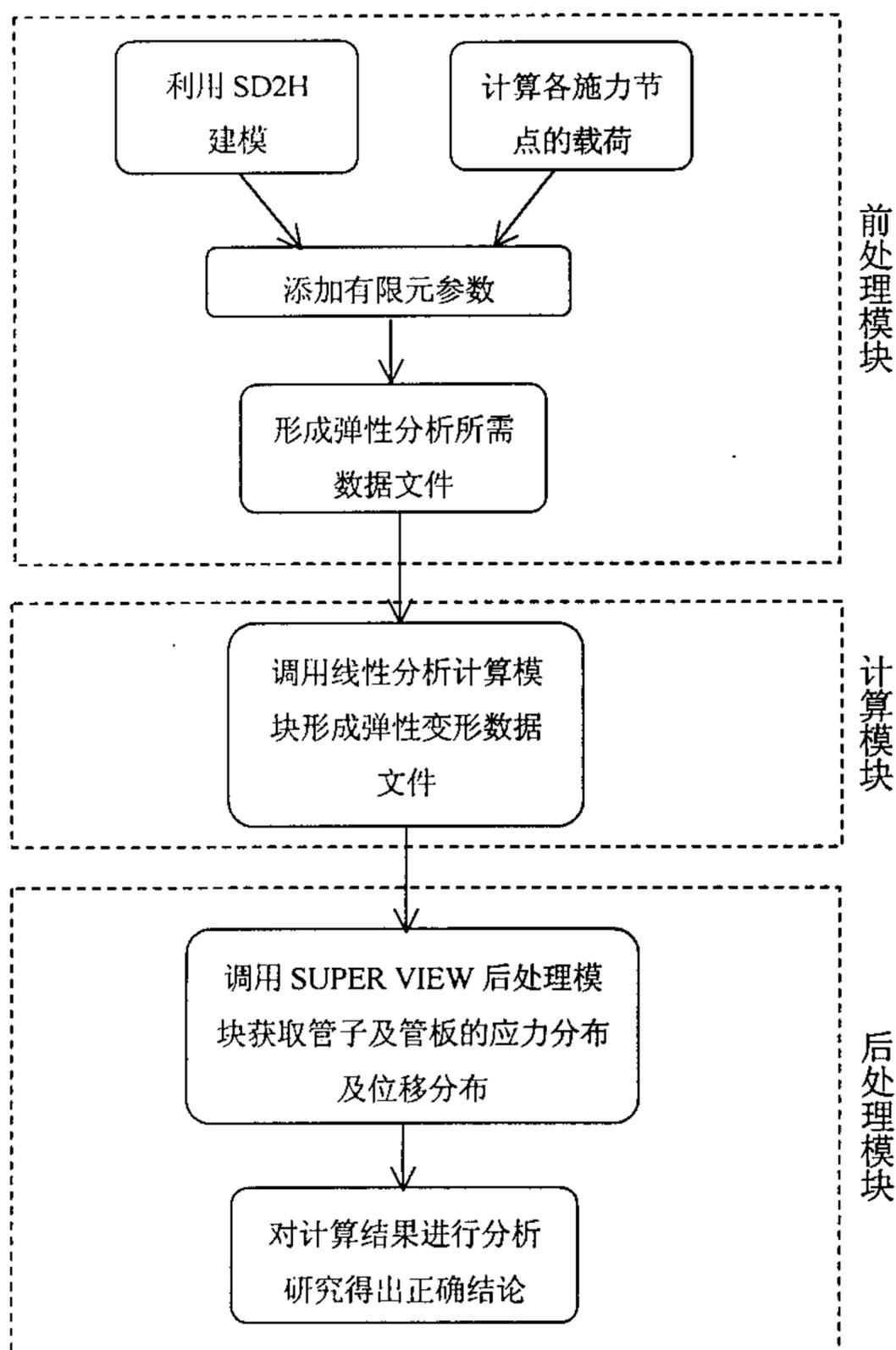


图 3.2 有限元模拟分析框图

的结果；后处理模块则是把计算模块生成的文件加以整理，从而得出管子和管板的受力和变形情况。其过程如图 3.2 所示。

3. 1. 1 有限元前处理模块的使用

1. 系统建模

在利用有限元分析一个工程问题时，首先要将该问题转化为带有简化边界条件的、与实际工况相差不大的网格模型，即根据计算目的，将结构模型化、离散化^[10]。ALGOR FEAS 软件包的 VIZICAD 环境中的前处理模块由 SUPER DRAW II 和 DECODER 组成，其中 SD2 是一个类似于 AUTOCAD 的交互式 CAD 图形系统，它是专用的有限元网格生成的 CAD 系统。由于管子与管板的结构比较简单，对于单管模型的有限元模拟胀接，我们可根据其几何对称性和载荷对称性，就可以建立二维模型，并将其离散化，形成精度较高的四边形网格模型；而对于真实管板的有限元模拟，本文将分别就单孔胀接、多孔胀接以及部分区域胀接进行分析，利用 ALGOR 中 SD2H 的网格自动生成功能，建立三维实体模型并将其离散化，供计算分析使用。

2. 前处理模块的使用

调用 ALGOR 软件包中 VIZICAD 环境中的 SD2H 可以直接以人机对话的方式施加约束和载荷，一旦加上，立即在计算机屏幕上以指定的颜色来表现。而 DECODER 是一个译码器，它把 SD2H 形成的图形文件转换为分析计算所需的数据文件，其另一功能便是以菜单提示形式人机对话地生成系统计算的主控信息、材料信息、非线性计算的策略信息等，使得由 DECODER 处理过的文件，无需作任何修改即可直接进行分析计算。

在管板胀接有限元分析系统的前处理模块中，其边界条件及载荷的加法应按如下方式进行：

(1) 边界条件及约束：对于单管模型的有限元分析而言，在 Y-Z 平面上形成单元，由于管子和管板可视为一个长圆筒的平面应力问题，故其一端 Z 方向的位移被约束，施力节点位移只沿 Y 轴方向；而对于真实管板进行分析时，则是取 1/4 或 1/8 管板建立三维模型，根据管板的实际受力情况，分别分层添加边界条件和约束；

(2) 载荷的添加：由第二章中胀接压力计算程序计算出的胀接压力 P_1 应简化到节点上，对于单管模型，由于几何形状和载荷均对称于 Z 轴，节点载荷按单位弧度计量；对于真实管板则按层和网格的划分情况分别计算节点力的大小来添加载荷。

在添加好有限元参数后，对管板进入线性译码器中填写如下信息，以形成计算模块用的数据文件：

线性译码 (DECODS) 中的信息可按下面各项来添加：

a. 对于单管模型的管板有限元模拟

单元:

类型: 二维各向同性块单元

列式信息: 轴对称

组信息: 材料名, 弹性模量 E , 泊松比 μ , 剪切模量 G , 压力类型 0

分析:

静力分析: $Grav=9800Nmm/s^2$

整体:

工况: 单元内荷载模式的乘子为 1

译码操作:

公差: 决定了相距多短的两点可处理为一个点, 公差值当公差控制码为 0 时, 则人工输入

执行译码: 生成分析计算所需的文件, 同时自动形成材料数据文件 (.EMS)

b. 对于真实管板的有限元模拟

单元:

类型: 三维各向同性块单元

列式信息: 二阶积分式协调列式

其余同上。

3. 1. 2 计算模块的使用

由 DECODS 生成的数据文件 (*.) 被 SSAP0H 调用来得到分析结果。

3. 1. 3 后处理模块的使用

调用 ALGOR FEAS 软件包中的 SVIEW. EXE 进行变形和应力分析, 获取所需节点的应力及位移, 并将其模拟结果与理论计算结果相对比。

§ 3. 2 管板胀接有限元模拟分析

本文利用 ALGOR FEAS 软件对管板胀接进行有限元分析的目的就是为了解析解中单管模型的正确性和理论分析结果的可接受性进行验证, 找出其误差范围, 并给出修正方法; 同时还可对解析解无法分析或难以准确分析的工况 (如部分区域胀接、分段胀接等) 进行有限元模拟分析并进一步给出近似解析算法。本节将对单管模型以及真实管板的胀接进行有限元模拟分析, 并通过图表及曲线等可视图的形式将其结果与理论分析结果进行对比。

3. 2. 1 单管模型胀接中管板的有限元计算结果分析

问题阐述:

单管模型内径为 12.7mm, 外径为 40mm, 长为 50mm, 受均匀内压 $p_i=87.49926\text{MPa}$ 的作用, 假定材料服从 Von Mises 屈服条件, 其材料的屈服应力为 300MPa, 弹性模量 $E=210000\text{MPa}$, 泊松比 $\mu=0.3$, 模型网格划分及载荷约束情况如图 3.3 所示。

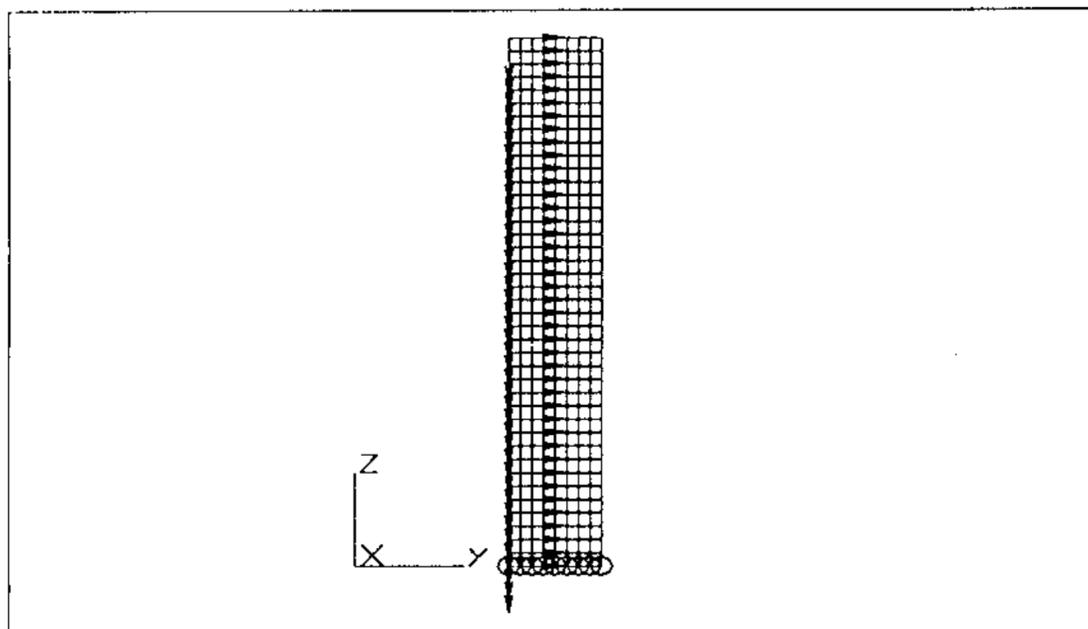


图 3.3 单管模型网格图

表 3.1 应力的理论值与有限元模拟值的比较

管板半径 (mm)	径向应力 (MPa)		切向应力 (MPa)		等效应力 (MPa)		等效应力 绝对误差 (MPa)	等效应力 相对误差 (%)
	理论值	模拟值	理论值	模拟值	理论值	模拟值		
12.7000	-87.50	-87.16	205.70	205.32	293.24	293.17	0.07	0.024
13.6125	-68.50	-68.25	186.74	186.46	255.24	255.36	-0.12	0.047
14.5250	-52.97	-52.78	171.21	171.03	224.18	224.39	-0.18	0.080
15.4375	-40.11	-39.96	158.35	158.25	198.46	198.74	-0.28	0.141
16.3500	-29.34	-29.23	147.58	147.53	176.93	177.25	-0.32	0.181
17.2625	-20.24	-20.15	138.48	138.47	158.72	159.07	-0.35	0.221
18.1750	-12.47	-12.39	130.71	130.73	143.18	143.55	-0.37	0.258
19.0875	-5.788	-5.724	124.03	124.07	129.82	130.20	-0.38	0.293
20.0000	0.0000	-0.068	118.24	118.28	118.24	118.63	-0.39	0.329

结果分析:

在分析该问题时, 由于几何形状及载荷的对称性, 将其以轴对称问题处理, 同时考虑了管子与管板间摩擦力的影响。该模型共有 369 个结点, 均匀分布的内压简化为 41 个等效集中载荷作用于各个结点。

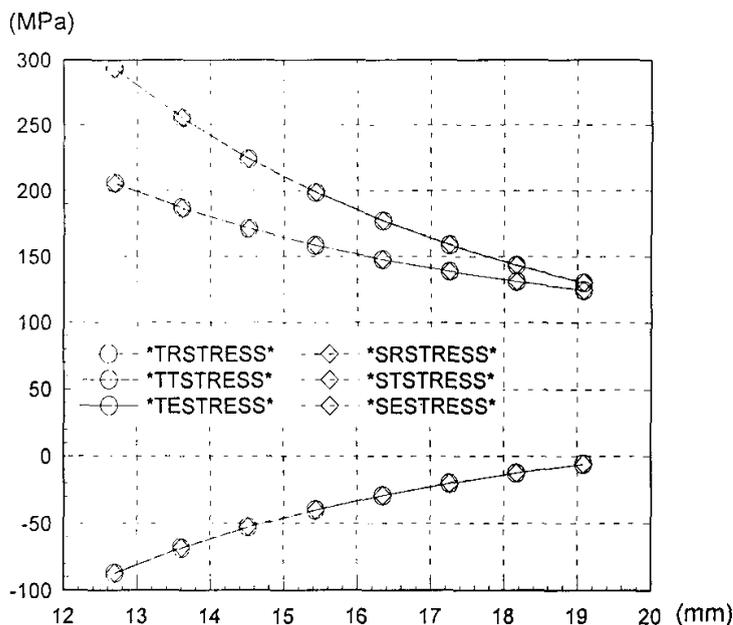


图 3.4 理论应力与模拟应力的比较

图 3.4 中 *T*STRESS* 代表理论计算应力值, *S*STRESS* 代表有元模拟所得应力值。

由表 3.1 及图 3.4 可以看出, 按理论计算所得应力值与有限元分析所得结果的大小与分布基本相同, 其最大相对误差仅为 0.329%; 因为在有限元分析时考虑了管子与管板间摩擦力的影响, 所以单管模型中对摩擦力的忽略是可行的, 且管板内表面而未进入塑性, 理论值与有限元模拟结果非常接近。

3.2.2 真实管板胀接的有限元模拟分析

为了模拟胀接生产中所用实际管板结构及实际生产工况, 同时验证单管模型的解析解的准确性和可接受性, 并对解析解无法分析或难以分析的工况如分段胀接或部分区域胀接) 进行分析, 为胀管器的研制和管板胀接生产提供参数和依据, 本文分不同的情况对真实管板的胀接进行了有限元模拟分析, 其中主要包括以下几种情况:

- 真实管板的单孔胀接
- 真实管板的多孔胀接 (所有孔加载和部分孔加载)
- 真实管板的部分区域胀接 (一端胀和中间胀)
- 真实管板中管孔不同分布形式的胀接 (三角形分布和四边形分布)
- 真实管板不同边界条件的胀接

一、管板孔按三角形分布的真实管板的有限元模拟分析

模型的建立:

真实管板外径为 220mm, 厚度为 50mm, 管板上的管孔呈三角形分布, 孔的中心距为 32mm, 内径为 12.7mm, 假定材料服从 Von Mises 屈服条件, 其弹性模量 $E=210000\text{MPa}$, 材料的屈服应力 $\sigma_s=300\text{MPa}$, 泊松比 $\mu=0.3$, 利用其几何

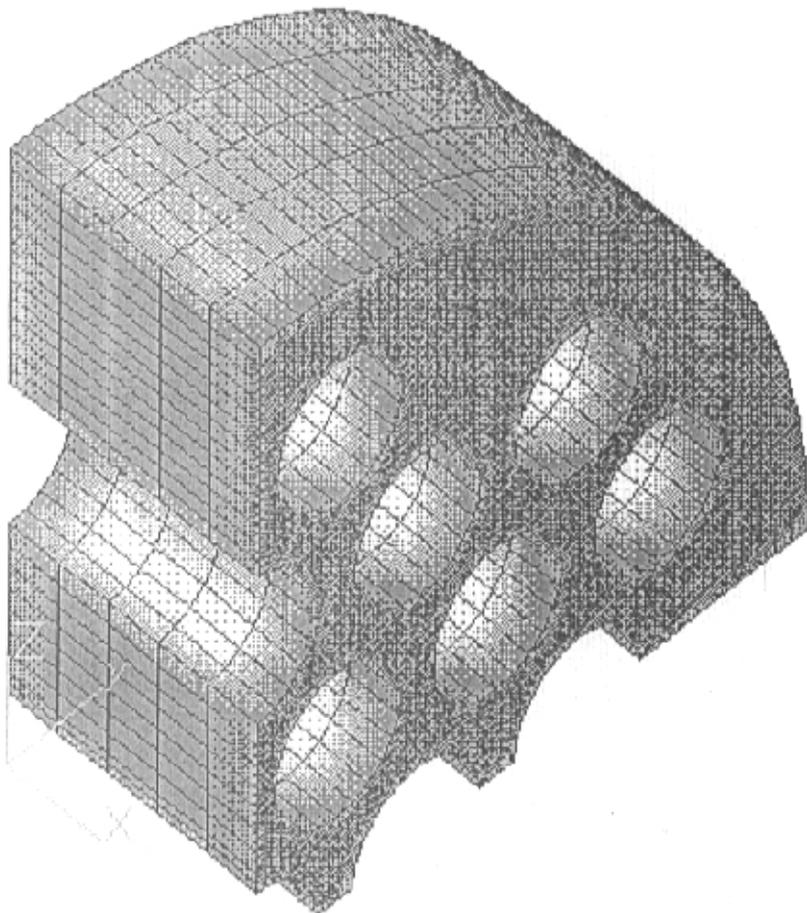


图 3.5 真实管板有限元分析模型

对称性及载荷对称性, 取 1/4 管板建立三维实体模型, 并利用 ALGOR FEAS 软件的网格自动划分功能将其离散化, 管孔中的均布力分别简化为作用于各个结点的集中力来施加。

本文将分以下几种情况对真实管板的胀接进行有限元模拟分析:

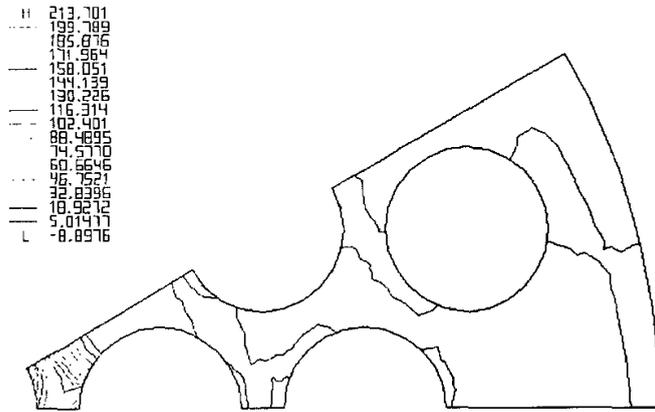


图 3.6 单孔胀接时的最大主应力分布

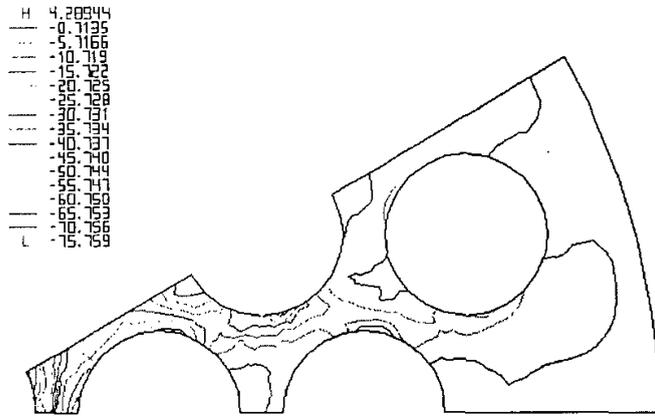


图 3.7 单孔胀接时的最小主应力分布

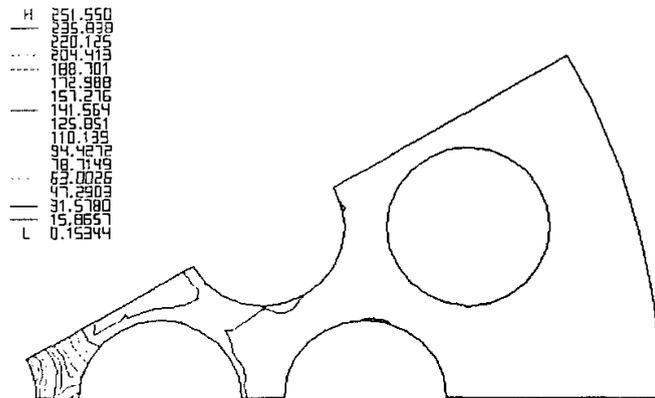


图 3.8 单孔胀接时的等效应力分布

(一) 管板一端 X 方向全约束，外边界自由 (适用于浮头式结构)

A: 中心孔加载和所有孔加载方式的全长度胀接

结果摘要与分析:

a: 摘要

1. 应力分布:

(1) 单孔胀接

图 3.6-图 3.8 所示分别为单孔胀接时真实管板上 30° 区域内的最大主应力、最小主应力及等效应力分布情况。

(2) 多孔胀接

图 3.9-图 3.11 为多孔胀接时管板上 30° 区域内的应力分布。

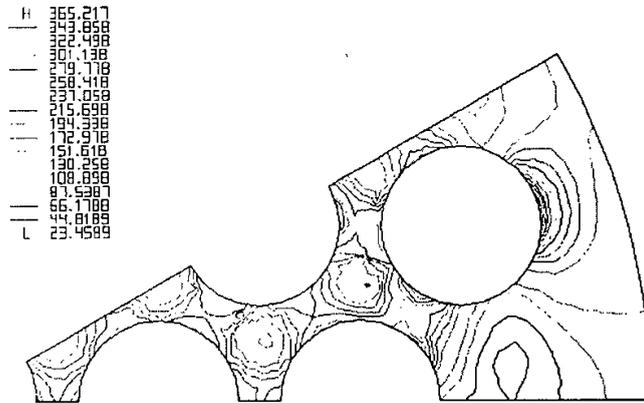


图 3.9 多孔胀接时的最大主应力分布

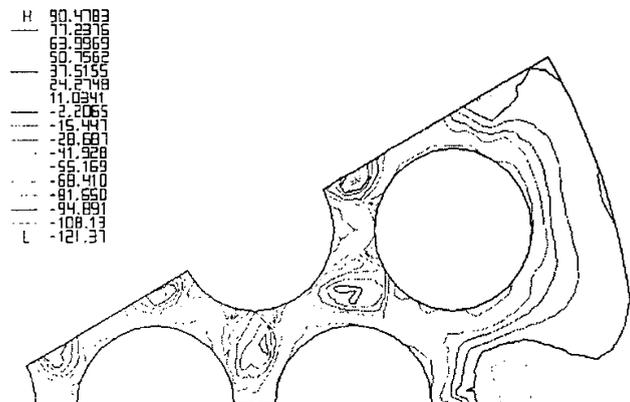


图 3.10 多孔胀接时的最小主应力分布

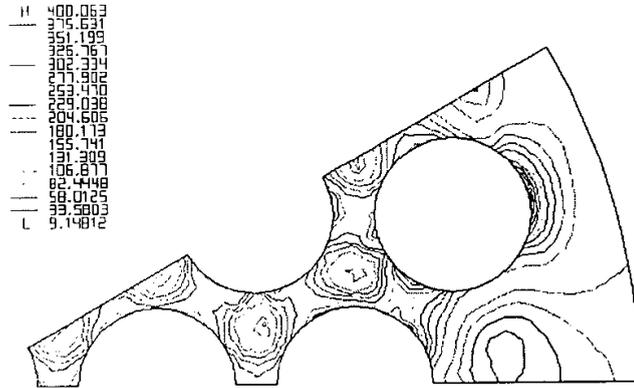


图 3.11 多孔胀接时的等效应力分布

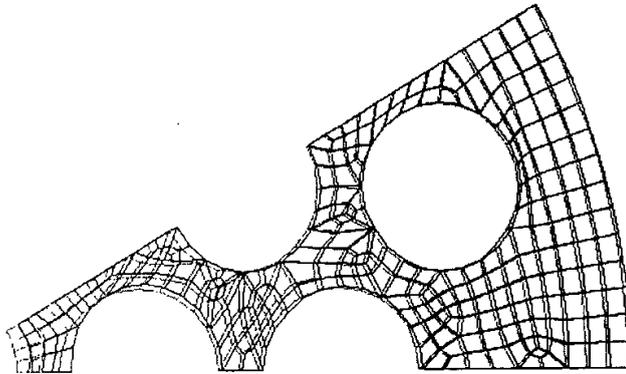


图 3.12 真实管板变形结构

2. 变形情况:

表 3.2 所示为有限元模拟所得平均位移、最大及最小位移与理论解的比较。

图 3.12 所示为有限元模拟所得真实管板单孔全长度胀接时 30° 区域内管板的变形情况。

有限元模拟所得胀接压力 P_1 —管子与管板的位移 δ_g 、 δ_s —接触压力 P 以及胀接压力 P_1 —残余位移 $\delta_{残余}$ ，胀接压力 P_1 —残余接触压力 $P_{残余}$ 之间的关系与单管模型理论计算所得结果之间的比较如图 3.13 所示。

b: 分析

1. 这种加载方式胀接时，沿管板轴线方向的应力和位移均匀一致。
2. 从表 3.2 及管板应力分布和结构变形图可以看出：管板孔之间是相互影响的。在相同的边界条件下，单管模型理论计算所得的应力和位移大于真实管

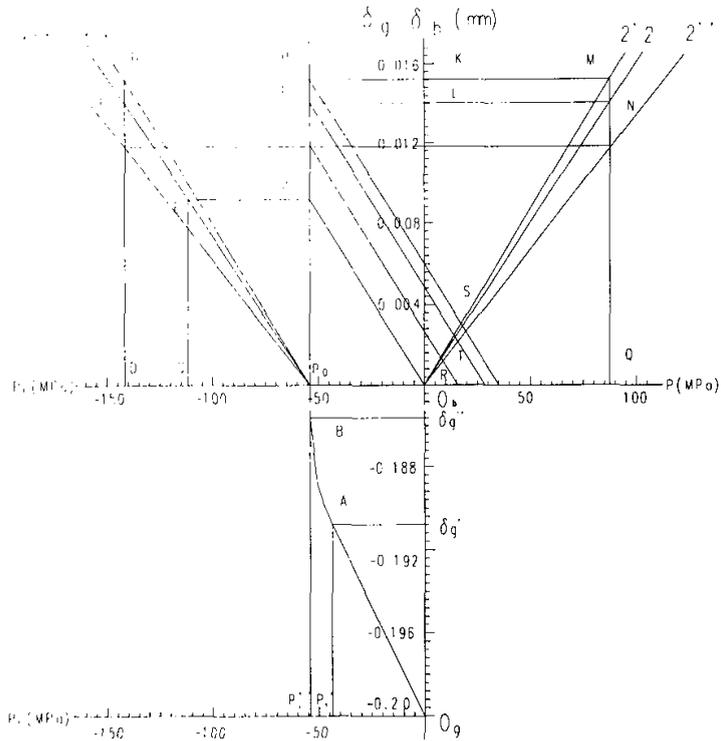


图 3.13 有限元模拟与理论计算 P-δ 关系比较

表 3.2 模拟位移与理论位移的比较

单位: (10^{-2} mm)

		模拟位移值 (理论值 1.403)		相对误差 (%)		模拟位移值 (理论值 1.403)		相对误差 (%)	
单孔胀	平均值	1.1809	15.83	多孔胀	平均值	1.522	8.482		
	最大值	1.228	12.47		最大值	1.583	12.83		
	最小值	1.141	18.67		最小值	1.470	4.775		

板单孔胀接时的应力和位移，且存在应力的管板孔的变形过程与受内压作用的管子非常相似，胀接压力的作用区域主要集中在管桥区。而多孔胀接时真实管板的应力和位移均大于理论计算的结果，这是由于管板孔之间互相影响、应力互相迭加的结果，但除了管板边缘的管孔之外，各管孔周围的应力和位移分布基本上是均匀的。这说明单管模型的假设是基本正确的，但又与实际管板的受力和变形情况有一定的误差，因此在实际应用时必须对理论结果进行修正，使其符合实际工况。

3. 因为管板的 $P-\delta$ 关系反映了胀接时管子与管板之间接触压力的大小以及变形情况；并且，由于残余接触压力是影响胀接接头可靠性的关键因素，它与拉脱力和密封性有着直接的关系。因此，我们选择单管模型分析所得的 $P_1-\delta-P_1-\delta_{\text{残余}}$ 、 $P_1-P_{\text{残余}}$ 之间的关系作为分析时的参考或修正对象，使得我们可以针对不同的管子和管板结构、不同的加载情况和边界条件对理论计算结果进行修正，以便为管板胀接生产时不同的情况提供正确的参数，使胀接生产更具科学性。

4. 下面就以图 3.13 为参考来对真实管板单孔胀接和多孔胀接时的胀接过程及结果进行分析。

I. 胀接过程分析（以单管模型胀接为例）：

(1) 加载阶段

如图 3.13 所示。对管子而言，胀接开始时，管子从 O_0 点开始进行弹性变形（其胀接压力与位移曲线为 O_0A ），到达 A 点时，管子内壁进入塑性状态，与其相对应的胀接压力为 P_1' ，管子外壁对应的位移为 δ_1' ，随着胀接压力和管子变形的增加，管子中的塑性区不断扩大（其胀接压力与位移曲线为 AB），到达 B 点时，整个管子全部进入塑性状态，这时，相应的胀接压力和管子外壁的位移分别为 P_1'' 和 δ_1'' 。假定管子是理想弹塑性材料，即使以后胀接压力不再增大，管子也将持续进行塑性变形，到达 P_0 点时，其外壁与管板孔内壁相接触（其胀接压力与位移曲线为 BP_0 ），则 P_0 为管子与管板间隙为零时所需的胀接压力。对管板而言，当管子与管板间隙消除后，管板开始从 O_0 点发生弹性变形，与其对应的胀接压力 P_1 与管板内壁变形量 δ_1 之间的关系曲线如直线 1 所示，管子外壁与管板内壁间的接触压力与变形量的关系如直线 2 所示直至达到预定的压力 P_0 为止，加载阶段结束。这时相应的管板内壁的变形量为 δ_L ，管子外壁的位移量为管子与管板间的单面间隙 Δ 与管板内壁的位移量 δ_L 之和，管子与管板间的接触压力为 P_0 。

(2) 卸载阶段

当胀接压力达到预定值后开始卸载，管子和管板产生弹性回复，管板沿着直线 2 卸载，而管子则沿着直线 IT 卸载，达到 T 点时胀管结束，管子和管板达到平衡。这时，管子的残余变形量为 $[\delta_{(\alpha-\alpha_0)} + \delta_T]$ ，管板的残余变形量为 δ_T ，而管子与管板间的残余接触压力为 P_T 。当残余接触压力为零时，对应的胀接压力为最小时的 $P_1-\delta$ 关系如直线 O_0J 所示。其中，最小胀接压力为 P_{1c} 。

II. 结果分析与说明：

(1) 图 3.13 中 P_1 为胀接压力， P 为管子与管板间的接触压力； P_0 为管子与管板间隙为零时的胀接压力， δ 为管子、管板在不同胀接阶段的变形量。

(2) 图中，直线 1、2 为单管模型的理论计算结果，直线 1'、2' 为真实管板多孔胀接时的有限元模拟结果，直线 1''、2'' 为真实管板单孔胀接时的模拟

结果。

(3) 从图中可以看出：给定 P_1 、 δ 、 P 三个参数中的任意一个，就可从图中得出另外两个参数以及 $P_{\text{残余}}$ 、 $\delta_{\text{残余}}$ 的大小和 $P_1-P_{\text{残余}}$ 、 $P_1-\delta_{\text{残余}}$ 之间的关系。

(4) 此图与管子和管板的材料性能参数、几何尺寸参数、管子与管板的间隙值等均有关，所以只能针对给定的具体情况进行分析。

(5) 从图中还可以看出：在同样的胀接压力下，真实管板多孔同时加载时，所得管板的残余接触压力及残余变形量均大于单管模型的计算结果，而单孔加载时，其结果均小于解析解计算所得结果（如 $P_1=P_{1D}$ 时， $P_{S\text{残余}} > P_{T\text{残余}}$ 、 $P_{R\text{残余}} < P_{T\text{残余}}$ ； $\delta_{S\text{残余}} > \delta_{T\text{残余}}$ 、 $\delta_{R\text{残余}} < \delta_{T\text{残余}}$ ）；并且，要获得相同的残余接触压力、残余位移和胀接效果，单孔胀接比多孔胀接需要更大的胀接压力。模拟结果如表 3.3、表 3.4 所示。

表 3.3 胀接压力相同时真实管板有限元模拟与解析解结果比较

(胀接压力: 141.5Mpa)

比较内容	工况	单管模型解析解	真实管板模拟解	
			单孔胀接	多孔胀接
$P_{\text{残余}}$: (MPa)		14.66	8.599	17.55
$\delta_{\text{残余}}$: (mm)		0.00235	0.00116	0.00304

表 3.4 胀接效果相同时真实管板有限元模拟与解析解所需胀接压力的比较

(残余接触压力: 14.66Mpa)

比较内容	工况	单管模型解析解	真实管板模拟解	
			单孔胀接	多孔胀接
胀接压力 P (MPa)		141.5	155.1	135.8
修正量 (%)			8.769	4.197

(6) 由于残余接触压力是影响换热器胀接接头可靠性的关键因素之一，且它与接头的拉脱力和密封性都有着直接的关系。因此，可以用单管模型胀接时的残余接触压力作为胀紧度的控制参量和真实管板胀接时对理论解修正和优化的参考，从而可以根据图 3.13 中 $P_1-P_{\text{残余}}$ 的关系及上表中所得的胀接压力对软介质胀管胀接参数的解析解进行修正，并进一步给出真实管板胀接时的近似解析算法。

(7) 对解析解的修正：由上述分析可以看出，当真实管板一端沿轴线方向全约束，而外圈自由的全长度胀接时，解析解所得胀接压力比单孔加载方式的胀接压力高 9% 左右，而多孔加载方式由于管孔间互相影响的缘故，解析解所得结果比实际情况低 4% 左右。

B: 部分区域胀接

a. 加载方式

部分区域胀接分两种情况：一端胀和中间胀；所有孔均加载，胀接长度为30mm。

b. 结果及分析

1. 真实管板部分区域胀接时所得位移沿管板轴线方向的分布如表 3.5 所示。

表 3.5 部分区域胀接时沿管板轴线方向的位移分布

单位：(10^{-3} mm) (胀接压力：141.5Mpa)

单管模型解析解：1.403	管板一端胀接	中间区域胀接
平均位移	0.91374	0.9445
最大位移	0.9985	0.98439
最小位移	0.8976	0.90464
相对误差	53.545%	48.544%

从表中可以看出：部分区域胀接时，因为未胀接区域的影响，解析解所得位移远远大于真实管板位移，且随着加载方式的不同，其位移沿轴线方向的分布也不同，中间区域胀接时，由于载荷的对称性，位移沿轴向的分布也较管板一端胀接时更为均匀。

2. 在相同的胀接压力下，真实管板部分区域胀接时所得胀后残余应力和残余位移如表 3.6 所示。

3. 胀接效果相同时，真实管板部分区域胀接所需胀接压力与解析解的比较如表 3.7 所示。

表 3.6 部分区域胀接时的残余应力和残余位移

(胀接压力：141.5Mpa)

工况	单管模型解析解	管板一端胀接	中间区域胀接
残余接触压力 (MPa)	14.66	1.75615	0.93169
残余位移 (mm)	0.00235	0.00019426	0.00057

观察表 3.6 和表 3.7 可以看出：在相同的胀接压力下，单管模型解析解所得到的残余接触压力和残余位移均大于真实管板部分区域胀接所得到的结果；而胀接效果相同时，单管模型解析解所需胀接压力要小于真实管板部分区域胀接的

表 3.7 胀接效果相同时真实管板部分区域胀接所需胀接压力

残余接触压力：(14.66Mpa)

工况 内容	单管模型解析解	管板一端胀接	中间区域胀接
胀接压力 (Mpa)	141.5	174.235	176.8613
相对修正量 (%)		18.788	19.9938

情况，因此，要对单管模型解析解进行修正，以使其符合实际工况。真实管板一端胀接时，解析解所得胀接压力比实际情况低 19%左右；而中间区域胀接时，解析解所得胀接压力比实际情况低 20%左右。

(二) 管板上下表面 X 方向无约束，外边界 X 方向加约束（适用于固定管板式结构）

(1) 加载方式

所有孔均加载，管板全长度胀接。

(2) 结果及分析

a. 在该约束条件和加载方式下所得管板的 P- δ 关系与单管模型解析解及管板一端 X 方向全约束、外边缘自由多孔加载全长度胀接时的 P- δ 关系比较如图 3.14 所示。其中，直线 1''、2'' 为单管模型解析解，直线 1、2 为管板一端 X 方向全约束的模拟结果，1'、2' 为管板两端 X 方向无约束、管板外边缘自由时的模拟结果。

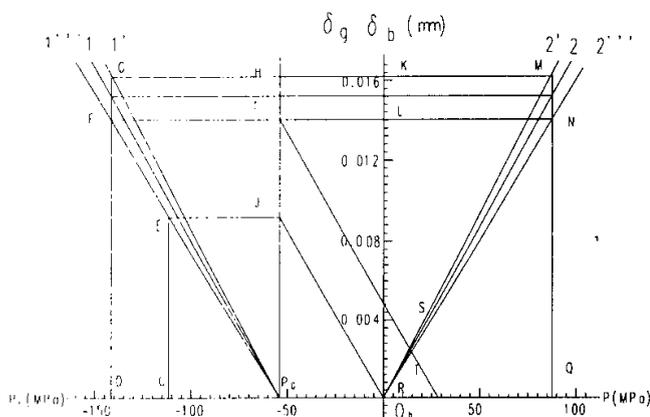


图 3.14 不同约束条件下管板 P- δ 关系比较

b. 在该约束条件和加载方式下所得管板位移沿轴线方向的分布如表 3.8 所示。

表 3.8 管板位移沿轴向分布

(胀接压力: 141.5Mpa)

平均位移 (10 ⁻² mm)	最小位移 (10 ⁻² mm)	最大位移 (10 ⁻² mm)
1.632154	1.596077	1.677308
相对误差 (%)	2.21039	2.7665

c. 相同的胀接压力下, 管板一端 X 方向全约束、管板外边缘约束有限元模拟及单管模型解析解所得管板残余接触压力和残余位移的比较如表 3.9 所示。

表 3.9 不同约束条件下管板的残余接触压力及残余位移

(胀接压力: 141.5Mpa)

工况 比较内容	单管模型解析解	管板一端 X 方向全约束	管板外边缘 X 方向约束
残余接触压力 (Mpa)	14.66	17.55	20.01
残余位移 (mm)	0.00235	0.0030449	0.0037321

d. 在胀接效果相同、约束条件不同时, 真实管板胀接所需胀接压力与单管模型理论解的比较如表 3.10 所示。

表 3.10 不同约束条件下管板胀接所需胀接压力

残余接触压力: (14.66Mpa)

工况 比较内容	单管模型解析解	管板一端 X 方向全约束	管板外边缘 X 方向约束
胀接压力 (Mpa)	141.5	135.79	131.2754
相对修正量 (%)		4.205	7.789

从以上图表可以看出: 不同边界条件下, 真实管板胀接时所需胀接压力不同; 相同胀接压力下所得胀接效果也不同。当管板上下两端 X 方向不约束, 外边缘 X 方向约束时, 其位移沿轴线方向的分布基本上是均匀的。当胀接压力和加载方式相同时, 在这种约束条件下胀接真实管板所得残余接触压力和残余位移均大于管板一端 X 方向全约束和单管模型解析解的结果; 并且, 胀接效果相同时, 该约束条件下真实管板胀接所需胀接压力在三者中最小。因此, 当管板两端 X 方向无约束、其外边缘 X 方向全约束时, 单管模型解析解所得胀接压力比实际情况大 7.789%, 实际胀接时应对单管模型解析解进行修正。

二、管板孔按四边形分布的真实管板的有限元模拟分析

1. 模型的建立:

真实管板外径为 240mm, 厚度为 50mm, 管板上管孔按四边形分布, 管孔中心距为 32mm, 内径为 25.4 mm。假定材料服从 Von Mises 屈服条件, 其弹性模量 $E=210000\text{MPa}$, 材料的屈服应力 $\sigma_s=300\text{MPa}$, 泊松比 $\mu=0.3$, 利用其几何对称性及载荷对称性, 取管板上的 45° 区域建立三维实体模型, 并利用 ALGOR FEAS 软件的网格自动划分功能将其离散化, 管孔中的均布力分别简化为作用于各个结点的集中力来施加。

2. 分析过程及结果:

同前述管孔按三角形分布的真实管板胀接一样, 本部分根据不同的边界条件和加载方式对真实管板的胀接进行了有限元模拟与分析, 得到了真实管板胀接过程中所需的胀接工艺参数及胀接后的结果, 并取得了对单管模型解析解进行修正的依据和近似算法, 使得胀接生产中可以根据不同的工况选择适宜的胀接工艺参数, 以便得到好的胀接效果。

下面仅就管板孔按四边形分布、管板一端 X 方向全约束、外边缘自由、所有孔均加载的全长度胀接方式下所得胀接模拟结果与相同工况下管板孔按三角形分布的真实管板的胀接模拟作一对比, 并给出对单管模型解析解的修正方法。

(1) 相同胀接压力下, 管孔不同分布形式胀接时所得胀后残余接触压力及残余位移如表 3.11 所示。

表 3.11 管孔不同分布形式胀接时的结果

(胀接压力: 141.5MPa)

比较内容 \ 工况	单管模型解析解	管孔按三角形分布	管孔按四边形分布
残余接触压力 (Mpa)	14.66	17.55	10.877
残余位移 (mm)	0.002350	0.0030449	0.001567

表 3.12 管孔不同分布形式所需胀接压力

(残余接触压力: 14.66MPa)

单管模型解析解 141.5 (MPa)	管孔按三角形分布	管孔按四边形分布
胀接压力 (MPa)	135.79	149.75
相对修正量 (%)	4.205	5.509

(2) 胀接效果相同时, 管板不同结构形式胀接时所需胀接压力如表 3.12 所示。

观察以上结果可以看出: 不同的管板结构形式和管孔分布形式对胀接压力的

要求不同, 相同的胀接压力下所得到的胀接效果也不同。管板孔按三角形分布时, 在相同的胀接压力下所得到的胀后残余接触压力和残余位移最大, 亦即, 此时能获得最佳胀接效果; 而胀接效果相同时, 管板孔按三角形分布的管板所需胀接压力最小。实际胀接时, 应按实际结构的不同对单管模型解析解进行相应的修正, 才能符合实际工况。

三、管板上不同位置的管孔胀接均匀性分析

真实管板胀接时, 由于管孔的分布及其与管板中心距离的不同, 使其在胀接时所受到的周围各孔的影响不同, 在相同的胀接压力下所得到的胀接效果及管孔周围的应力分布和位移情况也就不同。下面就管板一端 X 方向全约束、管板外边缘自由时不同管板结构形式下真实管板胀接的均匀性进行分析:

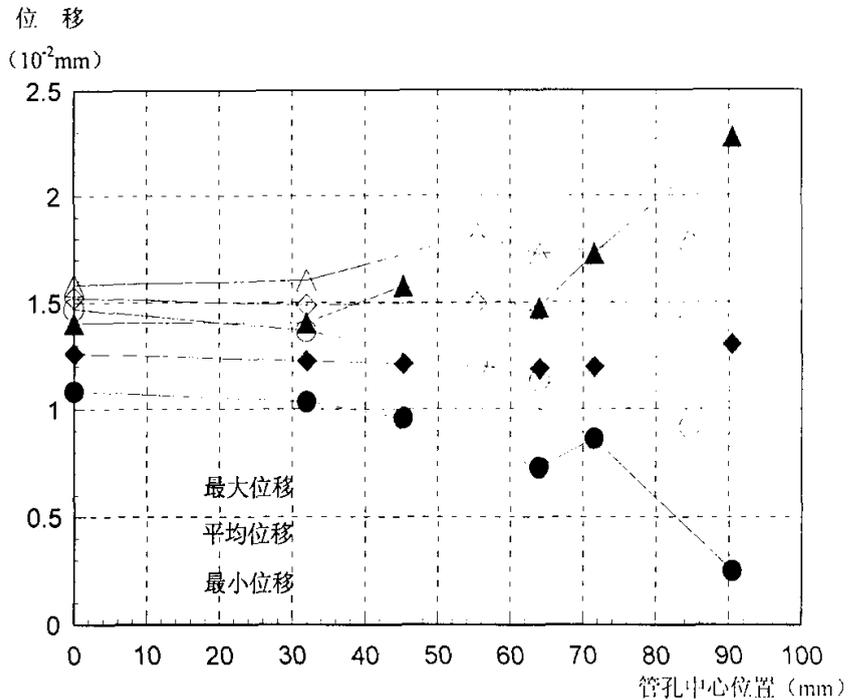


图 3.15 管板上不同位置的管孔的位移

1. 与管板中心距离不同的各孔在相同的胀接压力下胀接所得到的位移如图 3.15 所示, 所得到的平均残余位移和平均残余接触压力如图 3.16、图 3.17 所示。

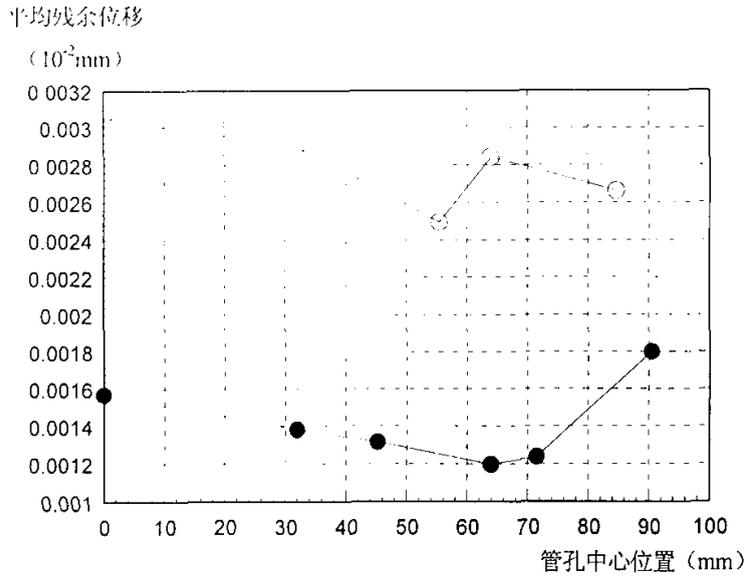


图 3.16 管板上不同位置的管孔的平均残余位移

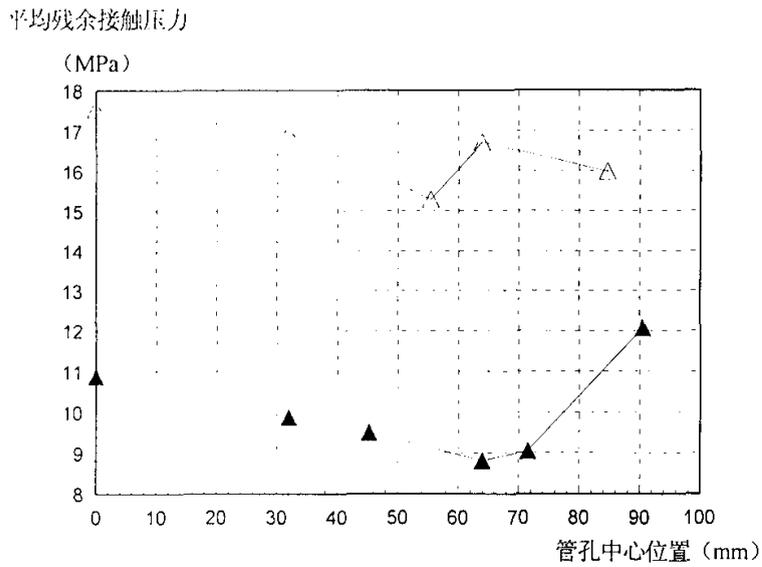


图 3.17 管板上不同位置的管孔周围的平均残余接触压力

其中：标空心符号者为管板孔按三角形分布的情况；标实心符号者为管板孔按四边形分布的情况。

2. 胀接效果相同时，管板上不同位置的管孔所需胀接压力如表 3.13 所示。

表 3.13 管孔位置不同时的胀接压力

(残余接触压力: 14.66Mpa)

管板孔按三角形分布						
	单管模型 解析解	与管板中心的距离 (mm)				
		0	32	55.4256	64	84.664
胀接压力 (Mpa)	141.5	135.79	137.39	136.94	138.82	140.23
相对修正 量 (%)		4.205	2.992	3.330	1.931	0.906
管板孔按四边形分布						
	单管模型 解析解	与管板中心的距离 (mm)				
		0	32	45.255	64	71.554
胀接压力 (Mpa)	141.5	149.7	152.1	153.0	154.68	154.09
相对修正 量 (%)		5.509	6.969	7.5163	8.521	8.1694

从以上模拟结果可以看出: 无论管板上的管孔采取哪种分布形式, 与管板中心距离不同的各个管孔的胀接均匀性都不同, 离管板中心越远, 胀后所获得的最大残余接触压力与最小残余接触压力之间的差异就越大, 其胀接均匀性也就越差。但其平均残余接触压力和平均残余位移相差都不太大, 这说明各管孔的胀接效果都较相近, 且单管模型的解析解与有限元分析的结果很相近, 说明单管模型的简化是正确的。由前述结果还可以看出: 管孔按三角形分布的管板, 由于其管孔分布的均匀性比管孔按四边形分布的管板好, 胀后管板上各孔周围的残余接触压力和残余位移的分布也就更为均匀, 胀接后管板的受力也就更为合理。

§ 3.3 小结

为了对单管模型的解析解进行验证, 同时对解析解无法分析或难以准确分析的工况进行分析, 并找出单管模型解析解在不同工况下的误差范围, 给出修正方法和近似解析算法, 本章以 ALGOR FEAMS 有限元分析软件为计算平台, 对不同边界条件和加载方式下不同结构的真实管板的胀接进行了有限元模拟分析, 并用图形和表格的方式给出了分析结果和不同工况下胀接时对单管模型解析解的修正方法, 使得在管板胀接生产时, 可以根据不同的工况, 预先快速、准确地获得其胀接工艺参数, 在胀接工艺参数已知的情况下, 也可预知胀后的结果, 对于换热器和类似产品的设计和制造以及该类设备质量的提高具有很现实的指导意义。

第四章 管板胀接工艺参数实验

长期以来, 换热器制造领域所普遍使用的机械滚柱胀管法是利用滚柱对换热管内壁进行周期性反复碾压的过程。由于其自身的工作原理所致, 难以对其在理论上或数值上进行较为准确的模拟和计算。给生产带来了许多不科学的人为因素, 胀接质量很不稳定。而以橡胶胀管法和液压胀管法为代表的给管壁施以均匀内压的软介质胀管法, 由于其胀接工艺参数可以确定, 胀口质量稳定, 生产效率高, 劳动强度低, 这就克服了机械滚柱胀管法致命的缺陷, 成为换热器制造业中一门新兴的技术。

因此, 对本文所研究的以橡胶为胀管媒介体的轴向加压软介质胀管法而言, 工艺参数的选择就至关重要, 这也是本文所研究的主要内容之一。前面的章节中, 已经对橡胶胀管中几个重要的工艺参数(如胀接压力、胀管油压等)作了理论上的分析和有限元模拟, 为管板胀接生产提供了理论依据。但是由于橡胶胀管法是一种全新的技术, 人们对其研究还很不充分, 对管板胀接过程中一些重要的参数也缺乏足够的认识和了解。只有借助于实验分析、理论计算和有限元模拟相结合的方法才能取得和全面系统地理解各个参数对胀接效果的影响, 以便缩短产品的研制周期, 用最少的人力、物力和财力取得最佳胀接工艺参数, 为胀管装置的研制和生产应用提供综合的、可靠的参数和依据。

§ 4.1 胀接工艺参数实验

4.1.1 实验方案与内容

一、实验目的:

橡胶胀管法之所以具有机械滚柱胀管法所无法比拟的优越性, 其中一个主要的原因就是其工艺参数的可确定性和可控制性。因此在橡胶胀管过程中各胀接工艺参数的选择和确定就变得尤为重要, 因为它们直接影响着换热器类产品的胀口质量并由此影响着产品的可靠性与使用寿命。本章将在实验室条件下研究橡胶胀管过程中几个重要的胀接工艺参数对胀接过程及胀接效果的影响, 旨在综合分析理论计算、有限元模拟及实验分析的结果, 以使用最短的时间获得橡胶胀管过程的最佳工艺参数, 从而为管板胀接器的设计及胀接生产提供可靠的依据和基础。

二、实验装置设计:

为了缩短研制周期, 降低成本, 本试验采用单管模型进行橡胶胀管试验。试验装置如图 4.1 所示。

三、实验材料性能及规格:

试验所用管子与管板均按照 GB151-89 的规定进行加工^{【15】【14】}。

其几何参数和性能参数如表 4.1 所示。

表 4.1 实验材料性能与规格

名称	材料	弹性模量 E (Mpa)	屈服应力 (MPa)	外径×壁厚 (mm)	长度 (mm)
管子	20 钢	210000	220	25×2.5	70
管板	45 钢	210000	300	40×7.5	50

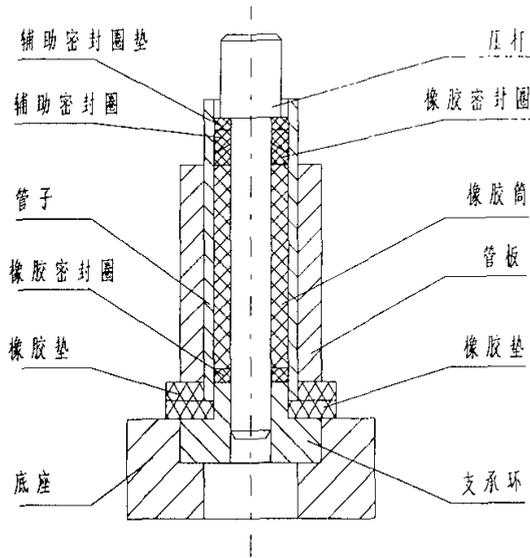


图 4.1 橡胶胀管实验装置简图

四、实验设备、仪器及测试系统:

1. 实验设备、仪器名称与型号

- WY-100 材料试验机
- P20R-5 预调平衡箱
- YJ-5 静态电阻应变仪
- 0-125mm 游标卡尺
- BJ120-1AA 电阻应变片
- QJ23 携带式直流单电桥

2. 实验用测试系统

测试系统如图 4.2 所示。

图 4.2 测试系统框图

五、实验摘要:

1. 实验内容

为了研究橡胶胀管过程中胀接工艺参数对胀接质量及胀口性能的影响, 获得最佳胀接工艺参数, 本文将就以下几个方面进行实验研究与分析:

(1) 胀接压力是橡胶胀管过程中的关键参数之一, 它直接影响着胀接的均匀性和稳定性以及产品质量的可靠性。本文将在 WY-100 材料试验机上以不同的胀管压力对单管模型进行橡胶胀接实验, 试验中将采用电测的手段, 在单管模型的表面沿轴向和环向粘贴电阻应变片, 用以测量和获得达到最佳胀接效果所需的实际胀接压力^[16], 为实际胀接生产提供优化参数。

(2) 橡胶胀管所采用的胀管媒介体, 其材料的性能、结构和尺寸的选用都直接关系着胀接过程的可实现性、胀接接口的性能和胀接成本的高低^[24]。因此, 橡胶胀管所采用的胀管媒介体橡胶筒的性能参数、结构形式、几何尺寸(胶筒材料性能、壁厚、长度、硬度、胀接过程中的压缩量等)的选用, 都将是本课题的主要研究内容。

(3) 管壳式换热器制造中要求保证换热管与管板连接处能满足设计所需的密封性能, 并具有足够的拉脱强度, 而胀后的拉脱力又与残余接触压力及管板孔的表面粗糙度有关。本文将通过实验手段研究胀接压力与拉脱力胀接效果的关系, 从胀接紧密性及胀紧度的角度来确定最佳胀接压力的范围。

(4) 机械滚柱胀管过程中, 管子发生轴向伸长, 壁厚减薄, 且管子伸长量不一致, 因而容易引起管子裂纹和管板变形, 对胀管操作和控制就变得十分困难。而橡胶胀管由于没有压延效应, 其管子和管板的变形情况以及它对胀接效果的影响就与机械滚柱胀管截然不同。所以用胀后管子的变形情况来衡量橡胶胀管的胀口性能也是本文的研究内容之一。

(5) 为了使管子获得良好的紧固力和密封性能, 一般换热器通常都要在管板孔内开槽。机械滚柱胀管法因其滚柱给予管壁的是线接触载荷, 管子被挤胀进沟槽的深度是有限的, 在高温下长期运转后就会使管子与管板间的接触压力降低, 从而使紧固力和密封性也相应下降。GB151-89 规定^[16], 机械胀管管孔开槽宽度为 3mm, 但是橡胶胀管属于“柔性”胀接, 其管子的变形规律与机械胀管不同, 接头的密封性能和拉脱性能与开槽宽度应该有较大的关系, 在相同的胀接压力下, 为了得到最大的拉脱力和密封性能, 管板开槽宽度应该随管子的规格不同而变化。本文将用试验方法探讨管板开槽的合理宽度, 以便工程技术人员在进行橡胶胀管

时参考。

(6) 其他参数的研究：如管子与管板间隙、管子与管板硬度差等。

2. 实验方法及操作

(1) 实验设计：

在试验中管子和管板按 GB151-89 加工，在 WY-100 材料试验机上采用不同的胀接压力和不同的胶筒厚度、硬度进行橡胶胀管。胀接前测定并记录管子、管板和胶筒的尺寸参数；胀接后测定并记录管子和管板的变形情况以及胶筒的压缩量、胀接接头的拉脱力等指标，从中取得获得最佳胀接效果的胀接工艺参数。

(2) 实验参数：

经初步计算和规划，试验时采用的材料及施压参数如表 4.2 所示。胶筒硬度分别取为邵 A50-60、60-70、70-80、80-90、90-100 和 100 以上。

表 4.2 试验参数

拉杆直径 (mm)	胶筒壁厚 (mm)	施加的胀接力 (KN)
11	4.5	30、33、36.5、39、42
12	4	28、32、33.5、36、39.5
13	3.5	25.18、28、30.2、31、35.36
14	3	22.24、25、26.7、28、31.14
15	2.5	19.08、21.5、22.9、24、26.71

4.1.2 实验结果与分析：

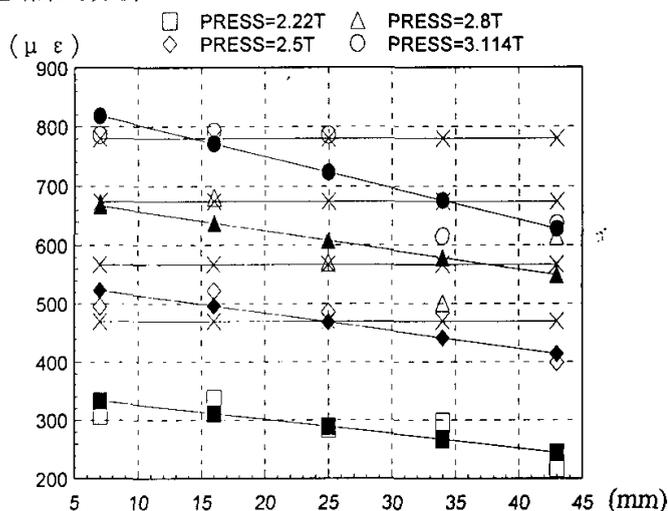


图 4.3 沿轴线方向的切向应变分布

一、胀接力的大小对胀接效果的影响：

经初步计算, 实验中在胀接力允许范围内选用不同的胀接压力在 WY-100 材料试验机上对单管模型(管板孔不开槽)进行橡胶胀管, 同时采用电测的手段来测得胀接过程中管板外径处沿轴线方向的应变分布, 从而找出胀接过程中管子和管板上应力的分布规律以及胀接压力对胀接效果的影响。

1. 胀接均匀性分析

从实验可以看出: 胀接过程中管子和管板中均存在轴向应力, 但是其数值很小, 可以忽略不计。因此在本文中只考虑切向应变和应力的影响。

图 4.3 所示为拉杆直径在 14mm 时不同胀接压力下沿轴线方向的切向应变分布。图中横坐标与加压方向一致, 从单管模型的上端开始度量。

图中标空心符号的点为测量值, 标“×”者为理论计算结果, 标实心符号的曲线为实验数据的拟合曲线。

从图中可以看出: 管板的切向应变随着胀接力的增大而增大, 且均低于理论计算结果, 二者之间的误差随着胀接力的增大而逐渐减小; 在同一胀接压力下, 沿加压方向切向应变呈缓慢减小的趋势。产生这种现象的原因主要有: (1) 胀管媒介体本身具有一定的硬度和内摩擦, 导致胀接时并不象液体那样均匀传力, 而是存在一定的能量损耗; (2) 在管子与胀管媒介体之间也存在着一定的摩擦力, 同样要消耗一部分压力, 但由此产生的胀接不均匀程度很小, 对胀接效果不会产生大的影响。

2. 胀接力的大小对胀接效果的影响

试验所得胀接力与胀接效果的关系如表 4.3 所示。

表 4.3 胀接力试验的部分结果

胀接力 (KN)	20.8	21.5	30	30	35	42	45
拉脱力 (KN)	9	13	15	14	22	14	32

观察以上结果可以看出: 胀接力越大, 所获得的接头拉脱力越大, 胀接效果越好; 但是, 相同的胀接力下, 胀接效果也有所差异。同时, 以单管模型理论计算所得胀接压力进行橡胶胀管, 完全能够达到 GB151-89 所规定的拉脱力要求。然而, 要增大拉脱力, 获得更好的紧固力和密封性能, 还需适当地增大胀接压力, 这是由多种因素造成的: 首先, 胀管进行时, 随着胀管媒介体截面积的增大, 管子内径才跟着胀大, 因拉杆的拉力恒定, 实际胀管的压力将随之减小。胀管过程中, 若要保证胀管压力恒定, 必须适当地增大胀接压力; 其次, 理论计算时没有考虑管子和管板间隙的影响、胀管媒介体与换热管内壁的摩擦以及胀管时保压时间和胀管效率的不同, 而这些因素对胀接效果都有直接的影响, 在同一胀接压力下胀管时, 胀管媒介体在高压下弹性渐差, 胀管效率逐渐降低, 所以得到的胀接

效果也就不同。因此，由于胀接效果是一个综合效应，如果胀接压力过高，有可能使管板孔局部或全部进入塑性状态而降低胀接的紧固力和密封效果，给大修带来困难和不便；但是，较高的胀接压力能使管子在未被破坏的情况下获得好的胀接效果。实际胀接时，为了减慢胀管媒介体的老化，延长其使用寿命，降低生产成本，防止管板的塑性变形，胀管压力不能过高，在合适的胀接压力范围内取较小值为宜。同时考虑胀管媒介体的老化情况和胀管效率的影响应适时适当调大油压。

二、胀管媒介体的材料性能和尺寸参数的选择：

1. 胶筒材料及性能

(1) 材料。本实验所采用的胀管媒介体是一种性能优异的高分子合成材料——聚氨酯弹性体，经多次试制，改变配方和工艺，使其具有很高的抗张性能和抗撕裂性能，耐磨性好，与金属的摩擦系数小，能够经受超高压的反复作用，卸压后仍能保持原有的形状和尺寸，使用寿命长，可满足橡胶胀管的要求、降低生产成本。本实验所用胀管媒介体由山西省化工研究所合成材料厂研制。

(2) 硬度。胀管媒介体硬度的选择要考虑其变形量和性能等多方面的因素。本实验所采用的胀管媒介体——聚氨酯橡胶的硬度范围很广。为了得到既具有好的流动性、胀接均匀、胀接过程中又不易发生塑性流动，抗张性能好且使用寿命长的合理硬度，实验中将胀管媒介体作成邵 A50-60°、60-70°、70-80°、80-90°、90-100° 和 100° 以上几种不同的硬度。结果表明：

A. 利用硬度低的胀管媒介体胀管时所获得的胀接效果优于硬度高的胀管媒介体，对拉杆直径在 $\Phi 14\text{mm}$ 以上的情况，当胀管媒介体的硬度超过邵 A80° 时，难以获得优良的胀接效果；

B. 胀接的均匀性与胀管媒介体的硬度有关，媒介体的硬度越低，胀接的均匀性越好。

2. 胶筒结构和几何参数

(1) 胶筒结构的选用

实验中，为了避免胀管媒介体发生塑性流动，在中间主胶筒的两边分别设置了两个特殊形状的密封圈，其硬度由中间向两边依次增高。取得了好的密封效果。

(2) 胶筒壁厚和长度的选择

为了获得橡胶胀管时的最佳胶筒壁厚以及胶筒壁厚对胀接效果的影响，我们根据管子内径和拉杆强度的要求，采用 2.5、3、3.5、4 以及 4.5mm 等几种胶筒壁厚进行试验，结果如表 4.3 所示。

表 4.3 胀接过程中胶筒的厚度和压缩量

胶筒壁厚 (mm)	胀接力 (KN)	胶筒压缩量 (%)	胀接长度 (mm)
-----------	----------	-----------	-----------

4.5	42	17.1	43.6
4.0	45	16.98	40
3.5	40	20	40
3.0	30	18.2	36
2.5	30	25.7	34

试验结果表明: A. 采用实验中所提供的几种壁厚的胶筒进行胀接时均能得到较好的胀接效果; B. 胀接压力和胶筒长度都相同时, 胶筒壁厚越大, 其压缩量越小, 所得胀接长度越长, 其变形和胀接的均匀性越好; C. 胶筒壁厚相同时, 胀接压力越大, 胶筒的压缩量越大, 胀接效果也越好; D. 从实验中还可看出: 胶筒壁厚和胀接压力不同时, 胶筒的压缩量在 11.8%-25.7%之间, 但绝大多数集中在 15%-20%之间。

实际生产中, 在选择胀管媒介体壁厚和长度时应注意以下几点: 首先, 要根据管子和管板材料的规格, 在满足拉杆设计强度要求的条件下, 从胀紧程度和生产成本的角度出发综合选取; 就我国换热器和锅炉生产行业而言, 根据管子规格不同, 胶筒壁厚在 2.5-6mm 之间选取; 其次, 在选取胶筒长度时应根据所要求的胀接长度和胶筒壁厚综合选取, 胶筒壁厚薄时, 压缩量取大些, 胶筒的壁厚大时, 压缩量取小些。胶筒的总长度取为胀接长度+胀接时的压缩量, 压缩量应根据实际胀接情况, 在 15%-20%内选取。

三、管子和管板的变形

表 4.4 橡胶胀管过程中管子与管板的变形量

管子长度 (mm)		相对缩短量 (%)	管板长度 (mm)		相对变形量 (%)
胀接前	胀接后		胀接前	胀接后	
71.55	71.10	0.60	50.10	50.00	0.20
70.07	69.80	0.39	50.40	50.39	0.02
71.22	70.86	0.90	50.09	50.04	0.10
71.25	70.95	0.42	50.14	50.12	0.04
71.70	71.10	0.84	50.36	50.34	0.04
71.60	71.04	0.78	50.12	50.08	0.08

机械滚柱胀管过程中, 管子发生轴向伸长和壁厚的减薄; 管板也常常随着胀接厚度、管子与管板的直径、材质、尺寸、以及胀紧度操作顺序等的不同而发生不同程度的变形, 给以后的维修带来很大的不便, 而且也经常成为换热器投入使用后发生故障的主要原因。实验表明: 橡胶胀管过程中, 管子没有发生轴向的伸长, 只是在与管板接触的两端有收缩的现象, 且管子的缩短量基本上在 1%以内, 大大小于机械滚柱胀管法中管子的伸长量, 而管板的形状和尺寸变化更是微乎其

微，不会对整个换热器的使用与维修带来任何的困难。如表 4.4 所示。

四、管子和管板间隙对胀接效果的影响

管子和管板之间的间隙对胀接效果有很大的影响。实验表明：在 GB151-89 规定的管子与管板的间隙范围内，间隙越大，达到同样的胀接效果所需的胀接压力就越高；相同的胀接压力下，其胀接接头的拉脱力和密封性就越差。如果管子与管板间隙超过 GB151-89 所允许的范围，则在很高的胀接压力下也难以达到很好的胀接效果。如表 4.5 所示。

表 4.5 管子与管板间隙对胀接效果的影响

管子与管板间隙 (mm)	胀接力(KN)	拉脱力(KN)
0.28	35	22
0.35	30	13
0.51	42	11
0.54	30	9
0.70	80	5

五、胀管裂纹和冷作硬化

橡胶胀管过程中由于作用于管子内壁的是均匀内压，胀接后遍及整个管子壁厚度的硬度分布是均匀的，且几乎没有冷作硬化^[7]。通过数十例胀管实验发现，换热管内壁无任何微细裂纹出现。

六、管板开槽宽度对胀接效果的影响

为了提高胀接接头的拉脱力和密封性，较为经济可靠的方法是在管板孔中开一道或多道环形槽。GB151-89 规定，在机械胀管中管板开槽宽度为 3mm，深度为 0.5mm，这一规定是人们多年来机械胀管经验的总结，而对于橡胶胀管这一新工艺而言，蒲原秀明、高田忠等人认为^[7]：开槽宽度在 6-10mm 内可得到满意的结果，这一范围内所得到的胀接接头的拉脱力和密封性远远超过机械胀管法的结果。对于液压胀管法，竹本昌史^[20]、Yokell^[36]等人提出：液压胀管时最佳槽宽 $W=1.1[0.5(d+D)t]^{1/2}$ ，其中：t 为管子壁厚，d、D 分别为管子内径和外径。实验中，采用相同长度的单管模型，单管模型上开了两道相同尺寸的环形槽，槽深为 0.3mm，宽度分别为 3mm 和 6-12mm。结果表明：槽宽为 3mm 时，不易在槽的边缘产生有效的环形密封带，而 6-10mm 则效果较好。从实验结果同样可以看出，管板的开槽不但有利于接头的密封性能，还可以提高接头的抗拉脱强度。槽的宽度对管板的强度并无太大的影响，若采用适当的槽宽，胀接压力足够大时，管子就会向管板槽内凹陷，在胀接接头受到拉脱载荷时，其阻力除了管板未开槽部分的摩擦力外还有管板的开槽部分的边缘对凹进的管壁的剪切作用，阻止了管子的轴向滑动。

另外, 换热管与管板间的摩擦系数对胀接效果有直接的影响, 在不提高胀接压力的条件下, 可以通过改变管板孔的加工粗糙度来调整管子与管板之间的摩擦系数, 来使得胀接接头的拉脱力和密封性能同时满足设计要求, 从而使胀接压力的选取既经济又可靠。本实验中管板孔粗糙度为 $R_a 12.5 \mu m$ 。

§ 4.2 小结

本章在实验室条件下对单管模型进行了橡胶胀接实验, 取得了橡胶胀管的主要工艺参数, 为胀管器的研制和换热器制造业中用橡胶胀管法进行管板胀接时提供了依据, 并得出以下结论:

1. 以理论计算所得胀接压力进行橡胶胀管时所得接头的拉脱力和密封性能能够满足换热器强度胀接的要求。若管板孔不开槽, 则强度胀接时需选用理论计算所得胀接压力范围内的较大值, 贴胀时可选用较小值; 如果选用本文中所推荐的管板开槽宽度进行橡胶胀管, 开槽宽度在 6-10mm 之间时, 较为适宜, 这样不仅可以得到密封性好、拉脱力高的接头, 而且在同样的条件下还可以降低胀接压力, 提高接头的可靠性和换热器产品的质量。在选取胀接压力时, 除应考虑管子和管板的性能参数和尺寸参数外, 还要参考胀接时的胀紧度要求和胀管媒介体的老化情况。

2. 胀接接头的密封性能和拉脱力除了与胀接压力、管子与管板的尺寸参数、材料性能参数有关外, 还与管板开槽宽度、管板孔光滑程度有关, 一般在合适的胀接压力范围内, 胀接压力越大, 拉脱力和密封性能越好, 管子与管板孔间的摩擦系数越大, 拉脱力越大, 但是其密封性能会有所下降。因此, 应根据实际的胀接要求来调整这几个参数之间的关系, 从而获得最佳的胀接效果。

3. 管子和管板之间的间隙对胀接效果也有较大的影响, 管子与管板间隙越大, 所需胀接压力越高, 胀接效果越差。因此, 橡胶胀管时应将管子和管板间隙限制在国标 151-89 所规定的范围内。

4. 经过实验验证: 橡胶胀管时, 所用胀管媒介体选用性能优异的聚氨酯弹性体时, 能满足橡胶胀管的要求, 其使用效果和寿命较长。胀接时, 根据不同的管子和管板的规格以及不同的胀接要求, 胶筒的壁厚在 2.5-6mm 之间, 压缩量在 15%-20% 之间、硬度在邵 A50-80° 之间选取。

5. 橡胶胀管实验表明: 用橡胶胀管法进行管板胀接时所得胀接接头均匀性好, 胀接质量稳定, 胀后换热管内壁没有胀接裂纹发生, 且沿管子壁厚方向硬度分布均匀。

从以上实验结果显而易见, 橡胶胀管法不仅具有机械滚柱胀管法所不可比拟的优越性, 而且在生产中是可行的。利用橡胶胀管法进行换热器管子和管板的胀

接，胀接质量均匀可靠、劳动生产率高、劳动强度低、胀接参数可以控制，具有较好的经济效益和社会效益。

第五章 橡胶胀管装置的设计和应用

前已提及, 换热器在电力、化工等行业中应用十分广泛, 其可靠性和使用寿命在很大程度上取决于管子与管板的联接质量。几十年来, 国内外换热器制造业中所普遍采用的机械滚柱胀管法是利用滚柱对换热管内壁的反复碾压来达到胀管的目的。这一方法有许多不足之处, 就其胀管的机理而言, 也不可能对其做出一个实质上的改进。因此, 开发高效率、高质量的胀接技术是当前换热器制造行业的一个重要课题。本文选择近年来在胀管领域出现的给管子内壁施以均匀内压的橡胶胀管法为研究对象, 从理论、实验和有限元模拟等方面对其进行了分析和研究, 证明了它的优越性和可实现性, 同时也为橡胶胀接器的设计和开发提供了参数和依据。为了将这一技术应用于生产实际, 并取得良好的经济效益和社会效益, 设计和制造一套操作和控制简便可靠、胀管效率高的胀管装置, 对于改变换热器制造业中劳动强度大、胀接质量不稳定、生产效率低的落后现状就将具有深远的现实意义。

§ 5.1 橡胶胀管器的设计

5.1.1 概述

70年代日本日立制作所研制了如图1.9所示的橡胶胀管装置。胀管时, 加压杆受到轴向的拉伸载荷, 管子的端部承受其反力, 胀管媒介体在轴向受到压缩载荷, 利用其在径向产生的鼓胀力进行胀管操作, 管子被均匀地扩张, 从而得到光滑的胀口。从实用性的角度出发, 本文设计了一种结构简单、操作方便、体积小、重量轻, 且适合我国换热器生产状况的新型橡胶胀管装置。这不仅有利于提高换热器胀口胀接质量的稳定性和产品的可靠性, 还能够改善工人的劳动条件, 降低劳动强度和对工人技术熟练程度的要求, 减少不科学的人为因素对生产的影响, 有利于降低生产成本, 提高经济效益和社会效益。

5.1.2 新型橡胶胀管装置的设计

本文所研制的新型橡胶胀管装置如图5.1所示。它由液压传动系统、液压油缸、拉杆、胀管媒介体和支持传力件等几部分组成。其胀管原理为: 由高压油泵提供的压力油经电磁换向阀进入油缸, 在加压杆和支撑套的联合作用下, 胀管媒介体轴向受压缩而产生径向的鼓胀力, 迫使管子和管板发生弹塑性变形。系统油压解除后, 在弹簧的作用下, 胀管媒介体恢复原来的形状和尺寸, 胀管头可以顺畅地从换热管中退出, 从而达到胀管的目的。

下面将就该胀管装置各主要部分的设计作一概述。

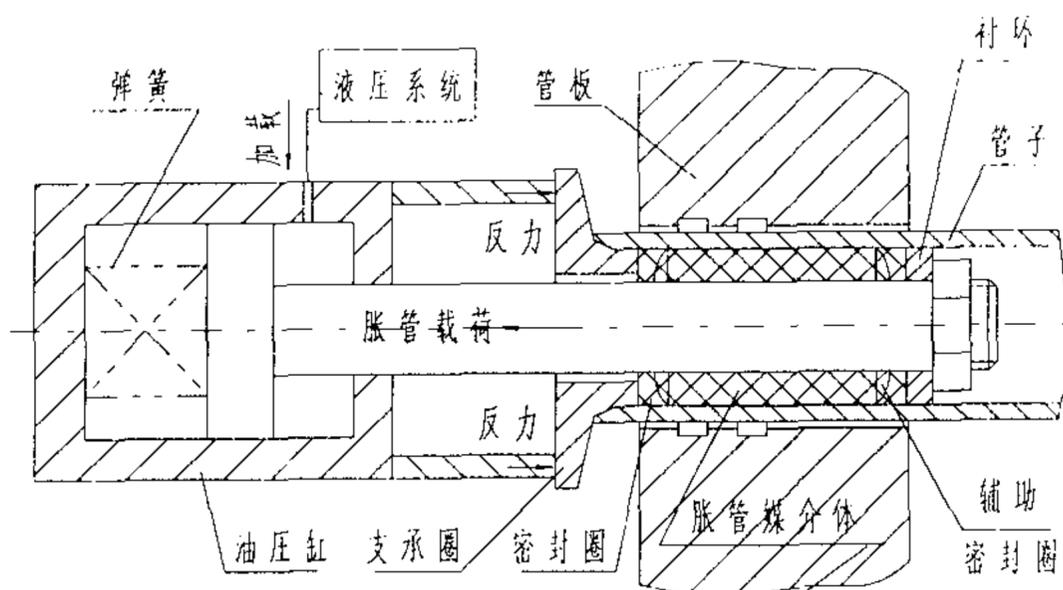


图 5.1 橡胶胀管装置简图

一、液压系统

新型橡胶胀管装置的液压系统原理如图 5.2 所示^{【25】【26】【27】}。在高压油泵的作用下，油箱中的压力油经电磁换向阀进入油缸活塞杆腔，推动活塞，对拉杆产生轴向的拉力。工作完毕后卸压，由弹簧将活塞复位，油缸中的压力油流回油箱。其中，油泵的压力由溢流阀调定。

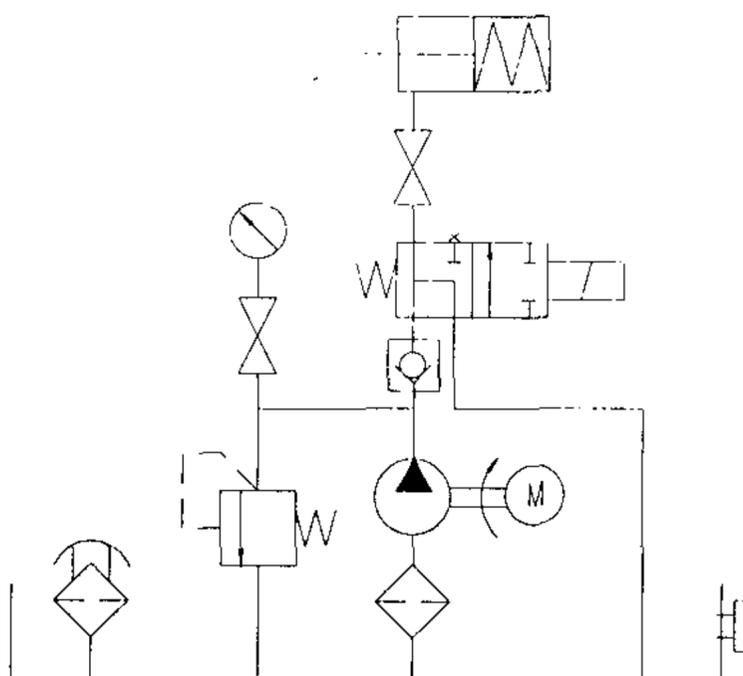


图 5.2 液压系统原理图

液压元件的动作顺序如表 5.1 所示。

表 5.1 液压元件动作顺序

动作要求	发讯元件		电磁铁	电机
	自动	半自动		
启动	0An	0An		
活塞缩进	1An	1An		
保压	压力继电器			
活塞杆伸出	时间继电器			
停止	1An	1An		

二、液压油缸

本胀接器油缸采用组合式推力弹簧复位油缸，单向液压驱动，回程借助弹簧力来使活塞复位。这种结构高压乃至超高压连接管路少，结构简单，操作安全，活塞最大行程为 30mm，活塞杆腔最大压力 80MPa。

三、胀管媒介体

本装置的另一主要特征是它所采用的胀管媒介体是一种性能优异的高分子合成材料——聚氨酯弹性体（又称聚氨酯橡胶），它是一种介于橡胶与塑料之间的弹性材料，既具有橡胶的高弹性，又具有塑料的高强度，与金属的摩擦系数小，它的伸长率大，硬度范围广，其杨氏模量介于橡胶和塑料之间，耐磨性非常好，高硬度下还具有较高的弹性、高的抗张强度、高的承载能力和高的抗撕裂强度。在 100~300MPa 的高压下，以每分钟 5~10 次的频率反复使用不发生塑性变形和软化。实际胀接时，应根据不同的胀接长度和管子规格选用不同的胶筒壁厚和长度。其中，胶筒外径为换热管内径 - (0.1~0.2)；胶筒长度应根据胀接实验结果，取为生产要求胀接长度 + 胀接时的压缩量；胶筒壁厚则按照换热管规格的不同而变化，如表 5.2 所示。

表 5.2 胶筒厚度

管子外径× 壁厚 (mm)	胶筒壁厚 (mm)	管子外径× 壁厚 (mm)	胶筒壁厚 (mm)	管子外径× 壁厚 (mm)	胶筒壁厚 (mm)
19×2	2.5	32×3	3	45×3	4.5
25×2	3	38×2.5	4	51×3	6
25×2.5	3	38×3	4	57×2.5	6
32×2	3	45×2.5	5	57×3.5	5

四、其它

根据我国换热器和锅炉制造业中所普遍使用的换热管的规格，在胀接器设计

中主要零部件采用统一规格,使拉杆和部分传力、支撑零件的结构和尺寸系列化,这样在胀接不同规格的管子和管板时,只需更换部分零件,就能够使用一个胀管器完成胀接,从而扩大了胀管器的使用范围,缩短了制造周期,降低了制造成本^[23]。

另外,该胀管器结构简单、体积小、重量轻、其上装有把手,操作和携带方便,操作时,只需按动开关,就可进行半自动的胀管作业;胀接时还可多个胀头、多人一起工作,可提高生产效率,缩短生产周期,降低了工人的劳动强度,节省了人力、物力和财力。

§ 5.2 小结

针对目前我国换热器制造业中胀管效率低、劳动强度大、胀接质量不稳定、操作时要靠工人凭经验来控制胀接接头胀紧程度的落后现状,本章从实用的角度出发,本着提高管子与管板联接质量,增加换热器产品的可靠性和使用寿命,提高生产率,降低成本的宗旨,研制和开发了一套结构简单、携带和操作方便、安全可靠、体积小、重量轻的新型橡胶胀管装置。

在该胀管装置的设计中,主要零部件采用统一规格,而与管子规格相关的其它零件和胀管媒介体结构尺寸系列化,并根据我国换热器和锅炉等行业中常用的换热器规格将这些数据列表,便于工程技术人员及操作者根据实际胀接要求,快速选用和更换零件,减少辅助工时,提高生产效率。

本装置所采用的胀管媒介体是一种性能优异的高分子合成材料——聚氨酯弹性体,它的抗张强度和抗撕裂强度高,耐磨性好,与金属的摩擦系数小,能够经受超高压的作用,反复使用而不损坏。

本文所设计的橡胶胀管装置结构简单、操作和控制容易,胀管时只需调定液压系统油压、按动按钮,即可实现快速的胀管作业而得到胀口质量均匀一致的胀接接头,且每个管孔的胀接只需几秒钟;同时,还可实现多人、多胀管头同时作业,有利于提高胀接质量和劳动生产率,减轻工人的劳动强度,减少生产中人为因素对胀接质量的影响,降低对工人技术熟练程度的要求,降低成本,提高经济效益和社会效益。

第六章 结论

本文所研究的给换热管内壁施以均匀内压、以橡胶为胀管媒介体的轴向加压软介质胀管法能够克服长期以来我国换热器制造领域中所普遍使用的机械滚柱胀管法进行管板胀接时劳动强度大、检验工作量大、胀接时主要靠工人凭经验操作和控制、胀接质量不稳定，且胀接参数无法准确确定、生产过程不科学等缺陷和不足，这一技术不仅是设备质量上的改进和技术上的发展，更重要的是利用这一工艺可以节省大量的财力和物力，比较适合我国换热器生产的现状，因而具有广阔的应用前景。理论分析、有限元模拟及工艺参数实验的结果表明：

1. 橡胶胀管时，为保证得到可靠的胀接质量，胀接压力 p_1 应在以下范围内选取：

(1) 下限：

$$p_{1\min} = (p_1'_{\min}, p_1''_{\min})_{\max}$$

其中， $p_1'_{\min} > (p_0 + \beta_r \sigma_{sr} \ln k) / C$

$$p_1''_{\min} > \frac{1}{C} \left(\frac{[q]}{f} + \beta_r \sigma_{sr} \ln k \right)$$

(2) 上限：

$$p_{1\max} = (p_1'_{\max}, p_1''_{\max})_{\min}$$

其中， $p_1'_{\max} = \beta_r \sigma_{sr} \ln k + \frac{K^2 - 1}{2K^2} \beta_R \sigma_{SR}$

$$p_1''_{\max} = \beta_r \sigma_{sr} \frac{k^2 - 1}{Ck^2}$$

2. 从本文中对胀接过程的有限元模拟分析结果可以看出：管板上管孔的分布形式和加载方式不同，相同的胀接压力下所得到的胀接效果也不同。管板孔按三角形分布时，在相同的胀接压力下所获得胀紧度优于管孔按四边形分布的情况；而胀紧度相同时，管板孔按三角形分布的管板所需的胀接压力较小。部分区域胀接时，受未胀接区域的影响，在相同的胀接压力下，管板一端加载和中间区域加载时所获得的胀接效果也不同：中间区域胀接时，由于结构和载荷的对称性，位移沿轴向的分布也较管板一端胀接时均匀；并且，在胀接效果相同时，单管模型

解析解所得到的胀接压力要小于真实管板部分区域胀接所需的胀接压力。因此，实际胀接时，应该按照实际工况、根据本文中所提供的方法对单管模型解析解进行相应的修正，以便得到最佳的胀接效果。

3. 单管模型的橡胶胀接工艺试验表明：利用橡胶胀管法进行管板胀接时，胀接生产率高，胀接参数可以控制，所获得的胀接接头拉脱力大、质量稳定可靠、残余应力低且均匀、过渡区变形平缓、胀后表面光滑、不易产生胀管裂纹、且胀管区无明显的加工硬化现象。因此，橡胶胀管法在生产中是可行的；同时为了改善胀管媒介体的工作状况、提高其使用寿命和胀管效率，在橡胶胀管时采取必要的密封措施是必要的。

4. 本文所设计的橡胶胀管装置体积小、重量轻、操作和控制可靠、容易，胀接生产率高，既适用于胀接多种规格的高精度等级的管子，又适用于普通精度等级的换热管与管板的胀接；并且，利用该装置还可以进行远程管板的胀管作业，一套装置可带有多个胀头，实现多人同时操作，可大大加快生产进度、改善工人工作环境。

5. 对理论计算、有限元模拟和工艺参数实验进行综合分析的结果表明：本文所给出的单管模型的假设和胀接工艺参数的确定方法是正确的，不仅可用于橡胶胀管法，而且适用于液压胀管等其它的软介质胀管法，对换热器的设计和制造都有一定的指导意义。

参考文献

- 1 张康达,洪起超. 压力容器手册. 北京: 劳动人事出版社, 1988
- 2 [日]高田忠, 久保田富雄等. 多管式热交换器制作におけるゴム扩管法. 压力技术. 1979, No1: P113—118
- 3 [日]蒲原秀明, 高田忠等. ゴム扩管法による热交换器の制作. 配管技术. 1979, No2:P43—47
- 4 Yokell, Stanley. Heat-Exchanger: Tube-to-Tubesheet Expanded Joints. Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel and Technology. May 1991, 113: 341—344
- 5 Krips, H ,Podhorsky, M. Hydraulic Expansion, a new method for anchoring of tubes. V&A KRAFTWERKS TECHNIC. 1976, 56(7)
- 6 Jaward, M. H. Clarkin, E. J. and Schuessler, R. E. . Evaluation of Tube-to-Tubesheet Juctions. Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology. 1987, 109 (2): 19—26
- 7 [日]蒲原秀明. 橡胶胀管法和他的应用. 化工与通用机械. 1980, 11
- 8 顾建强. 液压胀管极限压力及胀紧力的计算. 压力容器. 1993, 10(3):61—65, 46
- 9 王仲仁, 苑世剑等. 弹性与塑性力学基础. 哈尔滨工业大学出版社, 1997
- 10 蒋咏秋, 穆霞英等. 塑性力学基础. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 11 谭浩强. C 程序设计. 北京: 清华大学出版社, 1994
- 12 ALGOR FEAS 用户使用手册. 北京四通集团武汉四通公司, 1991
- 13 王焕定等. 有限元法及计算程序. 中国建筑工业出版社, 1997
- 14 [日]尾野馨. 高温高压热交换器的设计上の诸问题. 压力技术. 1972, Vol. 10. (2)
- 15 中国强制性国家标准汇编: 机械卷 1. 北京: 中国标准出版社, 1995
- 16 张如一, 陆耀楨. 实验应力分析. 机械工业出版社, 1981
- 17 汪大年. 金属塑性成形原理. 机械工业出版社, 1988
- 18 祝治训. 胀管技术及应用. 大氮肥. 1993, 3
- 19 熊志立译. 换热器胀口的问题及橡胶胀管法. 化工炼油机械通讯. 1979, 5
- 20 [日]竹本昌史. 列管式换热器的强度、液压胀管接头的拉脱紧固力. 压力容器. 1984, 1 (2)
- 21 王卫卫, 郭金铃. 软介质胀管中胀接压力的确定. 太原重型机械学院学报. 1997, 3
- 22 李文成. 换热管胀接的理论分析及胀接力的合理选择. 石油化工设备技术. 1986, 2
- 23 机械设计手册 (上、中、下). 第二版. 化学工业出版社, 1989
- 24 聚氨酯弹性体. 山西省化工研究所. 化学工业出版社, 1983
- 25 林建亚, 何存兴. 液压元件. 机械工业出版社, 1988
- 26 李慕洁. 液压传动与气压传动. 机械工业出版社, 1989

- 27 黄宏甲、黄谊. 机床液压传动. 机械工业出版社, 1986
- 28 Scott, D. A. Wolgemuth, G. A. and Aikin, J. A. Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints. Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology, 1984, 106:104—109
- 29 Soler, A. J. and Hong, X. Analysis of Tube-to-Tubesheet Joint Loading Including Thermal Loading. Trans. of ASME, J. of Applied Mechanics. 1984, 51:339—344
- 30 Goodier J. N. and Schoessw. G. J. The Holding Power and Hydraulic Tightness of Expanded Tube Joints. Trans. of ASME, Analysis of The Stress and Deformation. 1943, 2:489—496
- 31 Chaaban, A., Ma, H. and Bazergui, A. Tube-Tubesheet Joint: A Proposed Equation for the Equivalent Sleeve Diameter Used in the Single-Tube Model. Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology, 1992, 14: 19—32
- 32 Updike. D. P., Kalnins, A. and Caldwell, S. M. A Method for Calculating Residual Stresses in the Transition Zone of Heat Exchanger Tubes. ASME, PVP. 1978, 112
- 33 GB151-89 钢制管壳式换热器. 国家技术监督局, 1989
- 34 颜惠庚、张炳生、葛乐通、李培宁. 换热器的液压胀管研究(一)胀接压力的确定. 压力容器. 1996, 2
- 35 Yokell, S. , Expanded , and Welded-and-Expanded Tube-to-Tubesheet Joints. Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology, 1992, Vol. 114
- 36 Yokell, Stanley. Heat exchanger tube-to-tubesheet connections . Chemical Engineering. 1982, 2
- 37 Maxwell, C. A. , Practical Aspects of Making Expanded Joints . Trans. of ASME, July , 1943
- 38 American Society of Mechanical Engineering , 1989. Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division I, Appendix A
- 39 冯志良、冯素霞、朱巨贤. 关于列管式换热器管子与管板胀接的几个问题. 化工与炼油机械. 1980, 11
- 40 方家厚、赵子明. 超高压液压技术在胀管中的应用. 锻压机械. 1982, 2: 8—13
- 41 高木六弥(日). 塑性と加工, 1982, 23 (255)
- 42 施建平、陈永宁. 橡胶胀管强度胀接试验. 压力容器. 1989, 11
- 43 颜惠庚、张炳生、葛乐通、李培宁. 换热器的液压胀管研究(二)残余接触压力与摩擦系数. 压力容器. 1996, 13 (4)
- 44 陈永宁、施建平. 橡胶胀管法在钛换热器制造中的应用. 压力容器. 1989, 16 (4)

致谢

本文是在导师李双义教授和吴日高级工程师的悉心指导下完成的。导师严谨的治学态度和科学思维方式使我受益匪浅。今后将时刻学习和铭记。

我还要特别感谢太原重型机械学院的王卫卫教授和宋建丽老师在我的论文完成过程中，给予的鼎力支持和帮助。在本论文的实验中给予帮助的老师 and 同仁们，在此一并表示感谢。