

论文题目：矿用高强度圆环链冲击性能分析

专 业：机械设计及理论

硕 士 生：杨芝苗

(签名) 杨芝苗

指导教师：龚晓燕

(签名) 龚晓燕

薛 河

(签名) 薛河

摘 要

矿用高强度圆环链是刮板输送机与采煤机的主要牵引设备，其动力学特性对输送机系统安全运行起着非常重要的作用。针对刮板输送机运行过程中可能出现的卡链事故，本文对矿用圆环链的冲击性能进行了比较详细的分析和研究。

本文在对冲击动力学理论和显式积分算法分析的基础上，确立了圆环链有限元动态特性分析的基本技术方案。在此基础上，借助 ANSYS/LS-DYNA 软件，分别建立了卡链冲击条件下完整圆环链、含缺口圆环链，以及 Izod 冲击试验条件下 J 型圆环链的有限元模型。并通过对这些有限元模型的模拟计算，分析了完整圆环链在卡链冲击后中间链环的速度、加速度，链环截面最大主应力、等效应力、剪切应力、第一准则应变和总系统能量；分析了焊接部位含缺口圆环链在卡链冲击后缺口两端的速度、加速度，缺口处最大主应力、等效应力、剪切应力、第一准则应变；分析了 Izod 冲击试验数值模拟情况下矿用圆环链试件缺口处的最大主应力、等效应力、剪切应力和第一准则应变。特别是对缺口部位最大主应力、等效应力和最大剪切应力进行了详细分析。通过分析得出，在特定冲击载荷下，完整圆环链未出现失效，而含缺口圆环链在靠近圆环链内侧缺口处出现了失效；含缺口圆环链 J 型试件在 Izod 冲击下失效首先出现在缺口中间位置，并向缺口两侧与圆环链内部扩展。

本文工作和分析结果为圆环链优化设计和进一步实验研究提供了一定的理论基础。

关 键 词：圆环链；有限元；LS-DYNA；动态特性；冲击

研究类型：应用研究

本课题受到日本 KITO 公司合作项目的资助。

Subject : Analysis on Impact Property of Mining High Strength Ring Chain

Specialty : Mechanical Design and Theory

Name : Yang Zhimiao

(Signature) Yang Zhimiao

Supervisor : Gong Xiaoyan

(Signature) Gong Xiaoyan

Xue He

(Signature) Xue He

ABSTRACT

High-intensity mining link chain is a main towing component in scraper conveyers and coal shearers. The dynamic character of the link chain plays a very important part in the reliable operation of the conveyer system. Because the link chain might be blocked during the conveyer operation, the impact property of the mining link chain was discussed and analyzed in this study.

The basic technical scheme of the finite element dynamic analysis for mining link chain was established based on understanding the impact dynamic theory and explicit integral algorithm. Firstly, a finite element model of finished link chain was established, and the velocity, acceleration, maximum principal stress, Von Mises stress, shear stress, first principal strain and system energy of the finished chain were analyzed under a blocked situation. Secondly, a finite element model of link chain with V notch was established, and the velocity, acceleration, maximum principal stress, Von Mises stress, shear stress, first principal strain and system energy of the link chain with V notch were analyzed under the blocked situation. Finally, a finite element model of J-shape link chain in Izod impact test was established, and the maximum principal stress, Von Mises stress, shear stress and first principal strain of J-shape specimen under Izod impact test condition were analyzed. Especially, the maximum principal stress, Von Mises stress and Tresca stress in the notch area were detailedly analyzed in this study.

The results shows that the crack would be initiated and propagated from the inner part of the V notch area for the link chain with V notch, and the crack would be initiated and propagated from the two sides of the bottom in the V notch area in Izod impact test with J-shape specimen. The results would provide a theoretical basis for the link chain optimized

design and experimental study.

Keywords : Link chain FEM LS-DYNA Dynamic property Impact;

Research Type: Application Fundamentals

This work was financially supported by KITO Cooperation Company of Japan

西安科技大学

学位论文独创性说明

本人郑重声明：所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及其取得研究成果。尽我所知，除了文中加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人或集体已经公开发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得西安科技大学或其他教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：杨茜 日期：

学位论文知识产权声明书

本人完全了解学校有关保护知识产权的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属于西安科技大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版。本人允许论文被查阅和借阅。学校可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。同时本人保证，毕业后结合学位论文研究课题再撰写的文章一律注明作者单位为西安科技大学。

保密论文待解密后适用本声明。

学位论文作者签名：杨茜

指导教师签名：

魏光燕

2009年5月16日

1 绪论

1.1 问题提出

随着煤炭工业机械化的发展,大功率高效采煤机和长距离、大功率输送机迅速增加,对大规格的矿用高强度刮板输送机的圆环链提出了更高的要求。对于我国的煤炭行业来说,圆环链是采煤机和刮板输送机牵引机构的首选。刮板链条具有牵引、导向、传递动力和推移货物载荷的功能。其结构由链条、刮板和接链器组成,是一个闭式循环系统。刮板链条分为单中链型、中双链型、中边链型和边双链型等四种结构型式。链条为矿用高强度圆环链,是由多个单链环组编和焊接而成的链节构成。圆环链的材质采用 20MnVB、23MnNiCrMo 等高强度合金钢棒料,经过剪断、压弯、组编、成形、焊接、去焊刺、热处理、预拉伸和浸漆等多道工序制成。圆环链具有强度高、弯曲性能好、重量轻、装拆方便的优点,所以矿用刮板输送机全部采用这种链条,取代了套筒滚子链和可拆模锻链。根据传递功率大小的不同,圆环链的棒料直径和节距也相应不同,我国矿用高强度圆环链有 $\Phi 10 \times 40$ 、 $\Phi 14 \times 50$ 、 $\Phi 18 \times 64$ 、 $\Phi 22 \times 86$ 、 $\Phi 24 \times 86$ 、 $\Phi 26 \times 92$ 、 $\Phi 30 \times 108$ 和 $\Phi 34 \times 126$ 等 8 种规格的链条^[1],其强度等级有 B、C、D 三种。在本文的分析中采用工程中比较常用的 $\Phi 18 \times 64C$ 级圆环链。

圆环链由于传动简单、紧凑、工作可靠、牵引力大、寿命长、可弯曲、能较长距离传动、耐腐蚀等特点,广泛应用于水泥锅炉、电力、吊装、捆绑、船舶、港口、捕鱼、采掘、矿山、石油、铁路、机械、食品加工、军事、航空航天、建筑装潢、体育健身等行业。作为矿用高强度圆环链,由于其工作环境特殊和恶劣,对圆环链有更高的要求,作为牵引设备,其安全性能是至关重要的。

刮板链在工作过程中要承受较大的静载荷和动载荷,经常处于受冲击和脉动负荷下运行,并受到摩擦。圆环链在出厂前都要经过最小静拉断力和试验负荷下的最大延伸率,以及疲劳等性能试验,但是没有对圆环链进行冲击试验。据统计,刮板链的故障约占刮板输送机故障比例 60% 以上,可分为断链、跳牙、跳动、飘链、落道以及刮板损坏等,其中对生产影响最大的是断链故障。

断链是刮板链故障中最严重的一种,可以说是刮板链各种故障发展的最终结果。据对一个机械化矿井的事故统计,断链故障所影响的产量占全井机电事故影响产量的 36%。

断链的直接原因是链环本身当时所具备的静态破断载荷强度,承担不了外加冲击负荷而引起的。据统计,日本三井三池 MSD 型刮板输送机约每运 8~10 万吨煤断链一次;英国安德森公司的 LM500 型刮板输送机约运煤 5~6 万吨断链一次;国产 SGW-44 型以

及 80T 型刮板输送机, 大约每运煤达 1500~2000 吨要发生一次断链故障。

引起刮板链断链原因主要是链条在运行中突然被卡住, 如溜槽对口错位、挂住了刮板或链环, 在此情况下, 轻则要消耗相当于空载功率的 30%~50% 能量, 重则造成刮板弯曲、断裂或断链。所以一般要求中部槽的尺寸公差是 $\pm 2\text{mm}$, 错口尺寸不得超过 2mm。在运行中某刚性物件的一端在溜槽中、另一端被卡在煤帮或输送机槽帮或机旁的其它固定物上, 此时会对刮板链产生难以估计的冲击力, 致使其断裂; 还有因巷道顶板不够高、机头较高, 当大块煤被运到机头处时, 卡在刮板输送机与顶板之间, 对链条产生冲击造成断链。因链子过松, 在机头链轮下面形成卷链并与下槽入口处相卡时亦可造成断链故障^[2]。

在刮板输送机断链故障中, 由于卡链冲击而造成的断链故障占很大比例, 也是不可预见的。由于刮板输送机圆环链工作的特点, 圆环链损伤较严重, 从而导致卡链后断链的可能性增大。因此对矿用高强度圆环链的冲击特性进行研究是很有现实意义的。

工程实践中对圆环链的选型设计通常采用的是传统的静态分析设计方法, 该设计方法是积累多年短距离圆环链的设计和使用经验而成的, 其中在对圆环链的分析过程中是将圆环链视为刚体, 用集中质量来求动载荷或将链条视为均质杆, 用纵杆理论来求动载荷, 这样就很难真实揭示传动链产生动载荷的规律和运动过程中的本质问题^[3]。本文对圆环链动态特性的分析主要采用有限元分析法, 这种方法是从研究有限大小的单元力学特性入手, 最后得到一组以节点位移为未知量的代数方程组。应用现成的计算方法, 得到节点处需求未知量的近似值。目前国际上较大型的面向工程的有限元通用程序达到几百种, 其中应用最为广泛的是 ANSYS, 在本分析中借助 ANSYS/LS-DYNA 程序, 对圆环链的冲击过程进行数值仿真。

1.2 国内外研究现状

早在 1956 年, 德国工程师莫林的光弹实验表明, 圆环链承受拉伸负荷时其直边内侧和部分圆弧外侧呈拉应力状态, 而直边外侧和部分圆弧内侧呈压应力状态。在 60 年代末, 国外就有科学家提出了圆环链的规范^[4]。70 年代起, 国外就陆续对矿用圆环链传动性能进行试验性研究^[5], 早期的研究主要集中在圆环链的工程开发上, 随着研究的深入, 逐渐形成理论。80 年代研究人员更注重圆环链的设计基础研究, 通过研究开发出适合多种使用环境的圆环链^[6]。对于圆环链的动态特性研究较早的是 80 年代后期, 研究人员建立了对链传动系统进行动态分析的模型^[7]。

圆环链环环相扣, 只要一环断裂, 将会使整个工作面停工, 并可能会带来非常严重的后果, 考虑到安全性, 国外许多研究人员对圆环链的失效问题进行了研究, 包括圆环链的材料、受力、使用安全等因素^[8-10]。在国外对圆环链的研究依据各国的国情不一样, 所研究的深入程度也不一样, 在欧洲因为有传统的圆环链条制造业, 所以对圆环链的应

用和研究要更多一些,对圆环链研究的理论也更成熟。西方学者最早对圆环链的研究主要是理论计算,利用理论力学与材料力学的理论计算圆环链在使用过程中的受力情况。随着计算机的发展和普遍应用,逐渐使用数值模拟的方法进行研究,研究圆环链在使用过程中应力的分配和传递,主要工具是工程有限元法(FEM)。而在美洲由于早期圆环链的使用基本没有,所以企业和研究机构对圆环链的研究相对来说要少一些。近年来随着圆环链的广泛应用,对圆环链的研究也进一步增多。西方国家对圆环链的技术研究除了应用在产品的开发上,开始主要是采用传统的理论计算,随着工程上要求的不断提高、分析的深入和计算机的发展,由最初的理论分析和现场试验逐步发展到采用有限元软件进行数值模拟分析,用有限元软件对链条进行分析能更直观地得到分析的结果,在分析过程中可以对链条进行仿真和优化设计,在计算机环境中进行拉伸、挤压和冲击试验的数值模拟^[11~12]。

我国从70年代起就已经有对矿用圆环链的理论研究,较早的研究主要集中在圆环链的编链、焊接、整形、热处理等工艺过程上。对圆环链的受力分析研究起于80年代,较早应用有限元法计算分析矿用圆环链的是哈尔滨煤矿机械研究所的李源吉,他提出通过圆环链的有限元计算可以更精确地了解链环各部分的位移和应力情况,可确定破坏部位,进而有可能提出进一步改进链环的形状和尺寸,提高承载能力的依据^[13]。90年代我国对于圆环链的研究进入了繁盛时期,发表了大量关于矿用圆环链的研究成果。1996年西安科技大学李明、薛河等人对圆环链进行了初步应力分析^[14],给后面的学者提供了重要参考。五邑大学刁叔均、西安科技大学聂文杰、薛河等应用有限元对圆环链进行了力学特性分析^{[15][16]},这是有限元应用于矿用圆环链分析的一个升级。在力学分析基础上,煤炭科学研究总院的罗庆吉对矿用圆环链的疲劳失效进行了详细的分析^[17]。由于圆环链在受拉伸过程中,链环圆弧接触部位变形最大,受力也最复杂,所以西安科技大学程安宁对圆环链间的接触应力进行了详尽的分析,用弹性力学理论分析了圆环链受拉伸时的接触应力状况,讨论了圆环链受拉伸时弹性变形的补偿问题^[18]。随后西安科技大学李美霞、朱华双等人对接触应力场进行了有限元分析^{[19][20]}。在前面的分析中,大多是针对圆环链静力学研究,对于圆环链动力学分析开始较早的是西安科技大学龚晓燕、施晓俊、薛河,煤炭科学研究总院的申进杰等人,他们借用ANSYS/LS-DYNA软件分析了圆环链在卡链状态下的动态特性响应过程^{[21][22]}。作为同一课题组课题的延伸,本研究就是在此基础上展开,分析不同冲击条件下、不同圆环链试件卡链冲击状态下的动态响应过程。本课题隶属于本校与日本著名电动葫芦生产公司KITO公司的合作项目,项目的主要内容为借助软件ANSYS/LS-DYNA模拟仿真不同的圆环链试件受Izod冲击和Charpy冲击后的动态响应过程,为日本圆环链行业的冲击试验标准的制定提供参考依据。

由于矿用圆环链的特殊性和重要性,对矿用圆环链的研究在不断进步。理论研究工作者除了对圆环链的理论研究外,对矿用圆环链的故障分析和预防的研究也是很多的。

对矿用圆环链故障研究较多的是工程人员,上海大屯能源股份公司的朱屹生^[23]、神府东胜煤炭公司孙福群^[24]、煤炭研究院刘春^[25]等人分别对刮板输送机断链故障进行了分析,并提出了预防措施,对工程上矿用圆环链的使用和维护很有指导意义。

我国于 90 年代初建成了矿用圆环链传动试验台,开始对这种矿用高强度圆环链传动以及其他一些问题进行试验性研究^[26]。2004 年 2 月 26~27 日,由中国煤炭工业设备管理协会组织,多家大型煤矿机械厂共同倡议,15 家矿用链条生产企业参加的企业座谈会暨煤炭工业设备管理协会矿用圆环链专业委员会成立会议在北京召开,该委员会的成立将更好的规范矿用圆环链的行业标准、加强产品的质量、提高我国矿用圆环链在国际上的竞争力^[27]。

随着计算机的广泛应用和有限元软件的不断升级,借助计算机对机械产品进行数值模拟仿真分析成为现代研究分析的重点。前期主要是应用 ANSYS、SOLIDWORK、UG 等软件对圆环链进行弹塑性分析,后期研究人员更多的是用 LS-DYNA、ADINA、ADEMS 等进行矿用高强度圆环链的动态仿真分析。

1.3 课题的研究内容、研究方法、技术路线

1.3.1 研究内容

本课题作为国际合作项目的一个延伸,主要的研究内容包括以下几个方面:

(1) 对矿用高强度圆环链动态特性研究的成果和方法进行分析;

包括国内外矿用高强度圆环链的研究动态及发展趋势以及动态显式有限元法及其在通用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA 中的应用,掌握冲击动力学方程建立和求解的一般过程。

(2) 矿用高强度圆环链动力学模型的建立;

包括矿用高强度圆环链传动系统接触动力学模型、材料模型等的建立以及圆环链有限元模型的建立。

(3) 矿用高强度圆环链动态特性分析;

包括完整矿用高强度圆环链卡链冲击状态下的动态特性分析;含 V 形缺口的矿用高强度圆环链卡链冲击状态下的动态特性分析;矿用高强度圆环链 Izod 冲击试验数值模拟的动态特性分析。

1.3.2 研究方法

拟采取的矿用高强度圆环链动态特性分析研究方法如下:

(1) 根据冲击方法的不同,在 ANSYS/LS-DYNA 中分别建立矿用高强度圆环链完整链环的简化有限元模型、含 V 形缺口的圆环链简化有限元模型、Izod 冲击试验的数值

模拟有限元模型。

(2) 把在前处理中建立好的有限元模型在设置求解控制后导入 LS-DYNA 求解器进行求解计算。

(3) 在 LS-PRE/POST 中提取圆环链单元的速度、加速度、应力值和系统的能量值, 在 ANSYS 通用后处理器 GENERAL 中提取矿用高强度圆环链缺口部位的不同时刻的应力应变云图。

1.3.3 技术路线

本课题以矿用高强度圆环链为研究对象, 针对矿用高强度圆环链的特点, 主要采用非线性显式有限元方法来进行矿用圆环链受冲击情况下的动态特性分析。对完整链环卡链冲击、含缺口链环卡链冲击和圆环链试件 Izod 冲击试验等的动态特性进行研究和分析, 针对以上提出的研究内容和方法, 本文采用的技术路线如图 1.1 所示:

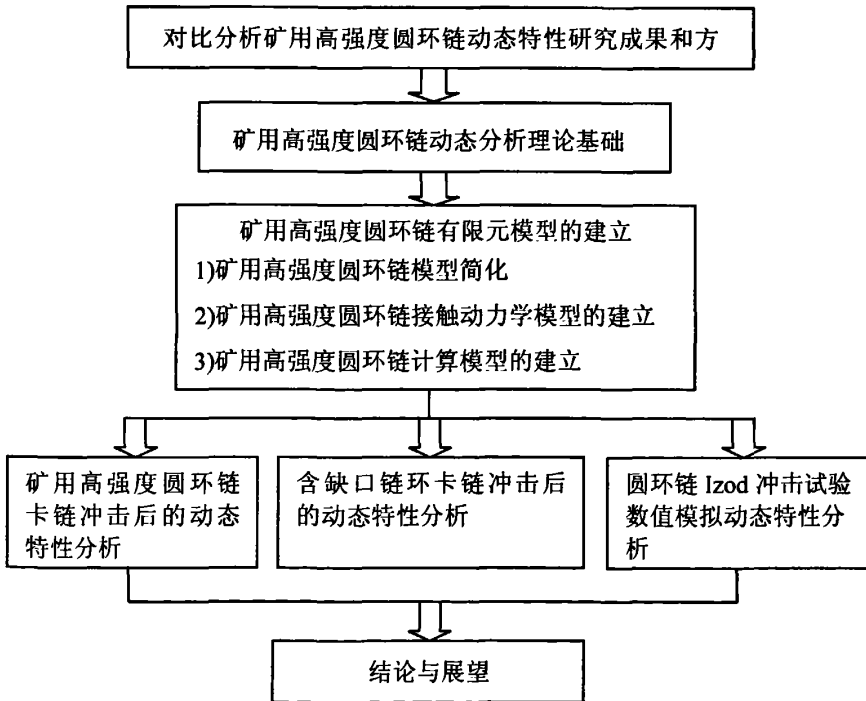


图 1.1 技术路线

2 高强度圆环链动态分析基础

2.1 冲击动力学原理简介

动力学是研究物体机械运动与其上作用力之间的关系科学，动力学结合静力学和运动学的知识，对物体的机械运动进行全面的分析，研究作用于物体上的力与物体的质量及其运动变化之间的关系。动力学知识在工程技术或科学研究中具有极广泛的应用。

质点动力学的基本定律是牛顿在总结前人，特别是伽利略的研究成果的基础上，于1687年在其著作《自然哲学的数学原理》中提出来的，通常称为牛顿第三定律。这些定律是动力学的基础^[28]。

第一定律：任何质点都保持其静止的或作匀速直线运动的状态，直到它受到其他物体的作用而被迫改变这种状态为止。

此定律表明：质点必须受到其它物体的作用时，也就是受到外力的作用时，才会改变其运动状态，即外力是改变质点运动状态的原因。

第二定律：质点受力作用而产生的加速度，其方向与力的方向相同，其大小与力的大小成正比，而与质点的质量成反比，即

$$ma = F \quad (2.1)$$

式中 m 和 a 分别表示质点的质量和加速度； F 表示作用于质点上的外力。此方程给出了作用于质点的力、质点的质量和质点的加速度三者之间的关系，称为质点动力学基本方程。由第二定律可知，不同外力作用在质量相同的质点上时，外力较大的质点获得的加速度较大，外力较小的质点获得的加速度较小；相同外力作用在质量不同的质点上时，质量较大的质点所获得的加速度较小，质量较小的质点所获得的加速度较大。这说明，质量较大的质点保持其运动状态的能力较强，即惯性较大。质量较小的质点保持其运动状态的能力较弱，即惯性较小。

第三定律：两个物体间的作用力与反作用力，总是大小相等、方向相反，沿同一直线，且同时分别作用在这两个物体上。

由牛顿第二定律直接导出且含有表示质点的位置或速度对时间的变化率的方程成为质点的运动微分方程。质量为 m 的质点 M ，在合力 $F = \sum F_i$ 作用下，沿某一空间曲线运动，如图 2.1 所示。某瞬时，质点位于 M 点，其加速度为 a ，由运动学知

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2r}{dt^2} \quad (2.2)$$

式中， v 为质点 M 的速度； r 为质点 M 相对于某固定点 O 的位置矢量。将式(2.2)代入式(2.1)后可得

$$m \frac{dv}{dt} = F \quad (2.3)$$

或

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} = F \quad (2.4)$$

这就是质点运动微分方程的矢量形式。

在工程实际中，所碰到的研究对象往往不是一个点，也往往不能简单地简化为单个质点，而必须把它看作是有限个或无限个相互联系在一起，并构成一个运动整体的一群质点所组成的系统，称为质点系。

质点系的动力学问题可以由质点运动微分方程求解，对每一个质点建立一个运动微分方程求解，但是微分方程组的积分问题有时往往很难求解，甚至不可求解。而讨论质点系的运动往往只需要了解整体的机械运动规律，质点系整体的机械运动规律可由其动量、动量矩及动能等物理量表示。

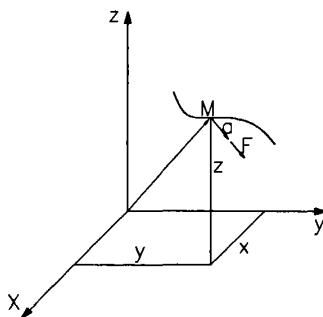


图 2.1 质点运动曲线

质点的动量：古典力学中，认为质点的质量为常量，因此，质点运动微分方程(2.3)可改写为

$$\frac{d(mv)}{dt} = F \quad (2.5)$$

式中，质点质量与速度的乘积 mv 称为质点的动量，并用符号 P 表示，即 $P = mv$ 。动量 P 为一矢量，其方向与速度 v 的方向是一致的。

动量是用来表征物体在某瞬时移动的机械运动强弱的一种物理量。

由质点的动量推出质点系的动量为

$$P = \sum_{i=1}^n m_i v_i \quad (2.6)$$

2.2 冲击试验简介

衡量材料抗冲击能力的指标用冲击韧性来表示，冲击韧性越大，表示材料抗冲击能力越强，冲击韧性是通过冲击试验来测定的。通过这种试验可以在一次冲击载荷作用下显示试件缺口处的力学特性（韧性或脆性）^[29]。冲击试验的原理是利用能量守恒原理，用能量法研究冲击问题，只需要考虑冲击过程的起始和终止两个状态的动能、位能（包括变形能）。冲击锤与冲击试样两者的质量相差悬殊，冲断试样后所带走的动能可以忽略不计，同时亦可以忽略冲击过程中的热能变化和机械振动所损耗的能量，根据能量守恒定理可以认为冲断试样所吸收的冲击功，即为冲击锤前后所处位置的位能之差^[30]。

冲击试验有两种最基本的形式：摆锤冲击和落锤冲击。其中摆锤冲击试验在材料试验中用得最为广泛。摆锤冲击形式有三种冲击方法，分别是：Izod 冲击试验方法、Charpy 冲击试验方法和拉力冲击试验方法。

Izod 冲击试验又称悬臂梁式冲击试验，是一种常用的抗冲击性能测试方法。Izod 冲击试验的过程是用一自由落下的摆锤去撞击一垂直放置的试样，试样的下端用支撑台固定，试样一般是带刻痕的，即在冲击试件上开 U 形槽或 V 形槽，这样可以在切槽附近产生高度应力集中，使切槽附近区域吸收较多的冲击能量。Izod 冲击强度反映出试样遭受撞击破坏时摆锤的能量损失，可以用单位试样宽度的能量或单位试样截面的能量来表示，即冲击韧性。然而不论是冲击功还是冲击韧性都没有反应出试样冲断过程中的受力和位移大小，因此也没有反应出冲击能量的变化过程（即弹性、塑性和断裂过程），不能反应出材料的脆性^[31]。所以利用有限元软件模拟仿真 Izod 冲击试验过程，可以提取试样任何一个节点和单元的各种性能参数，并能观察到试样在冲击过程中任何位置的应力应变情况。

2.3 动态显式有限元法简介

有限元理论根据求解原理的不同可分为静态隐式求解和动态显式求解。在静态隐式算法中，在每一增量步内都需要对静态平衡方程迭代求解。理论上在这个算法中的增量步可以很大，但是实际运算中要受到接触以及摩擦等条件的限制。随着单元数目的增大，计算时间几乎呈几何级数增大。同时需要矩阵求逆以及精确积分，对内存要求也很高。隐式算法的不利方面还有收敛问题不容易得到解决以及当开始起皱失稳时，在分叉点处刚度矩阵出现奇异等。动态显式算法的最大优点是有很好的稳定性。另外，动态显式算法采用动力学方程的中心差分法进行显式时间积分，不需求解联立方程，不用直接求解切线刚度，不需要进行平衡迭代，计算速度快，不存在收敛控制问题。该算法需要的内存也比隐式算法要少。数值计算过程可以很容易地进行并行计算，程序编制也相对简单。但是显式算法要求质量矩阵为对角矩阵，而且只有在单元级计算尽可能少时速度优

势才能发挥,因而往往采用减缩积分方法,这样容易激发沙漏模式,影响应力和应变的计算精度。虽然静态隐式算法在处理小问题时比动态显式算法更为有效,但是在大型运动系统中,往往采用动态显式算法^[32]。动态显式有限元方法使用很小的时间步长以满足求解的稳定性要求,这对于提高接触处理精度非常有利,矿用圆环链传动系统主要是通过接触来实现的;同时,矿用圆环链动力学问题需要耗费大量的计算时间,如何提高求解速度是求解的主要矛盾。由于动态显式有限元不需要平衡迭代,针对矿用圆环链的动力学问题,它比静态隐式有限元方法的求解效率优越,并且在矿用圆环链动态特性分析中动态显式算法比静态隐式算法更接近矿用圆环链运动的本质。

2.4 动态显式有限元法的关键算法及 LS-DYNA 简介

2.4.1 非线性动态显式有限元法的基础算法

目前,在国内外广泛的用于动态分析的主要应用软件,不论是 LS-DYNA,还是 MSC-MARC 等非线性显式有限元程序,其算法都是基于以下方程:

(1) 动量方程

$$\sigma_{ij} + \rho f_i = \rho \ddot{x}_i \quad (2.7)$$

式中: σ_{ij} ——柯西应力, f_i ——单位质量体积力, \ddot{x}_i ——加速度, ρ ——当前质量密度。

(2) 质量守恒

$$\rho = J\rho_0 \quad (2.8)$$

式中: J ——体积比, ρ_0 ——初始质量密度。

(3) 能量方程

$$\dot{E} = VS_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} - (p+q)V \quad (2.9)$$

式中: \dot{E} ——能量对时间的微分, V ——现时构形体积, $\dot{\epsilon}_{ij}$ ——应变率张量, q ——体积粘性阻力。

$$\text{偏应力 } S_{ij} = \sigma_{ij} + (p+q)\sigma_{ij} \quad (2.10)$$

$$p = -\frac{1}{3}\sigma_{kk} - q \quad (2.11)$$

(4) 边界条件

实际结构矿用圆环链运动过程动态特性的边界条件包括位移和接触边界条件。

a. 位移边界条件

$$x_i(X_j, t) = K_i(t) \quad (2.12)$$

式中： $X_j (j=1,2,3)$ —— $t=0$ 时的位移， $K_i(t) (i=1,2,3)$ —— 给定位移函数。

b. 滑动接触面间断处的跳跃条件

$$(\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-)n_j = 0 \text{ 当 } x_i^+ = x_i^- \quad (2.13)$$

2.4.2 LS-DYNA 简介

近年来，结构动力仿真方面的研究工作和工程应用都取得了迅速的发展，20 世纪 90 年代中后期，著名的通用显式动力分析软件 LS-DYNA 被引入中国，很快在相关的工程领域中得到广泛的应用，目前已成为国内科研人员开展数值实验的有力工具。

LS-DYNA 是一个功能非常强大的动态显式有限元软件，是目前应用最为广泛的动态显式有限元软件，它对几何非线性、材料非线性和接触非线性都有非常好的解决办法。它是一个以显式为主、隐式为辅的通用非线性动力分析有限元程序，可以求解各种二维、三维非线性结构的动力响应问题^[33]。其基本显式算法以及多物质 ALE 等高级算法特别适用于分析各类高度非线性的结构动力学问题，还可以求解各种流体以及流固耦合非线性动力学问题。

2.4.3 LS-DYNA 的仿真算法

目前已经发展的数值解法分为两类：一类以有限差分法为代表，其特点是直接求解基本方程和相应定解条件的近似解，但对于几何形状复杂的问题求解困难；另一类数值分析方法是首先建立和原问题基本方程及相应定解条件相等效的积分想法，然后据此建立近似解法。如果原问题的方程具有某些特定的性质，则它的等效积分提法可以归结为某个泛函数的变分，相应的近似解法实际上是求解泛函数的驻值问题。等效积分形式可以通过分步积分得到它的“弱”形式，且可利用提高权函数的连续性要求来降低待求场函数的连续性要求。

(1) 控制方程：

LS-DYNA 采用 Lagrange 描述增量法，在 $t=0$ 时刻的初始构形中，典型质点 X 的

坐标为 X_i ($i=1,2,3$), 在任意时刻现时构形中, 此质点的空间坐标为 x_i ($i=1,2,3$)。典型质点的运动可表示为:

$$x_i = x_i(X_j, t) \quad (i, j = 1, 2, 3) \quad (2.14)$$

LS-DYNA 基于动量守恒、能量守恒及质量守恒等基本定律建立场方程, 位移边界条件、滑动接触面间断条件后, 采用伽辽金 (Galerkin) 法 (即利用近似解的试探函数序列作为权函数) 来确定单元特性和建立有限元求解方程。

伽辽金法弱形式平衡方程为:

$$\int_V (\rho \ddot{x}_i - \sigma_{y,j} - \rho f_i) \delta x_i dV + \int_{S^0} (\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_j \delta x_i dS + \int_{S^1} (\sigma_{ij} n_j - t_j) \delta x_i dS = 0 \quad (2.15)$$

其中, δx_i 在 S^2 边界上满足位移边界条件。

应用散度定理:

$$\int_V \sigma_{ij} \delta x_i n_j dV = \int_S \sigma_{ij} n_j \delta x_i dS + \int_{S^0} (\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_j \delta x_i dS \quad (2.16)$$

上式可改写成:

$$\delta \pi = \int_V \rho \ddot{x}_i \delta x_i dV + \int_V \sigma_{ij} \delta x_i n_j dV - \int_V \rho f_i \delta x_i dV - \int_{S^1} t_j \delta x_i dS = 0 \quad (2.17)$$

此即虚功原理的变分列式。

式中: $\delta \pi$ ——总的能量, V ——空间物体的相对体积。

(2) 对伽辽金弱形式的平衡方程进行单元离散化:

单元内任意点的坐标用节点坐标插值表示为

$$x_i(\xi, \eta, \zeta, t) = \sum_{j=1}^8 \phi_j(\xi, \eta, \zeta) x_i^j(t) \quad (2.18)$$

式中, ξ, η, ζ 为自然坐标, x_i^j 为 t 时刻第 j 节点的坐标值, 形状函数 $\phi_j(\xi, \eta, \zeta)$ 为

$$\phi_j(\xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{8} (1 + \xi \xi_j) (1 + \eta \eta_j) (1 + \zeta \zeta_j) \quad (j = 1, 2, \dots, 8) \quad (2.19)$$

式中 (ξ_j, η_j, ζ_j) 为单元第 j 节点的自然坐标。

形状函数的矩阵形式的表达式为:

$$\delta \pi = \sum_{m=1}^n \delta \pi_m = \sum_{m=1}^n \delta x^{eT} \left[\int_{V_m} \rho N^T N dV x^e + \int_{V_m} B^T \sigma dV - \int_{V_m} \rho N^T f dV - \int_{S_m^1} N^T t dS \right] = 0 \quad (2.20)$$

式中, 柯西应力变量 $\sigma^T = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{zx}]$, 应变位移矩阵 B 为:

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} \\ \frac{\partial}{\partial x_2} & \frac{\partial}{\partial x_1} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} & \frac{\partial}{\partial x_2} \\ \frac{\partial}{\partial x_3} & 0 & \frac{\partial}{\partial x_1} \end{bmatrix} [N] \quad (2.21)$$

体力矢量 $f^T = [f_1 \ f_2 \ f_3]$, 面力矢量 $t^T = [t_1 \ t_2 \ t_3]$, n 为单元数。

通过单元计算并组集后, 得到:

$$M \ddot{x}(t) = P(x, t) - F(x, x) \quad (2.22)$$

式中, M 为总体质量矩阵, $\ddot{x}(t)$ 为总体节点加速度矢量; P 为总体载荷矢量, 由节点载

荷、面力、体力等形成; F 为单元应力场的等效节点力矢量, 即: $F = \sum_{m=1}^n \int_{V_m} B^T \sigma dV$ 。

(3) 采用显式动力分析对矿用圆环链冲击动态特性进行分析时, 若不控制沙漏模态 (沙漏是一种比结构全局响应高得多的频率震荡零能变形模式, 它导致一种数学上是稳定的, 但在物理上是不可能的状态, 它们通常没有刚度, 变形呈现锯齿形网格) 时, 就会出现数值振荡。通常采用沙漏粘性阻尼来控制零能模态。具体做法是在单元的各个结点处沿坐标轴方向引入沙漏粘性阻力, 该阻尼力与沙漏模态、单元的体积、材料的声速、当前质量密度等有关。将各单元的沙漏粘性阻尼力组集成总体结构沙漏粘性阻尼力 H 后, 此时运动方程组 (2.24) 被改写为:

$$M \ddot{x}(t) = P - F + H - C \dot{X} \quad (2.23)$$

动态显式算法采用中心差分时间积分法, 即在已知 $(0, \dots, t_n)$ 时间步情况下求解 t_{n+1} 时间步的解。

例如在已知 t_n 时刻的加速度为:

$$\ddot{x}(t_n) = M^{-1} [P(t_n) - F(t_n) + H(t_n) - c \dot{x}(t_{n-\frac{1}{2}})] \quad (2.24)$$

则 t_{n+1} 时刻的速度和位移可由下式求得：

$$\dot{x}(t_{n+\frac{1}{2}}) = \dot{x}(t_{n-\frac{1}{2}}) + \frac{1}{2}(\Delta t_{n-1} + \Delta t_n)\ddot{x}(t_n) \quad (2.25)$$

$$x(t_{n+1}) = x(t_n) + \Delta t_n \dot{x}(t_{n+\frac{1}{2}}) \quad (2.26)$$

通过更新 t_n 时刻的系统几何构型，得到 t_{n+1} 时刻系统新的几何构型。由于采用集中质量矩阵 M ，运动方程的求解是非耦合的，不需要组成总体刚度矩阵，并且由于采用中心单点积分，从而大大的节省了存储空间和求解时间。同时，显式中心差分法是有条件稳定的，每一时刻的时步长由当前构形的稳定条件控制，具体地，先计算每一个单元的极限时步长（显式中心差分法稳定性条件允许的最大时步长），下一步时步长 Δt 取其极小值，这样显式方法的计算过程才算稳定^[34]。

2.5 计算流程简介

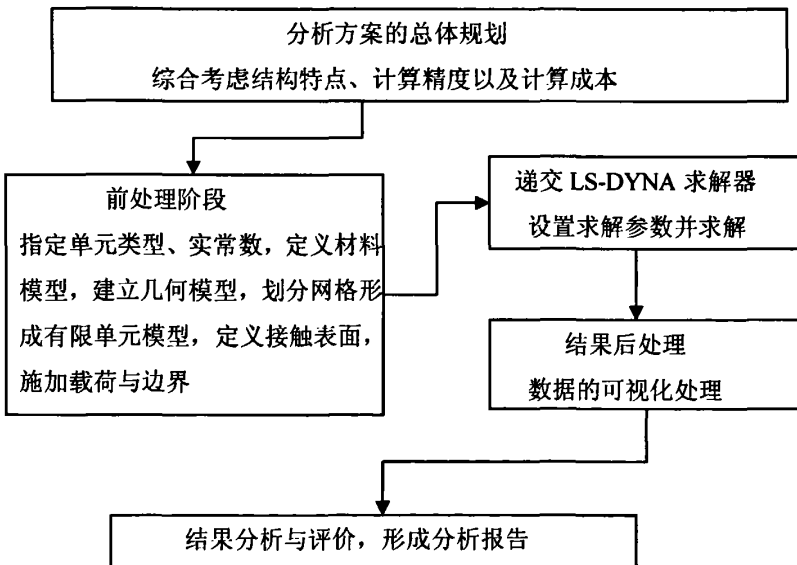


图 2.2 ANSYS/LS-DYNA 计算流程

与一般的 CAE 辅助分析程序操作过程相似，一个完整的 ANSYS/LS-DYNA 显式动力分析过程包括前处理、求解以及后处理三个基本操作环节。其操作的一般流程如图 2.2 所示。

在前处理模块中，主要是建立起分析模型。创建分析模型是整个分析中花费时间相对较多的一个环节。在该模块中需要制定分析所用的单元类型并定义实常数，制定材料模型；建立几何模型，对几何模型进行网格划分形成有限元模型，定义与分析相关的接

触信息、约束信息、边界条件与载荷等。

在求解模块中，主要是设置分析选项及求解，指定分析的结束时间以及各种求解控制参数，形成关键字文件，关键字文件是 LS-DYNA 计算程序的数据输入文件，然后通过 Solve 命令直接递交 LS-DYNA970 求解器进行计算。

在后处理模块中，主要是进行结果后处理与分析。对计算的结果数据进行可视化处理和相关的分析，可以利用 ANSYS 的通用后处理器 POST1 和时间历程后处理器 POST26 完成，必要时也可以调用 LS-POST 后处理程序进行结果后处理^[35]。

2.6 单元类型及算法特点

LS-DYNA 程序有多种单元类型可以使用，如桁架单元、壳单元、三维实体单元、梁单元、杆单元、弹簧阻尼单元和质量单元等。每种单元类型又有多种算法可供用户选择。在本次圆环链有限元模型中主要用到的是三维实体单元，下面主要介绍三维实体单元的基本算法。

2.6.1 基本方程和控制条件

在固体力学中研究质点系的运动时，采用的是跟踪质点运动轨迹的 Lagrangian 增量法。LS-DYNA 的主要算法即采用这一描述方法，对初始时刻位于空间点 $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ 的物质质点运动轨迹进行跟踪，其运动的轨迹方程为：

$$x_i = x_i(\alpha, t) \quad (2.27)$$

其中， α 表示物质质点的初始位置 $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ ，运动初始条件为：

$$x_i(\alpha, 0) = \alpha_i, \quad \dot{x}_i(\alpha, 0) = v_i(\alpha) \quad (2.28)$$

弹性动力学空间问题的运动微分方程（动量方程）为：

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + f_i = \rho \ddot{u}_i \quad (2.29)$$

满足下列各边界条件：

位移边界条件： $u_i = \bar{u}_i$ （在位移边界 ∂b_1 ）

应力边界条件： $\sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} n_j = \bar{T}_i$ （在应力边界条件 ∂b_2 ） (2.30)

滑动接触面位移间断处的跳跃条件： $\sum_{j=1}^3 (\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_j = 0$ (2.31)

当 $x_i^+ = x_i^-$ 时发生接触，沿着内部的接触边界 ∂b_3 。

此外，还需要满足质量与能量的守恒条件。

2.6.2 有限元空间离散

运动微分方程求解的积分形式（最小势能原理）为：

$$\delta \Pi = \int_V \sum_{i=1}^3 (\rho \ddot{x}_i - f_i) \delta u_i dV + \int_V \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \int_{\partial b_2} \sum_{i=1}^3 \bar{T}_i \delta u_i ds = 0 \quad (2.32)$$

式中， δu 为满足位移边界条件的虚位移场， $\delta \varepsilon$ 为相应于 δu 的虚应变场。

将整个结构离散化为一系列有限单元，则结构总势能的变分可以近似地表示为各单元的势能变分之和，由此和式即可得到动力问题有限元基本方程，三维 8 节点实体单元的结构空间有限元离散方法如下所述。

在各单元内部，任意点的坐标可通过节点坐标值插值得到，即：

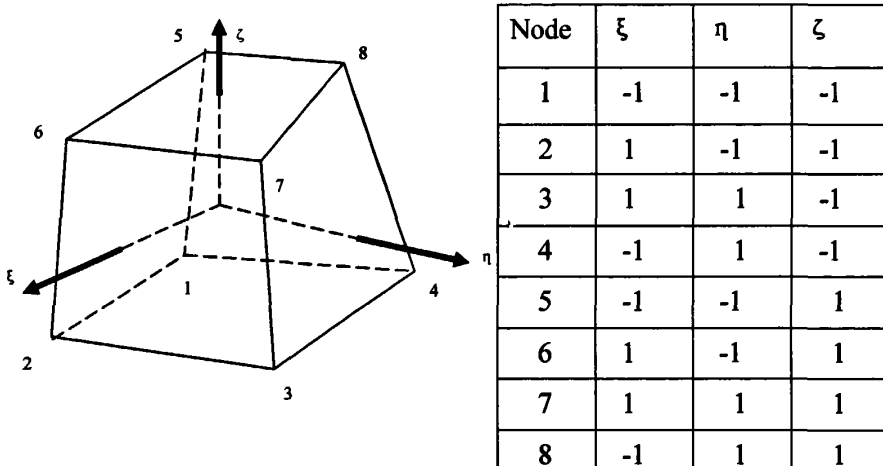


图 2.3 有限元空间离散

$$x_i(\xi, \eta, \zeta, t) = \sum_{j=1}^8 \varphi_j(\xi, \eta, \zeta) x_i^j(t) \quad (2.33)$$

其中， ξ, η, ζ 为单元的自然坐标，如图 2.3 所示。

其中，插值函数（形函数）为：

$$\varphi_j(\xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{8} (1 + \xi_j \xi) (1 + \eta_j \eta) (1 + \zeta_j \zeta) \quad (2.34)$$

式中 (ξ_j, η_j, ζ_j) 为单元第 j 节点自然坐标，上式可表示为矩阵形式：

$$\mathbf{x}(\xi, \eta, \zeta, t) = \mathbf{N} \mathbf{x}^e \quad (2.35)$$

式中 (ξ_j, η_j, ζ_j) 为单元内任意点的位置坐标（有三个分量）， \mathbf{x}^e 为 t 时刻单元各节点的位置坐标列阵， $\mathbf{x}(\xi, \eta, \zeta, t) = \mathbf{N} \mathbf{x}^e$ 为插值函数矩阵，可写为下面的形式：

$$N(\xi, \eta, \zeta) = [N_1, \dots, N_8] \quad (2.36)$$

其中, 第 j 个子块为 $N_j = \Phi_j I_{3 \times 3}$ 。

设整个结构被划分为一系列离散单元, 用各单元的势能变分之和来近似结构的总势能, 根据虚位移原理:

$$\delta \Pi = \sum_e \delta \Pi_m = \sum_e \delta x^{eT} \left[\int_e \rho N^T N dV \ddot{x}^e + \int_e B^T \sigma dV - \int_e N^T f dV - \int_{bb2e} N^T \bar{T} dS \right] = 0 \quad (2.37)$$

式中, 柯西应力矢量 $\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T$, 应变矩阵 $B = LN$, L 为微分算子矩阵, 其具体元素为:

$$L = \begin{bmatrix} \partial x & 0 & 0 & \partial y & 0 & \partial z \\ 0 & \partial y & 0 & \partial x & \partial z & 0 \\ 0 & 0 & \partial x & 0 & \partial y & \partial x \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

在 LS-DYNA3D 中, 由于一致单元质量矩阵 $m^e = \int_e \rho N^T N dV$, 同一行的元素都合并到对角元上形成集中质量阵, 然后再集成为总体对角质量矩阵 M , 于是上式可以改写为 $M\dot{x} = P(t) - F$, 此式即为离散化的运动方程, 其中 M 为总体质量矩阵, F 为单元应力场的等效节点力矢量 (或称应力散度矢量) 组集而成, 由下式给出:

$$F = \sum_e \int_e B^T \sigma dV \quad (2.39)$$

其中 P 为总体节点载荷向量, 由集中节点力、面力、体力等形成:

$$P = \sum_e \left(\int_e N^T f dV + \int_{bb2e} N^T \bar{T} dS \right) \quad (2.40)$$

以上各式中的下标 e 表示各单元相应的量按总体自由度编号进行集成, 不应理解为简单的求和。

单点高斯积分与沙漏控制: 由上节的一些算式可以看出, 在单元分析中需要进行大量形如 $\int g(x, y, z) dV$ 的积分, 一般需通过等参变换后在自然坐标系中进行高斯求积, 即:

$$\int g dV = \int_1^1 \int_1^1 \int_1^1 g(\xi, \eta, \zeta) |J| d\xi d\eta d\zeta = \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n w_i w_j w_k g(\xi_i, \eta_j, \zeta_k) |J|(\xi_i, \eta_j, \zeta_k) \quad (2.41)$$

式中, w_i , w_j 和 w_k 为加权系数, J 为等参变换的 Jacobi 矩阵:

$$J = \begin{bmatrix} \partial x / \partial \xi & \partial y / \partial \xi & \partial z / \partial \xi \\ \partial x / \partial \eta & \partial y / \partial \eta & \partial z / \partial \eta \\ \partial x / \partial \zeta & \partial y / \partial \zeta & \partial z / \partial \zeta \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

LS-DYNA 程序取 $m=n=1$, 即单点的高斯积分, 显然这种情况下有: $i=j=k=1$, $w_i=w_j=w_k=2$, $\xi_i=\eta_j=\zeta_k=0$

于是上述数值积分可以简化为 $\int g dV = 8g(0,0,0)|J(0,0,0)|$

2.7 本章小结

本章首先对冲击动力学原理和冲击试验进行了介绍，然后介绍了非线性动态显式有限元法以及 LS-DYNA 的主要理论、关键算法和一般分析计算的流程。最后介绍了本文所要用到的三维实体单元的基本算法。

3 圆环链有限元模型的建立

矿用高强度圆环链有限元分析的目的是圆环链在工作过程中受卡链冲击后的动力学特性分析和圆环链 Izod 冲击试验数值模拟的动力学特性分析。矿用高强度圆环链作为采煤机和刮板输送机的牵引机构，在采煤系统中是不可或缺的，其安全性也备受关注。圆环链虽然具有可弯曲，耐磨耐腐蚀，承载能力大等优点，但是受到冲击后的安全性却不可忽视，由于受到冲击载荷的作用而导致链环的断裂的事故时有发生，在刮板输送机事故中也占很大比例。通过对圆环链受冲击后的动态特性进行研究，可以掌握其抗冲击能力，为圆环链的设计和使用提供参考依据。本章首先对圆环链传动系统力学模型和几何模型的简化进行讨论；接着建立圆环链整体接触动力学模型和计算模型，在本章的最后建立了完整链环、含缺口链环和 Izod 冲击试验的有限元模型。

3.1 圆环链模型简化

作为刮板输送机和采煤机的牵引机构的圆环链传动系统是一个大型的复杂的结构，要建立起精确的完整的动力学模型是很困难的。考虑到分析的需要和软件功能的限制，应对模型进行适当的简化。所谓的模型简化就是对复杂的模型进行简化，同时又保留揭示原系统本质特征的主要信息。模型的简化在计算机辅助工程分析技术中占有重要地位，尤其在大型的系统中，简化结构能减少计算的工作量，但是简化却会使得分析结果的精确度下降，因此协调好简化与精确度之间的关系是很重要的。因此在分析计算的时候，应该对模型进行适当的简化，但却不能使得模型失真。

本文采用显式有限元法进行动态特性分析，有限元法是一种结构分析的有效数值方法，是一个近似求解的过程，它的可靠性和可行性不仅与模型的精度有关，还与计算的时间和效率有密切联系。矿用高强度圆环链传动系统结构复杂，模型巨大，合理的简化是必要的，可以大大减少计算成本，提高计算结果的精度。通常在进行模型简化处理时，需要遵循以下两个原则：

(1) 按对分析目的、贡献确定简化原则

针对分析目的来进行详细建模，简化其它结构，不但可以大大降低分析时间，而且还能提高模型的准确性。对特性分析没有显著影响的予以简化。矿用高强度圆环链传动系统根据各自分析目的和模拟侧重点的不同，简化的方式也各不相同。本文主要的研究目的矿用高强度圆环链的动态特性，刮板输送机、采煤机、链轮等仅对输送带起到约束和传递载荷的作用，为了建模方便，把它们简化为刚体。

(2) 考虑计算成本

一般认为有限元模型越精细，就越能较好的描述结构的变化过程，计算的结果越准

确。但模型越精细，网格尺寸越小，数量越多，所需的计算时间就越长。粗网格单元的刚性较强，模拟量就相对较小。对于显式有限元，网格的选取也是至关重要的，网格粗细的不同对动态行为的描述的详略也不同，计算时间的要求也不同。过粗的网格尽管计算时间可以缩短，沙漏现象却难以抑制，形成锯齿形状，合理的网格密度应当是保证实用精度条件下尽量减少计算时间^[36]。另外，如果网格尺寸太小，显式计算误差积累有可能使计算矩阵奇异，从而导致计算结果不可信。

有限元方法与实验方法相比的优势之一，就是能够快捷准确地反映分析对象的特征，因此减少计算时间是有限元分析必须面对的问题。虽然通过增大 CPU 的数量，改进软件算法都能减少计算的时间，但国内外的许多研究表明，简化模型是提高计算效率和计算精度最有效的方法。

从仿真的意义上说，建模的本质是在系统之间建立一种相似的关系。根据前面的模型简化原则我们知道相对于圆环链而言，刮板输送机和采煤机的刚度和载荷要大的多。因此，在本次建模中我们把除圆环链以外的其它几部分装置，假设为刚体。本文为了建模方便，在圆环链卡链冲击模拟中把圆环链系统简化为如图 3.1 所示的一个完整链环和两个 1/2 链环的完整接触对系统。其中链环 1 所表示的是圆环链与刮板输送机相连接的部位，把该链环定义为刚体，卡链发生于该链环，对其断面上施加全约束；链环 2 所表示的是所要分析的链条的连接，其材料为矿用高强度圆环链的材料参数；链环 3 所表示的是圆环链与采煤机相连接的部位，把该链环定义为刚体，采煤机给圆环链传递动力，所以在该链环上施加载荷，为了考虑采煤机质量的影响，在简化过程中用链环 3 的质量块来代替采煤机等零部件，把质量分配到链环 3 上。在圆环链 Izod 冲击试验模拟中，把冲击试验系统简化为如图 3.2 所示，图中冲击试验台的主要作用为把受冲击试件夹紧，通过定义接触来设定试验台与圆环链试件之间的接触关系。图中受冲击体为圆环链试件，其尺寸（包括凹槽的尺寸）为卡链冲击链环的尺寸，为了冲击试验的顺利进行和试验结果的准确性，取圆环链的 3/4 模型来进行分析，所以也称之为 J 形试件。图中动力

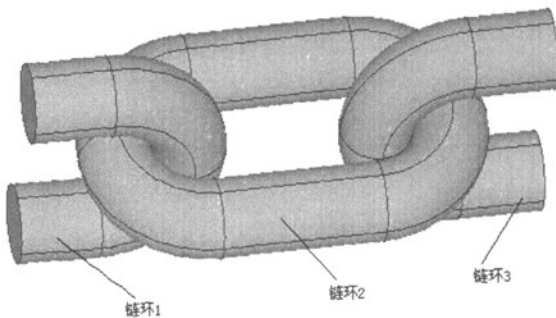


图 3.1 圆环链卡链冲击几何模型

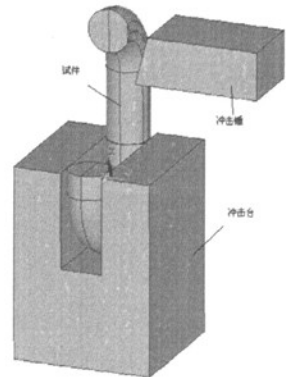


图 3.2 Izod 冲击试验几何模型

主要来源于冲击锤，冲击锤的载荷为 3300KN，用质量块来代替该载荷，通过密度、体积与质量之间的关系，对冲击锤进行简化。

3.2 圆环链冲击动力学模型的建立

3.2.1 圆环链卡链冲击过程的动力学模型

圆环链冲击过程的动力学模型可以简化为如图 3.3 所示的弹簧系统。当运动物体以一定速度撞击静止的构件时，其运动因受到构件的阻碍而使速度在极短的时间内变为零，这会在物体与构件之间产生很大的相互作用力，这种力称为冲击载荷。

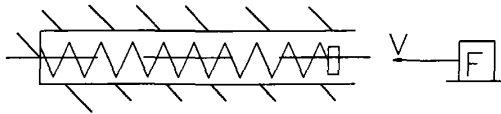


图 3.3 卡链冲击动力学模型

分析冲击应力时假设：1 冲击物的变形忽略不计，且一旦与被冲击物接触，两者就附着在一起共同运动，冲击物无回弹；2 冲击过程中只有冲击物的机械能与被冲击物的变形能之间的转换，即忽略冲击过程中发声、发热以及局部塑性变形等消耗的能量；3 被冲击物的质量忽略不计，即不考虑冲击过程中被冲击物的动能。以 T 和 V 分别表示冲击物动能和势能的减少， U_d 表示被冲击物因受冲击而增加的变形能，根据机械能量守恒定律，冲击物的动能和势能的减少量应等于被冲击物变形能的增加量^[37]。

$$T + V = U_d \quad (3.1)$$

被冲击物的变形大小与其承受的动载荷成正比，并且同时由零增加到最终值。若以 F_d 、 Δ_d 分别表示动载荷和位移的最终值，则冲击过程中动载荷在受冲击点位移上做的功为 $\frac{1}{2}F_d\Delta_d$ ，根据动能原理，它应等于被冲击物的变形能 U_d ，即

$$U_d = \frac{1}{2}F_d\Delta_d \quad (3.2)$$

若将重物的重量 F 以静载荷的方式加于弹性体上，并分别以 Δ_{st} 和 σ_{st} 表示与静载荷相对应的位移和应力。在线弹性范围内，载荷、位移和应力成正比，即有

$$\frac{F_d}{F} = \frac{\Delta_d}{\Delta_{st}} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{st}} \quad (3.3)$$

式中 σ_d 为受冲击物的动应力。由式(3.3)得

$$F_d = \frac{\Delta_d}{\Delta_{st}} F \quad \sigma_d = \frac{\Delta_d}{\Delta_{st}} \sigma_{st} \quad (3.4)$$

冲击物沿水平方向冲击弹簧受力系统，则在整个过程中冲击物的势能不变，即 $V=0$ 。如果冲击物在冲击前瞬间的速度为 v ，冲击后最终速度变为零，则其动能的变化量为 $T = \frac{1}{2} \frac{F}{g} V^2$ ，将 V 、 T 及式(3.2)代入式(3.1)并考虑式(3.4)得

$$\frac{1}{2} \frac{F}{g} V^2 = \frac{1}{2} \frac{\Delta_d^2}{\Delta_{st}} F \quad (3.5)$$

解得

$$\Delta d = \sqrt{\frac{V^2}{g \Delta_{st}}} \Delta_{st} = K_d \Delta_{st} \quad (3.6)$$

这里，冲击动载荷因数为

$$K_d = \sqrt{\frac{V^2}{g \Delta_{st}}} \quad (3.7)$$

3.2.2 圆环链间接触

在LS-DYNA程序中，不同运动物体之间的接触作用不是用接触单元模拟的，而是采用定义可能接触的接触表面，指定接触类型以及与接触有关的一些参数，在程序计算过程中就能保证接触界面之间不发生穿透，并在接触界面相对运动时考虑摩擦力的作用。LS-DYNA程序处理接触界面主要采用三种不同的算法，即节点约束法、对称罚函数法和分配参数法。第一种算法仅限于固连界面，第三种算法用于滑动界面，第二种算法是最常用的算法。

在动态过程中，不同结构体可能发生相互接触的两个表面分别称为主表面（其中的单元表面称为主段，节点称为主节点）和从表面（其中节点称为从节点）。对称罚函数为LS-DYNA3D程序的默认接触算法，其基本的分析原理为，每一时步先检查各从节点是否穿透主表面，没有穿透则对该从节点不作任何处理。如果穿透，则在该从节点与被穿透主表面之间引入一个较大的界面接触力，其大小与穿透深度、主片刚度成正比，称为罚函数值。它的物理意义相当于在从节点和被穿透主表面之间放置一个法向弹簧，以限制从节点对主表面的穿透。所谓对称罚函数法，是指程序再对各所有的主节点按如上步骤处理，其算法与从节点一样。对称罚函数法很少激起网格的零能模式，没有噪声，这是由于算法具有对称性、动量守恒准确，不需要碰撞和释放条件。罚函数值大小受到

稳定性限制。若计算中发现明显穿透，可放大罚函数值或缩小时步长来调节。

对称罚函数法中，程序在每一时步按相同算法分别对从节点和主节点进行循环处理。下面简单介绍其算法步骤（以从节点处理方法为例）

对任一从节点 N_s 的计算步骤如下：

(1) 通过搜索确定从节点 N_s 最靠近的主节点 N_m ，找到与主节点 N_m 相关的各段 S_i 。
 (2) 检查与主节点 N_m 有关的所有主段，确定从节点 N_s 穿透主表面时可能接触的主段。

(3) 确定从节点 N_s 在主段 S_i 上可能接触点 C 的位置。

(4) 检查从节点 N_s 是否穿透主段。

(5) 如果从节点 N_s 穿透主段 S_i ，则在从节点 N_s 和接触点 C 之间附加一个法向接触力矢量 $f_s = k_i \Delta_i$ ， Δ_i 为穿透量， k_i 为接触刚度因子，按下式计算：

$$k_i = fK_i A_i^2 / V_i \quad (3.8)$$

其中， K_i 、 A_i 、 V_i 分别是主段 S_i 所在单元的体积模量、体积和主段的面积， f 是接触刚度罚因子，默认值为 0.10，取 f 过大，可能造成计算的不稳定。

在从节点 N_s 上附加法向接触力矢量 f_s ，再根据作用力与反作用力原理，在主段 S_i 的接触点 C 上作用一个反向的 f_s 力，将这个反作用力按形函数等效分配到主段 S_i 包含的各个主节点上即可。

圆环链卡链冲击模型和 Izod 冲击试验模拟模型中，各有两对接触对。在 LS-DYNA 分析中，模型间有接触的地方需要定义接触，否则在计算过程中会发生穿透。在 LS-DYNA 中有单面接触、点面接触和面面接触 3 种接触面处理算法，根据本分析的特点，选取单面接触，因为单面接触适用于一个物体的外表面与自身接触或和另一个物体的外表面接触时使用，单面接触包括的接触类型有 SS、ASSC、AG、ASS2D、ESS。在单面接触中，ANSYS/LS-DYNA 程序将自动判定模型中发生表面接触的位置。因此，单面接触的定义是最简单的，无须定义 contact 和 target 表面，当定义好单面接触时，它允许一个模型的所有外表面都可能接触，这对于预先不知道接触表面的自身接触或大变形问题很有用处。定义了单面自动接触，在计算过程中，系统就能自动搜索到模型中需要定义接触的地方^[38]。

3.2.3 圆环链的加载模拟

本文主要是对圆环链卡链冲击过程进行模拟仿真，对冲击后链环的动态特性进行分析，所以所涉及到的运动简化为链环的平行移动，不考虑其在链轮处的转动。对于受卡链冲击的圆环链，施加动力于其中一边的半环上，该动力为水平方向的初始速度。

对 Izod 冲击试验模拟过程中，给冲击台施加全约束，通过接触台与圆环链试件的接触关系，从而把试件也约束住。施加载荷于冲击锤上，所施加的载荷为水平方向的初始

速度。

3.3 圆环链计算模型的建立

3.3.1 圆环链有限元模型需要考虑的因素

为了分析的准确性和方便性,考虑对圆环链冲击后的动态特性的影响因素,在建立圆环链有限元模型的时候需要考虑以下几方面的因素:

(1) 建立圆环链的卡链冲击模型,对圆环链条进行简化,即取一个整链环进行分析,根据对称条件,在所分析的链环两端建立两个对称的半环进行模拟,分别模拟受卡链的链环和动力链环。

(2) 含缺口链环实际上是模拟圆环链的缺陷,由于圆环链在使用过程中往往很容易造成表面的刮伤或磨损,在该分析中,在所分析的链环上做V形缺口,既模拟了现实的缺陷情况,又与Izod冲击试件相对应。在圆环链受冲击过程中,V形缺口部位,也就是现实情况中有缺陷的部位会产生高度应力集中,其附近区域吸收较多的冲击能量,所以较其他部位更容易失效。通过Izod冲击试验得到圆环链的冲击韧性,可以更好的评价圆环链的抗冲击能力。

(3) 对于Izod冲击试验模型,可以建立完整的试验模型,即包括冲击台、圆环链试件和冲击锤等,通过把约束施加在冲击台的外部,通过接触关系从而达到把圆环链试件约束的目的,这样能更好的仿真Izod冲击试验的过程。

3.3.2 圆环链材料模型的建立

材料的定义是数值模拟中一个非常重要的环节,这将直接影响到数值模拟的精度和可靠性。对于所要分析的试件,本文采用随动塑性材料模型。随动塑性模型是各向同性,随动硬化或各向同性和随动硬化的混合模型,且与应变率相关,可考虑失败。通过在0(仅随动硬化)和1(仅各向同性硬化)间调整硬化参数 β 来选择各向同性或随动硬化。应变率用Cowper-Symonds模型来考虑,用与应变率有关的因数表示屈服应力:

$$\sigma_y = \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \epsilon_p^{eff}) \quad (3.9)$$

式中 σ_y ——初始屈服应力;

$\dot{\epsilon}$ ——应变率;

C、P——Cowper Symonds 应变率参数;

ϵ_p^{eff} ——有效塑性应变

E_p ——塑性硬化模量,由下式给出:

$$E_p = \frac{E_{\tan} E}{E - E_{\tan}} \quad (3.10)$$

定义该材料模型的时候需要输入的参数包括：弹性模量 (EX)、密度 (DENS)、泊松比 (NUXY)、屈服强度、切线模量和失效应变。

综合考虑圆环链冲击试验模型研究的主要对象、目的和硬件计算的承受能力，对冲击试验模型主要部件选用如下材料：

(1) 圆环链试件采用高级优质钢 23MnNiCrMo，按各向同性随动硬化材料模型进行分析。

在该材料模型中，定义其密度为 $7.86 \times 10^{-9} \text{Ton/mm}^3$ ，弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比为 0.3，屈服极限为 920MPa，切线模量为 560MPa，失效应变为 0.015。

(2) 取对称模型的两个 1/2 链环采用刚体材料模型进行分析，其密度为 $7.86 \times 10^{-9} \text{Ton/mm}^3$ ，弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比为 0.3。

(3) 冲击台采用线弹性材料模型进行计算，其密度为 $7.86 \times 10^{-9} \text{Ton/mm}^3$ ，弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比为 0.3，屈服极限为 920MPa，切线模量为 560MPa。

(4) 冲击锤采用刚体材料模型进行分析，其密度为 $7.86 \times 10^{-9} \text{Ton/mm}^3$ ，弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比为 0.3。

3.3.3 圆环链几何模型的建立

在本分析中采用的矿用高强度圆环链是 $\Phi 18 \times 64 \text{C}$ ，为了方便计算，假设圆环链各横截面均为半径相等的圆形，忽略焊接节点，认为圆环链外表面是光滑的曲面，其圆环直径为 18，优选节距为 64，外宽为 60，其尺寸如图 3.4 所示。由于在链环使用过程中链环的规格是一致的，所以在所建立的链条中，链环的尺寸都相同。含缺口圆环链的尺寸与其他链环一致，V 形缺口开在圆环链直边中间位置的外侧，含缺口圆环链的模型尺寸如图 3.5 所示，缺口深度为 1，缺口夹角为 45° ，缺口圆角半径为 0.1。在 Izod 冲击试验中，所采用的圆环链试件尺寸与前面所述一致，圆环链去掉 1/4 的链环，冲击锤距离缺口位置 20，圆环链尺寸如图 3.6 所示；冲击台与冲击锤尺寸如图 3.7、图 3.8 所示，在该试验模拟中，圆环链缺口与冲击台上表面在同一水平面上，整体模型如图 3.2 所示。

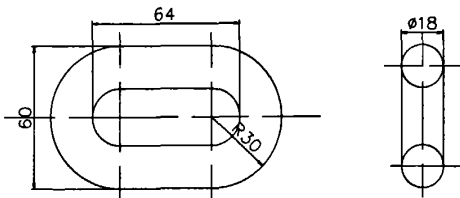


图 3.4 $\Phi 18 \times 64 \text{C}$ 圆环链尺寸

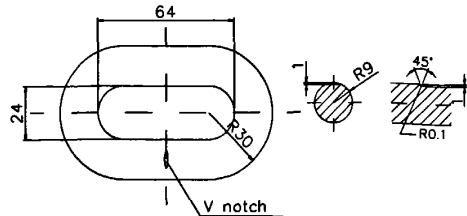


图 3.5 含缺口链环尺寸与缺口尺寸

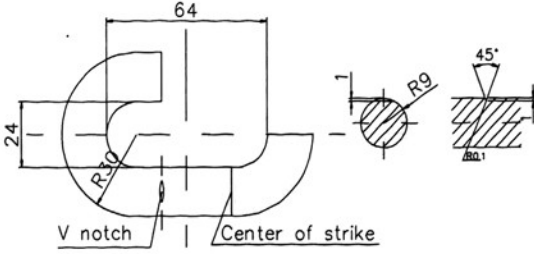


图 3.6 Izod 冲击试验圆环链试件尺寸

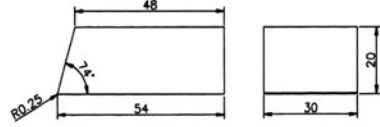


图 3.7 Izod 冲击试验冲击锤尺寸

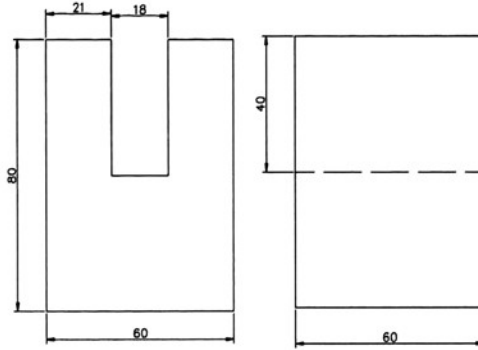


图 3.8 Izod 冲击试验支撑台尺寸

3.3.4 圆环链有限元模型的建立

根据几何模型建立圆环链的有限元模型，对圆环链进行网格划分。采用三维实体单元，圆环链属于较简单模型，为了结果的精确性，采用六面体单元进行划分。由于圆环链曲面较多，所以采用扫略网格划分方法进行网格的划分，通过对体上的线条进行尺寸控制，先对线条划分网格，再通过线扫略整个体。在缺口处有应力集中，是分析的重点区域，应离散成较小单元，其他部分可以离散成较大的单元，这样既保证了结果的精确度，又节省了计算的时间。圆环链卡链系统有限元模型如图 3.9，图 3.10 所示。冲击系统整体的有限元模型如图 3.11 所示，其中缺口部位的有限元模型如图 3.12 所示。

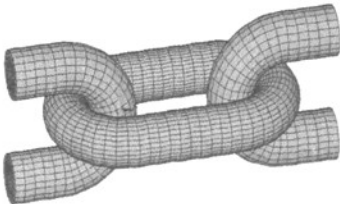


图 3.9 圆环链卡链冲击有限元模型

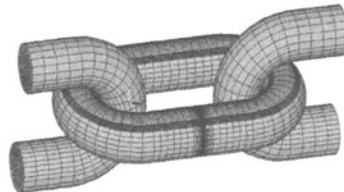


图 3.10 含缺口圆环链有限元模型

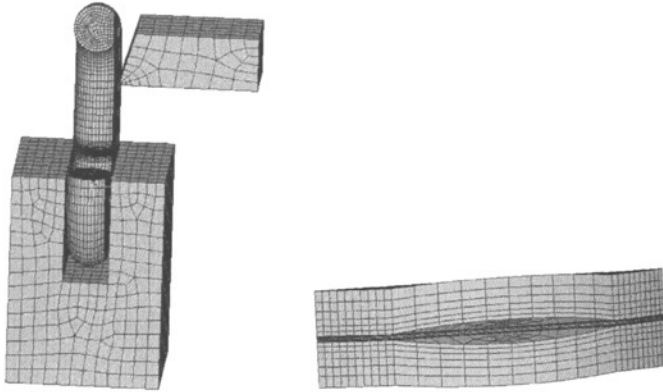


图 3.11 Izod 冲击有限元模型

3.12 缺口部位有限元模型

3.3.5 圆环链载荷模型的建立

对于受卡链冲击的圆环链条，所施加的载荷为在链环 3 上施加初始速度，通常刮板输送机的速度规格有 0.63m/s、0.75m/s、0.85 m/s、0.96 m/s、1.06 m/s、1.25 m/s 和 1.5 m/s 等 7 种，在本文的分析中，取链环初始速度为 0.85 m/s 和 1.5 m/s 进行分析比较，分析不同初始速度下链环的抗冲击能力和各种速度下链环受冲击后的动态特性。

对于 Izod 冲击试验，在冲击锤上施加初始速度，该初始速度为 3.3 m/s，分析圆环链 J 形试件的抗冲击能力和圆环链 J 形试件受冲击后的动态特性。

3.4 本章小结

本章主要对圆环链的动力学建模和有限元建模进行了研究，首先对整个模型的简化进行了说明，设计了一个比较合理简单的模型进行分析。接着建立圆环链卡链冲击、含缺口链环卡链冲击和圆环链 Izod 冲击试验的计算模型，包括几何模型、材料模型、接触模型、有限元模型的建立。

4 圆环链卡链状态下的动态特性分析

矿用圆环链在卡链状态下的工作状况是不稳定的,在本研究中对圆环链卡链状态下的动态响应特性进行有限元分析,分析圆环链的加速度、速度变化过程及其能量吸收特性,对于确定刮板链的能量吸收特性以及现有刮板链的合理设计都有现实意义。在本研究中,链环1中对称面上各节点的各个自由度均施加全约束。在刮板输送机的各种运行速度中选择较常用的0.85m/s的初速度进行计算分析,所以给链环3施加0.85m/s的竖向初速度,为了研究不同初始速度下动能损失的情况,对链环3施加1.5m/s的初始速度与0.85m/s的初始速度相比较。圆环链在卡链状态下的动态特性主要是卡链状态下链环的速度、加速度、应力、能量等的时间响应历程。

4.1 圆环链卡链冲击后速度、加速度响应特性

在所要计算的矿用圆环链系统中,将圆环链的速度调至0.85m/s。由于圆环链采用的是塑性随动硬化材料,链环内部的应力在各点是不一样的,其速度与加速度也是不一样的,为了分析的方便,在圆环链长度方向上选取圆环链圆弧外侧的两个点进行分析,所选的点的位置如图4.1所示。通过分析这两个点的速度、加速度响应研究圆环链在卡链状态下的性能。

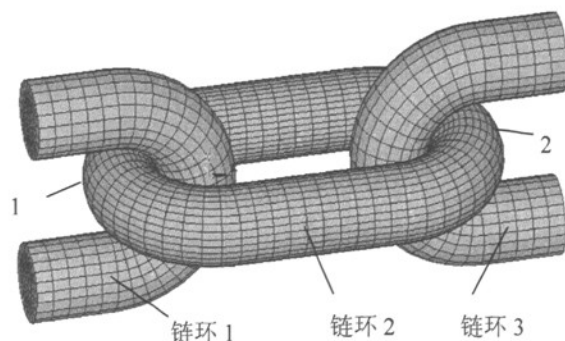


图 4.1 圆环链分析点选取示意

4.1.1 圆环链卡链后速度响应分析

对于所选取链环2上的1点与2点取其速度-时间曲线如图4.2所示,由图可知,链环2在以0.85m/s速度运行过程中,受到链环1的卡链冲击,2点的速度突然增大,1点的速度则迅速减小。这是由于1点靠近冲击链环,当链环1卡住,链环3是一个质量

块，惯性很大，带动链环 2 正向加速，而 1 点受到链环 1 的卡链而马上减速。随后，由于链环 1 作用，2 点的速度也急剧减小。链环 2 上 2 点的最大速度达到 1.05m/s，在卡链冲击后的 0.0096s 速度减为零，随后负向加速。链环 2 上 1 点的最大速度为初始速度 0.85m/s，在卡链后 0.0086s 速度减为零，随后负向加速。2 点的速度比 1 点速度晚到零点，主要是因为链环 2 产生了塑性变形。在整个卡链过程中，链环 2 与链环 3 发生了反弹，这说明链环 1、链环 2 和链环 3 并未脱离，链环 2 继续受到链环 1 的作用，链环 3 则受到链环 2 的作用。整个圆环链系统尚未失效，在链环无损伤的情况下圆环链有较好的抗冲击能力。圆环链速度变化比较小，在设计中有提高系统总体刚度的余地，因为从提高圆环链卡链时的能量吸收的角度来看，增加刚度对于圆环链的抗冲击特性是有效的，同时增加圆环链的刚度可以减小卡链时加速度的危险值，有效地增强圆环链的抗冲击能力。

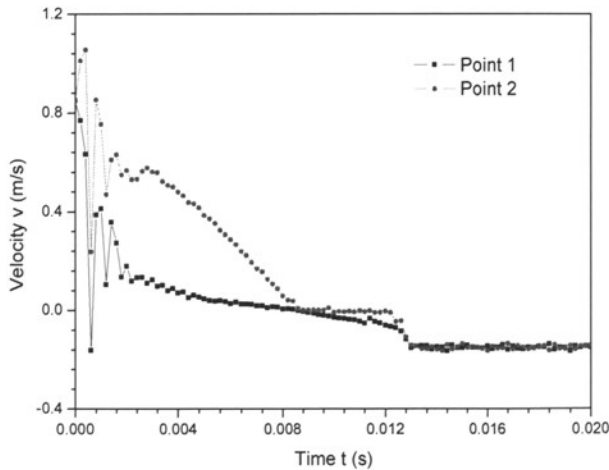


图 4.2 圆环链卡链后的速度-时间曲线图

4.1.2 圆环链卡链后加速度响应分析

圆环链系统在卡链的时候，链环 2 受到链环 1 和链环 3 的冲击，链环 2 的加速度大小和链环 1 与链环 3 对其的反作用力成正比的关系。由计算得到的加速度-时间曲线如图 4.3 所示，由图可知，卡链开始，链环 2 上 1 点的加速度急剧减小，在卡链后的 0.001s 达到最大值，约为 28.82m/s^2 ，然后开始降低，在 0.0016s 加速度减小为零。这是因为卡链的瞬间，链环 1 对链环 2 的阻力急剧增加，很快达到峰值，随即反弹，链环 1 对链环 2 的作用力继续逐渐减小，直至接近零。链环 2 上 2 点的加速度在卡链后急剧增加，在卡连后的 0.001s 达到最大值，约为 38.2m/s^2 ，随后开始降低，在卡链后的 0.0048s 加速

度减小为零。由于链环 2 的塑性变形和链环 3 的剩余速度的作用，2 点的加速度没有很快地达到平稳，这是因为卡链后链环 3 对链环 2 的作用力仍然在作用。

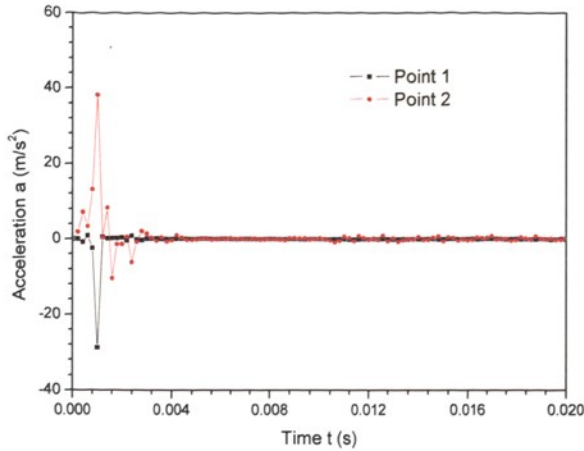


图 4.3 圆环链卡链后加速度-时间曲线图

4.2 圆环链卡链冲击后应力响应特性

圆环链在卡链后，链环整体的应力随着时间的变化而变化。直边段中段是焊接部位，分析其应力，对于整个链环的应力分布是有代表意义的。为便于观察模型内部的分析结果，创建模型基于 XY-plane 的切面视图进行应力分析。

4.2.1 圆环链卡链过程中最大主应力分析

如图 4.4 所示为圆环链中间链环的 1/2 模型不同时刻最大主应力图，该图为与卡链链环 1 相连接的部分，截面可认为是焊接界面。选取卡链后的 0.0025s、0.005s、0.0075s、0.01s、0.0125s 和 0.015s 六个时刻进行分析。由图可知当链环受到卡链冲击后，其应力逐渐增加，在反弹前达到最大值，反弹后，其应力逐渐减小。链环的直边内侧与圆弧外侧受到拉应力作用，直边外侧和圆弧内侧受到压应力作用，这个结论与 1956 年德国工程师莫林的光弹实验结果相吻合。链环直边段所受到的压应力比圆弧段所受到的压应力小得多，因为圆弧段受到了卡链链环 1 对其施加的反作用力，而直边段主要是由于链环自身的变形而产生的压应力。圆环链受到卡链冲击后，在直边中间截面上所受拉应力区域比其他部位大，但其拉应力值比圆弧段内侧所受压应力值小约 500MPa，所以在焊接无缺陷情况下，圆环链的主要受力将是圆环链圆弧内侧，这里也将是圆环链的危险点之一。随着冲击时间增加，圆环链直边段受拉的区域将增加，其拉应力和压应力均减小，这是由于在拉伸过程中材料出现了屈服现象，产生了塑性变形。在圆环链卡链冲击后的

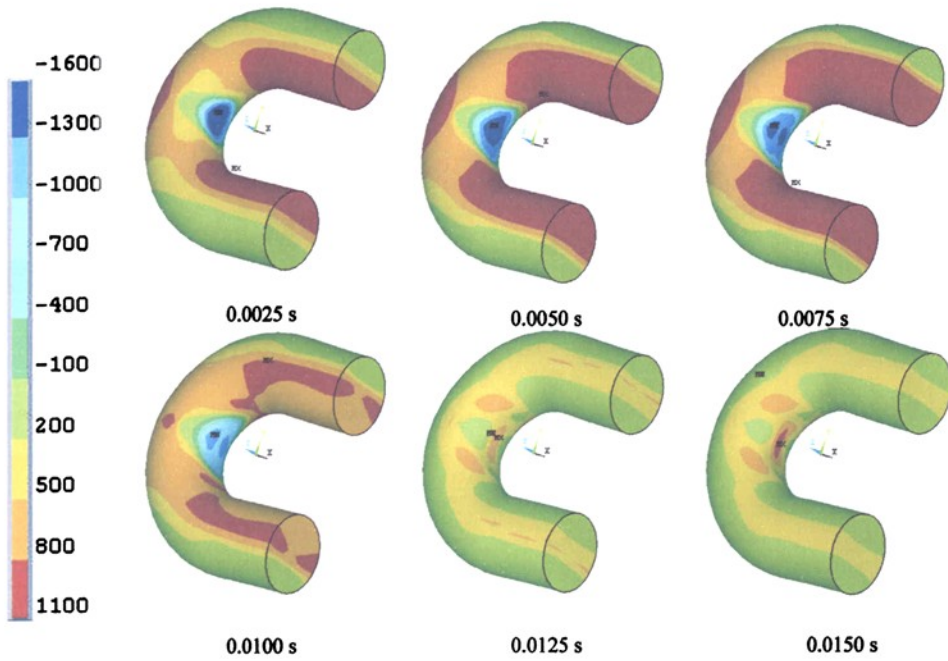


图 4.4 链环拉伸最大主应力变化趋势(MPa)

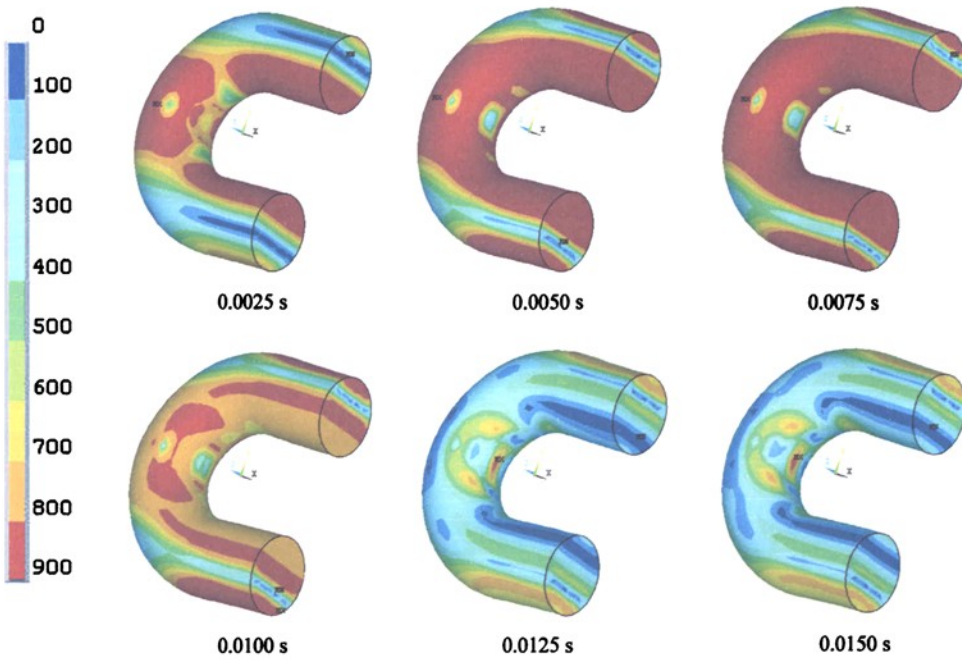


图 4.5 链环拉伸 Von Mises 应力变化趋势

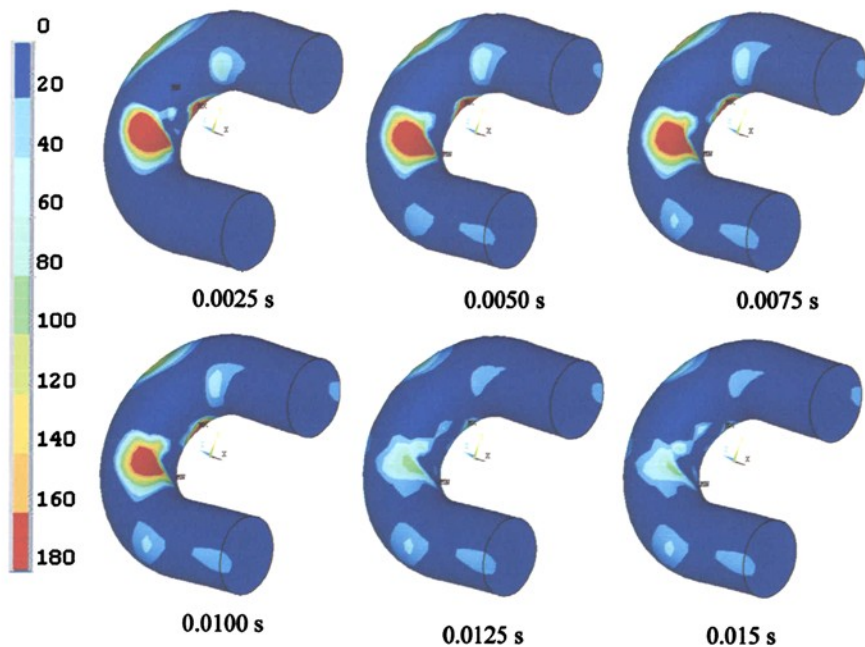


图 4.6 链环拉伸剪切应力变化趋势(MPa)

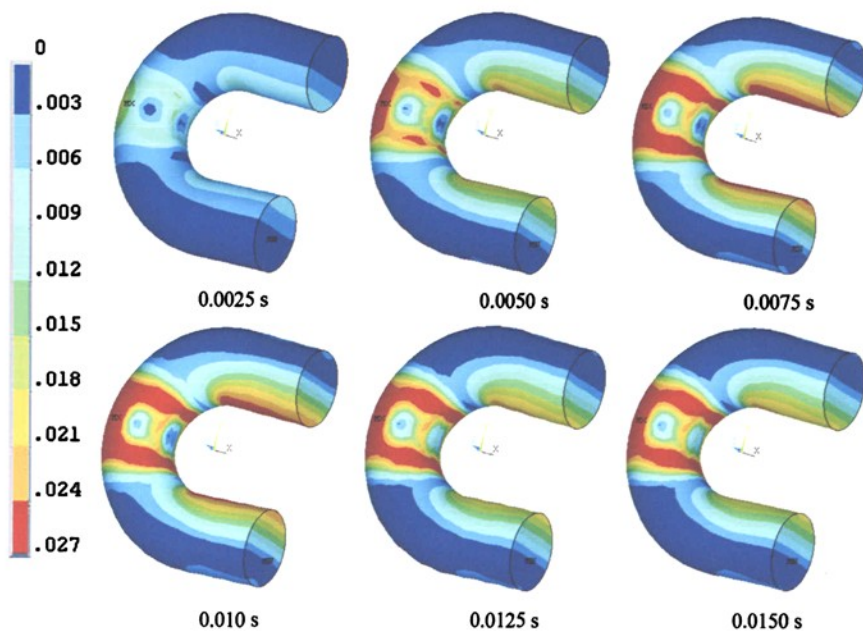


图 4.7 链环拉伸应变变化趋势

0.0125s 圆环链发生反弹，圆环链反弹后对圆环链圆弧内侧的压应力将消失，由于拉伸过程中的塑性变形，圆环链圆弧段内侧出现较大的拉应力作用。

4.2.2 圆环链卡链过程中 Von Mises 应力分析

如图 4.5 所示为圆环链中间链环的 1/2 模型不同时刻 Mises 应力图，该图为与卡链链环 1 相连接的部分，截面可认为是焊接界面。选取卡链后的 0.0025s、0.005s、0.0075s、0.01s、0.0125s 和 0.015s 六个时刻进行分析。由图可知当链环受到卡链冲击后，圆环链的等效应力主要集中在圆环链直边内侧、部分直边段外侧和圆弧段内外侧，其中等效应力的最大值位于圆弧段外侧。随着冲击时间的增长，圆环链发生塑性变形，等效应力集中于圆环链整体的中部。圆环链的最大等效应力在反弹前基本位于圆弧段外侧，在反弹后基本位于圆弧段内侧，这是因为反弹前圆环链圆弧段外侧集中更多的能量，反弹后由于圆环链的塑性变形圆弧段内侧集中更多的能量。在卡链过程中，圆环链反弹前直边段中部靠近外侧部位的等效应力一直处于最小值，反弹后等效应力最小值转移到直边段中部内侧。整个卡链过程圆环链没有发生断裂，由等效应力图可知，若圆环链发生断裂，将会从圆环链圆弧段开始。

4.2.3 圆环链卡链过程中剪切应力分析

如图 4.6 所示为圆环链中间链环的 1/2 模型不同时刻剪切应力图，该图为与卡链链环 1 相连接的部分，截面可认为是焊接界面。选取卡链后的 0.0025s、0.005s、0.0075s、0.01s、0.0125s 和 0.015s 六个时刻进行分析。由图可知当链环受到卡链冲击后，链环整体的剪切应力均较小。圆环链的圆弧段靠近与直边段相接部位内侧和外侧剪切应力较大，其余部位剪切应力非常小，在圆环链反弹后最大剪切应力减小约 100MPa。

4.2.4 圆环链卡链过程中总应变分析

如图 4.7 所示为圆环链中间链环的 1/2 模型不同时刻第一准则应变图，该图为与卡链链环 1 相连接的部分，截面可认为是焊接界面。选取卡链后的 0.0025s、0.005s、0.0075s、0.01s、0.0125s 和 0.015s 六个时刻进行分析。由图可知当链环受到卡链冲击后，其最大应变一直位于圆环链圆弧段外侧，最小应变位于直边段中间位置，由于链环的弹性作用，链环直边中断内侧应变也较大。在链环反弹后，圆环链直边的应变逐渐减小。

4.3 圆环链卡链冲击后能量变化特性

不同的链条速度在卡链中的动能损失是不一样的，在本章的研究中，分别对 $v=0.85\text{m/s}$ 和 $v=1.50\text{m/s}$ 的两种初始速度下，圆环链系统的能量特性进行分析。

4.3.1 圆环链卡链过程中动能响应特性分析

如图 4.8 与图 4.9 所示分别为 $v=0.85\text{m/s}$ 和 $v=1.5\text{m/s}$ 的两种情况的动能随时间变化曲线图。由表 4.1 可以看出，当链环的初始动能越大，系统所耗散的动能也比较大，随着初始动能的减小，系统的动能也减小。在卡链过程中，链环的初始动能（即冲击能量）主要转化为系统的内能以及链环 2 和链环 3 的剩余能量，其余的能量被摩擦和沙漏模态吸收。在整个卡链冲击过程中，总动能逐渐减小，在速度反弹后稍有上升。

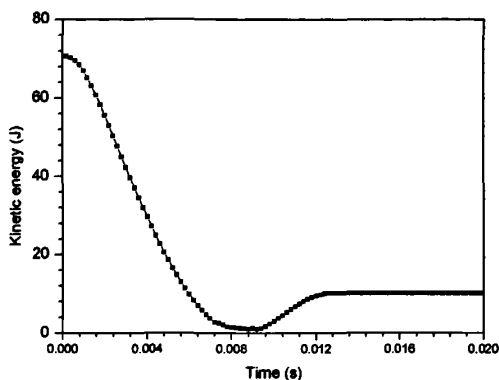


图 4.8 $v=0.85\text{m/s}$ 时动能损失时程曲线

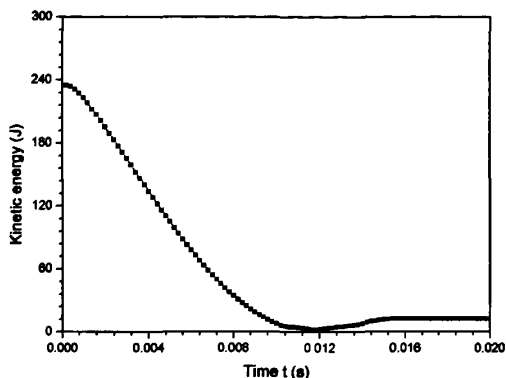


图 4.9 $v=1.50\text{m/s}$ 时动能损失时程曲线

表 4.1 不同初始动能下圆环链的动能损失

圆环链速度 (m/s)	时间 (s)	动能 (J)	损失动能 (J)
0.85	0	70.7	
	0.02	10.1	60.6
1.50	0	235	
	0.02	12.4	222.6

4.3.2 圆环链卡链过程中内能响应特性分析

如图 4.10 所示为 $v=0.85\text{m/s}$ 的内能随时间变化曲线图，由图可以看出，系统初始内能为零，卡链开始后，内能逐渐增大，在速度反弹后内能减小。

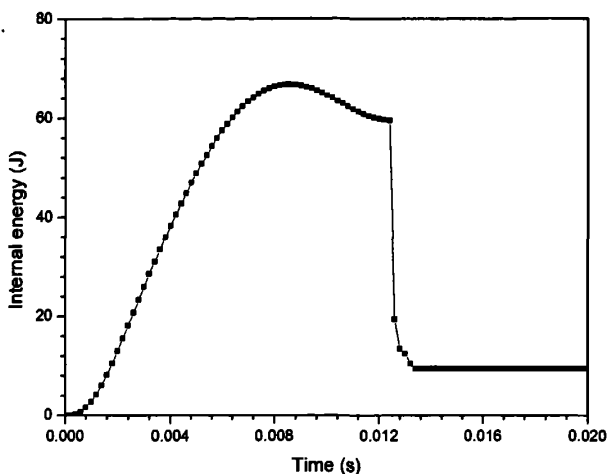


图 4.10 圆环链内能变化

4.4 本章小结

本章对圆环链在卡链冲击过程中的动力学特性进行分析，得到如下结论：

(1) 仿真结果显示，链环 2 在卡链开始后同时受到链环 1 与链环 3 的作用力，所以链环 2 两端的加速度向两个方向同时急剧加速，随后逐渐降低，直至为零。而速度总体趋势是逐渐降低，然后反弹。

(2) 在卡链过程中整个系统的初始动能（即冲击能量）主要转化为系统内能以及链环 2 与链环 3 的剩余动能，其他的能量被摩擦和沙漏模态吸收。卡链过程中总内能逐渐增大，在速度反弹后内能减小。总动能则逐渐减小，在速度反弹后稍有上升。

(3) 圆环链系统尚未失效，圆环链具有较好的抗冲击能力，在设计中仍有提高系统总体刚度的余地，增加圆环链总体刚度可以增强圆环链的抗冲击能力。

5 含缺口链环卡链状态下的动态特性分析

圆环链的制造过程包括下料、编链、焊接、整形、去刺、热处理、拉伸、浸漆等过程。圆环链在焊接过程中经常会带有焊接缺陷，含有焊接缺陷的圆环链投入使用后，会带来严重的后果。本章通过在圆环链模型上制造一个V形槽模拟圆环链的焊接缺陷，在LS-DYNA环境下对缺陷链环卡链冲击过程进行模拟仿真，对圆环链在1.50m/s的运行速度下，焊接缺陷链环受到卡链后的性能进行分析。

5.1 含缺口链环卡链冲击后速度、加速度响应特性

含缺口链环在运行过程中由于有缺陷的存在，其速度和加速度是不稳定的。缺陷会导致圆环链卡链后在缺口部位发生断裂，当圆环链发生断链后，端口两边的速度、加速度将会反向。将圆环链的速度调至1.5m/s，分析点选择所要分析的圆环链缺口部位圆弧段两侧的两个节点，如图5.1所示。分析含缺口圆环链在卡链状态下的速度、加速度响应特性。

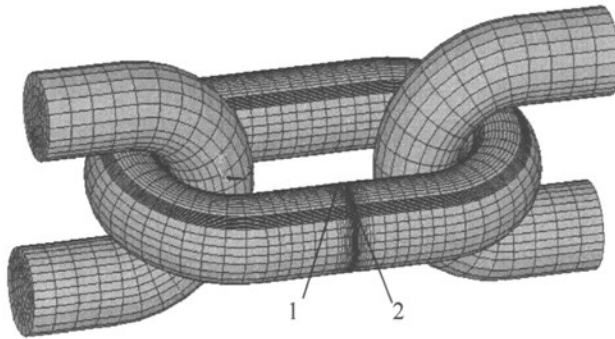


图 5.1 缺口链环取点示意图

5.1.1 含缺口圆环链卡链过程中速度响应特性分析

在模拟分析中设置链环3的冲击速度为1.5m/s，卡链时链环2受到链环3的冲击，并受到链环1的约束。整个冲击过程链环2缺口两端节点的速度变化如图5.2所示。在链环2断裂前，也就是在冲击开始到冲击后的0.00126s内，链环2整体的速度是基本一致的，在冲击后的0.00126s链环2出现了断裂，2点所在的半环正向突然加速，断裂瞬间速度达到5.32m/s，由于断裂只发生在缺口圆弧处，链环没有完全断裂，所以速度迅速减小。在卡链后0.00137s，2点速度为零。链环断裂后1点所在的半环突然负向加速，

断裂瞬间速度达到 2.11m/s, 由于链环 2 没有完全断裂, 速度迅速减小, 在卡链后 0.0014s 1 点速度为零。由于在链环 2 断裂时刻, 链环 3 还有很大的速度, 2 点所在半环直接与冲击链环 3 相连接, 1 点所在半环直接与卡链链环 1 相连接, 所以 2 点速度变化较大, 瞬间加速到的最大速度较 1 点大, 断裂后速度响应比 1 点要快。

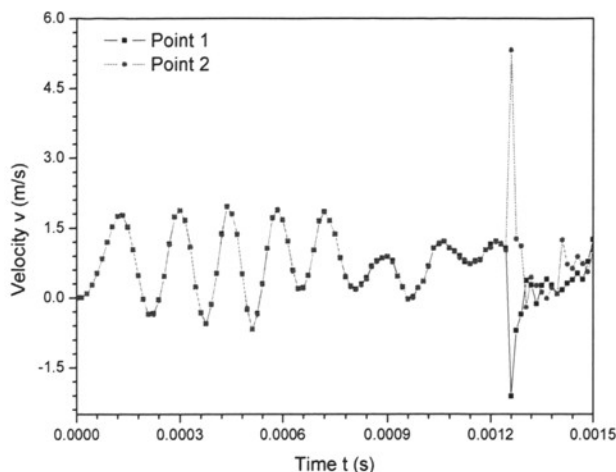


图 5.2 链环缺口两端速度-时间曲线图

5.1.2 含缺口圆环链卡链过程中加速度响应特性分析

卡链后, 链环 2 各点的加速度与链环 2 所受到的链环 1 和链环 3 的反作用力成正比。与速度相对应, 取如图 5.1 所示的链环 2 缺口圆弧两侧的两个节点的加速度做比较。卡链后链环 2 的速度-时间曲线图如图 5.3 所示。卡链后断裂前, 链环 1 和链环 3 对链环 2 中的 1 点和 2 点作用力基本相同。卡链断裂后, 1 点加速度负向急剧增加, 大约在卡链后 0.00126s 达到最大值 120.59m/s^2 。这是由于 1 点所在半环与卡链链环相连接, 链环 2 断裂后, 1 点所在半环受到弹性体链环 1 的作用力急剧增大, 加速度急剧增加。卡链断裂后, 2 点加速度正向急剧增加, 大约在卡链后 0.00126s 达到最大值 178.27m/s^2 , 这是由于 2 点所在半环与冲击链环相连接, 链环 2 断裂后, 2 点所在链环继续受到冲击链环 3 的作用, 断裂瞬间链环 3 对链环 2 的作用力急剧增大, 使得 2 点加速度急剧增加。由于断裂只计算到 0.0015s, 此时链环 2 只在缺口部位发生断裂, 所以 1 点和 2 点的作用力很快达到平衡, 1 点和 2 点的加速度急剧减小, 又由于圆环链质量较小, 加速度变化大, 容易引起震荡。由加速度曲线图可以看出, 靠近冲击链环部位加速度变化较大, 所受冲击较大。

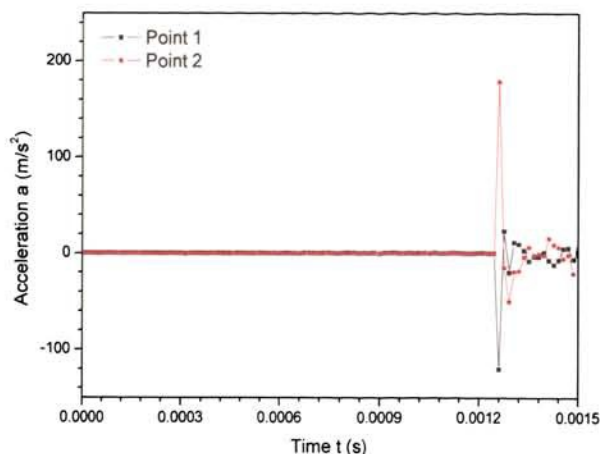


图 5.3 链环缺口两端加速度-时间曲线图

5.2 含缺口链环卡链冲击后应力响应特性

在对含缺口链环进行卡链冲击模拟过程中，链环缺口部位出现了断裂，断裂从圆环链缺口处靠近圆环链内侧开始，向内侧和外侧延伸。

5.2.1 含缺口圆环链缺口部位最大主应力分析

链环 2 受到卡链冲击后，内部应力变化是不一样的，在本文分析中选取缺口区域进行研究，研究其应力变化趋势。选取卡链后的 0.4ms、0.6ms、0.84ms、1.08ms、1.26ms 和 1.5ms 六个时刻进行最大主应力分析，这六个时刻缺口处最大主应力如图 5.4 所示。卡链后，缺口处出现应力集中，缺口的圆弧段靠近圆环链内侧部位的应力高于其他部位。就整个链环而言，圆环链内侧的最大主应力高于圆环链外侧的最大主应力，从圆环链的内侧向外侧逐渐减小，这是因为圆环链拉伸后发生变形，圆环链内侧受到较大的拉应力作用，圆环链外侧受到较大的压应力作用。圆环链卡链冲击发生断裂，断裂从缺口圆弧处靠近圆环链内侧开始，向圆环链的内侧和外侧扩展，随后圆环链内侧全部出现断裂，断裂向圆环链的内心点扩展。

5.2.2 含缺口圆环链缺口部位 Von Mises 应力分析

如图 5.5 所示为圆环链卡链冲击后不同时刻的等效应力分布图，分别取冲击后的 0.4ms、0.6ms、0.84ms、1.08ms、1.26ms 和 1.5ms 六个时刻进行等效应力的分析。由图可知，圆环链等效应力最大值位于圆环链缺口处内侧，其余部分等效应力呈规律性的分布。

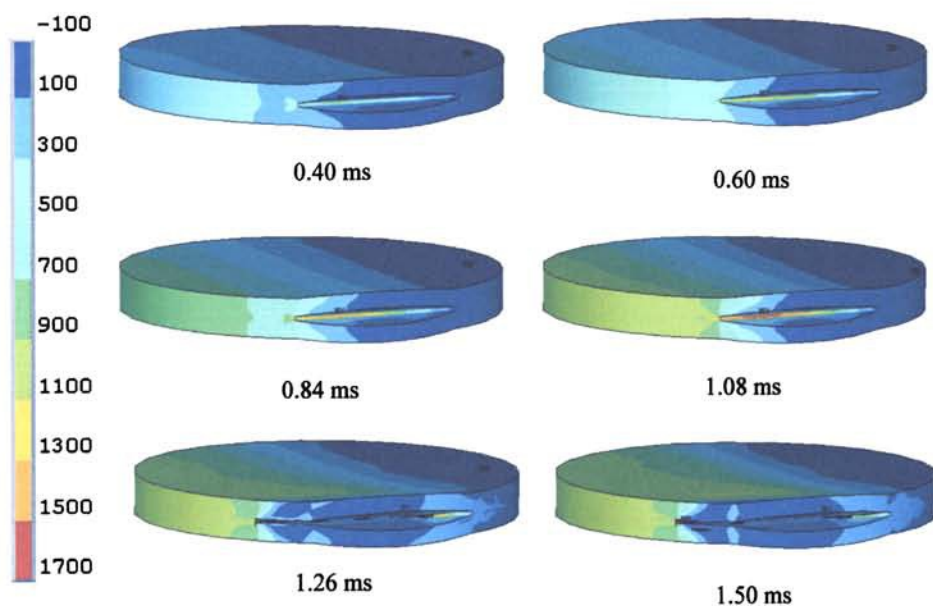


图 5.4 含缺口链环卡链冲击过程中缺口部位最大主应力变化趋势 (MPa)

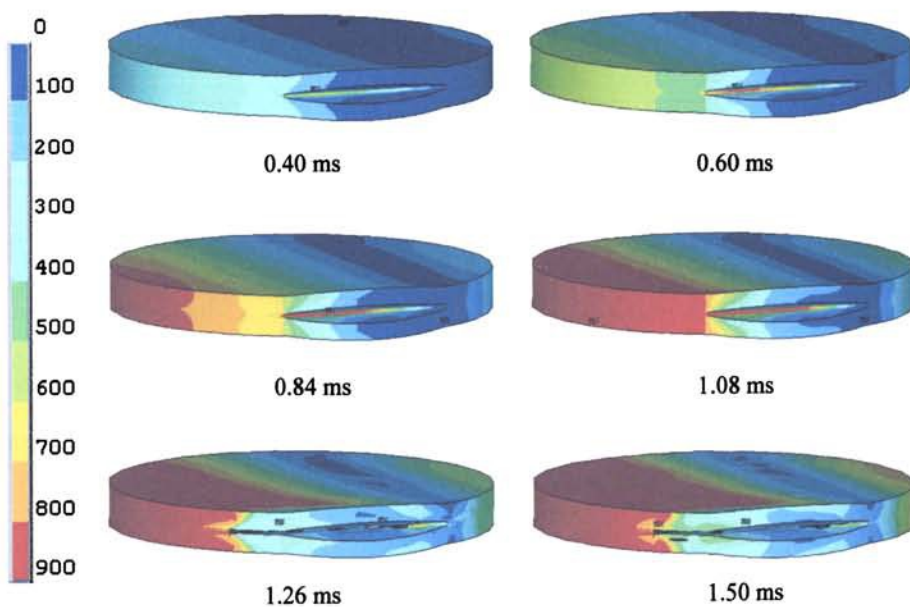


图 5.5 含缺口链环卡链冲击过程缺口部位 Von Mises 应力变化趋势 (MPa)

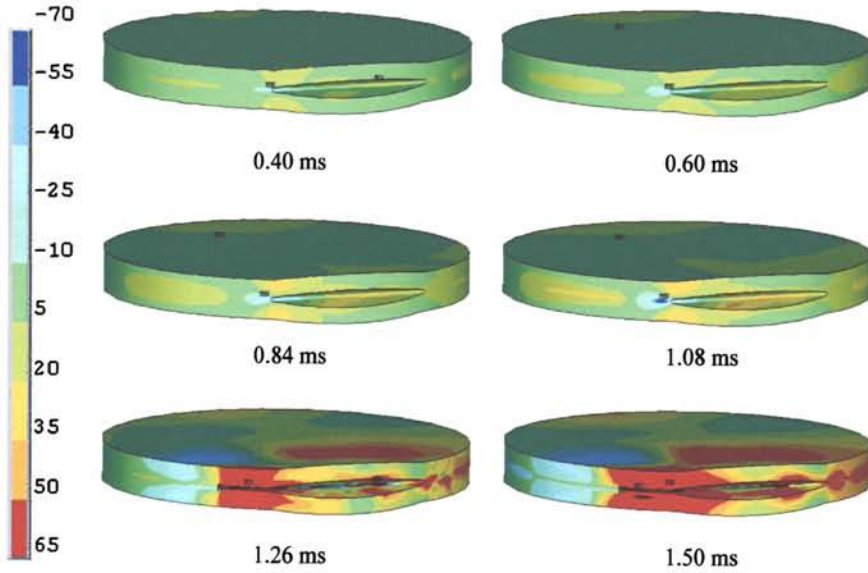


图 5.6 含缺口链环卡链冲击过程缺口部位剪切应力变化趋势 (MPa)

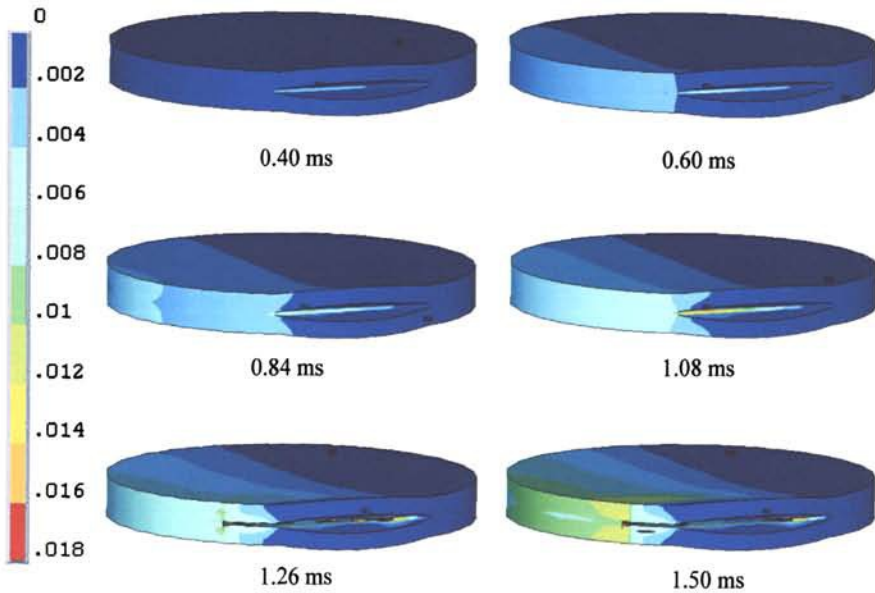


图 5.7 含缺口链环卡链冲击过程中缺口部位应变变化趋势

冲击刚开始时等效应力由圆环链外侧向圆环链内侧逐渐增大,随着冲击的继续,圆环链缺口处出现断裂,随后等效应力的最大值向裂纹要扩展的方向推进,已失效的地方等效应力急剧减小,圆环链缺口处圆弧外侧的等效应力也在不断增大。

5.2.3 含缺口圆环链缺口部位剪切应力分析

如图 5.6 所示为圆环链卡链冲击后不同时刻的剪切应力分布图,分别取冲击后的 0.4ms、0.6ms、0.84ms、1.08ms、1.26ms 和 1.5ms 六个时刻进行剪切应力的分析。由图可知,卡链开始后圆环链的剪切应力较小,随着冲击的继续,缺口圆弧处剪切应力迅速增加,在卡链后的 1.08ms 出现了最大剪切应力。由于在圆弧靠近圆环链内侧的表面出现了两个不同方向的剪切应力,剪切应力在该处发生突变,因此该处首先发生断裂。缺口处断裂后,缺口附近剪切应力均增大,剪切应力沿着裂纹的扩展区域不断增大。

5.2.4 含缺口圆环链缺口部位总应变分析

如图 5.7 所示为圆环链卡链冲击后不同时刻的第一准则应变分布图,分别取冲击后的 0.4ms、0.6ms、0.84ms、1.08ms、1.26ms 和 1.5ms 六个时刻进行应变分析。由图可知,卡链开始后圆环链内侧的应变较外侧的应变大,而缺口圆弧段表面的应变较圆环链内侧的应变大。最大应变出现在圆弧靠近圆环链内侧处,随着时间的增加,该处的应变超过材料的失效应变,材料在该处发生失效。继该处失效后,最大应变转移到圆环链内侧和外侧,使得圆环链内侧和外侧相继出现失效。

5.3 含缺口圆环链缺口部位不同节点应力响应特性

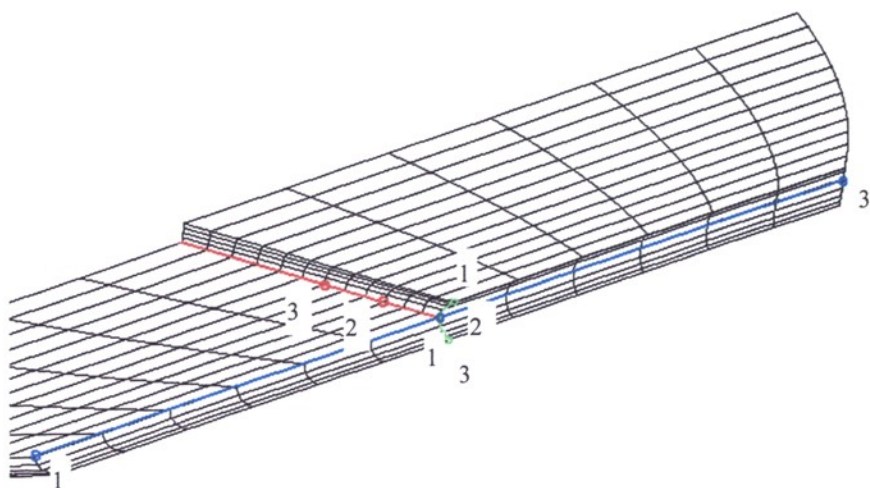


图 5.8 缺口圆弧部位取点示意图

为了精确的研究缺口圆弧部位的应力变化，在缺口圆弧段取如图 5.8 所示三个方向的节点进行分析。

在图中蓝色线方向定义为圆环链厚度方向，取于圆环链缺口圆弧部位圆弧中段，从左到右取 3 个点进行分析，中间点位于圆弧中部；红色线方向定义为圆环链破断面方向，圆环链的断裂沿着该平面扩展，沿红色线从右到左取 3 个点进行分析；绿色线方向定义为圆弧方向，取于厚度方向中部，从上到下取 3 个点进行分析。

5.3.1 含缺口圆环链缺口部位厚度方向应力分析

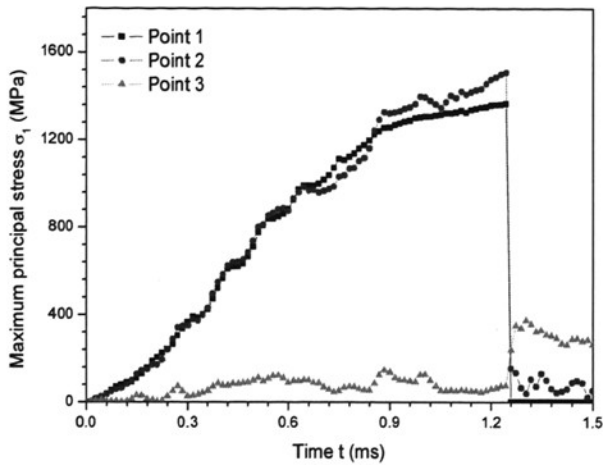


图 5.9 缺口处厚度方向最大主应力曲线

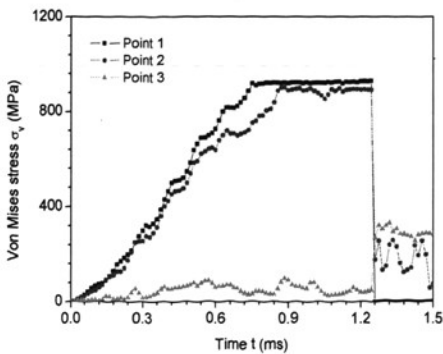


图 5.10 缺口处厚度方向 Mises 应力曲线图

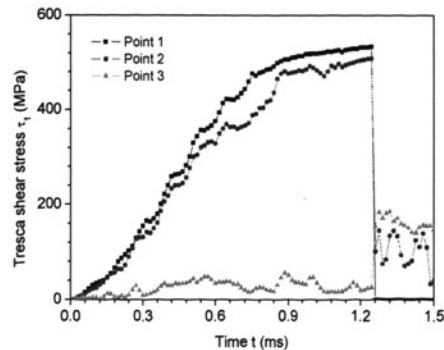


图 5.11 缺口处厚度方向最大切应力曲线图

如图 5.9 所示为圆环链厚度方向 3 个点的最大主应力随时间变化的曲线图。由图可知，卡链开始后，链环 2 缺口部位 1 点与 2 点的应力值不断增大，在开始阶段两点的应力非常接近，当材料发生塑性屈服后，2 点的最大主应力超过 1 点，最大主应力的最大

值出现在节点 2 上, 其值为 1507MPa。在卡链后的 1.26ms 节点 1 与节点 2 均失效, 节点 1 与节点 2 失效后最大主应力急剧减小, 节点 1 的最大主应力所连接的单元全部失效, 所以应力减为零, 节点 2 所连接单元没有全部失效, 其上最大主应力在零上以很小的值上下浮动。节点 3 位于圆环链外侧, 卡链开始后节点 3 的最大主应力很小, 在节点 1 与节点 2 均失效后, 节点 3 的最大主应力迅速增大, 这是因为在节点 1 与节点 2 失效后, 最大主应力的最大值转移到离节点 3 较近的节点上。

如图 5.10 所示为圆环链厚度方向上 3 个点的 Von Mises 应力随时间变化的曲线图。由图可知, 卡链开始后, 节点 1 与节点 2 的等效应力逐渐增大, 其中节点 1 的等效应力比节点 2 的等效应力要大。节点 1 的等效应力在卡连后 0.75ms 达到平稳, 达到平稳后的等效应力最大值为 928MPa。节点 2 的等效应力在卡链后 0.81ms 达到平稳, 达到平稳后的等效应力最大值为 900MPa。节点 1 与节点 2 在卡链后 1.26ms 发生失效。节点 1 与节点 2 在失效后等效应力急剧减小, 其中节点 1 的等效应力迅速减为零, 节点 2 的等效应力减小为一个很小的值在零值上浮动。节点 3 的等效应力在卡链后一直较小, 当节点 1 与节点 2 均失效后, 其值迅速增大, 因为等效应力的最大值转移到离节点 3 较近的节点上。

如图 5.11 所示为圆环链厚度方向上 3 个节点的最大剪切应力随时间变化的曲线图。由图可知, 卡链开始后, 节点 1 与节点 2 的最大剪切应力逐渐增大, 节点 1 的最大剪切应力较节点 2 的剪切应力大。最大剪切应力的最大值出现在节点 1 上, 其值为 533MPa。节点 1 与节点 2 在卡链后 1.26ms 均发生失效, 节点 1 与节点 2 失效后其最大剪切应力急剧减小, 节点 1 的最大剪切应力减为零, 节点 2 点最大剪切应力减为一较小的值在零值上浮动。节点 3 的最大剪切应力在卡链后一直较小, 当节点 1 与节点 2 失效后, 节点 3 的最大剪切应力迅速增大。

5.3.2 含缺口圆环链缺口部位破断面方向应力分析

如图 5.12 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的最大主应力随时间变化的曲线图。由图可知, 在断裂面上最大主应力值的最大值出现在节点 1 上, 也就是圆弧表面上的点, 而节点 2 与节点 3 的最大主应力相对较小, 增加较为缓慢。最大主应力值由圆环链的表面向内部递减, 单元的失效首先出现在表面的点上, 由最外面的点向圆环链的内部推进。在破断面上最大主应力值的最大值出现在冲击后的 1.26ms, 最大值为 1507MPa。由图可知, 所取 3 个点在冲击过程中都出现了失效, 单元一旦失效, 其最大主应力值的最大值转移到离失效单元最近的一个未失效单元上, 失效单元的应力将急剧减小。

如图 5.13 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的 Von Mises 应力随时间变化的曲线图。由图可知, 卡链开始后, 节点 1 的等效应力迅速增加, 节点 2 与节点 3 的等效应力逐渐增加, 较节点 1, 其值较小。在破断面方向上最大等效应力出现在节点 1 上, 其值为

895MPa。卡链后 1.26ms 节点 1、节点 2 与节点 3 均发生失效，失效后这三个节点的等效应力均急剧减小。

如图 5.14 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的最大剪切应力随时间变化的曲线图。由图可知，卡链开始后，节点 1 的最大剪切应力迅速增加，节点 2 与节点 3 的最大剪切应力逐渐增大。最大剪切应力最大值出现在节点 1 上，其值为 508MPa。卡连后 1.26ms 节点 1、节点 2 与节点 3 均发生失效，失效后这三个节点的最大剪切应力均急剧减小。

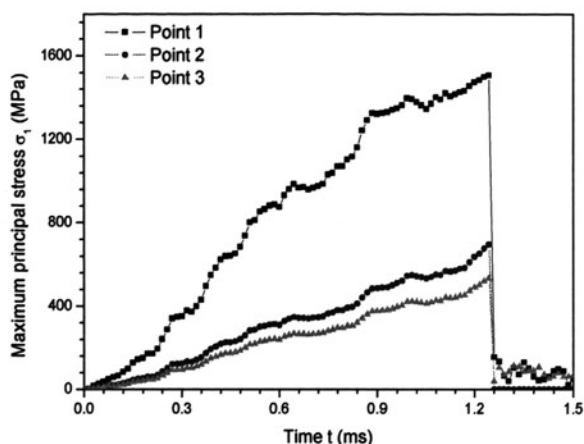


图 5.12 破断面方向最大主应力曲线图

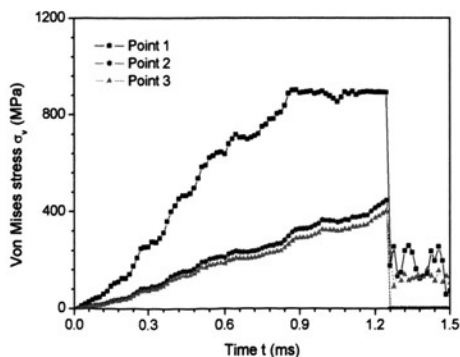


图 5.13 缺口处破断面方向 Mises 应力曲线

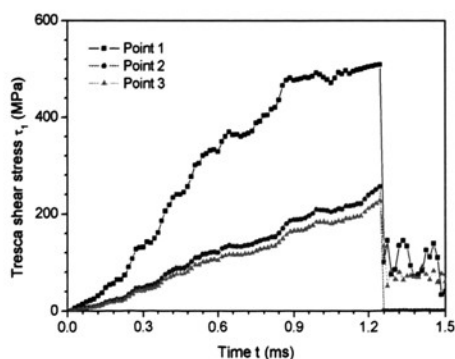


图 5.14 缺口处破断面方向最大剪切应力

5.3.3 含缺口圆环链缺口部位弧线方向应力分析

如图 5.15 所示为圆环链圆弧面弧线上的最大主应力随时间变化曲线图。在弧线方向主要分析 3 个节点的应力值，由图可知，卡链开始后节点 1、节点 2 和节点 3 的最大主应力均逐渐增加，其中节点 2 的最大主应力值一直大于节点 1 与节点 3。最大主应力的

最大值出现在节点 2 上, 也就是弧线的中点上, 其值为 1507.15MPa。由图可知, 在中心点的两侧, 距离中心点等距离的单元应力相近。由于弧线半径仅 1mm, 所以在弧线上所选的节点在卡链冲击后 1.26ms 后均失效。当单元失效后, 节点的应力值急剧减小。

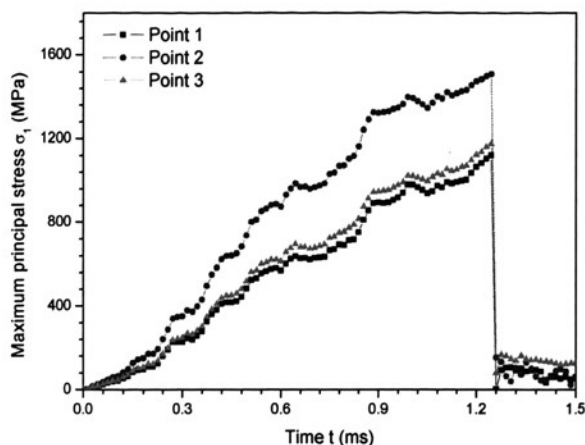


图 5.15 圆弧线方向最大主应力曲线图

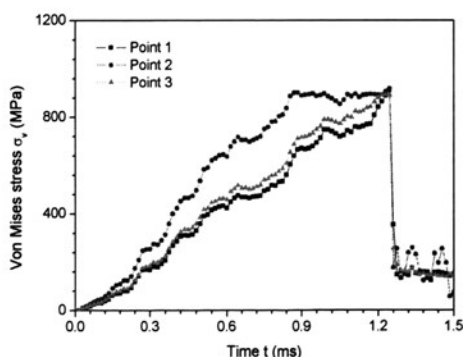


图 5.16 缺口处弧线方向 Mises 应力曲线图

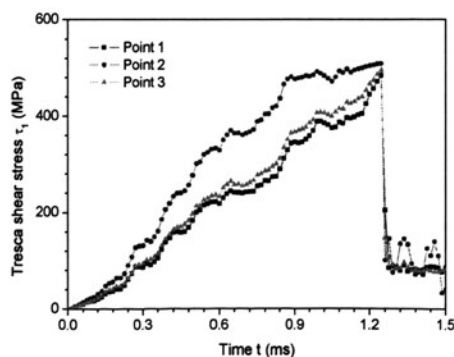


图 5.17 缺口处弧度方向最大切应力曲线图

如图 5.16 所示为圆环链缺口处弧线方向 Von Mises 应力随时间变化曲线图。在弧线方向上所分析的 3 个节点在卡链开始后其等效应力均增大, 节点 2 的等效应力较其他两个节点要大。节点 2 的等效应力在卡链冲击后 0.855ms 达到稳定值, 等效应力最大值出现在节点 2 上, 其值为 917.6MPa。在卡链后的 1.26ms 节点均发生失效, 节点失效后其应力急剧减小, 在零上浮动。

如图 5.17 所示为圆环链缺口处弧线方向最大切应力随时间变化曲线图。在弧线上取 3 个节点进行分析, 这 3 个节点的最大剪切应力在冲击后均增大。最大剪切应力的最大值一直出现在节点 2 上, 整个冲击过程线上的最大剪切应力的最大值为 508MPa。在卡链后的 1.26ms 均发生失效, 节点失效后其最大剪切应力急剧减小, 以一个较小的值在

零以上浮动。

5.4 含缺口圆环链卡链冲击后能量变化特性

由于卡链后圆环链发生了断裂，冲击能量除了转化为内能和剩余动能外，更多的是转化为圆环链断裂所需要的能量，圆环链的断裂使得能量以断裂能的形式被断裂面吸收了。

5.4.1 含缺口圆环链卡链过程动能特性分析

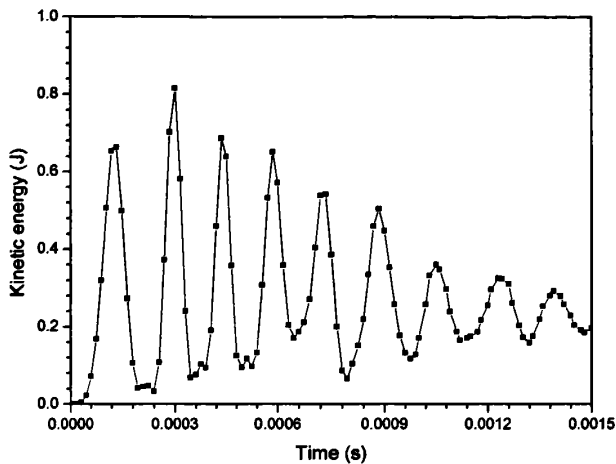


图 5.18 链环 2 动能-时间曲线图

如图 5.18 所示为圆环链 2 冲击过程中的动能-时间曲线图。本分析所模拟的是圆环链在卡死后受到突然冲击的情况，链环 2 在链环 1 被卡死后，突然受到链环 3 的冲击，其动能迅速增加，由于链环 1 与链环 3 对链环 2 的相互作用，链环 2 的动能出现极不稳定现象，这与链环 2 的速度变化情况基本吻合。链环 2 的动能最大值出现在卡链后的 0.00135s，动能的最大值为 0.663J。由于链环 2 质量较小，速度在正负方向上波动，合速度较小，所以其动能也较小。随着卡链冲击时间的增加，链环 2 的动能呈现减小趋势，在圆环链断裂后，其动能变化幅度减小，逐渐趋于稳定。

5.4.2 含缺口圆环链卡链过程内能特性分析

如图 5.19 所示为整个圆环链系统的内能-时间曲线图。由图可知，圆环链在卡链过程中其内能逐渐增加，在卡链开始阶段增加较缓慢，随后近似线性增加。由于所选取计算时间内链环没有完全失效，还有继续失效的趋势，所以其内能呈现继续增长的趋势，没有达到内能的平稳。

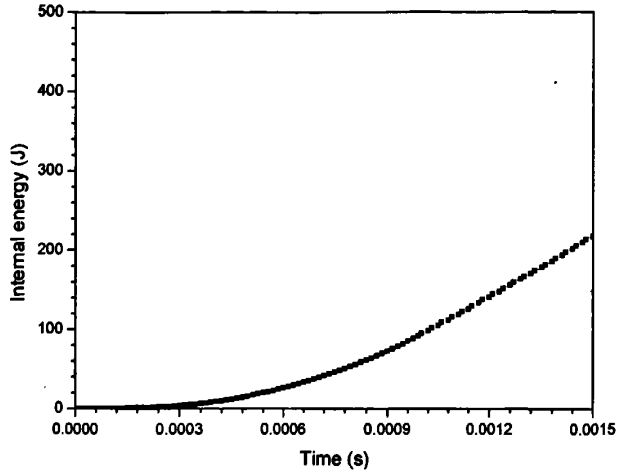


图 5.19 链环 2 内能-时间曲线图

5.5 本章小结

本章对带缺口圆环链在卡链冲击过程中的动态特性进行分析得出以下结论：

(1) 含缺口链环在受到链环 3 的冲击后在冲击后出现了断裂，断裂瞬间缺口两边同时受到很大的方向相反的作用力，所以加速度急剧增加，随着裂纹的扩展，作用力减小，加速度也逐渐减小。由于作用力的继续作用，加速度在一个较小的范围内上下波动。冲击开始后，链环 2 的速度由零开始增加，由于卡链冲击的作用，速度有一个较大范围的波动，随着冲击的继续，速度逐渐减小。在缺口断裂瞬间缺口两边的速度均有一个突变，随后均逐渐减小。

(2) 卡链开始后，缺口处引起应力集中，随着冲击时间的增加，缺口处的应力值也在增加，圆环链直边内侧的应力值要高于直边外侧的应力值，缺口处的应力集中引起缺口处发生断裂。断裂由靠近圆环链直边段内侧开始向圆环链直边段内侧和外侧扩展。

(3) 卡链过程中链环 2 的动能逐渐增加，在圆环链断裂后减小；系统的总内能不断增加，在圆环链断裂后逐渐减小。链环 2 的动能和系统的内能主要由链环 3 的初始动能（冲击能量）转化而来。由于圆环链发生了破坏，圆环链 3 的初始能量还有一部分转化为圆环链吸收的能量。

6 圆环链 Izod 冲击试验数值模拟动态特性分析

国内对矿用高强度圆环链做力学试验主要是拉伸试验,矿用圆环链在使用过程中除了受到拉伸作用外,还有动载荷和冲击载荷的作用。动载荷和冲击载荷对圆环链的影响是非常严重的。材料的冲击特性一般通过冲击试验来研究,常用的冲击试验方法是 Izod 冲击试验,利用有限元软件可以模拟 Izod 冲击试验过程并对计算结果进行提取分析^[39-40]。本章主要对矿用圆环链试件进行冲击试验的数值模拟,通过模拟计算,分析圆环链在冲击试验下的动态特性。在计算中给冲击锤施加 3.3m/s 的初始速度,圆环链试件通过与支撑台之间的接触定义其约束,冲击锤垂直冲击圆环链试件。

6.1 Izod 冲击试验缺口部位应力响应特性分析

在对圆环链试件进行 Izod 冲击试验数值模拟过程中,在冲击锤 3.3m/s 的初始冲击速度下,试件 V 形缺口部位在冲击后的 0.52ms 出现了断裂,断裂从 V 形缺口的中间开始,向 V 形缺口表面的两端和圆环链的内部扩展。

6.1.1 Izod 冲击试验缺口部位最大主应力分析

圆环链试件受到冲击锤的冲击后,内部应力是随时间变化的。在本章分析中选取缺口部位进行研究。选取卡链后的 0.487ms、0.498ms、0.51ms、0.522ms、0.534ms 和 0.545ms 六个时刻进行应力分析,如图 6.1 所示为圆环链试件缺口部位在这六个时刻的最大主应力云图。冲击开始后,缺口处逐渐出现应力集中,缺口圆弧部位的应力值高于试件的其他部位。最大主应力的最大值出现在圆弧的中心部位。最大主应力的最小值出现在圆环链试件的中间部位,而在圆环链缺口的背面最大主应力值也较大,这是因为冲击锤位于与缺口相同方向,受冲击锤的冲击,缺口部位受拉应力作用,而背部受压应力作用。由于冲击的作用,在圆环链缺口部位形成高度应力集中,从而导致圆环链试件发生断裂,断裂一旦发生,最大主应力的最大值不再是缺口表面,而是随着单元失效的趋势向圆环链的内部推进。

6.1.2 Izod 冲击试验缺口部位 Mises 应力分析

如图 6.2 所示为缺口部位不同时刻 VonMises 应力变化云图。圆环链试件受到冲击后,在缺口附近选取六个时刻进行 Von Mises 应力分析,其最大等效应力值仍然位于圆环链试件的缺口部位,等效应力最小值位于圆环链试件缺口圆弧处中心。等效应力随着与缺口部位的距离由近到远逐渐减小,在缺口部位产生了应力集中。当缺口处出现失效后,等效应力最大值逐渐沿着失效方向递推。

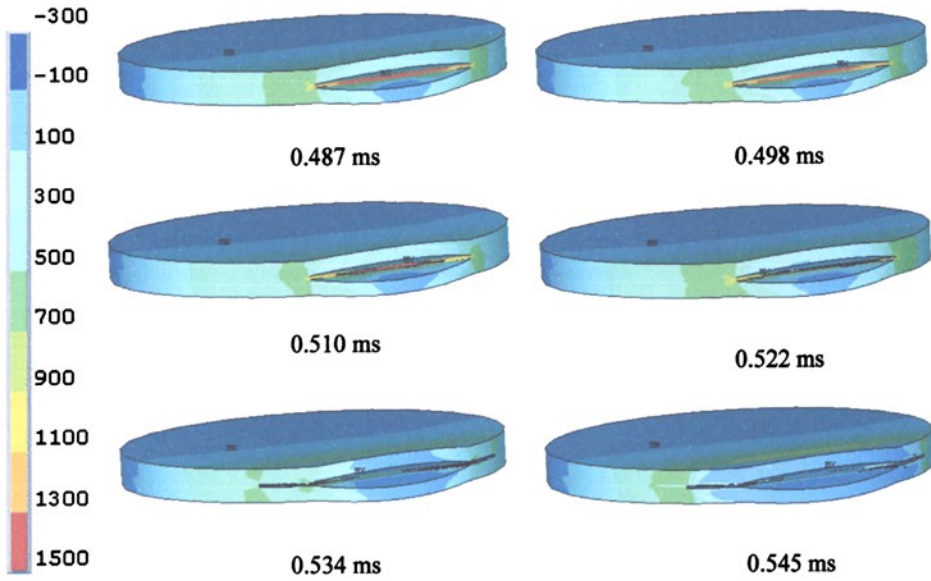


图 6.1 Izod 冲击试验缺口部位最大主应力变化趋势 (MPa)

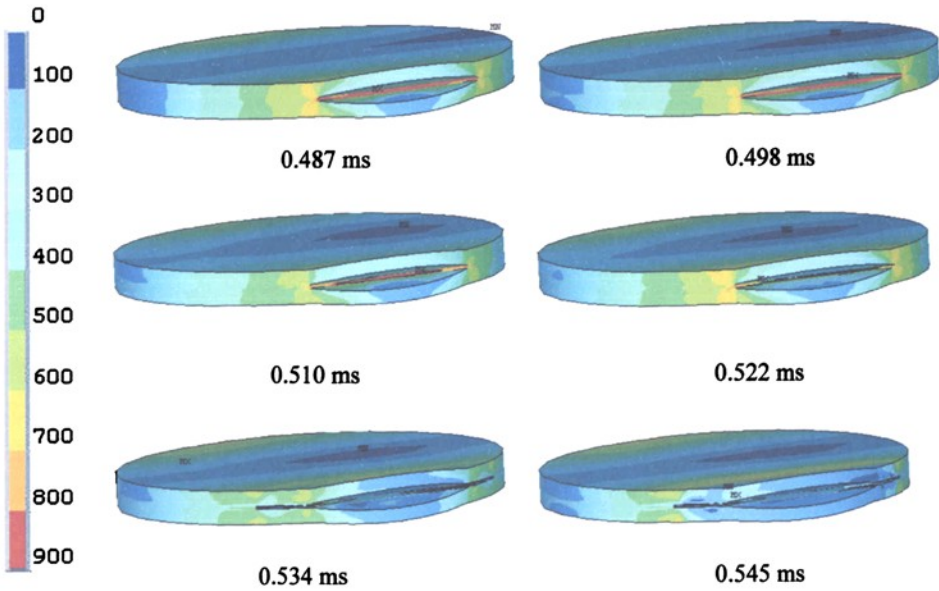


图 6.2 Izod 冲击试验缺口部位 Mises 应力变化趋势(MPa)

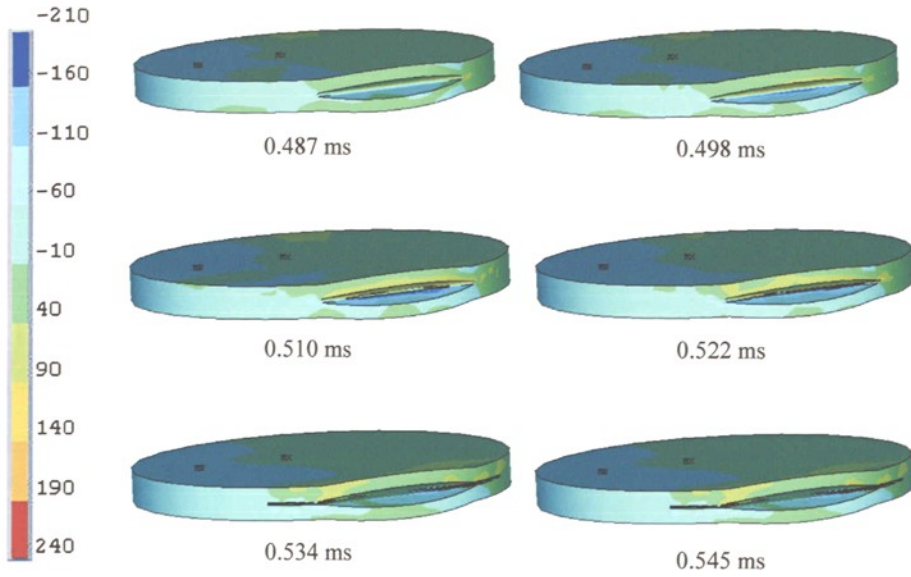


图 6.3 Izod 冲击试验缺口部位剪切应力变化趋势 (MPa)

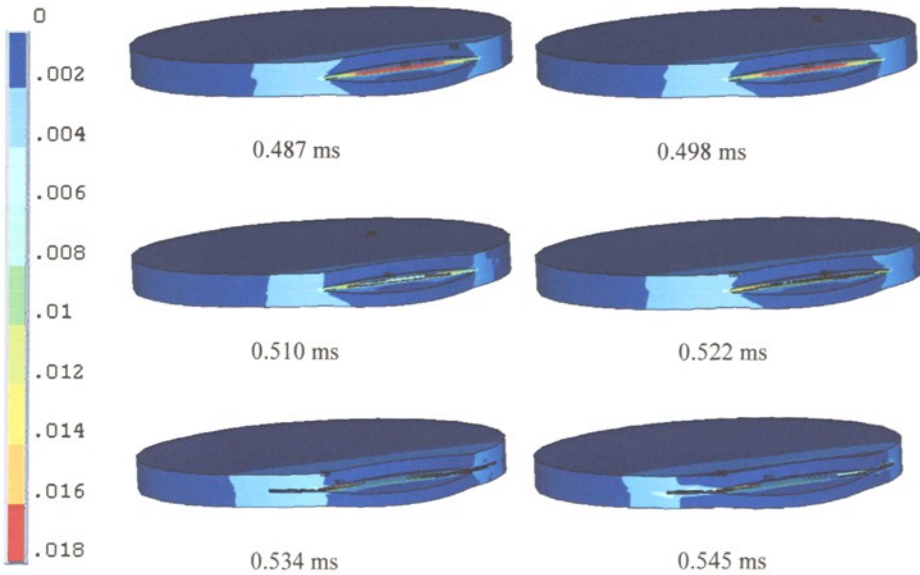


图 6.4 Izod 冲击试验缺口部位应变变化趋势

6.1.3 Izod 冲击试验缺口部位剪切应力分析

如图 6.3 所示为缺口部位不同时刻剪切应力变化云图。圆环链试件受到冲击后，在缺口附近选取六个时刻进行剪切应力分析。如图所示，其最大剪切应力的最大值位于所取分析模块的上方，处于圆环链中间位置。在缺口圆弧段表面有相反方向的剪切应力存在，造成很大的剪应力突变，所以该处首先受到剪切破坏，发生失效。随后剪切应力突变向圆弧段两边和试件的内部推进，使得圆弧段两边和试件的内部也发生断裂。由于圆环链冲击主要作用于试件的上部，所以所取模块缺口上部的剪切应力比缺口下部的剪切应力要大。

6.1.4 Izod 冲击试验缺口部位应变分析

如图 6.4 所示为缺口部位不同时刻第一准则总应变变化云图。圆环链试件受到卡链冲击后，取缺口附近一小块模块进行分析，分别取其受到冲击后的 0.487ms、0.498ms、0.51ms、0.522ms、0.534ms 和 0.545ms 六个时刻进行应力分析。由图可知，链环在冲击开始阶段圆弧段表面出现应变的最大值，随着冲击时间的增大，圆弧段中部的应变超过其失效应变后该处就发生失效。随后应变的最大值向圆弧两侧和圆环链的内部推进，最后圆弧全部失效，最大应变整体向圆环链内心处推进。

6.2 Izod 冲击试验缺口部位不同节点应力响应特性分析

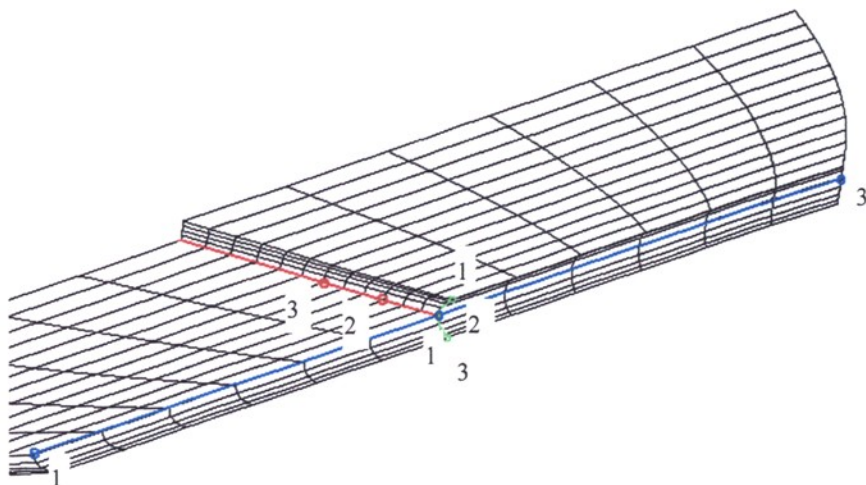


图 6.5 缺口圆弧部位取点示意图

为了精确的研究缺口圆弧部位的应力变化，在缺口圆弧段取如图 6.5 所示三个方向的节点进行分析。

在图中蓝色线方向定义为圆环链厚度方向，取于圆环链缺口圆弧部位圆弧中段，从左到右取 3 个点进行分析，中间点位于圆弧中部；红色线方向定义为圆环链破断面方向，圆环链的断裂沿着该平面扩展，沿红色线从右到左取 3 个点进行分析；绿色线方向定义为圆弧方向，取于厚度方向中部，从上到下取 3 个点进行分析。

6.2.1 Izod 冲击试验缺口部位厚度方向应力分析

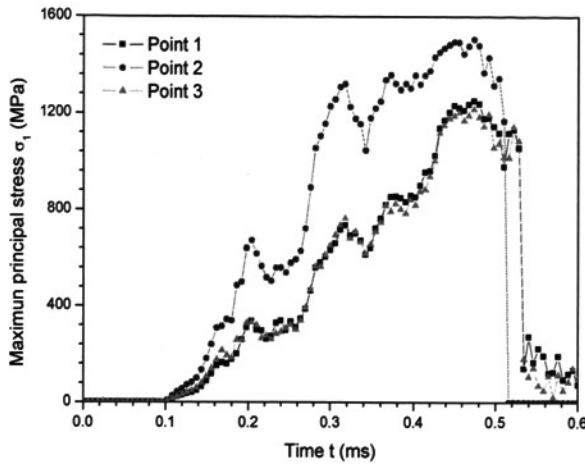


图 6.6 缺口部位厚度方向最大主应力值

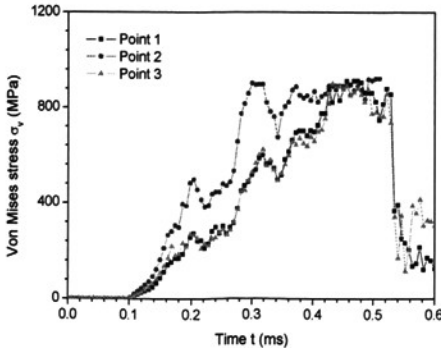


图 6.7 Izod 缺口处厚度方向 Mises 应力曲线

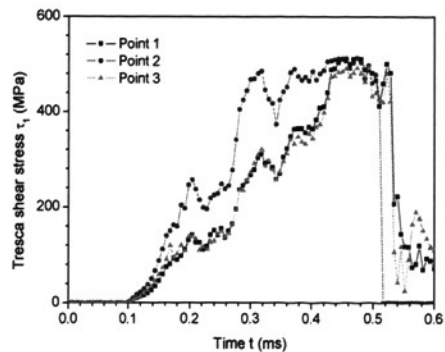


图 6.8 Izod 缺口处厚度方向最大切应力

如图 6.6 所示为圆环链厚度方向 3 个点的最大主应力值随时间变化的曲线图。由图可知，冲击开始后，3 个节点上的最大主应力值逐渐增大，圆环链试件最大主应力的最

大值点出现在节点 2 上,也就是圆环链试件圆弧中间位置上。相对而言,圆弧厚度方向上内部的最大主应力值比边缘的最大主应力值要大,处于边缘位置的 1 点和 3 点的最大主应力值较小。受到冲击锤冲击后约 0.52ms,节点 2 首先出现了失效,在随后的 0.534ms 节点 1 与节点 3 也依次出现失效。当单元节点失效后,该位置的最大主应力值急剧减小,节点失效后,边缘位置节点的最大主应力要比内部节点的最大主应力要大。

如图 6.7 所示为圆环链试件厚度方向 3 个节点的 Von Mises 应力值随时间变化的曲线图。由图可知,冲击开始后,3 个节点的等效应力均逐渐增大,其中节点 2 的等效应力比其他节点的要大,处于对称位置的节点 1 与节点 3 的等效应力变化趋势与数值基本一致。等效应力最大值出现在节点 2 上,其值为 921MPa。在冲击后的 0.52ms,节点 2 出现失效,其等效应力值消失,在随后的 0.534ms 节点 1 与节点 3 也依次失效,其等效应力值急剧减小。

如图 6.8 所示为圆环链试件厚度方向 3 个节点的最大剪切应力值随时间变化的曲线图。由图可知,冲击开始后,3 个节点上的最大剪切应力值逐渐增大,其中节点 2 的最大剪切应力值比其他节点的要大,处于对称位置的节点 1 与节点 3 的最大剪切应力值变化趋势与数值基本一致。最大剪切应力的最大值出现在节点 2 上,其值为 513MPa。在冲击后的 0.52ms,节点 2 出现失效,其最大剪切应力值急剧减小为零。在随后的 0.534ms 节点 1 与节点 3 也依次失效,其最大剪切应力值急剧减小。

6.2.2 Izod 冲击试验缺口部位破断面方向应力分析

如图 6.9 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的最大主应力随时间变化的曲线图。由图可知,沿破断面方向上最大主应力的最大值首先出现在 1 点,从圆环链的表面到圆环链内部,最大主应力值逐渐减小。当节点 1 失效后最大主应力的最大值转移到 2 点,以后每个节点失效后,最大主应力值的最大值向下一个节点递推。在冲击后的 0.534ms 后所选的所有节点均失效,这些节点所连接的所有单元均消亡,所以节点的最大主应力在 0.534ms 后消失。通过分析破断面上的最大主应力,我们可以知道,圆环链试件在受到冲击后,表面的最大主应力远大于内部的最大主应力,有较好的抗冲击破坏能力,当表面出现破断后,圆环链的整个系统将完全失效。因此在设计圆环链的时候可以对其表面进行硬化处理,增强其抗冲击能力。

如图 6.10 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的 Von Mises 应力随时间变化的曲线图。由图可知,冲击开始后,破断面方向上的等效应力均逐渐增大,其中位于表面的节点 1 的等效应力较其他部位的等效应力大。等效应力的最大值位于节点 1 上,其值为 902MPa。节点 1 在受到冲击后约 0.354ms 达到应力的稳定,材料开始出现塑性变形,在冲击后约 0.51ms 节点 1 失效。在节点 1 失效后,节点 2 与节点 3 相继失效,在节点失效后,其上的等效应力消失。

如图 6.11 所示为圆环链破断面方向 3 个节点的最大剪切应力随时间变化的曲线图。

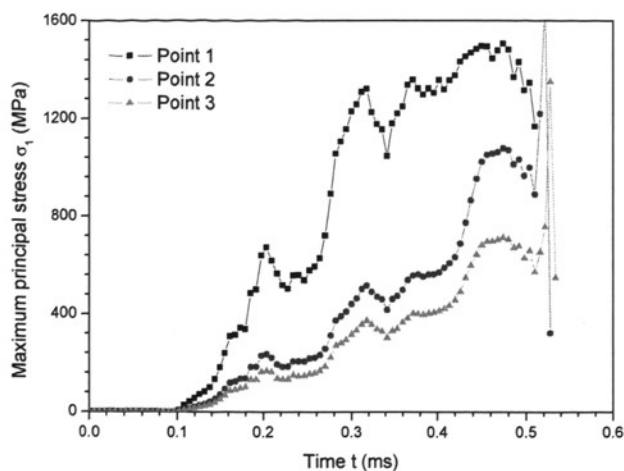


图 6.9 缺口部位破断面方向最大主应力值

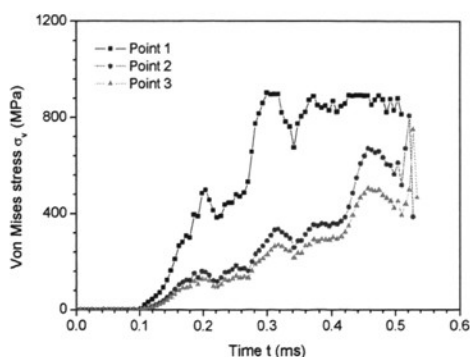


图 6.10 Izod 缺口处破断面方向 Mises 应力曲线

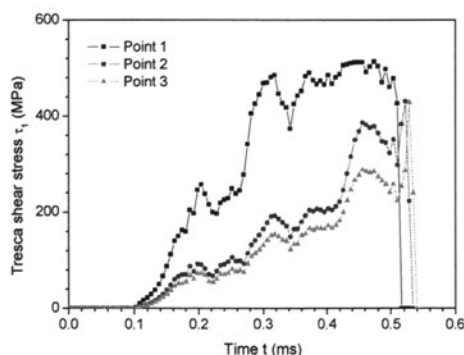


图 6.11 Izod 缺口处破断面方向最大切应力

由图可知，冲击开始后，破断面的最大剪切应力逐渐增大，其中节点 1 的最大剪切应力较其它节点的最大剪切应力大。最大剪切应力的最大值位于节点 1 上，其值为 513MPa。节点 1 在冲击后约 0.354ms 达到应力的稳定，材料开始出现塑性变形，在冲击后约 0.51ms 节点 1 失效，其最大剪切应力急剧减为零。在节点 1 失效后，节点 2 与节点 3 的最大剪切应力突增，在冲击后的 0.534ms 与 0.54ms，节点 2 与节点 3 相继失效，在节点失效后，其上的最大剪切应力均急剧减为零。

6.2.3 Izod 冲击试验缺口部位弧线方向应力分析

如图 6.12 所示为圆环链圆弧方向 3 个节点的最大主应力随时间变化的曲线图。由图可知，冲击开始后，圆弧方向的最大主应力值均逐渐增大，其中弧线中间位置的节点 2

上的最大主应力较圆弧两边节点的应力大。最大主应力的最大值位于圆弧中间的节点 2 上, 其值为 1506MPa。处于对称位置的节点 1 与 3 的最大主应力值非常相近, 且均比节点 2 的最大主应力值小。在冲击后的 0.52ms, 节点 1、节点 2 和节点 3 均失效, 在节点失效后, 节点 2 的最大主应力即刻消失, 而节点 1 与节点 3 上的最大主应力急剧减小。由于节点 2 所连接的单元已经全部消失, 所以其上应力消失, 而节点 1 与节点 3 所连接的单元并没有全部消失, 所以其上还存在应力, 但是应力值较小。节点失效后, 由于节点 1 位于试件上部, 属于自由端, 所以其上最大主应力值有较大的突变, 节点 3 位于试件下部被支撑台所约束, 所以其上最大主应力值较小且在零值上作较稳定波动。

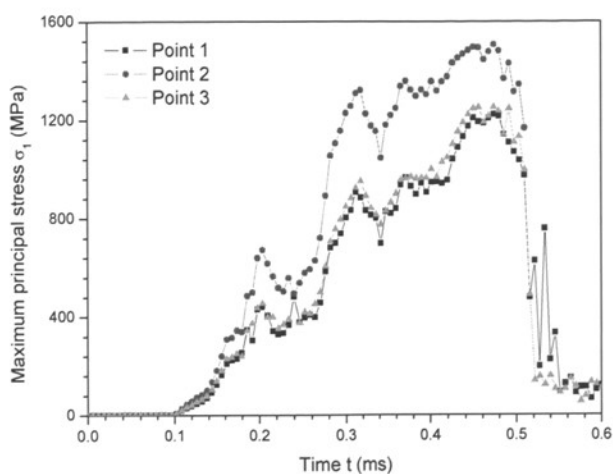


图 6.12 缺口部位弧线方向最大主应力值

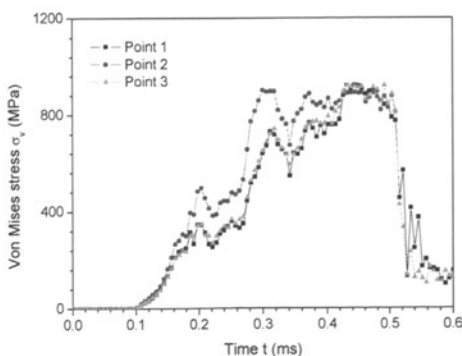


图 6.13 缺口部位弧线方向 Mises 应力曲线

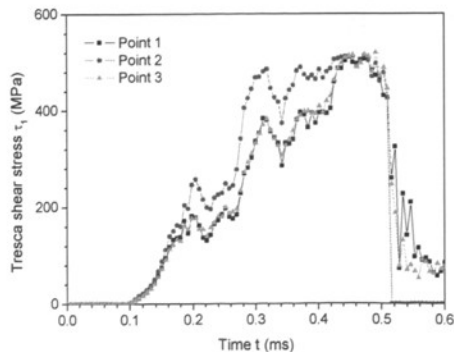


图 6.14 缺口部位弧线方向最大剪切应力

如图 6.13 所示为圆环链圆弧方向 3 个节点的 Von Mises 应力随时间变化的曲线图。由图可知, 冲击开始后, 圆弧方向的等效应力均逐渐增大, 其中弧线中间位置的节点 2 上的等效应力较圆弧两边节点的应力大。在冲击后的 0.43ms 左右, 节点 1 与节点 3 的

等效应力超过节点 2 的等效应力。等效应力的最大值位于节点 1 上，其值为 921MPa。在冲击后的 0.52ms 左右，节点 1、节点 2 与节点 3 均失效，失效后节点 2 的等效应力消失，节点 1 与节点 3 的等效应力急剧减小。

如图 6.14 所示为圆环链圆弧方向 3 个节点的最大剪切应力随时间变化的曲线图。由图可知，冲击开始后，圆弧方向的最大剪切应力逐渐增大，其中圆弧中间位置的节点 2 上的最大剪切应力较其它节点的应力大。在冲击后的 0.45ms 左右节点 3 的最大剪切应力超过节点 2 的最大剪切应力，并且这 3 个节点的最大剪切应力非常接近。最大剪切应力的最大值出现在节点 3 上，其值为 515MPa。在冲击后的 0.52ms 左右节点 1、节点 2 与节点 3 均失效，失效后节点 2 的最大剪切应力消失急剧减为零，节点 1 与节点 3 的最大剪切应力急剧减小。

6.3 本章小结

本章主要分析了使用 LS-DYNA 对矿用圆环链进行 Izod 冲击试验数值模拟的结果，得出以下结论：

(1) 圆环链试件在受到冲击锤的冲击后，在缺口部位迅速形成应力集中，圆环链试件在 Izod 冲击试验过程中一次冲断，试件失效发生在冲击后的 0.52ms，首先出现在缺口中间位置，并向缺口两边与圆环链试件内部扩展。

(2) 圆环链试件在受到冲击锤冲击后，其上应力随时间变化而变化，基本趋势是应力逐渐增加，在弹性变形阶段应力增加较快，在塑性变形阶段应力增加较慢，当应力超过其许用应力后，圆环链试件出现失效，圆环链缺口圆弧处失效前的最大主应力最大值为 1506MPa。当圆环链试件失效后，应力急剧减小。

7 结论

7.1 结论

本研究利用冲击理论和非线性动态显式有限元理论,采用 ANSYS/LS-DYNA 软件建立了圆环链冲击的有限元模型,并通过对完整圆环链、含缺口圆环链卡链状态下的冲击性能分析和圆环链 Izod 冲击试验的冲击性能分析,得出以下结论:

(1) 在圆环链卡链冲击过程中,链环速度迅速减小,最后出现反弹;由于链环的质量较小,加速度响应非常灵敏,在卡链后变化迅速且复杂,这说明圆环链受到卡链冲击后其应力急剧变化。圆环链系统在卡链冲击状态下并没有出现失效,圆环链具有良好的抗冲击能力。

(2) 卡链后系统动能减小,内能增加,系统动能主要来源于冲击链环的初始动能,即冲击能量,主要转化为系统内能以及系统的剩余动能,其他能量被摩擦和沙漏模式吸收。由分析可知,链环的初始动能越大,系统所耗散的动能也越大,随着初始动能的减小,系统的动能也减小。

(3) 含缺口链环在受到卡链冲击后,缺口部分引起应力集中,缺口的中间位置首先出现失效,单元的失效沿着缺口向圆环链内侧蔓延,直至整个链环的失效。含缺口圆环链在 1.5m/s 的初始速度作用下,在卡链后 1.26ms 发生失效。由分析可知,含焊接缺陷或使用中有损伤圆环链在运行中发生卡链极易造成断链事故,应予以避免。

(4) 圆环链试件在受到冲击锤的冲击后,缺口部位产生应力集中,最后发生单元失效,失效从缺口的中间开始,向两边蔓延,直至全部失效。圆环链试件在冲击锤 3.3m/s 的速度作用下,在冲击后的 0.52ms 后发生失效。

(5) 相同直径和相同材料的链环在卡链状态下由于冲击引起内部最大主应力、Von Mises 应力和剪切应力与在 Izod 冲击试验下的应力变化趋势和应力值基本一致,可以用 Izod 冲击试验来考查圆环链的冲击特性。

(6) 从分析结果中可以看出,卡链冲击的链环所受主应力较 Izod 冲击大,而剪应力相对较小,在卡链冲击状态下,含缺口链环出现失效主要由于拉应力作用,而 Izod 冲击状态下,链环失效主要由于剪切应力作用。

7.2 进一步要开展的工作

由于时间和作者能力的关系,没有对这三个冲击模型做全面的分析,在未来的工作中,可以开展下一步的工作,完善冲击系统。

(1) 在卡链冲击过程中,虽然建立了三个链环的模型,实际分析的是单链环,在

日后的分析中可以对多链环的卡链冲击特性进行分析。

(2) 在 Izod 冲击试验中, 不同的温度对其冲击韧性有很大的影响, 由于时间的关系, 在本文的分析中没有考虑到温度的影响, 下一步的工作可以把温度对试验的影响考虑进去。

(3) 本文没有对冲击能量进行详细的分析, 在进一步的研究工作中可以对三种模型在冲击状态下的能量进行分析和比较。

致 谢

在本课题的研究中得到了导师龚晓燕教授和薛河教授的悉心指导和大力帮助。在近三年的研究生学习生涯中，龚老师和薛老师给我创造了优越的学习和工作环境，在生活上关心备至。自始至终在研究方向上给予指导，在困难面前给予鼓励，在生活上给予关照，对我产生了巨大的影响。导师忘我的工作精神、严谨的治学态度，渊博的学术知识以及高尚的敬业精神，使我受益终生。值此论文完成之际，特向龚老师和薛老师致以崇高的敬意和由衷的感谢！

感谢日本 KITO 公司对本研究的资助！

在论文的完成过程中，感谢师兄弟唐伟、方秀荣、赵凌燕、付亭、冯华光、孙戡、时磊、党亚歌、白学勇、赵丹、薛晓峰等的帮助，感谢所有帮助过我的家人和朋友。

在此，还要感谢所有读到本文的读者，时间仓促，文中难免有不足之处，还望能提出一些宝贵的意见和建议，也是对作者的一种鼓励。

参考文献

- [1] 石国祥, 余汪洋. 刮板和埋刮板输送机. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [2] 孙庆超. 刮板输送机的使用与维护. 北京: 煤炭工业出版社, 1985
- [3] 吴爱民, 秦建. Unigraphics NX 用于刮板输送机圆环链受力分析. 2008, (6): 94-96
- [4] F.A. McClintock. A criterion for chain fracture by the growth of holes. *J Appl Mech* 35:363-371, (1968)
- [5] R.W Jeppson. Analysis of chains in mineral mechains. Butterworth, UK, (1976)
- [6] M.F.Randolph. Design of the round-link chain foundations. Research report. Solis TR143.Cambridge University Eng. Dept: (1983)
- [7] Angelo Morro, Mauro Benati. A model for the dynamics of flexible chain systems. *Mathematical and Computer Modeling*. 11:1093-1096, (1988)
- [8] D.R.H. Jones, Engineering materials failure analysis, Pergamon Press, Oxford UK (1983)
- [9] G. Pantazopoulos, A. Vazdirvanidis. Metallurgical investigation on fatigue failure of stainless steel chain in a continuous casting machine. *Engineering Failure Analysis*.16(5),1623-1630, (2009)
- [10] G. Pantazopoulos, A. Vazdirvanidis, A. Toulfatzis, A. Rikos. Fatigue failure of steel links operating as chain components in a heavy duty draw bench. *Engineering Failure Analysis*. in press, (2009)
- [11] Ridha Hambli, Ali Mkaddem, Alain Potiron. Damage prediction in round-link chain processes using FEM. *Int J Adv Manuf Technol*. 22: 12-19, (2003)
- [12] T. Belytschko, H. Chen. Singular enrichment finite element method for elastic dynamic crack propagation. *Int. J. Comput. Methods*, 1-15, (2004)
- [13] 李源吉. $\Phi 18 \times 64$ 矿用圆环链链环的有限元计算. *煤矿机械*, 1986, (2): 4-9
- [14] 李明, 薛河, 杨君锐. 矿用圆环链的初步应力分析. *西安矿业学院学报*, 1996, (2): 165-167
- [15] 刁叔均. 圆环链力学特性研究 J. *五邑大学学报*, 1997, (3): 39-42
- [16] 聂文杰, 薛河. 矿用圆环链有限元力学分析. *煤矿机械*, 2000, (12): 21-22
- [17] 罗庆吉. 矿用高强度圆环链疲劳失效分析. *煤炭学报*, 1997, (4): 429-433
- [18] 程安宁. 圆环链的接触应力分析. *煤矿机械*, 2002, (8): 26-27
- [19] 朱华双, 刘金依. 矿用圆环链间接触应力场的三维弹塑性有限元分析. *煤矿机械*, 2005, (12): 55-56
- [20] 李美霞, 朱华双, 刘金依. 矿用圆环链间接触应力场的三维有限元分析. *煤矿机械*,

- 2005, (5): 48-49
- [21] 龚晓燕, 施晓俊, 薛河. 刮板输送机卡链状态下圆环链动力学分析. 起重运输机械, 2006, (8): 60-63
- [22] 申进杰. 矿用高强度圆环链制动状态下的力学特性分析. 煤矿机械, 2008, (12): 73-75
- [23] 朱屹生, 马建峰, 朱西胜等. 刮板输送机断链故障分析及防范措施. 煤矿机电, 2006, (5): 66-67
- [24] 孙福群. 刮板输送机断链故障分析. 陕西煤炭, 2004, (4): 24-25
- [25] 刘春. 刮板输送机刮板链故障分析. 煤炭技术, 2008, (7): 5-7
- [26] 李风言. 矿用圆环链-链轮传动特性试验研究. 煤矿机械, 1998, (5): 11-14
- [27] 戴建华. 矿用圆环链专业委员会成立. 中国煤炭, 2004, (4): 35
- [28] 肖明葵, 程光均. 理论力学. 北京: 机械工业出版社, 2007
- [29] 韩秀清, 王纪海. 材料力学. 北京: 中国电力出版社, 2005
- [30] 朱鋈庆, 彭华, 林树, 乐运国等. 材料力学实验. 武汉: 武汉大学出版社, 2006
- [31] 唐振廷, 张钰彦, 董莉. 国家标准《钢材夏比 V 型缺口摆锤冲击试验仪器化试验方法》介绍和评述. 冶金标准化与质量, 2004, (2): 18-24
- [32] 张士宏, 商彦凌, 朗利辉等. 显式有限元法对板材成形进行计算机模拟. 塑性工程学报, 2001, (1): 19-23
- [33] 时党勇, 李裕春, 张胜民. 基于 ANSYS/LS-DYNA8.1 进行显式动力分析. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [34] ANSYS/LS-DYNA 算法基础和使用方法. 北京理工大学 ANSYS/LS-DYNA 中国技术支持中心, 1999
- [35] 尚晓江, 苏建宇, 王化锋等. ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例. 北京: 中国水利水电出版社, 2008
- [36] 高晓庆, 尤国武, 谢禹钧. 车辆典型薄壁梁碰撞性能研究. 辽宁石油化工大学学报, 2006, (1): 66-68
- [37] 屈本宁, 张曙红. 工程力学. 北京: 科学技术出版社, 2008
- [38] 李裕春, 时党勇, 赵远. ANSYS 11.0/LS-DYNA 基础理论与工程实践. 北京: 中国水利水电出版社, 2008
- [39] V. Tvergaard, A. Needleman. An analysis of thickness effects in the Izod test. *International Journal of Solids and Structures*.45: 3951-3966, (2008)
- [40] Ch. L. Chang, Sh. H. Yang. Simulation of wheel impact test using finite element method. *Engineering Failure Analysis*. 16(5):1711-1791, (2008)