分类号：_____ 学校代码：_____

UDC： _____ 密 级：_____

硕 士 学 位 论 文

采煤机行走轮齿根断裂特性分析

Fracture characteristics analysis of shearer sprocket tooth root

研 究 生：魏 升

导 师：汪崇建 研究员

周常飞 研究员

学科专业：机械设计及理论

研究方向：高速高可靠性电牵引采煤机研制

培养单位：煤科总院上海分院

煤炭科学研究总院

2013 年 12 月

摘　要

行走轮作为采煤机行走机构的执行机构，经常出现齿根断裂现象，使用寿命较短，严重影响了采煤机的生产效率，因此对行走轮齿根断裂现象的研究具有现实意义。文中主要通过对行走轮的疲劳寿命及齿根裂纹特性进行分析。

行走轮的模数很大，无法按照小模数的齿轮进行加工，也无法按照小模数的齿轮进行表面磨齿处理。目前，行走轮主要是通过线切割加工而成，线切割后，如果齿面不进行粗糙度的处理，粗糙度值会很大，并且随着大功率采煤机的发展，行走轮的轮齿受力也大幅度提高，因此对行走轮的疲劳强度要求更高。对齿面进行渗碳，喷丸，铣齿等工艺处理来提高行走轮的疲劳强度是非常有必要的。因此，对残余应力，齿面粗糙度，以及牵引力大小对行走轮疲劳寿命的影响规律进行研究十分有意义，另外,考虑到行走轮是两侧交替受力，分析了应力循环特性 R 对疲劳寿命的影响规律。

疲劳产生的裂纹，或者材料内部本身就具有裂纹缺陷，在交变载荷作用下，裂纹扩展至临界尺寸后，就会导致齿根断裂，因此对齿根裂纹特性的研究也十分有意义。

本课题来源于国家 863 计划，主要利用计算机技术以及必要的实验进行研究分析。主要研究工作如下：

（1）利用 ADAMS 软件对行走轮-销排啮合模型进行动力学仿真，获得行走轮轮齿载荷谱；

（2）利用 ANSYS 软件对行走轮轮齿进行静强度分析，获得轮齿应力数据集；

（3）利用 FE-SAFE 软件，结合轮齿载荷谱和应力数据，研究分析残余应力，齿面粗糙度，牵引力大小，以及齿根应力循环特性对行走轮疲劳寿命的影响规律。

（4）利用 Franc3D 软件，研究分析齿根裂纹面倾角，载荷大小，裂纹大小以及形状对裂纹前缘应力强度因子的影响规律。

（5）通过实验计算出 18Cr2Ni4WE 材料的断裂韧性 K_{IC}。

（6）利用 Franc3D 软件和 K_{IC},研究分析齿根裂纹的扩展特性，以及裂纹大小和载荷大小对齿根裂纹扩展寿命的影响规律。

关键词：采煤机；行走轮；齿根断裂；疲劳寿命；齿根裂纹；裂纹扩展寿命

Abstract

Sprocket as the executive component of shearer haulage mechanism , short service life, often appears the fracture phenomenon of tooth root ,leading to short service life,which affected seriously the production efficiency of shearer, and therefore research on the fracture phenomenon of sprocket tooth root has realistic significance. In this paper, fatigue life of sprocket and crack characteristic of tooth root are mainly analyzed.

The modulus of sprocket is very big, which result that Sprocket cannot be processed in accordance with the small modulus gear and gear grinding also can't be operated in accordance with the small modulus gear.at present, Now, sprocket is mainly processed by wire-cutting , if gear tooth surface without more process ,which will make roughness value is quite high, and with the development of high-power shearer, sprocket tooth will undertake increasing significantly load,and thus the fatigue strength of sprocket is requested higher. It is necessary to improve the fatigue strength of sprocket by tooth surface carburizing, shot peening,and milling. Therefore, it is considerable meaningful to study the influence of residual stress, tooth surface roughness, and the traction force size on fatigue life of sprocket.In addition,considering both sides of sprocket undertake alternately load ,the influence of stress cycle characteristics R on fatigue life is analyzed.

Fatigue crack, or material own crack defects , under cyclic loading, will cause tooth root fracture after growing to the critical size,so it is also very significant to study the crack properties of sprocket tooth root .

This topic is derived from the national 863 plan.The computer technology and the necessary experimental are mainly utilized to study in this paper. The main research work is summarized as follows:

(1)Engagement model between sprocket and pin-rail is simulated about dynamic by ADAMS software,in order to obtain loading spectrum of sprocket tooth；

(2)Static strength of sprocket tooth is analysis by ANSYS software ,so as to get the stress data set;

（3）It is studied that the influence law of the residual stress ,the tooth surface roughness, the traction force size, and the characteristics of tooth root stress cycle on fatigue life of sprocket by FE - SAFE software, basing tooth load spectrum and stress data.

(4)It is studied that the influence law of tooth root crack opening Angle, load size,

crack size and shape on stress intensity factors of crack front by Franc3D software.

(5)The fracture toughness of model I crack of 18Cr2Ni4WE is calculated by experiment.

(6)It is studied that the growth properties of tooth root crack and the influence law of crack size and load size on crack growth life by Franc3D software and K_{IC}.

Keywords:shearer;sprocket,tooth root fracture;fatigue life;tooth root crack ;crack growth life.

目 录

第一章 绪论

1.1 课题研究背景

构件在实际应用中通常承受交变载荷的反复作用，虽然施加的交变应力水平没有达到静强度设计的许用应力情况，但是仍然会出现疲劳裂纹产生于构件局部位置的现象，疲劳裂纹在交变载荷作用下，进一步扩展，最后发生失效，致使构件出现断裂事故。疲劳裂纹在形成和扩展过程中的特点是具有很大的隐藏性，而在疲劳断裂时的特点是具有瞬发性，瞬间断裂。因此，疲劳破坏往往会影响实际工程中的生产作业，甚至会造成灾难性的后果，以及巨大的经济损失。据统计，至今约有 90%的机械零部件的断裂是由于疲劳而导致的。因此，在开发研制高速和大功率化机械产品的过程中，对疲劳寿命或疲劳强度的研究设计十分重要[1]。

传统强度设计理论是假设材料均质，没有缺陷，以材料力学为基础的，只要使工作应力低于许用应力即可，即只要构件工作应力低于许用应力，构件就不会发生塑性变形或者脆性断裂[2]，但是，对于高强度材料或者中低强度材料加工制造的大型重型机件，即使按照上述强度准则进行设计，使实际工作应力远远低于许用应力，脆性断裂的现象仍然发生。例如，1912 年泰坦尼克号巨轮由于断裂而沉没；50 年代美国北极星式导弹固体燃料发动机壳体的材料采用的高强度钢，屈服强度达到 1400MPa ，并且做了一系列传统的韧性指标的检验，但是点火后发动机壳体就发生了脆性断裂；2009 年土耳其飞机断裂坠毁[3]。这些事故的分析报告就是：传统力学把材料看成是均匀的，没有缺陷，没有裂纹的理想的连续固体。但是，实际工程材料在制备、加工及使用中会产生各种裂纹缺陷，如材料制备过程中，非金属氧化物的夹杂使晶体间开裂产生裂纹，在加工过程中如焊接产生的裂纹，热处理产生的白点，机加工产生的刀痕，划伤等也会在材料或构件上产生宏观裂纹。在使用过程中如交变载荷使构件产生的疲劳裂纹等。裂纹缺陷会产生应力集中，应力值为平均应力的数倍，当达到裂纹失稳扩展条件时，就会瞬间发生脆性断裂。

断裂、腐蚀、磨损是机械零件的三种主要失效形式。其中，断裂是一种“爆发病”，据美国商业部国家标准局向美国国会提出的研究报告，由于断裂及防止断裂，美国每年要付出国民经济总产值的 4%，约为 1190 亿美元[4]；其中有一半经济损失

是可以通过科学技术的力量来避免的。

正是基于这种背景，考虑到采煤机行走轮经常出现断齿现象，如图 1.1 所示，给出了断齿失效的和齿根含有裂纹的行走轮。行走轮是采煤机牵引部的执行机构，其一旦出现断齿现象将导致整个采煤机停止运行，严重影响生产效率。文中将行走轮看作一个大模数的齿轮。在实际工程中，齿轮传动的失效主要是轮齿的失效，而轮齿的失效形式又是多种多样的，在轮齿的失效形式中，疲劳断齿所占比例最大，因此疲劳破坏是齿轮失效的最主要形式之一[6]。为了提高齿轮的可靠性和使用寿命，研究影响疲劳寿命的因素非常有必要，研究裂纹特性，以及影响裂纹扩展寿命的因素，掌握裂纹扩展的规律也非常有必要。

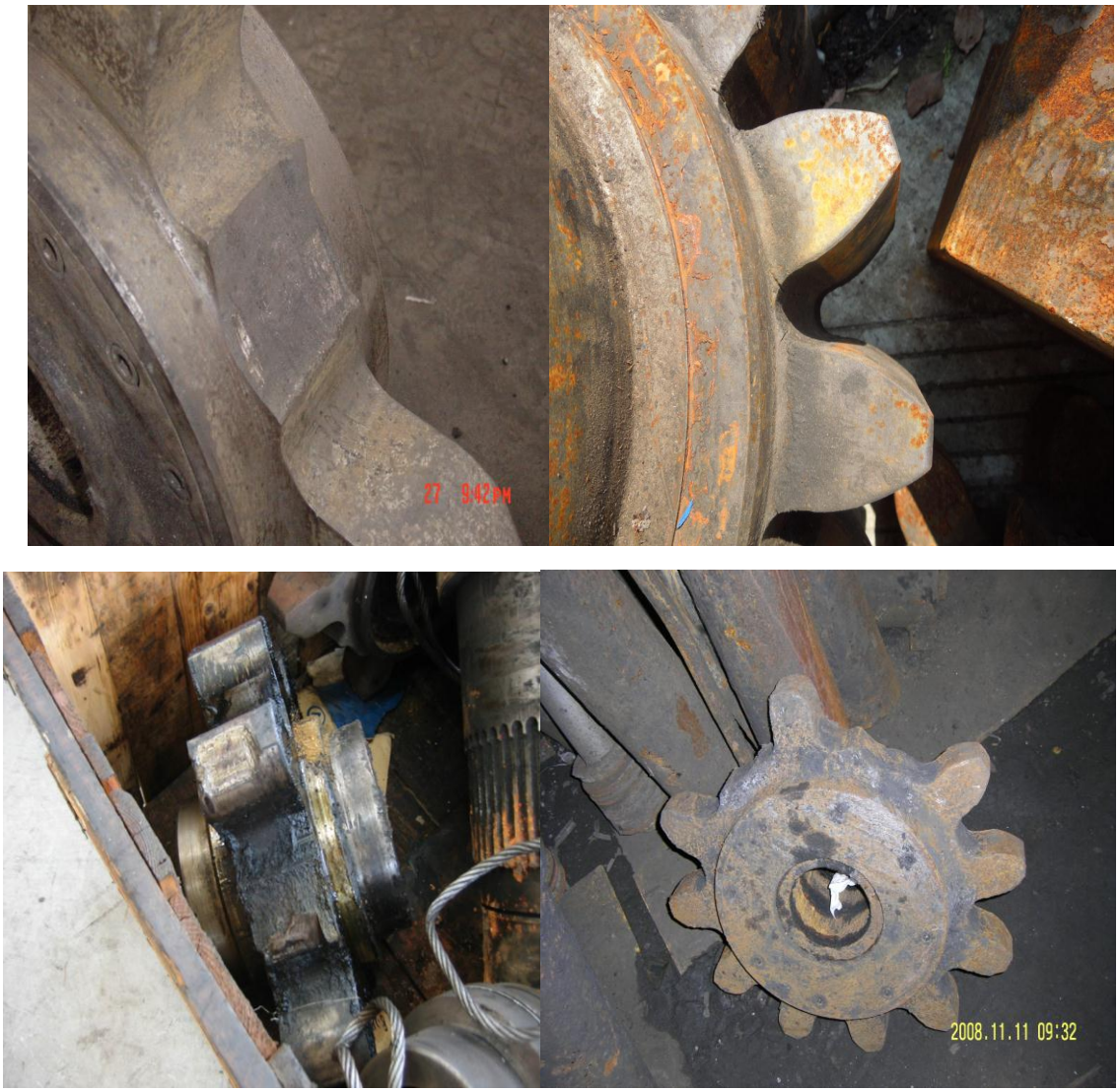


图 1.1 齿根断裂的行走轮

Fig1.1 Sprocket of root tooth fracture

1.2 国内外研究现状

1.2.1 齿轮疲劳寿命的研究现状

疲劳研究是一个重要的研究分支，它既有着悠久的历史，同时随着现代科技的发展，也为其研究注入了年轻的活力。自从疲劳研究被 Wohler 归纳入了科学的研究范畴，疲劳研究方兴未艾，仍旧保持者其活力。材料的疲劳机理，以及对疲劳的科学表述并没有取得理想的结果。疲劳研究的最主要的内容之一为疲劳寿命分析方法，从对疲劳研究的历史可以看出，疲劳寿命分析方法的研究伴随着整个疲劳研究历史。对金属疲劳最开始的探究是由一位来自德国矿业工程师 W.A.J.Albert 于 1829 年前后进行的，他的研究对象是用铁制作的矿山升降机链条，对其进行了多次重复的加载试验，目的是为了校验链条的可靠性；1910 年，O.H.Basquin 提出了描述金属 S-N 曲线的经验规律，指出了应力—疲劳循环数的双对数图为线性关系；1937 年 H.Neuber 指出缺口根部区域的平均应力与峰值应力相比，缺口区域的平均应力更能代表受载的严重程度；1945 年 M.J.Miner 提出疲劳线性累积损伤理论[7]；L.F.Coffin 和 S.S.Manson 提出了 Coffin-Manson 公式，它描述了塑性应变幅和疲劳寿命之间的经验关系，即今天比较著名的局部应力应变法[8-9]。这些研究成果奠定了后人对疲劳寿命的研究基础。

国内学者对疲劳寿命的计算和研究也做了大量工作，陈举华通过实验的方法获得齿轮的 S-N 曲线，为预测齿轮的疲劳寿命提供了理论依据[10]；鲍洪主要是利用解析法计算齿根的应力变化规律，再结合有限元技术对解析法的计算结果进行验证，从而比较精确的计算齿轮的疲劳寿命[11]；赵宁等首先对材料的 S-N 曲线进行修正得到构件的 S-N 曲线，再进行疲劳什么的估算[12]。随着计算机的高速发展，疲劳寿命计算理论已经趋于程序化，目前，对疲劳寿命的研究通常是通过计算机技术进行研究。邓小雷，章文强等通过有限元软件计算出应力分布，再利用疲劳分析软件 MSC.Fatigue 计算构件的疲劳寿命[13-14]；杨庆乐研究了强夯机在起锤脱垂过程中，起锤脱垂的周期性作用以及夯锤落地时产生的冲击波对强夯机臂架疲劳寿命的影响[15]；姜年朝等利用 FE-SAFE 软件，对直升机的桨毂进行了多轴疲劳分析[16]；夏延秋学者研究了摩擦系数对疲劳寿命的影响规律[17]；沈亮研究了载荷，应力集中，齿轮修性量等对疲劳寿命的影响规律[18]。

国内外对残余应力，齿面粗糙度，载荷大小，应力循环特性等对疲劳寿命的定量研究很少，本文将根据行走轮实际加工情况和使用情况从这些角度出发定量分析对疲劳寿命的影响规律，为合理提高行走轮疲劳寿命提供参考。

1.2.2 裂纹的国内外研究现状

行走轮断齿是由于微观裂纹的扩展，最终导致瞬间断裂，齿根裂纹有两个来源，一是疲劳引起的疲劳裂纹，最终导致轮齿断裂。二是“先天性”的，即生产过程中就已经存在的裂纹。齿轮材料中的缺陷包括表面缺陷和内部缺陷，表面缺陷通常是可以看到的，而隐藏在材料内部的缺陷却往往具有隐蔽性和危险性，比如材料内部的夹杂物，气孔，裂纹，不密实区等，这些缺陷都会造成晶体开裂，将严重影响行走轮的安全和使用寿命。

目前，对裂纹的研究主要有两种方法：

（1）解析法

解析法对裂纹的研究，是利用相应的规范和经验公式对复杂的裂纹形状和载荷状态进行简化，用经验的方法对裂纹安全性进行评估。但对于大量结构复杂的工程实际问题却无能为力，况且其简化后的分析准确度及是否真实逼近服役情况也值得探讨。

周赵凤等根据断裂力学理论分析了齿轮裂纹产生的原因，及裂纹扩展的因素，并且研究了裂纹的应力强度因子和裂纹尖端处的应力，位移[18]；Guagliano 和 Nicoletto 主要利用断裂力学理论中的复势法和权函数法计算了齿轮的应力强度因子[19]。

（2）数值法

目前，基于数值法的裂纹扩展分析软件已成功应用于解决工程实际问题。裂纹扩展分析软件是基于有限元法，对含裂纹等缺陷的构件进行计算机仿真，模拟构件的失效过程。由于计算精度高，使用方便，在工程应用上使用较为广泛。

顾浩利用 ANSYS 对二维齿根裂纹进行了应力强度因子求解，从载荷的作用位置和齿轮的结果参数等因素对应力强度因子的影响进行了仿真分析[20]；邵忍平等通过建立带有裂纹的齿轮动力学模型和声学模型，研究了裂纹位置和尺寸对齿轮动力响应的的影响，以及对齿轮辐射声场特性的影响[21]；于世光等利用 FRANC3D 软件模拟了渐开线直齿轮齿根裂纹的扩展轨迹[22]；刘忠艳研究了摩擦对齿根裂纹特性的影响

规律[23]；Lewicki 等研究了齿根裂纹特性，模拟了齿根裂纹的扩展轨迹，并将计算机分析结果和实验进行比较[24]；美国康奈尔大学研究小组利用 FRANC3D 软件，对锥齿轮的疲劳裂纹扩展轨迹进行了模拟[18]。

国内外对于裂纹扩展过程中的裂纹变化规律和裂纹扩展寿命的研究较少，本文将考虑到这两个方面，对行走轮齿根裂纹进行进一步的研究分析。

1.3 论文的主要研究内容

1.3.1 对于疲劳寿命的分析

具体内容如下：

(1)通过对行走轮-销排啮合模型进行动力学仿真，获得行走轮轮齿的载荷谱曲线。

(2)通过对行走轮轮齿进行静强度分析，获得轮齿应力集。

(3)利用轮齿的载荷谱曲线和轮齿的静强度分析结果,从行走轮的性能参数出发仿真分析对疲劳寿命的影响规律。

1.3.2 对于齿根裂纹特性的研究

具体内容如下：

（1）对裂纹进行应力强度因子求解，并且分析了裂纹前缘应力强度因子的影响因素。

（2）对裂纹进行自动扩展，模拟裂纹扩展路径，并且分析了裂纹在扩展过程中裂纹前缘应力强度因子及扩展角的变化规律。

（3）对裂纹扩展寿命进行计算机仿真，并且仿真了不同裂纹半径和不同载荷下的裂纹扩展寿命。

第二章 疲劳寿命分析基本理论

2.1 疲劳的基本概念

构件在交变载荷作用下，虽然应力水平没有达到构件材料的强度极限，甚至低于材料的弹性极限，构件就发生破坏，这种现象称为疲劳破坏[29]。如图 2.1 所示，疲劳破坏的过程分为三个阶段：第一阶段，危险部位形成疲劳裂纹，当某一应力水平下的交变应力循环作用次数n超过构件在当前应力水平下的总次数N（查构件的$S-N$曲线），疲劳裂纹就会产生，疲劳裂纹往往都是从构件的表面发展起来的；第二阶段，构件在交变载荷作用下，疲劳裂纹逐渐扩展；第三阶段，裂纹扩展到临界尺寸后瞬间断裂。

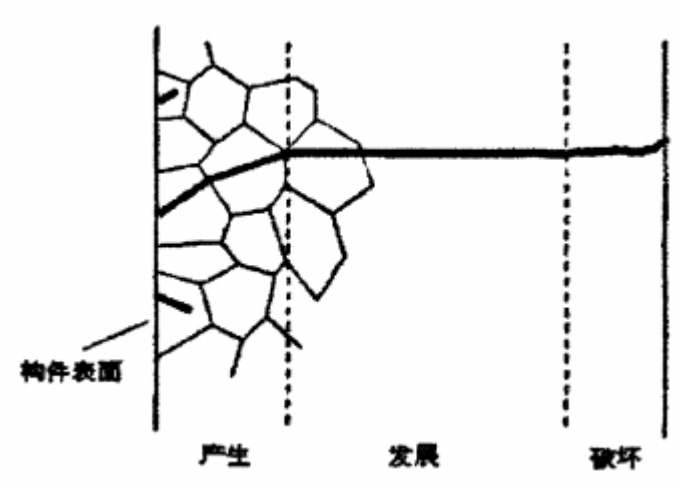


图 2.1 疲劳破坏的三个阶段

Fig2.1 Three stages of fatigue failure

疲劳破坏与传统静力破坏有着本质区别：第一，静力破坏是一次最大载荷作用下的破坏；而疲劳破坏是交变载荷作用下产生的破坏，它不是短期内发生的。第二，当静应力没有达到强度极限时，静力破坏不会发生；而在交变应力没有达到静强度极限时，甚至没有达到屈服极限的情况下，也有可能发生疲劳破坏。第三，静力破坏存在明显的塑性变形；而疲劳破坏通常不存在明显的变形迹象，即使是塑性良好的金属的疲劳破坏，和脆性破坏一样，也没有外在宏观的变形，不易被察觉出来，疲劳破坏往往具有隐蔽性。第四，静力破坏断口呈现粗粒状或纤维状特征；而疲劳破坏的断口总是呈现两个不同的区域，一个是平滑的区域，另一个是粗粒状或纤维

状的区域。由于疲劳破坏时，通常是先在接近构件的表面某点产生微小的裂纹，即起点"疲劳源"，在交变应力作用下，裂纹从疲劳源开始，向四周逐渐扩展。由于交变载荷作用使裂开的两个面时而挤紧时而松开，这样反复摩擦就形成了一部分平滑区域。裂纹逐渐扩展，构件的静强度由于承载面积的减少而降低，降低到一定程度时，就会使构件突然断裂，导致断裂面呈纤维状或粗粒状。第五，静力破坏的抗力主要由材料本身决定；而疲劳破坏的抗力不仅与材料有关，还与构件的几何形状或结构尺寸、表面加工状况、载荷条件以及外部工作环境等有关[25-29]。

疲劳破坏包括热疲劳、腐蚀疲劳、机械疲劳三类。其中，热疲劳是由于温度的循环变化产生应变的循环变化，由此产生构件的疲劳。腐蚀疲劳是由循环交变应力和腐蚀环境共同作用而产生的疲劳破坏。机械疲劳是指结构在交变应力作用下的破坏。机械疲劳又可分为低周疲劳和高周疲劳，一般把疲劳寿命低于 10^5 的循环成为低周疲劳。

2.2 金属材料的疲劳性能

2.2.1 交变载荷

交变载荷或交变应力是指载荷或应力的大小、方向随时间作周期性或不规则变化的载荷或应力[29]。

周期 T：应力两相邻峰或谷之间的时间间隔。

应力循环：应力在一个周期内的变化过程。

平均应力 σ_m：应力循环中不变的分量，其大小是：

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \tag{2.1}$$

应力幅 σ_a：应力循环中的变化分量，其大小是：

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \tag{2.2}$$

由(2.1)和(2.2)可知，$\begin{cases}\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \\ \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a\end{cases}$ (2.3)

应力范围（或应力历程）$\Delta\sigma$：应力最大值与最小值之差，其大小为：

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2\sigma_a \tag{2.4}$$

应力比（或循环特征）R：最小应力与最大应力之比，即：

$$R=\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \tag{2.5}$$

2.2.2 应力疲劳理论

反应材料疲劳强度特性的 S-N 曲线，如图 2.2 所示，可以通过实验绘制，也可以通过软件估算，实验法是用若干个标准试样，在平均应力σ_m或应力循环特性一定的情况下，测出不同应力幅σ_a下试样断裂时的循环次数 N，以σ_a或$\sigma_{\max}$为纵坐标，以 N 为横坐标，绘制成 S-N 曲线[29]。

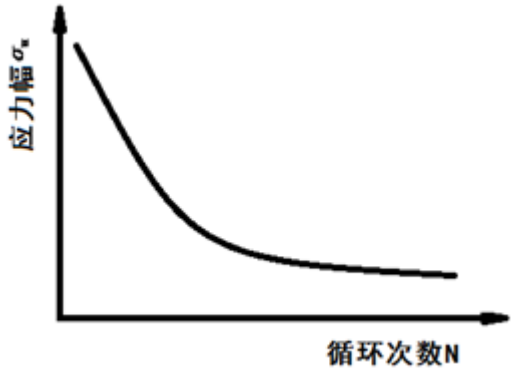


图 2.2 S-N 曲线

Fig2.2 S-N curve

结合工程实际，最常用的 S-N 曲线表达式为幂函数：

$$\sigma_{\max}^{m}N=C \tag{2.6}$$

其中：m 与 C 是与材料性质，构件样式，应力循环特性和加载形式等相关的参数。

将（2.6）两边取对数得：

$$\lg N+m\lg\sigma_{\max}=\lg C \tag{2.7}$$

由（2.7)可知，幂函数的 S-N 公式，在双对数坐标图上为一直线，一般该式也称为线性模型。

2.2.3 应变疲劳理论

一般地，当材料进入塑性之后，应力变化较小，而应变变化较大，这种情况下利用应变作为疲劳性能的控制参量更为合理[29]，因此，此时疲劳寿命的计算主要是基于应变-寿命曲线来进行计算。

2.2.3.1 单调应力-应变特性

应力-应变$\sigma-\varepsilon$曲线在颈缩前的均匀变性阶段，由曲线上的任意一点 A 处卸载，弹性应变ε_e可以恢复，塑性应变ε_p不会恢复，将作为残余应变留下，因此，$\sigma-\varepsilon$曲线上任意一点的应变ε都可以用弹性应变ε_e与塑性应变ε_p之和表示，即：

$$\varepsilon=\varepsilon_e+\varepsilon_p \tag{2.8}$$

根据 Hooke 定理可知：

$$\varepsilon_e=\frac{\sigma}{E} \tag{2.9}$$

其中：E 为材料的弹性模量；

σ为名义应力值。

根据 Holomon 关系可知：

$$\varepsilon_p=\left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{2.10}$$

其中：K 为强度系数，具有应力量纲 MPa；

n 为硬化指数，是无量纲。

联合（2.8),(2.9),(2.10)可得到著名的 Remberg-Osgood 弹塑性应力应变关系：

$$\varepsilon=\varepsilon_e+\varepsilon_p=\frac{\sigma}{E}+\left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{2.11}$$

2.2.3.2 循环应力-应变特性

循环应力应变曲线是指金属材料在循环载荷作用下的应力-应变曲线，它与单调加载时的应力-应变曲线差别很大。

在应变幅恒定，应变循环特性 R=-1 时的试验中，连续监测$\sigma-\varepsilon$响应，就可以得到一系列的应力应变环，即滞后环，当达到一定的循环数后，滞后环趋于稳定即形成稳态滞后环[30-31]。如果在一系列不同的应变横幅下进行实验，就可以得到一族稳态滞后环，把这些稳态的滞后环绘制在同一个坐标系中，用光滑的曲线把顶点连接起来，就得到循环应力-应变曲线，如图 2.3 所示，纵坐标是应变幅ε_a，横坐标是ε_a循环作用下的响应σ_a。

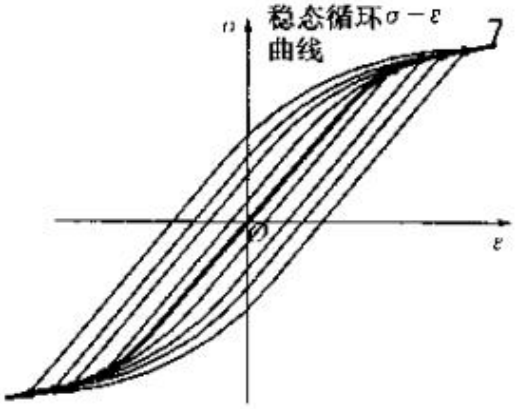


图 2.3 循环应力应变曲线

Fig2.3 Cyclic stress strain curve

循环 $\sigma_a-\varepsilon_a$ 曲线的数学表达式与单调应力应变关系的表达式相似，即：

$$\varepsilon_a=\varepsilon_{ea}+\varepsilon_{pa}=\frac{\sigma_a}{E}+\left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2.12}$$

其中：K' 为循环强度系数，单位：MPa

n' 为循环应变硬化指数，是无量纲，对于大多数金属，n' 取值一般在 0.1~0.2 之间。

2.2.3.3 $\varepsilon-N$ 曲线

反应材料疲劳强度特性的 $\varepsilon-N$ 曲线，可以通过实验绘制，也可以通过软件估算，实验法是用若干个标准试样，在平均应变 ε_m 或应力循环特性一定的情况下，测出不同平均应变 ε_m 下试样断裂时的循环次数 N，以 ε_a 或 $\varepsilon_{\max}$ 为纵坐标，以 N 为横坐标，绘制成 $\varepsilon-N$ 曲线。

应变有弹性应变和塑性应变之分，因此总应变幅 ε_{at} 是由弹性应变幅 ε_{ea} 和塑性应变幅 ε_{pa} 组成【6】。

弹性应变幅：

$$\varepsilon_{ea}=\frac{\sigma_a}{E}=\frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b \tag{2.13}$$

其中：σ'_f 为疲劳强度系数；

b 为试验常数；

N_f 为破坏循环数。

塑性应变幅

$$\varepsilon_{pa}=\varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{2.14}$$

其中：ε_f' 为疲劳延性系数；

c 为疲劳延性指数。

$\varepsilon-N$ 曲线数学表达式为（2.13）与（2.14）相加，即 Manson-Conffin 公式[6]：

$$\varepsilon_a=\varepsilon_{ea}+\varepsilon_{pa}=\frac{\sigma_f'}{E}(2N)^b+\varepsilon_f'(2N)^c \tag{2.15}$$

对（2.13）与（2.14)两边取对数，在双对数坐标系中，$\lg\varepsilon_{ea}-\lg(2N_f)$，$\lg\varepsilon_{pa}-\lg(2N_f)$ 呈对数线性关系。如图 2.4 所示。弹性线与塑性线的交点所对应的循环数为转变循环数，当寿命低于 N_T 时，塑性应变为主，是低周应变疲劳。当寿命大于 N_T 时，弹性应变为主，是应力疲劳。

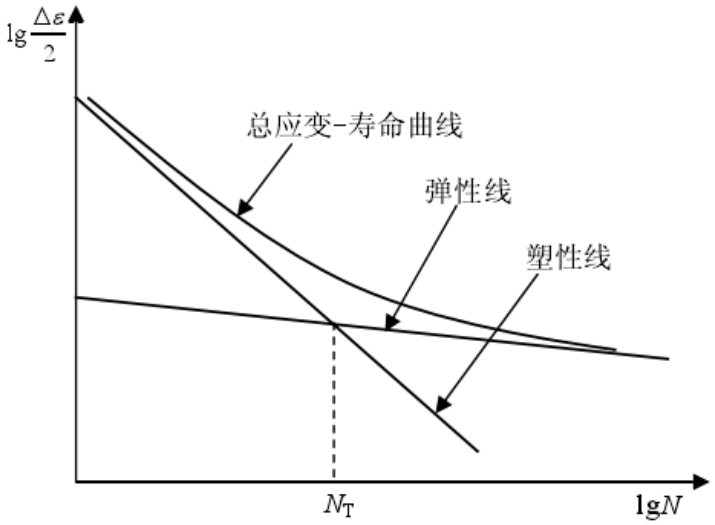


图 2.4 应变寿命曲线

Fig2.4 Strain life curve

2.3 疲劳累计损伤理论

在常幅载荷作用下，利用 S-N 曲线可以预测材料或结构的疲劳寿命。而在实际工况中，结构承受的往往都是变幅载荷，因此，直接利用 S-N 曲线进行结构寿命估算是不合适的，也是不现实的，有必要给出工程中可用的疲劳累计损伤理论进行结

构疲劳寿命的估算。目前，疲劳累计损伤理论概括起来可分为三类：线性疲劳累计损伤理论；修正的线性疲劳损伤理论；非线性疲劳损伤理论[6,29]。

2.3.1 线性疲劳损伤理论

线性疲劳累计损伤理论是指构件在承受循环载荷作用下，各个应力幅造成的疲劳损伤，是可以线性叠加的，各个应力之间是相互独立的，当累积损伤超过某一数值时，构件就发生疲劳破坏。线性累积损伤理论中最简单，最适用的是Palmgren-Miner理论，或简称*Miner*理论[6]。

Miner 理论认为：

（1）一个循环造成的损伤：

$$D=\frac{1}{N} \tag{2.16}$$

其中，N 为对应于当前应力水平σ下的疲劳寿命。

（2）等幅载荷作用下，n个循环造成的损伤：

$$D=\frac{n}{N} \tag{2.17}$$

（3）变幅载荷下，假设构件承受k个不同应力水平的作用，在应力水平$\Delta\sigma_i$作用下，构件的理论疲劳寿命为N_i，实际构件经历了n_i个循环，则在应力水平$\Delta\sigma_i$作用下构件的损伤为：

$$D_i=\frac{n_i}{N_i} \tag{2.18}$$

所以，k个不同应力水平作用时产生的总损伤为：

$$D=\sum_{i=1}^{k}D_i=\sum_{i=1}^{k}\frac{n_i}{N_i} \tag{2.19}$$

（4）临界疲劳损伤D_{CR}

由常幅载荷作用时，可知当$n=N$时，构件发生疲劳破坏。因此，由（2.18）可知构件破坏时的临界损伤为：

$$D_{CR}=1 \tag{2.20}$$

根据 Miner 理论估算构件疲劳寿命，数学表达式为:

$$n_t = \frac{D_{CR}}{D} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i}} \tag{2.21}$$

2.3.2 修正的线性疲劳损伤理论

由于材料具有循环蠕变/循环松弛、循环硬化/循环软化、记忆等特性，材料在第i次载荷作用下的疲劳损伤与当时的损伤状态有关[6]。故对 Miner 理论进行了修正，得到了修正的线性疲劳累计损伤理论：

(1)一个循环产生的损伤：

$$D = \frac{n}{N} \tag{2.22}$$

（2）等幅幅载荷作用下，n个循环造成的损伤：

$$D = \frac{n}{N} \tag{2.23}$$

（3）变幅载荷作用下，n个循环产生的损伤：

$$\begin{aligned} D &= D_1 + D_2\Big|_{D_1=f(\varepsilon_1,R_1)} + D_3\Big|_{D_2=f(\varepsilon_2,R_2)} + \cdots + D_i\Big|_{D_{i-1}=f(\varepsilon_{i-1},R_{i-1})} \\ &= \sum_{j=1}^{n} D_j\Big|_{D_{j-1}=f(\varepsilon_{j-1},R_{j-1})} \end{aligned} \tag{2.24}$$

其中：$D_i\Big|_{D_{i-1}=f(\varepsilon_{i-1},R_{i-1})}$表示在计算第$i$次的疲劳损伤时，第$i-1$次的疲劳损伤情况要考虑在内。

（4）同线性疲劳累计损伤理论一样，临界疲劳损伤$D_{CR}=1$

所以，通过修正的线性疲劳累计损伤理论计算疲劳寿命的数学表达式为：

$$n_t = \frac{D_{CR}}{D} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{n} D_j\Big|_{D_{j-1}=f(\varepsilon_{j-1},R_{j-1})}} \tag{2.25}$$

2.3.3 非线性疲劳损伤理论

线性疲劳累计损伤理论虽然简单实用，但是它没有考虑应力之间的相互作用。从而提出了非线性疲劳累计损伤理论，其中，最典型的是 Carten-Dolan 理论[6]。简

述如下：

（1）一个循环造成的损伤：

$$D = m^c r^d \tag{2.26}$$

其中：m 为材料损伤核的数目；

r 为损伤发展速率，与应力水平 σ 呈正比关系；

c,d 为材料常数。

（2）等幅载荷作用下，n 个循环造成的损伤：

$$D = nm^c r^d \tag{2.27}$$

（3） 变幅载荷作用下，n 个循环造成的损伤：

$$D = \sum_{i=1}^{p} n_i m_i^{\ c} r_i^{\ d} \tag{2.28}$$

其中：p 为载荷的级数；

n_i 为第 i 级载荷的循环次数，$\sum_{i=1}^{p} n_i = n$

（4）临界疲劳损伤 D_{CR}：

$$D_{CR} = N_1 m_1^c r_1^d \tag{2.29}$$

对于变幅载荷，N_1 中的下标“1”表示所有载荷中最大一级载荷下构件的疲劳寿命。

所以根据 Carten-Dolan 理论构件的疲劳寿命数学表达式为;

$$n_t = \frac{N_1 m_1^c r_1^d}{\sum_{i=1}^{p} n_i m_i^{\ c} r_i^{\ d}} \tag{2.30}$$

由于疲劳损伤核在以后的加载过程中，只能增加不会减少，所以 $m_i = m_1$，又 r 正比于应力水平 σ，故（2.31）可写为：

$$n_t = \sum_{i=1}^{p} \frac{N_1 r_1^d}{n_i r_i^d} = \sum_{i=1}^{p} \frac{N_1}{n_i} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_i} \right)^d \tag{2.31}$$

2.4 疲劳寿命分析方法

计算构件疲劳寿命的主要方法归纳起来就是利用材料的疲劳性能数据和交变载荷下的结构响应，根据疲劳累积损伤理论计算构件的疲劳寿命[6]。材料的疲劳性能主要是指材料的应力寿命曲线，应变寿命曲线以及循环应力应变曲线等。交变载荷下的结构响应是指载荷作用下构件的应力响应。疲劳累计损伤理论常用的就是线性理论，将各个载荷幅下的疲劳损伤线性累加起来，结合疲劳曲线进行寿命的计算。疲劳寿命分析方法流程图如图 2.5 所示。

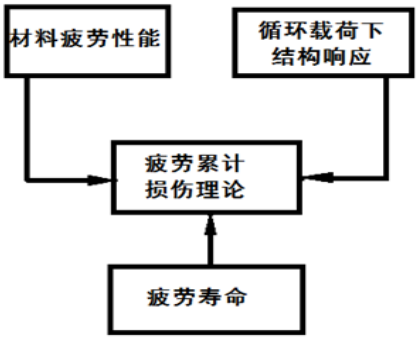


图 2.5 疲劳寿命分析流程

Fig2.5Analysis process of fatigue life

以不同的损伤参量来计算疲劳寿命就对应着不同的疲劳寿命计算方法，常用的计算方法有名义应力法，局部应力应变法；不常用的计算方法有损伤力学法，功率谱密度法。应该根据构件承受的应力水平和材料的疲劳性能来选择合适的分析方法。随着计算机技术的发展和有限元软件的普及，疲劳寿命分析方法得到了广泛的使用，在产品设计阶段，设计者就可以通过建立虚拟样机，利用计算机技术，分析不同方案产品的疲劳寿命情况，因此，提高了设计效率，缩短了产品生产周期[33-34]。

2.4.1 名义应力法

最早形成的抗疲劳设计方法是名义应力法，该方法是根据材料或构件的 S-N 曲线，结合构件危险部位的名义应力和应力集中系数，基于疲劳累计损伤原理，计算疲劳寿命。名义应力法适合应用于工作应力在弹性范围内的高周疲劳问题。

在利用名义应力法进行有限寿命分析时，需要的材料性能数据是不同应力集中系数 Kt 下的 S-N 曲线或等寿命曲线；在利用名义应力法进行无限寿命分析时，要的材料性能数据是材料各种 Kt 下的疲劳极限图。

利用名义应力法估算构件的疲劳寿命时，根据理论需要零构件的名义应力和相应的 S-N 曲线，但是，由于零构件的几何形状和边界条件千差万别，要想利用构件的 S-N 曲线计算疲劳寿命，在实际操作中不太现实。我们通常是通过实验或者疲劳分析软件获得材料的 S-N 曲线，然后对材料的 S-N 曲线进行修正，如应力集中系数修正，平均应力修正等，最后得到零构件的 S-N 曲线，再利用此 S-N 曲线进行疲劳寿命分析[6]。

名义应力法计算疲劳寿命流程如图 2.6 所示。

（1）确定构件的危险部位及材料的 S-N 曲线；

（2）根据载荷谱求出危险部位的名义应力谱；

（3）确定危险部位的应力集中系数；

（4）由材料的 S-N 曲线求出当前应力集中系数和应力水平下构件的 S-N 曲线，主要利用的是插值法；

（5）利用疲劳累计损伤理论，计算危险部位的疲劳寿命。

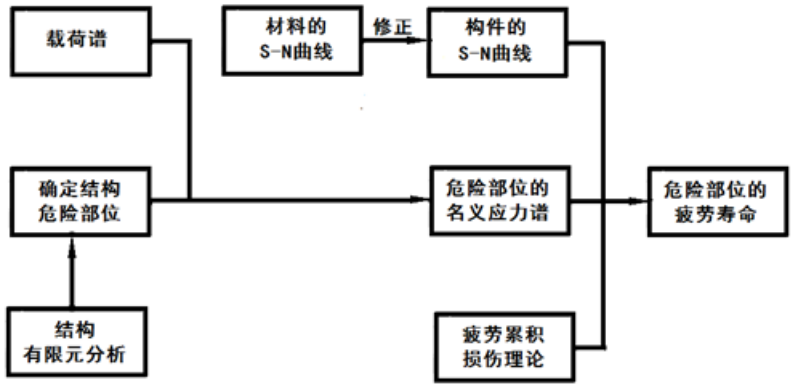


图 2.6 基于名义应力法的疲劳寿命分析流程

Fig2.6 Analysis process of fatigue life by nominal stress method

除了传统的名义应力法外，名义应力法还包括应力严重系数（SSF）法、有效应力法、细节额定系数法（DRF）等。SSF 法是针对航空结构紧固件疲劳问题而发展起来的一种抗疲劳设计方法，在航空结构的抗疲劳设计中发挥了很好的作用。

2.4.2 局部应力应变法

利用局部应力应变法计算疲劳寿命所需要的材料性能数据有：循环 $\sigma-\varepsilon$ 曲线和 $\varepsilon-N$ 曲线。局部应力应变法利用名义应力谱和循环应力应变曲线，通过有限元或

解析法获得构件危险部位的局部应力应变曲线，最后根据应变寿命曲线和疲劳累计损伤理论计算疲劳寿命[35]。

局部应力应变法计算疲劳寿命流程如图 2.7 所示。

（1）确定构件的疲劳危险部位；

（2）由载荷谱求出危险部位的名义应力谱；

（3）利用有限元法或其他方法计算局部应力应变谱；

（4）根据当前应力应变水平下的$\varepsilon-N$曲线，应用疲劳累积损伤理论，求出危险部位的疲劳寿命。

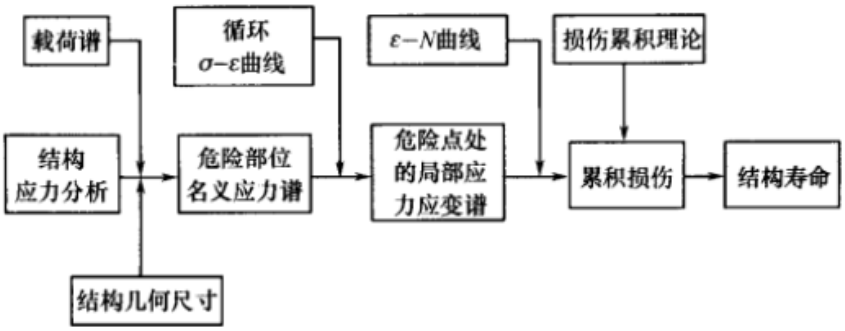


图 2.7 基于局部应力应变法的分析流程

Fig2.7 Analysis process of fatigue life by local stress strain method

表 2.1 局部应力应变法主要种类

Fig2.1 Main types of local stress strain method

方法	稳态法	瞬态法
局部应力应变法	修正 Neuber 法或弹塑性 FEM 法	修正 Neuber 法或弹塑性 FEM 法
循环$\sigma-\varepsilon$曲线	稳态循环$\sigma-\varepsilon$曲线	瞬态循环$\sigma-\varepsilon$曲线
$\varepsilon-N$曲线	Manson-Confin 公式	$\varepsilon_{eq}-N$曲线
疲劳累计损伤理论	大多采用 Minner 理论	Minner 理论

这两种方法的差别在于所采用的疲劳性能曲线不同，如表 2.1 所示，循环$\sigma-\varepsilon$曲线有稳态和瞬态之分，$\varepsilon-N$曲线有 Manson-Confin 曲线和$\varepsilon_{eq}-N$曲线，进一步分析两种方法对于循环$\sigma-\varepsilon$曲线和$\varepsilon-N$曲线描述的基本假设，就可以看到这两种

方法的适用范围和估算精度的差别，它们各有优缺点。稳态法适用疲劳寿命在10^1-10^5寿命区，而瞬态发适用于较高寿命区。

第三章 采煤机行走轮疲劳寿命计算

文中首先利用三维软件 Solid edge 绘制采煤机行走轮-销排模型，再将它们完成啮合装配，保存为 Para solid 格式，然后导入 Adams 中进行动力学仿真分析，得到行走轮-销排载荷时间历程，它提供了疲劳寿命分析所需要的载荷谱数据。最后结合 ANSYS 对行走轮的静强度分析结果，利用 FE-SAFE 软件分析齿面残余应力，齿面粗糙度，载荷大小以及应力循环特性 R 对采煤机行走轮疲劳寿命的影响规律。

3.1 行走轮及行走轮-销排啮合模型的建立

论文以天地科技股份有限公司上海分公司的 MG750-1915 系列采煤机为例，进行疲劳寿命仿真分析。MG750-1915 系列采煤机正常采煤时的最大牵引速度 $v=10m/\min$，牵引力 $F=1142KN$，空载时的最大牵引速度 $v=17.5m/\min$，牵引力 $F=653KN$。MG750-1915 采煤机行走轮采用的齿数 $Z=11$，节距 $p=147mm$，模数 $m=46.79mm$，材料为 18Cr2Ni4WE，

该材料的抗拉强度 $\sigma_b=1270MPa$，屈服强度 $\sigma_s=970MPa$，弹性模量 $E=2.02\times10^5MPa$，泊松比 $\upsilon=0.273$，密度 $\rho=7.91\times10^3Kg/m^3$。

销齿模型有三类，如图 3.1 所示，I 型销齿齿廓上下部分是圆弧曲线，中间是与两圆弧相切的直线，主要是上面的圆弧参与啮合。II 型销齿齿廓是两段相切的圆弧组成，主要啮合区是上下两段圆弧。III 型销齿齿廓上部是圆弧，下部是圆角，中间是相切斜线断连接，主要是上部圆弧和直线段参与啮合。文中选择 III 型销齿进行模型的建立[37]。行走轮齿廓采用渐开线齿廓。

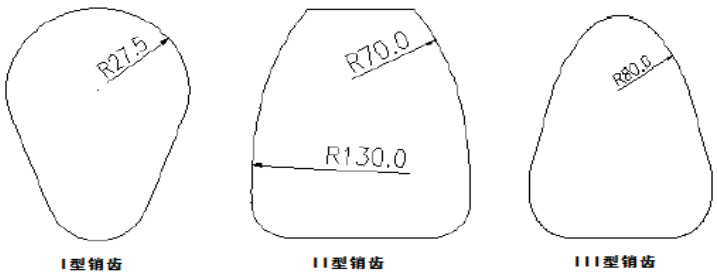


图 3.1 销齿类型

Fig3.1 Pin-rail types

利用三维制图软件 Solid Edge 绘制行走轮销排啮合模型如图 3.2 所示,此模型用于动力学仿真分析，制作行走轮轮齿的载荷谱。行走轮单齿模型如图 3.3 所示，此模型用于轮齿静强度仿真分析。

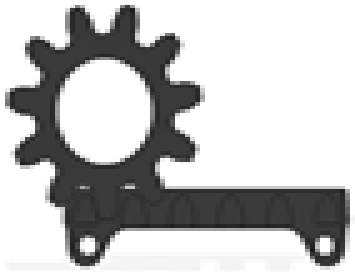


图 3.2 行走轮销排啮合模型

Fig.3.2 Engagement model between sprocket and pin-rail

图 3.3 行走轮轮齿模型

Fig3.3 Sprocket tooth model

3.2 行走轮轮齿载荷谱的获取

3.2.1 Adams 软件简述

Adams（Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System）软件，是一套机械动态仿真软件，它是由美国机械动力公司(Mechanical Dynamics Inc.)开发的，目前 Adams 已被广泛使用，是被认可的最具有权威性和高精度的机械系统动力学分析软件。

Adams 软件可以利用交互式图形环境和零件、约束、力库创建机械系统三维模型[4]，同时，它具有同其他计算机辅助设计软件 CAD，有限元软件 FEA 以及控制设计软件之间的通道，可以实现双向通信；可以对模型进行运动学、线性和非线性动力

学，静力学和准静力学分析，以及包括刚体和柔性体分析；求解器是利用先进的数值分析技术，使求解不仅速度快，而且精度高；可以将不同模型或同一模型在任一过程中的变化进行组装、分析和动态显示，提供多种虚拟样机方案；软件提供的强大的函数库，使用者可以自定义力和运动发生器；具有开放式结构，用户可以集成自己的子程序；位移，速度，加速度，作用力可以自动输出，仿真结果可以以动画和曲线图形的形式给出；对建好的模型，可以预测它的机械系统性能；预测构件的运动范围，从而可以检查构件之间是否发生干涉；可以计算有限元的输入载荷等[37]。

3.2.2 行走轮-销排啮合模型的前处理

将行走轮-销排啮合三维模型保存为 Para solid 格式，导入到 Adams 中编辑刚体构件的属性,赋予构件质量，添加运动副，施加载荷及驱动。

3.2.2.1 添加材料属性

从 Solid Edge 软件导入几何模型后，如果不对模型进行任何处理，由于导入的模型缺少一定的属性编辑，在进行仿真计算时往往会出现错误，构件的属性包括名称、外观、材料属性、可见性等[37]。从 Solid Edge 软件导入几何模型后，要赋予一定的材料属性，比如质量信息。

Adams 中有一个材料库，其中包括了工程中常用的材料，这些数据库包括了材料的弹性模量、泊松比、摩擦系数和密度。用户可以在材料库中选择模型所需要的材料，或者根据需求自定义材料的特性。文中通过自定义行走轮材料的属性如图 3.4 所示。

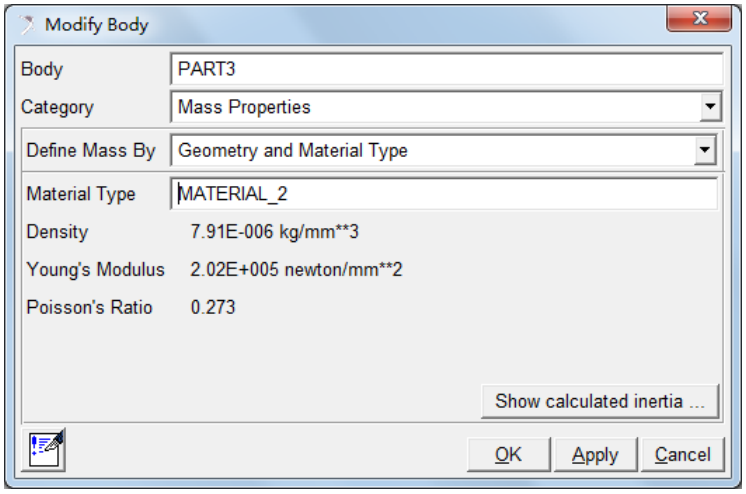


图 3.4 添加材料属性

Fig3.4 Add material property

3.2.2.2 添加运动副

Adams/View 约束库中提供了多种约束，用于限制构件之间的相对运动，即在模型中施加的运动副或者铰链。通常将约束分为三种类型，分别为基本约束、常用约束和高副约束。只有根据模型实际使用情况施加与之对应的运动副，才能仿真模型的真实运动。

在实际工况中，行走轮是前进的，而销排是固定的，行走轮与销排是相对运动关系，为了便于操作，本文将行走轮固定，销排运动，如图 3.5 所示，行走轮固定旋转，销排运动方向与行走轮前进方向相反，即销排向左运动。因此，对行走轮施加旋转副，使行走轮具有旋转自由度。对销排施加移动副，使销排在水平方向上具有移动自由度。

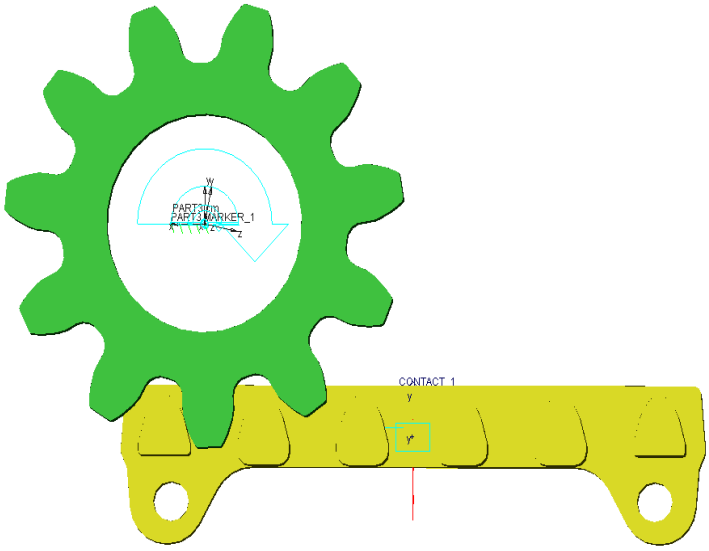


图 3.5 模型在 ADAMS 中前处理结果

Fig3.5 Model pre-process result in ADAMS

3.2.2.3 添加驱动

模型约束建立完全后，要对模型施加与自由度数目相同的驱动，使之满足约束方程限制的运动规律，这样才能够使模型按照实际运动规律运行[37]。

根据公式：

$$n=\frac{1000v}{p\times z} \tag{3.1}$$

$$w=2\pi m \tag{3.2}$$

将采煤机的最大牵引速度代入（3.1）式，计算得到采煤机工作时行走轮最大转速 $n=6.184r/\min$ ，最大角速度 $w=0.6476rad/s$

驱动函数采用阶跃函数，使驱动平稳加载到指定值。旋转副驱动函数加载对话框如图 3.6 所示。驱动类型有位移驱动，速度驱动，加速度驱动,本文选择角速度驱动。

采煤机正常工作时，旋转驱动角速度 $w=0.6476rad/s$，驱动函数为：

step(time,0,0,0.3,0.6476)，驱动载荷曲线如图 3.7 所示。

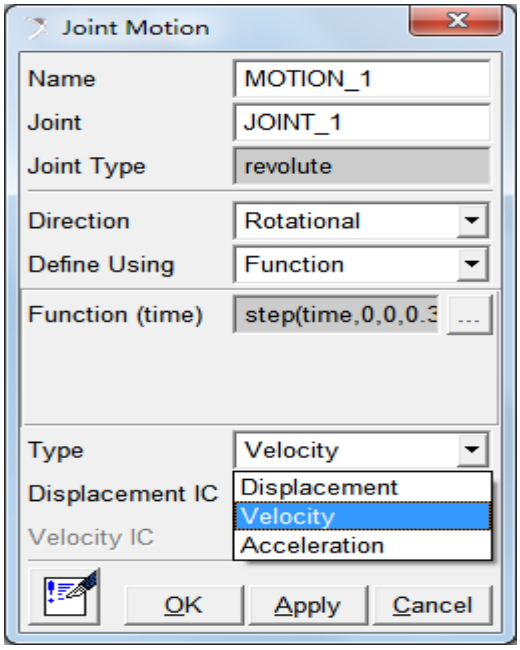


图 3.6 旋转副驱动对话框

Fig 3.6 Rotational Joint Motion dialog

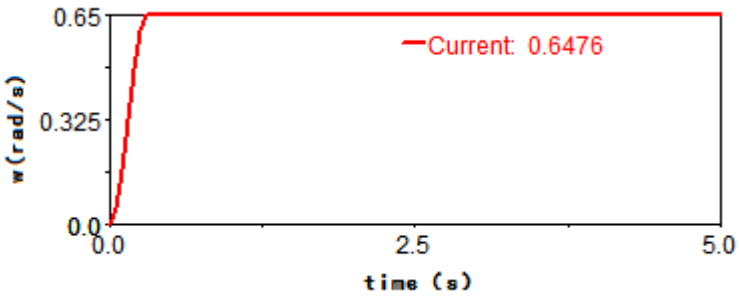


图 3.7 工作时驱动曲线

Fig3.7 Motion curve when working

3.2.2.4 施加载荷

动力学分析的主要目的是仿真分析运动副在一定载荷条件下的动态响应。因此，在仿真分析中施加合适的载荷条件是很重要的一步。施加在模型上的载荷分为外部载荷和内部载荷，外部载荷包括力，力矩和重力，内部载荷是指施加在模型上的一

些柔性连接的关系，如接触，弹簧，缓冲器，约束上的摩擦，柔性梁。对于行走轮-销排模型，既有外部载荷，也有内部载荷。外部载荷是行走轮前进时的阻力，内部载荷是行走轮与销排之间的碰撞接触[37]。

3.2.2.4.1 外部载荷的施加

假设两个行走轮平均分配牵引力，即每个行走轮承担的牵引力大小为 571KN。如图 3.5 所示，对销排施加与销排行走方向相反的阻力，方向向右，大小为 571KN。牵引力大小按照实际牵引力进行施加。通过载荷施加图标，进行牵引力施加，大小通过建立负载阶跃函数来定义，工作载荷采用阶跃函数 step(time,0,0,0.3,571000)，使载荷在 0.3 秒内加载到指定载荷，避免冲击造成载荷变化幅度过大，如图 3.8 所示。

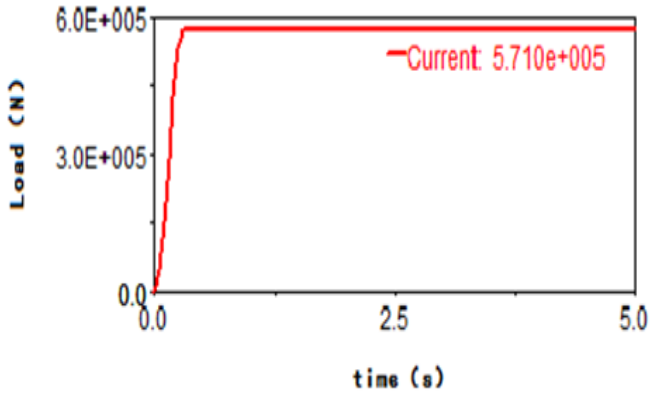


图 3.8 工作时负载曲线

Fig3.8 Loading curve when working

3.2.2.4.2 内部载荷的施加

在约束建立的时候，没有将行走轮与销排的啮合运动关系定义成理想化的简单的几何约束关系，而是将行走轮销排的啮合运动定义成一种接触碰撞关系，由此产生的接触碰撞力和摩擦力将约束行走轮和销排完成啮合运动，而不存在其他的约束关系，因此保证了仿真分析的真实性。单击  （接触）按钮，系统弹出如图 3.9 所示的“Create Contact”对话框，进行碰撞力约束关系的设置。由于行走轮和销排是刚体模型，所以 Contact Type 选择 Solid to Solid，它还包括 Curve to Curve、Point to Curve、Point to Plane、Curve to Plane、Sphere to Plane。I Solid(J Solid)分别选择行走轮 sprocket 和销排 pin-rail。

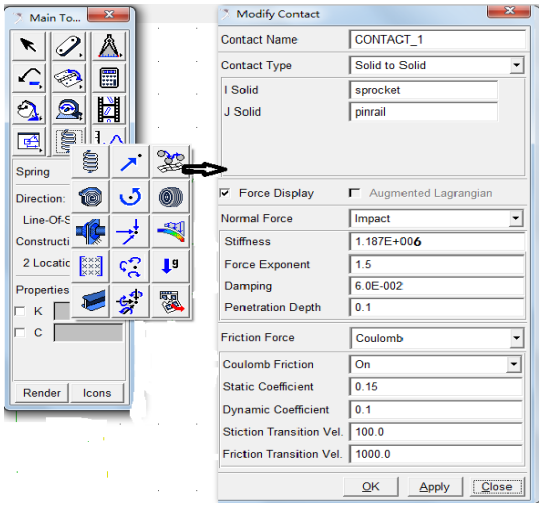


图 3.9 创建接触对话框

Fig3.9 Create contact dialog

Adams/Solver 确定接触力的方法包括补偿法 Restitution、冲击函数法 Impact 和用户自定义法。补偿法计算碰撞力是通过恢复系数，冲击函数法计算碰撞力是通过刚度系数和阻尼系数，本文选择冲击函数法计算碰撞接触力[37]。

如图 3.10 所示的碰撞模型[39]，当 I 和 J 的距离下降至 x_1 时，即两个物体开始碰撞。当 $x > x_1$ 时，两物体不发生接触，碰撞力为 0，当 $x < x_1$ 时，两物体发生接触，碰撞力为一正值。

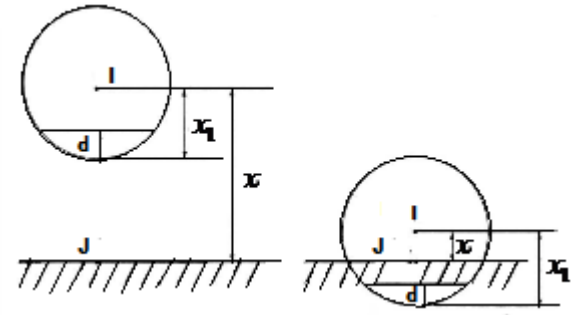


图 3.10 碰撞模型

Fig3.10 Impact model

Impact 函数模型对实际物体的碰撞过程，采用非线性弹簧-阻尼模型来模拟，该模型是基于穿透深度的一类碰撞模型[40]。其计算表达式为：

$$F = \begin{cases} Max\left\{K(x_1 - x)^n - step(x, x_1 - d, C_{\max}, x_1, 0)\dot{x}, 0\right\} & x < x_1 \\ 0 & x > x_1 \end{cases} \qquad (3.1)$$

其中：K 为接触刚度系数；

x_1 用来确定碰撞是否发生的量；

x 为碰撞物体之间的实际距离；

d 为阻尼最大时的穿透深度；

$C_{\max}$ 为最大接触阻尼；

$\dot{x}$ 为穿透速度；

n 为非线性弹簧力指数，一般地，取 1.5

由 3.1 式可知，接触刚度系数，非线性弹簧力指数，阻尼系数以及两物体穿透量共同决定接触力大小。Impact 接触力包括两部分:一是弹性分量 $K(x_1-x)^n$，等价于一个非线性弹簧；另一个是阻尼分量 $step(x,x_1-d,C_{\max},x_1,0)\dot{x}$，方向与运动方向相反，采用阶跃函数来定义阻尼可以避免阻尼分量突变而使得函数不连续的现象[40-43]。

（1）弹性分量的计算

两物体接触表面的几何形状和物体的材料属性是决定物体刚度系数的主要参数，根据 Hertz 碰撞理论，接触刚度为：

$$K=\frac{4}{3\pi(h_1+h_2)}\left(\frac{R_1R_2}{R_1+R_2}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{3.2}$$

其中：R_1,R_2 为两个相互啮合齿廓面在啮合点处的曲率半径。

h_1,h_2 为材料常数，$h_i=\frac{1-\upsilon_i^2}{\pi E_i};i=1,2$，$\upsilon$ 为泊松比，E 为弹性模量。

渐开线齿廓节点处曲率半径公式：$$R=\frac{mz}{2}\sin\alpha \tag{3.3}$$

其中：m 为齿轮模数；

Z 为齿轮齿数；

α 为节点处压力角。

对于行走轮的渐开线齿廓，随着啮合点位置的变化，曲率半径是变化的，文中选择在节点处的啮合作为计算点。在节点处，渐开线齿廓与销齿的直线段相啮合，根据公式（3.2）式计算得到行走轮齿廓曲率半径 $R_1=\frac{mz}{2}\sin\alpha\approx 66.606mm$；III 型

销齿的曲率半径 $R_2 \to \infty$。由（3.3）式计算得到接触刚度系数 $K = 1.187 \times 10^6 N/mm$。

（2）阻尼分量的计算

接触阻尼造成两接触物体在碰撞过程中的能量损失，在基于等效能量损失的基础上提出了接触阻尼的公式：

$$C = \frac{3K(1-e^2)}{4U} d^n \qquad (3.4)$$

其中：K——接触刚度；

e——弹性系数，取 0.8

d——穿透深度，与 Adams 达到最大阻尼系数时的穿透深度相对应，在此取 $d = 0.1mm$

n——非线性指数；

U——碰撞速度，以两个啮合齿轮在节点处线速度的差值代替，实际工况中，销排静止，U 取牵引速度 10m/min。

由（3.4）式代入数据得 $C = 0.06 N \cdot s/mm$

行走轮-销排啮合时的摩擦力采用库仑力，由于行走轮销排无润滑，静摩擦系数设置为 0.15，动摩擦系数设置为 0.1。

3.2.3 行走轮-销排动力学仿真分析

通过计算机仿真分析，采煤机正常采煤时，一个齿完整啮合时间约为 1 秒。将仿真时间设置为 1s，仿真步数设置为 100，通过 Adams 后处理器获取行走轮单齿从开始啮合到完全退出齿面法向受力随时间的变化过程如图 3.11 所示。

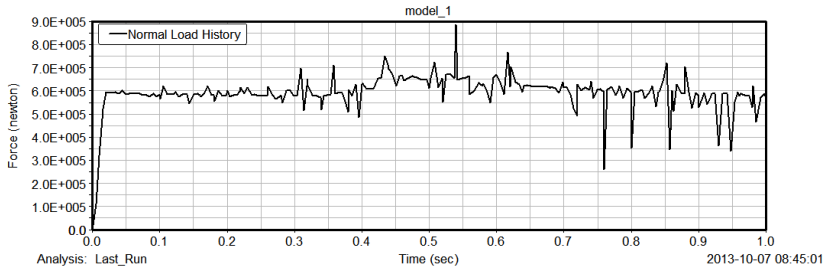


图 3.11 轮齿法向力变化历程

Fig3.11 Normal load histories of tooth

由角速度值可以算得行走轮旋转一周约为 9.7s，则每个轮齿啮合周期为 9.7s，每个齿的载荷谱如图 3.12 所示。轮齿从开始进入啮合，1s 后退出啮合，到 9.7s 后

再次进入下一次啮合。

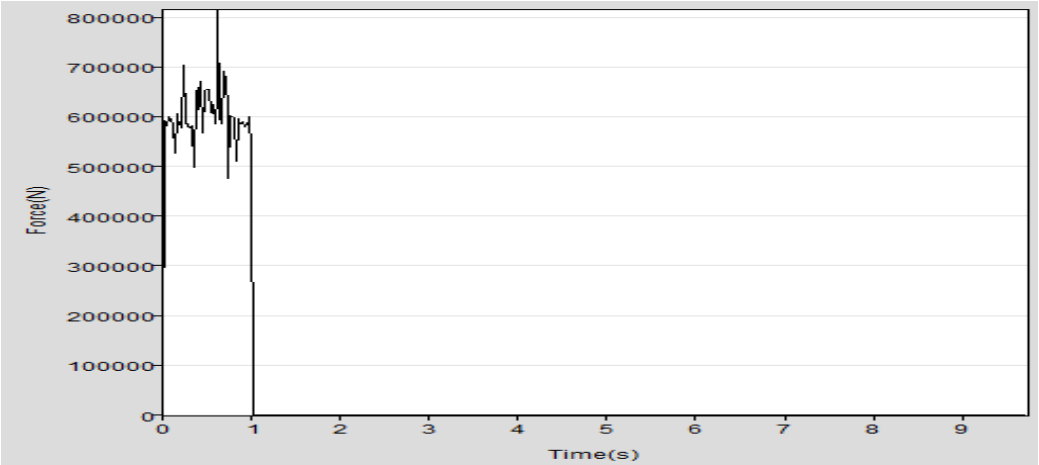


图 3.12 轮齿载荷谱

Fig3.12 Loading spectrum of tooth

3.3 行走轮轮齿静强度分析

3.3.1 ANSYS/FE-SAFE 软件介绍

ANSYS/FE-SAFE 是一款专门的高级疲劳分析模块，但是它是以 ANSYS 为前后处理器的，FE-SAFE 模块本身只是一个疲劳分析器。ANSYS/ FE-SAFE 模块在仿真分析时，FE-SAFE 模块需要首先读取 ANSYS 软件分析的应力应变等结果数据，然后进行疲劳分析，最后仿真得到的疲劳结果数据通过 ANSYS 进行后处理。ANSYS/FE-SAFE 模块由用户界面，材料数据库管理系统，疲劳分析程序和信号处理程序等组成。它的功能很多，主要是进行疲劳设计和耐久性分析设计，进行概率疲劳设计以及疲劳可靠性设计，进行裂纹扩展寿命的计算等。对于疲劳寿命的计算，它采用先进的单/双轴疲劳计算方法，综合考虑了模型的多种影响因素，如表面应力集中系数，缺口敏感性，表面粗糙度，表面加工性质等，采用累计损伤理论和雨流计数原理，根据各种应力或者应变进行疲劳寿命分析[44]。

FE-SAFE 6.2 版本典型用户界面主要有五个窗口组成，分别是有限元疲劳分析窗口，载荷谱数据文件窗口，材料数据库窗口，当前有限元模型窗口以及信息窗口。其中，有限元疲劳分析窗口用于设置疲劳分析时的参数，如选择表面粗糙度，疲劳算法等。载荷谱数据文件窗口用于制作载荷谱，载荷谱的制作可以通过输入其他软件的结果文件，如 Adams 产生的 DAC 格式的数据结果文件，也可以通过用户界面自己定义载荷谱。材料数据窗口用于设置所选材料的属性。当前有限元模型窗口用来

输入有限元分析的结果文件，根据实际需要可以通过该窗口选择要输入的有限元结果数据，如可以选择应力，应变及温度等，并且还可以设置它们的单位。

ANSYS/FE-SAFE 对于一个单位载荷给出六个应力张量，与时间历程相乘就得到应力张量的时间历程，再与第一个载荷的时间历程相乘，以此类推，就得到多向载荷的合应力张量的时间历程。对于多载荷受力构件，在加载过程中，每个节点的主应力方向是改变的，所以是对临界平面进行疲劳计算，对于每个面，都采用雨流计数法，计算出每一个循环的损伤，再利用 Miner 准则计算节点疲劳寿命。而单方向载荷加载工况，主应力方向不变，主要进行单轴疲劳计算[44]。

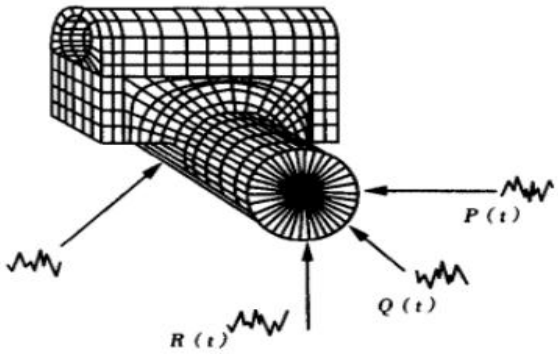


图 3.13 多载荷历程

Fig3.13 Multiple load histories

如图 3.13 所示，一个构件承受多向载荷，对于每个应力数据集，节点上每个弹性应力计算公式如下:

$$S=(S_{FE})_P\left(\frac{P}{P_{FE}}\right)+(S_{FE})_Q\left(\frac{Q}{Q_{FE}}\right)+\cdots\cdots \qquad (3.5)$$

式中：

S 为 6 个应力张量分量 S_{ij} 中的一个分量的瞬态值；

P_{FE} 为用于有限元 FE 数据集的载荷；

$(S_{FE})_P$ 为相应于节点上载荷 P_{FE} 的弹性应力；

P 为载荷 $P(t)$ 时间历程中的瞬态值；

Q_{FE} 为用于第 2 个 FE 数据集的载荷；

$(S_{FE})_P$ 为相应于节点上载荷 Q_{FE} 的弹性应力；

Q 为载荷 $Q(t)$ 时间历程中的瞬态值；

特别地，对于单一载荷历程，设 FE 数据集中的载荷是 P_{FE}，在节点上相对应的弹性应力 S_{FE}，要分析的载荷历程是 $P(t)$，P_k 是一个数据点的值。那么节点上的弹性应力为：

$$S_k = S_{FE}\left(\frac{P_k}{P_{FE}}\right) \tag{3.6}$$

弹性应变的时间历程为：

$$S(t) = S_{FE}\left(\frac{P(t)}{P_{FE}}\right) \tag{3.7}$$

3.3.2 行走轮齿根静强度分析

3.3.2.1 边界条件的施加

采煤机正常工作时，是来回采煤，因此行走轮轮齿受力是两侧交替受力，不同于一般齿轮轮齿的受力。轮齿的受力模型可以视为悬臂梁的受力模型[45]。当作用力作用在齿顶时，齿根弯曲应力最大，文中选择对齿顶圆的法线方向施加单位载荷。

此模型载荷的施加需要用载荷步 Load Step 的操作，分别对行走轮轮齿左右两侧进行加载。

Step1：选择右侧面齿顶节点，施加单位载荷 1，方向为齿顶法线方向，将两侧和底部圆弧施加全约束，如图所示。将此步边界条件保存为载荷步文件夹 1.

Step2：在进行第二步操作前，首先删除第一步的加载，然后选择左侧面齿顶线上的所有节点，施加单位载荷 1，方向为齿顶法线方向，将两侧和底部圆弧施加全约束，将此步边界条件保存为载荷步文件夹 2，最后删除第二步的边界条件。加载情况如图 3.14 所示。

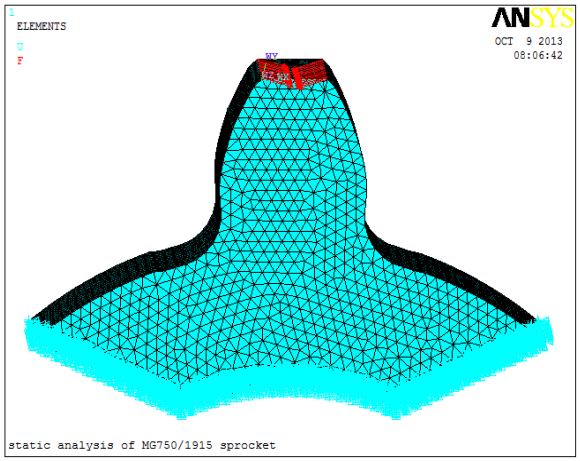
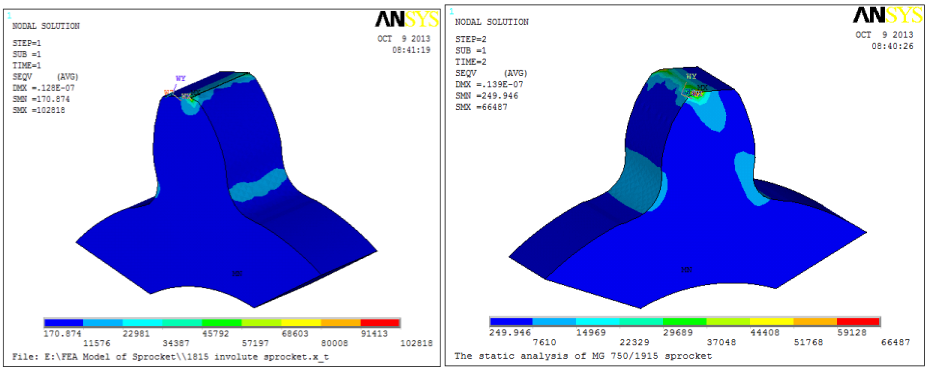


图 3.14 两侧交替受力模型

Fig3.14 The modal of both sides alternately loading

3.3.2.2 静强度分析结果

仿真结果如图 3.15 所示,列出了左端加载和右端加载时的应力分布三维云图。忽略齿顶加载处应力集中现象，右侧施加载荷时，齿根处最大 von Mises 等效应力为 22981Pa。同样的，左侧施加载荷时，齿根处最大 von Mises 等效应力 22329Pa。



(a)右端加载　　(b)左端加载

图 3.15 静强度分析结果

Fig3.15 Static strength result

3.4 采煤机行走轮疲劳寿命计算

3.4.1 行走轮材料疲劳数据的获取

FE-SAFE 软件可以根据 Seeger’s 材料数据估算方法，获取材料疲劳数据。行走轮材料的属性如表 3.1 所示。利用抗拉强度σ_b和弹性模量 E，可以估算出行走轮材料的应力寿命曲线（S-N 曲线），应变寿命曲线（$\varepsilon-N$ 曲线），单调拉伸和循环应

力应变曲线（$\sigma-\varepsilon$曲线），分别如图 3.16，图 3.17，图 3.18 所示。文中主要是利用局部应力应变法进行疲劳寿命分析，局部应力应变法考虑到了塑性变形，是在低周疲劳寿命分析的基础上发展起来的高低周疲劳问题均适用的新方法。

表 3.1 行走轮材料属性

Table3.1 Sprocket material property

行走轮材料	18Cr2Ni4WE
抗拉强度（MPa）	1270
屈服强度（MPa）	970
弹性模量（Pa）	2.02E11
泊松比	0.273

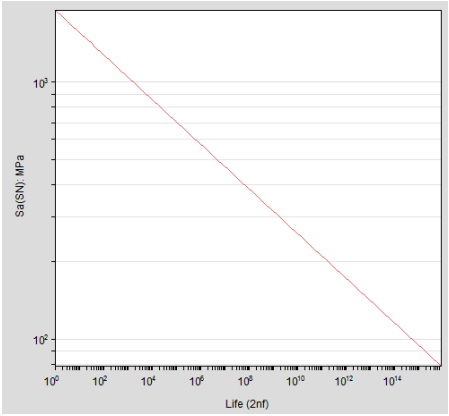


图 3.16 行走轮材料的 S-N 曲线

Fig3.16 The S-N curve of the sprocket material

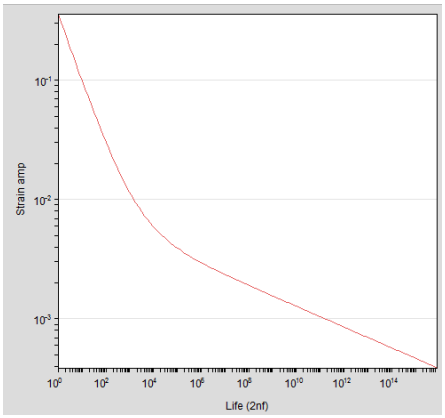


图 3.17 行走轮材料的$\varepsilon-N$曲线

Fig3.16 The $\varepsilon-N$ curve of sprocket material

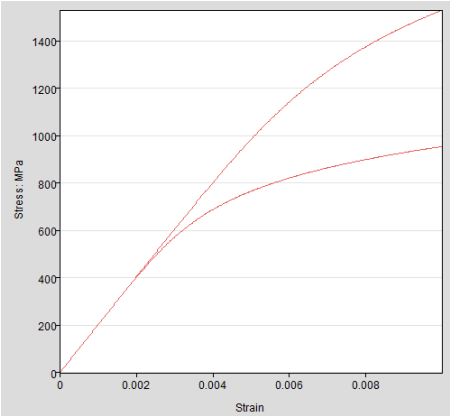


图 3.18 行走轮材料的单调拉伸和循环$\sigma-\varepsilon$曲线

Fig3.18 Tensile cyclic and hysteresis $\sigma-\varepsilon$ curve of sprocket material

3.4.2 行走轮疲劳模块的建立

行走轮轮齿是两侧交替受力，所以文中需要建立两个疲劳模块，每个模块包含轮齿一侧受力的所有疲劳数据。假设采煤机工作面长$s=300m$，工作时长$t=16$小时。把采煤机来回采煤一次定义为一次循环，一次循环设需要两个小时，则一天有 8 次这样的工况循环。轮齿一侧啮合次数计算公式为：

$$n=\frac{1000s}{\pi mz} \tag{3.8}$$

代入数据由（3.8）式计算得$n=186$，因此在每个模块中再嵌入186次啮合循环。

两个疲劳模块文件如下：

```
# .ldf file created by fe-safe compliant product 6.2-01[mswin]
INIT
transitions=Yes
END
# Block number 1
BLOCK n=186, scale=0.0714
lh=D:/Adams/Adams practice/Loading spectrum of tooth.txt, signum=2, ds=1
END
# Block number 2
BLOCK n=186, scale=0.0714
```

lh=D:/Adams/Adams practice/Loading spectrum of tooth.txt, signum=2, ds=2
END

3.4.3 FE-SAFE 疲劳寿命分析

3.4.3.1 残余应力对疲劳寿命的影响

构件在加工过程中会受到来自各种加工工艺因素的作用与影响，当这些因素撤掉之后，如果构件所受到的上述影响不能随之消失，即仍有部分作用与影响残留在构件内，这些部分作用与影响就成为了构件的残余应力或者残留应力。残余应力是构件在撤销外力作用时，构件内部为了保持平衡而存在的应力。各种机械加工工艺如铸造，锻造，切削，焊接，热处理，装配等都会产生不同程度的残余应力[46-48]。

根据行走轮实际齿面粗糙度情况，本文将粗糙度 Ra 的范围控制在 4-16um 之间不变，设置不同的残余应力，进行疲劳寿命分析。残余应力σ_r在-900—400MPa 之间变化，每隔 100MPa 取值一次，共仿真了 14 中不同大小残余应力的疲劳寿命，仿真结果如表 3.2 所示，残余应力正值为拉应力，负值为压应力。疲劳寿命以$\lg N$的形式给出，结合本文建立的疲劳寿命计算规则，表中列出了不同残余应力下疲劳寿命的合计天数。

按照本文建立的疲劳寿命计算规则进行寿命计算，以$\sigma_r = 0$为例，$\lg N$=2.9478，N=$10^{2.9478}$=886，即行走轮可以承受 886 次循环，一天共进行 8 个这样的循环，所以合计天数为$\frac{886}{8} = 110$天。

表 3.2 不同残余应力的疲劳寿命结果

Table3.2 Fatigue life result versus residual stress

残余应力 σ_r（MPa）	疲劳寿命（lgN)	合计天数（天）	残余应力（MPa）	疲劳寿命（lgN）	合计天数（天）
-900	4.0123	1285	-200	3.2435	218
-800	3.9287	1060	-100	3.1007	157
-700	3.8429	870	0	2.9478	110

-600	3.7188	654	100	2.7843	76
-500	3.6072	505	200	2.6156	51
-400	3.4964	392	300	2.4481	35
-300	3.3737	295	400	2.2822	24

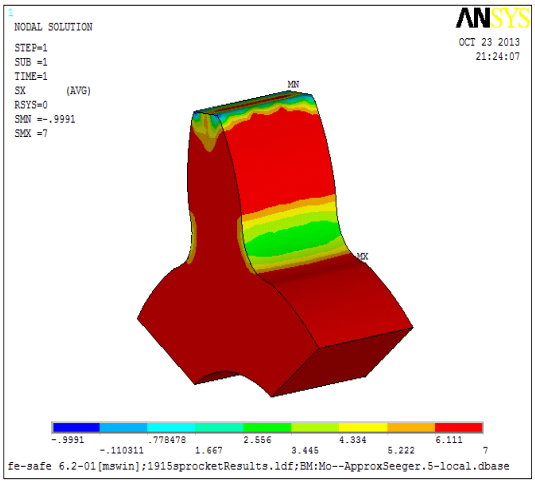


图 3.19 残余应力 $\sigma_r=0$ 时疲劳寿命结果

Fig3.19 Fatigue life result when residual stress $\sigma_r=0$

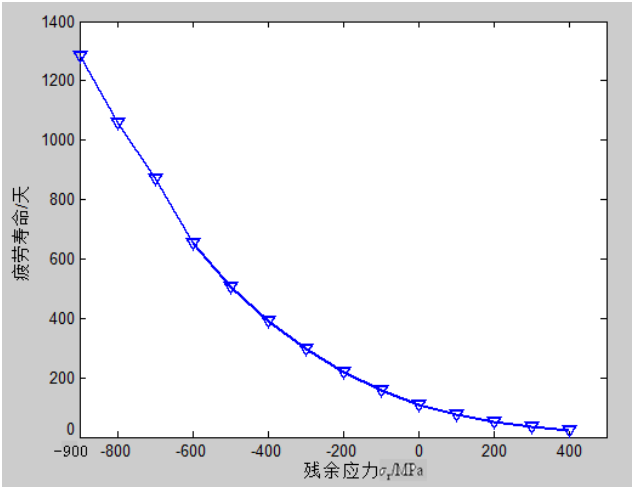


图 3.20 残余应力对疲劳寿命的影响规律

Fig3.20 Influence law of residual stress on fatigue life

如图 3.20 所示，绘制了残余应力对疲劳寿命的影响曲线，由图可知：

（1）随着残余压应力的变大，行走轮的疲劳寿命逐渐提高，而随着残余拉应力的增加，行走轮的疲劳寿命逐渐降低，残余压应力 σ_r 由 0MPa 分别提高到-300MPa，

-600MPa，-900MPa 时，则疲劳寿命分别提高了 1.68 倍，4.95 倍，10.68 倍，σ_r 由 -300MPa 提高到-600MPa，-900MPa 时，疲劳寿命分别提高了 1.22 倍和 3.36 倍；而残余拉应力由 0MPa 分别提高到 200MPa，400MPa 时，疲劳寿命分别减少了 53.6% 和 78.2%。所以在实际工程中，要严格控制并且尽量消除残余拉应力的存在，为了大幅度提高行走轮的疲劳寿命，还要提高齿面残余压应力。

（2）根据曲线的变化规律，对曲线进行多项式拟合，当残余压应力σ_r在-600 至 400MPa 之间变化时，残余应力与疲劳寿命之间的关系曲线用二次多项式进行拟合，当残余压应力σ_r在-600 至 400MPa 之间变化时，残余应力与疲劳寿命之间的关系曲线呈线性关系，即随着残余应力的增加，疲劳寿命线性增加，此曲线段用直线进行拟合。拟合函数如下：

$$\begin{cases} y = 0.0007x^2 - 0.4549x + 103.593 & -600 \le x < 400 \\ y = -2.083x - 595 & -900 \le x < -600 \end{cases} \quad (3.9)$$

式中，y 表示行走轮的疲劳寿命，x 表示残余应力。

（3）在实际的生产应用中，往往通过表面硬化处理来获得齿面残余压应力，从而提高构件的疲劳强度。目前，提高残余压应力的方法经常被使用的有以下几类：

（a)利用喷丸技术来提高行走轮齿面残余压应力

通常情况下，行走轮在热处理后进行喷丸强化，强化是生产的最后一道工序。所谓喷丸就是采用高速喷射的钢丸颗粒撞击轮齿表面，使表面发生弹塑性变形，并因此产生较高的残余压应力。

（b）渗碳淬火低温回火使轮齿获得表层残余压应力

通过渗碳工艺可以使轮齿表面得到强化，渗碳不仅能有效的改善行走轮轮齿的应力分布,在轮齿表面获得较大的残余压应力,提高行走轮的疲劳强度，还能增加工件表面的强度和硬度，提高工件的耐磨性。渗碳后进行淬火低温回火，由于轮齿心部低碳马氏体的比容要小于表层高碳马氏体的比容,这就造成淬火后,心部低碳马氏体体积膨胀小，而轮齿表层体积膨胀大,从而限制了轮齿表层的自由膨胀,造成轮齿表层受压而心部受拉的应力状态。并且心部含碳量低的过冷奥氏体向马氏体开始转变的温度要高于轮齿表层的高碳过冷奥氏体的转变温度，这就造成在淬火过程中，往往是心部首先开始向马氏体转变，转变的过程中引起心部体积膨胀,并获得强化,

而轮齿表面还没有冷却到马氏体开始转变点(Ms),轮齿表层仍处于过冷奥氏体状态,随着淬火冷却温度的不断下降，当降到轮齿表层的 Ms 点以下时，表层开始进行马氏体转变，使表层体积膨胀，此时，心部已经转变为马氏体而强化。因此，心部将会在很大程度上限制表层的体积膨胀，使表层获得残余压应力。

（c)渗碳后等温淬火获得更大的表层残余压应力

工件淬火加热后，如果温度长时间保持在下贝氏体转变区的温度以下，使之完成奥氏体的等温转变，获得下贝氏体组织，这种淬火称为等温淬火[49]。渗碳后进行等温淬火，当等温温度在心部马氏体开始转变点以下，齿面马氏体开始转变温度以上时，这种冷却方式比连续冷却淬火，更能保证这种转变的先后顺序，即齿面的马氏体开始进行转变的时候，仅仅发生在等温后的冷却过程，此时心部已经完全转变为马氏体，硬度高于连续冷却淬火的硬度，对表层体积膨胀的限制程度更高。因此，等温淬火可以使轮齿表面获得更高的残余压应力，要高于淬火低温回火工艺获得的表面残余压应力。从轮齿表层残余压应力可以提高疲劳强度的有利影响方面而言，渗碳等温淬火工艺可以更大程度的提高渗碳件的疲劳强度。

3.4.3.2 齿面粗糙度对疲劳寿命的影响

考虑到行走轮的加工工艺，由于其模数高达 46.79mm，无法按照一般小模数的齿轮进行加工，主要是通过线切割加工制造而成；由于其模数很大，也无法按照一般小模数齿轮的方法进行表面粗糙度处理，所以轮齿齿面质量不高，主要体现在线切割后齿面刀痕处峰谷起伏较为显著，以至于齿面粗糙度较大。由于行走轮轮齿承受弯曲载荷，齿根处表层的弯曲应力最大，且表层还存在各种缺陷，在交变载荷下，疲劳裂纹往往开始产生于齿根表面处，因此，表面的加工质量对疲劳强度具有很大的影响【50-51】。

考虑到行走轮齿面喷丸，渗碳等工艺，为行走轮赋予 300MPa 的残余压应力。文中选取六种不同范围的粗糙度 Ra，对疲劳寿命的影响进行了计算机仿真。根据不同的粗糙度范围，划分了六个等级，一级对应的齿面质量最高，粗糙度值最小。各个等级对应的疲劳寿命结果如表 3.3 所示,表中列出了不同范围内的粗糙度对应的 lgN 值，以及折算后的使用天数。

表 3.3 不同粗糙度下的疲劳寿命结果

Table3.3 Fatigue life result versus roughness

等级	Ra/um	疲劳寿命 lgN	使用天数 N/天
一级	$R_a \le 0.25$	4.7799	7530
二级	$0.25 < R_a \le 0.6$	4.5782	4732
三级	$0.6 < R_a \le 1.6$	4.4313	3374
四级	$1.6 < R_a \le 4$	4.0238	1320
五级	$4 < R_a \le 16$	3.3737	295
六级	$16 < R_a \le 40$	2.2812	24

将表格数据以曲线的形式显示出来，如图 3.21 所示，粗糙度对疲劳寿命的影响曲线，随着轮齿表面粗糙度的变大，疲劳寿命逐渐降低。

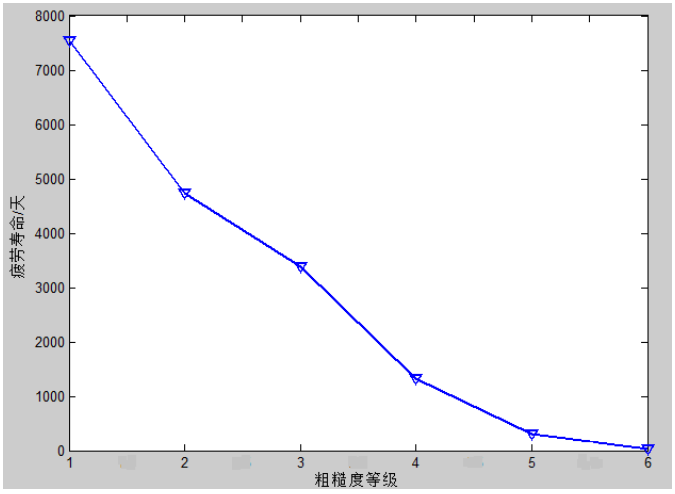


图 3.21 齿面粗糙度对疲劳寿命的影响规律

Fig3.21 Influence law of gear surface roughness on fatigue life

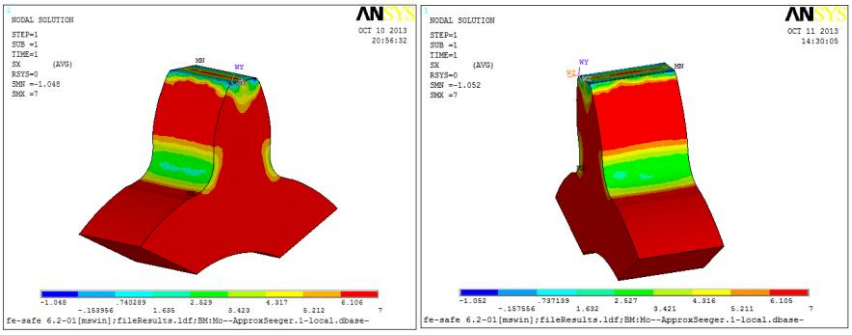
由图可知：

（1）随着齿面粗糙度 Ra 值的减小，即表面质量的提高，行走轮的疲劳寿命也随之提高，Ra 值由范围 $16 < Ra \le 40$ 提高到 $4 < Ra \le 16$ 时，疲劳寿命提高了 11.8 倍；Ra 值由范围 $4 < Ra \le 16$ 分别提高到 $1.6 < Ra \le 4$，$0.6 < Ra \le 1.6$，$0.25 < Ra \le 1.6$，$0 < Ra \le 0.25$ 时，则疲劳寿命分别提高了 3.47 倍，10.4 倍，15.0 倍和 24.5 倍；

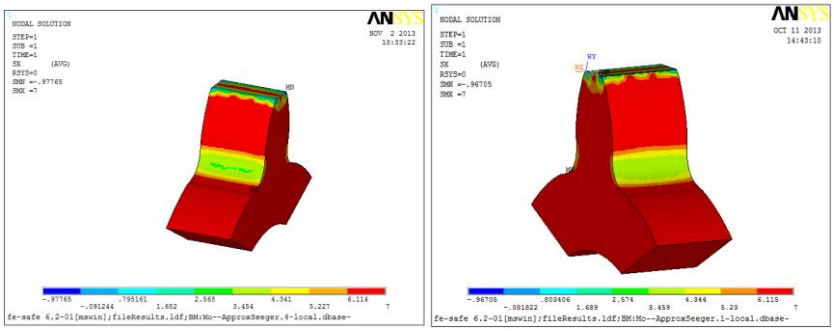
（2）通过对齿面粗糙度对疲劳寿命的影响进行的定量仿真分析，将为以后合理的提

高行走轮表面质量提供参考。实际齿面粗糙度范围大约在 4-16um，当通过对轮齿进行精铣等工艺提高到 1.6-4um 之间时，疲劳寿命可以提高 3.47 倍，大幅度的提高了行走轮的疲劳寿命。

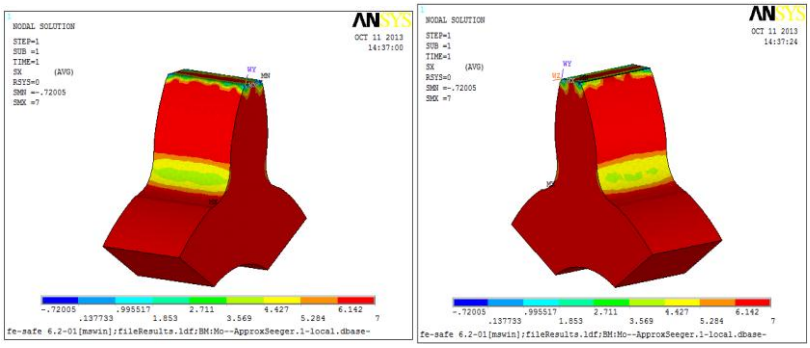
疲劳寿命三维云图如图 3.22 所示, a, b, c, d, e, f 依次显示了粗糙度由大变小时的齿根左右两侧疲劳寿命 Sx 的变化历程。



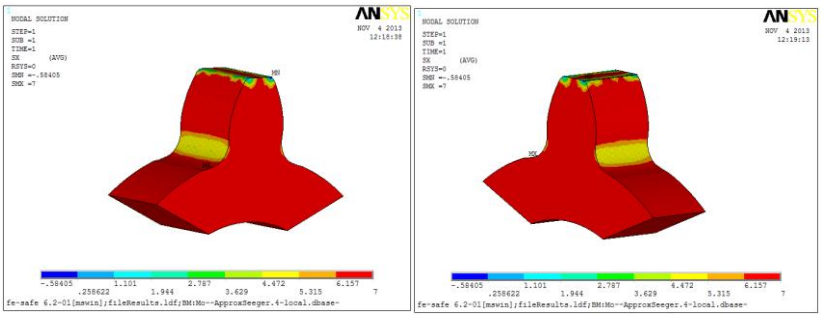
(a) $16 \le Ra < 40$



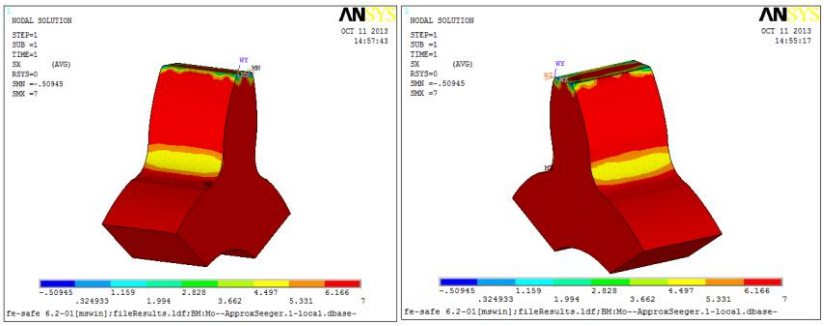
(b) $4 \le Ra < 16$



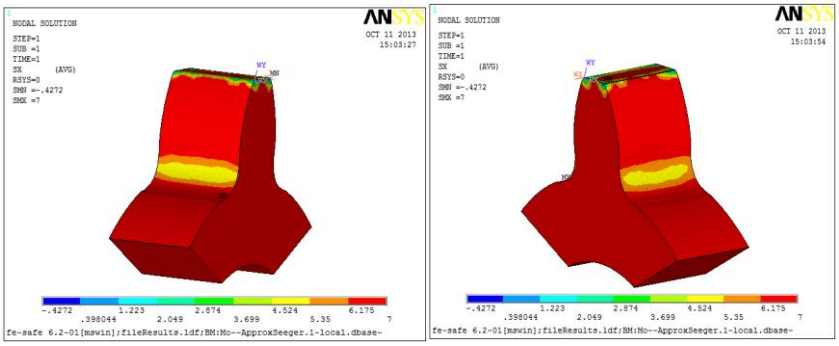
(c) $1.6 \le Ra < 4$



(d) $0.6 \le Ra < 1.6$



(e) $0.25 \le Ra < 0.6$



(f) $Ra < 0.25$

图3.22不同齿面粗糙度 Ra 的疲劳寿命仿真结果

Fig3.22 Simulation result of fatigue life versus gear surface roughness

3.4.3.3 载荷大小对疲劳寿命的影响

采煤机工作过程中，由于工况的复杂性，行走轮不均匀受力的现象是不可避免的，即一侧的行走轮承受较大的载荷。在实际使用中最危险的情况就是载荷全部作用在同一个行走轮上，另一个行走轮失效,即所谓的单牵引运行。

造成行走轮不均匀受力的原因有很多种，其中主要的原因列举如下：

（1）采煤机工作中，由于复杂的工作环境，不可避免出现导向滑靴磨损严重的现象，从而失去对行走轮的导向控制作用，行走轮与销排无法保证正常啮合，就会

造成另一个行走轮受力过大，极端现象就是采煤机单牵引运行。

（2）由于传动过程中存在不均匀性和累计误差，会造成两个行走轮受力不均匀，其中一个行走轮会出现受力过大的现象，这种不均匀受力的极限情况会导致采煤机单牵引运行。

（3）采煤机本身的一些构件损坏时，也会造成行走轮的单牵引运行。比如当用于行走部与牵引部之间动力传递的花键轴折断时，牵引部输出的行走动力就不能传递给行走部的齿轮上，则采煤机牵引力完全由另一侧的行走轮承担，出现单牵引运行现象；当采煤机的两台牵引电机有一台损坏时，也会出现单牵引运行；当牵引部的某些传动副失效，动力无法传输，也会出现单牵引运行现象。

综上所述，行走轮出现不均匀受力的现象会使其中一个承担较大的牵引力，弯曲应力也会随之提高，会严重影响行走轮的疲劳强度，使疲劳寿命降低，因此，很有必要研究载荷大小对行走轮疲劳寿命的影响规律。

文中通过 FE-SAFE 软件对这一不均匀受力现象进行量化，就是将不同的载荷谱倍数乘以载荷谱，对行走轮进行疲劳寿命分析。文中在 0.8-1.3 之间，每隔 0.1 取一次值进行仿真分析。仿真结果如表 3.4 中，表中列举了 6 种载荷谱倍数下的疲劳寿命结果，以及折算后的天数。

表 3.4 不同载荷时的疲劳寿命

Table3.4 Fatigue life result versus load

载荷倍数	疲劳寿命 lgN	合计天数
0.8	4.3329	2690
0.9	3.7904	771
1	3.3737	295
1.1	3.0231	131
1.2	2.7039	63
1.3	2.465	32

如图 3.23 所示载荷大小对疲劳寿命的影响曲线，随着载荷倍数的增加，疲劳寿命随之降低。当由 1 倍载荷谱变为 1.1 倍载荷谱时，疲劳寿命降低了 55.6%。当由 1

倍载荷谱变为 0.9 倍载荷谱时，疲劳寿命提高了 1.6 倍。所以载荷大小对疲劳寿命的影响也是很显著的。

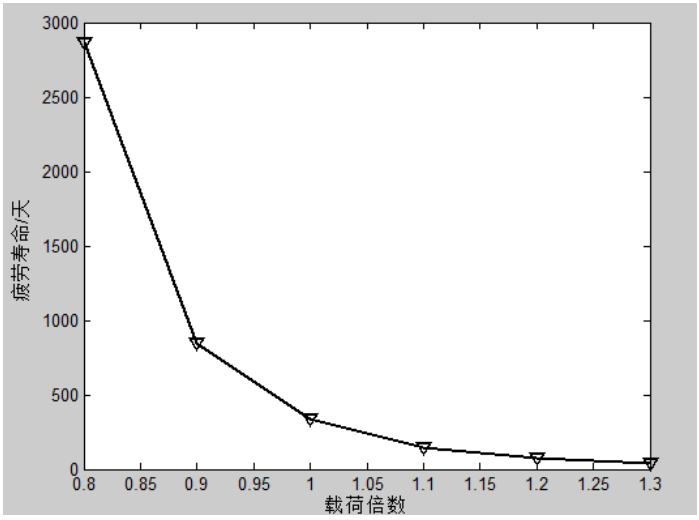


图 3.23 载荷大小对疲劳寿命的影响规律

Fig3.23 Influence law of load size on fatigue life

因此，在实际生产中，要避免行走轮受力不均匀或者其他一些因素造成的行走轮受力过大的现象发生。这里简单的提出了几项措施：

（1）定期检测用于牵引部与行走部动力传递的花键轴是否折断,防止行走轮单牵引运行；

（2）定期检查两台牵引电机是否正常工作，防止行走轮单牵引运行；

（3）定期检查牵引部中是否有传动副失效，防止行走轮单牵引运行。

(4)定期检查导向滑靴的磨损量，如果磨损量超过一定限度，就要及时更换。防止行走轮与销排不能正确啮合，出现单个轮齿受力过大的现象。

3.4.3.4 应力循环特性对疲劳寿命的影响

考虑到采煤机的实际工况，采煤机是往复采煤，行走轮轮齿两侧交替受力，应力循环特性 R=-1。如果采煤机采煤和空刀交替进行，假设采煤机在采煤时最大牵引力为 1142KN，空刀时最大牵引力为 653KN，此时的应力循环特性 R=-0.5718。为了研究 R 对行走轮疲劳寿命的影响规律，使 R 在-1 和-0.5718 之间取值，文中分别取 R=-1,-0.9,-0.8,-0.7,-0.6，

-0.5718。仿真结果如表 3.5 所示,R 由-1 提高到-0.9 时，疲劳寿命提高了 60%，进

一步提高，当提高到-0.8，-0.7，-0.6，-0.5718 时，疲劳寿命分别提高了 1.5 倍，2.4 倍，3.5 倍和 3.9 倍。如图 3.24 所示，应力循环特性 R 对疲劳寿命的影响曲线，随着 R 的增大，疲劳寿命逐渐增大。

表 3.5 不同的应力循环特性 R 下的疲劳寿命

Fig3.5 Fatigue life versus stress cyclic characteristic R

应力循环特性 R	疲劳寿命（$\lg N$）	合计天数
-1	3.3737	295
-0.9	3.5777	472
-0.8	3.7757	745
-0.7	3.906	1006
-0.6	4.0319	1345
-0.5718	4.0657	1454

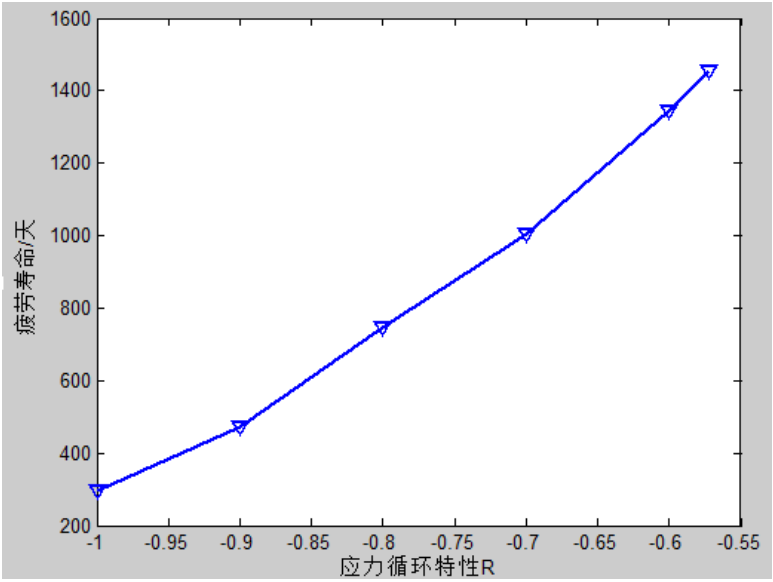


图 3.24 应力循环特性 R 对疲劳寿命的影响规律

Fig3.24 Influence law of stress cyclic characteristic R on fatigue life

第四章 齿根裂纹特性分析

4.1 断裂力学概述

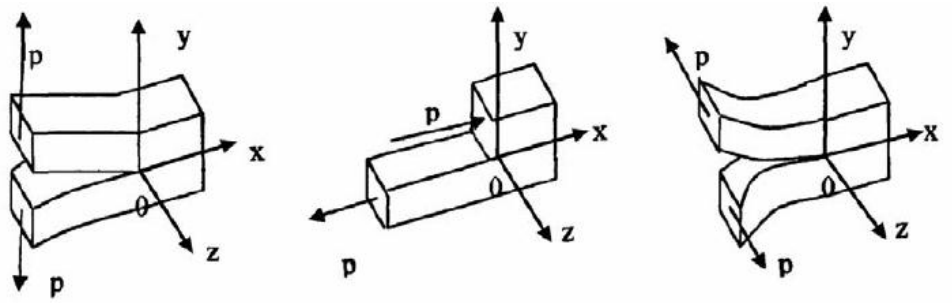
多少世纪以来，对于断裂人们积累了大量的现象和经验，但是对于含有裂纹的构件，一般的解决方法就是替换，或是找其它更强的材料代替，对断裂的认识停留在现象上。18 世纪以来随着工业的发展，对构件的要求更高，开始探索断裂理论。但是随着新材料和新工艺的发展，断裂问题仍普遍存在，这不仅说明了断裂问题的复杂性，而且说明了现有的断裂理论解决不了全部的问题。上世纪中，随着现代工业的发展，人们对断裂现象的认识也进一步深化，深入研究了材料强度，缺陷，应力集中等理论，Irwin 则在前人的基础上，1957 年成功地分析了裂纹尖端的应力场和位移场，提出了应力强度因子的概念，使断裂力学成为一门学科，在生产和设计中发挥着重大作用。

断裂力学的任务就是测算一个给定尺寸的裂纹在工作载荷下是否会发生失稳扩展，阻止裂纹快速扩展的性能就是该材料的断裂韧性，它可以通过三点弯曲试验的方法测得。

4.2 断裂力学基本理论

4.2.1 裂纹类型

根据裂纹受力与断裂特性将裂纹分为三类，如图 4.1 所示，分别是张开型裂纹，滑开型裂纹和撕裂型裂纹[29]。



(a) I 型(张开型)　(b) II 型(滑开型)　(c) III 型(撕开型)

图 4.1 裂纹类型

Fig4.1 Crack types

张开型裂纹:承受拉应力作用，该力垂直于裂纹面，使裂纹上下表面对称张开。

滑开型裂纹：承受切应力作用，该力平行于裂纹面，并且垂直于裂纹前缘，使裂纹上下二面产生相对滑移。

撕裂型裂纹：承受剪应力作用，该力既平行于裂纹面，又平行于裂纹前缘，使裂纹面沿 z 方向反对称撕开。

上述三种裂纹类型中，I 型裂纹最常见，也最容易发生低应力脆断。因此，工程上往往通过 I 型裂纹对构件或材料进行安全设计。

4.2.2 线弹性断裂力学理论

4.2.2.1 裂纹尖端附近的应力场和应变场

裂纹的基本特性主要是指裂纹尖端附近的应力场和应变场，这两个特性对断裂安全设计是十分重要的。假设构件的变形服从胡克定律，是线弹性体，因此，对含有裂纹构件问题的分析可以从线弹性力学出发进行研究分析。

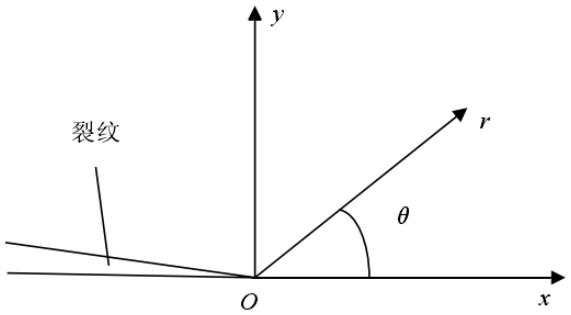


图 4.2 平面裂纹

Fig4.2 Plane crack

I 型裂纹，II 型裂纹，III 型裂纹的应力函数 $\varphi(x,y)$ 均满足双调和方程式

$$\nabla^4=\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\times\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)=0 \qquad (4.1)$$

裂纹前缘某点 $A(r,\theta)$，如图 4.2 所示，r 为 A 点径向坐标，θ 为 A 点角坐标。通过分离变量法解调和应力函数 $\varphi(x,y)$，A 处在直角坐标系下应力分量为[54]：

$$\text{I 型裂纹：}\begin{cases}\sigma_x=\dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}\left(1-\sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\right)\\ \sigma_y=\dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}\left(1+\sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\right)\\ \tau_{xy}=\dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\end{cases}\tag{4.2}$$

$$\text{II 型裂纹：}\begin{cases}\sigma_x=-\dfrac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}}\sin\dfrac{\theta}{2}\left(2+\cos\dfrac{\theta}{2}\cos\dfrac{3\theta}{2}\right)\\ \sigma_y=\dfrac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{\theta}{2}\cos\dfrac{3\theta}{2}\\ \tau_{xy}=\dfrac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}\left(1-\sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\right)\end{cases}\tag{4.3}$$

其中：$\sigma_x,\sigma_y,\tau_{xy}$ 为应力分量；

E 为弹性模量；

K_I 为 I 型裂纹前缘应力强度因子；

K_{II} 为 II 型裂纹前缘应力强度因子；

平面应变情况 $\sigma_z=\upsilon(\sigma_x+\sigma_y)$　υ 为泊松比；

平面应力情况 $\sigma_z=0$。

位移分量如下：

$$\text{I 型裂纹}\begin{cases}u=\dfrac{2(1+\upsilon)K_I}{4E}\sqrt{\dfrac{r}{2\pi}}\left[(2k-1)\cos\dfrac{\theta}{2}-\cos\dfrac{3\theta}{2}\right]\\ \upsilon=\dfrac{2(1+\upsilon)K_I}{4E}\sqrt{\dfrac{r}{2\pi}}\left[(2k+1)\sin\dfrac{\theta}{2}-\sin\dfrac{3\theta}{2}\right]\end{cases}\tag{4.4}$$

$$\text{II 型裂纹}\begin{cases}u=\dfrac{2(1+\upsilon)K_{II}}{4E}\sqrt{\dfrac{r}{2\pi}}\left[(2k+3)\sin\dfrac{\theta}{2}+\sin\dfrac{3\theta}{2}\right]\\ \upsilon=\dfrac{2(1+\upsilon)K_{II}}{4E}\sqrt{\dfrac{r}{2\pi}}\left[(2k-2)\cos\dfrac{\theta}{2}+\cos\dfrac{3\theta}{2}\right]\end{cases}$$

$$\text{其中 }k=\begin{cases}3-4\upsilon,\text{平面应变}\\ \dfrac{3\text{-}\upsilon}{1+\upsilon},\text{ 平面应力}\end{cases}$$

采用类似的原理和方法可以求得 III 型裂纹前缘的应力场和位移场：

$$\begin{cases}\tau_{xz}=-\dfrac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}}\sin\dfrac{\theta}{2}\\ \tau_{zy}=\dfrac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}}\cos\dfrac{\theta}{2}w\\ w=\dfrac{K_{III}\,2(1+\upsilon)}{E}\sqrt{\dfrac{2r}{\pi}}\sin\dfrac{\theta}{2}\end{cases}\tag{4.5}$$

其中：K_{III} 为三型裂纹应力强度因子

4.2.2.2 断裂 K 判据

由三种裂纹类型的裂纹应力场和位移场公式可知，它们有相似之处，可以简化为：

$$\begin{cases}\sigma_{ij}^{(I)}=\dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}f_{ij}^{(I)}(\theta)\\ u_i^{(I)}=K_I\sqrt{\dfrac{r}{\pi}}g_i^{(I)}(\theta)\end{cases}\tag{4.6}$$

其中：上角括号内 I 表示 I 型裂纹

σ_{ij} 为应力分量，$i=1,2,3$；

u_i 为位移分量，$i=1,2,3$；

$f_{ij}(\theta),g_i(\theta)$ 为极坐标角 θ 的函数。

由应力场公式（4.2），（4.3）可知，当 r=0 时，即在裂纹的尖端，不管外载荷多大，裂纹尖端应力都趋于无穷大，出现奇异点，根据传统的观点，构件就应该失效，这与事实不符，所以不能再按照应力标准进行构件失效的判定。裂纹前缘应力与参量 K_I 成正比，在变形状态相同的情况下，无论其他条件是否相同，裂纹前缘邻域的应力都完全相同，因此，将 K_I 值作为衡量裂纹前缘邻域应力场强弱的一个重要物理量。K_I 被称为裂纹尖端应力场强度因子，简称应力强度因子，也就是说，应力强度因子不表示某点的应力，而是代表裂纹前缘应力场强度的物理量。对裂纹前缘邻域任意一点，其坐标 r 和 θ 是固定不变的，那么该点的应力就完全由应力强度因子来确定。所以，只要确定了裂纹尖端任意一点的应力强度因子，该点的应力场就完全确定下来了。

Irwin 在 1957 年提出了著名的断裂准则：

$$K_I = K_{IC}\ 。 \qquad (4.7)$$

其中：K_{IC}是材料的断裂韧性，它是材料的固有属性，只与材料本身有关，与试样

类型、截面大小和外载荷无关。可以通过实验确定。

对于Ⅰ型裂纹，$K_I = \sigma\sqrt{\pi a}$ （4.8）

其中：σ为裂纹位置处无裂纹时的最大应力；

a为裂纹半径。

裂纹在交变应力作用下，裂纹由初始值a_i扩展至临界值a_c的过程称为疲劳裂纹的亚临界扩展。在亚临界扩展阶段，裂纹尺寸a小于临界尺寸a_c，即$K_I < K_{IC}$，裂纹不会发生失稳扩展和脆性断裂。当裂纹扩展至临界尺寸a_c时，即$K_I \geq K_{IC}$时，裂纹将失稳扩展，发生脆性断裂。

裂纹在静应力作用下，当静应力水平低于裂纹扩展的临界应力水平时，即裂纹前缘应力强度因子$K_I < K_{IC}$，裂纹不存在亚临界扩展；当静应力水平大于等于裂纹扩展的临界应力水平时，即$K_I \geq K_{IC}$时，裂纹会发生失稳扩展，导致脆性断裂。

4.2.3 弹塑性理论

由于裂纹尖端的应力与$\sqrt{2\pi r}$呈反比关系，所以越靠近裂纹尖端，应力越大，当应力增大到材料的屈服强度时，材料就发生塑性变形而屈服，形成塑性区。如果塑性区相对裂纹尺寸较小，即小范围屈服时，线弹性断裂力学仍然适用，但是，如果对于材料断裂韧性较高的小尺寸构件，导致塑性区相对裂纹尺寸较大，即大范围屈服或全面屈服时，此时，线弹性断裂力学理论不再适用，应运用弹塑性断裂力学进行分析。目前，弹塑性断裂力学理论中比较流行的理论主要有J积分，COD法等。

4.2.3.1 J 积分法

对于裂纹尖端的应力应变场在弹塑性状态下的求解是十分困难的，1968 年，赖斯（J.R.Rice)提出了围绕裂纹尖端的围线积分的思想，从而避免了求解裂纹尖端的应力应变场，并且，这一积分值与路径无关，是一个常数，与材料本身及热处理方式有关，能定量地描述裂纹尖端塑性应力应变场的强弱。

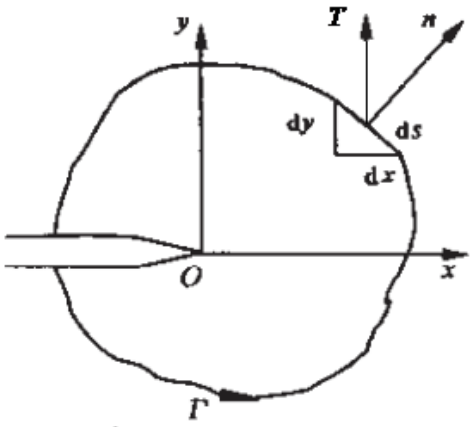


图 4.3 J 积分路径

Fig4.3 J integral path

J 积分定义:在均质板上，有一受二向应力作用的穿透型裂纹，围绕该裂纹尖端 O 作一回路积分：

$$J=\int_{\Gamma} wdy-T_i\ \frac{\partial u_i}{\partial x}ds \tag{4.9}$$

其中：Γ 是积分路径，它是起始于裂纹下表面的一点，沿逆时针绕过裂纹尖端，终止于裂纹上表面一点的任意形状的一条曲线，如图 4.3 所示；

T_i 是积分路径Γ 边界上的应力矢量；

u_i 是该处的位移矢量

w 应变能密度，$w=\int_0^{\varepsilon}\sigma_{ij}d\varepsilon_{ij}$；$\sigma_{ij},\varepsilon_{ij}(i,j=x,y)$ 分别为裂纹尖端附近的应力分量和应变分量

（一）线弹性条件下 J 积分与 K_I 的关系

根据 J 积分的守恒性，积分路径可以任意选择这一特性，不妨选取半径为 R 的圆周作为积分路线。

根据 $x=R\cos\theta, y=R\sin\theta$，将 J 积分公式变换为极坐标形式,

$$J=R\int_{-\pi}^{\pi}\left[w(R,\theta)\cos\theta-T_i(R,\theta)\frac{\partial u_i(R,\theta)}{\partial x}\right] \tag{4.10}$$

线弹性状态下，应变能密度：

$$w=\int_0^{\varepsilon}\sigma_{ij}d\varepsilon_{ij}=\frac{1}{2}\varepsilon_{ij}\sigma_{ij} \tag{4.11}$$

结合广义胡克定律得：

$$w=\frac{1+\upsilon}{2E}\left[(1-\upsilon)\left(\sigma_x^2+\sigma_y^2\right)-2\upsilon\sigma_x\sigma_y+2\tau_{xy}^2\right] \tag{4.12}$$

再结合线弹性状态下，裂纹尖端附近应力场公式得：

$$w=\frac{1+\upsilon}{2E}\cdot\frac{K_I^2}{2\pi R}\left(1-2\upsilon+\sin^2\frac{\theta}{2}\right)\cos^2\frac{\theta}{2} \tag{4.13}$$

最后结合线弹型条件下 I 型裂纹尖端应变场和边界条件，线弹性条件下 J 积分计算结果为：

$$J=\begin{cases}\dfrac{1-\upsilon^2}{E}K_I^2 & \text{，平面应变情况}\\ \dfrac{K_I^2}{E} & \text{，平面应力情况}\end{cases} \tag{4.14}$$

由此可知 J 积分为一确定的常数，与材料有关，并且和应力强度因子也有确定的关系。J 积分也反映了裂纹尖端应力应变场的强弱。

线弹性条件状况下，与应力强度因子同等重要的另一个重要参量是应变能释放率 G，它是指具有裂纹缺陷构件的总势能随裂纹扩展的变化率。

$$G=\lim_{\Delta a\to 0}\frac{U(a)-U(a+\Delta a)}{\Delta a}=-\frac{\partial U}{\partial a} \tag{4.15}$$

式中：a 为裂纹半径；

U 为单位厚度的总势能。

G 与 K_I 之间满足关系

$$G_I=\begin{cases}\dfrac{1-\upsilon^2}{E}K_I^2 & \text{，平面应变情况}\\ \dfrac{K_I^2}{E} & \text{，平面应力情况}\end{cases} \tag{4.16}$$

由此可知，在线弹性条件下，J 积分的物理意义就是应变能释放率 G。

（二）弹塑性状态下

1968 年，Hutchinson、Rice 和 Rosengren，利用塑性全量理论，以 J 积分与路径无关为前提，通过一系列的实验证明了 J 积分与上述线弹性条件下的 J 积分一样，裂纹尖端的弹塑性应力应变场由 J 唯一决定，并且 J 积分临界值 J_{IC} 与试件类型及尺寸无关，是材料的一种特性参量，只与实验环境温度和材料热处理方式有关。J 积

分由此得到公认，随之形成了弹塑性断裂判据 J 积分判据如公式（4.18）所示，当 $J_I < J_{IC}$ 时，裂纹不会失稳扩展，当 $J_I \geq J_{IC}$ 时，裂纹失稳扩展。

$$J_I = J_{IC} \tag{4.17}$$

J 积分计算简单而准确，不需要对裂纹尖端的应力应变进行详细分析，实际工作就是测定载荷-位移（ $P-\Delta$ ）曲线。目前，J 判据及 J_{IC} 测试的目的，主要期望用小试样的 J_{IC} 换算成大试样的 K_{IC}，最后依据 K 判据去解决工程中大型件的断裂问题。

4.2.3.2 COD 法

COD（crack opening displacement）是指受载荷作用的裂纹体，在裂纹的尖端产生的垂直于裂纹方向的位移，即裂纹张开位移，记为 δ。裂纹失稳扩展的临界 COD 记为 δ_c， Wells 首次提出用裂纹尖端的张开位移 δ 是否达到临界张开位移 δ_c，作为裂纹是否失稳扩展的判断依据，即所谓的 COD 法。

COD 法中，δ_c 在工程中比较容易测定，而 δ 的计算较为困难。其中，道戈达尔模型（Dugdale-Model），简称 D-M 模型，是一种比较权威的 COD 分析方法。D-M 模型的解如式（4.18），此式建立了应力，屈服强度极限，裂纹长度和裂纹尖端张开位移之间的关系。

$$\delta = \frac{8\sigma_s a}{\pi E} \ln \sec\left(\frac{\pi a}{2\sigma_s}\right) \tag{4.18}$$

第五章 应力强度因子的计算

5.1 Franc3D 软件介绍

5.1.1 FRANC3D 软件概述

FRANC3D（Fracture Analysis Code for 3D）是美国 FAC 公司开发的新一代裂纹分析软件，用来计算工程结构在任意复杂的几何形状，载荷条件和裂纹形态下的三维裂纹的特性。它可以方便的求解裂纹前缘应力强度因子的大小，模拟裂纹扩展，计算裂纹扩展寿命等，它是以有限元软件相结合进行断裂力学方面的仿真和计算。与 ANSYS，ABAQUS，NASTRAN 等有无缝接口。FRANC3D 还可以求解微动疲劳裂纹萌生寿命，进而计算构件的全寿命。

FRANC3D 采用的操作方式是流程向导方式，便于操作，并且，每一步的用户界面都是采用图形和对话框。这些向导包括：微动疲劳裂纹萌生分析向导；裂纹引入向导；裂纹扩展分析向导；疲劳裂纹扩展寿命计算向导[55]。

FRANC3D 还支持脚本命令功能，操作过程能够被完整记录下来，形成命令流文件，读取该文件的时候，就可以将以前的操作重现，便于参数化处理。如不同尺寸的裂纹对裂纹扩展寿命的影响等。

FRANC3D 与有限元相结合进行断裂力学参数和三维裂纹扩展的计算和仿真时，如图 5.1 所示。其工作流程如下：

（1）建立一个完整的有限元模型

操作者首先要在有限元前处理器中创建一个不含裂纹的有限元模型，一般情况下，将裂纹区域定义为子模型，这样可以提高计算速度，节省时间。

（2）引入裂纹

FRANC3D 读取子模型、使用图形化的裂纹引入向导，或者利用 Python 语言以编码的方式创建初始裂纹，再重新划分子模型的网格，最后，将含有裂纹的子模型和剩余模型组合起来，进行断裂力学参数的计算。

（3）执行有限元计算

带有初始裂纹的网格会自动交给有限元软件进行计算。

（4）裂纹扩展预测

FRANC3D 自动读取应力分析结果计算所有裂纹前缘节点的应力强度因子，进行裂纹扩展分析，更新裂纹前缘位置，重新划分子模型网格。

(5) 执行新的有限元计算

如果结束条件没有达到自定义的要求，FRANC3D 会提交一个新的有限元分析。上述过程不断重复，直到达定义的限制条件，如 SIF 达到 KIC

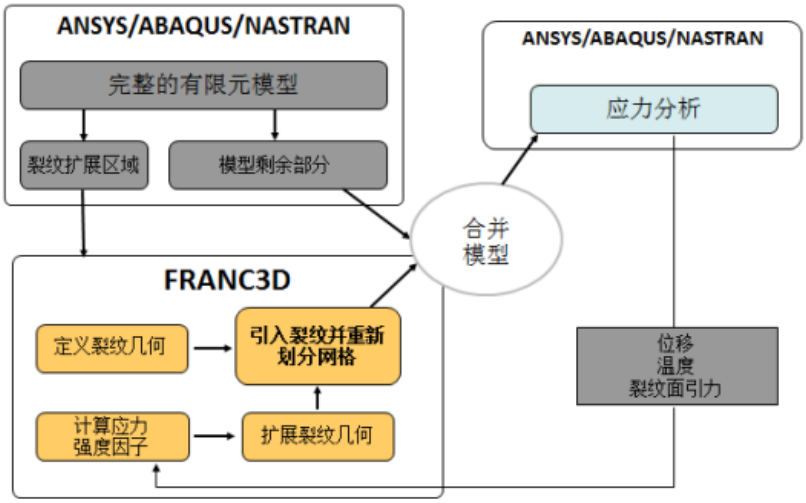


图 5.1FRANC3D 工作流程

Fig5.1 Work process of FRANC3D

5.1.2 FRANC3D 裂纹的建立

FRANC3D 可以引入零体积缺陷（裂纹）和有限体积缺陷（空腔），并且可以来自定义初始缺陷的形状、方向和位置。FRANC3D 软件可以引入的裂纹类型包括椭圆形裂纹，单前缘穿透型裂纹，双前缘穿透型裂纹，长条形表面浅裂纹，用户自定义任意形状裂纹，多重裂纹，椭球空腔以及从外部文件导入裂纹数据等。

（1）椭圆裂纹

通过输入长短轴的大小来定义，长短轴这两个参数的值一旦被指定，椭圆裂纹模型就会出现在窗口中，如图 5.2 所示，椭圆形裂纹位于局部坐标系中，处于 X-Y 平面，并且位于原点中心。

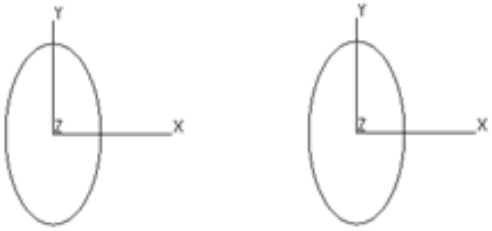


图 5.2 椭圆裂纹模型

Fig5.2 Elliptical crack model

（2）圆环型裂纹

圆环形裂纹需要定义四个参数，内圆环长短轴和外圆环长短轴。它可以用来对内部空腔的裂纹引入。

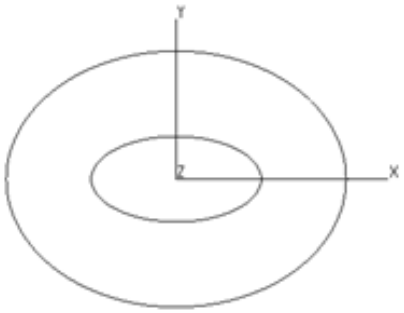


图 5.3 圆环型裂纹模型

Fig5.3 Ring crack model

（3） 单前缘穿透型裂纹需要指定四个参量，其中，a，b，c 决定裂纹的长度，d 决定裂纹的宽度。如果设置这四个参数适当，可以用来定义直线裂纹前缘或二次型裂纹前缘。

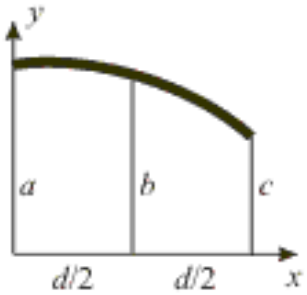


图 5.4 单前缘穿透型裂纹模型

Fig5.4 Single front through the thickness crack model

(4)双前缘穿透型型裂纹

双前缘穿透型裂纹需要设置七个参数 a,b,c,d,e,f,g，共同来决定裂纹的长度和宽度。同样的，这七个参数设置适当，可以用来定义直线或者二次型曲线裂纹前缘。

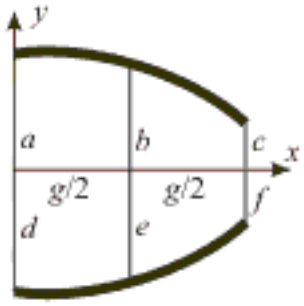


图 5.5 双前缘穿透型裂纹前缘模型

Fig5.5 Two front through the thickness crack model

（5）空腔

空腔的引入，需要设置三个参数 a,b,c.空腔可以用来模拟材料内部缺陷气泡，材料内部空腔将周围的材料离散，会形成内部裂纹。可以通过对空腔周围施加周向裂纹，研究空腔周围裂纹前缘应力强度因子。

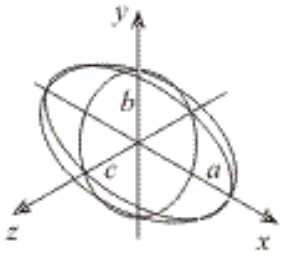


图 5.6 空腔模型

Fig5.6 Void model

5.13 Franc3D 裂纹前缘应力强度因子求解理论

Franc3D 在进行应力强度因子求解之前，必须要对裂纹前缘划分成若干点，裂纹前缘应力强度因子特性就是指这些点上的应力强度因子特性，在每一个点上，存在一条与裂纹前缘相切的直线 t，如图 5.7 所示，建立与切线 t 正交的平面，然后在每个正交的平面上，利用二维应力强度因子求解理论进行求解，将所有的点求解完成后，裂纹前缘应力强度因子曲线就可以用光滑的曲线拟合出来。

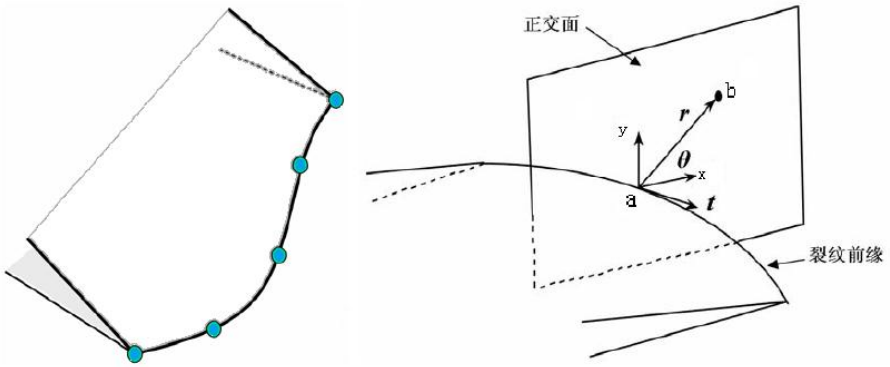


图 5.7 裂纹前缘处理方法

Fig5.7 Dispose method of crack front

5.2 齿根裂纹应力强度因子求解

5.2.1 无初始裂纹缺陷的行走轮静态应力分析

将行走轮两侧及底端圆弧采用全约束，齿顶施加法向载荷 571KN，仿真结果如图 5.8 所示。齿根最大 von Mises 应力为 671.6MPa，把边界条件及应力分析结果存档，保存为 cdb 格式，作为有限元软件和 FRANC3D 软件的枢纽文件。

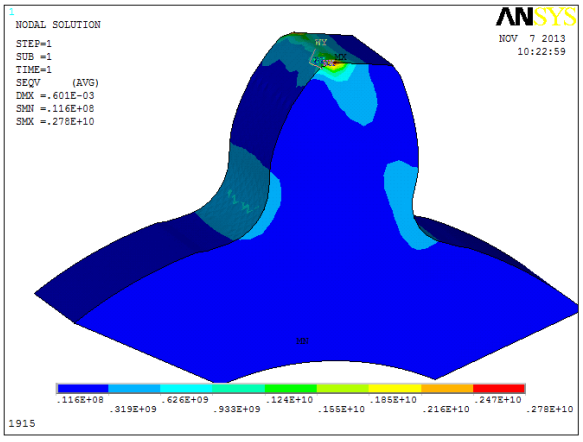


图 5.8 行走轮轮齿等效应力云图

Fig5.8 Sprocket tooth von mises contour

5.2.2 齿根裂纹的建立

本文将行走轮齿根疲劳裂纹简化为椭圆形裂纹。找到齿根最大等效应力节点 1222，位于齿根圆弧面中心位置，坐标为（-0.0378519，0.217423，0.0372895），最大 Von Mises 应力为 671.6MPa，此处也是最容易产生裂纹的地方，故以此节点为中心建立裂纹。文中将椭圆裂纹的长短轴均设置为 5mm，即为圆形裂纹前缘。由于

裂纹起初是位于 X-Y 平面，这里需要将裂纹置于 X-Z 平面，因此需要将裂纹绕 X 轴旋转 90 度。并且可以使裂纹面绕 Z 轴旋转，控制裂纹面与水平面的夹角，齿根裂纹前缘应力强度因子会随着夹角的变化而变化，如图 5.9 所示。

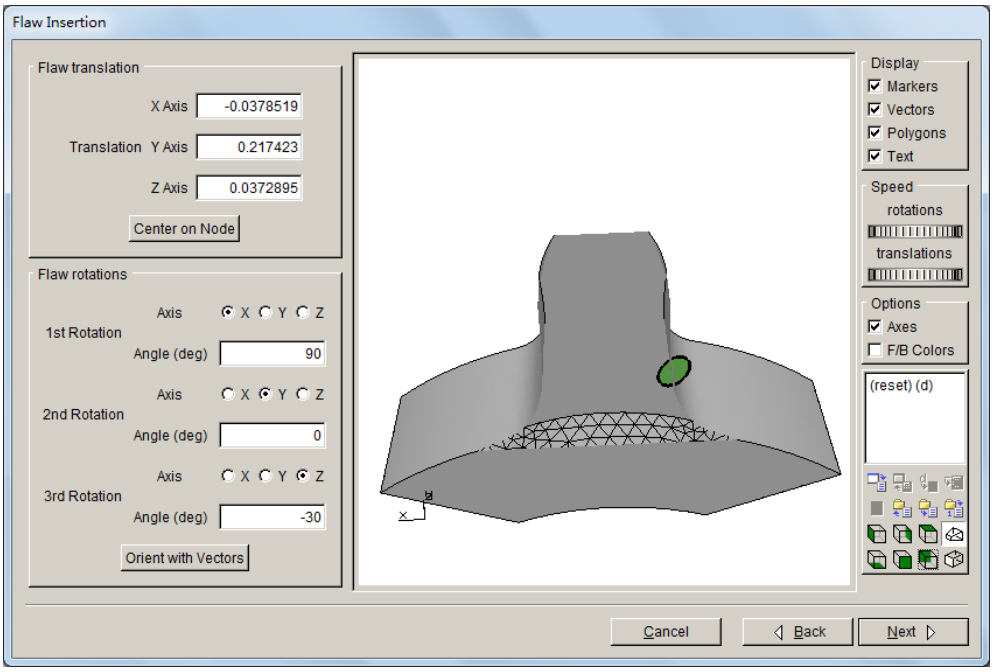


图 5.9 裂纹引入操作

Fig5.9 Crack insert process

为了精确计算裂纹前缘应力强度因子，裂纹前缘的单元必须是具有一定的控制尺寸和形状。本文将裂纹前缘生成 8 个 15 节点的楔形单元，前缘单元周围生成两层 20 节点的六面体单元环，楔形和六面体单元组合起来，就形成了裂纹前缘有限元网格。其余的区域采用 10 节点的四面体单元，四面体单元和六面体单元通过 13 节点的金字塔形过度单元过渡，也可以将金子塔划分成四面体单元，进行过渡，如图 5.10，图 5.11 所示。裂纹引入后，除了保留边界条件处的单元，其余单元需要重新划分网格。裂纹引入后，轮齿如图 5.12 所示。

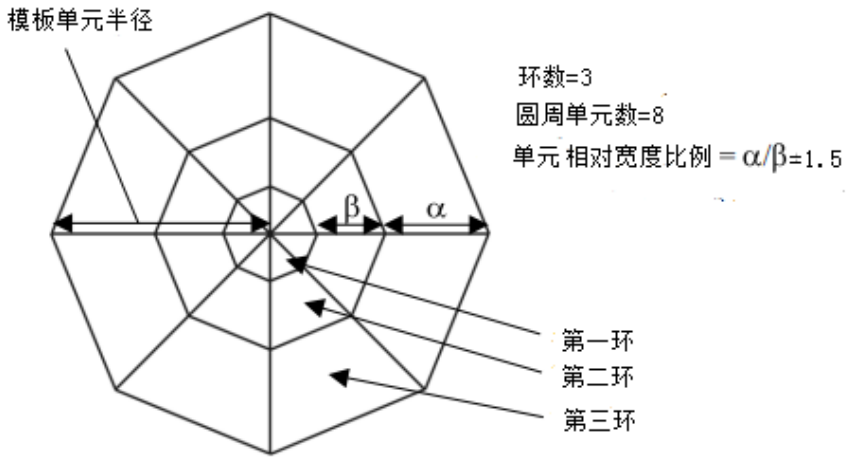


图 5.10 裂纹前缘单元

Fig5.10 Crack front element

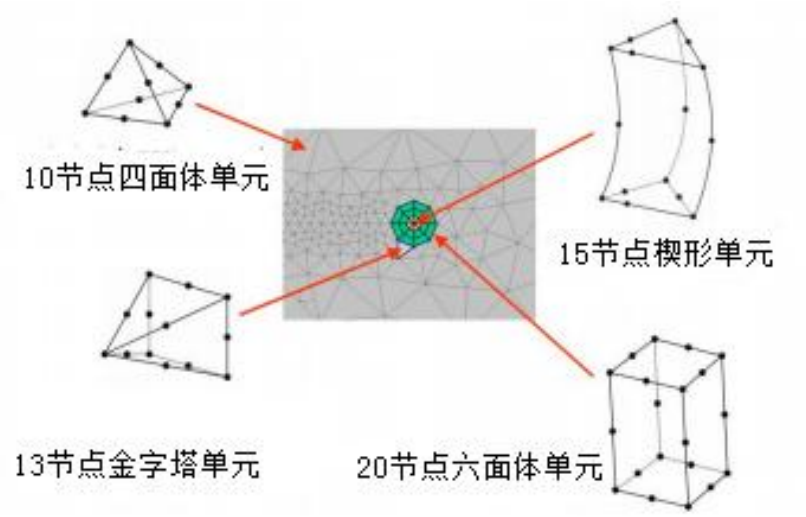


图 5.11 裂纹区域单元

Fig5.11 Crack zone element

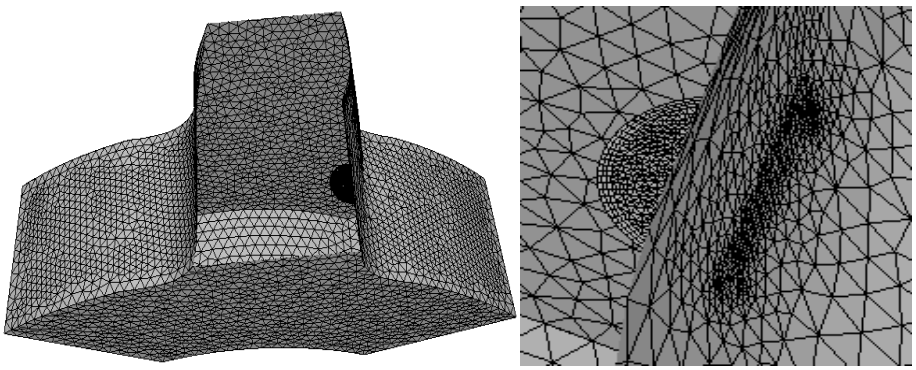


图 5.12 引入裂纹后的轮齿

Fig5.12 The tooth after inserting crack

5.2.3 齿根裂纹前缘应力强度因子计算机仿真

对裂纹模型进行设置好以后，就可以计算应力强度因子，应力强度因子的计算可以采用 M 积分或者位移相关技术获得。

M 积分又被叫做交互式积分，M 积分来计算应力强度因子时，它和 J 积分具有相似的数学表达形式。利用 M 积分可以把各向同性及一般各向异性材料中的三维断裂模式的应力强度因子求解出来。位移相关技术计算应力强度因子的方法仅仅适用于各向同性材料的计算。如果一个裂纹前缘模板网格施加不上，这时就要选择位移相关技术来计算应力强度因子。

5.2.3.1 齿根裂纹角度对应力强度因子的影响

首先将裂纹前缘进行归一化处理，归一化就是将裂纹前缘某一点处距离起始点的圆弧长与整个裂纹前缘圆弧长的比值。那么位于裂纹前缘中点处的节点，归一化后的长度为 0.5，四分之一和四分之三处的位置归一化后分别为 0.25,0.75，裂纹起始点和结束点归一化后的长度分别为 0 和 1，如图 5.13 所示。

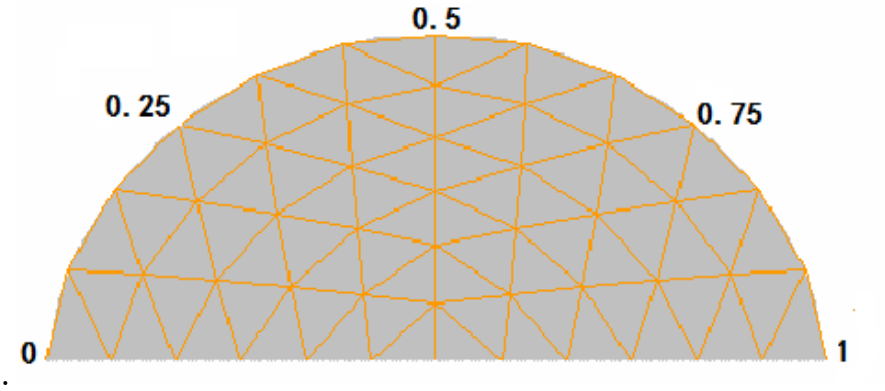


图 5.13 裂纹前缘归一化后的长度

Fig5.13 Normalized distance along crack front

为了研究齿根裂纹面与水平面的夹角对裂纹前缘应力强度因子的影响，分别取夹角为$-60^{\circ},-45^{\circ},-33^{\circ}-30^{\circ},-27^{\circ},-25^{\circ},-15^{\circ},0^{\circ},15^{\circ},30^{\circ}$时的裂纹进行分析，计算机仿真结果如图 5.14 所示,应力强度因子曲线纵坐标是应力强度因子，单位$Pa\sqrt{m}$，横坐标采用的是归一化后的单位。各个角度时，裂纹前缘应力强度因子曲线形状基本一致，都是下凸的，即裂纹前缘端点处的应力强度因子大于中间部位的应力强度因子，则裂纹沿齿面的扩展速度要大于沿裂纹深度方向的扩展速度。

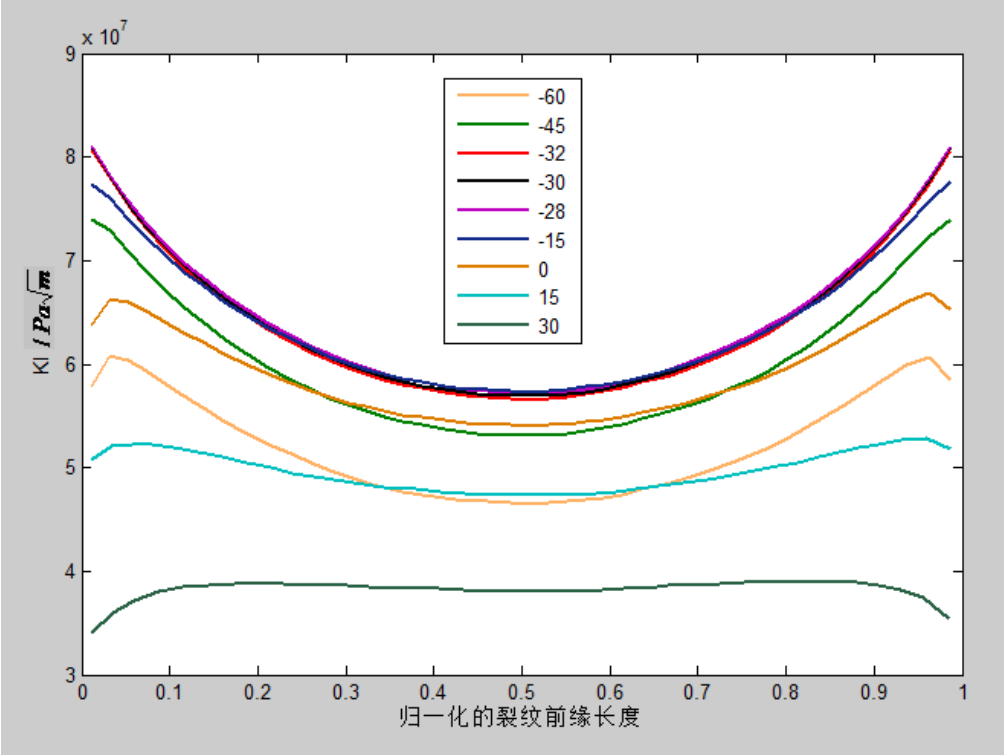


图 5.14 裂纹面不同倾斜角度时的裂纹前缘 K_I 曲线

Fig5.14 Model I stress intensity factors of crack front versus incline degree of crack surface

当裂纹面与水平方向的夹角为 -30° 时，即裂纹面斜向下引入轮齿根部时，裂纹前缘各点处的应力强度因子最大，如图 5.15 所示，左图是计算机仿真裂纹，右图是实际齿轮裂纹，裂纹面方向与水平面方向夹角大约为 -30°。

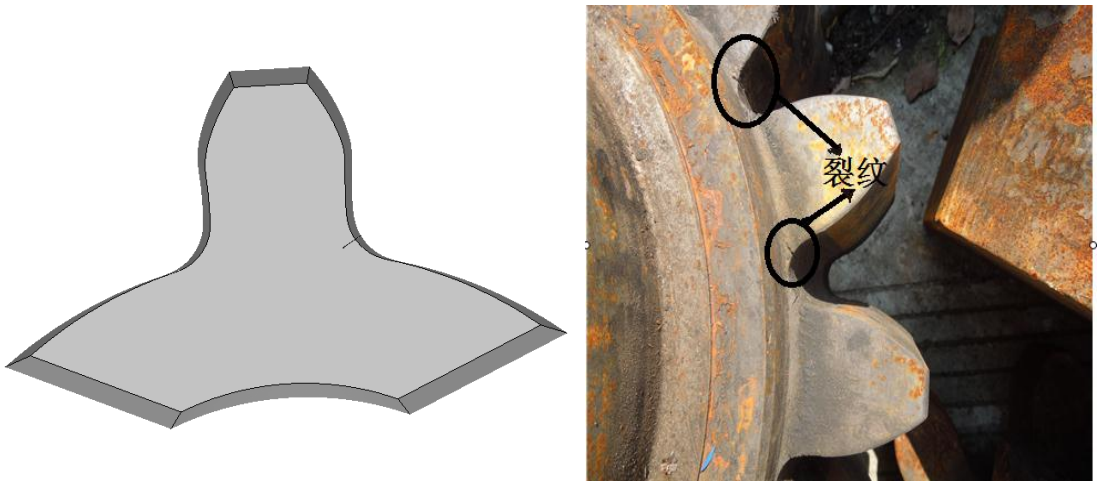


图 5.15 -30° 引入时的裂纹

Fig5.15 The crack inserted at -30°

图 5.16 研究了裂纹前缘某一具体位置随着角度的变化，应力强度因子的变化规律，裂纹前缘 0 , 0.25 处的变化规律和 1 , 0.75 处的变化规律是一样的，所以，本文主要研究了 0，0.25 和 0.5 这三处的应力强度因子随裂纹面倾斜角度变化的规律。横坐标表示的是裂纹面的倾斜角度，变化范围是 $-60^{\circ}\sim 30^{\circ}$ ，纵坐标是对应的应力强度因子 K_I 。随着倾斜角度的增加，这三个位置的应力强度因子 K_I 都是先增加后减小，当倾斜角度达到 -30° 时， K_I 都达到最大值。

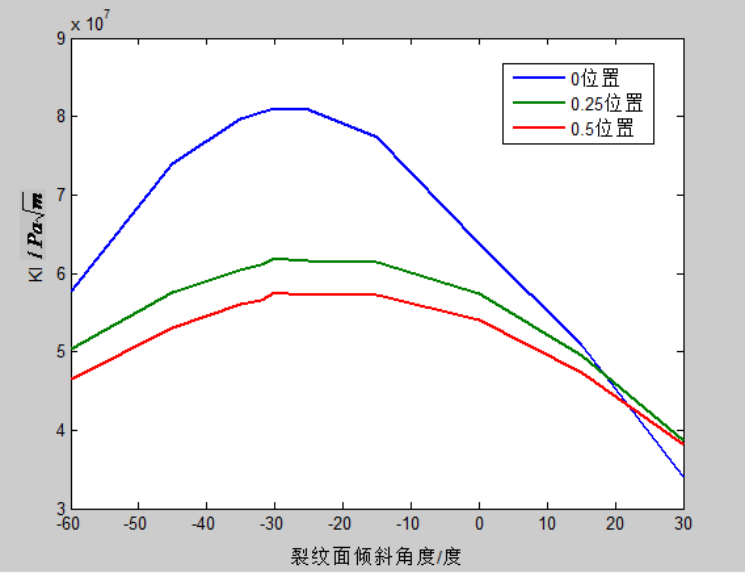


图 5.16 裂纹面倾斜角度对裂纹前缘某点 K_I 的影响规律

Fig5.16 Influence law of crack surface incline degree on model I stress intensity factors of crack front at some point

裂纹面倾斜角度为 -30° 时，应力强度因子 K_I 最大值为 $8.09\times10^7 Pa\sqrt{m}$ ，最小值为 $5.69\times10^7 Pa\sqrt{m}$ ，如图 5.17 所示。根据公式 $K_I=\sigma\sqrt{\pi a}$ ，将数据 $\sigma=671.6\times10^6 Pa$, $a=5mm$ ，代入计算得 $K_I=8.41\times10^7 Pa\sqrt{m}$ ，与计算机仿真值比较，误差为 3.8%。因此，Franc3D 软件对应力强度因子的求解是可行的。

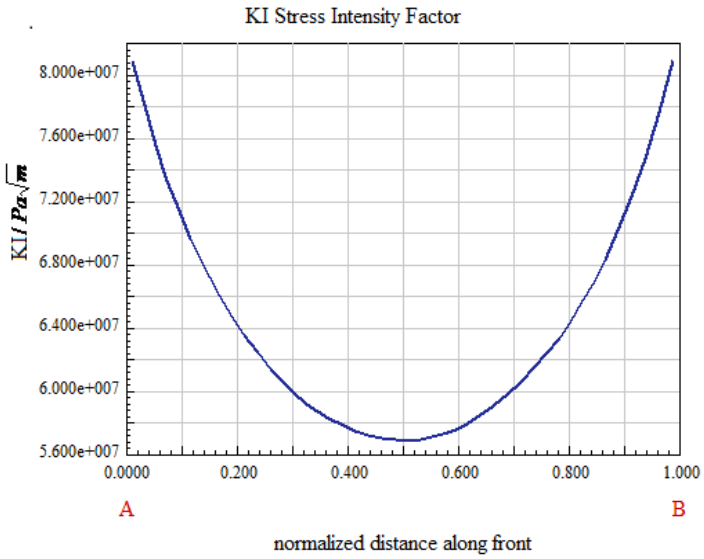


图 5.17 I 型裂纹前缘应力强度因子分布

Fig5.17 Model I stress intensity factor of crack front

将齿根引入 5mm 的裂纹后，施加与没有引入裂纹前相同的边界条件，对轮齿进行静力分析，仿真结果如图 5.18 所示。裂纹前缘靠近齿面的端点处最大等效 von Mises 应力为 6090MPa，与没有引入裂纹前相比较，应力提高了 8 倍。所以，齿根裂纹尖端处的应力高度集中，严重影响了轮齿的疲劳强度。

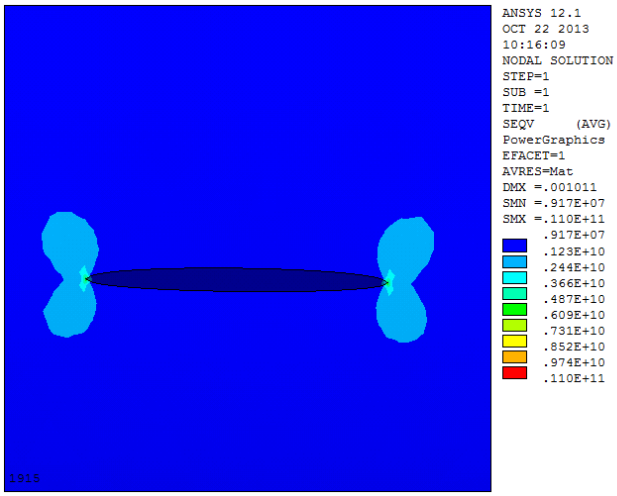


图 5.18 裂纹引入后轮齿 von Mises 应力云图

Fig5.18 Tooth von Mises stress contour after inserting crack

5.2.3.2 载荷大小对齿根应力强度因子的影响规律

为了研究不同大小的载荷对裂纹前缘应力强度因子 K_I 的影响，文中以施加在齿顶法线的 571KN 为基础，分别乘以相关倍数，获得不同大小的载荷，载荷倍数在 0.6

—2 之间变化，每隔 0.2 计算一次。载荷加载情况，理论计算结果，计算机仿真结果和误差分析如表 5.1 所示。理论计算值和计算机仿真值误差均在 5%以内。

表 5.1 不同大小的载荷加载结果

Table5.1 Results versus load

载荷倍数	实际载荷大小（N）	裂纹中心节点最大等效应力（MPa）	K_I 理论值（$Pa\cdot\sqrt{m}$）	K_I 计算机仿真值（$Pa\cdot\sqrt{m}$）	误差分析
0.6	342600	403.0	5.05×10^7	4.85×10^7	3.9%
0.8	456800	537.3	6.73×10^7	6.47×10^7	3.9%
1	571000	671.6	8.41×10^7	8.09×10^7	3.8%
1.2	685200	805.9	1.00×10^8	9.71×10^7	2.9%
1.4	799400	940.2	1.17×10^8	1.13×10^8	3.4%
1.6	913600	1074.6	1.35×10^8	1.29×10^8	4.4%
1.8	1027800	1208.9	1.51×10^8	1.46×10^8	3.3%
2	1142000	1343.2	1.68×10^8	1.62×10^8	2.26%

不同大小的载荷作用时，K_I 曲线的形式保持一致，均为下凸曲线，随着载荷倍数的增大，K_I 曲线是上升的，即 K_I 值是增加的，如图 5.19 所示。

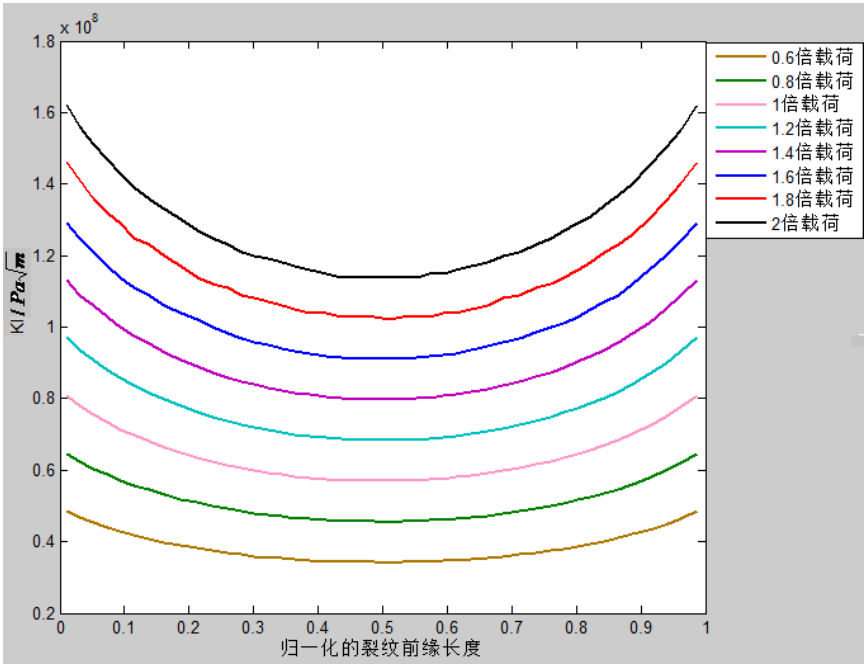


图 5.19 不同载荷下的裂纹前缘 KI 曲线

Fig5.19 Model I stress intensity factors of crack front versus load

对于裂纹前缘同一位置，在不同载荷作用时，K_I 的变化规律如图 5.20 所示，K_I 与载荷是线性相关的。

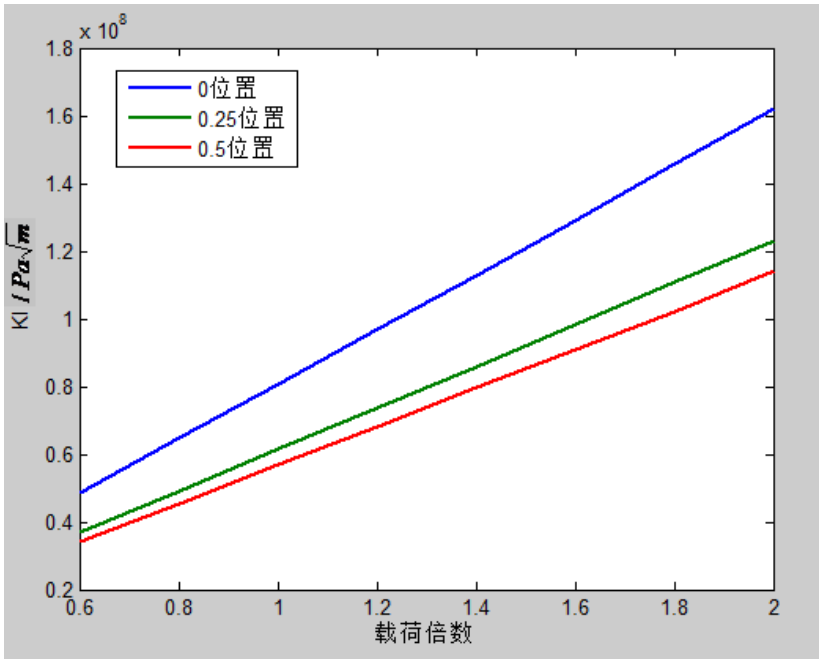


图 5.20 载荷大小对裂纹前缘某点 KI 的影响规律

Fig5.20 Influence law of load on model I stress intensity factors of crack front at some point

5.2.3.3 裂纹尺寸对齿根应力强度因子的影响规律

为了研究裂纹尺寸大小对应力强度因子的影响规律，文中采用半圆型裂纹，齿顶施加 571KN 的法向载荷，半径分别取 1mm, 3mm, 5mm, 7mm, 9mm。

不同裂纹半径时，I 型裂纹前缘应力强度因子分布规律，如图 5.21 所示。当裂纹半径分别是 1mm, 3mm, 5mm, 7mm, 9mm 时，K_I 最大值分别是 4.03×10^7，6.59×10^7，8.09×10^7，9.19×10^7，$1\times10^8 Pa\sqrt{m}$。因此，在同样大小的载荷作用时，随着裂纹半径的增加，K_I 也随之增加。

图 5.22 给出了裂纹前缘 0，0.25 和 0.5 三处位置的 K_I 值随裂纹尺寸的变化规律，可以看出 K_I 与 $\sqrt{a}$ 是线性相关的。

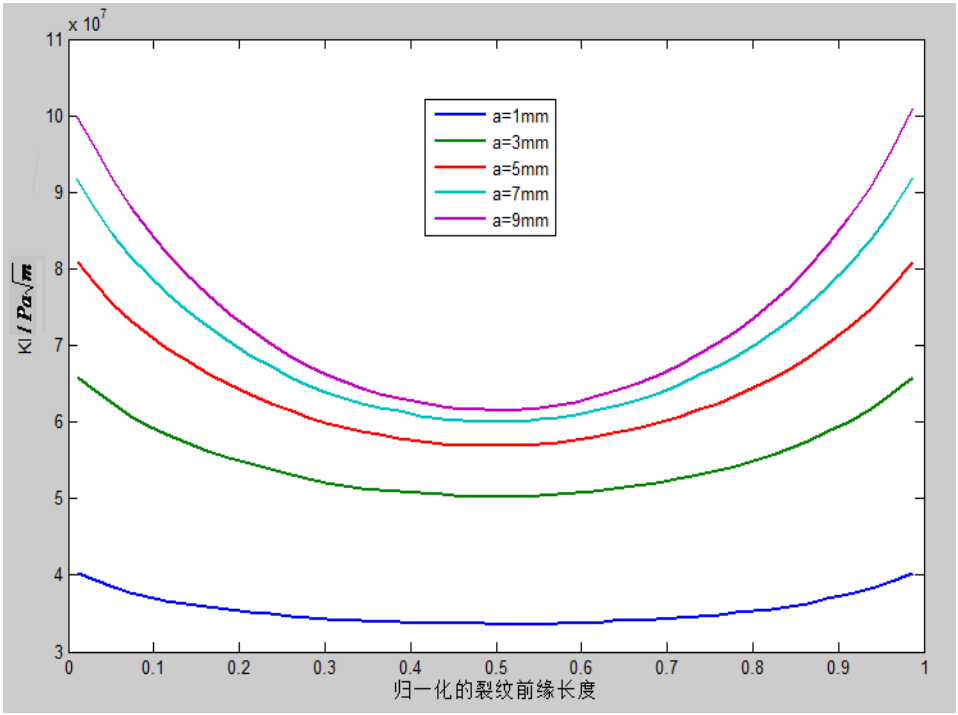


图 5.21 不同裂纹半径时的裂纹前缘 K_I 曲线

Fig5.21 Model I stress intensity factors of crack front versus crack radius

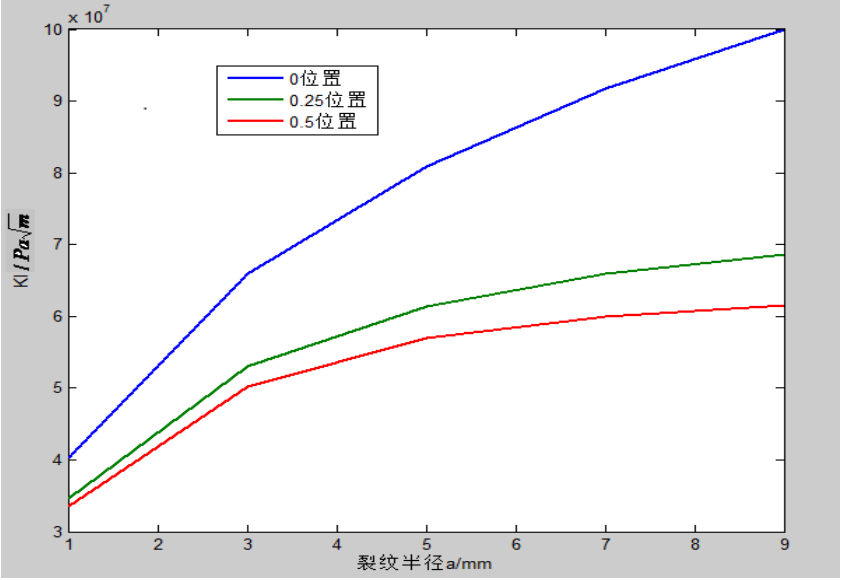


图 5.22 不同半径的裂纹对裂纹前缘某点 K_I 的影响规律

Fig5.22 Influence of different crack radius on model I stress intensity factors of crack front at some point

5.2.3.4 裂纹形状对齿根应力强度因子的影响规律

为了研究裂纹形状对裂纹前缘应力强度因子的影响规律，文中分别固定椭圆裂纹短轴 a，变化长轴 b 和固定长轴 b，变化短轴 a 进行研究。椭圆短轴 a 是指齿面上，裂纹端点距离裂纹中心的距离，b 是指裂纹前缘弧中间位置距离裂纹中心的距离。

5.2.3.4.1 半椭圆裂纹短轴 a 固定，长轴 b 变化

半椭圆裂纹短轴 a 固定，长轴 b 变化，即裂纹在齿面上的长度是固定的，裂纹沿齿厚方向的长度是变化的。将 a=5mm 固定，b 在 1-10mm 之间变化，每隔 1mm 取一次值，可以获取 10 种不同形状的裂纹。同样地，在齿顶法向施加载荷，大小为 571KN，进行应力强度因子的计算。

当 b=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10mm 时，裂纹前缘 K_I 分布曲线如图 5.23 所示，靠近裂纹前缘两端位置的 K_I 随着 b 的增大而增大，而靠近中间位置的 K_I 随着 b 的增大先增加后减小。b=1, 2, 3mm 时，裂纹前缘中间的应力强度因子 K_I 高于两端，裂纹沿深度方向的扩展速度要高于裂纹沿齿面方向的扩展速度，b>3mm 时，裂纹前缘中间的应力强度因子 K_I 低于两端，裂纹沿深度方向的扩展速度要低于沿齿面方向的扩展

速度。随着 b 继续增大，裂纹前缘两端的应力强度因子 K_I 与中间的 K_I 距离越来越大，扩展速度差值也越来越大。如图 5.24 所示，裂纹前缘三处位置随着 b 的变化，各自的 K_I 变化规律，0 和 0.25 处位置的 K_I 值随着 b 的增大而增大，而 0.5 处的 K_I 变化规律是随着 b 的增大，先增加后减小。

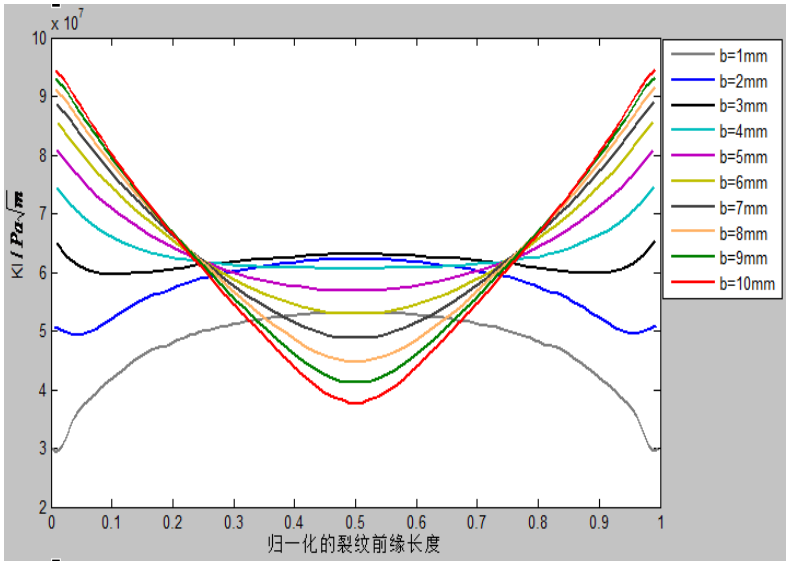


图 5.23 不同长轴 b 时裂纹前缘 K_I 曲线

Fig5.23 Model I stress intensity factors of crack front versus major axis of ellipse

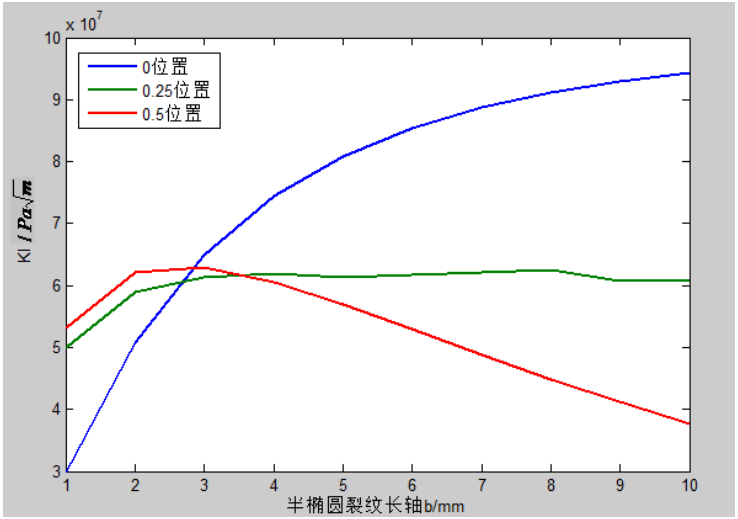


图 5.24 不同的长轴对裂纹前缘某点 K_I 的影响规律

Fig5.24 Influence law of different major axis of ellipse crack on model I stress intensity factors of crack front

5.2.3.4.2 半椭圆裂纹短轴 a 变化，长轴 b 固定

半椭圆裂纹短轴 a 变化，长轴 b 固定，即裂纹在齿面上的长度是变化的，裂纹深度是固定的。将 b=5mm 固定，a 在 1-10mm 之间变化，每隔 1mm 取一次值，可以获取 10 种不同形状的裂纹。在齿顶法向施加载荷，大小为 571KN，进行应力强度因子的计算。

当 a=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10mm 时，裂纹前缘 K_I 分布曲线如图 5.25 所示。随着 a 的增大，裂纹前缘应力强度因子 K_I 曲线是整体上升的。起初，裂纹前缘中间位置的 K_I 值与两端 K_I 值差距很大，随着 a 的增加，差距逐渐减小，如图 5.26 所示，当 a=10mm 时，0 位置的 K_I =$1.56\times10^8 Pa\sqrt{m}$，0.5 位置的 K_I =$1.52\times10^8 Pa\sqrt{m}$ 。

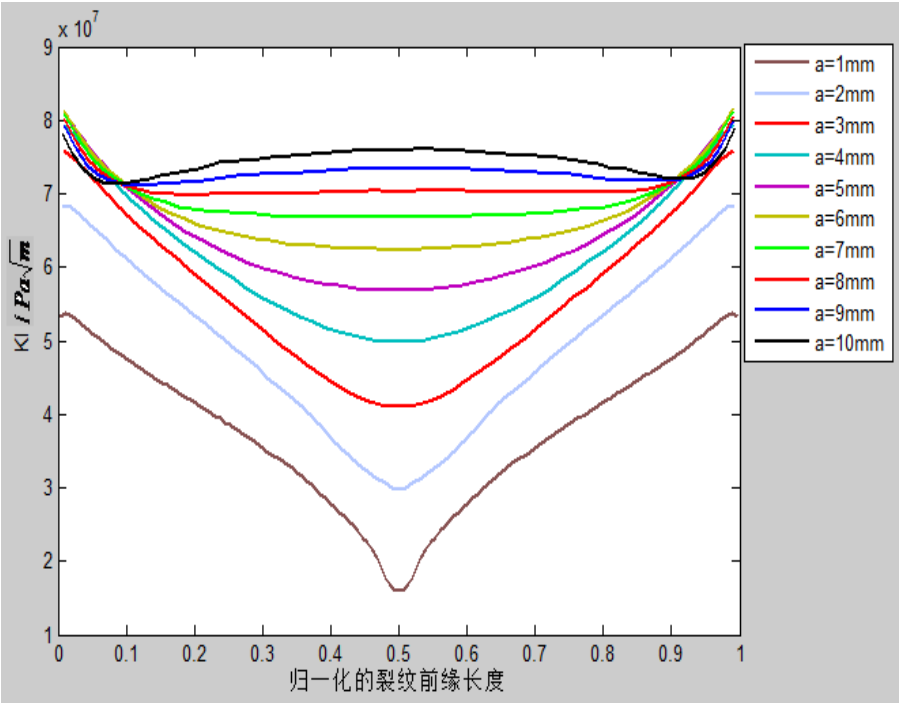


图 5.25 不同短轴 a 时裂纹前缘 K_I 曲线

Fig5.25 Model I stress intensity factors of crack front versus minor axis of ellipse

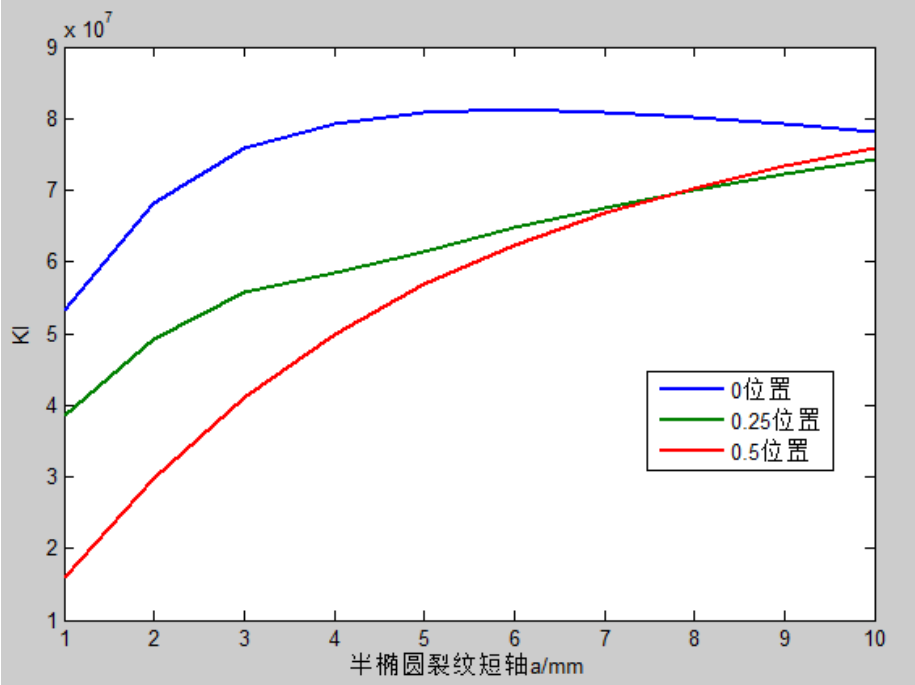


图 5.26 不同的短轴对裂纹前缘某点 K_I 的影响规律

Fig5.26 Influence law of different minor axis of ellipse crack on model I stress intensity factors of crack front

第六章 行走轮材料断裂韧性的实验

6.1 实验原理

断裂韧性的实验依照国家标准 GB4161-84 规定进行。断裂韧性 K_{IC} 是衡量材料抵抗裂纹扩展能力的一个参数，它与加载条件和试件类型无关，只与实验环境和材料热处理方式有关，是材料本身固有的一种特性。测量 K_{IC} 就是测量裂纹开始失稳扩展时的应力强度因子值。

利用函数记录仪记下载荷 F 及裂纹嘴的张开位移 V ，绘制 $F-V$ 曲线，利用 $F-V$ 曲线，按照规定确定特征载荷 P_Q 值，再测量裂纹平均长度 a ，将 P_Q 值和 a 带入 K_I 表达式，计算 K_{IC} 的值，最后进行有效性判断。

如果有效性检验不合格，需要增加试件厚度，按照表 6.1 提供的数据厚度 B 要大于 75mm，按照国标宽度 W 要大于 150mm，跨距 L 要大于 600mm，从经济性方面考虑，加工这样的试件浪费材料，从可操作性方面考虑，对实验仪器提出了巨大的挑战。因此，可以利用 J 积分原理，根据平面应变条件下，用大范围屈服的小试件测定的 J_{IC} ，和利用只是少量屈服的大试件测定的 J_{IC} 值相等，再将 J_{IC} 换算成 K_{IC} 。

表 6.1 试样的推荐尺寸

Table6.1 Sample recommended size

$\sigma_{0.2}$/E	B、a (mm)	$\sigma_{0.2}$/E	B、a (mm)
0.0050—0.0057	75	0.0071—0.0075	32
0.0057—0.0062	63	0.0075—0.0080	25
0.0062—0.0065	50	0.0080—0.0085	20
0.0065—0.0068	44	0.0085—0.0100	12.5
0.0068—0.0071	38	≥0.0100	6.5

6.2 实验试件及仪器

（1）实验试件选用的是国标规定下的三点弯曲试件，如图 6.1 所示，厚度 B=20mm，宽度 W=40mm，长度 L=160mm，裂纹长 a=22mm。山形缺口宽 3.5mm，长 19mm，顶端 θ 为 45°。

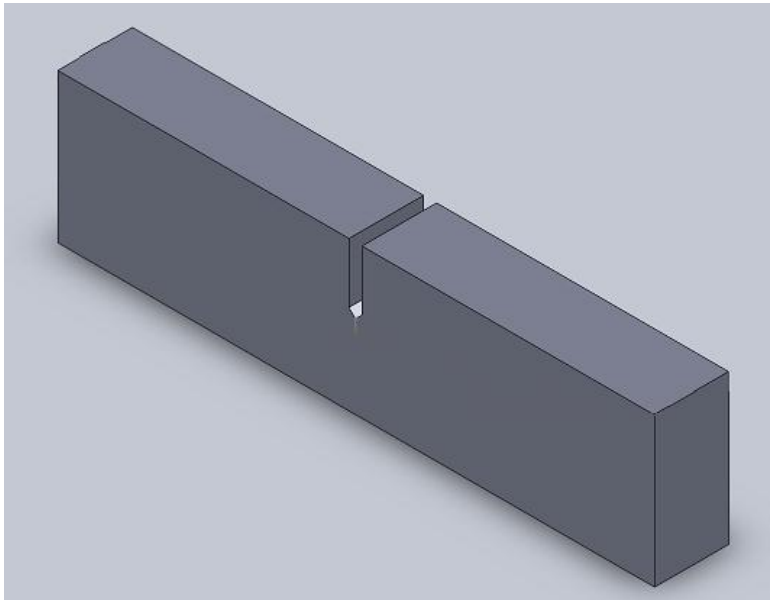


图 6.1 三点弯曲试样

Fig6.1Three point bend specimens

本次实验对 18Cr2Ni4WE 材料进行断裂韧性实验,材料热处理方式如表 6.2 所示。

表 6.2 试件编号

Table6.2 Sample serial number

序号	材料	热处理	喷丸	数量	各件标号	图号
1.1	18Cr2Ni4WE	调质	是	3	1.11,1.12,1.13	DL-1
1.2		调质	否	3	1.21,1.22,1.23	DL-2
1.3		渗碳淬火	是	3	1.31,1.32,1.33	DL-3
1.4		渗碳淬火	否	3	1.41,1.42,1.43	DL-4

(2)实验仪器

本次实验在中国矿业大学材料学院进行，疲劳裂纹的预制选用 Amsler HFP5100 高频疲劳试验机，如图 6.2（a)，型号：QBG-100，最大静载荷：100kN，最大动载荷：50kN，频率：80-120Hz。

利用 Instron 1195 电子拉伸试验机对试件进行断裂韧性试验,如图6.2(b)所示。

（a）Amsler HFP5100 高频疲劳试验机

（b)Instron 1195 电子拉伸试验机

图 6.2 实验装置

Fig6.3Experiment facility

6.3 试验过程

（1）按图 6. 1 加工试件。

（2）将试样在 Amsler HFP5100 高频疲劳试验机上预制裂纹。跨距 S 为 160mm（4B），设置动载荷为 3.5KN，频率 80Hz，当缺口尖端出现裂纹后，调节静载荷为 7—8KN，直至尖端裂纹扩展至 3mm。

（3）测量试样宽度 W，厚度 B，将有预制裂纹的试样放置至 Instron 1195 电子拉伸试验机上进行三点弯曲试验。选取标距为 25mm 的引伸计安装在缺口下方，测量缺口在垂直方向的位移，得出力-位移曲线（P-△曲线）。

6.4 数据处理

6.4.1 利用 K_Q 求 K_{IC}

在力-位移曲线中，对于在曲线前端的直线部分，使 P'=0.96P，做出直线，直线与曲线的交点为 P_d,由于 P_d 之前没有比其大的值，取 $P_Q = P_d$ 。使断裂前的最大力 P_m 与 P_Q 相比，如果 P_m / P_Q 大于 1.1，则该试验结果无效。

利用以下公式计算 K_Q，单位为 $kg/mm^{3/2}$:

$$K_Q = \frac{P_Q S}{BW^{\frac{3}{2}}} f\left(\frac{a}{W}\right) \tag{6.1}$$

$$f\left(\frac{a}{W}\right) = \frac{3(a/W)^{\frac{1}{2}}\left[1.99 - (a/W)(1 - a/W)(2.15 - 3.93a/W + 2.7a^2/W^2)\right]}{2(1+2a/W)(1-a/W)^{\frac{3}{2}}} \tag{6.2}$$

其中 P_Q 为以上步骤确定的载荷，kgf；

W 为测定的试样宽度，mm；

B 为测定的试样厚度，mm；

S 为跨距，mm；

a 为测定的试样裂纹长度，mm。

计算 $2.5(K_Q/\sigma_y)^2$，如果试样需满足 $B \geq 2.5(K_Q/\sigma_y)^2$， $a \geq 2.5(K_Q/\sigma_y)^2$，则 $K_Q = K_{IC}$，否则无效。计算结果如表 6.2 所示。a, B均大于$2.5(K_Q/\sigma_y)^2$，说明小试样塑性区相对于横截面较大，需要增加厚度，此方法不合适。需要利用 J 积分进行 K_{IC} 计算。

表 6.2. 试样各参数及 K_{IC}

Table6.2 Sample parameters and K_{IC}

序号	材料	热处理	喷丸	P_{max} (Kgf)	P_Q (Kgf)	$\frac{P_{max}}{P_Q}$	K_Q (Kgf/m)	σ_y (MPa)	$2.5(K_Q/\sigma_y)^2$	有效性
1.1	18Cr2Ni4WE	调质	是	1.42	4755	3348	120.56	975	38.22	无效
1.2		调质	否	1.45	5083	3517	120.10	902	44.32	无效
1.3		渗碳淬火	是	1.45	4350	3767	135.17	970	48.54	无效
1.4		渗碳淬火	否	1.17	4603	3932	129.13	900	51.36	无效

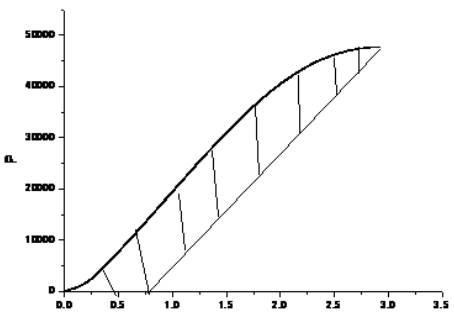
6.4.2 利用 J_{IC} 求 K_{IC}

利用三点弯曲试件测 J_{IC} 值的标定公式（6.3）计算 J_{IC}。

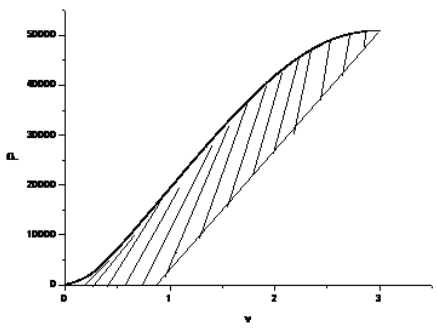
$$J_{IC}=\frac{2U}{B(W-a)} \qquad (6.3)$$

式中：U 为试样吸收功，$U=W_{外力}-U_e$，是外力做功与弹性应变能之差。在 P-V 曲线中可以用外力与位移围成的面积表示外力做功 $W_{外力}$，利用卸载曲线与位于曲线围成的面积表示弹性应变能。

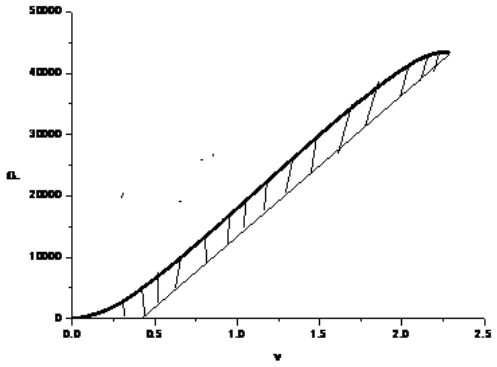
根据施力点载荷-位移曲线（P-△曲线），如图 6.3 所示，计算阴影部分的面积 U，代入 6.3 式，即可求得 K_{IC}。



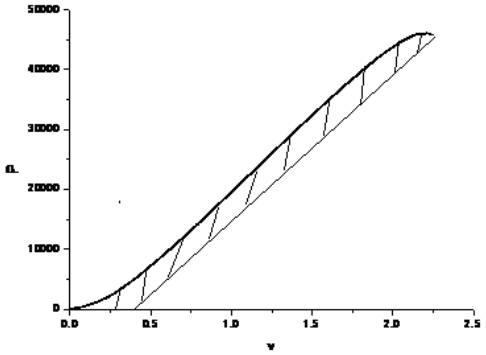
1.1 试样 P-v 曲



1.2 试样 P-v 曲线



1.3 试样 P-v 曲线



1.4 试样 P-v 曲线

图 6.3 P-v 曲线

Fig6.3 P-v curve

得到 J_{IC} 后，按公式（6.4）计算 K_{IC} ,计算结果如表 6.3 所示。调质材料的 K_{IC} 值要高于渗碳淬火材料的 K_{IC} 值，喷丸对 K_{IC} 的影响不是很明显。

$$J_{IC}=\frac{1-\nu^2}{E}K_{IC}^2 \qquad (6.4)$$

表 6.3 试验结果

Table 6.3 Text result

序号	材料	热处理	喷丸	曲线下面积（$N\cdot mm$）	平行线下面积（$N\cdot mm$）	U（$N\cdot mm$）	J_{IC}（N/mm）	K_{IC}（$Kgf/mm^{3/2}$）
1.1	18Cr2Ni4WE	调质	是	80415	49994	30421	184.4815	652.5
1.2		调质	否	86524	52928	33596	196.8892	674
1.3		渗碳淬火	是	48942	39780	9162	55.4436	357.7
1.4		渗碳淬火	否	51136	41520	9616	54.95171	356

第七章 行走轮齿根裂纹扩展寿命的计算

7.1 复合型裂纹扩展理论

7.1.1 引言

在实际工程中，构件中的裂纹大多处于复合型状态，即 I 型裂纹与 II 型裂纹共存，I 型裂纹与 III 型裂纹共存，II 型裂纹与 III 型裂纹共存，甚至三种类型的裂纹同时存在。对于复合型裂纹，Irwin 断裂理论准则就不再适用，这是由于复合型裂纹的扩展一般不按照原来的裂纹方向，并且失稳条件也比单一裂纹复杂。因此对复合型裂纹扩展规律的研究具有实际的工程意义。

对行走轮的齿顶施加法向载荷时，可以认为齿根裂纹前缘不承受与之平行的剪应力作用，而只承受垂直于裂纹面的应力和平行于裂纹面且垂直于裂纹前缘的剪应力作用。所以可以将行走轮齿根裂纹的扩展看成是 I 型裂纹和 II 型裂纹的复合型裂纹的扩展。

7.1.2 最大应力准则

1963 年，Erdogan 和 G.C.Sih 提出了最大周向应力复合型断裂准则，也叫做最大应力准则。I-II 型裂纹复合问题，裂纹尖端附近应力场公式为[54]：

$$\begin{cases} \sigma_r = \dfrac{\cos\dfrac{\theta}{2}}{2\sqrt{2\pi r}} K_I\left(3-\cos\theta\right)+\dfrac{\sin\dfrac{\theta}{2}}{2\sqrt{2\pi r}} K_{II}\left(3\cos\theta-1\right) \\ \sigma_\theta = \dfrac{\cos\dfrac{\theta}{2}}{2\sqrt{2\pi r}}\left[K_I\left(1+\cos\theta\right)-3K_{II}\sin\theta\right] \\ \tau_\theta = \dfrac{\cos\dfrac{\theta}{2}}{2\sqrt{2\pi r}}\left[K_I\sin\theta+K_{II}\left(3\cos\theta-1\right)\right] \end{cases} \tag{7.1}$$

其中，r 为径坐标；

θ 为角坐标；

K_I, K_{II} 分别为 I 型和 II 型应力强度因子。

最大应力准则基本假设为：

（1）裂纹开裂方向与最大周向应力 $\sigma_{\theta\max}$ 的方向相同。

（2）当此方向的 $\sigma_{\theta\max}$ 达到临界值时，裂纹失稳扩展。

根据最大应力准则假设（1），可以解决裂纹沿什么方向扩展。

$$\text{利用公式}\quad \begin{cases} \dfrac{\partial \sigma_\theta(K_I, K_{II}, \theta)}{\partial \theta} = 0 \\ \dfrac{\partial^2 \sigma_\theta(K_I, K_{II}, \theta)}{\partial^2 \theta} < 0 \end{cases} \tag{7.2}$$

可以推导出裂纹扩展方向与裂纹面的夹角，即开裂角：

$$\theta = \arccos \frac{3K_{II}^2 + \sqrt{K_I^4 + 8K_I^2 K_{II}^2}}{K_I^2 + 9K_{II}^2} \tag{7.3}$$

由（7.3）可知，只要知道裂纹前缘的应力强度因子即可求出开裂角，开裂角大小随着 K_{II}/K_I 比值的绝对值的增大而增大。

根据最大应力准则假设（2），可以解决裂纹何时扩展。当沿 θ_0 方向的周向应力到最大值 $\sigma_{\theta c}$ 时，裂纹失稳扩展，$\sigma_{\theta c}$ 按照 I 型裂纹扩展条件给出。得到失稳条件：

$$\cos\frac{\theta_0}{2}\left(K_I \cos^2\frac{\theta_0}{2} - \frac{3}{2}K_{II}\sin\theta_0\right) = K_{IC} \tag{7.4}$$

7.1.3 裂纹扩展寿命理论

裂纹扩展寿命是指裂纹尺寸由初始长度扩展至临界尺寸时，及裂纹前缘应力强度因子 K_I 达到材料的断裂韧性 K_{IC} 时，构件所能承受的载荷循环次数 N。裂纹在交变载荷反复作用下，是逐渐扩展的，载荷循环一次裂纹的扩展量为裂纹的扩展速率，记做 $\frac{da}{dN}$。Paris 通过大量的试验证明，应力强度因子 K_I 不仅能够表示裂纹前缘应力场的强弱，还是影响裂纹扩展速率的主要因素，即 $\frac{da}{dN}$ 与应力强度因子幅度 ΔK 存在一定的关系，$\frac{da}{dN}$ 与 ΔK 在双对数坐标系下的关系曲线被划分成 3 个阶段，分别是裂纹低速扩展阶段 I，中速扩展阶段 II 和高速扩展阶段 III，如图 7.1 所示。第一阶段的曲线，有一条垂直渐近线 $\Delta K = \Delta K_{th}$，ΔK_{th} 为裂纹扩展门槛值，当 $\Delta K < \Delta K_{th}$ 时，裂纹停止扩展，或者以无法测量到的速度进行扩展，在这一阶段，载荷循环一次，

平均裂纹扩展量小于晶体点阵距离，第三阶段也有一条垂直渐进线，$\Delta K = K_{IC}$，由图可知，第三阶段的扩展速率很大，在这一阶段的扩展寿命很短。第二阶段，$\frac{da}{dN} - \Delta K$曲线是一条直线，斜率为 m。裂纹扩展寿命第二阶段占主要部分[54]。

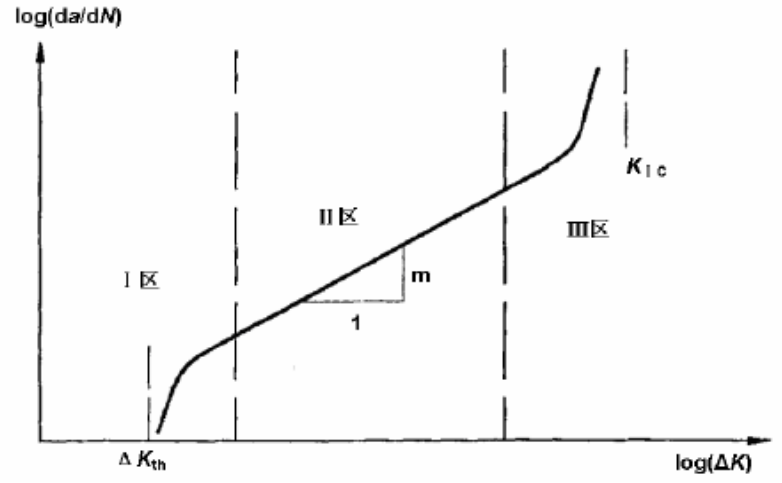


图 7.1 da/dN 与 ΔK 关系曲线

Fig7.1 Relation curve of da/dN and ΔK

Paris 著名公式给出了第二阶段的曲线方程：

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \tag{7.5}$$

其中：C，m 是材料常数，可以通过实验测得。大量实验证明 C 与 m 之间有比较稳定的关系，即 $C = AB^m$，B 大约为 1/55，A 在普通钢下约为 $5\times10^{-6} mm/\left(MPa\sqrt{mm}\right)^m$，铝合金下约为 $4\times10^{-4} mm/\left(MPa\sqrt{mm}\right)^m$，合金钢下约为 $6\times10^{-11} mm/\left(MPa\sqrt{mm}\right)^m$。m 一般在 2-7 之间取值。本文 m=2，C=$1\times10^{-13} mm/\left(MPa\sqrt{mm}\right)^m$。

Paris 是在应力循环 R=0 的情况下给出的裂纹扩展速率公式，压缩应力使裂纹面闭合，通常情况下将压缩应力对裂纹扩展速率的影响忽略。

对（7.5）式进行整理，两边积分得到裂纹扩展寿命公式：

$$N = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{C(\Delta K)^m} \tag{7.6}$$

7.2 行走轮齿根裂纹扩展模拟

裂纹扩展示意图如图 7.2 所示，在裂纹前缘 a 点切线的正交平面 x-y 内，开裂

角θ为 a 点的扩展方向，由 a 点处的K_I和K_{II}决定。扩展尺寸a_i由 a 点处的K_I值，当前裂纹前缘最大应力强度因子$K_{\max}$，以及软件所设置的最大扩展尺寸有关。

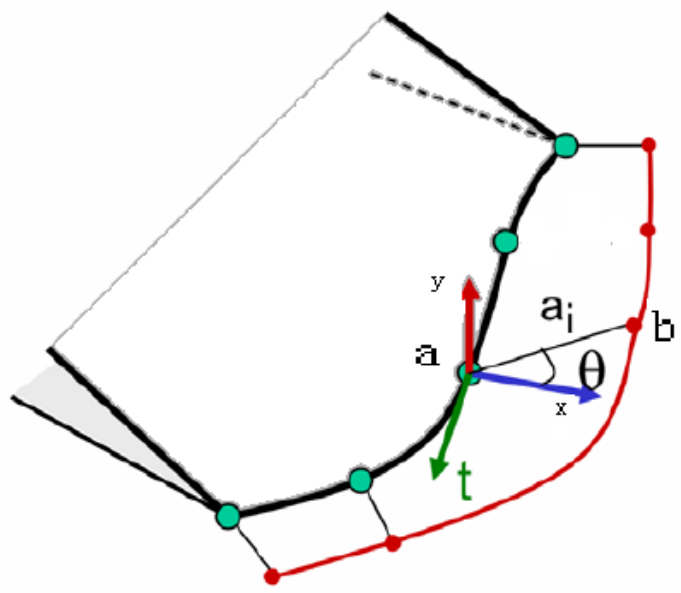
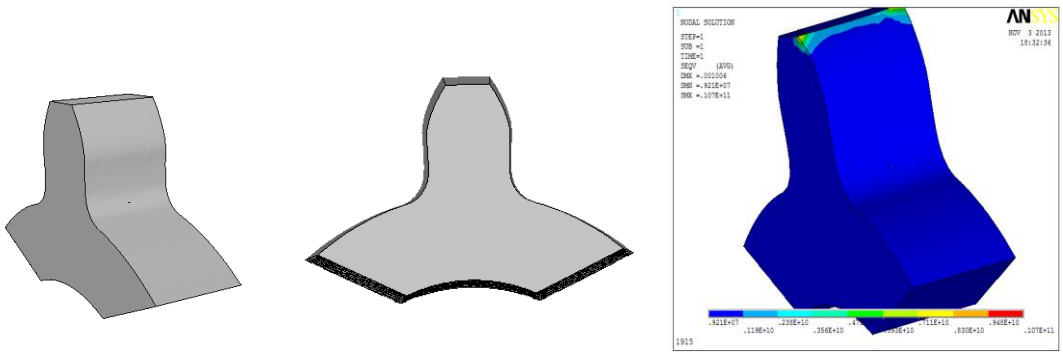


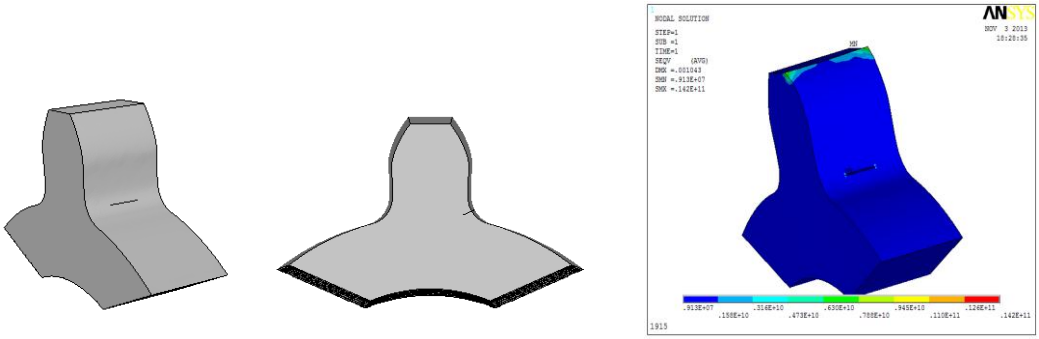
图 7.2 裂纹扩展示意图

Fig7.2Sketch map of crack growth

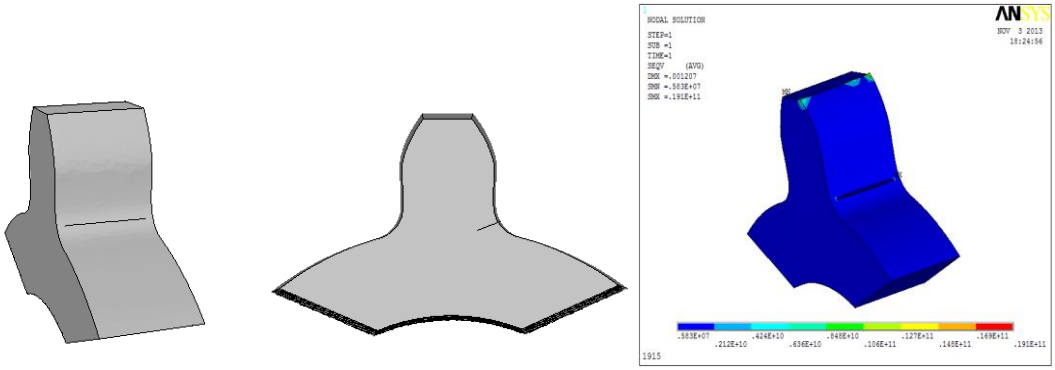
在齿顶施加 571KN 的法向力，齿根引入半径 a=1mm 的初始裂纹，利用 Franc3D 进行自动裂纹扩展模拟，扩展了 11 步，如图 7.3 所示，当扩展到第 7 步时，裂纹前缘K_I值为$3854.99MPa\sqrt{mm}$，超过了$3577MPa\sqrt{mm}$，裂纹达到失稳扩展的条件。



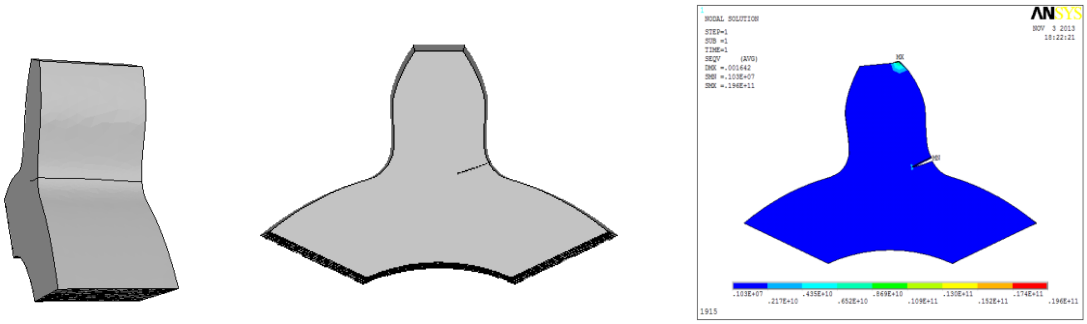
(a) 初始裂纹



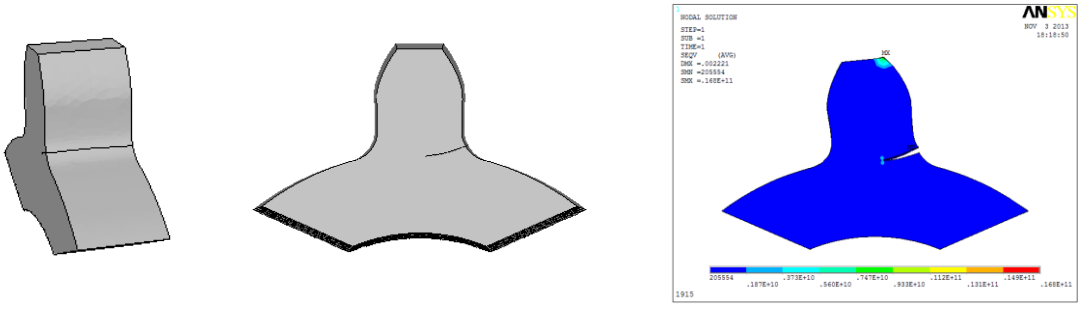
(b)第 3 步扩展



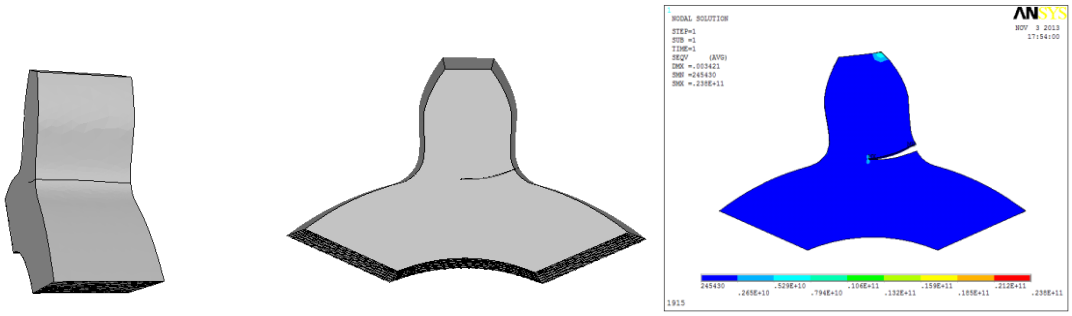
(c)第 5 步扩展



（d）第 7 步



（e）第 9 步



（f）第 11 步

图 7.3 裂纹形状在扩展过程中的变化

Fig7.3 Variation of crack shape during crack growth

7.3 裂纹扩展对裂纹前缘应力强因子影响规律

半径 a=1mm 的裂纹经过 11 步扩展后，裂纹前缘应力强度因子的变化规律，如图 7.4，给出了裂纹扩展 3 步，5 步，7 步，9 步，11 步之后的 K_I 变化曲线，随着扩展步数的增加，裂纹前缘应力强度因子曲线总体上升。

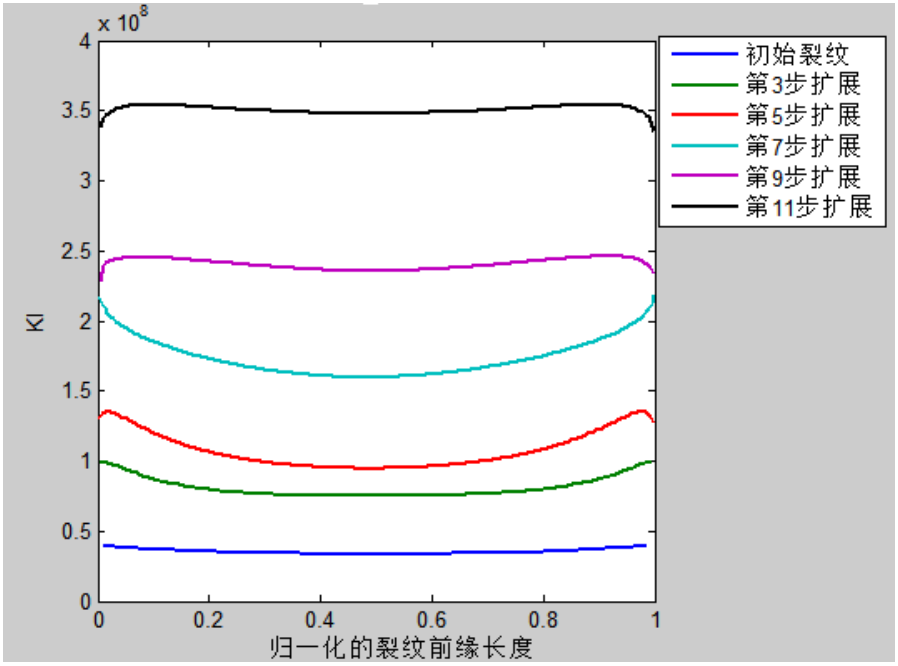


图 7.4 裂纹扩展对裂纹前缘应力强度因子 K_I 的影响规律

Fig7.4 Influence law of crack growth on model I stress intensity factors of crack front

图 7.5 中给出了裂纹前缘 0,0.25 和 0.5 三处位置的变化规律,随着扩展步数的增加，三处的 K_I 值都是逐渐增加的，扩展到第 9 步之后，三处位置的 K_I 值比较接近。

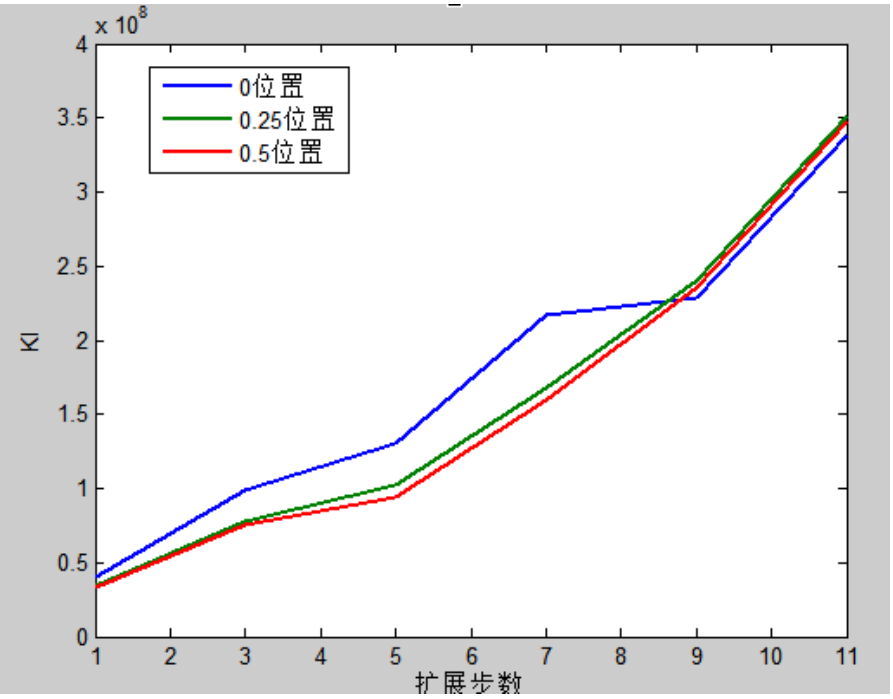


图 7.5 裂纹扩展对裂纹前缘某点 KI 的影响规律

Fig7.5 Influence law of crack growth on model I stress intensity crack of crack front at some points

7.4 扩展步数对裂纹开裂角的影响

由公式（7.4）可知，KII/KI 的比值的绝对值决定着开裂角的大小，随着 KII/KI 绝对值的增加,裂纹开裂角也是增加的。图 7.6 给出了不同裂纹扩展步数下的 KII/KI 曲线，裂纹前缘靠近端点位置的扩展角随着扩展步数的增加，是先增加后减小的，靠近中间位置的扩展角随着扩展步数的增加，是先减小后增加的。图 7.7 给出了裂纹前缘 0,0.25,0.5 三处 KII/KI 的比值随着扩展步数的增加各自的变化规律，0 位置随着裂纹扩展步数的增加，KII/KI 之比的绝对值变大，开裂角变大，第 7 步时，达到最大值，扩展步数继续增大时，KII/KI 之比的绝对值减小，开裂角减小。0.25 处的 KII/KI 比值和 0 处相似。0.5 处的 KII/KI 之比的绝对值，随着扩展步数的增加逐渐减小，当扩展到第 7 步时，达到最小，继续扩展时，KII/KI 之比的绝对值增

大，开裂角也随着变大。

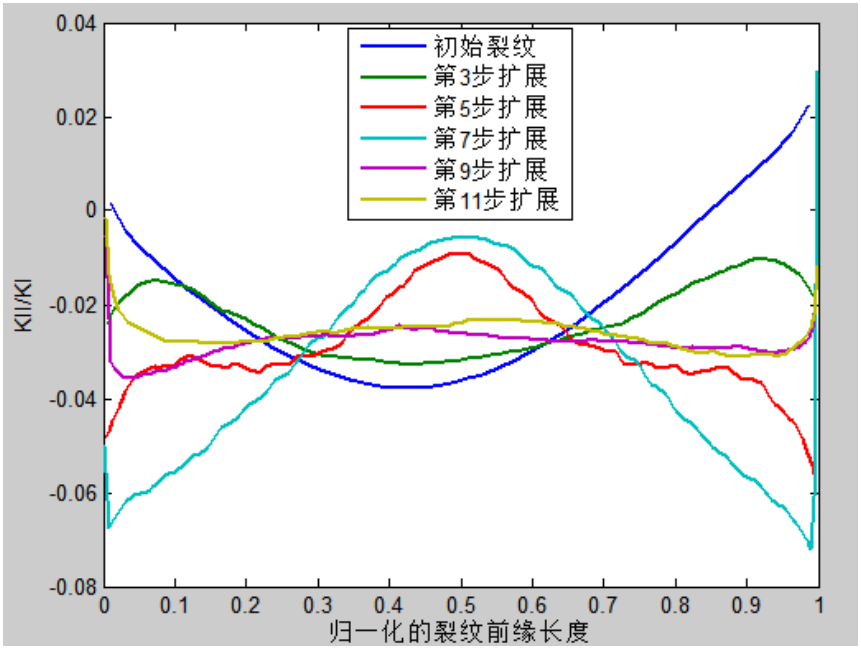


图 7.6 扩展步数对 KII/KI 曲线的影响规律

Fig7.6 Influence law of growth steps on KII/KI curves

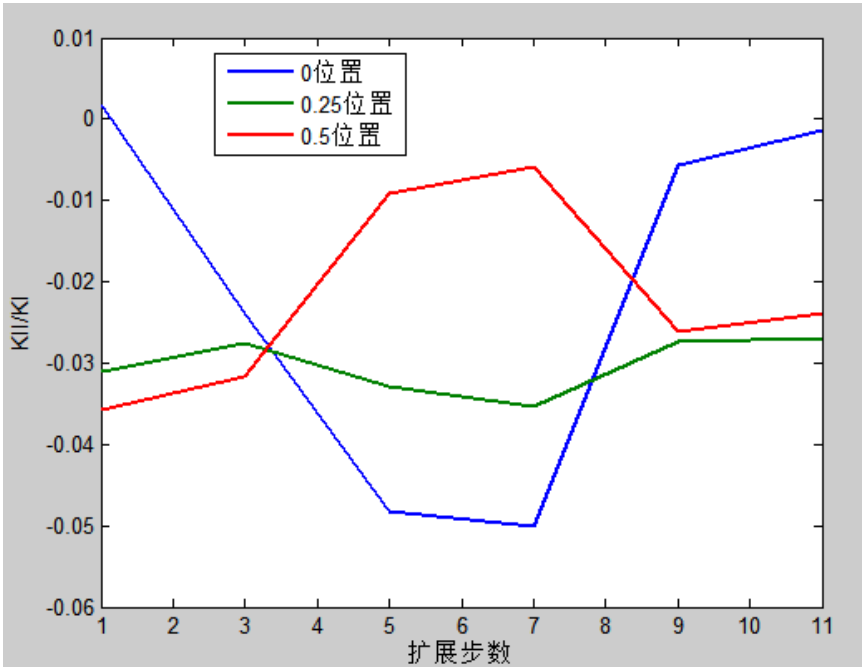


图 7.7 扩展步数对裂纹前缘某点的 KII/KI 曲线的影响规律

Fig7.7 Influence law of growth steps on KII/KI curves of crack front at some points

7.5 裂纹扩展寿命的计算机仿真

7.5.1 裂纹扩展寿命分析

裂纹扩展寿命分析的有限元模型为：齿顶施加 571KN 的法向载荷，齿根建立半径 a=1mm 的初始裂纹。如图 7.8 所示，根据 $K_I - L$ 曲线，可以找到达到材料 K_{IC} 时的裂纹前缘长度 L，然后根据 L，结合长度-寿命曲线，即 L-N 曲线，如图 7.9 所示，即可求得裂纹的扩展寿命 N。当 L=0.0247m 时，$K_I = 3854.99MPa\sqrt{mm}$ 超过了 $3577MPa\sqrt{mm}$，此时的载荷循环数为 5.5×10^4，合计 37 天。

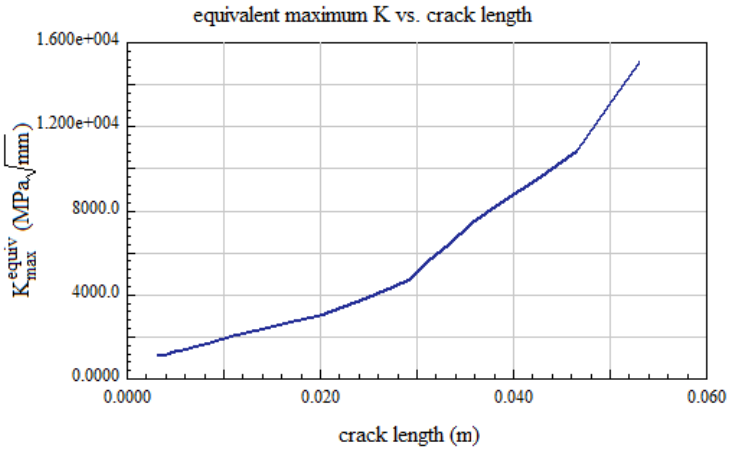


图 7.8 不同裂纹长度时载荷循环次数

Fig7.8 Load cycles versus crack length

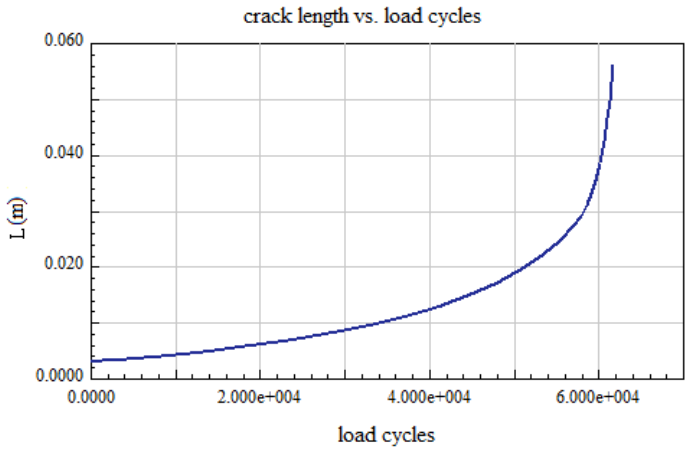


图 7.9 不同裂纹长度时的 K_I 值

Fig7.9 Model I stress intensity factors of crack front versus crack length

7.5.2 裂纹大小对齿根裂纹扩展寿命的影响

齿顶施加 571KN 的法向载荷，齿根裂纹半径 a 在 0.1-1mm 之间每隔 0.1mm 取值一次，在 1-10mm 之间每隔 1mm 取值一次，共仿真了 19 种不同半径下的裂纹扩展寿命。图 7.10 绘制了不同半径下裂纹扩展寿命曲线，随着裂纹半径的增加，裂纹扩展寿命逐渐减小。当行走轮齿根裂纹初始半径 a=0.1mm 时，裂纹扩展寿命为2.3×10^5次，合计约为 155 天。当齿根裂纹初始半径 a=10mm 时，裂纹扩展寿命为1.8×10^4次，合计约为 12 天。

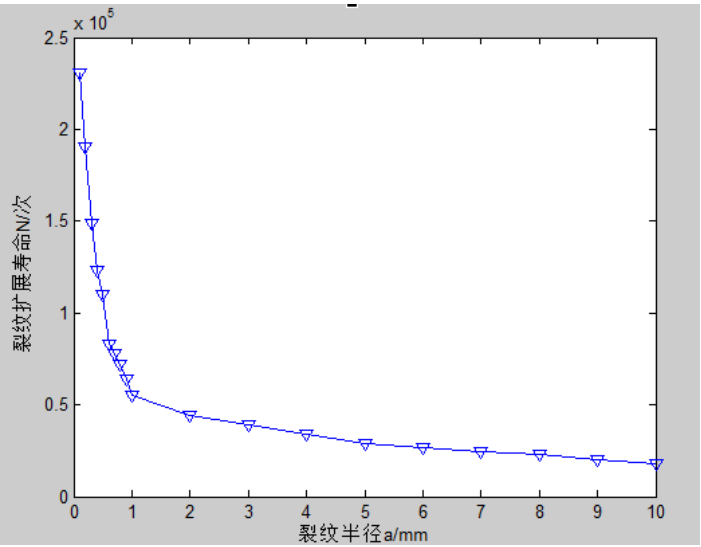


图 7.10 裂纹不同初始半径时的扩展寿命

Fig7.10 Crack growth life versus initial crack radius

7.5.3 载荷大小对裂纹扩展寿命的影响规律

分别取最大牵引力 571KN 的 0.6 倍，0.8 倍，1 倍，1.2 倍，1.4 倍载荷施加在齿顶法向，齿根半径 a=5mm，进行裂纹扩展寿命的分析。图 7.11 绘制了载荷对裂纹扩展寿命的影响曲线。当载荷为最大牵引力时，裂纹扩展寿命为2.90×10^4，合计天数为 19 天，当载荷为 0.6 倍最大牵引力的时候，裂纹扩展寿命为9.12×10^4，合计天数为 61 天。而当载荷为 1.4 倍最大牵引力的时候，裂纹扩展寿命为1.22×10^4，合计天数为 8 天。由此可知，载荷对裂纹扩展寿命的影响是很显著的。

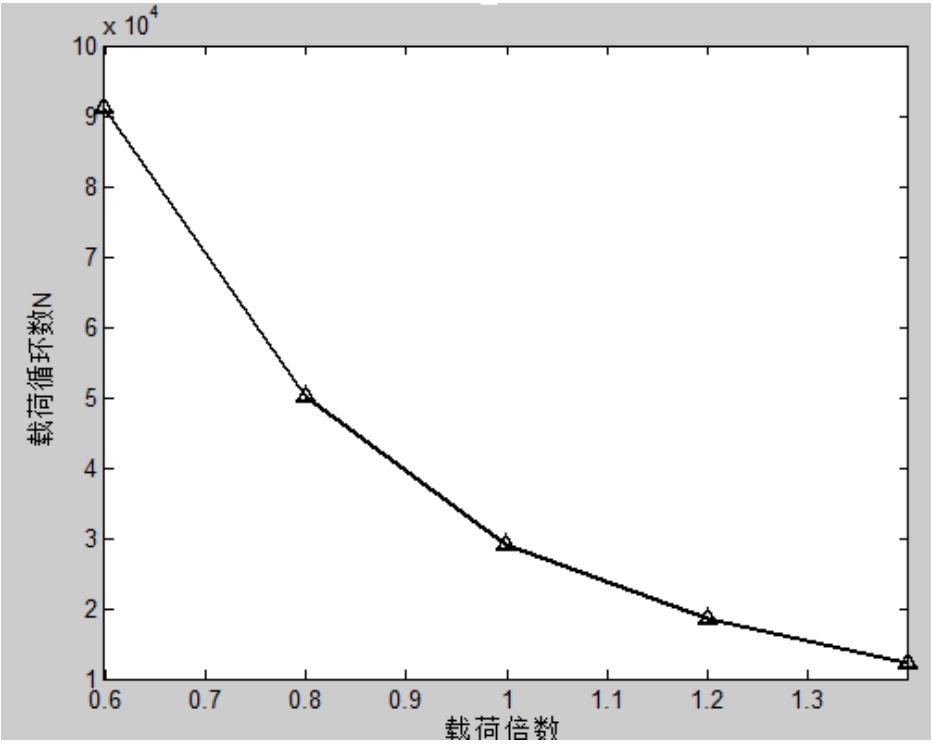


图 7.11 载荷大小对裂纹扩展寿命的影响规律

Fig7.11 Influence law of load size on crack growth life

第八章 总结与展望

8.1 论文总结

本文主要利用有限元软件ANSYS结合专门的疲劳分析软件FE-SAFE和断裂分析软件Franc3D,对行走轮的疲劳寿命及齿根裂纹特性进行了研究分析。研究结论如下：

（1）利用FE-SAFE软件对行走轮疲劳寿命进行仿真分析，研究了齿面残余应力，齿面粗糙度，载荷大小以及应力循环特性对行走轮疲劳寿命的影响规律。行走轮疲劳寿命随着残余压应力的增加而增加，随着残余拉应力的增加而减小；随着齿面粗糙度，载荷和应力循环特性的增加而减小。

（2）利用FRANC3D软件对行走轮齿根进行裂纹建模,计算了裂纹前缘应力强度因子K_I，并且分析了裂纹面倾角，载荷大小，裂纹尺寸以及裂纹形状对裂纹前缘应力强度因子K_I的影响规律。当裂纹面倾角为-30°时，裂纹前缘各点处的K_I最大；随着载荷和裂纹尺寸的增加，K_I也随着增加；当半椭圆裂纹短轴a固定时，裂纹前缘两端处的K_I随着长轴b的增加而增加，靠近中间位置的K_I随着长轴b的增加是先增加后减小，当半椭圆裂纹长轴b固定时，K_I随着a的增大而增大。

（3）利用FRANC3D软件对裂纹进行了扩展模拟，研究了裂纹扩展过程中K_I和扩展角的变化规律。K_I随着扩展步数的增加而增加，裂纹前缘靠近端点位置的扩展角随着扩展步数的增加，是先增加后减小的，靠近中间位置的扩展角随着扩展步数的增加，是先减小后增加的。

（4）利用FRANC3D软件对裂纹进行了裂纹扩展寿命的仿真分析,分别研究了不同的裂纹尺寸和载荷对裂纹扩展寿命的影响规律。裂纹扩展寿命随着裂纹尺寸和载荷的增加而减小。

8.2 课题展望

（1)对于疲劳寿命和裂纹扩展寿命的计算都是基于恒定加载位置时的应力进行计算的，而实际中行走轮和销排在啮合过程中，啮合点位置是随时变化的，因此为了更加准确的计算疲劳寿命和裂纹扩展寿命，从动载荷的角度来研究应力的变化。

（2）由于材料内部杂质分布的不均匀性，导致计算机对杂质的建模比较困难，可以通过实验法确定材料内部杂质对疲劳寿命的影响规律。

参考文献

[1]http://www.doc88.com/p-682754878680.html
[2]张志刚，基于统一强度理论对结构断裂的力学分析[D]，长安大学，2009
[3]http://www.docin.com/p-163767549.html
[4]杜烨，无网格伽辽金方法在疲劳断裂中的应用研究[D],山东大学，2005
[5]丁志勇，郭生龙，杜伟.基于 NX6.0 的采煤机销轨轮故障诊断与研究[J].煤矿机械，2010.11
[6]姚卫星，结构疲劳寿命分析[M].北京：国防工业出版社，2003.1
[7]Miner M A. Cumulative damage in fatigue. Journal of Applied Mechanics,1945,12
[8]Coffin L F.A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal.Transactions of the American Society of Mechanical Engineers,1954
[9]Manson S S.Behaviour of material under condition of thermal stress.NACA TN2933.1954
[10]陈举华，徐楠等.42CrMo 材料硬齿面齿轮全寿命实验及数据分析[J].机械传动.2005
[11]鲍洪，直齿渐开线圆柱齿轮力学性能及疲劳寿命计算方法研究[D],华东理工大学，2011
[12]赵宁，李虎.应用修正的 P-S-N 曲线计算齿轮疲劳寿命[J],现代制造工程，2007.5
[13]邓小雷，周兆忠，汪建平等，工程塑料齿轮疲劳寿命有限元分析[J].轻工机械.2008
[14]章文强，盛云，于莉等，燃料电池轿车变速器齿轮接触应力分析及疲劳寿命计算[J].计算机辅助设计，2007，6
[15]杨庆乐，基于 ANSYS FE-SAFE 的强夯机臂疲劳寿命分析[D].大连理工大学，2009
[16]姜年朝，谢勤伟，戴勇等，基于 FE-SAFE 的直升机桨毂疲劳寿命分析[C].探索，创新，交流——第三届中国航空学会青年科技论坛文集。
[17]夏延秋，丁津原，马先贵等，摩擦系数对齿轮接触疲劳寿命的影响[J].机械传动，2002
[18]沈亮，齿轮疲劳寿命及齿根裂纹仿真分析[D],重庆大学，2011
[19]周赵凤，徐辛斌.齿轮轮齿裂缝的产生及应力分析.[J].机械强度，2004
[20]顾浩，渐开线齿轮轮齿齿根断裂学分析[D].南京航空航天大学，2007.

[21]邵忍平，黄欣娜，力宗斌 .裂纹对齿轮轮齿结构振动的影响[J].机械强度，2004
[22]于世光，朱如鹏，三维齿轮轮齿断裂数值分析与扩展模拟[J],机械制造与研究.2008
[23]刘忠言，摩擦对齿轮裂纹特性的影响[D]兰州理工大学，2009
[24]Lewicki D G Gear crack propagation path studies-guidelines for ultra-safe design[J].Journal of the American Helicopter Society,2002
[25]吕桂萍，水轮发电机组大部件刚强度及动态特性研究[D],沈阳工业大学，2004
[26]王鹏，组合梁疲劳性能数值模拟及疲劳寿命简化计算[D],沈阳建筑大学，2008
[27]刘莉娜，电气化铁道接触网抱箍类零部件有限元分析[D],天津大学，2004
[28]付新华，大型直线振动筛的疲劳及可靠性分析[D],青岛科技大学，2011
[29]殷之平，结构疲劳与断裂[M],西北工业大学出版社，2012
[30]陈年金，高温环境中疲劳蠕变交互作用寿命也测方法研究[D],2009
[31]刘春孝，材料的变幅循环应变疲劳寿命估算[J],安阳工学院学报，2009
[32]吴利辉，基于虚拟样机的车身疲劳寿命分析方法的研究[D]天津大学，2005
[33]王鹏，组合梁疲劳性能数值模拟及疲劳寿命简化计算，沈阳建筑大学，2008
[34]张晖，FPSO 结构疲劳分析[D],天津大学，2006
[35]李有堂,U 型切口中缺口参数对轴类件疲劳寿命的影响[J],甘肃科学学报,2010
[36]张乐义，汽轮机转子材料 30CrMoV 疲劳过程数值模拟与损伤评价[D],华中科技大学,2008
[37]王振乾，滚筒式采煤机行走机构运动学分析及强度研究，煤炭科学研究总院，2007
[38]陈德民，虚拟样机技术[M],化学工业出版社，2010
[39]李昌,韩兴,孔志礼.基于Pro/E和ADAMS的齿轮啮合精确动力学仿真[J].机械与电子.2008.1
[40]张彦烨，基于 ADAMS 的轮边减速器动力学分析[J].机械制造，2013.
[41]任丰兰.基于 ADAMS 的减速器虚拟样机动力学仿真分析[J].农机使用与维修，2011.1
[42]李昌,韩兴,孔志礼.基于Pro/E和ADAMS的齿轮啮合精确动力学仿真[J].机械与电子.2008.1
[43]李金玉，勾志践，李媛.基于 ADAMS 的齿轮啮合过程中齿轮力的动态仿真[J].机械设计与研究.2011.3
[44 姜年朝,]ANSYS 和 ANSYS/FE-SAFE 软件的工程应用及实例[M],河南大学出版社.
[45]陈塞克.基于ＡＮＳＹＳ的渐开线直齿圆柱齿轮齿根应力的有限元分析[J].仲恺农业技术学院学报.2005.3

[46]http://www.easyinfo.com.cn/news/ArticleShow.asp?artid=395&ArtClassID=10

[47]http://www.docin.com/p-86447148.html

[48]杨春梅，受局部约束的板状材料内应力有限元分析[D],三峡大学，2004

[49]http://baike.baidu.com/link?url=U5uhxHdxmNQzevjtTc-3kA6R2AtIXT2oVSEUJuxb0G2bNSCPE798LIIx61GT4jwnm4byG4nE-7aEtNdE-QjSfa

[50]http://www.doc88.com/p-745825162881.html

[51]章刚，刘军刘永涛等，表面粗糙度对表面应力集中系数和疲劳寿命的影响分析[J],机械强度，2010

[52]宋新颖，采煤机行走轮疲劳寿命仿真研究[J],2 机械设计与制造 013

[53]王兴文，张勇涛，采煤机行走部齿轮磨损的原因分析及预防措施[J].煤矿机械，2012

[54]程勒，赵树山，断裂力学[M],科学出版社，2011

[55]Fracture Analysis Consultants,Inc FRANC3D Reference Manual,2010

致　谢

论文是在两位导师汪崇建老师和周常飞老师的悉心指导下顺利完成，两位导师经验丰富，态度严谨，为论文提供了很多建设性的思路。研究生期间，两位导师给了我无微不至的关怀和教导，帮助我学到了很多知识，使我的研究生生活丰富而充实。在这里对两位导师的辛勤培育表示崇高的敬意。

硕士期间感谢上海天地公司的史春祥和王振乾，为我提供了很大的帮助，还有中国矿业大学材料学院的刘洪涛老师给了我很大的帮助。还有 Franc3D 在中国的代理人李孟光老师，为我免费提供软件支持。

最后，谨向百忙之中参加审阅和答辩的领导，专家老师表示深深的谢意！