

Meshing Contact Between Sprocket Wheel
and Round Link Chains

驱动链轮与 圆环链的啮合接触

■ 王淑平 著



国防工业出版社

National Defense Industry Press

驱动链轮与圆环链的啮合接触

王淑平 著



国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

本书针对链轮过度磨损问题,从圆环链与链轮动力传递机理入手,对重载作用下驱动链轮与圆环链啮合接触状态、驱动链轮与圆环链的动力传递过程以及啮合接触与磨损的关系进行了系统的分析,探究圆环链链轮过度磨损的原因,并提出对圆环链与驱动链轮接触副进行优化设计的方向。

本书可供从事圆环链与驱动链轮啮合分析研究人员参考,也可供从事圆环链动力传递工作的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

驱动链轮与圆环链的啮合接触/王淑平著. —北京:
国防工业出版社, 2017. 5
ISBN 978-7-118-11224-5

I. ①驱… II. ①王… III. ①驱动机构—链轮—啮合
传动②圆环链—啮合传动 IV. ①TH132. 4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 112998 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

北京嘉恒彩色印刷有限责任公司

新华书店经售

*

开本 710×1000 1/16 印张 7 $\frac{3}{4}$ 字数 130 千字

2017 年 5 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—2000 册 定价 49.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店: (010)88540777

发行邮购: (010)88540776

发行传真: (010)88540755

发行业务: (010)88540717

前 言

圆环链与驱动链轮使用工况日益苛刻,使得驱动链轮过度磨损问题日益突出。我国现有圆环链链轮的研究主要集中在链轮链窝曲面的加工方法探讨,而对其磨损机理未作深入研究。

本书首先确定驱动链轮传动负载以及圆环链与链轮稳定啮合条件;然后对链轮传递过程因多边形效应所引起的运动学以及动力学问题进行了研究,对由于动载所引起的驱动链轮负载进行了量化;进一步对圆环链啮入驱动链轮时的形变进行了研究;在此基础上研究圆环链与链轮空载以及重载作用下的接触状态,并检测驱动链轮的磨损,探讨磨损对啮合、接触等的影响,进而提出驱动链轮与圆环链接触副优化措施。为了便于共享此研究成果而编此书。

本书参考了山西煤机有限公司、神华集团神东公司等单位提供的产品技术资料,并查阅了大量文献资料,再次谨向这些单位和文献作者致以衷心的感谢。

由于作者水平有限,书中的不足之处在所难免,敬请读者批评指正。

符 号 说 明

D_0	驱动链轮节圆直径(mm)
d	圆环链直接(mm)
p	圆环链节距(mm)
R	圆环链外圆(mm)
Z	链轮齿数
Q	表示单位长度上运送物料的质量(kg/m)
V	表示刮板输送机链条的速度(m/s)
A_0	表示中部槽内物料的横截面积(m ²)
γ	表示物料的散集容量重(t/m ³)
ψ	表示物料的装满系数
h_1	刮板高度
h_2	刮板上方的上层物料高
G_y	刮板上层煤重量
b	溜槽宽(m)
t	刮板间距(m)
ρ	物料堆积密度(kg/m ³)
f	物体内摩擦系数
f_1	物料与料槽的外摩擦系数
F_s	物料与料槽的侧向摩擦力(N)
L	刮板输送机总长(m)
Φ	为煤层内摩擦角
F_s	物料对槽壁的侧向力(N)
G_1	单节圆环链重量
G_2	单个刮板重量
f	为刮板与中部槽运行阻力系数
Ω	驱动链轮压力角

F	链轮单侧链条驱动力(N)
p_1	立环节距(mm)
p_2	平环节距(mm)
ω	链轮旋转角速度
σ_θ	θ 截面拉应力
τ_θ	θ 截面剪切应力
u	X 位移
v	Y 位移
E_g	桥压(2V)
K	应变片灵敏系数
ε	输入应变量
V_0	输出电压
R	等效接触半径
E	等效模量
ν	泊松比
Δ	齿厚方向磨损量
x_1	最大磨损量
S	相对滑动距离

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 研究目的与意义	1
1.3 国内外研究动态	2
1.3.1 超重型刮板输送机	2
1.3.2 圆环链与链轮结构静力学	3
1.3.3 驱动链轮与圆环链动力学特性	5
1.3.4 驱动链轮与圆环链的啮合接触	6
1.4 主要研究内容	8
1.5 小结	8
第 2 章 驱动链轮负载特性	10
2.1 引言	10
2.2 传动系统	10
2.2.1 传动原理	10
2.2.2 关键部件	11
2.3 驱动链轮负载	15
2.3.1 运输能力	15
2.3.2 负载分析	15
2.4 驱动链轮负载试验	18
2.4.1 空载试验	18
2.4.2 负载试验	21
2.5 驱动链轮负载	23
2.6 小结	24
第 3 章 驱动链轮与圆环链啮合理论	25
3.1 引言	25
3.2 驱动链轮与圆环链啮合过程	25
3.3 圆环链稳定啮合条件	27
3.4 轮-环啮合曲面方程	29
3.4.1 建立坐标系	29

3.4.2	链轮链窝曲面方程	29
3.4.3	圆环链曲面方程	30
3.5	轮-环啮合面相对滑动	31
3.5.1	啮入点	32
3.5.2	啮入冲击	32
3.5.3	啮合相对滑动	33
3.5.4	滑动距离	33
3.5.5	啮出滑动	34
3.6	小结	34
第4章	驱动链轮与圆环链啮合动态特性	35
4.1	引言	35
4.2	轮-环啮合运动学分析	35
4.2.1	NMC 模型	35
4.2.2	MC 模型	36
4.2.3	虚拟样机试验	38
4.2.4	圆环链空载试验	44
4.2.5	模型与误差分析	45
4.2.6	变节距圆环链	46
4.2.7	影响链条波动的其他因素	48
4.3	轮-环啮合动力学分析	49
4.3.1	圆环链之间接触力	49
4.3.2	圆环链与驱动链轮接触力	50
4.3.3	圆环链与驱动链轮接触分析	51
4.4	小结	52
第5章	圆环链啮入前弹性形变	53
5.1	引言	53
5.2	数值计算	53
5.2.1	力学模型	53
5.2.2	弹性形变	56
5.2.3	计算结果	56
5.2.4	结果分析	56
5.3	ANSYS 有限元分析	57
5.3.1	模型建立	57
5.3.2	结果分析	58

5.4	圆环链弹性形变试验	59
5.4.1	试验系统	59
5.4.2	试验方案	60
5.4.3	试验结果分析	61
5.5	结果对比	62
5.6	椭圆环链	63
5.7	小结	63
第6章	超重型刮板输送机驱动链轮与圆环链接触分析	64
6.1	引言	64
6.2	静态接触	65
6.2.1	静载点接触	65
6.2.2	静载线接触	69
6.2.3	面接触	72
6.3	动态接触	76
6.3.1	空载滑动	76
6.3.2	重载滑动	83
6.4	链轮表面粗糙度与弹塑性接触	86
6.4.1	表面粗糙度	86
6.4.2	粗糙表面的弹塑性接触	86
6.5	小结	89
第7章	超重型刮板输送机驱动链轮的磨损与磨损啮合	90
7.1	引言	90
7.2	驱动链轮磨损检测	91
7.2.1	选择被测链轮	91
7.2.2	测试设备	92
7.2.3	测试结果	92
7.2.4	结果分析	92
7.2.5	链轮磨损与圆环链形变之间的关系	94
7.3	磨损链轮与圆环链啮合特性	96
7.3.1	链轮磨损量之间的关系	96
7.3.2	磨损后链轮与圆环链的啮合	96
7.4	链轮磨损后动力学特性	98
7.4.1	磨损链轮模型	98
7.4.2	磨损链轮动力学	99
7.5	小结	100

第 8 章 超重型刮板输送机驱动链轮的优化设计	101
8.1 引言	101
8.2 圆环链的优化	101
8.2.1 选择圆环链	101
8.2.2 圆环链优化设计	102
8.3 圆环链与驱动链轮啮合优化	102
8.4 圆环链与驱动链轮接触副优化	103
8.4.1 标准圆环链与驱动链轮接触	103
8.4.2 优化后驱动链轮与圆环链的接触	105
8.5 小结	106
第 9 章 结论与展望	107
9.1 主要结论	107
9.2 进一步工作展望	108
参考文献	109

第 1 章 绪 论

1.1 引 言

圆环链链条因其传递灵活的特性而被广泛使用,以运输机械链条、起重圆环链、吊链的形式而出现。煤矿综采工作面刮板输送机圆环链的使用工况尤为苛刻,本书以服役于刮板输送机使用下的圆环链以及圆环链链轮为代表进行具体研究。

能源是人类社会赖以生存和发展的重要物质基础,我国是一个富煤、贫油、少气的国家,2006 年,煤炭资源保有量 10345 亿吨,探明剩余可采储量约占世界的 13%,列世界第三位。煤炭的开发极大地推进了我国经济和社会的发展^[1]。

20 世纪 40 年代综采设备的出现为煤炭的高效开采提供了有力保障。采煤机、液压支护、刮板输送机三机配套的综采系统使煤炭的安全、高效开采成为现实。经济的快速发展加大了煤炭需求量的扩张。大采高、宽工作面的综采设备也应运而生。重型、超重型刮板输送机的出现成为必然^[2]。

刮板输送机的重型化即链条速度的提高、中部槽的加宽、输送机长度的增加以及使用寿命的提高^[3-6]。链条速度的提高势必增加传动动载;中部槽加宽与输送机长度增加均导致链轮与圆环链负载的增加。即刮板输送机的重型化带来驱动链轮与圆环链接触载荷的大幅提高,以小型刮板输送机的设计经验类比超重型刮板输送机设计是不科学的。例如,SGD-280/7.5 型弯曲刮板输送机技术指标为设计长度 60m,刮板链速 0.54m/s,圆环链规格 $\phi 10 \times 40$,输送量为 40t/h^[7]。以输送量为参考指标进行类比,若设计输送量达 3750t/h(现某煤机公司生产的超重型刮板输送机),相应的使用圆环链直径为 $\phi 96$,显然是不现实,也是不合理的。

1.2 研究目的与意义

驱动链轮与圆环链是刮板输送机主要传动部件。经各矿区实地调研了解,圆环链链轮与圆环链是主要故障来源,其中链轮轮齿磨损,圆环链断裂与爬齿是常见故障。更换链轮费时费力,生产时间减少,并对安全生产带来隐患,给企业

带来直接经济损失。

据调查,我国现使用超重型刮板输送机链轮以进口德国链轮为主,价格为国产链轮的2倍以上。早在1971年,德国学者 Werbicky P 等^[8-11]对圆环链负载下的磨损,受力状况等展开研究,1976年德国学者 Schaefer Wilhelm 等^[12,13]提出圆环链与链轮在运动中的相互关系以及圆环链与链轮啮合过程的相互作用,1988年,Spies Klaus^[14]提出圆环链形变影响到链轮链窝的磨损状态。目前我国驱动链轮与圆环链的啮合以及接触研究尚处于初级阶段。

1.3 国内外研究动态

1.3.1 超重型刮板输送机

20世纪40年代德国人首先发明了采煤面刮板输送机,50年代中期形成采、支、运三机配套的综采设备。由于刮板输送机中部槽的可弯曲性,使输送机能适应底板起伏变化,可整体弯曲前移,因而成为适应性强的综采设备之一。刮板输送机经历了中单链,边双链,中双链的发展,以及轻型到重型,超重型的发展过程。其发展趋势为^[2]:①向超重型发展,目前的装机功率已达 $2 \times 800 \sim 4 \times 800 \text{ kW}$,输送能力达 $2500 \sim 6000 \text{ t/h}$ ^[15],输送距离达 $350 \sim 400 \text{ m}$ 。圆环链直径达 $\phi 48 \sim 60 \text{ mm}$,溜槽内宽为 $1000 \sim 1500 \text{ mm}$ 甚至 1750 mm ;②向高耐久性及高可靠性方向发展;③向智能化自动化方向发展,采用CTS可控驱动装置和ACTS自动调链装置及工况监测系统;④向标准化、规范化方向发展;⑤向高适应性发展,适应不同综采工艺的工作面刮板输送机将会继续发展,如综采工作面刮板输送机,刨煤机工作面刮板输送机。

20世纪70年代,我国大同煤矿首次引进来自德国的SGW-150型刮板输送机^[16];1974—1980年,我国在引进国外综采设备同时进行消化吸收;1974年,中煤张家口煤矿机械有限责任公司生产出我国第一台刮板输送机。1981—1985年,在消化吸收的基础上发展我国的综采设备研制技术;1986—1993年,我国已经完全有能力生产自己的综采设备。

1993年,中国煤炭科学研究总院太原分院起草了煤炭部标准《刮板输送机通用技术条件》^[6],对刮板输送机性能与包装、运输等做出规定,提出配套单电机功率 $112 \sim 200 \text{ kW}$ 为重型刮板输送机、大于 200 kW 为超重型刮板输送机;超重型刮板输送机中部槽内宽大于 830 mm ;过煤量大于 $2.4 \times 10^6 \text{ t}$;空载运行电机功率不能超过额定功率的26%。

2006年,中国煤炭科学研究总院太原分院对《刮板输送机通用技术条件》标准^[17]进行修订,标准中明确规定配套单电机功率 $200 \sim 400 \text{ kW}$ 为重型刮板输送机、大于 400 kW 为超重型刮板输送机;并规定超重型刮板输送机中部槽内宽大

于 1000mm; 过煤量大于 $4 \times 10^6 \text{t}$; 空载运行电机功率不能超过额定功率的 26%。

2009 年, 太原理工大学与山西煤机公司共同研制了 SGZ1250/2400 型超重型刮板输送机^[18], 其铺设长度为 350m, 输送量达 3750t/h。但圆环链与驱动链轮等关键部件仍采用进口而没有实现完全国产化。

我国的刮板输送机水平在大踏步向前迈进。但与国外先进技术相比仍有差距, 我国刮板输送机依然是以引进、吸收、仿造为主, 没有完全脱离国外产品的限制, 尤其是圆环链与驱动链轮等关键部件。

刮板输送机在使用中主要出现中部槽严重磨损、哑铃销断裂、圆环链断链、爬链和驱动链轮严重磨损等故障^[19-24]。超重型刮板输送机的出现加剧了所有部件的负载^[25, 26], 使得矛盾更加突出。中部槽磨损问题已经引起足够的重视, 很多学者从加工工艺^[27-30]、材料优化^[31-33]、使用^[34]、力学行为^[35-39]等不同角度对中部槽磨损进行了详细分析并提出解决措施。此处研究的重点是驱动链轮的过度磨损, 分析圆环链与驱动链轮的啮合接触过程, 而对中部槽磨损、哑铃销故障等不作论述。

1.3.2 圆环链与链轮结构静力学

针对圆环链与链轮在使用中出现断链^[40-41]、爬链; 驱动链轮轮齿压溃、磨损严重等问题, 众学者对驱动链轮与圆环链结构、形状、加工工艺等方面进行了深入研究, 以提高使用寿命。

早在 1971 年, 德国学者 Glueckauf^[9]对圆环链与链轮之间接触进行了初步探讨, 提出链轮节距、链窝中心等概念并分析了二者差别; 1973 年, 德国学者 Thiele. a^[10]通过分析圆环链立环的受力状况, 提出将立环修改为扁平环以提高圆环链的强度; 1995 年, 德国学者 Jasper, Ingo^[11]针对圆环链动力传递过程相互作用进行分析与计算, 提出圆环链在动力传递过程引起圆环链磨损的原因是圆环链之间的相互旋转运动。

1989 年, 山东矿业学院的李惠琪、徐庆莘^[42]分析了圆环链焊接处的应力状态, 并提出低碳马氏体可以得到高强度与高韧性的圆环链, 同时强调降低内侧表面粗糙度以及对内侧表面强化处理可以降低焊缝表面应力。

1995 年, 哈尔滨煤矿机械研究所王璋等^[43]认为, 异形截面圆环链的研制已成为新的趋势与必然。通过分析发现异形截面圆环链在主要外形尺寸不变的前提下, 可提高承载能力。相当于减小了圆环链的外形尺寸高度, 从而可有效地减小输送机槽帮钢的高度尺寸, 由此可减轻输送机整机重量 15%, 在薄煤层双边链输送机中应用, 可减轻整机重量 30% 左右。

1997 年, 中国煤炭科学研究总院太原分院罗庆吉^[44]应用弯曲梁表面应力计算理论, 定量分析了 $\phi 26 \times 92$ 圆环链受纯拉伸负荷时的应力状态, 导出了圆环

链受纯拉伸负荷时其圆弧与直边过渡处内侧呈拉应力状态,该值约为名义应力值 4 倍的结论并通过分析圆环链疲劳断口的宏观和微观形貌,对圆环链疲劳断裂机理作了初步探讨。

1999 年,鞍山钢铁集团公司技术中心王长顺^[45]对圆环链断裂原因进行分析,并分析了加工工艺对圆环链性能的影响,提出加工精度对圆环链几何尺寸的影响最终影响到圆环链力学性能。

2001 年,Undegey V R, Cariapa V, Wenzel T H, Moussa B^[46]分析了圆环链在拉力作用下的受力特性;辽宁科技大学赵金元^[47]对刮板输送机进行整体方案设计并提出动力学分析的必要性,但并未对刮板输送机的关键部件进行实质性动力学分析。

2002 年,中国矿业大学方英、李元生^[48]理论分析了控制生产编链工艺使得圆环链符合国家标准要求的措施。

2005 年,中国煤炭科学研究总院太原分院石岚、高宇^[49]分析圆环链内宽对圆环链受力的影响,并提出圆环链在工作过程中尽量减少载荷变化以提高其使用寿命。

2006 年,河南东联机械制造有限公司秦峰^[50]从圆环链工作过程的力学性能要求出发,提出采用增加二次拉伸长度与改变热处理的方法提高圆环链力学性能。

2011 年,中煤张家口煤矿机械有限责任公司圆环链分厂武兴旺等^[51]对影响圆环链磨损的因素包括圆环链硬度、链条直径、形状等进行分析并提出增加链条直径和改善链环几何形状,增加摩擦接触面可减少磨损,延长圆环链使用寿命。

从现有可查资料得,圆环链故障已经引起足够重视,专家学者从不同角度对圆环链进行深入研究以期降低事故率,提高使用寿命。而刮板输送机驱动链轮研究滞后于生产,如七齿 $\phi 48 \times 152$ 链轮已投入生产,但现行驱动链轮标准还未提及。目前对链轮的研究主要集中在链轮曲面加工、计算机建模、参数化设计^[52-54]等方面,多以缩短生产周期,降低生产成本为研究目的。

1991 年,秦皇岛煤矿机械厂石占祥^[55]以当时使用较多的圆弧形链轮轮齿进行几何关系分析,重点强调链轮链窝几何形状以及链轮链窝的加工与制造,未提及轮齿对啮合性能的影响。

1999 年,北京航空航天大学机械设计中心王春洁^[56]利用三维光弹实验法对链轮轮齿啮合负载下的应力进行分析,确定了链轮轮齿应力场分布规律,明确轮齿的危险区域,并提出改进措施,但未对改进措施进行效果评估。

2006 年,中国中煤能源集团有限公司张家口煤矿郭忠等^[57]对驱动链轮进行参数化与可视化设计以提高圆环链驱动链轮加工精度与加工效率。

2008 年,淮南长壁煤矿机械有限责任公司宫传普^[58]对驱动链轮齿形加工

方法进行了研究,并出了适应不同要求的曲面交工方法。

2009年,中国煤炭科学研究总院太原研究院韩俊玲^[59]分析了矿用高强度圆环链链轮的结构特点,以及齿廓和链窝误差对圆环链传动带来的影响。提出一种采用展成法加工圆环链链轮圆弧线齿廓和链窝的工作原理,并给出相关的几何参数计算公式,为制造圆环链链轮的专用设备进行了必要的基础理论研究和探讨。

从以上内容可以看出,我国在圆环链与链轮的研究方面还处于初级阶段,圆环链的研究集中于结构强度、加工工艺、材料等方面;驱动链轮的研究集中于链窝曲面加工精度与加工效率的研究。

1.3.3 驱动链轮与圆环链动力学特性

系统动力学分析已经应用于诸多行业^[60-64],比如汽车、地震预测等重要领域。系统动力学研究的引入,精确了计算结果,降低了生产成本。文献^[64]中,作者 Bruno Van Den Heuvel 强调动力学设计对矿井安全的重要性,并建议在设计阶段就进行动力学行为分析以降低生产成本。对带式输送机进行系统动力学分析已经成为重要矿井安全设计的重要环节^[65]。

刮板输送机由于其链轮齿数的有限性使得链条在工作中不可避免受到冲击,而刮板输送机的重型化直接导致刮板输送机运行速度以及输送机长度的增加,使得波动所带来的冲击更加严重^[66]。Poltak Sinaga^[67], Angie Bahr^[68]指出,动力学分析可以解决输送机长度增加、速度提高所带来的挑战。动力学分析使得输送机的潜在问题在设计阶段得以解决^[69]。在矿井其他设备中也已经引入了动力学分析以提高动力学性能^[70-74]。

20世纪90年代初始,众学者开始对刮板输送机整机性能进行研究。Marian Dolipski 等^[75]使用数值计算方法计算刮板输送机的运输能力。

1994年,王坤等^[76]利用波动理论对 SGW-250 及 SGW-150 刮板输送机进行研究,并推导出圆环链共振速度及共振长度的计算方法。

2002年,扬州大学管荣根^[77]教授根据散体力学理论,分析研究了刮板运输机的运输机理,建立了以驱动功率为最小目标的数学模型,且结合实例进行了优化设计。

2003年,中国煤炭科学总院太原分院王腾^[78]分析了双机驱动链条输送机驱动部电机 T 形布置时,由于 2 台电机额定的参数差异引起的电机实际输出功率及二者分配关系,得出了 2 台电机分配与其额定转速差的关系,提出了这种电机功率的计算方法。

2004年,太原理工大学杨秀芳硕士^[79]将链条作为弹性体使用波动理论与数值分析的方法建立了动力学模型并对链条运动学、动力学进行仿真,并分析了

圆环链条运动过程的速度与加速度波动的特性。

2004年,张家口煤机厂王跃清等^[80]对圆环链绕过驱动链轮时的力学特性进行了分析,并建立了力学模型和计算方法。

2003—2008年,毛君教授^[81-84]对刮板输送机的动力学行为进行了全面而系统的分析,建立了刮板输送机驱动系统动力模型及数学模型,研究分析刮板推移物料的力学问题和合理刮板间距的确定;研究链条的弹性系数、刮板链条在无载侧运行阻力及溜槽运行阻力等相关问题;研究输送机在启动、停机工况、停机再起工况、卡链工况、多边形效应及链条与链轮尺寸误差等工况下的动力学数值仿真问题;对刮板输送机的控制理论提出合理而有益的建议。

2008年,Harrison A^[85]使用混合摩擦模型对输送机在启动与制动过程所引起的波动效应进行了仿真分析。

2009年,太原理工大学吴乐平^[86]硕士建立刮板输送机传动系统虚拟样机模型并进行了传动系统动力学分析。

2011年,西安科技大学郭忠^[87]硕士对圆环链与驱动链轮的动力输送过程进行运动学、动力学仿真分析,并得出了链条速度、圆环链与链轮接触力波动情况。

2011年,中国矿业大学张春芝、孟国营、冯海明等^[88]研究刮板输送机链传动系统的动力学性能。建立了链传动系统的动力学模型,该模型主要考虑了链轮、链环、中部槽和刮板等主要零部件的质量、惯量与几何参数,并采用接触副描述各零部件之间的相互作用关系。

除此之外,部分学者对圆环链动力传递过程的特殊工况进行了分析。2006年,西安科技大学龚晓燕^[89]利用ANSYS/LS-DYNA建立的刮板输送机圆环链动力学模型,分析了卡链状态下圆环链的动力学变化。并对不同初始条件下的圆环链动能损失以及卡链时能量吸收特性进行了分析;2008年中国煤炭科学研究总院太原研究院的申进杰^[90]利用非线性有限元分析软件分析了制动状态下的动力学变化过程;2009年,西安科技大学杨芝苗^[91]利用ANSYS/LS-DYNA分析圆环链在冲击作用下圆环链的冲击特性;2011年,西安科技大学刘莲^[92]对圆环链抗冲击影响因素进行分析。

1.3.4 驱动链轮与圆环链的啮合接触

对相互接触并通过接触而进行动力传递的传动机构进行啮合接触分析是对该接触副进行磨损预测的重要环节。以齿轮传动为例,啮合接触是研究啮合过程的振动、冲击、噪声以及磨损的主要内容^[93]。

驱动链轮与圆环链的啮合过程既是驱动链轮将旋转运动转化为链条直线运动的过程,也是链轮磨损的主要阶段。对驱动链轮与圆环链啮合过程研究就成

为研究链轮磨损的重要环节。

1976年德国学者 Schaefer, Wilhelms 等^[12,13]提出圆环链与链轮的相互运动关系,指出圆环链形变影响链轮啮合状态,但并未形成系统的啮合理论。

1981年,张家口煤矿机械厂傅晨^[94]认识到啮合的重要性,通过分析提出稳定啮合的概念,并对某种驱动链轮齿形与标准齿形的啮合特性进行分析对比。

早在1988年,中国煤炭科学研究总院太原分院苏阜明^[95]以传动效率为研究目标在试验台架上分析了圆环链与驱动链轮的啮合特性,并得出液压油缸链条张紧力、链条节距以及驱动链轮磨损程度等对传动效率的影响规律。

1988年,Spies, Klaus^[14]提出圆环链形变、圆环链与链轮啮合位置影响到链轮链窝的磨损状态。但对圆环链形的分析仅涉及圆环链在节距方向的延伸,未论及圆环链圆弧段形变。

1992年,山东矿业学院朱艳、徐庆莘^[96]对圆环链拉伸状态下链条伸长长度的变化规律进行了统计,并就统计结果用指数与多项式方程进行拟合。

2002年,西安科技学院程安宁^[97]基于弹性力学理论对圆环链对受拉时圆环链之间接触应力状态进行了分析。

2005年,中国煤炭科学研究总院太原分院石岚,高宇等^[49]利用数值分析与试验相结合的方法分析了圆环链参数对圆环链强度的影响。重点研究了圆环链内宽对力学性能的影响,并对 $\phi 26 \times 92$ 圆环链应力状态进行分析。

2005年,西安科技大学朱华双等^[98]采用ANSYS分析 $\phi 34 \times 126$ 圆环链拉伸状态下的弹塑性接触应力,得出应力分布状态以及最大应力值为名义应力3.5倍的结论。

2006年,中国中煤能源集团有限公司张家口煤矿郭忠等^[57]利用CAD/CAE功能实现链轮齿形参数化建模、仿真并对链轮、圆环链及其啮合进行有限元分析。但其啮合计算均按照圆环链为标准圆环而进行分析,对圆环链形变未进行分析。

2011年,西安科技大学硕士生郭忠^[87]运用多体动力学理论,从运动学和动力学出发,利用计算机辅助仿真分析软件,分析了链轮链条间的啮合和传动过程。初步研究了链轮与圆环链啮合规律。

磨损产生的原因是压力接触下的相对运动;驱动链轮的磨损是驱动链轮与圆环链啮合过程接触压力以及相对滑动共同作用的结果。从可查文献得,我国对圆环链与驱动链轮啮合研究并不晚,早在1988年,中国煤炭科学研究总院太原分院以提高传动效率为目标进行了大量的试验研究;不少学者对圆环链的形变也已提出,但更多学者关注圆环链长度的延伸,而忽略了圆环链圆弧段的形变、圆环链与驱动链轮啮合特征对磨损的影响。所以对驱动链轮与圆环链接触研究仅限于稳定工况下标准圆环链与驱动链轮的接触。对特殊工况下驱动链轮