

摘要

液压缸直接驱动连杆式盾构的切削系统是一种平行连杆式机构，通过液压缸驱动后偏心轴旋转，带动前偏心轴做偏心运动，从而带动前方刀盘上每一点都做偏心运动，则整个刀盘类似于平动。

这种盾构的优点是

- 1、通过变化切削刀盘形状，可以切削出多种断面形状的隧道；
- 2、每把切削刀半径均相同，且切削半径小，因而刀具的磨损相同，且磨耗量小，延长刀具寿命，保证盾构长距离切掘进；
- 3、轴承希望以多轴承代替传统轴承，这样轴承受力小，轴承价格低，便于选择和布置；
- 4、驱动机构紧凑，便于降低盾构重量，减少盾构操作时间，取得较好的经济效益；
- 5、切削输出功率小，可降低电力设备消耗，节约能源

本文在初步建立液压缸驱动数学模型的基础上，探讨分析了单缸及多缸作用的性能，并进行了比较，然后针对液压缸驱动系统的结构布置与结构优化进行了分析，并对驱动系统的控制进行了探讨，得出了恒功率控制的结论，并对控制系统进行了设计和分析。

关键词：液压缸直接驱动，连杆，切削刀盘，偏心运动，恒功率

ABSTRACT

The cutting system of hydraulic cylinder direct-driving link shield is a parallel link organ, it uses hydraulic cylinder to drive the back non-concentric shaft to rotate, the back shaft then drives the front non-concentric shaft to rotate, so as to make every point of the front cutter rotate around its own axis, and then the whole cutter moves.

The advantages of this shield are:

1. With different kinds of the front cutter, it can shapes different kinds of tunnel
2. Rotating radius of every cutter are of the same shouter length, so the abrasion of the cutters are equally less. This can prolong the using time of the cutters, so as to make sure of the long distance excavating.
3. Multi-bearing take place of the traditional single bearing, so every bearing will stand less force, and the price of the bearing can be lower. It's easy to choose and place the bearings.
4. With compact driving organ, the weight of the shield can be lower. It reduces the operating time, so as to achieve better economic benefit.
5. Power of the cutter can be lower, so as to reduce energy consumption.

On the basic of figuring out the mathematic model of the hydraulic driving system, this paper analyzed the driving performance of single-cylinder and multi-cylinder, and then made a comparison. It also made a research on the placement of the structure, and a research of the control system. Finally, it came out a conclusion of invariable-power control, and then designed the control system.

Key Words: hydraulic cylinder, direct-driving, front cutter, parallel link, non-concentric movement, invariable-power.

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

经指导教师同意，本学位论文属于保密，在 年解密后适用本授权书。

指导教师签名：

学位论文作者签名：

年 月 日

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

签名：

年 月 日

第1章 序论

1.1 盾构市场需求与经济效益

随着我国经济的持续、快速、健康发展，以及现代化建设的日新月异，我国的城市化进程也在迅速加快，城市人口密度日益增长，然而，我国的城市基础设施建设却未能及时跟上经济发展的步伐，由此引发了一系列生产、生活、环境与生态问题。交通阻塞、大气污染、噪声污染等问题日益严峻，因此，加快城市基础设施建设、改善生态环境、提高生活质量便成了国家发展的要务之一。

由于人口的密集、地面空间严重匮乏，因此，合理开发地下空间、建设地下基础设施便成了人们关注的焦点。由于地下交通不仅可以缓解地面交通的拥挤与阻塞，还可以美化环境、减少污染，因此，开发地下轨道交通、建设地铁便成为一种迫切需求^[1]。

国家建设部做出的 21 世纪第一个五年计划建设期中，针对城市交通的发展方向提出明确要求：为适应和维护生态和环境保护的需求，城市要大力发展无污染的电气化轨道交通，100 万以上人口的大都市均要提出相应的发展规划。我国现已有 11 个 200 万以上人口的大城市，这些城市人口密度高，空间发展容量有限，随着经济、人口的发展，交通压力越来越大，必须大力发展城市轨道交通。除上海、北京、广州等城市外，南京、深圳、重庆、大连、长春、武汉等城市的地铁项目已陆续启动，青岛、成都、西安、杭州等城市的地铁轻轨项目也正在筹划中，预计我国 20 年内可望建成 800~1000 公里的地铁。

除地铁外，城市基础建设的排水隧道、引水管道、供热供电等市政公用管道的建设、水电隧道工程建设也将掀起高潮，我国中西部的开发更是会掀起隧道工程建设的高潮。

同时，跨海越江隧道工程也将建设，在今后的十几年里上海将在黄浦江修建 3 条 1 公里以上的江底隧道，跨越长江入海口连接上海—崇明—启东的江底隧道—琼州海峡海底隧道也完成了可行性研究。海峡海底隧道由于具有全天候、大运输量、低耗能、安全高效等优点，已经越来越引起世界各国工程界的重视

和设想。

与此同时，我国国家水利部已经制定了南水北调工程，三条调水线路东线、中线和西线要开挖大量的输水隧道。西气东输工程的江河穿越段以及江南水网地带也将需要大量的输气管道。

随着科技的发展、环境保护与建设效率的追求，盾构法施工成为一种地下建设的重要手段，盾构也成了地下施工的重要工具之一。盾构是一种非开挖施工工具，它具有开挖快、优质、安全、经济、有利于保护环境和降低劳动强度等优点，因此得到越来越广泛的应用。基于上述国内基础设施建设的需求，据不完全统计，2000 年至 2009 年国内各类盾构的需求巨大，盾构从直径 3 米到目前最大的 14.87 米，从近百吨到几千吨，掘进距离从 20 米到几十米不等。因而，盾构的研究必将带动相关产业和地区的发展^[2]。

1.2 盾构发展状况

1.2.1 国外盾构发展状况

早在 19 世纪初，人类就开始研究盾构法开挖隧道。1806 年，工程师 Marc Isambard Brunel 在伦敦发明了使用盾构挖掘隧道的原理；1825 年在伦敦泰晤士河下的隧道工程中第一次使用了盾构进行挖掘施工^[3]；随着 Brunel 盾构的发明，第一台机械化盾构于 1876 年由英国人 John Dickinson Brunton 和 George Brunton 发明；而 1896 年由 Price 发明的 Price 盾构第一次将 Greathead 盾构与旋转刀盘结合在一起；20 世纪初，盾构已经在美、英、德、苏、法等国开始推广，原苏联 40 年代开始使用盾构修建隧道^[4]；1917 年日本曾采用盾构施工，但由于地址条件差而被迫中止，1939 年正式应用盾构施工，20 世纪 60 年代起，盾构在日本得到迅速发展^[5]。目前，盾构正朝着高自动化、大直径、异形断面化发展。

1.2.2 国内盾构发展状况

我国从 20 世纪 50 年代开始研究和开发盾构，1956 年东北阜新煤矿修建输水巷道工程，是我国第一次使用盾构施工；1963 年上海隧道公司开始 $\phi 4.2m$ 手掘式盾构隧道工程试验，取得成功^[6]；1966 年上海第一条黄浦江隧道盾构施工取得成功；1988 年我国由上海隧道工程公司研制成功第一台加泥式土压平衡盾

构；1997年上海隧道股份公司在消化吸收引进泥水盾构技术基础上，自行设计制造了2台2.2m泥水加压平衡顶管机。在过去的30多年里，上海隧道股份有限公司生产盾构近60台，在最近十年中制造盾构达30多台，掘进类型由手掘式、网格式盾构，根据地址条件发展到局部气压式、泥水加压式、土压平衡式等。但由于我国盾构施工起步晚，盾构制造和设计水平与国际上先进国家还有一定的距离，许多市政施工还只能依靠国外引进设备与技术，因此，自主研究和开发盾构，实现盾构国产化意义重大^[7]。

1.3 连杆式盾构简介

1.3.1 连杆式盾构原理

连杆式盾构是一种不同于往常使用的盾构机种^[6]，此种盾构既具备往常盾构所具有的特长，又不同于后者，其主要区别在于切削刀盘的构造和驱动上。通常的单轴盾构，是以单轴旋转切削刀盘，对地层进行切削。而在连杆式盾构中，是在几根驱动轴的轴前端，偏心方式安装了刀盘，跟随驱动轴旋转刀盘平行运动，从而对地层进行切削。无论是矩形还是圆形刀盘，或是其他形状，都能获得大体上同切削刀盘形状相似的切削断面形状，如图1.1、1.2。

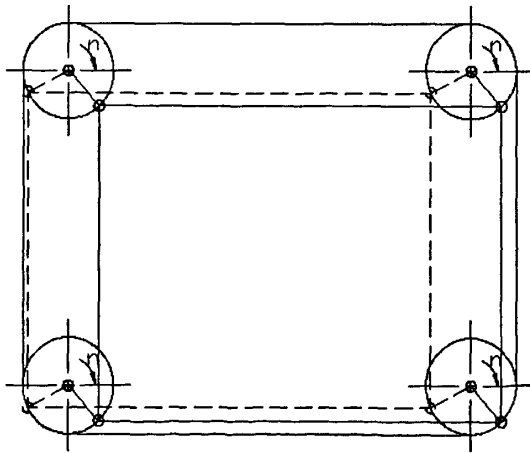


图 1.1 连杆式矩形刀盘

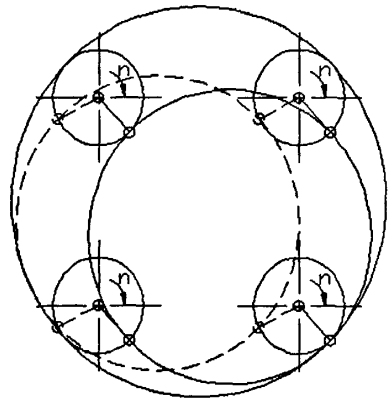


图 2 连杆式圆形刀盘

这种切削机构的工作原理是一种衍生平行连杆扭摆机构，它是火车驱动机构（如图1.3）的逆向应用。

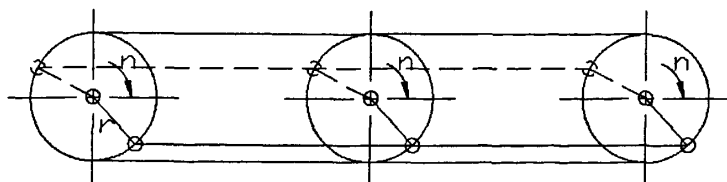


图 1.3 火车平行连杆机构

如图 1.3 所示，偏心轴 r 被驱动旋转，则连杆任一点都作半径为 r 的圆周运动，从而带动整个连杆行程一椭圆运动。

对于刀盘而言，在驱动轴前方偏心安装刀盘，随着驱动轴的旋转，刀盘上每一点都作半径为 r 的圆周运动，从而整个刀盘则切削出与刀盘形状相同的切削断面^[9]，如图 1.1、1.2。

1.3.2 连杆式盾构刀盘的驱动形式

连杆式盾构刀盘的驱动形式多采用液压驱动^[10]，主要有以下三种：

液压马达驱动；

带连接板液压缸驱动（三缸、五缸、七缸、九缸）；

不带连接板液压缸驱动（三缸、五缸、七缸、九缸）。

(1)、液压马达驱动刀盘（如图 1.4）：

液压马达驱动刀盘的结构简图如下图 1.4 所示：

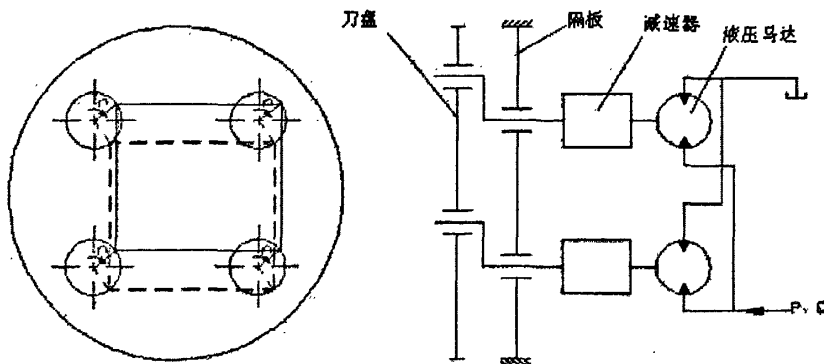


图 1.4 液压马达驱动刀盘示意图

它用液压马达带动减速器，减速器驱动偏心轴转动，从而驱动刀盘平行移动。驱动液压马达可全轴驱动，也可部分轴驱动，具体由液压马达的功率及偏心轴等因素确定。

这种驱动形式的优点是：输出流量稳定、偏心轴转速稳定、布置容易、平面结构尺寸较小，但轴向结构长，液压马达加减速箱价格昂贵，而且液压马达寿命低，维护要求高。

(2)、带连接板液压缸驱动刀盘：

带连接板液压缸驱动刀盘的结构简图如下图 1.5 所示：

液压缸（三缸、五缸）与连接板连接，连接板再与偏心轴连接，液压缸按一定顺序推动（拉动）固定板作平面运动，继而偏心轴旋转，最后驱动刀盘作平面运动。从受力和脉动角度，驱动液压缸数量最少为三缸，依次为五缸、七缸、九缸。驱动液压缸数量主要取决于盾构直径大小、液压缸尺寸、结构处理、转动脉动大小等因素。盾构直径越大，驱动缸数量越多，脉动越小。驱动液压缸的布置一般采取圆周等分分布。

这种形式较液压马达驱动的优点是：结构简单、寿命可靠、价格低廉，液压缸替代液压马达，轴向尺寸也较短，连接板有利于轴承载荷分配，轴承受力好。但是当泵供应流量一定时，转速是脉动的，故在要求转速稳定时，需要采用一些控制措施。如参数达到一定时，脉动很小，则无需采取控制措施。

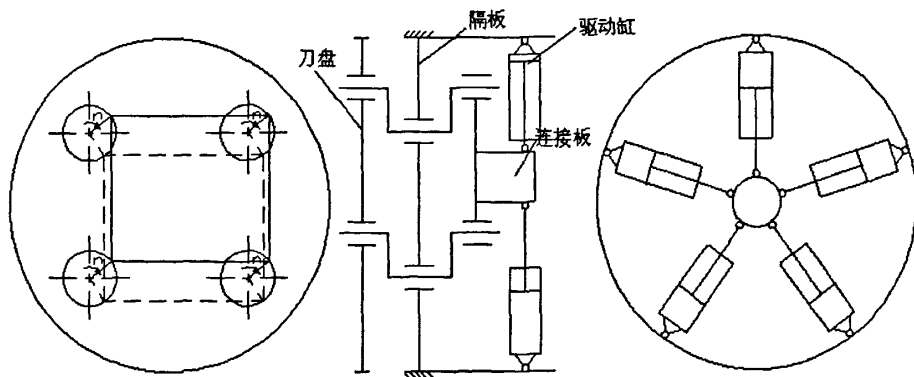


图 1.5 带连接板的液压缸驱动刀盘示意图

(3)、无连接板液压缸驱动刀盘

无连接板液压缸驱动刀盘的结构形式如图 1.6 所示：

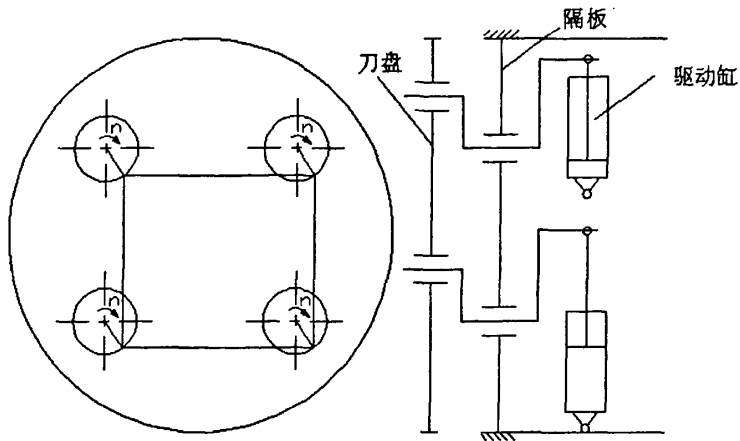


图 1.6 无连接板的液压缸驱动刀盘示意图

它的结构特点是去掉连接板，液压缸直接驱动偏心轴旋转。液压缸按一定顺序驱动偏心轴旋转，达到刀盘平动。这种结构的优点是：去掉连接板，结构简单，轴向长度更短。当然，当驱动系统供应恒流量时转速脉动同样存在，这可通过采取控制措施解决，当驱动液压缸数达到一定数目时，脉动可很小，无需特殊控制措施。

本文将针对无连接板液压缸驱动刀盘进行研究。

1.3.3 连杆式盾构刀盘的优点

刀盘切削系统是盾构的关键系统之一，一方面，刀盘驱动是盾构最重要的部件之一，它的性能好坏直接影响盾构的性能；另一方面，刀盘驱动的动力系统配置占整个盾构配置的 30%，制造成本占到整台盾构的 25%，因此，对刀盘系统的研究显得尤为重要。

传统的刀盘存在以下不足：

- 1、刀盘受力轴承较大，随着刀盘直径增大，轴承受力剧增；
- 2、刀在刀盘上是径向布置的，半径越大，磨损越厉害，刀盘磨损不均；而且驱动功率大；
- 3、不能切削异形断面。

因此，开发设计新型盾构刀盘切削系统、合理配置动力成为盾构研究的关

键。由此引发了本课题的研究。本课题旨在研发一种液压缸驱动无连接板的连杆式刀盘切削系统，以填补国内研究与市场的空白，并将可能达到世界领先水平。开发一种新型刀盘切削系统，以适应地下工程的迅猛发展，提高我国的盾构技术，为我国盾构的设计、制造增添一种新机型。

液压缸驱动切削刀盘具有以下优点：

- 1、通过变化切削刀盘形状，可以切削出多种断面形状的隧道；
- 2、每把切削刀半径均相同，且切削半径小，因而刀具的磨损相同，且磨耗量小，延长刀具寿命，保证盾构长距离切掘进；
- 3、轴承希望以多轴承代替传统轴承，这样轴承受力小，轴承价格低，便于选择和布置；
- 4、驱动机构紧凑，便于降低盾构重量，减少盾构操作时间，取得较好的经济效益；

5、切削输出功率小，可降低电力设备消耗，节约能源

采用液压缸驱动连杆式刀盘切削系统，不仅可以解决超大直径盾构回转支承等部件研制的困难，更将大大降低制造成本，减小施工开支，节约能源，带来极大的经济效益。据初步分析，采用液压缸驱动连杆式盾构切削系统，将使制造成本降低 15%，电耗成本降低 20%，因此，具有良好的市场应用前景。

1.4 连杆式盾构发展状况

1.4.1 国外发展状况

1993 年起日本大丰建设株式会社进行了一种新的刀盘形式的模拟试验—偏心多轴 (DPLEX) 土压平衡盾构 (如图 1.4)，它是采用若干个液压马达 (3~5 个)，通过液压马达带动偏心轴旋转，偏心轴带动刀盘做类似于偏心多轴的摆动运动，以达到切削土体的目的，试验取得成功，并已商业应用。

1995 年，日本研制成功第一台 $4.38m \times 3.98m$ 矩形偏心多轴土压盾构，见习于志野市 2 条排水隧道工程，掘进长度 $809m$ 。到 2001 年为止，采用这种偏心多轴盾构机已建成了大小不等、形状不一的隧道工程有 9 条之多，盾构机外形从小的 $3.48m$ 起，经由 $7\sim 8m$ 、直到近 $10m$ 之巨，形状有圆形、矩形两大类。

2002年(平成14年)日本研制出一种液压缸驱动带连接板式偏心多轴盾构(J-DPLEX)样机(如图1.5),试运行于仁东京都下水道工程,掘进1.175m。这种盾构的原理是:通过液压缸的伸缩来带动连接板旋转,连接板的主轴使刀盘做类似于偏心多轴的摆动运动,以达到切削土体的目的。这种盾构目前尚未投入实际应用。

1.4.2 国内发展状况

2002年11月,上海市隧道集团研制的1.2m×1m的液压马达驱动偏心多轴盾构。样机在上海隧道机械厂进行了模拟试验。根据偏心多轴模拟掘进机的研究成果,开发了4m×6m液压驱动偏心多轴矩形掘进机^[11]。

2003年8~10月,该盾构成功应用于宁波市开明街过街人行地道工程。

目前国内对液压缸驱动偏心块旋转切割方面的研究刚刚开始。

目前,在国际上和国内,都没有液压缸直接驱动连杆式盾构切削系统的研究。这种新型刀盘系统省去了连接板,缩短了盾构驱动系统的轴向距离,减小的盾构尺寸,更降低了制造成本;相对于液压马达驱动偏心多轴盾构,这种液压缸驱动连杆式盾构更加可靠。

液压缸驱动连杆式盾构刀盘切削系统的研究,将可以填补国内甚至是国际盾构刀盘研究的空白,为我国盾构研究增砖添瓦。

第2章 盾构刀盘装备扭矩 T

盾构刀盘装备扭矩 T 指刀盘所能提供的最大扭矩。装备扭矩计算主要考虑切削土体阻力及附加阻力。主要有两种计算方法：阻力计算法和惯用计算法。阻力计算法是通过切削过程阻力来计算装备扭矩，而惯用计算法是通过经验和统计规律给定系数的方法来计算装备扭矩，可由两种方法综合来考虑装备扭矩值。

鉴于盾构刀盘的扭矩非本文的研究重点，本文谨以惯用计算法进行分析，为刀盘驱动机构分析提供依据。

2.1 连杆式盾构扭矩惯用计算法

偏心多轴盾构的装备扭矩，由于刀盘的回转半径小，其装备扭矩较常规的盾构要小，可用下式估计

$$T = \beta \cdot r \cdot D^2 \times 10^3 \quad (2.1)$$

式中

r —刀盘回转半径 (m)；

D —当量直径 (m)；

圆形断面的情况下 D = 盾构的外径；对其它异形断面 $D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$ (A —掘削面面积)

β —偏心多轴盾构的扭矩系数。扭矩系数应根据盾构切削外径、施工条件、刀盘断面形状等情况综合考虑确定。

2.2 圆形刀盘连杆式盾构扭矩系数

圆形刀盘连杆式盾构的扭矩系数应综合考虑盾构切削外径、施工土质等条件综合确定。综合目前国际上实用过的连杆式刀盘盾构（液压马达驱动）的扭矩与扭矩系数情况，可得表 2.1 以供参考^[13]。

表 2.1 圆形刀盘扭矩系数

参数		切削外径		$\phi 3350(mm)$	$\phi 7000(mm)$	$\phi 7500(mm)$	$\phi 9400(mm)$
		土质					
		参考值		砂砾	混凝土	砂、粘性土	砂砾
扭矩 $KN \cdot m$	最大	356	267	2213	3234	3283	
	通常	237	178	1475	2156	2189	
扭矩系 数 β	最大	116.9	88.2	108.2	137.4	71.2	
	通常	77.8	58.8	72.1	91.6	47.5	

由表 2.1 可知, 对于普通砂质土, β 可取 72~108; 对于砂砾土, β 可取 78~137; 对于混凝土, β 可取 48~88。具体 β 取值, 可根据实际情况, 参考上表进行选取。

2.3 矩形刀盘连杆式盾构扭矩系数

矩形刀盘连杆式盾构的扭矩系数应综合考虑盾构切削外径、施工土质等条件综合确定。综合目前国际上实用过的连杆式刀盘盾构(液压马达驱动)的扭矩与扭矩系数情况, 可得表 2.2 以供参考^[13]。

表 2.1 矩形刀盘扭矩系数

参数		切削外径	
		$2800 \times 2200mm$	$4200 \times 3800mm$
		土质	
参考值		砂质土、白沙	细纱、肥土

第 2 章 盾构刀盘装备扭矩 T

T (KN·m)	最大	183	217
	通常	123	144
β	最大	86.2	144.2
	通常	57.9	95.7

由表 2.2 可知，对于普通砂质土， β 可取 58~86；对于细砂土质， β 可取 96~144。具体 β 取值，可根据实际情况，参考上表进行选取。

2.4 本章小结

本章对管用算法进行了简单介绍，并对不同刀盘结构下的刀盘，根据其土质情况、刀盘直径，对其扭矩系数的选取提供了参考，为刀盘驱动系统的设计提供参数依据。

第3章 液压缸驱动机理分析

3.1 结构形式

盾构发展至今，刀盘的结构形式多种多样，基于第1章所述传统刀盘的缺点及连杆式刀盘的优越性，因此选取连杆式刀盘进行研究分析。

3.1.1 刀盘结构

传统刀盘形式（如图3.1所示）是在圆周上同心圆布刀，刀盘旋转，刀具绕刀盘中心旋转，切削出一组同心圆。这种切削机构形式的不足是：随着刀盘直径增大，轴承受力剧增，另外，刀盘磨损不均，驱动能量大，难以切削异形断面。

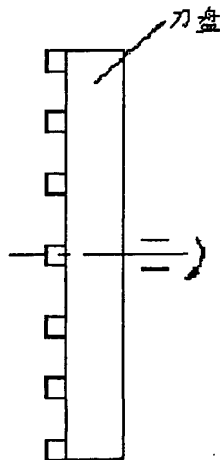


图3.1 传统刀盘

连杆式切削刀盘是一种衍生平行连杆扭摆机构，它是火车驱动机构（如图3.2所示）的逆向应用。偏心 r 被驱动旋转，连杆任何一点都做半径为 r 的圆周运动，而整个连杆则形成椭圆运动^[13]。

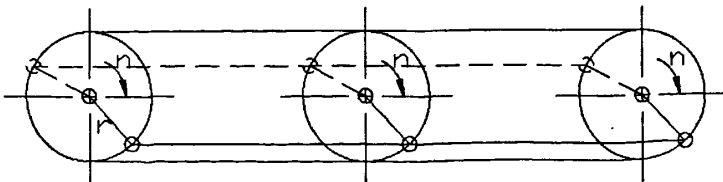


图 3.2 火车平行连杆机构

同样，在驱动轴前方偏心安装刀盘，随着驱动轴的旋转，从而使刀盘做平行环方式运动，对地层进行切削。刀盘上每一点均做半径为 r 的圆周运动，从而切削出与刀盘形状相同的切削断面。根据不同的切削需要，可以选择矩形刀盘（如图 3.3）、圆形刀盘（如图 3.4）等刀盘形状。

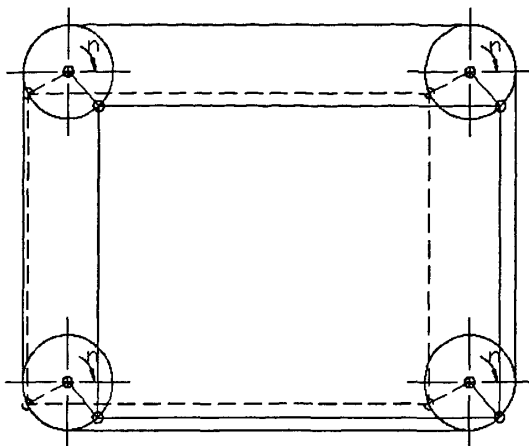


图 3.3 连杆式矩形刀盘

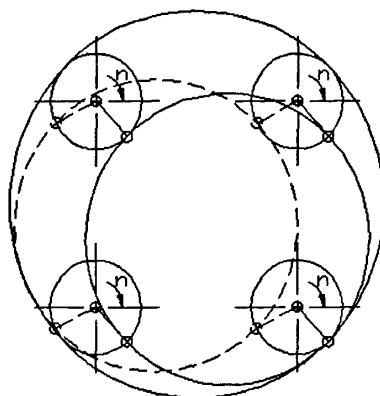


图 3.4 连杆式圆形刀盘

3.1.2 刀盘驱动

基于第 1 章所述液压缸直接驱动机构的优越性及首创性，选取液压缸直接驱动刀盘进行研究。

连杆式刀盘采取液压缸直接驱动偏心轴旋转，偏心轴的转动带动刀盘旋转，达到切削的目的。当然，各个液压缸按一定的顺序伸缩，实现协调连续运动。如图 3.5。

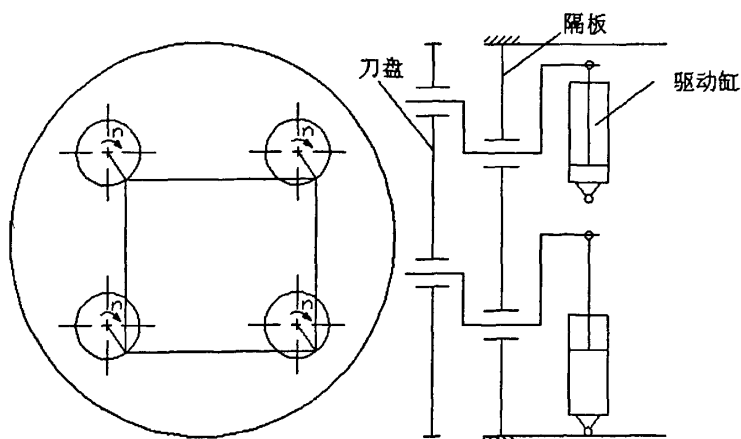


图 3.5 液压缸直接驱动结构简图

3.1.3 驱动轴（支承轴）选取

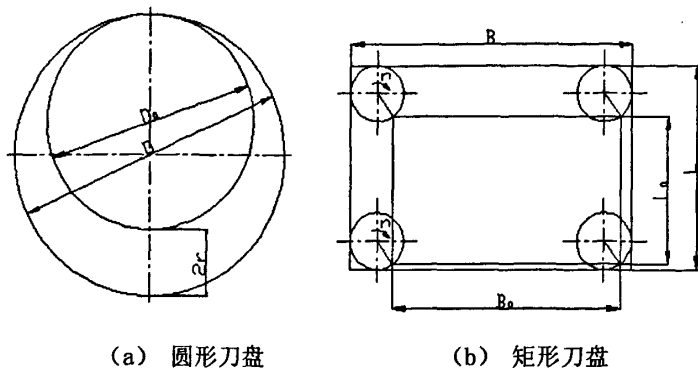
支承轴是盾构刀盘的支承，承受刀盘的荷载，传递驱动动力。所有支承轴都支承在盾构的隔板上，切削刀盘支承在支承轴上，其与外壳是相对固定的，一般支承轴的数量与驱动轴数量相同。

驱动轴数量要根据切削断面大小、形状来确定，要综合对每根轴的负荷、驱动轴配管轴承、人行闸的配置，在对输送、装配等问题的研究基础上进行取定。

通常，从稳定的角度出发，支承数量最少为三支承。支承数受刀盘切削断面面积的影响，三支承多用于小断面切削机构，对于 $5m$ 以上的大型或特大型连杆式盾构，通常以不少于四支承为宜，五支承、六支承亦可使用，但多支承工艺比较复杂^[14]。

3.1.4 刀盘偏心距 r 与盾构外径之间的关系

盾构刀盘的运动简图如下图 3.6 所示：



(a) 圆形刀盘

(b) 矩形刀盘

图 3.6 刀盘运动简图

对圆形盾构，刀盘外径 D_0 为：

$$D_0 = D - 2r$$

矩形盾构，刀盘宽度 B_0 ，长度 L_0 ：

$$B_0 = B - 2r$$

$$L_0 = L - 2r$$

式中： D —圆形盾构外径（切削孔外径）；

r —偏心距；

B —矩形盾构高度（切削断面高度）；

L —矩形盾构宽度（切削断面宽度）。

3.1.5 刀盘偏心距 r 的选定

切削偏心距 r 是连杆式盾构的一个重要参数，它的选取受多种因素制约，偏心距的选取是在对土质、切削能力、切削土的通过能力、刀头的配置、驱动扭矩以及搅拌能力等各种因素作综合分析研究后才能决定的。

加大切削半径时，在偏心载荷作用下驱动轴受到的弯矩将增大，对构件强度产生不利，同时切削半径过大，支承和稳定土体的能力也会下降；相反将切削半径减小时，偏心量小对构件强度有利，但布刀比较困难。

此外，在刀头配置和掘进轨迹的关系上，旋转半径越小，每把刀头的间隔范围也越小，为此有必要增加刀头数和加密配置间隔，而过密的间隔会造成刀头间的泥土流动性不畅，容易发生土体固结。相反切削半径过大时，切削刀盘构架内部土砂通过性能变得恶劣。另外，考虑到每把刀的切削范围，从和周边

刀的相互之间关系上看，很难做到减少未掘削土体，从而形成了掘削不到的死角地区。

一般要选取多种 r ，作刀具切削轨迹制定，切削率应达到 97% 以上。

考察现有统计数据如表 3.1^[15]：

表 3.1 盾构直径与偏心距关系考察数据：

盾构直径 (m)	3.35	7.0	7.5	9.4
偏心距 (m)	0.25	0.4	0.4	0.5

由此可拟合得出盾构偏心距和盾构直径的关系线如图 3.7 (可供设计参考)。

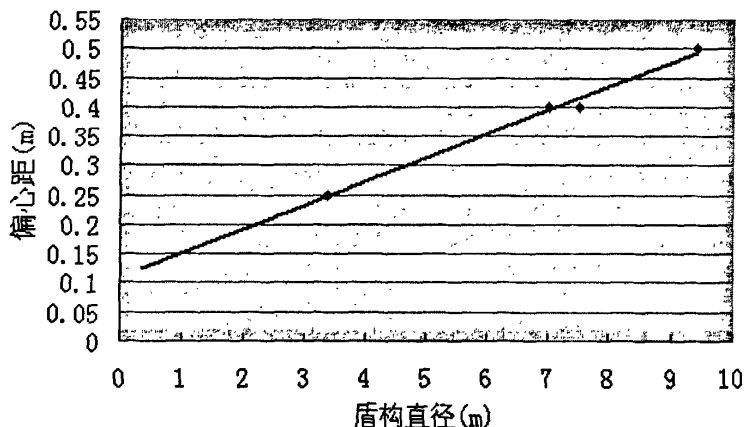


图 3.7 偏心距与盾构直径关系线

3.2 刀盘驱动系统数学建模

刀盘驱动系统的数学模型建立，是刀盘驱动系统分析的基础，通过对刀盘驱动系统压力、流量、切向力、法向力的分析，可以清楚的了解刀盘的驱动性能，为刀盘驱动控制系统提供依据，并为刀盘各部件的强度校核提供依据。

为建立整个刀盘驱动系统的数学模型，需首先对单个液压缸驱动进行数学模型分析，然后综合叠加多缸共同驱动的结果，从而获得整个刀盘驱动系统的数学模型。

3.2.1 单个液压缸驱动分析

研究一个偏心轴情况，液压缸作用下的驱动简图如图 3.8：

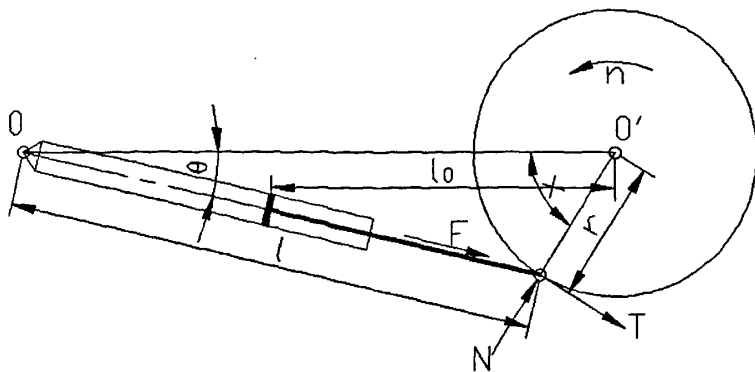


图 3.8 单个液压缸驱动简图

设液压缸绞点 O 至偏心圆中心 O' 距离为 l_0 ，偏心半径为 r ，液压缸作用过程中长度为 l ，液压缸偏摆角为 θ ，偏心半径转角为 $x = \omega t$ ，则：

1) 液压缸长度 l ：

$$l^2 = l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x$$

$$l = \sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x} \quad (3.1)$$

2) 液压缸偏摆角 θ ：

$$r^2 = l_0^2 + l^2 - 2l_0 l \cos \theta$$

$$\cos \theta = \frac{l_0^2 + l^2 - r^2}{2l_0 l} = \frac{l_0 - r \cos x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$\theta = \arccos \frac{l_0 - r \cos x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \quad (3.2)$$

3) 活塞运动速度 v ：

$$v = \frac{dl}{dt} = \frac{d\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}{dt}$$

$$= \frac{d(l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} = \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \quad (3.3)$$

4) 由液压缸顶推产生的切向力 T ：

$$T \cdot r = F \cdot l_0 \cdot \sin \theta$$

$$T = \frac{F \cdot l_0 \cdot \sin \theta}{r}$$

由图可知:

$$\frac{\sin \theta}{r} = \frac{|\sin x|}{l}$$

$$\sin \theta = \frac{r \cdot |\sin x|}{l}$$

$$T = F \cdot \frac{l_0}{l} \cdot |\sin x| = \frac{F l_0 |\sin x|}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \quad (3.4)$$

其中: F —液压缸作用力, 考虑液压缸在 $0^\circ \sim 360^\circ$ 作用过程中, 大小腔交替作用 180° , 大小腔作用力大小不同, 分别设为 F_D ($F_D = A_D \cdot p$, 其中 A_D —液压缸大腔面积, p —液压缸压力)、 F_d ($F_d = A_d \cdot p$, 其中 A_d —液压缸小腔面积), 则有^[16]:

$$F = \frac{F_D + F_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{F_D - F_d}{2} \quad (3.5)$$

由此可得切向力:

$$\begin{aligned} T &= \left(\frac{F_D + F_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{F_D - F_d}{2} \right) \frac{l_0 |\sin x|}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \\ &= \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_d l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \end{aligned} \quad (3.6)$$

5) 由液压缸顶推产生的法向力 N :

当 $x \in [0^\circ, 180^\circ]$ 时:

$$N = F \cdot \cos(\theta + x)$$

$$= F \cdot (\cos \theta \cos x - \sin \theta \sin x)$$

$$= F \cdot \left(\frac{l_0 - r \cos x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \cdot \cos x - \frac{r \cdot \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \cdot \sin x \right)$$

$$= F \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

当 $x \in [180^\circ, 360^\circ]$ 时:

$$N = -F \cdot \cos(\theta - x)$$

$$= -F \cdot (\cos \theta \cos x + \sin \theta \sin x)$$

$$= -F \cdot \left(\frac{l_0 - r \cos x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \cdot \cos x + \frac{r \cdot (-\sin x)}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \cdot \sin x \right)$$

$$= F \frac{-l_0 \cos x + r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

由此可知:

$$N = F \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|}$$

$$\text{又: } F = \frac{F_D + F_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{F_D - F_d}{2}$$

代入可求出:

$$N = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \quad (3.7)$$

6) 液压缸流量 Q :

$$Q = A \cdot v$$

$$= A \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

其中: A —液压缸作用腔面积, 考虑液压缸大小腔交替作用 180° , 可得:

$$A = \frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \quad (3.8)$$

由此可得:

$$Q = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}} \quad (3.9)$$

3.2.2 多个液压缸驱动分析

设同时有 n 个液压缸驱动，考虑作用效果，宜采取 n 个液压缸平均作用于 360° 相位空间，即相邻作用液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{n}$ ，则任意时刻 n 个液压缸所在

得偏心半径转角为 X ，
$$X = \begin{bmatrix} x \\ x + \frac{360^\circ}{n} \\ M \\ M \\ x + \frac{n-1}{n} \cdot 360^\circ \end{bmatrix}。$$

1) 作用下的切向力 Γ ：

$$\begin{aligned} \Gamma &= [T_1 \quad T_2 \quad \Lambda \quad T_n]^T \\ &= \frac{F_D l_0 (\sin X + |\sin X|) + F_d l_0 (\sin X - |\sin X|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos X} \end{aligned} \quad (3.10)$$

切向力合力为：

$$T_t = \sum_{i=1}^n T_i$$

切向力合力可为刀盘驱动系统的驱动能力提供依据。

2) 多缸同时作用下的径向力 N ：

$$\begin{aligned} N &= [N_1 \quad N_2 \quad \Lambda \quad N_n]^T \\ &= \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin X}{|\sin X|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos X - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos X} \end{aligned} \quad (3.11)$$

法向力可为系统各部件强度校核提供参考。

3) 多缸共同作用时的流量 Q ：

$$\begin{aligned} Q &= [Q_1 \quad Q_2 \quad \Lambda \quad Q_n]^T \\ &= \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin X}{|\sin X|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin X}{\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos X} \end{aligned} \quad (3.12)$$

多缸共同作用时的总流量为：

$$Q_t = \sum_{i=1}^n Q_i$$

系统的总流量可为系统控制提供依据。

3.3 液压缸驱动性能分析

3.3.1 单缸作用性能分析

1) 切向力

$$\text{切向力 } T = \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_d l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}, \text{ 考虑液压缸一般情况下有}$$

$\frac{A_D}{A_d} = 1.2 \sim 2$ ，从而 $\frac{F_D}{F_d} \cong 1.2 \sim 2$ ，且有 $\frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 1.4 \sim 1.8$ ，由此可以得到液压缸驱

动过程中，随着偏心半径旋转角 x （度）的变化，切向力（系数）的变化趋势，如图 3.9：

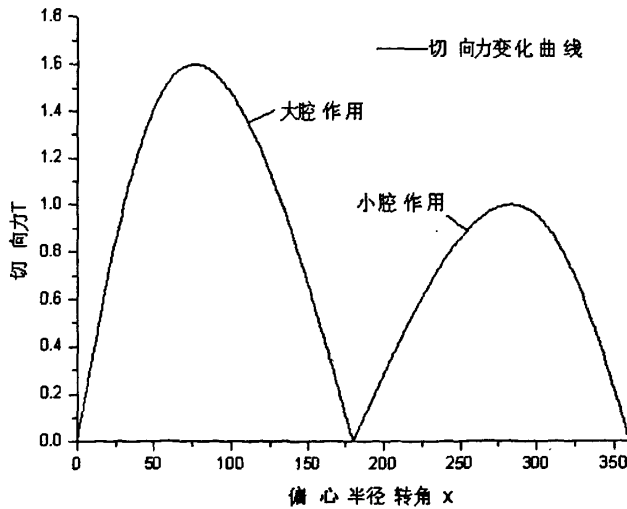


图 3.9 单缸作用下切向力变化曲线

以上曲线显示是液压缸压力恒定下，随着偏心半径旋转角 x 的变化，液压缸作用所产生的切向力变化情况，由此可以反映单缸作用下所产生的扭矩变化情

况（扭矩 $M = T \cdot r$ ）。由图可知，大腔作用下变化波动比较大，小腔作用下变化波动比较小，在偏心半径旋转角 x 转动一周过程中，切向力做类似于正弦曲线的波动。

2) 法向力

$$\text{法向力 } N = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}, \text{ 考虑液压缸}$$

$\frac{F_D}{F_d} \cong 1.2 \sim 2$, $\frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 1.4 \sim 1.8$, 可以得到液压缸驱动过程中，随着偏心半径旋转

角 x (度) 的变化，法向力 (系数) 的变化趋势，如图 3.10:

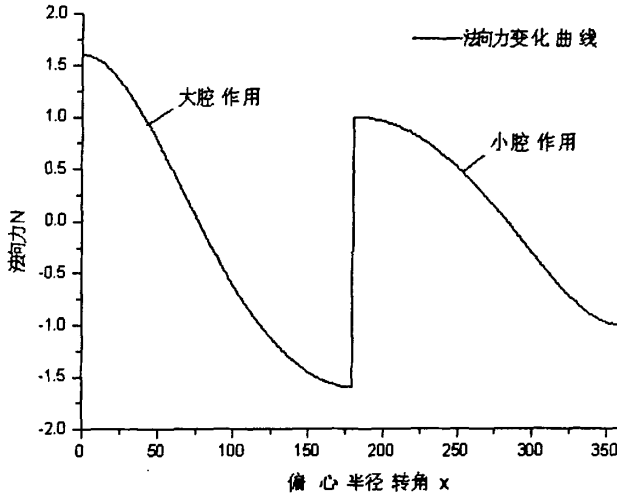


图 3.10 单缸作用下法向力变化曲线

以上曲线显示是液压缸压力恒定下，随着偏心半径旋转角 x 的变化，液压缸作用所产生的法向力变化情况，由此可以为结构校核提供依据。由图可知，大腔作用下变化波动比较大，小腔作用下变化波动比较小。图中正负数值所反应的是法向力的作用方向，法向力指向偏心半径中心为正。

3) 液压缸流量

$$\text{液压缸流量 } Q = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}, \text{ 考虑液压}$$

缸 $\frac{A_D}{A_d} \cong 1.2 \sim 1.6$, $\frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 1.4 \sim 1.8$, 可以得到液压缸驱动过程中，随着偏心半径

旋转角 x (度) 的变化, 液压缸流量 (系数) 的变化趋势, 如图 3.11:

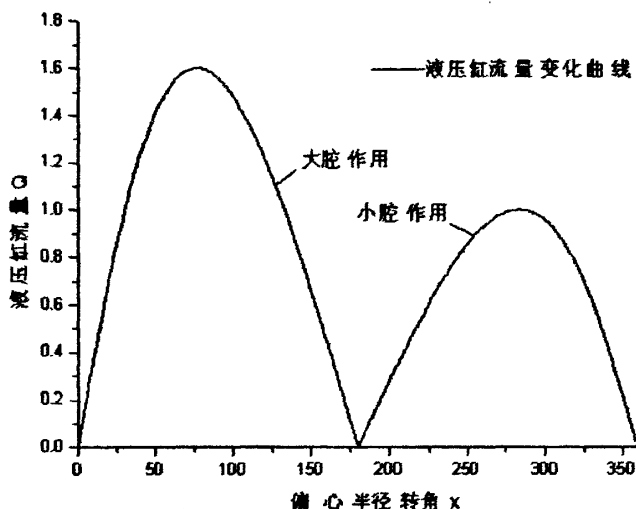


图 3.11 单缸作用下流量变化情况

以上曲线显示的是, 在刀盘转速恒定的情况下, 随着偏心半径旋转角 x 的变化, 液压缸流量 (即系统流量) 的变化情况。由图可知, 大腔作用情况下, 流量变化波动比较大, 小腔作用情况下, 流量变动比较小, 在偏心半径旋转角 x 转动一周过程中, 切向力做类似于正弦曲线的波动。

3.3.2 多缸作用性能分析

刀盘在 n 个液压缸驱动下进行旋转切削, 考虑到解决液压缸作用死点问题, 应选取缸数 $n \geq 3$ 。在此讨论 $n=3 \sim 9$ 情况下的驱动情况, 分析各项性能指标, 进行比较选优。

3.3.2.1 $n=3$ 情况下

$n=3$, 则三个液压缸平均作用于 360° 相位空间, 相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{3} = 120^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析, 可以得到三个液压缸综合作下的切向力、法向力、流量等变化情况:

- 1) 切向力

$$T_1 = T(x) = \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_D l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T(x + \frac{1 \times 360^\circ}{3}) = T(x + 120^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{3}) = T(x + 240^\circ)$$

$$T_t = \sum_{i=1}^3 T_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 切向力 (系数) 变化曲线如图 3.12:

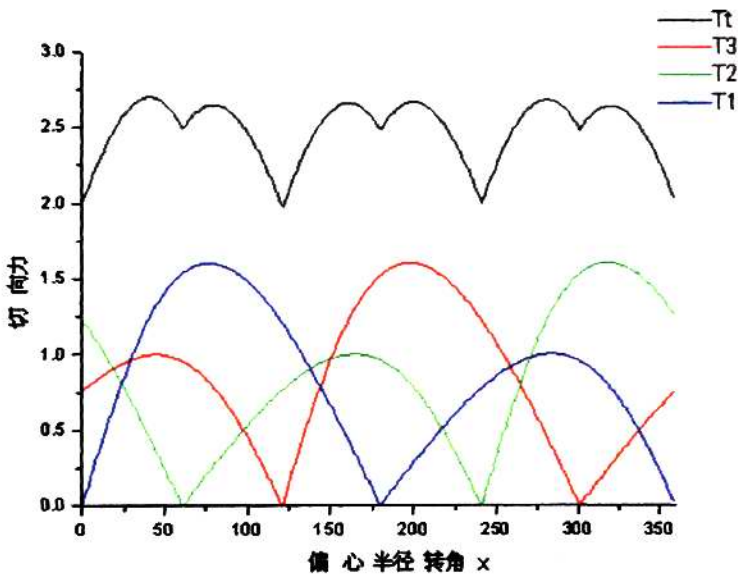


图 3.12 三缸作用下的切向力变化曲线

图 3.12 所显示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着随着偏心半径旋转角 x 的变化, 三个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况 (即所产生的扭矩变化情况)。由图可知, 单个液压缸作用所产生的切向力波动比较大, 三缸共同作用所产生的切向力变化比较小, 作用比较平稳。

$$\text{三缸作用下切向力脉动 } \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 26.9\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{3}\right) = N(x + 120^\circ)$$

$$N_3 = N\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{3}\right) = N(x + 240^\circ)$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 法向力 (系数) 变化曲线如图 3.13:

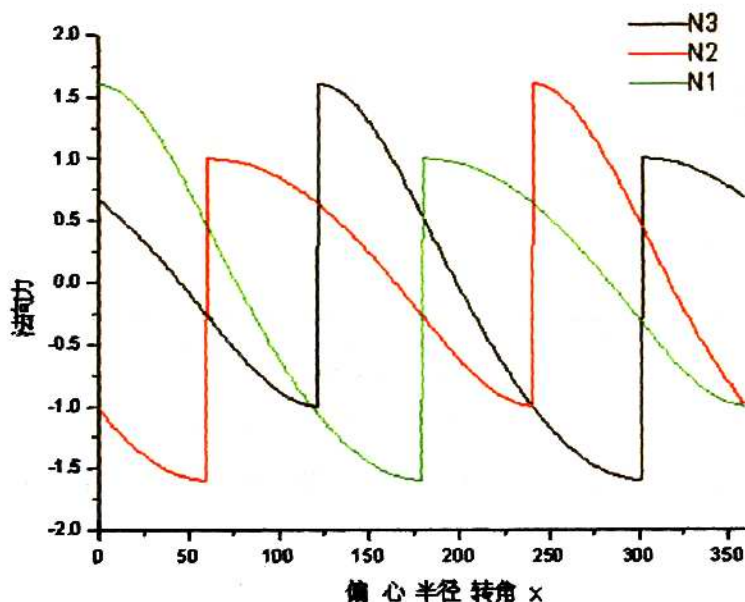


图 3.13 三缸作用下的法向力变化曲线

图 3.13 所示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 三个液压缸分别产生的法向力变化情况, 由此可为结构强度分析提供依据。

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{3}\right) = Q(x + 120^\circ)$$

$$Q_3 = Q\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{3}\right) = Q(x + 240^\circ)$$

$$Q_t = \sum_{i=1}^3 Q_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 流量 (系数) 变化曲线如图 3.14:

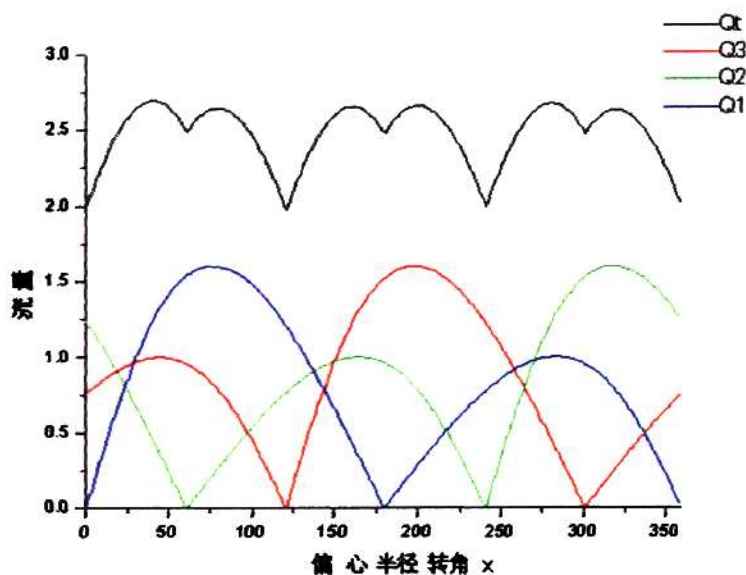


图 3.14 三缸作用下的流量变化曲线

图 3.14 所显示的是, 在刀盘转速恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 三个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况。由图可知, 单个液压缸流量变化波动比较大, 三缸共同作用的系统流量变化波动比较小。

$$\text{系统流量脉动 } \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 26.9\%$$

4) 液压缸作用配合关系

三个液压缸共同作用情况下, 作用配合关系如图 3.15:

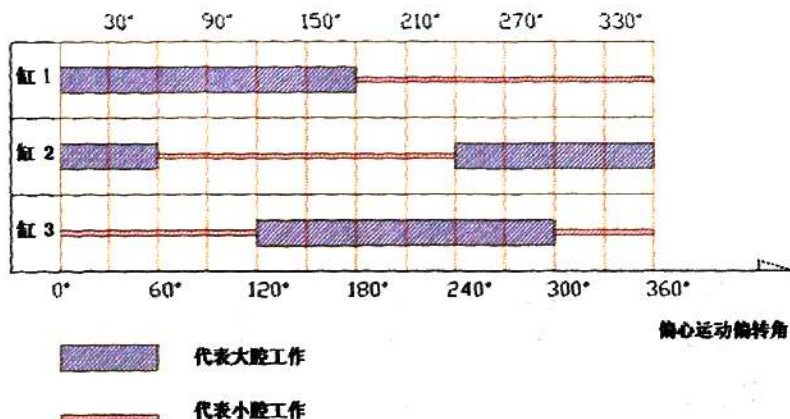


图 3.15 三缸作用配合关系图

图 3.15 所示的是，随着偏心转角 x 的变化，三个液压缸作用配合关系的变化。由图可知，任意时刻都是三个液压缸共同作用，通过一定的配合关系，达到驱动刀盘转动的功效。通过研究此配合关系，可以为系统的控制提供依据。

3.3.2.2 $n=4$ 情况下：

$n=4$ ，则四个液压缸平均作用于 360° 相位空间，相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{4} = 90^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析，可以得到四个液压缸综合作用

下的切向力、法向力、流量等变化情况：

1) 切向力

$$T_1 = T(x) = \frac{F_D J_0 (\sin x + |\sin x|) + F_S J_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{J_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{4}\right) = T(x + 90^\circ)$$

$$T_3 = T\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{4}\right) = T(x + 180^\circ)$$

$$T_4 = T\left(x + \frac{3 \times 360^\circ}{4}\right) = T(x + 270^\circ)$$

$$T_t = \sum_{i=1}^4 T_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 切向力 (系数) 变化曲线如图 3.16:

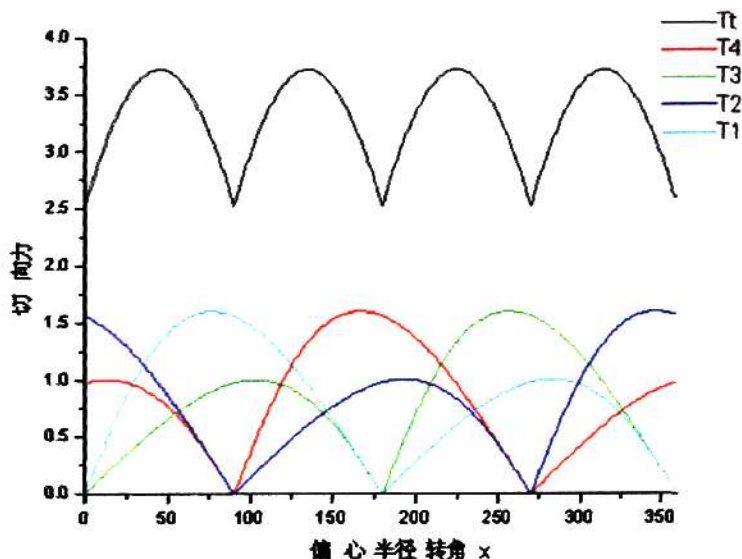


图 3.16 四缸作用下的切向力变化曲线

图 3.16 所显示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着随着偏心半径旋转角 x 的变化, 四个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况 (即所产生的扭矩变化情况)。由图可知, 单个液压缸作用所产生的切向力波动比较大, 四缸共同作用所产生的切向力变化比较小, 作用相对比较平稳。

$$\text{四缸作用下切向力脉动 } \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 31.9\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{4}\right) = N(x + 90^\circ)$$

$$N_3 = N\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{4}\right) = N(x + 180^\circ)$$

$$N_4 = N(x + \frac{3 \times 360^\circ}{4}) = N(x + 270^\circ)$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 法向力 (系数) 变化曲线如图 3.17:

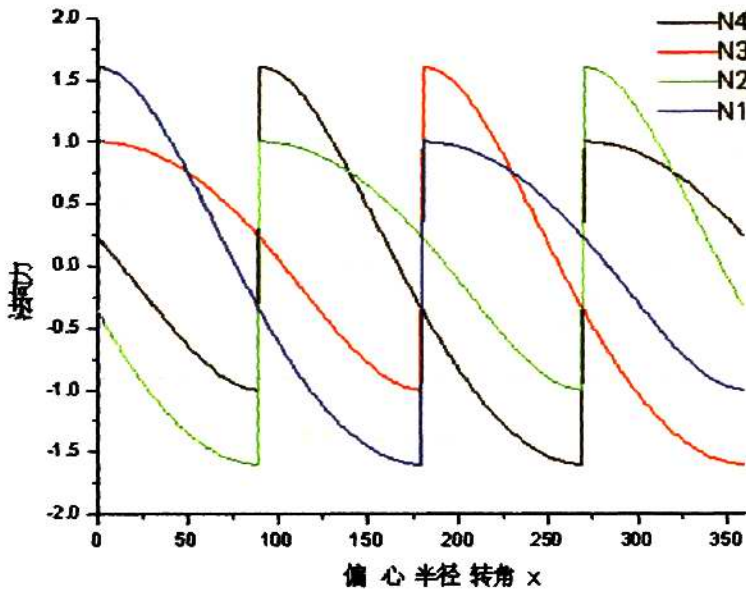


图 3.17 四缸作用下的法向力变化曲线

图 3.17 所示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 三个液压缸分别产生的法向力变化情况, 由此可为结构强度分析提供依据。

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q(x + \frac{1 \times 360^\circ}{4}) = Q(x + 90^\circ)$$

$$Q_3 = Q(x + \frac{2 \times 360^\circ}{4}) = Q(x + 180^\circ)$$

$$Q_4 = Q(x + \frac{3 \times 360^\circ}{4}) = Q(x + 270^\circ)$$

$$Q_i = \sum_{i=1}^4 Q_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 流量 (系数) 变化曲线如图 3.18:

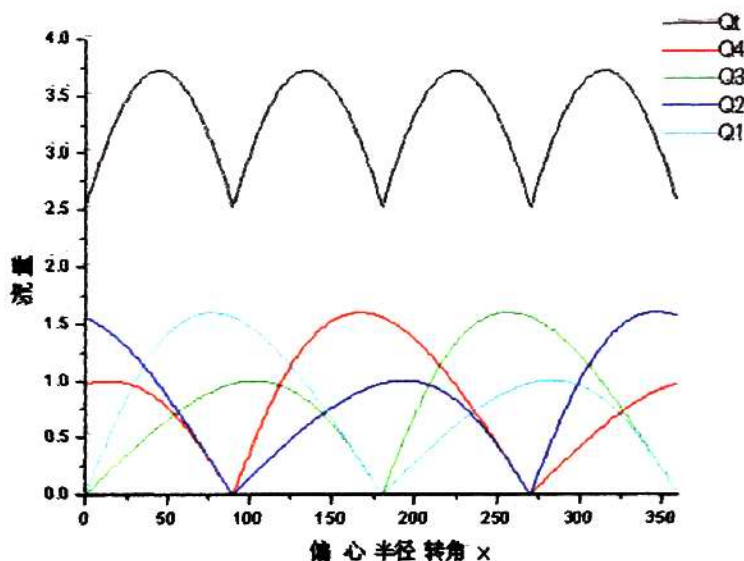


图 3.18 四缸作用下的流量变化曲线

图 3.18 所显示的是, 在刀盘转速恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 四个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况。由图可知, 单个液压缸流量变化波动比较大, 四缸共同作用的系统流量变化波动相对比较小。

$$\text{系统流量脉动} \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 31.9\%$$

3.3.2.3 $n=5$ 情况下:

$n=5$, 则五个液压缸平均作用于 360° 相位空间, 相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{5} = 72^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析, 可以得到五个液压缸综合作用下的切向力、法向力、流量等变化情况:

1) 切向力

$$T_1 = T(x) = \frac{F_D J_0 (\sin x + |\sin x|) + F_D J_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{J_0^2 + r^2} - 2J_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{5}\right) = T(x + 72^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{5}) = T(x + 144^\circ)$$

$$T_4 = T(x + \frac{3 \times 360^\circ}{5}) = T(x + 216^\circ)$$

$$T_5 = T(x + \frac{4 \times 360^\circ}{5}) = T(x + 288^\circ)$$

$$T_t = \sum_{i=1}^5 T_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 切向力 (系数) 变化曲线如图 3.19:

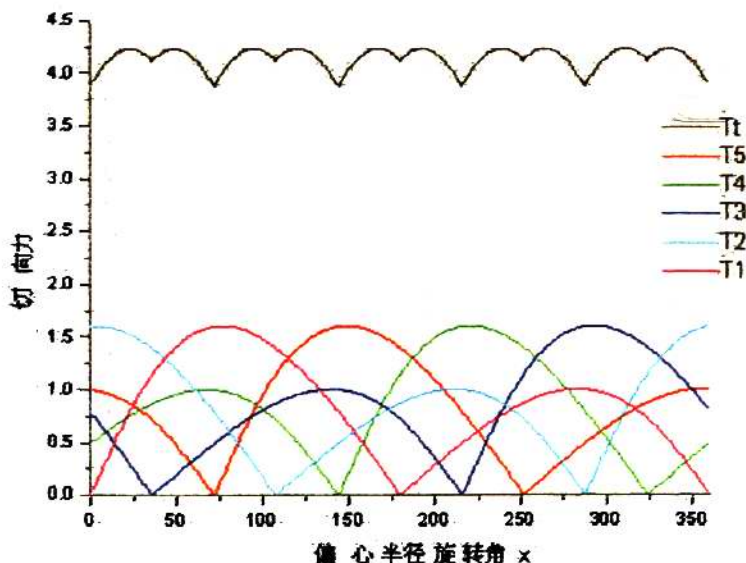


图 3.19 五缸作用下的切向力变化曲线

图 3.19 所显示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着随着偏心半径旋转角 x 的变化, 五个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况 (即所产生的扭矩变化情况)。由图可知, 单个液压缸作用所产生的切向力波动比较大, 五缸共同作用所产生的切向力变化比较小, 作用比较平稳。

$$\text{五缸作用下切向力脉动} \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 8.54\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{5}\right) = N(x + 72^\circ)$$

$$N_3 = N\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{5}\right) = N(x + 144^\circ)$$

$$N_4 = N\left(x + \frac{3 \times 360^\circ}{5}\right) = N(x + 216^\circ)$$

$$N_5 = N\left(x + \frac{4 \times 360^\circ}{5}\right) = N(x + 288^\circ)$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 法向力 (系数) 变化曲线如图 3.20:

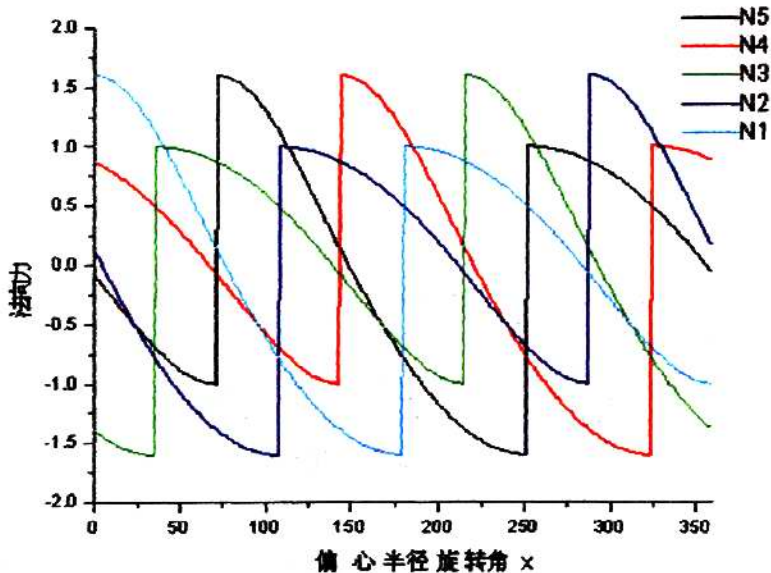


图 3.20 五缸作用下的法向力变化曲线

图 3.20 所示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 五个液压缸分别产生的法向力变化情况, 由此可为结构强度分析提供依据。

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q(x + \frac{1 \times 360^\circ}{5}) = Q(x + 72^\circ)$$

$$Q_3 = Q(x + \frac{2 \times 360^\circ}{5}) = Q(x + 144^\circ)$$

$$Q_4 = Q(x + \frac{3 \times 360^\circ}{5}) = Q(x + 216^\circ)$$

$$Q_5 = Q(x + \frac{4 \times 360^\circ}{5}) = Q(x + 288^\circ)$$

$$Q_t = \sum_{i=1}^5 Q_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 流量 (系数) 变化曲线如图 3.21:

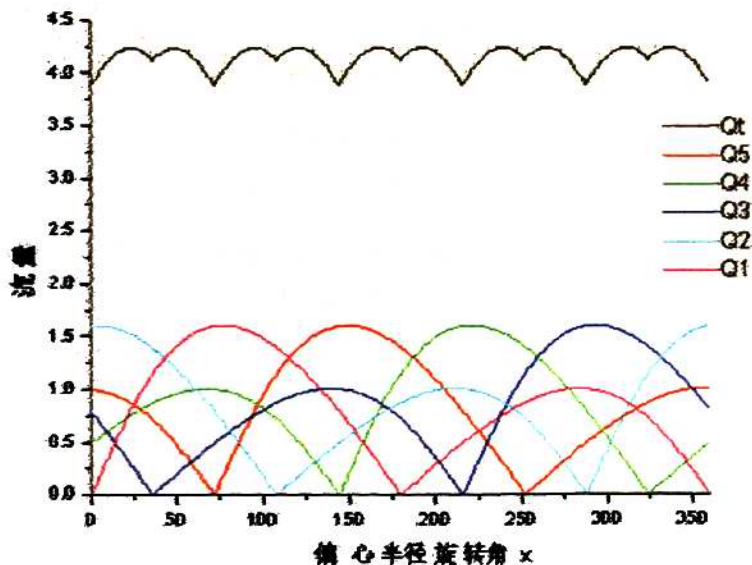


图 3.21 五缸作用下的流量变化曲线

图 3.21 所显示的是, 在刀盘转速恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 五个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况。由图可知, 单个液压缸流量变化波动比较大, 五缸共同作用的系统流量变化波动比较小。

$$\text{系统流量脉动} \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 8.54\%$$

4) 液压缸作用配合关系

五个液压缸共同驱动刀盘，各液压缸之间存在一定的作用配合关系，如图 3.22 所示：

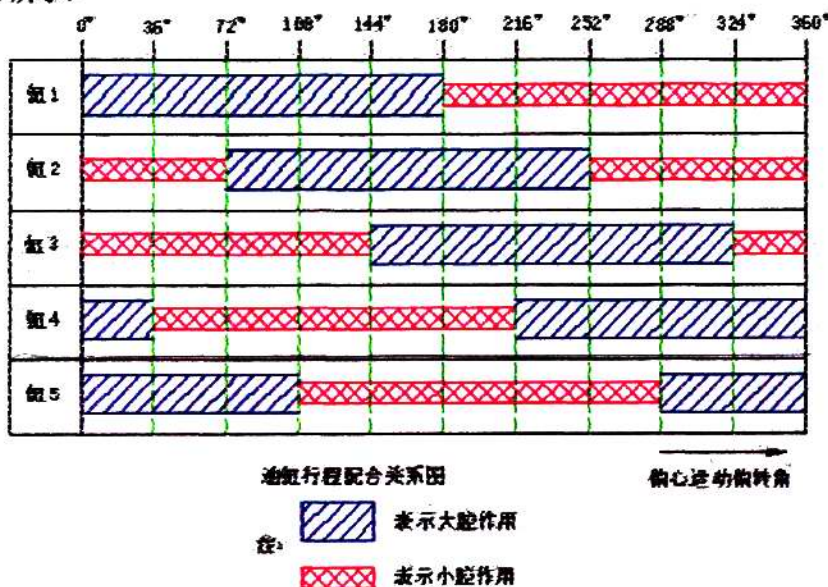


图 3.22 五缸作用配合关系

图 3.22 所示的是，随着偏心转角 α 的变化，五个液压缸作用配合关系的变化。由图可知，任意时刻都是五个液压缸共同作用，通过一定的配合关系，达到驱动刀盘转动的功效。通过研究此配合关系，可以为系统的控制提供依据。

3.3.2.4 $n=6$ 情况下：

$n=6$ ，则六个液压缸平均作用于 360° 相位空间，相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析，可以得到六个液压缸综合作用下的切向力、法向力、流量等变化情况：

1) 切向力

$$T_1 = T(x) \frac{F_D l_a (\sin x + |\sin x|) + F_s l_a (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T(x + \frac{1 \times 360^\circ}{6}) = T(x + 60^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{6}) = T(x + 120^\circ)$$

$$T_4 = T(x + \frac{3 \times 360^\circ}{6}) = T(x + 180^\circ)$$

$$T_5 = T(x + \frac{4 \times 360^\circ}{6}) = T(x + 240^\circ)$$

$$T_6 = T(x + \frac{5 \times 360^\circ}{6}) = T(x + 300^\circ)$$

$$T_t = \sum_{i=1}^6 T_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 切向力 (系数) 变化曲线如图 3. 23:

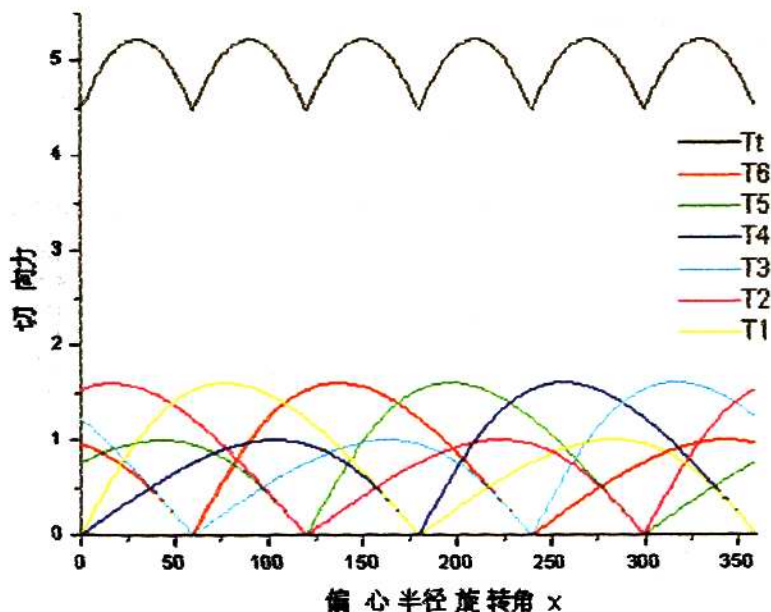


图 3. 23 六缸作用下的切向力变化曲线

图 3. 23 所显示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着随着偏心半径旋转角 x 的变化, 六个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况 (即所产生的扭矩变化情况)。由图可知, 单个液压缸作用所产生的切向力波动比较大, 六缸共同作用所产生的切向力变化比较小, 作用比较平稳。

$$\text{六缸作用下切向力脉动} \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 14.37\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{6}\right) = N(x + 60^\circ)$$

$$N_3 = N\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{6}\right) = N(x + 120^\circ)$$

$$N_4 = N\left(x + \frac{3 \times 360^\circ}{6}\right) = N(x + 180^\circ)$$

$$N_5 = N\left(x + \frac{4 \times 360^\circ}{6}\right) = N(x + 240^\circ)$$

$$N_6 = N\left(x + \frac{5 \times 360^\circ}{6}\right) = N(x + 300^\circ)$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 法向力 (系数) 变化曲线如图 3.24:

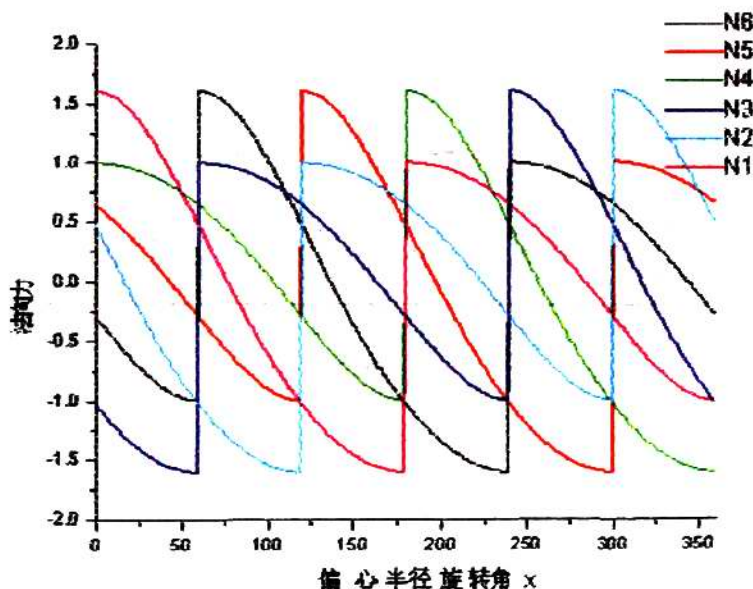


图 3.24 六缸作用下的法向力变化曲线

图 3.24 所示的是, 在系统压力恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 六个液压缸分别产生的法向力变化情况, 由此可为结构强度分析提供依据。

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{6}\right) = Q(x + 60^\circ)$$

$$Q_3 = Q\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{6}\right) = Q(x + 120^\circ)$$

$$Q_4 = Q\left(x + \frac{3 \times 360^\circ}{6}\right) = Q(x + 180^\circ)$$

$$Q_5 = Q\left(x + \frac{4 \times 360^\circ}{6}\right) = Q(x + 240^\circ)$$

$$Q_6 = Q\left(x + \frac{5 \times 360^\circ}{6}\right) = Q(x + 300^\circ)$$

$$Q_t = \sum_{i=1}^6 Q_i$$

由此可得随转角 x (度) 的变化, 流量 (系数) 变化曲线如图 3.25:

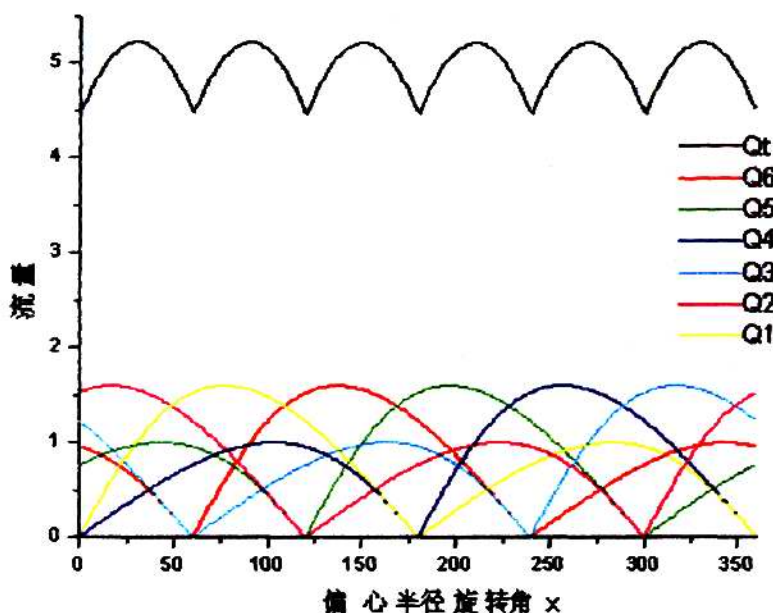


图 3.25 六缸作用下的流量变化曲线

图 3.25 所显示的是，在刀盘转速恒定的情况下，随着偏心半径转角 x 的变化，六个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况。由图可知，单个液压缸流量变化波动比较大，六缸共同作用的系统流量变化波动比较小。

$$\text{系统流量脉动 } \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 14.37\%$$

3.3.2.5 $n=7$ 情况下:

$n=7$ ，则七个液压缸平均作用于 360° 相位空间，相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{7} = 52^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析，可以得到七个液压缸综合作用

下的切向力、法向力、流量等变化情况:

1) 切向力

$$T_t = T(x) = \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_d l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T(x + \frac{1 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 52^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 103^\circ)$$

$$T_4 = T(x + \frac{3 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 154^\circ)$$

$$T_5 = T(x + \frac{4 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 206^\circ)$$

$$T_6 = T(x + \frac{5 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 257^\circ)$$

$$T_7 = T(x + \frac{6 \times 360^\circ}{7}) = T(x + 309^\circ)$$

$$T_i = \sum_{i=1}^7 T_i$$

由此可以得出在七缸作用下，在系统压力恒定的情况下，随着随着偏心半径旋转角 x 的变化，七个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况（即所产生的扭矩变化情况）（图略）。

$$\text{七缸作用下切向力脉动 } \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 4.66\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N(x + \frac{1 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 52^\circ)$$

$$N_3 = N(x + \frac{2 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 103^\circ)$$

$$N_4 = N(x + \frac{3 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 154^\circ)$$

$$N_5 = N(x + \frac{4 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 206^\circ)$$

$$N_6 = N(x + \frac{5 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 257^\circ)$$

$$N_7 = N(x + \frac{6 \times 360^\circ}{7}) = N(x + 309^\circ)$$

由此可以得出, 系统压力恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 七个液压缸分别产生的法向力变化情况, 由此可为结构强度分析提供依据。(图略)

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q(x + \frac{1 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 52^\circ)$$

$$Q_3 = Q(x + \frac{2 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 103^\circ)$$

$$Q_4 = Q(x + \frac{3 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 154^\circ)$$

$$Q_5 = Q(x + \frac{4 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 206^\circ)$$

$$Q_6 = Q(x + \frac{5 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 257^\circ)$$

$$Q_7 = Q(x + \frac{6 \times 360^\circ}{7}) = Q(x + 309^\circ)$$

$$Q_i = \sum_{i=1}^7 Q_i$$

由此可以得出, 刀盘转速恒定的情况下, 随着偏心半径转角 x 的变化, 七个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况 (图略)。

$$\text{系统流量脉动 } \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 4.66\%$$

3.3.2.6 $n=8$ 情况下:

$n=8$, 则八个液压缸平均作用于 360° 相位空间, 相邻液压缸相位差为

$\frac{360^\circ}{8} = 45^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析，可以得到八个液压缸综合作用

下的切向力、法向力、流量等变化情况：

1) 切向力

$$T_1 = T(x) = \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_d l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T(x + \frac{1 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 45^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 90^\circ)$$

$$T_4 = T(x + \frac{3 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 135^\circ)$$

$$T_5 = T(x + \frac{4 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 180^\circ)$$

$$T_6 = T(x + \frac{5 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 225^\circ)$$

$$T_7 = T(x + \frac{6 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 270^\circ)$$

$$T_8 = T(x + \frac{7 \times 360^\circ}{8}) = T(x + 315^\circ)$$

$$T_i = \sum_{i=1}^8 T_i$$

由此可以得出在八缸作用下，在系统压力恒定的情况下，随着随着偏心半径旋转角 x 的变化，八个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况（即所产生的扭矩变化情况）（图略）。

$$\text{八缸作用下切向力脉动 } \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 8.1\%$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$N_2 = N(x + \frac{1 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 45^\circ)$$

$$N_3 = N(x + \frac{2 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 90^\circ)$$

$$N_4 = N(x + \frac{3 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 135^\circ)$$

$$N_5 = N(x + \frac{4 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 180^\circ)$$

$$N_6 = N(x + \frac{5 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 225^\circ)$$

$$N_7 = N(x + \frac{6 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 270^\circ)$$

$$N_8 = N(x + \frac{7 \times 360^\circ}{8}) = N(x + 315^\circ)$$

由此可以得出，系统压力恒定的情况下，随着偏心半径转角 x 的变化，七个液压缸分别产生的法向力变化情况，由此可为结构强度分析提供依据。（图略）

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q(x + \frac{1 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 45^\circ)$$

$$Q_3 = Q(x + \frac{2 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 90^\circ)$$

$$Q_4 = Q(x + \frac{3 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 135^\circ)$$

$$Q_5 = Q(x + \frac{4 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 180^\circ)$$

$$Q_6 = Q(x + \frac{5 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 225^\circ)$$

$$Q_7 = Q(x + \frac{6 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 270^\circ)$$

$$Q_8 = Q(x + \frac{7 \times 360^\circ}{8}) = Q(x + 315^\circ)$$

$$Q_t = \sum_{i=1}^8 Q_i$$

由此可以得出，刀盘转速恒定的情况下，随着偏心半径转角 x 的变化，八个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况（图略）。

$$\text{流量脉动 } \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 8.1\%$$

3.3.2.7 $n=9$ 情况下:

$n=9$ ，则八个液压缸平均作用于 360° 相位空间，相邻液压缸相位差为 $\frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$ 。根据 3.3.1 中对单个液压缸的分析，可以得到九个液压缸综合作用的

下的切向力、法向力、流量等变化情况:

1) 切向力

$$T_1 = T(x) = \frac{F_D l_0 (\sin x + |\sin x|) + F_d l_0 (\sin x - |\sin x|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x}$$

$$T_2 = T(x + \frac{1 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 40^\circ)$$

$$T_3 = T(x + \frac{2 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 80^\circ)$$

$$T_4 = T(x + \frac{3 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 120^\circ)$$

$$T_5 = T(x + \frac{4 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 160^\circ)$$

$$T_6 = T(x + \frac{5 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 200^\circ)$$

$$T_7 = T(x + \frac{6 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 240^\circ)$$

$$T_8 = T(x + \frac{7 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 280^\circ)$$

$$T_9 = T(x + \frac{8 \times 360^\circ}{9}) = T(x + 320^\circ)$$

$$T_i = \sum_{i=1}^9 T_i$$

由此可以得出在九缸作用下，在系统压力恒定的情况下，随着随着偏心半径旋转角 x 的变化，九个液压缸单独作用及共同作用所产生的切向力变化情况（即所产生的扭矩变化情况）（图略）。

$$\text{九缸作用下切向力脉动 } \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}} = 2.48\%。$$

2) 法向力

$$N_1 = N(x) = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x}{|\sin x|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$N_2 = N(x + \frac{1 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 40^\circ)$$

$$N_3 = N(x + \frac{2 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 80^\circ)$$

$$N_4 = N(x + \frac{3 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 120^\circ)$$

$$N_5 = N(x + \frac{4 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 160^\circ)$$

$$N_6 = N(x + \frac{5 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 200^\circ)$$

$$N_7 = N(x + \frac{6 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 240^\circ)$$

$$N_8 = N(x + \frac{7 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 280^\circ)$$

$$N_9 = N(x + \frac{8 \times 360^\circ}{9}) = N(x + 320^\circ)$$

由此可以得出，系统压力恒定的情况下，随着偏心半径转角 x 的变化，七个

液压缸分别产生的法向力变化情况，由此可为结构强度分析提供依据。（图略）

3) 液压缸流量

$$Q_1 = Q(x) = \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x}{|\sin x|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x}}$$

$$Q_2 = Q\left(x + \frac{1 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 40^\circ)$$

$$Q_3 = Q\left(x + \frac{2 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 80^\circ)$$

$$Q_4 = Q\left(x + \frac{3 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 120^\circ)$$

$$Q_5 = Q\left(x + \frac{4 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 160^\circ)$$

$$Q_6 = Q\left(x + \frac{5 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 200^\circ)$$

$$Q_7 = Q\left(x + \frac{6 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 240^\circ)$$

$$Q_8 = Q\left(x + \frac{7 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 280^\circ)$$

$$Q_9 = Q\left(x + \frac{8 \times 360^\circ}{9}\right) = Q(x + 320^\circ)$$

$$Q_t = \sum_{i=1}^9 Q_i$$

由此可以得出，刀盘转速恒定的情况下，随着偏心半径转角 x 的变化，九个液压缸的流量变化情况及系统的流量变化情况（图略）。

$$\text{系统流量脉动 } \delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} = 2.48\%$$

3.3.3 多缸驱动性能比较

由 3.3.2 计算可得下表

表 3.2 驱动性能参数表

驱动液压缸数量	切向力脉动 (%)	流量脉动 (%)
3	26.9	26.9
4	31.9	31.9
5	8.54	8.54
6	14.37	14.37
7	4.66	4.66
8	8.1	8.1
9	2.48	2.48

由以上结果比较可以得出以下结论:

(1) 奇数个液压缸驱动效果优于偶数个液压缸驱动, 因此, 在驱动液压缸个数选取上, 宜选取奇数个液压缸 (如三缸、五缸、七缸等);

(2) (奇数个) 液压缸数量越多, 压力脉动及流量脉动越小, 驱动性能越佳, 因此, 在结构允许的条件下, 驱动缸数应尽量多。

3.4 本章小结

本章简单介绍了液压缸驱动连杆式刀盘的结构形式, 建立了刀盘驱动系统的数学模型, 并对单个液压缸及多个液压缸作用情况下的驱动性能进行了分析, 并对 $n(n=3\sim 9)$ 个液压缸作用下的刀盘驱动系统进行了驱动性能比较, 得出不同数量液压缸驱动下的优缺点, 为驱动系统的设计和选取提供参考。

第4章 实际工况下的切削性能分析

本文第3章对连杆式刀盘液压缸驱动机理进行了分析,分析得出了液压缸(系统)工作压力为恒定值状况下的切向力变化情况,以及刀盘转速恒定情况下液压缸(系统)的流量变化情况。在实际工况下,刀盘所收到的切削扭矩为恒定值,因此液压缸(系统)的压力在时刻变化;若刀盘驱动系统采用恒流量控制,则刀盘的转速在时刻变化。因此,需进一步研究在实际工况下系统的压力变化情况,以及系统恒流量下刀盘转速变化情况^[17]。

4.1 刀盘恒扭矩下的系统压力变化

由第3章分析可知, n 个液压缸同时作用时,产生的切向力合力为:

$$T_i = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \frac{F_D l_0 (\sin x_i + |\sin x_i|) + F_d l_0 (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}$$

同时,考虑液压缸所产生的推力为 $F = p \cdot A$

由此可得:

$$T_i = p \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D l_0 (\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d l_0 (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}$$

由切向力产生的扭矩为:

$$M = T \cdot r = p \cdot r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D (\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}$$

在实际切削过程中,切削刀盘所受的扭矩 M 为恒定值,由此可得系统压力 p 的变化方程:

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D (\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}} \quad (4.1)$$

由式(4.1)可以进一步分析得出在 n ($n=3 \sim 9$) 液压缸驱动作用下,系统的压力变化情况。

4.1.1 $n=3$ 情况下

由前面分析可知：

$$P = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^3 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在三缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，系统的压力变化情况如图 4.1

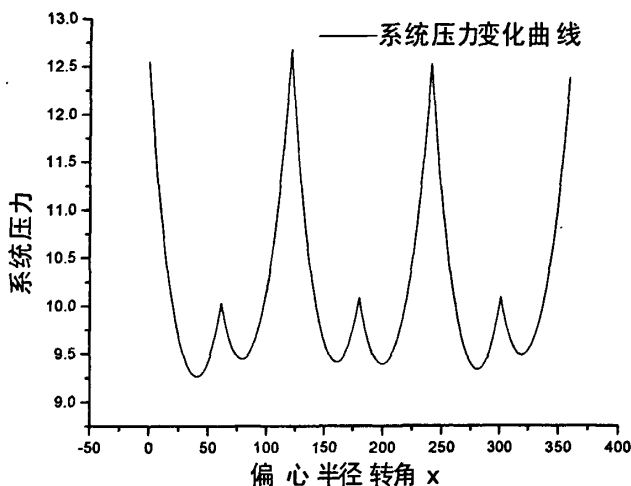


图 4.1 3 缸作用下系统压力变化曲线

由图 4.1 可以看出，前方刀盘所受扭矩恒定时，系统压力在时刻变化。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 26.9\%$$

4.1.2 $n=4$ 情况下

由前面分析可知：

$$P = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^4 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在四缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，随转角 x (度)

的变化，系统的压力（系数）变化情况如图 4.2

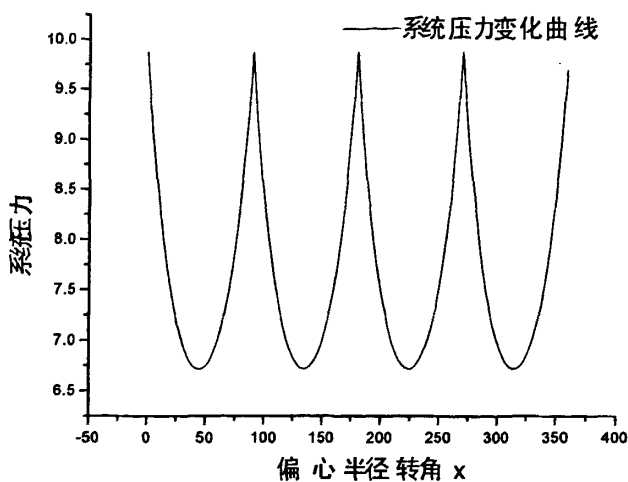


图 4.2 4 缸作用下系统压力变化曲线

由图 4.2 可以看出，前方刀盘所受扭矩恒定时，系统压力在时刻变化。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 31.9\%。$$

4.1.3 $n=5$ 情况下

由前面分析可知：

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^5 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在五缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，随转角 x （度）的变化，系统的压力（系数）变化情况如图 4.3

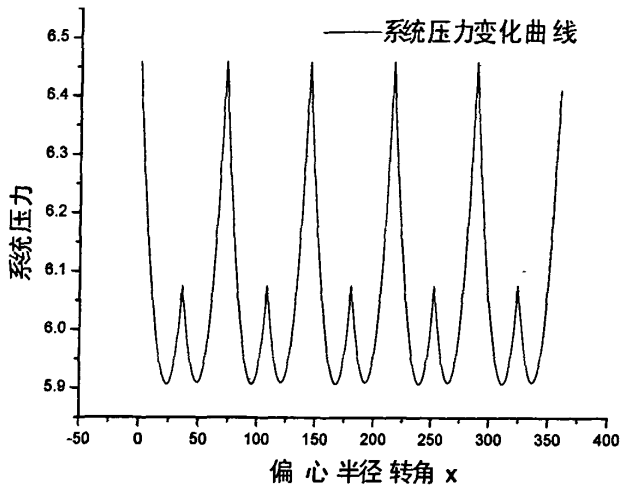


图 4.3 5 缸作用下系统压力变化曲线

由图 4.3 可以看出，前方刀盘所受扭矩恒定时，系统压力在时刻变化。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 8.54\%。$$

4.1.4 $n = 6$ 情况下

由前面分析可知：

$$P = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^6 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}}$$

由此可得在六缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，系统的压力在时刻变化（图略）。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 14.37\%。$$

4.1.5 $n = 7$ 情况下

由前面分析可知：

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^7 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}}$$

由此可得在七缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，系统的压力在时刻变化（图略）。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 4.66\%。$$

4.1.6 $n=8$ 情况下

由前面分析可知：

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^8 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}}$$

由此可得在八缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，系统的压力在时刻变化（图略）。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 8.1\%。$$

4.1.7 $n=9$ 情况下

由前面分析可知：

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^9 \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i}}$$

由此可得在九缸驱动作用下，在前方刀盘所受阻力矩恒定时，系统的压力在时刻变化（图略）。

$$\text{系统压力脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 2.48\%。$$

4.1.8 $n=3\sim 9$ 情况下作用比较

由以上分析，可以综合比较各缸作用情况下的压力变化情况，如表 4.1 所示。

表 4.1 驱动性能参数表

驱动液压缸数量	系统力脉动 (%)
3	26.9
4	31.9
5	8.54
6	14.37
7	4.66
8	8.1
9	2.48

由以上结果比较可以得出以下结论：

- (1) 奇数个液压缸驱动效果优于偶数个液压缸驱动。
- (2) (奇数个) 液压缸数量越多，压力脉动及流量脉动越小，驱动性能越佳。

比较结果同于第三章中切向力的分析结果。

4.2 系统流量恒定下的刀盘转速

第 3 章分析的是盾构前方刀盘转速恒定情况下的系统流量变化情况，但在实际工程应用中，在转速要求不高的情况下，为了简化控制，可能会采取系统恒流量控制，此时刀盘的转速将时刻变化，为此，要进一步研究系统流量恒定情况下的刀盘转速变化情况。

由第 3 章分析可知， n 个液压缸同时作用时，系统的流量为：

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}$$

由此可得：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}} \quad (4.2)$$

由式(4.2)可以进一步分析得出在 n ($n=3\sim 9$) 液压缸驱动作用下, 系统恒流量时, 刀盘转速的变化情况。

4.2.1 $n=3$ 情况下

由前面分析可知:

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^3 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在三缸驱动作用下, 在系统流量恒定时, 随转角 x (度) 的变化, 刀盘的转速 (系数) 情况如图 4.4

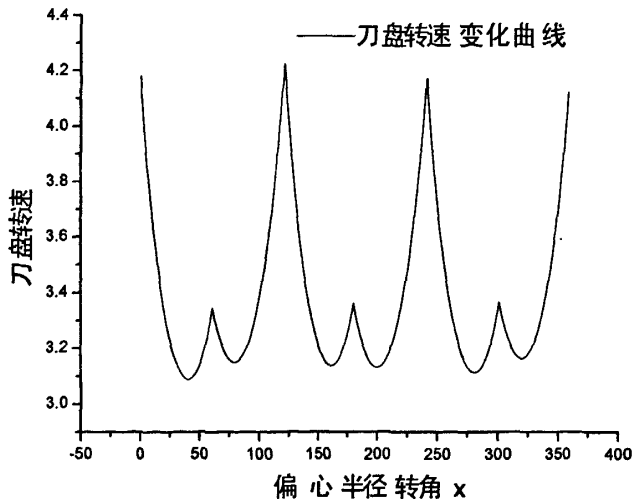


图 4.4 3 缸作用下刀盘转速情况

由图 4.4 可以看出, 系统流量恒定时, 刀盘转速时刻在变化。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 26.9\%$$

4.2.2 $n=4$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^4 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在四缸驱动作用下，在系统流量恒定时，随转角 x （度）的变化，刀盘的转速（系数）情况如图 4.5

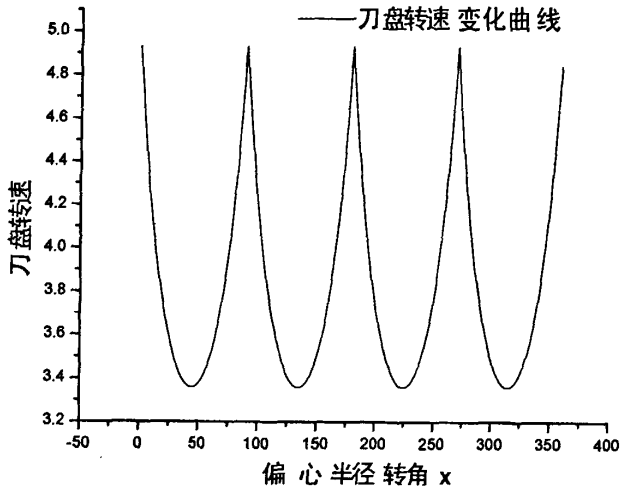


图 4.5 4 缸作用下刀盘转速情况

由图 4.5 可以看出，系统流量恒定时，刀盘转速时刻在变化。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 31.9\%$$

4.2.3 $n=5$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^5 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在五缸驱动作用下，在系统流量恒定时，随转角 x （度）的变化，刀盘的转速（系数）情况如图 4.6

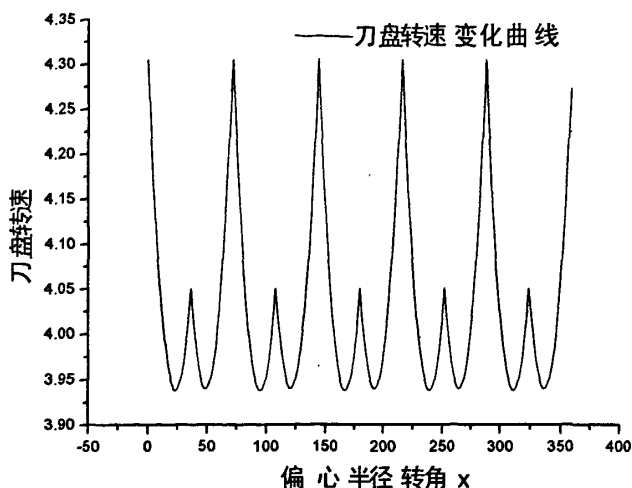


图 4.6 5 缸作用下刀盘转速情况

由图 4.6 可以看出，系统流量恒定时，刀盘转速时刻在变化。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 8.54\%。$$

4.2.4 $n = 6$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^6 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在六缸驱动作用下，在系统流量恒定时，刀盘转速在时刻变化（图略）。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 14.37\%。$$

4.2.5 $n = 7$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^7 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在七缸驱动作用下，在系统流量恒定时，刀盘转速在时刻变化（图略）。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 4.66\%$$

4.2.6 $n=8$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^8 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在八缸驱动作用下，在系统流量恒定时，刀盘转速在时刻变化（图略）。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 8.1\%$$

4.2.7 $n=9$ 情况下

由前面分析可知：

$$\omega = \frac{Q}{\sum_{i=1}^9 \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}}$$

由此可得在九缸驱动作用下，在系统流量恒定时，刀盘转速在时刻变化（图略）。

$$\text{刀盘转速脉动率 } \delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = 2.48\%$$

4.2.8 $n=3\sim 9$ 情况下作用比较

由以上分析，可以综合比较各缸作用情况下的刀盘变化情况，如表 4.2 所示。

表 4.2 刀盘转速参数表

驱动液压缸数量	刀盘转速脉动 (%)
3	26.9
4	31.9
5	8.54
6	14.37
7	4.66
8	8.1
9	2.48

由以上结果比较可以得出以下结论：

- (1) 奇数个液压缸驱动效果优于偶数个液压缸驱动。
- (2) (奇数个) 液压缸数量越多，刀盘转速脉动及流量脉动越小，驱动性能越佳。

比较结果同于第三章中系统流量的分析结果。

4.3 本章小结

本章从实际工程应用的角度出发，分析了在刀盘扭矩恒定情况下的系统压力变化情况，以及在系统流量恒定情况下的刀盘转速变化情况，为实际工程应用提供参考。

第5章 结构优化

5.1 优化模型选取

5.1.1 支承选取

盾构支承轴，是整个刀盘的支承，也是刀盘驱动力的传递媒介，支承轴的数量及布置，将会影响到刀盘的驱动性能；影响到刀盘及盾构的结构布局；影响到刀盘的稳定性及强度、刚度等性能。因此，支承轴的选取至关重要。选取盾构支承数量，主要从以下方面进行考虑：

首先，就稳定性而言，三点确定平面，因此，考虑到刀盘支承的稳定性，切削刀盘支承轴至少应选取三轴。但考虑三角形重心平衡区域较小，因此一般三轴驱动多用于多轴布置困难的小断面切削机构。

其次，对于一般切削断面盾构，多采用四支承，四支承确定一正方形区域，重心平衡区域较大，优于三支承。鉴于四点支承属于过定位问题，针对四个支承点，需进行机构补偿，可通过轴承补偿机构来解决过定位问题。

再次，对于大型盾构，除选用四支承外，还可选用五、六、七支承，但支承点越多，带来的过定位问题越严重，结构补偿越困难，工艺越复杂。同时，多支承会带来分块增多问题，在制作、装配上带来困难。

因此，本文采取四支承进行分析和结构优化布置。

5.1.2 驱动液压缸数量选取

驱动液压缸是盾构刀盘驱动动力的源泉，液压缸的数量直接关系到刀盘切削系统的驱动性能，影响到系统的压力、流量等重要参数，并将影响到刀盘结构的布局及校核，因此，液压缸的选取尤为重要。

由第3章节分析可知，驱动缸数应选取奇数个，同时，（奇数个）驱动液压缸越多，驱动效果越好，但同时结构布置越复杂。

由第三章分析可知：

3缸驱动流量脉动为26.9%，脉动较大；

5缸驱动流量脉动为8.54%，较为合适；

7缸驱动流量脉动为4.66%，比5缸稍微优越，但缸数的增多会带来结构、空间位置等方面的问题。

由此，本文选取5缸驱动进行研究。

5.1.3 切削断面选取

一般盾构，切削断面直径越大，液压缸驱动机构布置越方便，越容易设计，因此，本文不做赘述，而选取具有代表性的一般切削断面盾构进行研究，拟选取中型断面盾构进行研究。

5.2 重要参数优化

5.2.1 偏心轴夹角的优化

液压缸驱动连杆式盾构切削刀盘机构属双偏心机构，如图5.1所示：

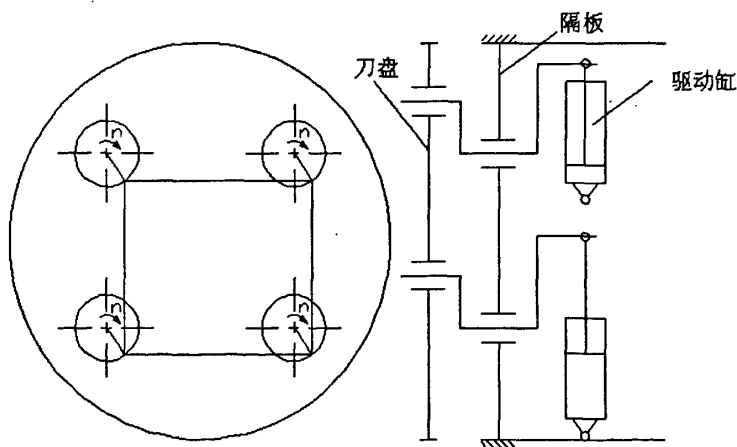


图5.1 刀盘驱动系统简图

以隔板上支承为中心，前面刀盘支承处为前偏心，后面驱动缸为支承处为后偏心。前后偏心之间存在一定的夹角 α ，夹角的大小，将直接影响轴承的受力，从而影响到驱动系统的强度、尺寸、寿命等问题。因此夹角布置的优化至关重要。

偏心轴及轴承受力简图如图5.2：

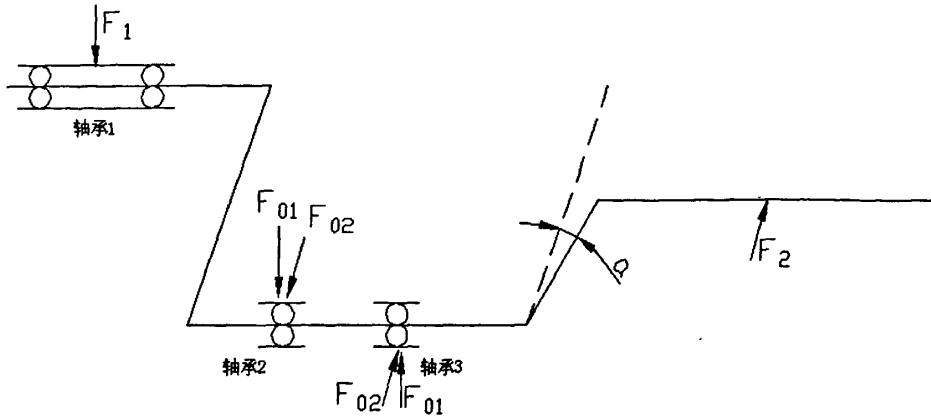


图 5.2 轴承受力简图

图中：

F_2 —液压缸作用产生的径向力（切向力 F 与法向力 N 的合力）；

F_1 —刀盘在液压缸驱动下旋转时受到的径向阻力；

F_{01} —轴承 2、轴承 3 在 F_1 下产生的径向力；

F_{02} —轴承 2、轴承 3 在 F_2 下产生的径向力；

α —前后偏心的夹角。

由此可得，轴承 2、轴承 3 所受的径向力合力为：

$$\vec{F}_0 = \vec{F}_{01} + \vec{F}_{02}$$

$$F_0 = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 - 2F_{01} \cdot F_{02} \cdot \cos(\pi - \alpha)} = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 + 2F_{01} \cdot F_{02} \cdot \cos \alpha} \quad (5.1)$$

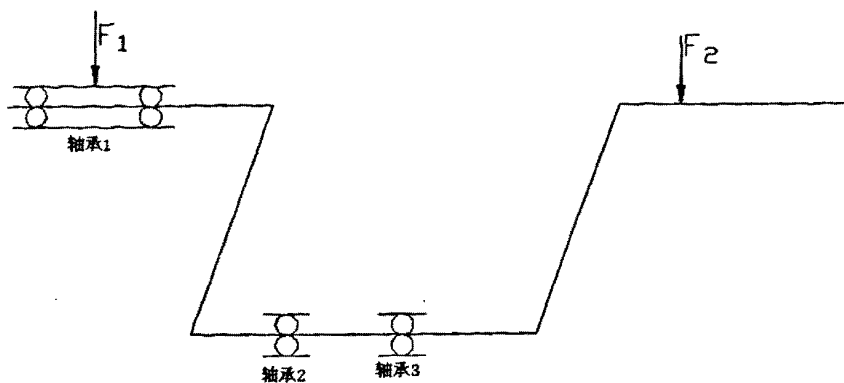
由此可得

$$F_{0\max} = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 + 2F_{01} \cdot F_{02} \cdot \cos 0^\circ} = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 + 2F_{01} \cdot F_{02}} = |F_{01} + F_{02}|$$

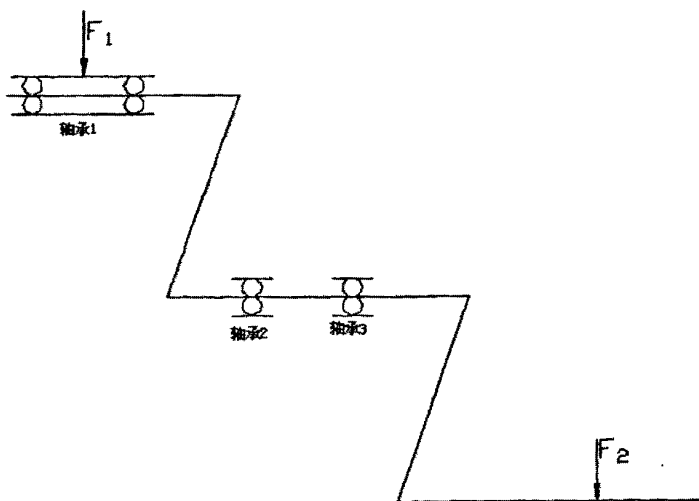
$$F_{0\min} = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 + 2F_{01} \cdot F_{02} \cdot \cos 180^\circ} = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 - 2F_{01} \cdot F_{02}} = |F_{01} - F_{02}|$$

因此，当前后偏心夹角为 0° 时，轴承 2、轴承 3 所受的径向力合力最大，如

图 5.3 所示：

图 5.3 前后偏心夹角为 0°

当前后偏心夹角为 180° 时，轴承 2、轴承 3 所受的径向力合力最小，如图 5.4 所示：

图 5.4 前后偏心夹角为 180°

考虑到轴承 2、轴承 3 的受力情况，双偏心布置时应使轴承受力最好，即轴承受力最小，因此，前后偏心的布置夹角选择 $\alpha = 180^\circ$

5.2.2 液压缸排列分析

本文刀盘切削机构采取四支承、5 液压缸驱动，因此，必然有两个液压缸同时布置在一个偏心轴上，则该偏心轴所承受的力要大于单个液压缸作用的轴，考虑到轴承的受力情况和轴承选取，应对液压缸的布置进行优化，使同时布置

于一个偏心轴的两液压缸所产生的径向力合力应尽可能小，因此，下面就布置排列情况进行分析。

选取第 i ($i=1\sim 5$) 个液压缸和第 j ($j=2\sim 5, j\neq i$) 个液压缸布置于同一根轴上则：

1) 切向力合力

由第 3 章分析知：

$$T_i = \frac{F_D l_0 (\sin x_i + |\sin x_i|) + F_d l_0 (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i} \quad (5.2)$$

$$\text{其中, } x_i = x + \frac{i-1}{5} \times 360^\circ$$

$$T_j = \frac{F_D l_0 (\sin x_j + |\sin x_j|) + F_d l_0 (\sin x_j - |\sin x_j|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_j} \quad (5.3)$$

$$\text{其中, } x_j = x + \frac{j-1}{5} \times 360^\circ$$

合力为：

$$T = T_i + T_j$$

2) 法向力合力

由第三章分析知：

$$N_i = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x_i - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_i} \quad (5.4)$$

$$\text{其中, } x_i = x + \frac{i-1}{5} \times 360^\circ$$

$$N_j = \left(\frac{F_D + F_d}{2} \cdot \frac{\sin x_j}{|\sin x_j|} + \frac{F_D - F_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 \cos x_j - r}{\sqrt{l_0^2 + r^2} - 2l_0 r \cos x_j} \quad (5.5)$$

$$\text{其中, } x_j = x + \frac{j-1}{5} \times 360^\circ$$

合力为：

$$N = N_i + N_j$$

由式 (5.2)、(5.3)、(5.4)、(5.5) 可知, 第 i ($i=1\sim 5$) 个液压缸和第 j ($j=2\sim 5, j\neq i$) 个液压缸同时作用于—根轴上所产生的径向力为:

$$F_r = \sqrt{T^2 + N^2} = \sqrt{(T_i + T_j)^2 + (N_i + N_j)^2}$$

考虑液压缸 $\frac{F_D}{F_d} \cong 1.2\sim 2, \frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 1.4\sim 1.8$, 由此可得液压缸作用力叠加情况,

叠加所得最大径向力值见表 5.1:

表 5.1 各液压缸作用力叠加值

$\begin{matrix} i \\ j \end{matrix} \setminus F_r$	1	2	3	4	5
2	$2.764177F_d$		$2.764177F_d$	$2.591712F_d$	$2.591712F_d$
3	$2.591712F_d$	$2.764177F_d$		$2.764177F_d$	$2.591712F_d$
4	$2.591712F_d$	$2.591712F_d$	$2.764177F_d$		$2.764177F_d$
5	$2.764177F_d$	$2.591712F_d$	$2.591712F_d$	$2.764177F_d$	

表中, F_d —液压缸小腔作用力。

由上表可知, 初始相位相差为 $\frac{2}{5} \times 360^\circ = 144^\circ$ 的两个液压缸作用力叠加产生的径向力最小, 因此, 应选择初始相位差为 144° 的两个液压缸布置在同一根偏心轴上。考虑到作用的循环性, 可以任意选取两个初始相位差为 144° 的液压缸进行布置。取例选取缸 1 和缸 3 布置在同一根轴上。

5.2.3 各缸布置方位确定

选取缸 1 初始相位角为 0° , 由此推算其余缸的初始相位角如下:

缸 2 比缸 1 超前 $\frac{2-1}{5} \times 360^\circ = 72^\circ$, 因此缸 2 初始相位为 -72° ;

缸 3 比缸 1 超前 $\frac{3-1}{5} \times 360^\circ = 144^\circ$, 因此缸 3 初始相位为 -144° ;

缸 4 比缸 1 超前 $\frac{4-1}{5} \times 360^\circ = 216^\circ$, 因此缸 4 初始相位为 -216° (144°);

缸 5 比缸 1 超前 $\frac{5-1}{5} \times 360^\circ = 288^\circ$ ，因此缸 5 初始相位为 -288° (72°)；

因此，各缸布置情况如图 5.5：

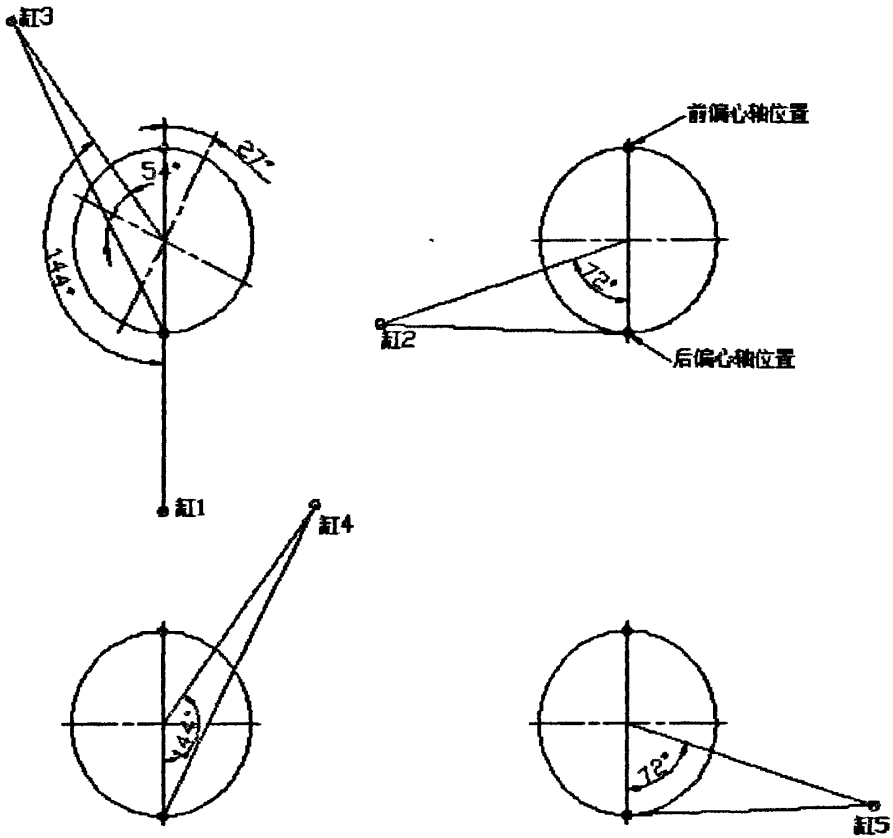


图 5.5 各缸布置情况

基于前后偏心夹角布置的分析，前后偏心轴之间夹角布置为 180° 。基于以上布置，可将四个驱动轴及 5 个液压缸布置在盾构内，如图 5.6 所示：

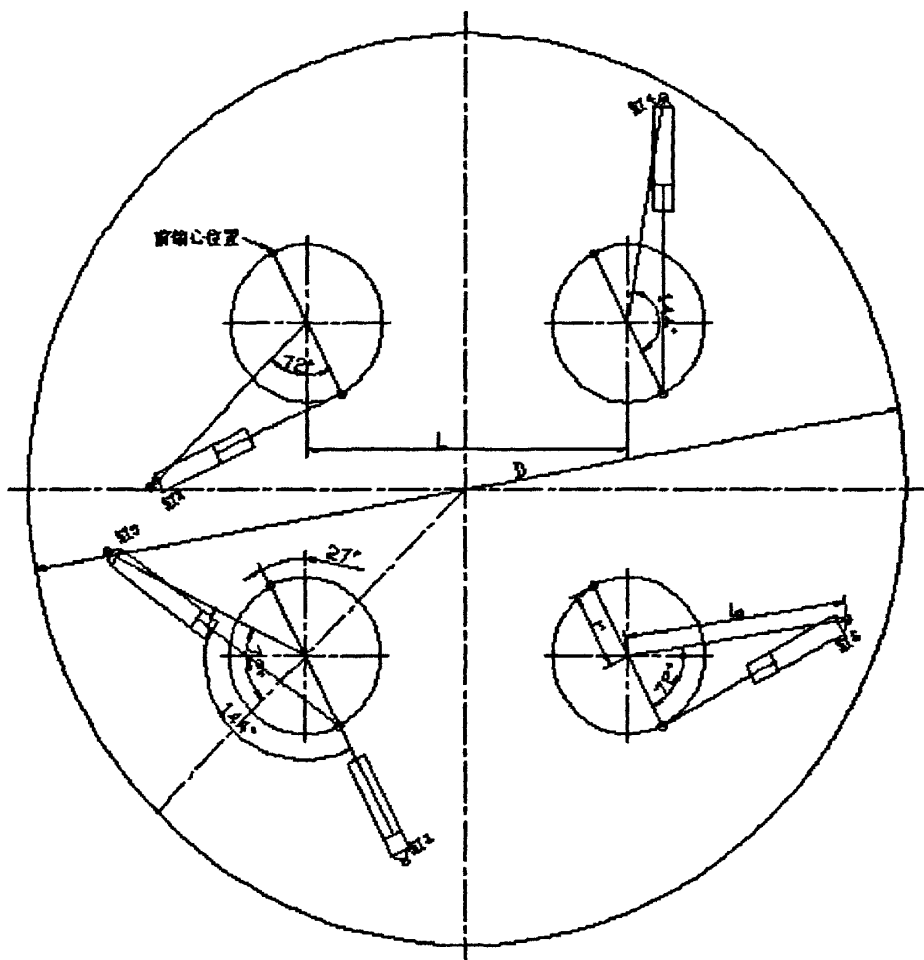


图 5.6 液压缸在盾构内的布置简图

5.3 结构参数选取

5.3.1 偏心半径 r

偏心半径 r 的选取参考 3.1.5 章中的拟合直线，根据盾构直径 D 进行选取。

5.3.2 液压缸长度 l_0 的选取

对于常用液压缸，伸长时的最大长度与最小长度满足以下关系：

$$\frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 1.4 \sim 1.8$$

由此可得：

$$l_{\max} = 1.4 \sim 1.8 l_{\min}$$

$$l_0 = \frac{l_{\max} + l_{\min}}{2} = 1.2 \sim 1.4 l_{\min}$$

$$2r = l_{\max} - l_{\min} = 0.4 \sim 0.8 l_{\min}$$

$$r = 0.2 \sim 0.4 l_{\min}$$

所以有：

$$l_0 = 3.5 \sim 6r \quad (5.6)$$

在结构限制的情况下，液压缸长度 l_0 可根据式(5.6)的范围进行选取，在结构允许的情况下，液压缸长度 l_0 应不小于 $3.5r$ ，在强度允许的情况下尽可能大的选取长度 l_0 。

5.3.3 液压缸直径 D_0 的选取

对于偏心多轴盾构切削刀盘，所需扭矩可按下式进行计算：

$$M = \beta \cdot r \cdot D^2$$

式中：

M —刀盘所需扭矩， $N \cdot m$ ；

β —扭矩系数， $\beta = 30 \sim 50 N/m^2$ ；

r —偏心半径， m ；

D —盾构直径， m 。

根据3.3.2.3章节的分析，5缸作用产生的切向力合力为 T_t ，因此，产生的扭矩为 $T \cdot r$ ，所以有：

$$M = \beta \cdot r \cdot D^2 = T_t \cdot r$$

$$\beta \cdot D^2 = T_t$$

由3.3.2.3章节分析可知，5缸作用产生的切向力合力为：

$$T_t = p \cdot A_d \cdot k$$

式中:

p —系统压力, P_a ;

A_d —液压缸小腔面积, m^2 ;

k —5缸综合作用系数。

设定系统额定工作压力为 p_h , 此时综合作用系数 $k = 3.871$, 则:

$$T_t = p_h \cdot A_d \cdot 3.871 = \beta \cdot D^2$$

$$A_d = \frac{\beta \cdot D^2}{p_h \cdot 3.871}$$

对于一般液压缸, 有 $\frac{A_D}{A_d} = 1.6$, 则有:

$$A_D = 1.6A_d = \frac{1.6 \cdot \beta \cdot D^2}{p_h \cdot 3.871}$$

所以有:

$$D_0 = \sqrt{\frac{1.6 \times 4 \cdot \beta \cdot D^2}{3.871 \times \pi \cdot p_h}} = \sqrt{\frac{\beta \cdot D^2}{1.9 \cdot p_h}}$$

由 l_0 和 D_0 可以选取适当的液压缸。

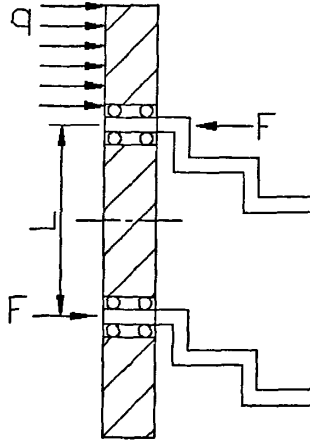
5.3.4 偏心间距 L 的确定

图 5.7 偏心距示意图

如图 5.7 所示，在动载荷 q 作用下，刀盘产生弯矩 M ，因此，两偏心间形成一对力偶，平衡动载荷所产生的弯矩：

$$M = F \cdot L$$

在 M 一定的情况下，考虑到轴承的受力及选取，应使 F 尽可能的小，所以，在结构布置允许的情况下，应尽可能的增大偏心之间的间距 L ，具体大小可在结构布置时进行确定。

5.4 本章小结

本章着重对偏心轴的夹角、液压缸的排列布置进行了优化分析，并对液压缸长度等结构参数进行了探讨分析，为实际的结构设计提供依据。

第6章控制研究

控制系统是刀盘协调运转的保证,采取不同的控制方式,将带来不同的刀盘运动及切削结果,针对不同工况、不同需求,可选取不同的控制方式。考察实际工作要求,本文将针对系统恒流量(定量泵)及刀盘恒转速两种控制进行分析,为实际应用提供依据。

6.1 恒流量(定量泵)控制分析

在实际工况下,在对切削系统要求不高或五缸以上(脉动率较低)的场合,可采用恒流量控制。恒流量控制采用电机带动定量泵为切削驱动系统供油^[18],由于定量泵排量为定值,电机转速恒定,因此系统流量 Q 为定值。系统流量 Q 恒定,将会使刀盘转速 ω 时刻变化。刀盘转速脉动率随驱动缸数量的变化而不同,如第4章分析。

恒流量控制简单、价格低,但由于恒流量控制将带来刀盘转速的脉动,因此,恒流量控制仅用在驱动缸比较多、转速脉动比较小,或对刀盘转速要求不高的工况下。

恒流量控制较为简单,本文不过多分析。

6.2 恒转速工况分析

在实际工况下,为保证切削的稳定性,一般要求刀盘为恒转速,因此,系统流量将时刻变化。由第3章分析可知, n 个液压缸同时作用时,考虑刀盘恒转速 ω 旋转,所需流量为:

$$\begin{aligned}
 Q_i &= \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{l_0 r \omega \sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}} \\
 &= l_0 \cdot r \cdot \omega \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{A_D + A_d}{2} + \frac{\sin x_i}{|\sin x_i|} \cdot \frac{A_D - A_d}{2} \right) \cdot \frac{\sin x_i}{\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}} \\
 &= l_0 \cdot r \cdot \omega \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D (\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d (\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}} \quad (6.1)
 \end{aligned}$$

在实际工况下, 前方刀盘所受扭矩为定值, 因此, 系统压力在时刻变化。由第4章分析可知, 在实际切削过程中, 切削刀盘所受的扭矩 M 为恒定值, 由此可得系统压力 p 的变化方程:

$$p = \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}} \quad (6.2)$$

由式 (6.1)、(6.2) 分析可知:

$$\begin{aligned} P = p \cdot Q &= \frac{M}{r \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}}} \\ &\quad \cdot l_0 \cdot r \cdot \varpi \cdot \sum_{i=1}^n \frac{A_D(\sin x_i + |\sin x_i|) + A_d(\sin x_i - |\sin x_i|)}{2\sqrt{l_0^2 + r^2 - 2l_0 r \cos x_i}} \\ &= M\varpi = C \end{aligned}$$

因此, 驱动系统为恒功率驱动。由此可知, 在切削阻力恒定情况下, 只要泵的功率维持恒定, 即可满足系统需求, 因此, 系统采用恒功率控制^[19]。

恒功率控制可采用电动机带动恒功率变量泵为系统供油, 恒功率变量泵会根据系统的压力情况自动调节排量, 达到恒功率控制。

6.2.1 恒功率变量泵原理

恒功率变量泵如图 6.1 所示^[20]:

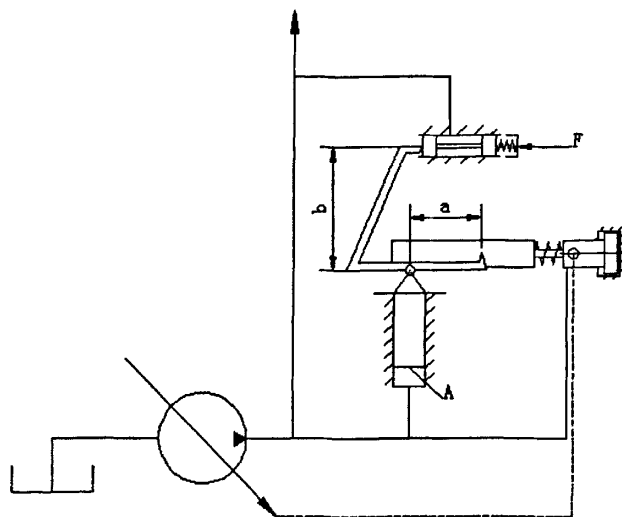


图 6.1 恒功率变量泵

图 6.1 所示为恒功率变量泵调节系统，系统压力 p 通过面积为 A 的活塞杆作用于角杠杆，先导阀芯在和调定的输入信号相当的操作力 F 作用下，产生一力矩 $F \cdot b$ ，因 b 是定值，杠杆的另一力臂 a 随变量活塞的位移而变化。于是，稳态工况下杠杆的平衡方程为：

$$F \cdot b = A \cdot p \cdot a = \text{常数}$$

由于 a 反映了变量活塞的位置（即泵的排量），由此可得系统压力和排量呈双曲线关系，亦即压力和流量满足图 6.2 所示的双曲线关系。

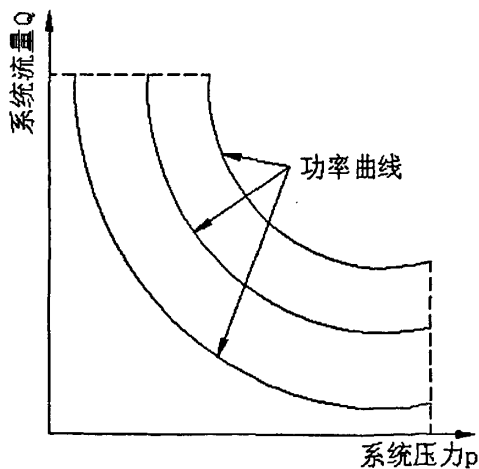


图 6.2 恒功率变量泵曲线

通过调整输入信号，使操作力发生变化，即可获得不同功率的等功率调节特性。

6.2.2 恒功率曲线的选取

对于同一系列的恒功率变量泵，选择不同的型号，会带来不同的驱动效果。取例同一规格的三种不同排量的变量泵分析，如图 6.3 所示。

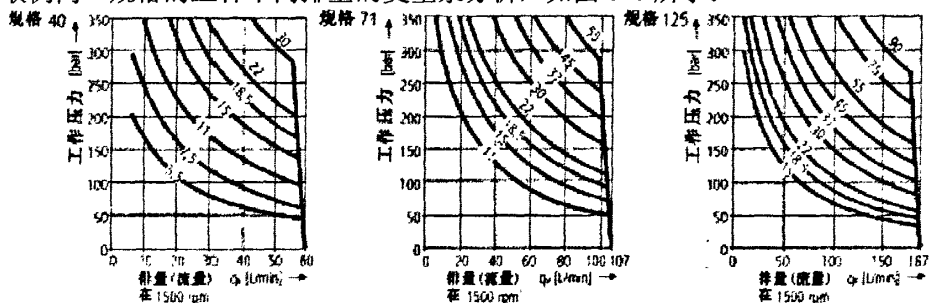


图 6.3 不同排量变量泵功率曲线

取例系统功率为 22 KW 进行比较，对于排量为 40 ml/r 的恒功率变量泵，其恒功率压力工作区间为 20~35 MPa，当系统压力低于 20 MPa 时，泵将变为定量泵，因此，系统有效恒功率区间较小；想对而言，排量为 71 ml/r 的变量泵，工作区间较大，可达到 11~35 MPa；排量为 125 ml/r 的变量泵，工作区间最大，可达到 6~35 MPa。

对于连杆式盾构，应用的土质情况各有不同，因此，前方刀盘所受扭矩也不断变化，因此，需要恒功率变量泵的有效区间尽可能大，因此，在选取泵时，应尽可能选择工作区间比较大的泵。

6.2.3 不同土质恒功率的自适应

盾构在一种土质中应用时，选定恒功率值为 P_0 ，刀盘前方扭矩为 M ，刀盘转速为 ω ，满足 $P = M \cdot \omega$ 。

当盾构工作于另一土质时，由于扭矩系数 β 改变，因此前方刀盘扭矩将变化为 M' ，若系统仍采用恒功率值 P_0 ，则刀盘转速将变位 ω' ， $\omega' = \frac{P_0}{M'}$ 。

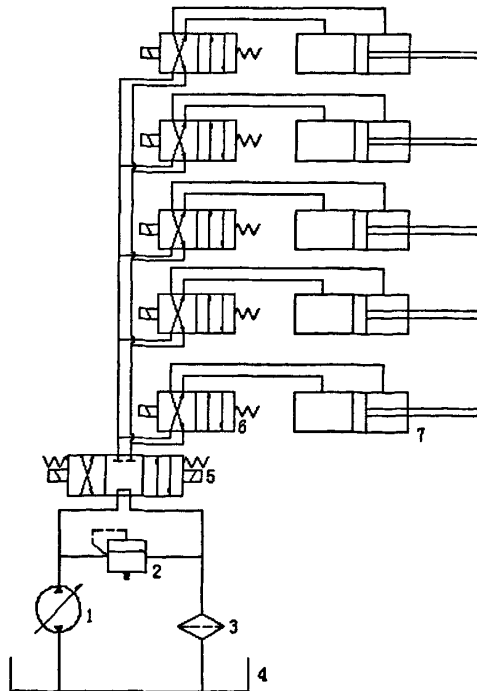
通过合理选定 P_0 值, 使 ω 、 ω' 在刀盘允许转速范围内, 刀盘驱动系统则可以在恒功率值 P_0 下自适应, 随着土质不同引起的扭矩改变而改变刀盘转速, 从而保证恒功率切削。由于在一定范围内, 刀盘恒功率可以自适应调整, 免去了调整控制, 简化了刀盘驱动系统的控制, 扩大了盾构的应用范围。

若恒功率值 P_0 下, M' 引起的刀盘转速 ω' 不在允许范围内时, 则需将恒功率值 P_0 调整为 P_0' , 使得 $\omega'' = \frac{P_0'}{M'}$ 在允许范围内。本文不对此展开深入分析。

6.3 控制系统分析

6.3.1 液压系统

液压缸驱动连杆式刀盘采取电机带动恒功率泵为系统供油, 系统由三位四通总阀换向阀确定刀盘转向, 每个液压缸由二位四通电磁阀确定进油方向。考虑通用性, 本章取例 5 缸驱动进行分析, $n=3\sim 9$ 情况雷同 $n=5$, 因此不再赘述。5 缸驱动液压系统图如图 6.4 所示。



1—恒功率变量泵；2—溢流阀；3—滤油器；4—油箱；
5—电液换向阀；6—电磁换向阀；7—驱动液压缸

图 6.4 液压制系统图

6.3.2 接近开关控制

图 6.4 所示为刀盘驱动的液压系统图，图中电磁阀的换向由接近开关控制。

在切削刀盘上伸出一根轴，其转速与切削刀盘相同，在该轴上装有一铁质凸轮随轴转动，凸轮大圆与小圆各180°，凸轮如图 6.5 所示：

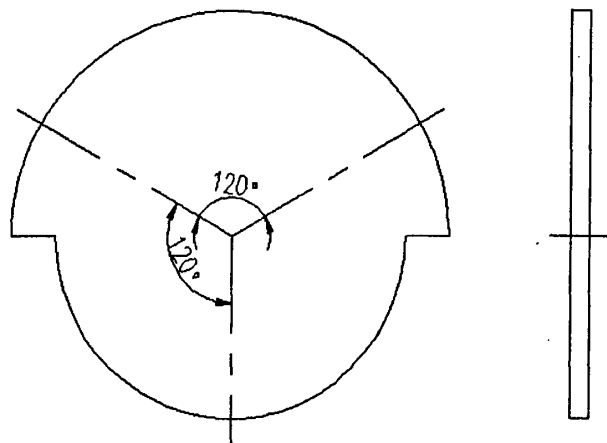


图 6.5 凸轮示意图

在凸轮的同一平面上装有固定的五个接近开关 (QLS_1 、 QLS_2 、 QLS_3 、 QLS_4 、 QLS_5)，它们在空间上互差 $\frac{360^\circ}{5} = 72^\circ$ 。当凸轮转动，大圆靠近接近开关平面时，接近开关输出一种状态 (如 $AC220V$)；当凸轮小圆靠近接近开关平面时，接近开关则输出另一种状态 (如 $AC0V$)。利用中间继电器 (KA_1 、 KA_2 、 KA_3 、 KA_4 、 KA_5) 分别将五个接近开关的输出状态变换为触点的开闭来控制电磁阀线圈的得电或失电，从而控制每个液压缸的进油方向。如图 6.6 所示：

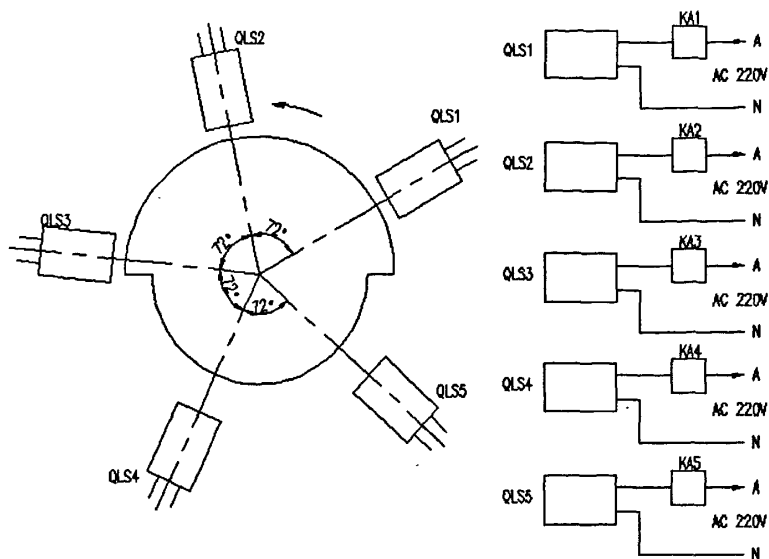


图 6.6 接近开关控制图

采用这种接近开关控制法能自动、准确保证切削刀盘旋转一周时，每个液压缸电磁阀线圈得电 180° ，失电 180° ，从而保证液压缸大小腔各工作 180° 。而五个电磁阀得电（失电）在时间上互差 120° 的空间角度，从而保证五个液压缸的匹配协调运转。在任意时刻，只要系统供油，切削刀盘就可以旋转起来，满足控制要求。

6.3.3 电机及电路控制

系统的供油由电动机驱动液压泵供给，利用系统电磁阀左位（右位）开闭来控制供油，在任何时候只能一路供油（左位与右位在控制上互锁）。

由于油泵电动机功率较大，为此，电机采用Y- Δ 启动方式，如图 6.7。

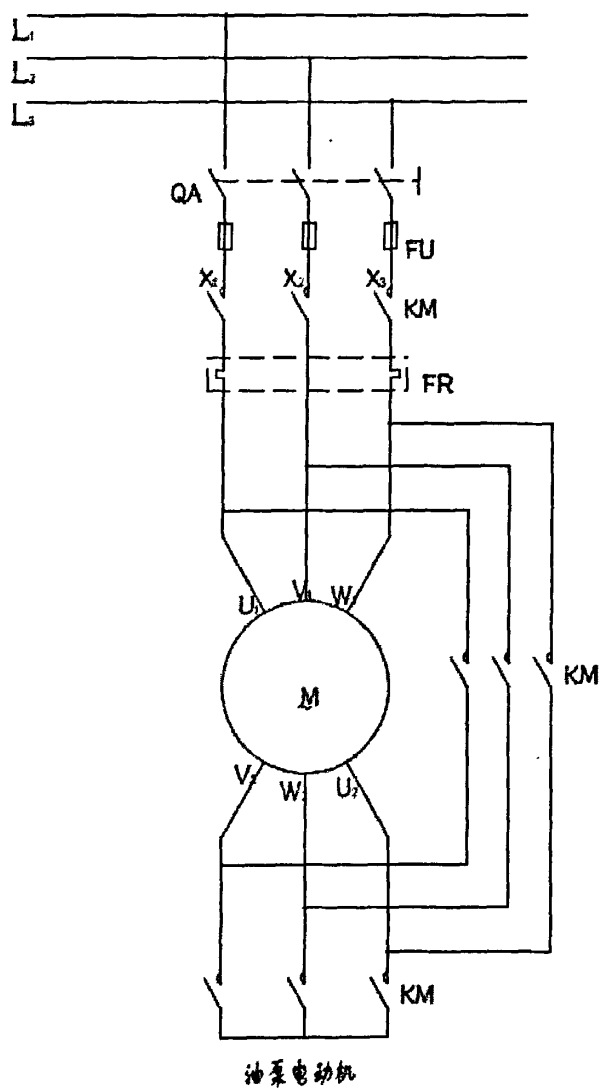


图 6.7 电机 Y-Δ 启动图

系统的控制电路图如图 6.8 所示。

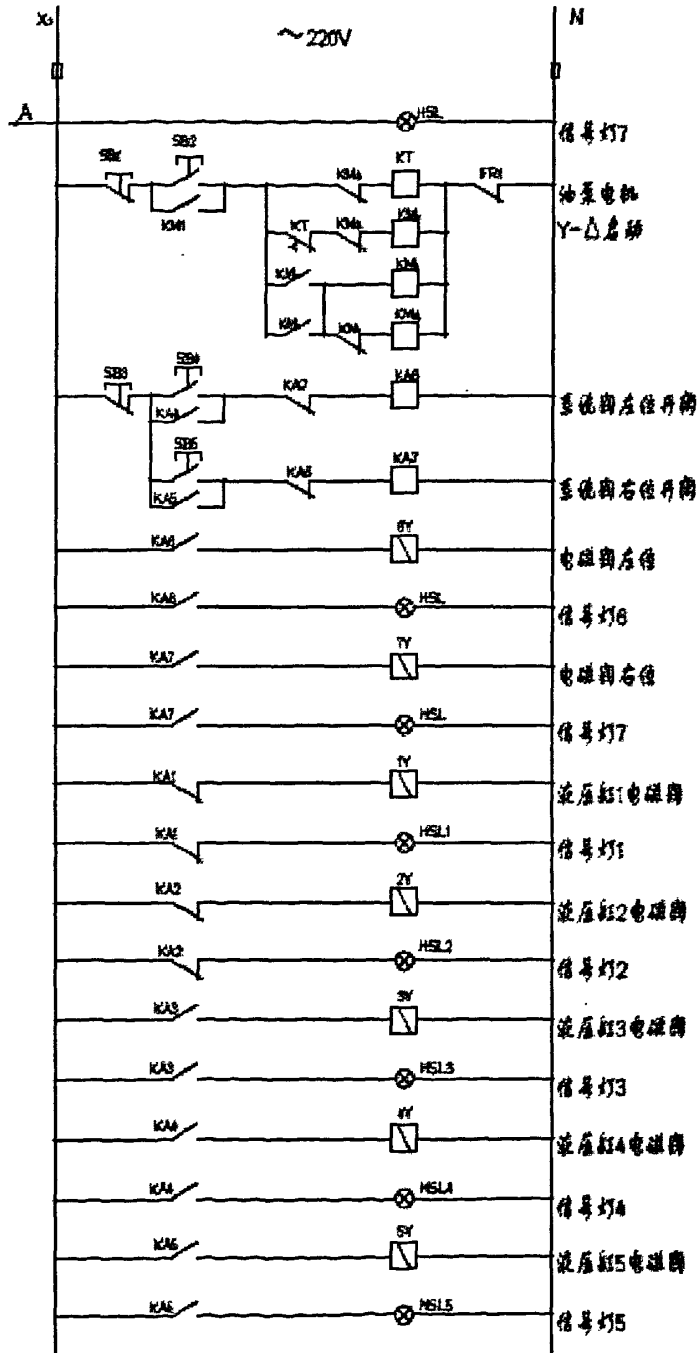


图 6.8 系统电气控制图

6.5 本章小结

本章着重分析液压缸驱动连杆式刀盘的驱动控制系统，并取例 5 缸驱动，提供了系统的控制方案。

第 7 章 结论与展望

7.1 结论

液压缸驱动连杆式盾构是一种全新的盾构，它具有全新的结构形式和驱动形式。本文在初步建立液压缸驱动数学模型的基础上，探讨分析了单缸及多缸作用的性能，并进行了比较，然后针对液压缸驱动系统的结构布置与结构优化进行了分析，并对驱动系统的控制进行了探讨。经初步研究分析，得出以下结论：

- 1、液压缸驱动会带来系统流量（转速）的脉动，以及压力的脉动，脉动呈类正弦规律变化；
- 2、驱动液压缸数量越多，脉动越小，驱动性能越好。但缸数越多，结构布置越困难；
- 3、驱动机构前后偏心夹角越大，轴承受力越有利，由此，在驱动缸结构布置时，可以尽可能的增大前后偏心的夹角；
- 4、驱动系统为恒功率系统，由此，系统的控制方式可采用恒功率控制；

本文的创新点：

- 1、建立了全面的液压缸驱动数学模型和力学模型分析；
- 2、改变了常规的驱动方式，采用不带连接板液压缸直接驱动，减小轴向尺寸；
- 3、通过控制分析，得到了恒功率控制的结论，通过采用恒功率泵，可保证系统转速脉动为零。

7.2 展望

本文的研究取得了初步成果，但对液压缸驱动连杆式盾构的研究仍任重而道远，尚有许多有待进一步深入探讨研究。需进一步深入的研究有以下几方面：

- 1、多缸驱动机构的进一步优化；
- 2、多个液压缸的布置；
- 3、控制系统的进一步研究，深入开发其控制方式。

致谢

历经一年多的努力，通过不断翻阅文献、查阅资料、研究探讨、总结分析，在徐宝富教授的悉心指导下，终于完成了此篇论文。回首往日，在研究生阶段的生活、学习中，得到了许多良师益友的帮助和支持，特在此表示感谢！

首先，感谢我的导师徐宝富教授，有了他在学习上对我的辛勤指导、精心培育，在生活上对我的关怀和帮助，才使我得以顺利完成这篇论文。他严谨求实的治学态度、谦虚谨慎的为人方针、德才兼备的培养方式，深深影响着我、教育着我、鼓励着我不断前进。“园丁”是对他最诚恳的评价，“感激”是我最真实的表达！

其次，要感谢张炳安老师、顾建工老师、奚鹰老师、乐韵斐老师和张秉铎老师。是他们对我无私的帮助和启迪促使我顺利完成了论文，在此，谨向诸位老师致以深深的谢意！

再次，感谢王华更博士、钱华博士、王凤丽博士、于颖博士、薛飞博士、钟晓竹硕士和安辉硕士，他们陪我一起渡过了研究生的时光，在生活和学习上带给我极大的帮助和支持，在此一并表示感谢！

最后，要感谢我的家人，这么多年来对我学业的支持，父母的养育之恩和殷切期望，姐姐的悉心关怀和鼓励，使我得以克服一切困难，完成学业。在此，谨向一直关心、支持我的家人致以最崇高的谢意！

2005年9月

朱杏元
于同济园

参考文献

- [1] 邵旻, 隧道异形断面三杆切削机构及其实验平台的研究, 同济大学硕士学位论文, 2004
- [2] 闵锐, $\phi 6.14m$ 复合盾构关键部件的研究和分析, 同济大学工程硕士学位论文, 2003
- [3] B. Maidl, M. Herrenknecht, L. Anheuser 著, 曾慎聪, 酈伯贤, 胡胜利译, 机械化盾构隧道掘进, 浙江大学出版社, 2002
- [4] Stack, B.: Handbook of Mining and Tunneling Machinery. Chichester: Wiley 1982
- [5] 中铁西南科学研究院信息研究室译, 盾构隧道新技术, 2001
- [6] 上海隧道工程股份有限公司, 我国隧道掘进技术现状及发展研究报告
- [7] 上海隧道工程股份有限公司, 关于合理发展我国隧道掘进机制制造企业的建议
- [8] 江中孚编译, 采用偏心多轴 (DPLEX) 盾构机掘进隧道, 隧道技术中心
- [9] 上海隧道工程股份有限公司, 偏心多轴式刀盘 (异形) 盾构研究
- [10] 马永辉. 徐宝富等, 工程机械液压与液力传动, 机械工业出版社.
- [11] 傅德明, 隧道工程建设和隧道掘进机械设备发展规划, 上海隧道工程股份有限公司
- [12] 吕建中, 石元奇, $4m \times 6m$ 偏心多轴矩形顶管机的研制, 城市轨道交通工程最新技术—2003 上海国际隧道工程研讨会论文集, 同济大学出版社, 2003. 354-369
- [13] [日]盾构工法技术协会 偏心多轴盾构工法 2003. 3
- [14] 日本以任意断面形式应用在长距离大断面的盾构掘进—偏心多轴盾构工法, 译自“土木施工”2001. 5 期江中孚
- [15] 尹旅超等译, 日本隧道盾构新技术, 华中理工大学出版社, 1999, 7
- [16] 李受刚, 液压传动, 北京理工大学出版社, 1994
- [17] 孙文质, 液压控制系统, 国防工业出版社 1985. 12.
- [18] 颜荣庆, 李自光, 贺尚红, 现代工程机械液压与液力传动系统, 人民交通出版社, 2001
- [19] 李福义, 液压技术与液压伺服系统, 哈尔滨工程大学出版社, 1995.
- [20] 刘静, 柱塞泵变量机构特性研究, 山东科技大学.
- [21] 蔺化军, 液压挖掘机功率控制系统的研究, 吉林工业大学硕士学位论文, 2000. 5.
- [22] 何其平, 土压平衡盾构刀盘结构探讨, 工程机械, 2003. 11
- [23] 杨小平, 土力学, 华南理工大学出版社, 2001. 7
- [24] 徐希民等, 铲土运输机械设计, 机械工业出版社, 1989. 5
- [25] 黄国治等, 电机工程手册 (第二版), 机械工业部上海电器科学研究所, 1996
- [26] (日) 土木学会编, 朱伟 译, 隧道标准规范 (盾构篇) 及解说, 中国建筑工业出版社
- [27] 西涅阿科夫等, 土壤耕作机械的理论和计算, 中国农业机械出版社, 1981. 1-143
- [28] 杉山昇, 建设機械と土の诸问题, 鹿島出版会, 昭和 57 年, 138-147
- [29] 建設機械と土質編纂委員會編, 建設機械と土の土質—機械土工理論の基礎と發展, 日本工業出版社, 昭和 51 年, 165-171
- [30] 李嵐. 蒋德云, 液壓缸冲击现象机理分析及其预防措施, 机床与液壓, 2004. No. 10

- [31] 尹旅超等译, 日本隧道盾构新技术, 华中理工大学出版社, 1999, 7
- [32] 王建森, 径向柱塞变量泵电液恒功率控制方式的探讨, 液压与气动, 2004.
- [33] 张力平等, 新型径向柱塞变量泵恒功率控制机构的方案比较与分析, 太原重型机械学院学报, 2003. 6
- [34] 张红伟, 陈世教, 恒功率轴向柱塞变量泵柱塞的运动学分析, 重庆建筑大学学报, 2002. 12
- [35] U. Maidl. Design features of the Botlek rail tunnel in the Betuweroute. *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 14, Issue 2, April-June 1999. 135-140
- [36] Baaja M. Das. *Introduction to Soil Mechanics*. India: Suneel Galgotia for Galgotia Publications. 1983. 153-197
- [37] Ren, LQ, Han, ZW, Li, JJ, et al. Effects of non-smooth characteristics on bionic bulldozer blades in resistance reduction against soil
- [38] D. N. Chapman, Y. Ichioka. Prediction of jacking forces for microtunnelling operations. *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 14, Supplement 1, 1999. 31-41
- [39] ITA Working Group on Research. Applicability of the shield method to urban tunnelling, *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 4, Issue 1, 1989. 53-81
- [40] Keinosuke Uchida, Yujirou Wasa and Makoto Kanai. Design of the shield tunnel for the trans-Tokyo bay highway, *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 7, Issue 3, July 1992. 251-261
- [41] Carlo Grandori. Tunnelling and underground construction in the twenty-first century, *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 2, Issue 2, 1987. 143-145
- [42] G. Nord, P. Olsson. Probing ahead of TBMs by geophysical means, *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 7, Issue 3, July 1992. 237-242

个人简历 在读期间发表的学术论文和研究成果

个人简历:

朱杏元, 男, 1981年2月生。

2003年毕业月同济大学 机械工程学院 机械设计制造及其自动化专业 获学士学位。

2003年9月入读同济大学机械工程学院 机械电子工程专业硕士研究生。

已发表文章:

[1] 徐宝富, 朱杏元, 徐鸣谦. 缆绳张力无线检测系统. 同济大学学报(自然科学版 A), 2005年第11期 (Ei 检索号 06069686662)

[2] 朱杏元, 徐宝富等. 世博会开启式花桥方案探讨. 中国工程机械学报, 2004. 10 第2卷第4期

[3] 宋蕴璞, 朱杏元等. 基于软件工程的并联机床控制软件设计分析. 中国工程机械学报, 2004. 10 第2卷第4期

[4] 王凤丽, 徐宝富, 于颖, 朱杏元. SM1200 微型水平定向钻液压系统的节能研究. 流体传动与控制, 2004年第5期

[5] 薛飞, 陆敏恂, 朱杏元. SolidWorks 在智能口腔矫治器设计中的应用. 中国工程机械学报, 2005. 1 第3卷第1期