

交通部上海港机厂常州滑轮分厂



常州滑轮分厂夜景



常州滑轮分厂制造的热轧滑轮

AB492/05

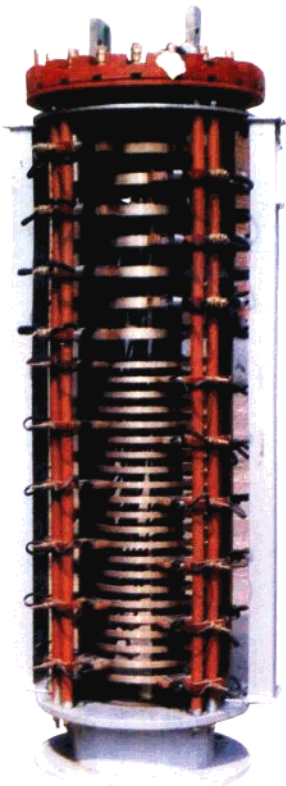
交通部上海港机厂 常州开关分厂产品



子母式多电机电缆卷筒



带座椅转动式联动台



滑环集电器



控制柜

交通部上海港口机械制造厂产品



上海港机厂与西德 MAN 公司合作制造的门机



上海港机厂制造的
门机出口香港



上海港机厂制造的
门机出口香港

9400937

前 言

为了总结三十年来国产门座起重机设计、制造、使用等方面的经验教训，消化吸收国外的先进技术，向港口提供技术先进、可靠性高的装卸设备，中国港湾建设总公司于1989年11月15~17日在江苏省昆山市召开了一次门座起重机技术发展研讨会。上海港机厂、武汉水运工程学院、上海海运学院及沿海、内河主要港口从事港机工作的专家、教授、工程技术人员代表参加了会议。

会议由中国港湾建设总公司工厂设备部副主任管彤贤同志主持。

中国港湾建设总公司副总工程师袁福昌同志代表中港总公司到会讲话。上海港机厂的工程技术人员介绍了该厂三十年来设计制造门座起重机的经验教训，提出对九十年代门座起重机技术发展的初步设想。与会代表就在门座起重机的主要技术参数和结构型式的选择上如何做到既先进又合理，如何把产品的适用性、先进性、可靠性和经济性有机地结合起来等问题，充分发表了意见。

应与会代表的要求并承蒙中国港湾建设总公司的大力支持，现将这次研讨会上交流的论文、领导讲话、部分代表发言编辑出版，供港机设计、制造、使用、维修方面的工程技术人员及有关院校师生参考。

目 录

前言

论文

三十年来发展港口门座起重机技术中的失和得.....	李士瀛 (1)
港口门座起重机臂架设计制造中的教训.....	李士瀛 (12)
我国发展多用途门座起重机的可能性及其选型的推荐意见.....	黄洲辉 (17)
门座起重机的新型液压变幅系统.....	申屠绍华 黄洲辉 (20)
高速电动机在门座起重机上的应用.....	由清育 (22)
10t 发展型门座起重机.....	马福霖 (25)
10t 经济型门座起重机.....	马福霖 (32)
新型结构防爬器.....	高树勤 (34)
PC 及其在门座起重机上的应用.....	王华儒 华伟源 (35)
悬挂式起升减速机.....	陈紫云 (38)
货场门座起重机.....	符敦鉴 马福霖 (40)
数字控制技术在门座起重机上的应用.....	由清育 (43)

领导讲话

袁福昌(中国港湾建设总公司副总工程师).....	(48)
王大余(上海港口机械制造厂党委书记).....	(50)
潘钟林(上海港口机械制造厂厂长).....	(51)
李士瀛(上海港口机械制造厂总工程师).....	(53)

代表意见

毕华林(武汉水运工程学院教授).....	(55)
孙国正(武汉水运工程学院教授).....	(55)
陈玮璋(上海海运学院教授).....	(56)
张国瑞(上海交通大学副教授).....	(57)
朱福昌(秦皇岛港务局总工程师).....	(58)
林耀辉(广州港务局总工程师).....	(58)
王纪京(山东龙口港务局副局长).....	(59)
潘仁焕(福州港务局工程师).....	(60)
俞伟耀(宁波港镇海港埠公司助理工程师).....	(60)

三十年来发展港口门座起重机 技术中的失和得

李士瀛

上海港机厂在门机制造上已有30年的历史,生产了近600台门机,积累了一些经验和教训,在开放搞活政策指引下,通过与国外厂商合作生产、技术交流、出国培训和考察,学习了不少先进技术。但是由于缺乏总结,到目前为止尚未形成一套具有自己风格适合中国港口作业的技术系统。为研究九十年代门机的发展,必须很好地总结三十年来的经验教训,改变过去以抄、搬、仿为主的技术手段,形成自己的适合港口作业需要的门机技术。下面分几个部分来介绍我们的意见,作为抛砖引玉,期望得到国内外专家、用户的指正。

一、由失而换来的得

1. 主要受力构件易开裂,特别是起重臂,曾出现过几次折臂事故。这种问题的出现大致有以下几方面原因:

1) 受力构件的力流设计不顺畅,尤其是各种节点,关节部位受力状态复杂,力流弯折,传力件刚度分配不合理,往往在设计时着重于配合关系,而忽视了力流设计和刚度分配设计,因而造成在这些部位应力集中大,疲劳强度不足。如原10t门机起重臂头部的结构,其内侧板的结构就是一种力流极不合理的设计,在投产后出现早期疲劳开裂是必然的(见图1)。

由图可见外侧板所承受的力可以平顺地向臂架铰点传递,而内侧板所承的力只能通过上下翼板汇流于外侧板后传向臂架铰点。这种极不平顺的传力方式,自然会在力流转换部位,即内侧板与上下翼缘板交汇处出现复杂的应力状态,致使结构在这些部位发生开裂。此外原有10t门机转盘与转柱联结(图2),

转角处也多次发生结构开裂现象。这种现象的产生较明显地反映出人字架与转盘间的力流传递不顺畅,人字架

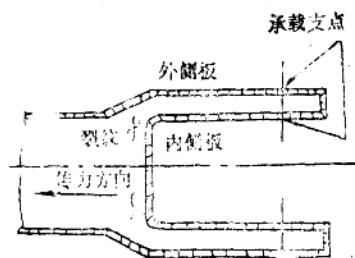


图 1

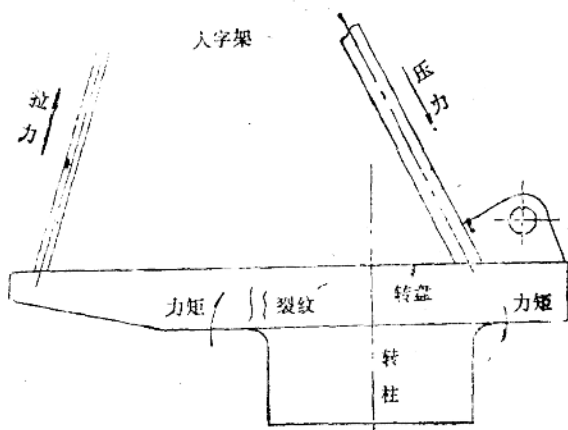


图 2

上的拉、压力均以弯矩的型式向转盘传递,然后再传向转柱。力流的弯折变化导致了转盘转柱接口处应力集中,再加上转盘本身结构混乱,必然会使转盘出现早期疲劳破坏。诸如此类问题还很多,在M02门机修改中基本得到了解决和改善。近年来我厂在用户的支持下,又以合作生产、联合设计等型式引进了日本日立、西德MAN、芬兰的KONE等公司的先进设计,为我厂系统地、全面地进一步解决这些问题创造了条件。我们要在总结自我经验的基础上吸收消化国外先进技术,总结出各种典型结构以求较好地解决力流平顺和传力路线短的问题。正如大家所熟知的,解决臂架头部力流平顺结构问题有如图3、图4两种方法。

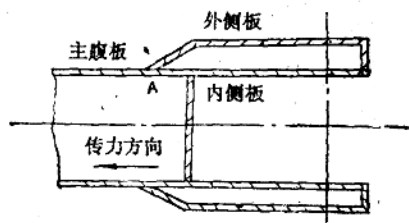


图 3

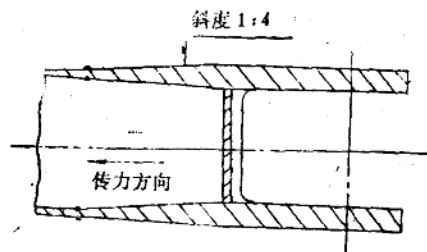


图 4

尽管图3所示方法也能使内侧板的力较顺利地传递到主腹板和支承铰点上去,但可以看出在A点处出现了力流集结,所以它并不是很好的方法。对图4所示结构,是用厚薄板对接的形式来解决传力平顺问题的。这个方案除要控制好厚板斜度比例外,其他就没有什么更多的问题要解决了,加工制造并无多大困难。当然其他方法还很多,我们要讨论的是什么样的结构最可靠,力流最平顺,制造最经济,用户最欢迎。这是我们近年内要抓紧研究决定的。

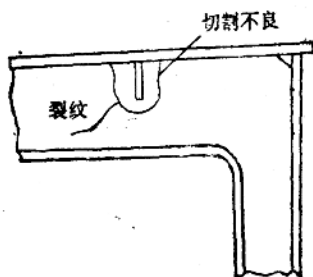


图 5

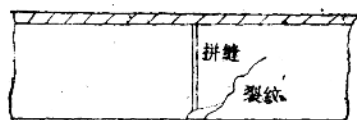


图 6

2) 制造质量粗劣,切割、拼装、焊接中人为的缺陷破坏了原有的疲劳强度,致使构件出现早期疲劳甚至折断等重大事故。在大多数结构破坏事故中,不良的切割、拼装和焊接是其直接原因。图5、图6展示了因切割不良,结构受力后由于应力集中而产生裂纹的情况,图7为拼装不良产生应力集中导致焊缝开裂的情况。

图8则是焊接不良造成应力集中而导致的裂纹。然而焊缝不良导致开裂更多地出现在图9所示的情况,即在焊缝与母材交界处出现尖角式凹陷,致使力流在此急骤弯折产生较大的应力集中,从而导致早期疲劳破坏。图10展示了因焊缝包角不良或未进行包角的情况,显而

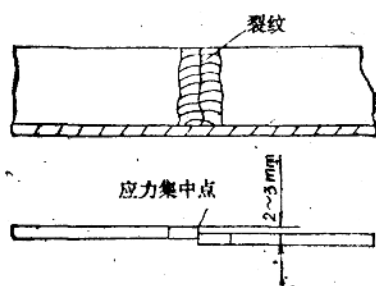


图 7

易见,尖角处是日后焊缝开裂的起源。以上因制造操作所产生的问题,在当今以手工作业为主

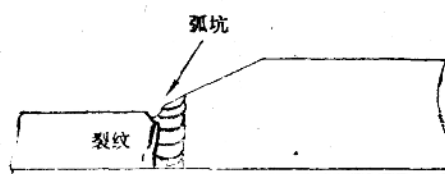


图 8

的切割、焊接中,往往是难以避免的,只有用打磨的方式加以弥补。必须强调的是,打磨的意义不只是个外观美的问题,其主要含义是减少应力集中促使力流平顺,以确保结构的疲劳寿命。过去,我们的设计虽进行疲劳校核,但在工艺上没有制定出与设计要求相适应的打磨要求和标准。今天,我们的当务之急是参考国外先进厂家有关资料,制定出与疲劳寿命对应的打磨标准,设计图中对切割、拼装和接缝要注明打磨级别,以弥补手工操作中的不足。但是解

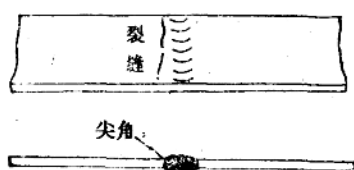


图 9

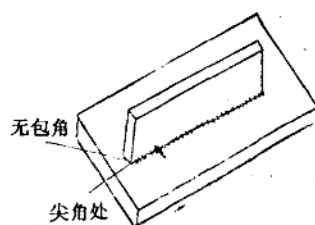


图 10

决这类问题的根本方法还是在于提高操作水平,减少各种作业中的失误和不良,以减少打磨工作量提高产品质量,使用户放心。

在众多的结构断裂事故中还发现许多金属裂纹的起始点发生在施工中的临时吊耳或夹持板的随意焊缝上。金属构件在施工中为了平整板面,不得不采用一些临时性的强制夹持设置或为了翻身施焊而设置临时吊耳。这些设置均直接焊在主体结构表面上,由于是临时设置,极易在焊接时被人们忽视,尤其是在工程完工后极易用最简单最粗劣的方法消除这类设置,如用榔头猛击,用气割随意切除等等。这些因焊接和机械作用对金属构件主体所产生的损伤将是结构断裂的起因之一。因此减少这些临时吊耳,改进消除这些吊耳残迹(俗称马脚)后的结构面修整工作是极端重要的。

板面的波浪度也是造成起重臂失效的原因之一。波浪度的产生是由于制造不良,还是因断面刚度不足在工作后逐渐产生,或是由于在安装中因搁置不良引起的,有待进一步研究。波浪度过大会导致巨大的破坏事故。由于表面不平整致使整体结构失去连续性,改变了其受力和传力路线。图11给出了一个起重臂的横断面下翼缘出现严重凹陷后的应力分布情况。可见平整面与应力分布有很大区别,而且在凹陷面只在靠近腹板区段可以传力,在中间凹陷部位几乎已

不传力，应力几乎为零。偌大一段截面失去了作用，由此而产生的后果是不堪设想的。

2. 薄板结构质量差，反映在机房漏雨罩壳笨重。在M02机房修改时，我们推出了夹层板的结构，从外观和隔热性能上有了一些进步，但却出现了顶蓬漏雨严重等缺点。漏雨的原因是顶蓬夹层，拼缝不严密，夹层与转柱接口处不密封，钢丝绳出口结构不良等。我们虽曾千方

百计地采取过一些堵漏措施，但终因这种顶蓬的基本结构不合理，无法彻底解决问题。我厂今年对机房的构造又作了修改，即四壁不变，顶蓬改用整块钢板封顶以解决漏雨问

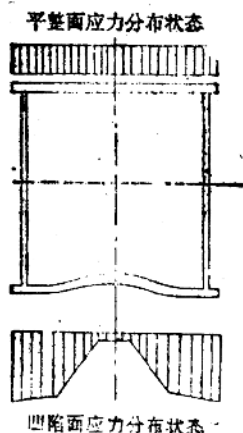


图 11

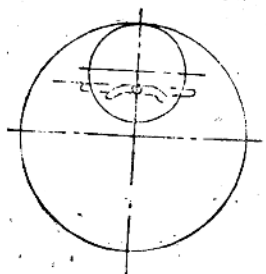


图 12

题。当然随之而来的将是顶蓬不平整等问题。我们亦打算参照国外10t门机，用花纹板做顶蓬，以解决顶面平整问题。图12是国外某台门机上所采用的起升钢丝绳出口所配的防雨罩结构。它利用两个圆的复合转动巧妙地解决了出绳口的覆盖问题，结构简单，工艺方便，我们将在我厂门机中逐步推广。

3. 机构中的技术问题。行走和旋转均是组成门机的主要机构。在多年的实践中，行走轮啃轨和旋转支承损坏是最令人头痛的事。现对这些问题的产生原因及解决办法作如下论述。

1) 行走轮啃轨问题

行走轮啃轨的原因很多，有客观上的也有主观上的。其客观原因之一，也是最关键的因素就是轨基不良，沉降和蛇形程度均较严重。这种现象尤其在新建码头上出现较多。出现这种情况别无选择，只有请用户按照交通部颁布的JT5022—86标准校正，同时必须把误差控制在JT5022标准范围之内。当然达到标准的轨道也有一定的不平整和蛇形度，行走机构还必须适应这种状况，这些均是些主观上的因素。形成这些因素也有设计和制造方面的问题，现分叙如下：

设计中的问题实际上是多轮台车的自位适应性问题，即在有一定弯折轨道上行驶的台车组，必须有沿铅垂线回转的能力，以适应轨道的弯折路况。为了达到上述目的，我厂曾出现过多种型的结构，均有一定的实效。图13、图14系两种不同的行走自位回转装置，在符合JT5022—86标准的轨道上行驶，均能满足要求。由两图可知 $L_{11} > L_{12}$ ，也就是说图14结构更具有适应性和灵活性，允许轨道的弯折程度会更大一些。如在设计中采用了这些自位装置，应

该说啃轨问题不会再产生,但是加工制造不良和安装中的误差仍将导致啃轨的再度出现。

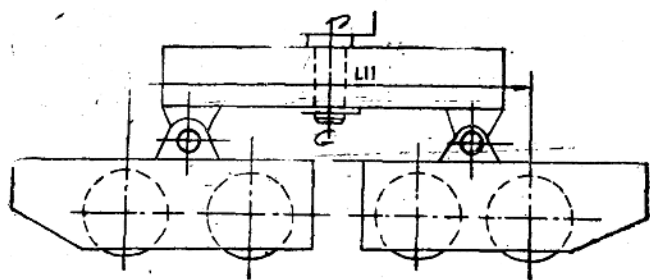


图 13

镗孔轴线偏斜情况。图15是必然会发生啃轨现象的最不利情况,图16则要视偏斜量的大小而定,有时产生一点偏斜也不一定发生啃轨现象。这些技术问题的关键在于划线时找准,校好中心线。图17反映出若不按中心线(点划线)划线而按双点划线划线加工,则必然会出现图15的结果。有时因车架结构制造中出现偏差,为了校中也会产生图18中所示的划线情况,这样就导致了图16情况的发生。总之,在行走机构的制造中为了确保不啃轨,关键

制造工艺问题:由于工艺考虑不周或制造工艺失误,最常见的是台车和平衡梁的镗孔偏差过大,造成车轮偏斜出现啃轨现象,在实际使用中发生啃轨现象大多数出自这个原因,而且往往问题并不出在镗加工而是出自划线工序。图15、图16展示的是两种常见的

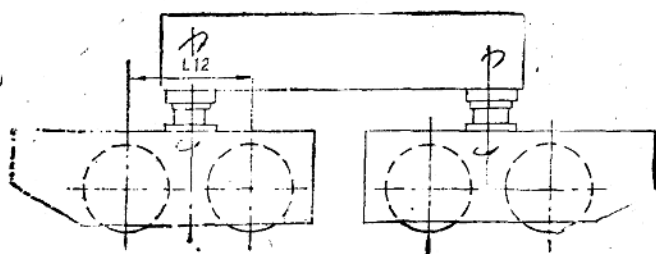


图 14

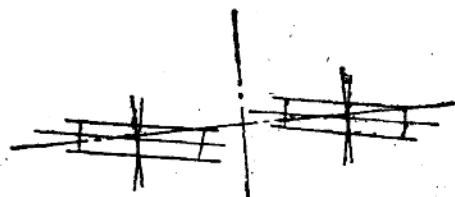


图 15



图 16

有两条,一是毛坯好,二是划线校中要合理,否则就会在使用时出现啃轨现象,而且一旦出现啃轨,严格地说是无法调整的。

根据上述情况,我们将从两方面入手解决这些问题:一方面在设计上,要及早总结出一套行之有效的行走装置,使之有较广泛的适应性;另一方面要从基础件的制造着手,提高毛坯精度,为划线借中创造条件。当然,在划线工序中也要总结出一套行之有效的办法来,保证划线借中的范围,确保中

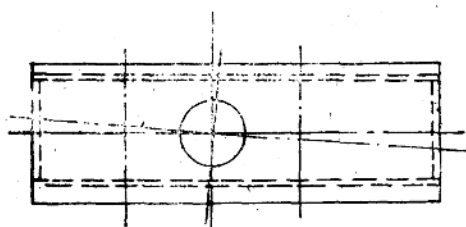


图 17

心偏斜不致影响大车运行而发生啃轨现象。

2) 转柱下支承轴承损坏问题

这种下支承轴承的损坏,集中反映在止推轴承的损坏上。它的前期预报是旋转时有异常响声,最后结果是阻力过大不能旋转。这个问题的发生和千篇一律的破坏情况是止推轴承上座圈边缘局部剥落、滚柱部分压碎、上下滚道局部出现拉毛和过烧现象。其产生的原因是:

①设计问题(图19、图20)。

设计中的问题通常发生在止推轴承回转中心 O_1 与径向轴承中心 O 不重合,导致止推轴承的下座圈球面失效,无自位能力,因而在转柱上下支承不同心时必将损坏轴承。在设计中还有一个止推轴承的安全裕度问题,目前大家较一致地认为 n 取为2.5以上较为合适。

②轴承质量问题。

在众多的诸如此类的事故中几乎每次都要讨论轴承本身的质量问题,从破坏的现场情况来看有下述几点:首先是滚子质量。通常滚子的中心孔加工较粗糙,车刀纹路很深,应该说这是一个易引起应力集中和滚子开裂的因素。其次是滚子保持架的质量问题。保持架的滚子销轴,其作用在于为滚子作滚动中心轴,但实际上,销轴与滚子孔间隙很大,大到滚子可以出现横行滑移,破坏了其预定的工作状态。

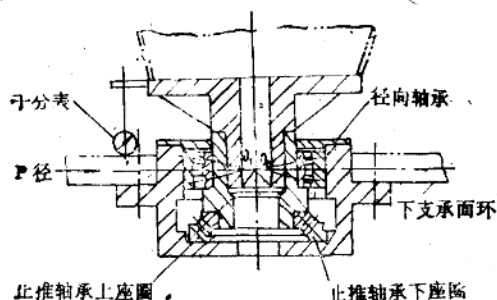


图 19

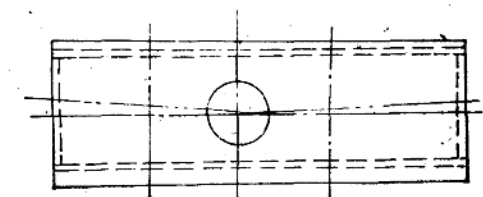


图 18

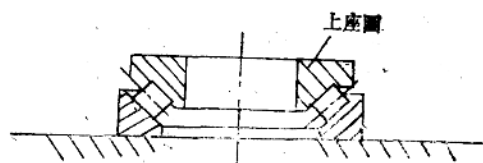


图 20

态,产生所谓啃边现象,从而导致轴承座圈边缘剥落,产生破坏。

③制造安装质量。

门机转柱下支承的损坏原因中,最突出的还是制造和调整问题。尽管设计中解决了 O_1 、 O_2 重合问题(图19),但是如果轴肩等尺寸加工偏差过大,实际安装结果仍旧使 O_1 、 O_2 分离,恶化受力状态。最常见的是下支承环中心与起重机中心偏斜,造成上下支承环的偏心,使止推轴承中的上座圈始终处于倾斜状态下工作,倾斜过大时上座圈边缘与滚子端面接触运动时摩擦,导致边缘剥落,造成损坏。这种现象可在安装时用图19所示的办法测量出来,并按要求调整到允许的范围内。这里需要提及的是转柱的上下支承环均系焊接结构件,焊接热应力对上下支承环的影响也不能不加以考虑。热应力的效应往往出现在结构件焊完后的3~6个月内,因而出现了门机在安装试车、试用阶段均已通过而在投产后出现转柱下支承轴承破坏事故的情况。所以在门机投产后的一年内,必须经常用图19所示的办法对下支承面进行测量,发

现超差立即用垫片进行调整,以确保轴承的安全使用。核心问题是要提高安装精度,尽最大的努力消除焊接应力。

3) 转盘式回转大轴承损坏问题

随着门机技术的发展,旋转支承装置除原有的多点支承转盘式和转柱式外,又出现了用滚柱轴承作为支承装置的转盘式结构。这种结构的特点是结构简单、体积小、外形整齐美观,近年来要求采用这种结构型的用户越来越多。我厂为了适应这种发展趋向,先后制造了一小批这种型式的门机,所选用的轴承不一样,有交叉滚子式也有三排滚子式。对选用哪种形式的轴承好,有不同的见解,也始终争执不下,这里不能展开讨论,只能对我厂选用这种结构后所遇到的问题作些分析,目的在于找出解决问题的办法,保证轴承寿命,为用户提供更优质的产品。在几年的实践中遇到的问题,集中反映到一点上,就是轴承在回转时发出异响,有“沙沙”的滚柱与滚柱摩擦的声音,也有“啃啃”的响声。这些响声有的来源于轴承滚道面,有的来自轴承的支持面。但不管声源来自何处,它反映的却都是一个问題,即轴承支持面的刚度和平整度问题。因为回转轴承是一种精加工件,滚道路面和上下座圈边缘与滚子间的间隙均较小,不允许有过大的扭曲波浪度产生,而回转大轴承本身却又是一个自身刚度较差,毫无抗阻弯、扭外力的精加工件。就是说①保证回转大轴承的正常工作要有良好的使之不会变形过大的支持面;②轴承自身毫无自我保证刚度的条件,所以它的支承面一定要刚度好,平整度高。最后问题归结到用什么样的结构才能保证其具有充分的刚度和平整度,才能保证回转轴承的正常安全运转。

图21展示的a、b、c三种支承结构反映了不同的设计思路。众所周知,结构的刚度取决于设计,平整度取决于加工精度和焊接应力的影响。从设计刚度的比较来看,b、c结构自然要比a好;从减少焊接应力影响来看,则c优于a和b;综合起来看,c的优点比较多,是一种可以推广的结构。关于焊接热应力的影响,可以用退火、激振等方法在平面机加工之前来消除。在安装时一定要测量表面波浪度,超出轴承允许范围则必须加以调整,不允许直接安装轴承。而且安装时必须在轴承面与支承面之间加一层环氧树脂填料,或用填片将轴承与支承面之间的间隙填平,以弥补支承面波浪度超差的不足。

过去在旋转机构支承出现的问题中,除有设计、工艺和调整问题外,一个不可忽视的因素就是门机轨道下沉造成四个腿不在一个平面内。这种情况只能按JT5022—86来校正轨道,为回转支承提供一个基本的工作条件。

4) 关于减速箱漏油和齿轮寿命问题

我厂门机过去所用的减速箱一般均为JZQ系列。这些减速箱虽有结构简单、成本低的优点,但也存在着齿轮寿命短和漏油严重的缺点。在这些问題中以起升减速箱低速大头轴端出现漏油给用户造成的困难最大,分析其结构可以看出在设计中有严重的不合理性,由图22可知在大头轴端设有可通盖,在盖内设有毛毡和骨架油封两道防漏设施。一

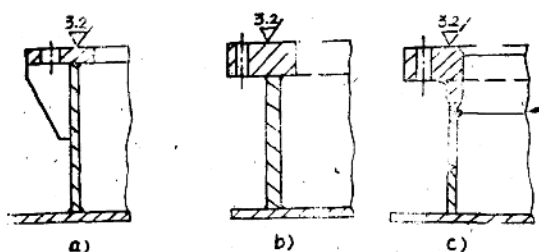


图 21

般情况下,油不易漏出。在骨架油封中还设有弹簧,它的作用是将油封内唇与驱动轴压紧。但从图22也可以看出,这种结构的防油关键零件是橡胶油封中的弹簧,如果它不能起夹紧油封内唇和轴的作用,则漏油是必然的。弹簧不起夹紧作用有两种可能:一是弹簧太松或失去弹性;二是因为弹簧安装不妥,它下滑到了图22所示的非正常位置。当然橡胶的老化,也会导致类似现象的产生。所以在设计中一方面要考虑安装方便,另一方面要考虑维修方便。从图22可见,在通盖与大头轴间仅11mm。为了更换这个油封,需要吊出这个轴系从右端将全部齿、轴承退出,最后退出通盖才能更换。这是一种不能让用户接受的维修方式。所以我们已经将这种出轴方式和油封设置列入了我们的目标课题,预计近期内可以得到妥善解决。

JZQ减速箱的齿和轴均用碳钢,通常是45号和55号钢。这些材料在齿轮中属于低硬度齿轮,按照GB3480—83“渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法”的图3.13—3和图3.13—8(见图23),在碳钢范围内是很难大幅度提高齿轮寿命和强度的。提高齿轮寿命不是一项单一的技术问题,它涉及国家的钢铁工业发展和我厂的齿轮生产工艺流程和设备的改造。换言之,这是一项需要钱和时间的系统改造工程。原有的JZQ减速箱寿命只有3~4年,又与用户的要求相差甚

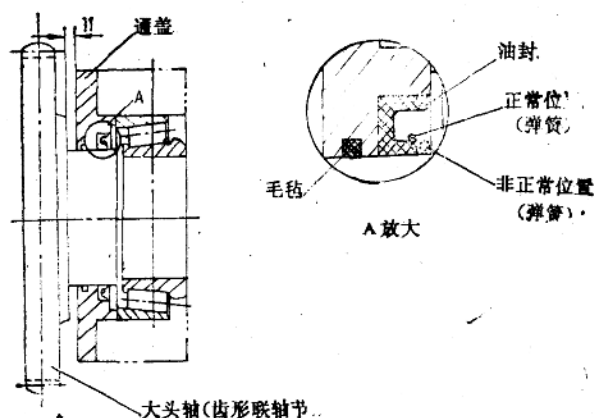


图 22

远,所以势在必行的是找到一条出路,在原有的JZQ软齿体系基础上,找到一个可适当提高齿轮寿命的道路来。在此工作中必须遵守的原则是:仍采用优质碳素钢,利用调质处理将齿坯硬度提高到HB300左右,利用现有滚齿设备加工出齿面具有HB270左右的齿轮,使其寿命延长到8~10年。1988年我厂为此做了一些工作,以一台M02门机的起升机构为试例制造了两台新型的JZQ1000的减速箱,装在南通市粮油中转站M02门机上,目前正在试用。在加工中发现的问题是齿面硬度不太均匀。但在一个啮合面上的软点并不多。这种情况对寿命的影响如何,还有待实践的考验。硬度不均问题是一个阻碍一般碳素钢齿轮提高齿面硬度的关键。我们的计划是从两个方面入手,一方面着手启用新的GQJ系列减速箱,从用料到工艺流程开始全面进行改造,另一方面在原有JZQ系列基础上适当提高齿面硬度,使寿命相应的延长以解燃眉之急。

5) 关于变幅机构起制动冲击大问题

港口门座起重机的几大机构中要数变幅机构更具有特殊性,其主要特殊点突出体现在变幅速度很高,动作频繁,起制动猛烈,因而所造成的动力影响很严重。因为变幅机构的影响所造成的金属构件开裂,传动元件损坏等等事故多次发生。多年来许多同志从下述几个方面着手研究,并付出艰苦的努力,力求使之冲击小,起制动平稳。

①力求变幅全过程中货物水平位移曲线渐近于水平线,使变幅电机功率小,以减少起制动的冲击。

②力求平衡系统不平衡力矩最小,以促使变幅系统在一个较接近稳态的工作情况下工作,减少因不平衡力矩的正负变化所造成的冲击和振动。

③在驱动方案上选用平稳的传动如螺杆驱动,液压传动等。

④对不太平衡的传动加设缓冲装置,如齿条头部加缓冲器,传动齿轮中加弹簧齿轮等等。

⑤在整体结构中采用柔性门架以吸收变幅冲击能量,保持结构件的疲劳强度。

⑥在电气控制方案中选用平稳的传动方式,如用直流驱动,采用双级制动等。

上述6种方法我们几乎均尝试过,对推进我厂变幅机构的进步有一定的作用,自然也吸取了不少教训。这些教训的主要内容是:发展某种技术必须在广泛吸取国外发展的经验的基础上,充分考虑我国的国情,选择最有利最完善的技术方案。如在发展螺杆驱动方案中,我们一度选定了滚珠螺杆方案,而且为制造这种螺杆配置

了全部设备。但在生产了一批之后,我们发现这种高精度的传动装置,目前并不适合我们的厂情和国情。因为我们正处在发展中,每年要生产的门机台数近百台,每台门机必须配一套滚珠螺杆,而我厂利用这种精度高、工艺复杂的传动装置,每年生产不出几根螺杆,如果要坚持这样的选择又要适应每年的生产量,只有扩大外协或压缩本厂其他产品生产,其结果则是成本增高,缩小了本厂的服务面。实际上这是不允许的,实践证明这条路是不能再坚持走下去的。目前我们初步选定了走国外各先进厂家所走的路,采用三头滑动螺杆传动。经过几次与国外合作和派人出国培训,掌握了这种装置的设计、制造要领。就设计而言,有两大问题要解决:一是寿命问题,二是漏油问题。在寿命问题上,我们在滚珠杆中走的是高硬度道路,企图以高硬度换来长寿命。这样无形中就加重了制造工艺的复杂程度,使制造成本大幅度增加。而在滑动螺杆中我们也曾试图选用RC60左右的螺杆硬度,但又出现了螺纹淬火后磨削问题。通过与日立公司和西德MAN公司合作生产,从引进他们的设计资料发现,对螺杆、螺母的硬度选取与我们的预定方向相反。他们的螺杆均用碳素钢,螺纹表面硬度在HB250左右,而螺母均用耐磨性好的磷青铜,HB80左右。这就是说,国际上通用的是低硬度对低硬度,与我们原打算的高硬度对高硬度是两个思路。漏油问题也始终困扰着我

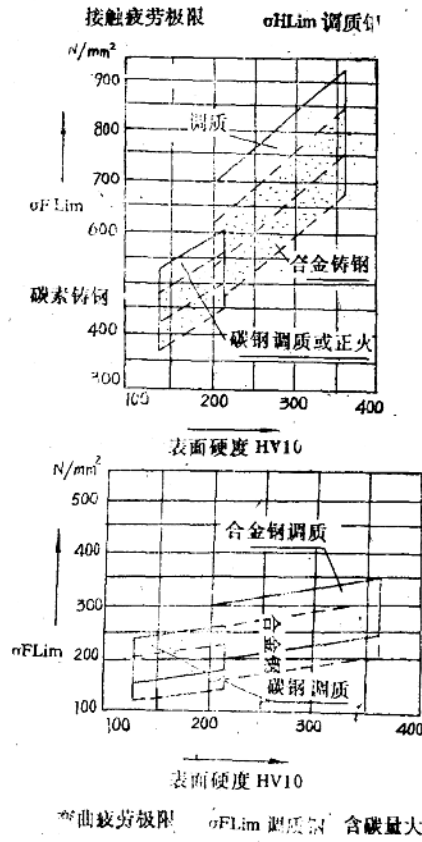


图 23

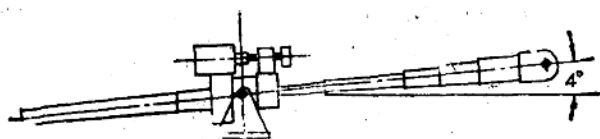


图 24

筒密封故然要好，但在总体设计中应保证螺杆倾角始终大于后倾 4° 的角度（图24），防止油流到套筒中去。就制造工艺而言，切削加工等工艺已不成问题，关键是矩形螺纹路面的光洁度（图25）如何达到。为此，我们派出人员到日立进行了这种工艺的培训，现已学成回国，为我厂自行生产三头螺杆驱动的变幅机构打下了基础。可以这样说，如果再有要求高的变幅机构订货，我们完全有条件自行设计这套装置，而且可以预言，我们的产品将不落后至目前国际上先进厂家的水平。因为我们的确踏踏实实走完了引进吸收消化的全过程，在设计制造工艺上都已掌握了它的主要点和关键技术。

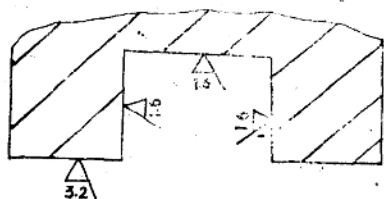


图 25

当然液压传动也是当今平稳的驱动方式之一。七十年代初我厂曾推出一批液压变幅门机，但因系统设计和元件存在一定的问题，未能起到应有的作用。在开放的形势与国外的合作与交流中，我们找到了处理变力矩传动问题的技术措施和可靠关键元件选择的出路，对采用液压变幅机构有了新的想法和路子。我们要在与用户合作的基础上展开这方面的试制，以使变幅机构更简单，传动更平稳。

6) 关于超负荷限制器问题

港口门机的超负荷限制器是机上必不可少的保护装置，多年来尽管国内外不少人在这方面下了很大功夫，推出了机械、电气、电子等各种各样的超负荷限制器，但至今我厂尚未真正找到可靠实用的装置。其主要困难在于港口门机的速度高，起动时冲击大，而且冲击幅度大，冲击衰减时间的随机性强。它与司机操作习惯，吊物重量，吊物体积，起升绳松弛程度，船舶舱口尺寸等均有关，难以判断是真超负荷还是假超负荷。

由图26可见，在起动时间 t_0 范围内虽出现了最大冲击力，但在衰减时间内亦可能出现较大的冲击力。在 t_0 时间范围内， $F = Q + \frac{Q}{g}a$ ，即力由负重和惯性力两部分组成。而在 $t_0 \sim t_1$ 时间范围内，力 F 就与多种因素有关了，甚至金属构件的振动也会反过来对 F 力产生影响。如果只考虑 t_0 段，则问题可大为简化，只要测得电机加速时间在 F 力中扣除加速引起的力即 $F = Q$ ，则可立即判断出是否超负荷。但是若考虑 $0 \sim t_1$ 范围的情况就不同了，在 $t_0 \sim t_1$ 段的 $F = f(xi)$ 式中 xi 为多因数，所以要得出准确判断就不大容易。几十年来我们一直为这个难题所困扰，而所有思路的着眼点是避开 t_1 之前的冲击影响。有的用延时，有的用阻尼油缸，其实质是一样的，均无法解决 $F = f(xi)$ 的困难。近年来南通港狼山作业区的崔家龙工程师提出，不以 t_1 为研究对象，确立以单个波峰和持续时间为真假超负荷依据。其基本思路是，根据图27，若确定 ψQ 定额为超负荷限位界线（ $\psi = 1.1, 1.2, 1.3$ ，

等)，如果负荷传力信号中出现了超过限位界线则开始计时，如果超线时间 t_2 或 t_3 小于限位延时时间 t' 则判为假超负荷，反之若 t_2 或 t_3 大于 t' ，则判为真超负荷，立即发出保护信号。按照这个思路，南通港狼山作业区自行设计制造了一种超负荷限制器，效果较好，现已在我

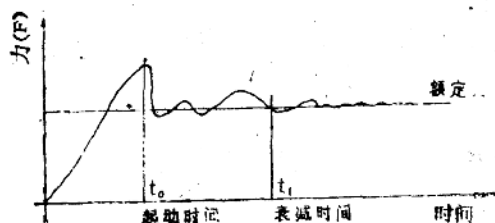


图 26

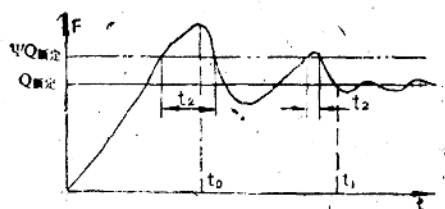


图 27

厂门机中采用，出厂调试较方便，厂内试车也较稳定，目前正在进行投产试运行。如果效果也好，则可以认为这个大难题将可按上述思路用机械电气等方式解决。用这个思路解决超负荷问题时，只需通过测试找到适当的 ψ 和 t' 值，即可较方便地设计出适用的超负荷限制器来。

二、三年内实现本厂发展目标

三十年的失换来了我们在设计制造港口门座起重机中的得。这就是经验，这就是实用的技术，这些是无价之宝。我们要赶在一大批在我国从事港机事业的元老还健在，还能工作的时候把这些技术汇集起来，为后人、为未来奠定一个好的基础。我厂已从1989年开始根据用户意见，针对生产中的实际问题拟定了课题，拟在厂内实行公开招标，发扬技术民主，鼓励竞争，发动全厂职工群策群力，有领导的组织工程技术人员向我们的技术难关发起总攻。通过这种技术上的民主讨论，促进全厂上下的意见统一，推进单件小批量生产的标准化、规范化，使生产能在一个较稳定的状况下逐年有所发展。1989年我们共发布了14个课题，全厂有72人自愿组成了50个课题组，分别向14个课题开展了进攻。一个为港机事业献身，为工厂贡献聪明才智的热潮已经形成。面对这种社会主义的建设热情，我们看到了希望，也看到了未来。让我们共同祝愿我们为之工作了一生的港机事业，在九十年代取得更大的进步。

港口门座起重机臂架设计制造中的教训

李士瀛

30年来我厂生产了各种港口门座起重机近600台,先后有10台出现了折臂事故,事故率占1.85%。这些事故发生后,各级领导都很重视。纵观这些事故,有设计制造方面的问题,也有使用不当的问题。但无论怎么看,我厂均应对事故承担主要责任。这些事故都有其共同的特点和条件。为彻底根除这种恶性事故的再发生,我们近年来作了一些工作。为更好地做好这一工作,在这里我们作为事故的当事者,提出一些想法供同行们参考,希望得到各位专家的指导和批评。

所有折臂事故几乎都有如下共同点:

1. 臂架弯折点均在变幅铰点前后1.5m范围内。这个现象反映了设计、计算中的最大弯矩断面是危险断面的统一性,同时也反映了在变幅铰点力流情况复杂的客观事实。

2. 大多数的折臂事故发生时,现场均未发生明显超载情况。这一情况反映出这几次折臂均不是因某次超载而发生的突然事故,而是一种较长时间、较多次破坏后的最终结果。

3. 所有折臂事故发生后均未产生人员伤亡事故。这并不是侥幸的偶然事故,而是反映事故发生过程的实况。它说明臂架开始弯折到最后稳定下来有一个时间过程,一般为1~2min。有的甚至达到约10min。这个过程实际上是断面过载应力传递的过程,也可以说是一种裂纹扩展的过程。

4. 除个别事故是发生在木材码头外,其余全部发生在散货抓斗作业的码头。这一点反映了散货抓斗作业繁重的特点。它说明抓斗作业不但频繁而且速度高,造成损伤的机会多,在设计中不但计算时要慎重考虑,而且在结构处理和施工要求上应有更完善的工艺措施。

5. 产生事故的门机几乎无一例外的拆除或损坏了超负荷保护装置,或超负荷保护装置失灵。这一点说明机上所设超负荷保护装置调整不方便,操作者不喜欢这种装置,认为它的存在有碍作业,而并不了解没有超负荷保护装置会带来怎样的严重后果。

6. 所有事故发生后,调出原设计计算档案审查复验,结果表明所计算的强度、刚度、稳定性无一例外的均符合当时规范的要求,但大部分接近许用的范围。这一情况说明,目前将现行规范的上限用于港口散货门机时,需要在制作、使用和原材料上提供更可靠的保证才行。

以上6个共同现象可归纳出3个共性问题,即:

1. 导致臂架弯折不是一个简单的强度或刚度问题。它的破坏不是突发性的,决不是一次超负荷所能造成的。事故现场并不一定发生在超负荷的条件下,它是一个伤痕扩展的过程,是日积月累的最后结果。过分地把分析注意力集中在事故现场的情况,很难找出事故的根本原因。折臂事故实际上是裂纹扩展到一定程度,也就是臂架断面缩小到一定程度,无力支承外负荷时的必然结果。在弯折过程中裂纹仍不断扩展,直到最后到达新的平衡点,弯折全过程才最后终止。这就是为什么折臂过程有较长时间的原因。