

矿山提升机械设计

潘 英 著

中国矿业大学出版社

TD534
P-919

矿山提升机械设计

潘英著

中国矿业大学出版社

责任编辑 刘永清 李朝雯

图书在版编目(CIP)数据

矿山提升机械设计/潘英编. —徐州:中国矿业大学出版社,2000.12

I. 矿… II. 潘… III. 矿井提升机—机械设计
IV. TD534.02

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 82142 号



中国矿业大学出版社出版发行
(江苏徐州 邮政编码 221008)

出版人 解京选

北京地质印刷厂印刷 新华书店经销

开本 787×1092 1/16 印张 11 字数 262 千字

2001 年 1 月第 1 版 2001 年 1 月第 1 次印刷

印数 1~1000 册 定价 15.50 元

(如有印装质量问题,本社负责调换)

序

《矿山提升机械设计》一书是作者长期从事教学和科研的经验及成果的积累和总结。书中的内容在矿山提升机械设计理论的领域中处于前沿水平,尤其是在钢丝绳动张力的研究和摩擦提升机的防滑计算方面,在国内外是领先的。

钢丝绳动张力的研究所得到的实用计算公式是在前苏联科学院院士Г. Н. Савин的公式的基础上通过大量的研究、实验而得到的。Г. Н. Савин的公式是本书公式在制动力矩建立时间 $\rightarrow 0$ 时的一个特殊情况。此公式为深井提升钢绳安全系数的确定和“二级制动”等提供了理论基础。此研究成果是《'96国际采矿科学技术讨论会》分会场的宣读论文。

摩擦提升机的防滑计算要比德国的计算曲线准确且方便,并从理论上证明了摩擦提升机的防滑计算在一定的条件下可用主导轮两侧的静张力比值来表达,为设计规范和安全规程在这方面的规定提供了理论基础。

塔式摩擦提升机整体横向振动的研究是动态设计的基础,在书中较详细地论述了这方面的内容。另外,书中对筒壳强度、支轮强度计算也作了较详细的推导,便于本科高年级学生和研究生使用。

总之,本书内容是丰富和先进的,且出版前作为本科高年级学生的选修课和研究生教材已用了多年,效果良好。

中国工程院院士

湯德全

2000年9月

第227/16

前 言

矿山提升机是矿山大型固定机械之一,随着矿井向深处的延伸和摩擦提升机的广泛应用,对提升机的机械设计提出了更高的要求。本书较系统地讲述了矿山提升机械设计理论,对计算公式作了较详细的推导。

缠绕式提升机的筒壳强度计算公式,经一系列推导后所得到的形式虽简单,但经现场实践运行证明是符合实际的。原设计是紧密木衬的筒壳,如果在运行中更换成松散木衬的形式,筒壳的承载能力就会下降,筒壳会出现早期失效。进一步用有限元解法所解出的结果与所得的简单的公式计算出的结果是类同的,对摩擦提升机主导轮筒壳强度的计算,最好采用有限元法来解。

钢绳在运行中动张力的计算,经过理论推导和实验研究所得到的实用计算公式,已被国内外的现场实验验证。此公式表明,决定最大动张力值大小的因素除了绳重和绳端载荷重外,还取决于制动时间的长短和绳的长度,当制动时间 $\rightarrow 0$ 时,即制动力矩为阶跃函数时,此公式的形式就是前苏联科学院院士Г. Н. Савин在文献[1]中所得到的公式。此公式为深井提升钢绳安全系数的确定和“二级制动”等提供了理论基础。

摩擦提升机的防滑计算是摩擦提升机在运行中首先要考虑的问题,各国的防滑计算的计算方法和设计规范不一样。本书中的防滑计算公式较简单,并且可以推出防滑计算在一定的条件下,可用主导轮两侧的静张力的比值来表达,这也就说明了为什么有些国家的设计规范所要求的当静张力比小于一个临界值时就认为是已经进行防滑计算了。但这是与摩擦因数等条件有关的,引用时一定要考虑到相关的具体条件。

塔式摩擦提升机在广泛应用的同时,也出现了一个问题,就是井塔和提升机的振动问题,亦即提出了动态设计这个课题。本书较详细地论述了该问题的基础理论部分——提升机整体的横向振动和井塔的水平振动的分析及控制振动的理论分析和方法

在本书出版前,敬请中国工程院资深院士汤德全教授审阅了全稿并为本书作了序,在此表示衷心的感谢。

本书由焦作工学院资助出版,在此特向院领导和为本书出版做了许多工作的同志们表示衷心的感谢。

本书曾作为本科生高年级学生的选修课和研究生的教材使用过多年,效果较好,但是由于作者的水平有限,书中难免有错误和不妥之处,敬请读者批评指正。

焦作工学院 潘 英
2000年10月

目 录

第一章 绪论	(1)
第二章 提升机钢绳的动张力的计算	(12)
第一节 用拉格朗日方程式建立离散系统的运动方程式	(12)
第二节 用模态分析法求离散系统的动力响应	(19)
第三节 提升机钢绳动张力的计算	(24)
第四节 立井提升机在紧急制动过程中钢绳的动张力	(26)
第三章 单绳缠绕式提升机滚筒的设计与计算	(46)
第一节 滚筒的结构及其失效形式	(46)
第二节 提升机滚筒的外载荷及筒壳变形微分方程式	(51)
第三节 与筒壳计算有关的弹性基础梁、圆环和圆板的计算	(57)
第四节 钢绳拉力降低系数	(69)
第五节 筒壳的强度计算	(72)
第六节 支轮与支环的强度计算	(81)
第七节 滚筒筒壳强度的有限元分析	(94)
第四章 缠绕式提升机主轴的设计计算及计算机程序	(102)
第一节 主轴的结构	(102)
第二节 主轴的强度计算	(103)
第三节 主轴强度与刚度计算的计算机程序的主要部分	(107)
第五章 多绳摩擦提升机的设计	(116)
第一节 摩擦衬垫	(116)
第二节 防滑计算	(117)
第三节 多绳摩擦提升机主轴装置的结构	(134)
第四节 多绳摩擦提升机主导轮的强度计算	(135)
第六章 塔式多绳摩擦提升机的振动及其控制	(150)
第一节 塔式井架的振动原因	(150)
第二节 井塔的结构和振动特性的分析	(151)
第三节 塔式多绳提升机的振动特性	(155)
第四节 提升机及井塔振动的控制	(161)
参考文献	(167)

第一章 绪 论

矿山提升机是矿山大型固定机械之一。矿山提升机从最初的蒸气机拖动的单绳缠绕式提升机发展到今天的交—交变频直接拖动的多绳摩擦式提升机和双绳缠绕式提升机，经历了170多年的发展历史。目前，国内外经常使用的提升机有单绳缠绕式和多绳摩擦式两种形式。本书主要介绍和研究这两种提升机动态分析时的数学模型，提升钢丝绳的动张力计算，缠绕式提升机滚筒和主轴等设计理论，摩擦提升机主导轮的设计计算理论及摩擦提升机的防滑计算，塔式摩擦提升机动态设计基础——提升机的振动和井塔的振动的理论分析及振动控制方法。

一、提升机的主要类型

单绳缠绕式提升机的工作原理见图1-1，布置图见图1-2。常用的型号列在表1-1中。

单绳缠绕式提升机又称为滚筒式提升机，提升容器用的钢丝绳是缠绕在滚筒上的，因此，无论立井或斜井均可使用，但它的提升高度和最大载荷等，受现有钢丝绳的制造能力和滚筒容绳量的限制。一般而言，当钢丝绳直径大于60 mm时，制造困难；同时，会导致提升机及提升设备庞大。所以，一般一次提升载荷重量不得超过20 t，一层缠绕时的提升高度不超过600 m。

多绳摩擦提升机是靠多根钢丝绳（通常是4根）与主导轮衬垫间的摩擦力来提升容器和负载的，只用在立井中，其提升高度和最大载荷不受容绳量的限制（因为对于摩擦提升机来讲不存在容绳量的问题），而且通常为4根绳。所以，它的提升高度和最大载荷都比单绳缠绕式提升机大。目前认为，多绳摩擦提升机，一次提升载荷重量不得超过50 t，最大提升高度一般不超过1 200 m~1 300 m。

根据安装在井塔或地面上的不同，多绳摩擦提升机分为塔式或落地式两种。它们的工作原理分别见图1-3、图1-4，其布置图分别见图1-5、图1-6。这种提升机常用的型号列在表1-2中。

单绳缠绕式和多绳摩擦式提升机的使用范围，定性地表示于图1-7中的ABCDO和AEGHO的两区域。双绳缠绕式提升机的使用范围为图1-7中点划线内的区域。

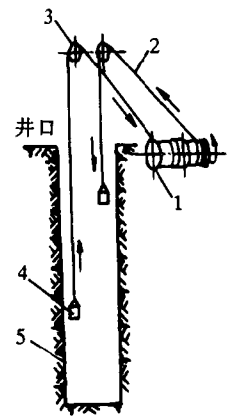


图1-1 单绳缠绕式提升机工作原理图
1—提升机；2—提升钢丝绳；
3—天轮；4—提升容器；
5—井筒

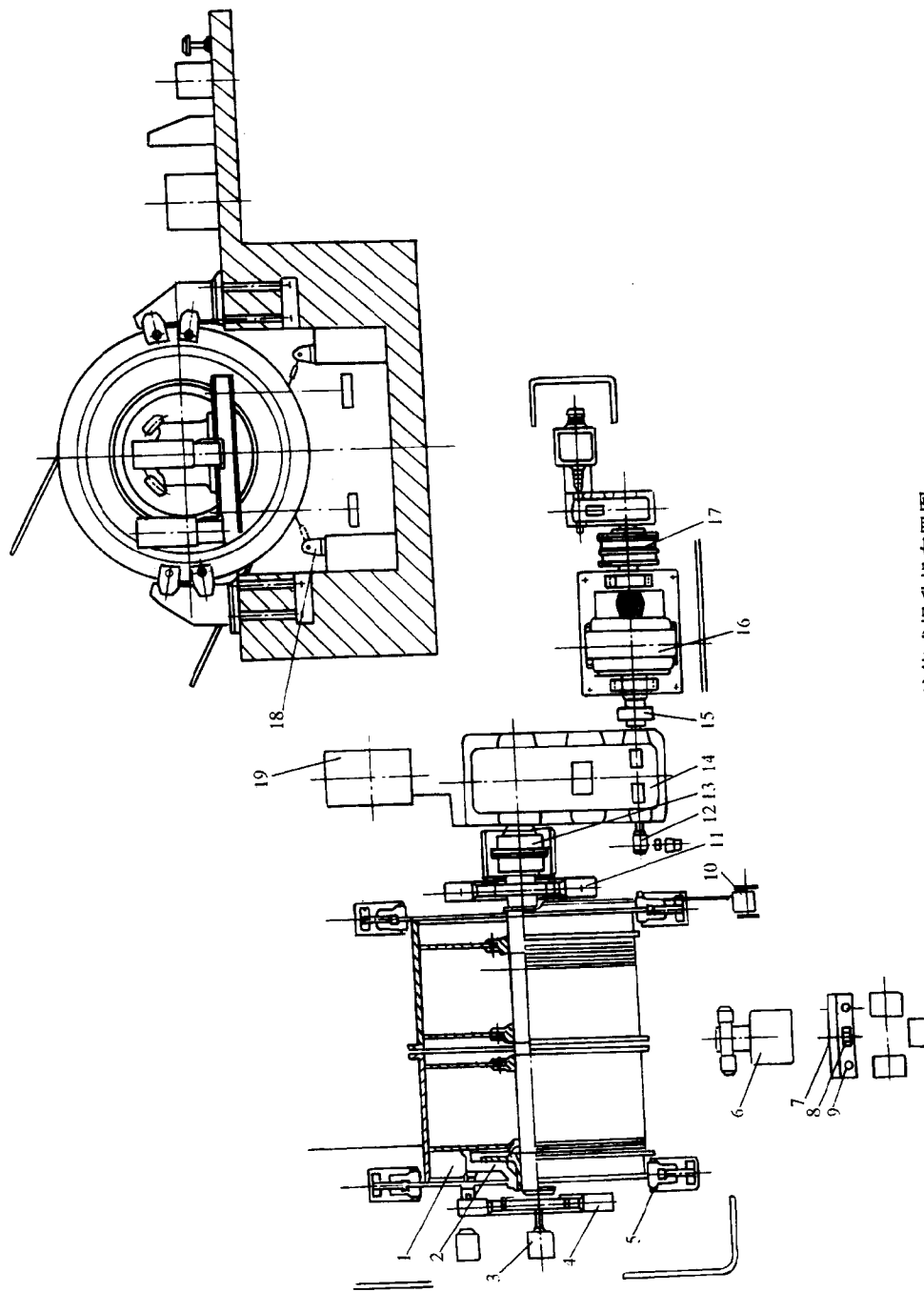


图 1-2 缠绕式提升机布置图

- 1—主轴装置; 2—径向离合器; 3—多水平深度指示器传动装置; 4—左轴承; 5—盘式制动器; 6—液压站; 7—操作台;
 8—丝杠式粗针指示器; 9—圆盘式精针指示器; 10—牌坊式深度指示器; 11—右轴承; 12—测速发电机; 13—齿轮联轴器; 14—减速器;
 15—弹性棒联轴器; 16—电动机; 17—微拖动装置; 18—锁紧器; 19—酒精站

表 1-1 缠绕式矿井提升机型号及基本参数*

机器型号	滚筒				两钢丝绳最大静张力/kN	两钢丝绳最大静张力差/kN	最大钢丝绳直径/mm	提升高度/m			减速器速比	减速器静扭矩/kN·m	电动机转速(不大于)/r·min ⁻¹	提升速度(不大于)/m·s ⁻¹	滚筒中心高/mm	机器旋转部分总变位质量(不包括电动机)(不大于)/t	机器部分总质量(不包括电动机和电控)(不大于)/t
	个数	直径/m	宽度/m	两滚筒中心距/mm				一层	二层	三层							
JK-2/20 JK-2/30	1	2	1.5		60	60	21.5	290	610	950	20 30	50/75	1000	5	650	6.1 7	23
JK-2.5/20 JK-2.5/30	1	2.5	2		90	90	31	400	810	1 290	20 30	75/115	750	8.5	650	12.9 13	37
JK-3/20 JK-3/30	1	3	2.2		130	130	37	460	960	1 500	20 30	120/180	750	10			
2JK-2/11.5 2JK-2/20 2JK-2/30	2	2	1	1 130	60	40	24.5	170	380	600	11.5 20 30	50/75	1 000	5	650	7.2 8.2	27
2JK-2.5/11.5 2JK-2.5/20 2JK-2.5/30	2	2.5	1.2	1 350	90	55	31	220	500	790	11.5 20 30	75/115	750	8.5	650	11 11.5	37
2JK-3/11.5 2JK-3/20 2JK-3/30	2	3	1.5	1 630	130	80	37	290	650	1 000	11.5 20 30	120/180	750	10	650	16.3 17	53
2JK-3.5/11.5 2JK-3.5/20	2	3.5	1.7	1 840	170	115	43	340	750		11.5 20	200/300	750	12	700	20.5 23.8	95
2JK-4/10.5 2JK-4/20	2	4	2.1	2 260	210	140	47.5	450	930		10.5 20	280/420	600	12	700	24 26	74
2JK-5/10.5 2JK-5/11.5	2	5	2.3	2 460	260	180	52	570			10.5 11.5	450/650	600	15	900	36.3 36.7	

注:此表仅供参考

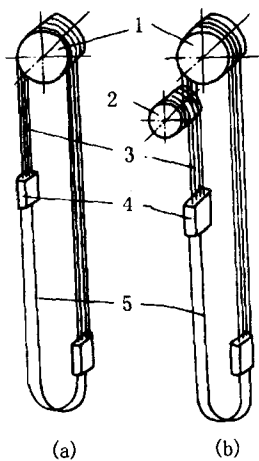


图 1-3 塔式多绳摩擦轮提升机
工作原理图
(a) 无导向轮系统；(b) 有导向轮系统
1—主导轮；2—导向轮；3—提升钢丝绳
4—提升容器；5—尾绳

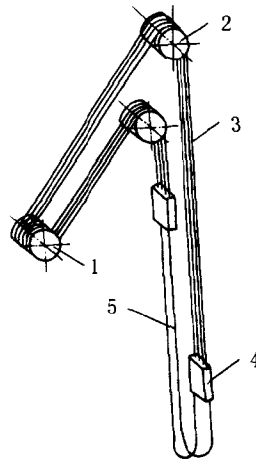


图 1-4 落地式多绳摩擦轮提升机工作原理图
1—主导轮；2—天轮；3—提升钢丝绳
4—提升容器；5—尾绳

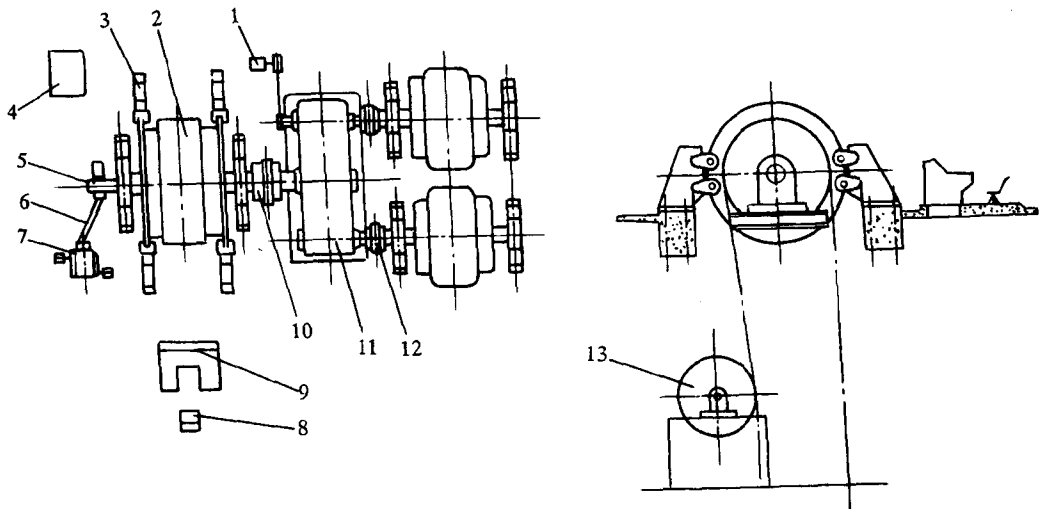


图 1-5 塔式多绳摩擦轮提升机布置图
1—测速发电机；2—主轴装置；3—盘式制动器；4—液压站；5—精针发送器；6—万向联轴节；7—深度指示器；
8—司机座椅；9—操纵台；10—齿轮联轴器；11—减速器；12—弹性联轴器；13—导向轮

二、提升机参数

提升机参数分成机械性能参数和运行参数两大类。反映提升机机械性能的参数很多，比如对缠绕式提升机来讲有滚筒直径和宽度、最大提升速度、容绳量和电动机功率等等。对多绳摩擦式提升机来讲有主导轮直径、绳根数、衬垫的摩擦因数、围包角等。根据这些参数的相互关系可分为主参数、其他参数（或称次要参数）和条件参数。

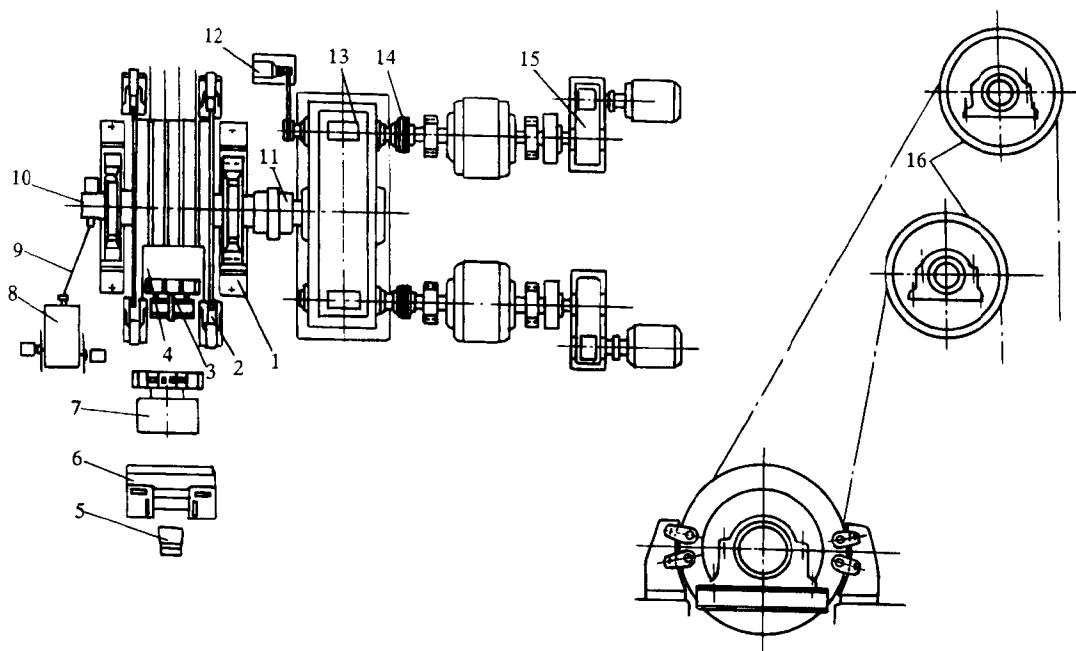


图 1-6 落地式多绳摩擦轮提升机布置图

1—主轴装置；2—盘形制动器；3—车槽装置；4—主导轮护板；5—司机座椅；6—操纵台；7—液压站；
8—深度指示器；9—万向联轴器；10—精针发送器；11—齿轮联轴器；12—测速发电机；13—减速器；
14—弹簧联轴器；15—微拖动装置；16—天轮

表 1-2 多绳摩擦轮提升机定型产品参数表*

机 器 型 号		JKM 1.35×4 (B)	JKM 2×4 (B)	JKM 2.25×4 (B)	JKM 2.8×4 (I)	JKM 2.8×4 (IV)	JKM 3.25×4 (I)	JKM 3.25×4 (II)	JKM 2.8×6 (A)	JKM 4×4 (A)
直 径 /m	主导轮	1.85	2	2.25	2.8	2.8	3.25	3.25	2.8	4
	导向轮	—	—	2	2.5	2.5	3	3	2.5	3
负 载 /kN	最大静拉力	204	244	244	300	300	400	400	529	600
	最大静拉力差	60	60	60	90	95	140	140	150	180
钢丝绳最大直 径/mm	有导向轮	—	—	23	28	28	32.5	32.5	28	39.5
	无导向轮	23	25	28	—	—	—	—	—	—
钢绳根数		4	4	4	4	4	4	4	6	4
钢绳间距/mm		200	200	200	300	300	300	300	250	300
最大提升速度/m·s ⁻¹		9.7	10.5	11.8	11.8	11.8	12	12	12	13.8
最大件外形尺寸 (主轴装置) /mm×mm×mm	长	2 350	2 500	2 750	3 700	3 700	3 700	3 700	3 220	4 420
	宽	2 000	2 000	2 000	2 600	3 000	2 700	3 300	3 160	2 900
	高	2 350	2 500	2 750	3 700	3 700	3 700	3 700	3 220	4 420

注：此表仅供参考

续表

机器型号	JKM 1.35×4 (B)	JKM 2×4 (B)	JKM 2.25×4 (B)	JKM 2.8×4 (I)	JKM 2.8×4 (IV)	JKM 3.25×4 (I)	JKM 3.25×4 (II)	JKM 2.8×6 (A)	JKM 4×4 (A)	
主轴装置质量/t	8.9	9	9.4	20	18	23	22	22.5	31.2	
机器总质量/t	29.1	29.2	29.7	50.3	46.5	60	54	60.5	80	
所有旋转部分变位到主导轮圆周上的变位质量/t	估7	估7	估7.5	估13	估13	估13.5	估13.5	16.5	21.2	
导向轮变位到主导轮的圆周上的变位质量/t	—	—	1.45	2.12	2.12	2.8	2.8	3.4	2.44	
减速器型号及规格	型号	ZG-70	ZG-70	ZG-70	ZG-80	ZHD ₂ R-120(II)	ZG-90	ZHD ₂ R-120(II)	ZG-90	ZHG-100
	级数	双级				单级	双级	单级	双级	双级
	出轴	单出轴				双出轴	单出轴	双出轴	单出轴	单出轴
	齿形	渐开线				圆弧	渐开线	圆弧	渐开线	圆弧
	速比	7.35; 10.5; 11.5								
	扭矩 _动 /kN·m	76/115	76/115	76/115	130/185	280/420	225/380	280/420	225/380	380/570
	质量/t	12	12	12	17	16	24	16	25	35
电动机	最大近似功率/kW	640	690	780	1180	1220	1840	1840	1970	2760
	转速/r·min ⁻¹	365; 490; 590; 735					490; 590; 740			
电控设备	1. 交流控制: 带金属电阻和磁力控制站, 并可带动力制动、微拖动、低频拖动 2. 直流控制: 电动机发电机组, 电机扩大机励磁									

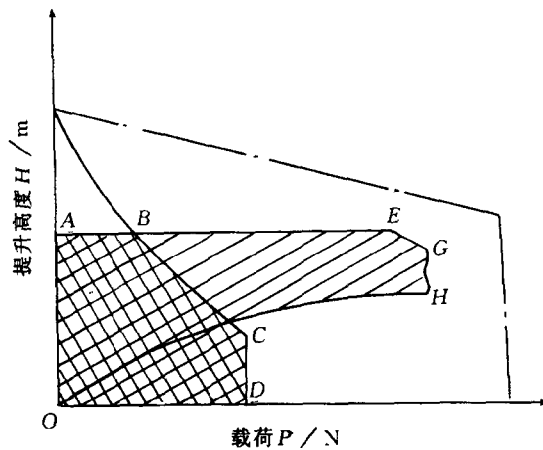


图 1-7 提升机械的使用范围

1. 条件参数

条件参数是作为限制条件而预先给出的参数, 是提升机参数所应满足的先决条件。包

括其他标准已作了规定的参数，如多绳摩擦提升机衬垫的摩擦因数，交流电动机的同步转数和额定转数等。

2. 主参数

主参数一般只有一个（或最多两个），它代表了提升机的主要性能特征。其基本特征是：首先，能反映产品在设计方面的基本特性；其次，它是最稳定的参数；第三，便于应用。主参数的范围和分档是根据实际应用情况的统计调查来确定的。提升机的主参数一般认为是滚筒（或主导轮）的直径，其分档主要是既能满足大多数用户，即根据煤层和矿层的埋藏深度和当前的机械发展水平的需要，又能有利于生产厂家降低成本。当然分档越细越能满足现场需要，但是产品的成本也要提高。

目前确定主参数系列分档的比较实用的办法是绘出“提升能力”图，或称为参数型谱图，亦称为同一类提升机械各种规格的“使用范围图”。图 1-8 是国产双滚筒缠绕式提升

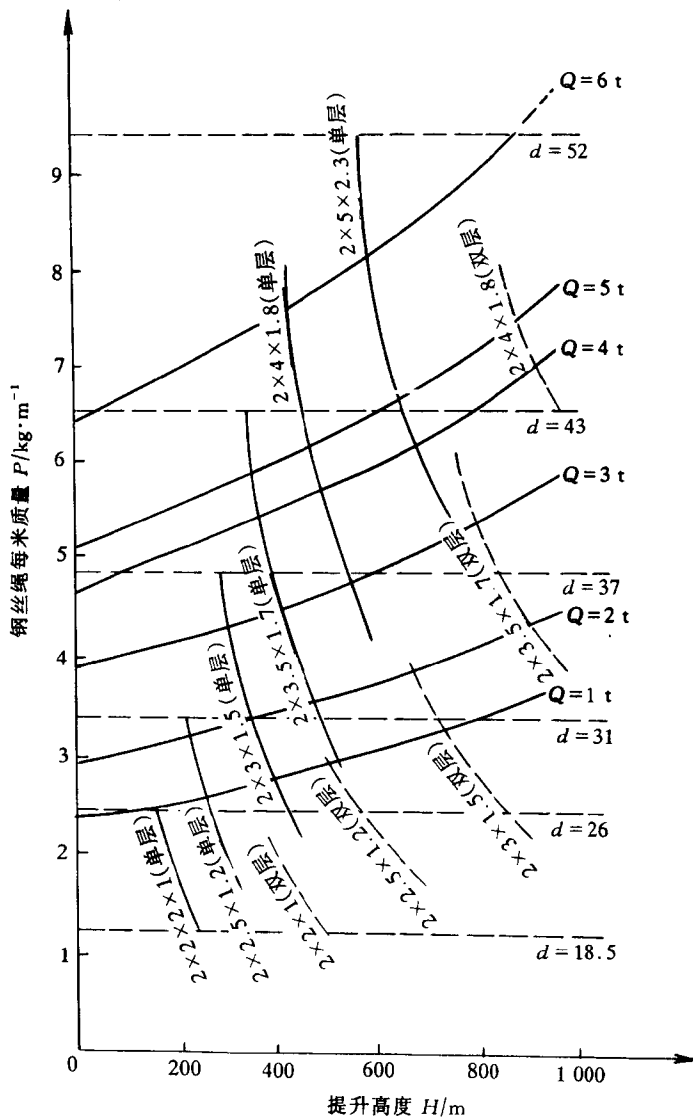


图 1-8 双滚筒缠绕式提升机的使用范围

机的“使用范围图”。此图是以提升高度和钢丝绳每米质量为两个坐标来绘制的使用范围图，从图上可明显的看出主参数分档的均匀性和各种机型的覆盖面，可以根据实际的情况把某区域的分档再细一些或间距再加宽一些。图中 Q 为额定负载，单位为 t 。

3. 其他参数

其他参数亦称次要参数，是由主参数决定的，与主参数有某种依赖关系。有的可表示为某种确定的函数关系，如滚筒直径与钢丝绳之间的关系。有的则有一定的相关关系。

主参数确定后，根据其他性能参数与主参数的关系，就可以确定其他参数。下面以缠绕式提升机为例来说明，缠绕式提升机的主参数是滚筒直径 D 。

1) 钢丝绳直径 d

滚筒直径 D 确定后，选择钢丝绳直径的主要原则是使钢丝绳在绕过滚筒时不产生过大的弯曲应力。理论和实践都证明，钢丝绳中所产生的弯曲应力大小，取决于滚筒直径与钢丝绳直径之比。

对于缠绕式提升机，安全规程规定：

工作在地面时

$$D/d \geq 80 \quad \text{同时满足} \quad D/d_s \geq 1200$$

工作于井下时

$$D/d \geq 60 \quad \text{同时满足} \quad D/d_s \geq 900$$

式中 d_s ——绳中最粗钢丝的直径。

2) 滚筒宽度 B

对于缠绕式提升机，在卷筒直径已定的情况下， B 值可根据国家矿井平均深度，提升机与井筒的相对位置，以及容器的中心距等参数来确定。对于多绳摩擦轮提升机的宽度，主要由绳间距来确定。一般绳间距在 200 mm~300 mm 左右。

3) 提升高度 H

在 D 、 B 、 d 确定后，每种提升机的最大提升高度还取决于缠绕层数。各种使用条件下的缠绕层数，安全规程中均有明确规定。

4) 钢丝绳最大静张力 P

根据钢丝强度及钢丝绳安全系数来确定钢丝绳最大静张力 P 。钢丝的抗拉强度 σ_b ，一般取为 1 500 MPa~1 700 MPa；钢丝绳的安全系数 n_0 ，由安全规程规定。从而钢丝绳的最大静张力可按式确定：

$$P = \frac{P_z}{n_0}$$

式中 P_z ——钢丝绳中所有钢丝破断力之和。

5) 钢丝绳最大静张力差 ΔP

确定最大静张力差的主要因素是容器的自重及钢绳的自重，它等于上提侧和下放侧钢绳静张力差的最大值。

6) 最大提升速度 v_{\max}

最大提升速度 v_{\max} 的确定，应满足经济性与安全性的要求。分析证明经济提升速度

$$v_j = (0.4 \sim 0.5) \sqrt{aH}$$

式中 a ——加速度, m/s^2 ;
 H ——提升高度, m ;
 v_j ——经济提升高度, m/s 。

由于一般情况下 $a = 0.6 \text{ m/s}^2 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$, 故

$$v_j = (0.3 \sim 0.5) \sqrt{H}$$

当 $H < 200 \text{ m}$ 时取下限, $H > 600 \text{ m}$ 时取上限。最大提升速度 v_{\max} 应尽量接近 v_j 。

安全规程规定: 立井升降输送人员时的最大提升速度 $\leq 0.5 \sqrt{H}$; 立井升降输送物料时的最大提升速度 $\leq 0.6 \sqrt{H}$ 。对于斜井, 也有相应的规定。

7) 电动机的功率 P_N

电动机的功率可近似地由下式计算:

$$P_N = \frac{K \Delta P v_{\max}}{1000 \eta} \cdot \rho$$

式中 P_N ——功率, kW ;
 ΔP ——钢丝绳最大静张力差, N ;
 v_{\max} ——最大提升速度, m/s ;
 K ——矿井阻力系数, $K = 1.15 \sim 1.2$;
 η ——减速器效率, $0.85 \sim 0.92$;
 ρ ——动力系数, $\rho = 1.4 \sim 1.2$ 。

提升机的运行参数是指在提升过程中, 提升机滚筒周边上的线速度、线加速度、线减速度及作用于周边上的力等。当不计钢绳和提升机各构件的弹性时, 这些值就等于提升容器在井筒中运行的速度和加(减)速度以及作用在与滚筒分离点与相遇点上钢绳的受力。将速度和加速度用图形表示出来, 称为速度图和加速度图。把作用于滚筒(主导轮)周边上的力用图表示出来, 称为力图。

对于箕斗提升一般采用六阶段速度图, 如图 1-9 所示。其运行参数在速度图可表达的有: $t_0, t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, a_0, a_1, a_3, v_0, v_m, v_4, h_x, h_1, h_2, h_3, h_4$ 以及休止时间 θ 。对于箕斗提升, $h_x = 2.35 \text{ m}$, $v_0 = 1.5 \text{ m/s}$ 是已知数据, h_4, v_m, a_1, a_3 确定后其他参量可用下列分式计算出来:

$$a_0 = \frac{v_0^2}{2h_x}$$

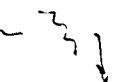
$$t_0 = \frac{v_0}{a_0}$$

$$t_1 = \frac{v_m - v_1}{a_1}$$

$$h_1 = \frac{v_m + v_0}{2} t_1$$

$$t_4 = \frac{h_4}{v_4}$$

$$t_3 = \frac{v_m - v_4}{a_3}$$



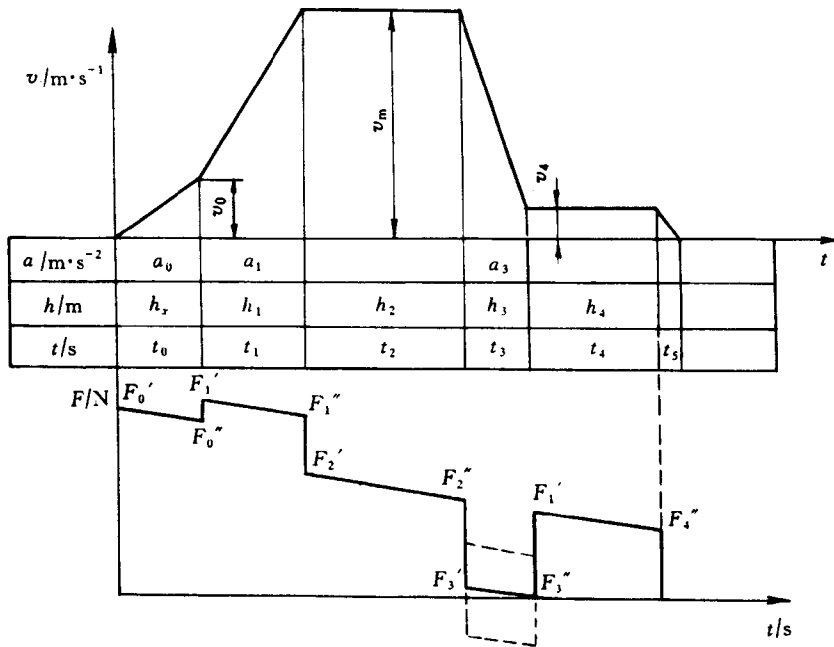


图 1-9 提升速度图和力图

$$h_3 = \frac{v_m + v_4}{2} t_3$$

$$h_2 = H - h_x - h_1 - h_3 - h_4$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_m}$$

一次提升循环时间

$$T_x = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + \theta$$

式中 t_5 ——抱闸时间，一般取 1s。

对于箕斗提升，动力方程式为

$$F = KQ + (P - q)(H - 2x) \pm ma$$

式中 F ——作用于滚筒周边的力，N；

K ——矿井阻力系数；

P ——提升钢绳每米重量（摩擦提升时为提升绳每米总重），N/m；

q ——尾绳每米重量（摩擦提升时为尾绳每米总重），N/m；

H ——提升高度，m；

x ——该瞬间提升容器已走过的距离，m；

m ——提升系统变位质量，kg；

a ——该瞬间的加（减）速度值， m/s^2 。

力图如图 1-9 所示。

电动机的等效力

$$F_d = \sqrt{\int_0^T F^2 dt / T_d}$$

$$T_d = \frac{1}{2} (t_0 + t_1 + t_3 + t_4 + t_5) + t_2 + \frac{\theta}{3}$$

电动机的等效功率

$$P_d = \frac{F_d \cdot v_m}{\eta_j}$$

式中 η_j ——提升机减速器的效率。