第九篇

矿井提升机械设备运行与维修

第一章　提升容器运行参数与操作

提升容器供装运货载、人员、材料和设备之用。它的合理选用直接关系着提升设备的能力及其他设备的选择。目前，我国冶金矿山竖井提升采用罐笼和箕斗两种提升容器。

第一节　罐　　笼

罐笼可供提升矿石、废石、人员、材料和设备之用。故罐笼既可用于主井提升，也可用于副井提升。

罐笼有单绳(图 9－1－1)和多绳(图 9－1－5)两种。按层数分为单层(图 9－1－1)、双层(图 9－1－5)和多层罐笼。我国冶金矿山广泛采用单层罐笼，有时也采用双层罐笼。

一、罐笼的结构及其附属装置

单绳单层罐笼的结构如图 9－1－1 所示，它由以下部分组成。

1.罐体

罐体是承载的金属结构，是罐笼的重要组成部分，图示罐笼为斜杆式罐体，新系列罐笼制成竖杆框架式罐体。罐体两侧焊有带孔的钢板，以防止淋水和石块掉入罐内；两端装有罐门，以保证提升人员的安全；顶部设有可开启的顶盖门，供放入长材料用；底部焊有花纹钢板并敷设有供推入矿车用的轨道。为避免提升过程中矿车在罐笼内移动，罐底还装有阻车器(罐挡)。

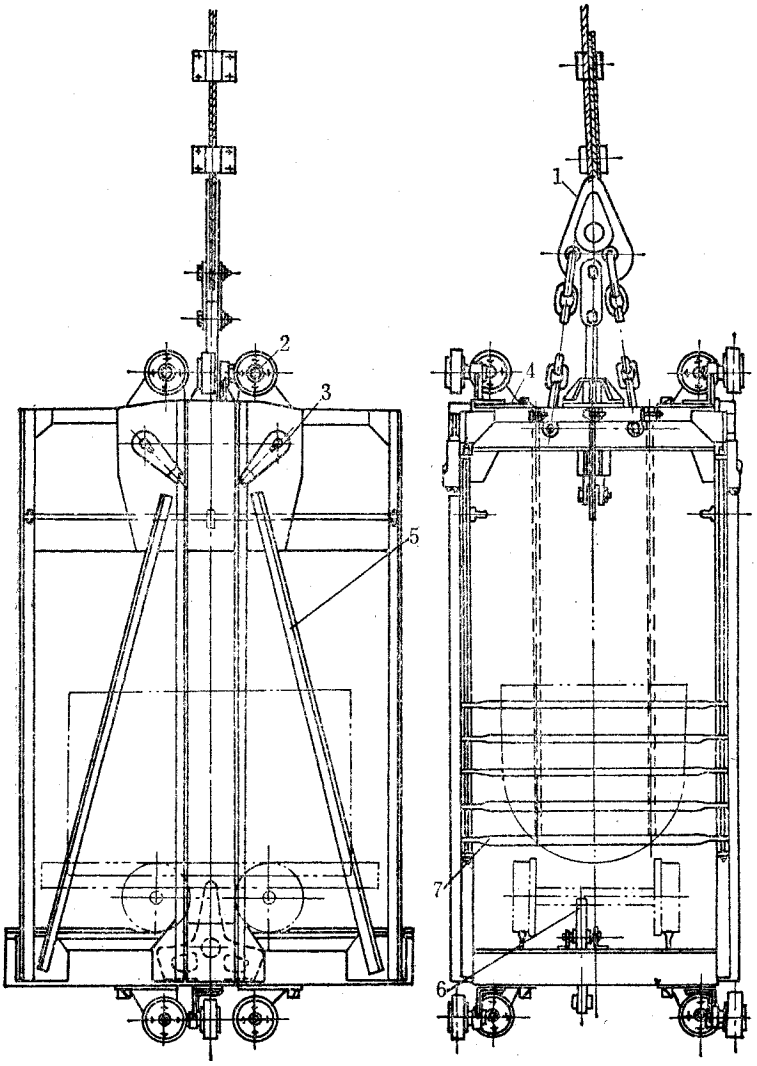


图 9－1－1　单绳单层罐笼

1—悬挂装置；2—导向装置；3—防坠器；4—顶盖门；

5—罐体；6—罐内阻车器；7—罐门

2.悬挂装置

悬挂装置是指提升容器与提升钢丝绳之间连接部件的总称。单绳悬挂装置只有连接装置部分，其用途是将罐笼与钢丝绳连接起来。图示罐笼采用桃形环绳卡连接装置，新系列罐笼采用双面夹紧自位楔形绳卡连接装置，其结构如图 9－1－2 所示。两块侧板 2 用螺栓连接在一起，钢丝绳绕装在楔块 1 上，当钢丝绳拉紧时，楔块挤进由梯形铁 4（能自动调位）和 5 与侧板构成的楔壳内，将钢丝绳两边卡紧。吊环 3 和孔 6、7 用来调整钢丝绳长度。限位板 8 在拉紧钢丝绳后用螺栓拧紧，以阻止楔块松脱，其特点是：钢丝绳直线

进入,能防止在最危险部分产生附加弯曲应力,可减少断丝现象,延长钢丝绳使用寿命;双面夹紧具有较大的楔紧安全系数,可防止钢丝绳因载荷的变化在楔面上产生的滑动及磨损;自动调位结构能使钢丝绳上夹紧压力分布均匀;且其长度较短,可减少容器的总高度。克服了桃形环绳卡连接装置的缺点。

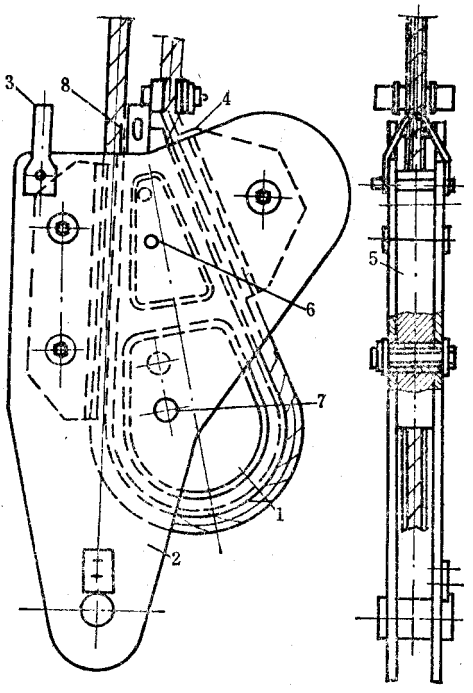


图 9－1－2　能自动调位的双面夹紧楔形绳卡

1—楔块;2—侧板;3—吊环;4,5—梯形铁;

6、7—调整孔;8—限位板

3.导向装置

导向装置一般称为罐耳,罐笼借罐耳沿着井筒中的罐道运动。根据罐道的不同分为刚性罐道(槽钢组合罐道、钢轨罐道等)导向装置和柔性罐道(钢丝绳罐道)导向装置。刚性罐道导向装置采用滚轮罐耳,也可用滑动罐耳。滚轮可用铸钢或橡皮制成,滑动罐耳一般采用铸钢或型钢焊接。钢丝绳罐道导向装置主要是用滑动导向套,一般每根绳罐道有两个导向套。为更换方便,导向套及其衬套为对开式的两半组成。衬套的材料多用铸铁或尼龙。衬套的内圆直径大于绳罐道直径 2～5 毫米,允许最大磨损厚度 10 毫米,长度为绳罐道直径的 5～6 倍以上。采用钢丝绳罐道时,不仅要设置钢丝绳罐道的滑动导向套,还必须设有刚性罐道的滑动罐耳,以适应井口换车时稳罐的需要或过卷时进入楔形罐道起安全作用。

4.断绳防坠器

安全规程规定 升降人员或升降人员和物料的罐笼,必须装置可靠的断绳防坠器(保险器)。当钢丝绳或连接装置万一发生断裂时,防坠器可使罐笼卡在罐道上,以保证所运送人员的安全。

防坠器的结构一般与罐道种类有关,各种罐道均有相应的断绳防坠器。图示罐笼采用木罐道齿爪式防坠器,其结构如图 9－1－3 所示。在正常工作时弹簧 2 被压缩,主吊杆 1 通过支承翼板 3、弹簧套筒 4 及螺栓与罐笼的主横梁 5 相连接。当钢丝绳破断或主吊杆断裂时,弹簧 2 松开,传动其下面的横担 6,使连杆 7 下落,杠杆 8 通过键使轴 9 旋转,齿爪 10 转动后抓捕罐道木。

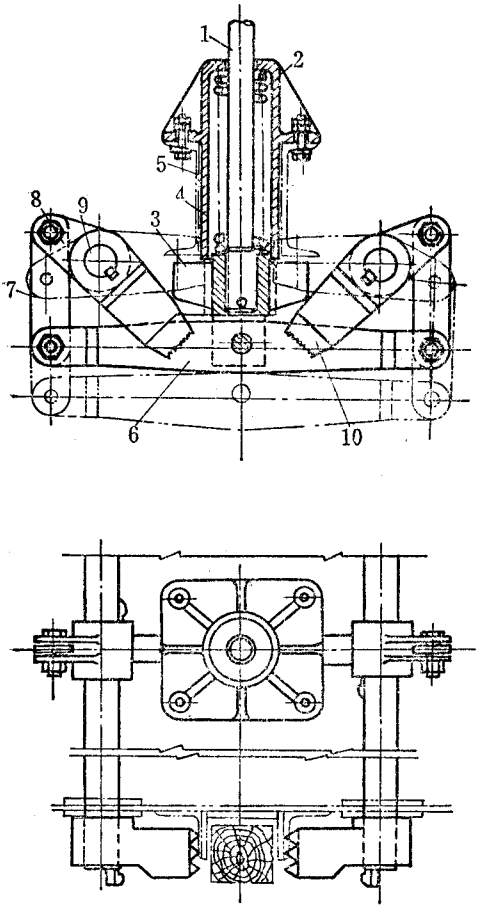


图 9－1－3　木罐道防坠器

1—主吊杆;2—弹簧;3—支承翼板;4—弹簧套筒;5—罐笼主梁;6—横担;7—连杆;8—杠杆;9—轴;10—齿爪

新系列罐笼采用钢丝绳制动防坠器(GS 型、YS 型)。罐笼可沿任一种罐道运行,而

防坠器利用导向套沿着两根制动钢丝绳滑动。制动钢丝绳沿整个井筒安设，其上端通过连接器与固定在井架上的缓冲器的缓冲钢丝绳相连接，下端用安装在井底水窝的拉紧装置拉紧并固定。GS 型防坠器的抓捕器由传动装置和执行机构（抓捕器本体）组成，其结构如图 9－1－4 所示。在正常运行时，提升钢丝绳通过罐笼顶部的连接装置将主拉杆 5 向上提，这时传动装置的弹簧 7 处于压缩状态。主拉杆 5 的下端通过销轴 4 与平衡板 3 相连，平衡板又通过连杆与杠杆 1 相连，杠杆 1 可以绕支承座 2 上的轴旋转，当弹簧 7 被压缩时，杠杆 1 的前端处于最低位置（距执行机构的下边 20 毫米）。

抓捕器的执行机构的结构如图 9－1－4a 所示，其偏心杠杆 1 在正常运行时与水平轴线成 30°角，它的轴装在侧板 3 和 6 上，闸瓦 2 套在偏心杠杆 1 前端的偏心凸轮上，闸瓦工作面有与制动绳直径相吻合的半圆形槽，它与制动绳的间隙每边为 8 毫米，在罐笼正常运行时，制动绳可以自由通过。当提升钢丝绳断裂后，弹簧伸长，通过传动杠杆抬起抓捕器的执行机构，偏心杠杆 1 转动，使两个闸瓦互相接近直至卡住钢丝绳。固定在罐笼侧壁上的连接板 5，作安装导向套 4 之用，同时也作为抓捕器执行机构的限位装置。偏心杠杆的尾部由销轴支持在方形滑块上，此方形滑块可沿固定在罐笼弦梁上的支承架 9 内的导槽横向滑动（见图 9－1－4）。

图 9－1－4 中定位销 6 的直径为 8 毫米，在正常提升时起定位作用，防止平衡板绕轴 4 旋转。由于抓捕器制造和安装上的误差以及两条制动绳磨损不一致等原因，造成罐笼两侧的抓捕器执行机构不能同时抓捕，其中必然有一个执行机构先卡住制动绳。此时平衡板便转动，切断定位销，从而保证另一个执行机构也能很快卡住制动钢丝绳。

多绳双层罐笼的结构如图 9－1－5 所示。新系列多绳罐笼与单绳罐笼不同之点在于：(1)悬挂装置较复杂，它采用多点连接的三角板悬挂，除连接装置外，还有调绳装置；(2)罐笼底部设有尾绳悬挂装置；(3)对于单水平用的多绳罐笼可采用活动底盘罐体；(4)没有断绳防坠器。

二、罐笼的承接装置

罐笼在井底、井口车场及中间中段为了便于矿车出入而使用承接装置。

1.刚性罐道承接装置

用于刚性罐道的承接装置有承接梁、罐座（托台）及摇台三种型式。承接梁只用于井底车场，罐座和摇台可用于井底和井口车场，中间中段规定使用摇台。

罐座是利用托爪将罐笼托住，故可使罐笼的停车位置准确，推入矿车的冲击由托爪承担。但下放位于井口托爪上的罐笼时，必须将罐笼提起一定的高度，使操纵复杂化；罐笼落在井底的托爪上时，钢丝绳容易松弛，因而提升时钢丝绳内产生冲击负荷。另外当

操作不当时,易发生顿罐事故。一般型式的罐座不适于多绳摩擦提升。对于具有活动底盘的多绳提升罐笼采用托罐器作为承接装置。

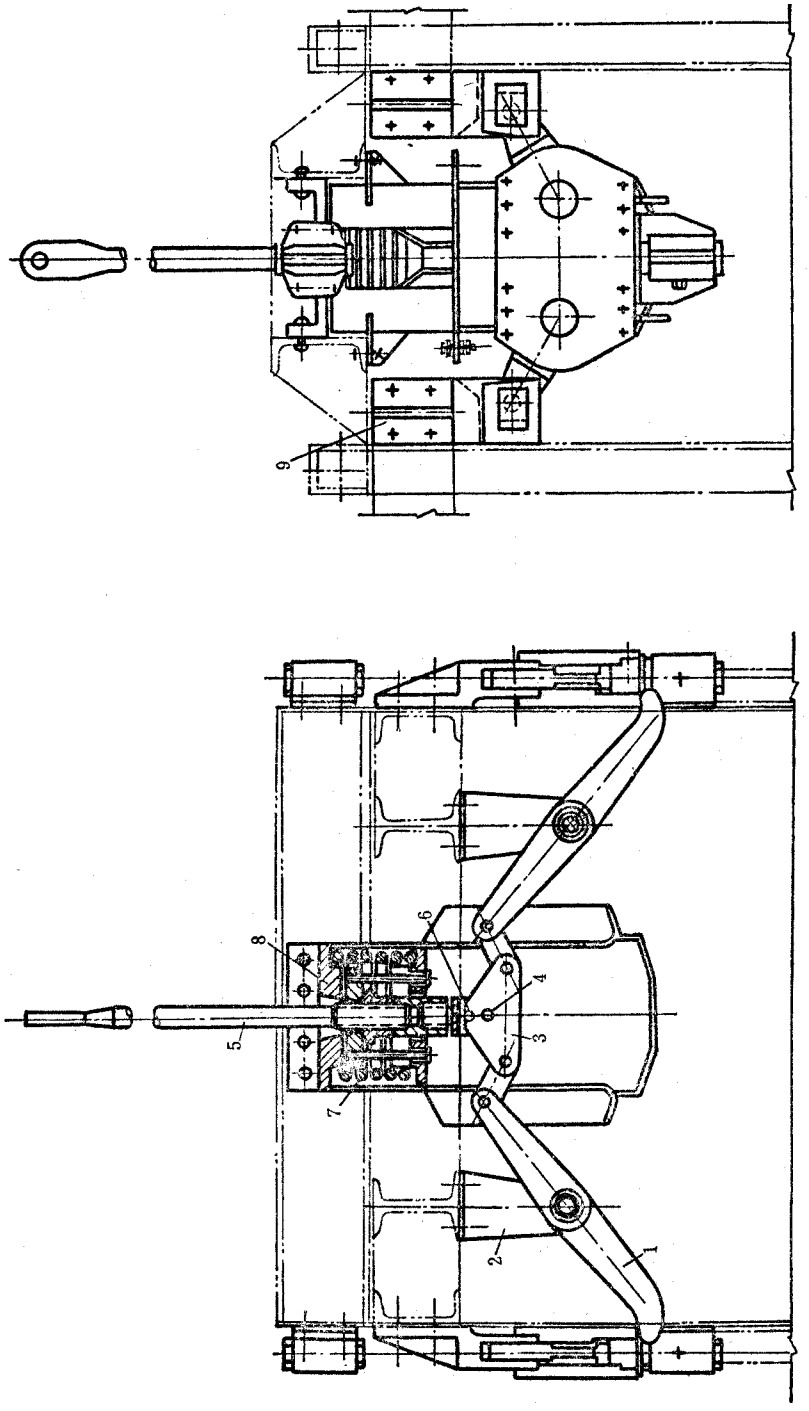


图 9-1-4　GS 型防坠器的抓捕器

1—杠杆；2—支承座；3—平衡板；4—销轴；5—主拉杆；6—定位销；7—弹簧；8—盘座；9—支承架

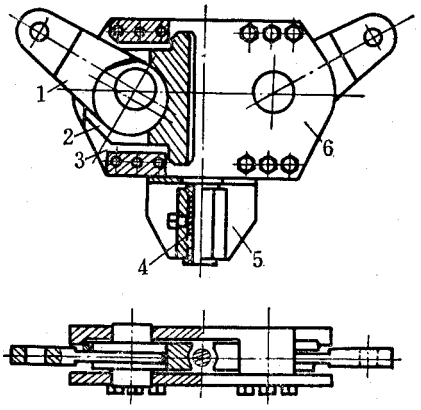


图 9－1－4a　抓捕器的执行机构

1—偏心杠杆；2—闸瓦；3—侧板；

4—导向套；5—连接板；6—侧板

摇台是利用摇臂上的轨尖搭在罐笼底上，将罐笼内轨道与车场轨道连接起来，故使用摇台可以避免罐座的缺点，但若矿车容量大于 2 吨时，摇台易损坏，所以摇台多用于 2 吨。以下的矿车。此外，当停罐误差较大时，使用摇台较困难。

2.钢丝绳罐道中间中段的稳罐装置

钢丝绳罐道应用于多中段提升时，为保证罐笼进出车时的稳定，必须设置中间中段的，稳罐装置。目前使用的有两种：

一种是钩式稳罐器，它是在摇台前端加设两个稳罐钩，当罐笼到达中间中段，在摇台放下接轨的同时，稳罐钩钩住罐笼底板两边的滚子，而稳住罐笼。为了避免罐笼的纵向倾斜，该装置应成对使用。这种装置结构简单，使用可靠，但稳罐的准确性较差，适用于中小型矿山。

另一种为活动平台稳罐器，装在出车侧，平时平台翘起，不会影响罐笼运行。当罐笼在此中段停罐时，由装在平台底部的气缸带动，使平台放下，平台前端的两组滚轮卡住罐笼的两个角，与此同时，另一侧的滚轮式稳罐器落下卡住罐笼的另外两个角。对于双面出车的罐笼，则两侧均采用活动平台。这种装置稳罐准确，动作可靠，安全性好，但结构较复杂，稳罐平台的位置不能随罐位高低而变动，内外轨面由于钢绳弹性伸长而不能保持同一水平。

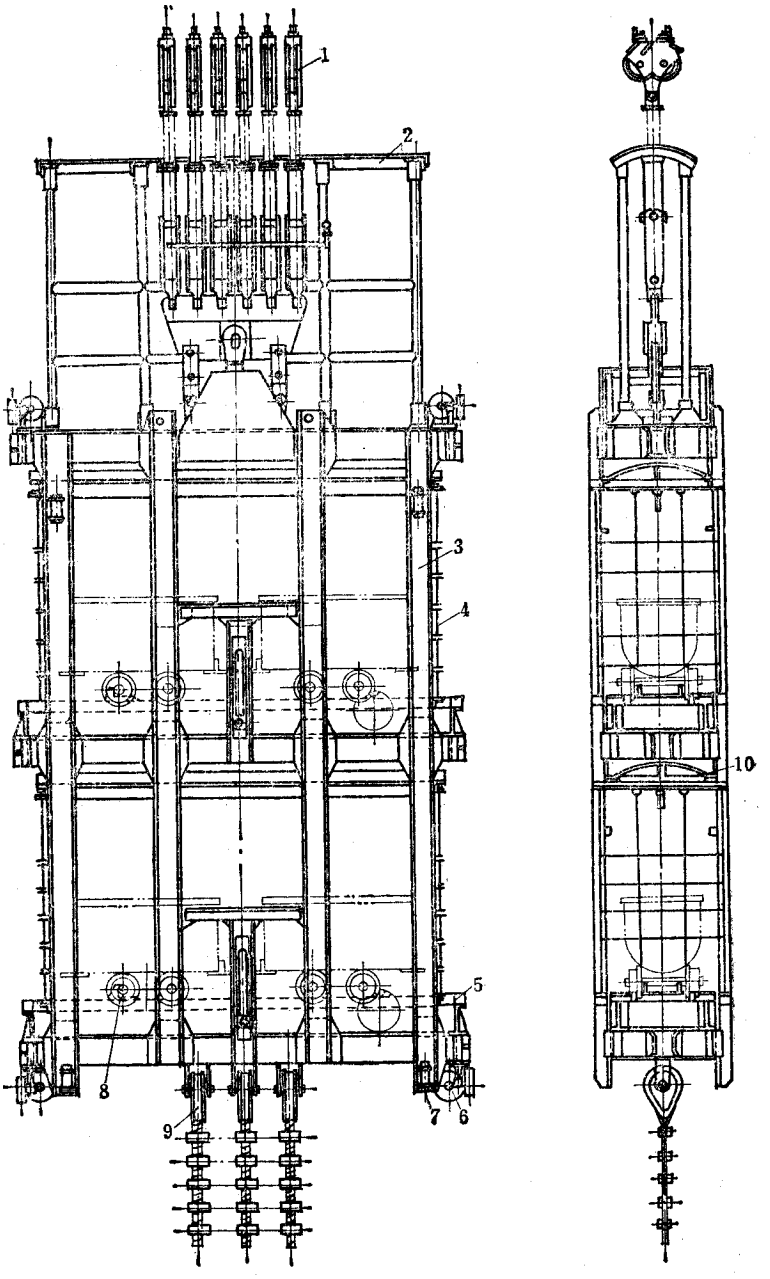


图 9－1－5　多绳双层罐笼

1—悬挂装置；2—检修保险伞；3—罐体；4—罐门；5—活动底盘；6、7—导向装置(6 表示用于刚性罐道的导向滚轮，7 表示用于钢绳罐道的导向套)；8—罐内阻车器；9—尾绳悬挂装置；10—防水棚

第二节　箕　　斗

箕斗只能供提升矿石和废石之用。

目前我国冶金矿山竖井使用的箕斗，按结构型式可分为两大类：翻转式箕斗和底卸式箕斗。在一般情况下，翻转式箕斗适用于单绳提升，底卸式箕斗多用于多绳提升。

翻转式箕斗的结构和卸载过程如图 9－1－6 和图 9－1－6a 所示。其主要部分是框架 1 和斗箱 2。框架用槽钢或角钢焊成，导向装置和连接装置都固定在框架上。斗箱用钢板焊成，外面箍以钢带，以增加其强度和刚度。箕斗底部和前后部斗壁容易损坏，常敷以衬板，磨损后可以更换。

框架下部的底座 3 上固定有旋转轴 4，斗箱上部安有卸载滚轮 5 和角板 6。当箕斗卸载时，框架 1 仍沿罐道直线上升，而滚轮 5 进入卸载曲轨 7，使斗箱 2 绕着转轴 4 向贮矿仓方向翻转，转到 135°（即图 9－1－6a 中位置Ⅱ）时，框架停止上升，矿石靠自重卸入贮矿仓。从滚轮 5 进入曲轨起至容器卸载最终位置时，框架 1 所走的垂直距离 h_0 称为卸载距离。一般可取卸载距离为斗箱高度的 2.5 倍。

当箕斗过卷时，斗箱上部的角板 6 就被支承在卸载曲轨下面的两个托轮 8 上，滚轮 5 失去支持，离开卸载曲轨 7 转到过卷曲轨 9 上并沿其向上运行，但斗箱转角不会继续增加（图 9－1－6a 中位置Ⅲ），避免造成事故。

当箕斗下放时，斗箱回到原来的垂直位置。

翻转箕斗在卸载过程中，由于斗箱一部分重量被卸载曲轨支承，因而有自重不平衡现象。正因为这个原因，对于多绳摩擦提升设备多采用底卸式箕斗。

在冶金矿山箕斗新系列中，规定小规格的底卸式箕斗有活动直轨卸载的和固定曲轨卸载的两种，大规格的底卸式箕斗只有活动直轨卸载的一种。

活动直轨底卸式箕斗的结构和卸载过程如图 9－1－7 和图 9－1－7a 所示。箕斗在装载和提升过程中，依靠装在斗箱下部两侧的导轮挂钩 6（图 9－1－7）钩住焊在框架下部两内侧的掣子，以保持位置的稳定。当箕斗进入卸载点时，框架立柱顶端进入楔形罐道，下部卸载导轨槽嵌入卸载导轨，使框架保持横向稳定。与此同时，装在斗箱上的导轮挂钩的导轮垂直进入安装在井塔上的活动卸载直轨 4（图 9－1－7a）。卸载直轨通过导轮使钩子绕自身的支点转动，钩子与框架上的掣子脱开。当箕斗继续上升，框架上部的行程开关曲轨 2（图 9－1－7）作用于固定在井塔上的水银开关，使箕斗停止运行。这时，通过二位四通电磁气控阀，使活动卸载直轨上的气缸动作，气缸通过卸载直轨将拉力作用

在钩子的支承轴上，拉动斗箱往外倾斜。箕斗底的托轮 8（图 9－1－7）则沿着框架底部的托轮曲轨 9（9－1－7）移动，箕斗底打开，开始卸载。随着气缸的拉动，斗箱摆动至最外边时，箕斗底的倾角为 50°。

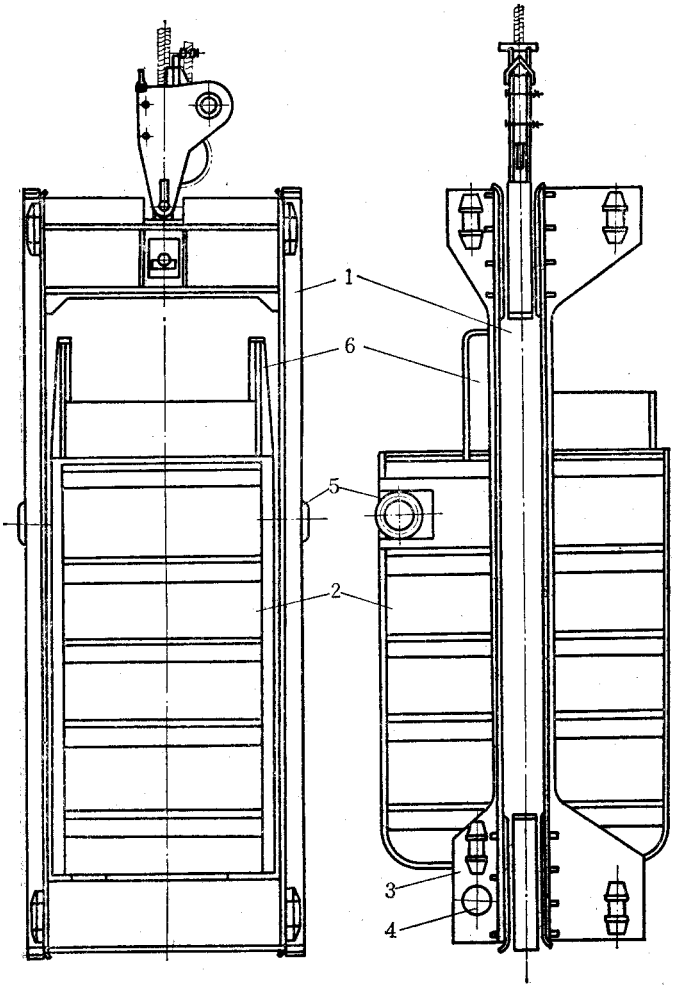


图 9－1－6　翻转式箕斗

1—框架；2—斗箱；3—底座；4—旋转轴；

5—卸载滚轮；6—角板

卸载后，二位四通电磁气控阀反向，气缸推动活动直轨复位，使斗箱和箕斗底也恢复到关闭位置。此时，箕斗可以低速下放。当导轮挂钩的导轮离开卸载直轨后，钩子在自重的作用下回转，钩住框架上的掣子，使斗箱与框架保持相对固定。

箕斗的装载装置有计量（定容）和计重（定重）两种。翻转式箕斗一般多采用计量漏斗装矿；底卸式箕斗通常采用计重漏斗装矿。

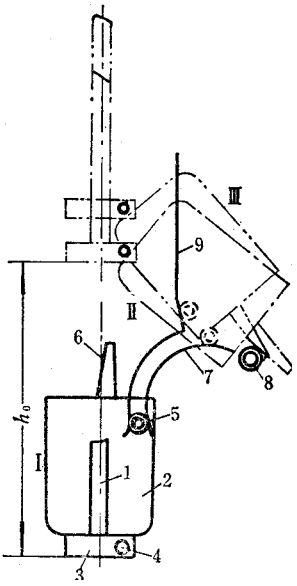


图 9－1－6a　翻转式箕斗卸载示意图

7—卸载曲轨；8—托轮；9—过卷曲轨

Ⅰ—箕斗卸载前位置；Ⅱ—卸载位置；Ⅲ—过卷位置

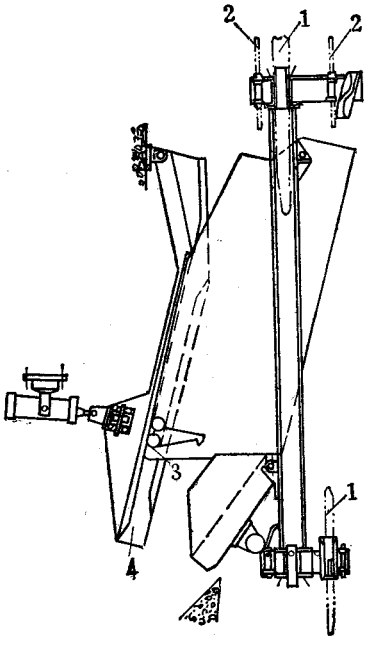


图 9－1－7a　活动直轨底卸式箕斗卸载示意图

1—楔形罐道及导轨；2—钢绳罐道；

3—导轮挂钩；4—卸载直轨

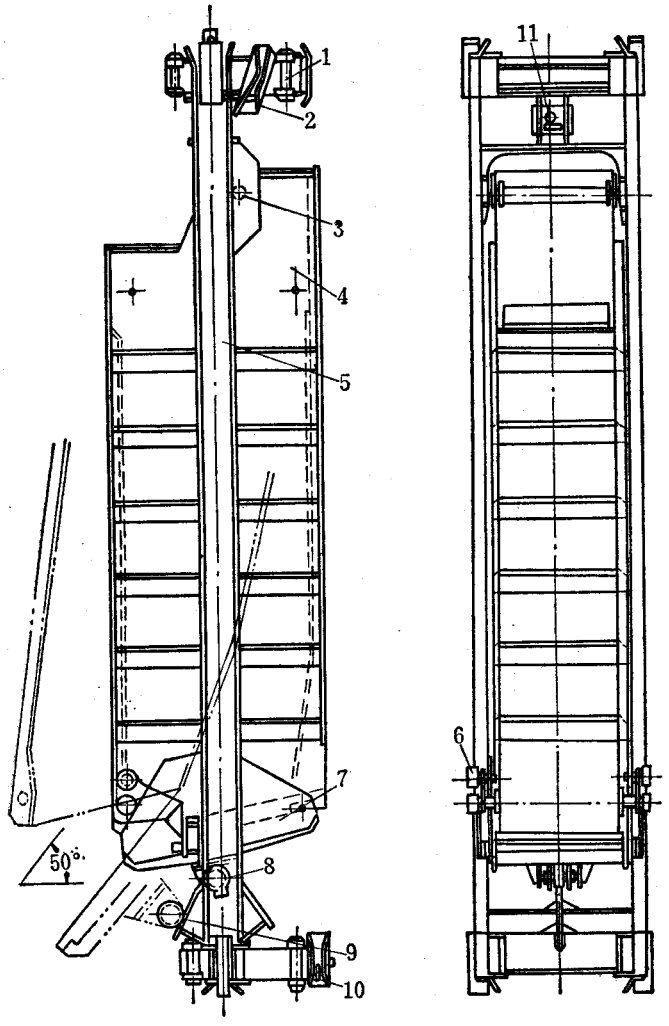


图 9－1－7　活动直轨底卸式箕斗

1—罐耳；2—行程开关曲轨；3—斗箱旋转轴；4—斗箱；
5—框架；6—导轮挂钩；7—箕斗底；8—托轮；
9—托轮曲轨；10—导轨槽；11—悬吊轴

第三节　平 衡 锤

平衡锤用于单罐笼或单箕斗提升系统中，其作用是平衡提升载荷，减小卷筒上提升钢丝绳的静张力差，以减小电动机容量。平衡锤单容器提升的优点是：需要的井筒断面

小，井底及井口设备简单，便于多中段提升。缺点是：提升效率低，要达到与双容器相同的提升能力，必须加大提升量，钢丝绳直径和机械设备的尺寸也跟着增大。

由于平衡锤单容器提升工作灵活性大，适合于多中段提升。因此，冶金矿山的辅助提升多采用这种方式。目前，国内外的多绳摩擦提升中，对这一方式的应用也很重视，因它还可以减小钢丝绳的滑动和扩大其应用范围。

平衡锤的结构如图 9－1－8 所示，由框架 1 和重块 2 组成。框架由型钢焊接而成，重块则为铸铁件，每块重量一般为 100～150 公斤。

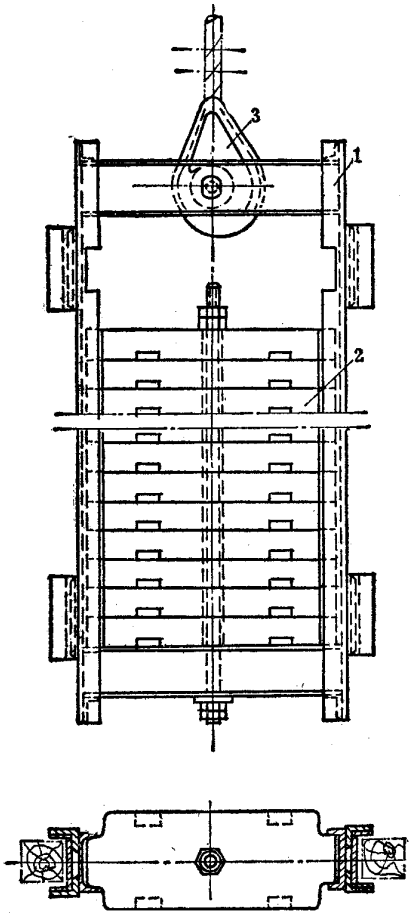


图 9－1－8　平衡锤

1—框架；2—重块；3—桃形环

第四节　提升容器应用范围与规格选择

一、提升容器的比较及应用范围

箕斗与罐笼相比具有以下优点：(1)自重小；(2)需要的井筒断面小；(3)不增加井筒断面即可在井下使用大容量矿车；(4)装卸载过程自动化且所需时间少，因而生产能力大等。箕斗的主要缺点是：(1)矿井上、下均需设置矿仓；(2)不能运送人员及材料；(3)必须设有辅助提升设备。

罐笼的优点是：(1)不需要设置井口及井下矿仓；(2)井架高度小；(3)便于矿物分类运输；(4)可用于主井或副井提升。缺点是：(1)自重大；(2)使提升机尺寸及电动机容量增大；(3)效率也较低。因此当矿井年产量较大时罐笼常用于副井提升。

作为提升矿石的容器，是选择罐笼还是箕斗，与多种因素有关：如矿井产量；需提升的矿物品种数；对矿物粉碎程度的要求；地面生产系统的总布置；要求矿井基建时间的长短等。需经过技术经济比较后确定。一般对于有色金属矿山，当日产量为 700 吨左右、井深为 300 米上下时，多采用罐笼提升；日产量超过 1000 吨、井深大于 300 米时，多采用箕斗提升。

我国冶金矿山罐笼的系列型谱(新)见表 9－1－1、表 9－1－2。

二、提升容器规格的选择

当设计提升设备时，应已知矿井年产量 A_n 及矿井深度 H_j。在确定容器类型之后，还应选择容器的规格。为此需先求出小时提升量。

我国冶金矿山箕斗的技术规格(旧)见表 9－1－3、表 9－1－4。

1.小时提升量

$$A_s = \frac{CA_n}{t_r t_s} \tag{1-1}$$

式中　C——不均衡系数。箕斗提升时：取 1.15；

罐笼提升时：专提矿石取 1.2，兼作副井提升取 1.25；

A_n——矿石年产量，吨/年；

t_r——年工作日数，金属矿山每星期天休息的取 306 天；每两星期休息一天的取 340 天；

t_s——每日工作小时数。

t_s 值的选取：

(1)箕斗提升 提一种矿石时,取 19.5 小时 ;提两种矿石时,取 18 小时；

(2)罐笼提升 ;兼作主副井提升时,取 18 小时 ;只作副井提升时,取 19.5 小时；

(3)混合井提升 箕斗与罐笼均取 18 小时。

2.箕斗规格的选择

箕斗规格根据一次提升量来选取。

(1)双容器提升时一次提升量

$$Q' = \frac{A_s}{3600}(K_1\sqrt{H} + u + \theta),\text{吨} \tag{1-2}$$

(2)单容器提升时一次提升量

$$Q' = \frac{A_s}{1800}(K_1\sqrt{H} + u + \theta),\text{吨} \tag{1-3}$$

(3)箕斗容积

$$V' = \frac{Q'}{\gamma C_m},\text{米}^3 \tag{1-4}$$

式中　H——提升高度；

u——箕斗低速爬行的附加时间,取 10 ~ 15 秒；

y——矿石松散容重,吨/米^3；

C_m——箕斗装满系数,取 0.85 ~ 0.9；

K_1——系数,取 3.7 ~ 2.7。当 H < 200 米时取上限,H > 600 米时取下限；

θ——箕斗装载停歇时间,见表 9 - 1 - 5。

表 9-1-1　冶金矿山竖井单

序号	罐笼类型	罐笼代号	断面尺寸（毫米）	适应矿车类型	最大载重（吨）	自重（吨）	钢绳终端荷重（吨）	乘人数
1	1#单层罐笼	YJGS-1.3-1 YJGG-1.3-1	1300×980	YGC0.5　(6)	1.2	1.15	2.35	6
2	2#单层罐笼	YJGS-1.8-1 YJGG-1.8-1	1800×1150	YGC0.7　(6) YGC0.5　(6) YFC0.5　(6)	2.2	2	4.2	10
3	2#a单层罐笼	YJGS-1.8a-1 YJGG-1.8a-1	1800×1150	YGC0.7　(6) YGC0.5　(6) YFC0.5　(6)	1.7	1.5	3.2	10
4	3#单层罐笼	YJGS-2.2-1 YJGG-2.2-1	2200×1350	YGC1.2　$(\frac{6}{7})$ YCC1.2　(6) YFC0.7　$(\frac{6}{7})$ YFC0.5　(6)	4.2	3.8	8	15
5	3#a单层罐笼	YJGS-2.2a-1 YJGG-2.2a-1	2200×1350	YGC1.2　$(\frac{6}{7})$ YCC1.2　(6) YFC0.7　$(\frac{6}{7})$ YFC0.5　(6)	3.3	3	6.3	15
6	4#单层罐笼	YJGS-3.3-1 YJGG-3.3-1	3300×1450		6.7	6	12.7	25
7	4#a单层罐笼	YJGS-3.3a-1 YJGG-3.3a-1	3300×1450	YCC2　$(\frac{6}{7})$ YGC2　$(\frac{6}{7})$ YFC0.5×2　(6)	4.8	4.3	9.1	25
8	5#单层罐笼	YJGG-4-1	4000×1450	YFC0.7×2　(6)	5	4.5	9.5	30
9	2#双层罐笼	YJGS-1.8-2 YJGG-1.8-2	1800×1150	YGC0.7×2　(6) YFC0.5×2　(6) YGC0.5×2　(6)	4.4	4	8.4	20
10	2#a双层罐笼	YJGS-1.8a-2 YJGG-1.8a-2	1800×1150	YGC0.7×2　(6) YFC0.5×2　(6) YGC0.5×2　(6)	3.4	3.1	6.5	20
11	3#a双层罐笼	YJGS-2.2a-2 YJGG-2.2a-2	2200×1350	YGC1.2×2　$(\frac{6}{7})$ YCC1.2×2　$(\frac{6}{7})$ YFC0.5×2　(6) YFC0.7×2　$(\frac{6}{7})$	6.6	6	12.6	30
12	4#a双层罐笼	YJGS-3.3a-2 YJGG-3.3a-2	3300×1450	YCC2　$(\frac{6}{7})$ YGC2　$(\frac{6}{7})$ YFC0.5×4　(6)	5.4	4.9	10.3	50
13	6#双层罐笼	YJGG-4-2	4000×1800	YFC0.7×2　$(\frac{6}{7})$	5	5	10	76

注：1. 代号说明（以YJGS-1.3-1为例）：Y—冶金工业部；J—单绳（M—多绳）；G—罐笼；S—钢绳罐道

2. 木罐道为保留产品。　　3. 罐笼自重系初步估计。

绳罐笼系列型谱（新）

下放大件名称	罐道布置			防坠器形式	平衡锤规格		备注
	钢绳罐道	型钢罐道	木罐道		断面尺寸（毫米）	重量（吨）	
				GS型或YS型和木罐道防坠器	1000×300	1.4	
ZCZ-17型装岩机					1000×300	3.3	
〃					1000×300	2.6	
东风-2型装岩机					1200×400	6.4	
〃					1200×400	5.2	
							待发展产品
3t电机车 ZYQ-12型装运机					1500×500	7.7	
3～6t电机车					1700×600	7.7	
ZCZ-17型装岩机					1000×300	6.6	
〃					1000×300	5.4	
东风-2型装岩机					1200×400	11	
3t电机车 ZYQ-12G型装运机					1500×500	8.4	
ZYQ-14G型装运机					1700×600	10	上层不进车

（G—刚性罐道）；1.3—罐笼长度；1—罐笼层数。

表 9-1-2　冶金矿山竖井多

序号	罐笼类型	罐笼代号	断面尺寸（毫米）	适应矿车类型	载重（吨）	自重（吨）	钢绳终端荷重（吨）	乘人数	下放大件名称
1	1#单层罐笼	YMGS-1.3-1 YMGG-1.3-1	1300×980		1.2	1.15	3.45～6	6	
2	2#单层罐笼	YMGS-1.8-1 YMGG-1.8-1	1800×1150	YGC0.5 (6) YGC0.7 (6) YFC0.5 (6)	2.2	2.4	5.7～8.2	10	ZCZ-17型装岩机
3	3#单层罐笼	YMGS-2.2-1 YMGG-2.2-1	2200×1350	YGC1.2 $(^{6}_{7})$ YCC1.2 (6) YFC0.7 $(^{6}_{7})$ YFC0.5 (6)	4.2	4.6	11～16.5	15	东风-2型装岩机
4	4#单层罐笼	YMGS-3.3-1 YMGG-3.3-1	3300×1450	YCC2 $(^{6}_{7})$ YGC2 $(^{6}_{7})$ YFC0.5×2 (6)	6.7	7.4	16.6～25.2	25	3吨电机车 ZYQ-12G 装运机
5	5#单层罐笼	YMGS-$4_{(1)}$-1 YMGG-$4_{(1)}$-1	4000×1450	YFC0.7×2 $(^{6}_{7})$	10	10.5	23.8～38	30	〃
6	6#单层罐笼	YMGS-$4_{(2)}$-1 YMGG-$4_{(2)}$-1	4000×1800	YFC0.7×2 $(^{6}_{7})$	10	11	24.3～36.5	38	ZYQ-14G 装运机 4M³空车
7	3#双层罐笼	YMGS-2.2-2 YMGG-2.2-2	2200×1350	YCC1.2×2 (6) YGC1.2×2 $(^{6}_{7})$ YFC0.7×2 $(^{6}_{7})$	8.4	8.9	18.6～26.8	30	
8	4#双层罐笼	YMGS-3.3-2 YMGG-3.3-2	3300×1450	YCC2×2 $(^{6}_{7})$ YGC2×2 $(^{6}_{7})$ YFC0.5×4 (6)	13.4	14	28.6～36.3	50	
9	5#双层罐笼	YMGS-$4_{(1)}$-2 YMGG-$4_{(1)}$-2	4000×1450	YFC0.7×4 (6) YGC1.2×4 $(^{6}_{7})$ YCC1.2×4 (6)	16	17.4	37～52.6	60	
10	6#双层罐笼	YMGS-$4_{(2)}$-2 YMGG-$4_{(2)}$-2	4000×1800	YFC0.7×2 $(^{6}_{7})$	10	13	26.6～34.3	76	ZYQ-14G YGC4 $(^{7}_{9})$
11	7#　罐笼		$^{4500}_{\sim 5000}$×1800	待　发　展　产　品					

绳罐笼系列型谱（新）

最大提升高度（米）	罐道布置		提升绳		尾绳		平衡锤规格		备注
	钢绳罐道	刚性罐道	直径（毫米）	根数	直径（毫米）	根数	断面尺寸（毫米）	重量（吨）	
1000			15.5	4	22	2	1000×300	1.4	
1000			15.5	4	22	2	1000×300	3.7	
1000			21	4	33.5	2	1200×400	7.3	
1000			23～25.5	4	37～40.5	2	1500×500	11.2	
1000			25.5～30	4～6	40～46.5	2～3	1700×600	13.2	
1000			25.5～30	4～6	40～46.5	2～3	1700×600	13.7	
1000			23～25.5	4	37～40.5	2	1200×400	13.1	
1000			25.5～30	4～6	40.5～46.5	2～3	1500×500	20.7	
1000			25.5～35	4～6	43.5～50	2～3	1700×600	25.7	
1000			25.5～30	4～6	40.5～46.5	2～3	1700×600	18.3	上层不进车

表 9-1-3 金属矿用单绳箕斗规格（旧）

斗箱几何容积（米³）	最大载重量（吨）	斗箱外形尺寸 长（毫米）	斗箱外形尺寸 宽（毫米）	斗箱外形尺寸 高（毫米）	箕斗全高（毫米）	自重（公斤）	卸载方式	卸载时箕斗框架距矿仓顶的高度（毫米）	罐道规格 木罐道或钢轨罐道 罐道尺寸（毫米）	罐道规格 木罐道或钢轨罐道 间距（毫米）	罐道规格 钢绳罐道 绳径（毫米）	罐道规格 钢绳罐道 绳数	罐道规格 钢绳罐道 钢绳间距（毫米）	钢绳直径（毫米）
1.5	3.2	1070	950	1795	4600	1837	翻转	3000	木150×120	1060				φ28
1.5	3.2	1230	1070	3285	4600	2040	翻转		38公斤/米钢轨	1060				φ25
1.7	3.2	1062	996	2485	4750	1900	翻转		木150×120	1120				φ25
2.1	4.5	1180	1130	1885	4900	2385	翻转		木150×120	1260				φ34
2.1	4.5	1440	1176	3415	4900	2973	翻转		38公斤/米钢轨	1250				φ31～34
3.1	6	1530	1310	3900	5100	3480	翻转		38公斤/米钢轨	1400				φ34
4	8.5	1460	1336	2428	6000	5048	翻转		木180×150	1500				φ43.5
4	8.5	1526	1420	2428	6000	5000	翻转		钢罐道75×135	1490				φ43.5
5	12	1530	1402	3035	7920	6396	翻转		钢 190	1540	φ40.5	4	860×1620	φ43.5

表 9-1-4 金属矿用多绳箕斗规格（旧）

卸载方式	斗箱几何容积（米³）	最大载重量（公斤）	斗箱外形尺寸 长（毫米）	斗箱外形尺寸 宽（毫米）	斗箱外形尺寸 高（毫米）	箕斗全高（毫米）	自重（公斤）	刚性罐道 罐道尺寸（毫米）	刚性罐道 间距（毫米）	钢绳罐道 直径（毫米）	钢绳罐道 根数	钢绳罐道 间距（毫米）	首绳规格 直径（毫米）	首绳规格 根数	首绳规格 间距（毫米）	尾绳规格 尺寸（毫米）	尾绳规格 根数	尾绳规格 间距（毫米）
翻转式	2.1	4200	1180	1136	1185	11755	8533	木150×120	1260	φ31	4	900×1330	φ21	4	200	31×2		420
底卸式	2.6	5000	1450	1300	5496	10190	6900	木160×140	1078	φ36.5	4	1100×1194	φ22.5	4	340	94×15		420
底卸式	4	8000	1786	1628	6345	7895	8212	木180×160	1618	φ33.5	4	970×1686	φ23	4	300	94×15		420
底卸式	5.6(有效)	8000	1723	1146	5380	11000～11440	9100			φ40.5	4	920×1360	φ21～25.5	4	200	φ35～39	2	600
底卸式	7.2	10500	1746	1146	7230	12710	12500	38公斤/米钢轨	1350	φ48	4	920×1360	φ20～22	6	180	φ31	3	300
底卸式	9	16000	2000	1820	6200	13090	15900	木220×200	1865	φ45	4	1060×1900	φ32.5	4	300	154×25		550
底卸式	9	16000	1620	1740	6400	13365～13765	14300			φ35.5	4	850×2200	φ28	6	250	154×25	2	600
底卸式	10.3(有效)	18000	1900	1320	8470	18630	17060			φ42.5	4	1040×1540	φ28	6	250	160×27	2	480
底卸式	14.2	22000	2570	2150	9822	13032	22100			φ43.5	4	1150×2390	φ37.5	4	300	170×28	2	810
底卸式	15	26000	1620	1740	9000	13525	19000			φ45	4	850×2200	φ26～32	6	275	φ56	3	400

表 9－1－5　箕斗装载停歇时间

箕斗容积(米³)	＜3.1		3.1～5	≤8
漏斗类型	计　量	不 计 量	计　量	计　量
停歇时间(秒)	8	18	10	14

按(1－4)式算出 V′后,应选择与 V′相近的箕斗容积 V,然后计算出一次有效提升量 Q。

3.罐笼规格的选择

当罐笼作为主井提升时,应根据所提升矿车的外形尺寸选择其规格,一般选用单层罐笼,只有产量很大时,才考虑使用双层罐笼。概算罐笼所能完成的提升量时,可用(1—2)和(1－3)式,此时式中 u＝0,装卸矿车的停歇时间按表 9－1－6 选取。

表 9－1－6　装卸矿车停歇时间

罐笼层数及装的车数	推　车　方　式				
	人 工 推 车		推　车　机		
	矿车容积(米³)				
	≤0.75	≤0.75	≤0.75	1.2～1.6	2～2.5
	停歇时间(秒)				
	单　面	双　面	双　面	双　面	双　面
单层罐笼,每层装一个矿车	30	15	15	18	20
双层罐笼,每层装一个矿车	65	35	35	35	45
双层罐笼,每层装两个矿车		20	20	25	

当罐笼作为副井提升时,一般根据矿车容积选定罐笼规格,但必须保证在 45 分钟内(特殊情况可按 60 分钟考虑)将一班的人员升降完毕。升降人员的停歇时间为:单层罐笼取(n＋10)秒;双层罐笼取(n＋25)秒,n 为一次乘罐人数。当单面车场无人行绕道时,停歇时间应增加 50%。

对于副井提升,尚需根据其他提升工作量:如提升废石、下放材料、运送设备和其他非固定任务等作出罐笼每班提升平衡时间表。若不能满足升降人员的时间要求或辅助工作量大而平衡表的总时数超过规定时,可考虑采用双层罐笼。

第二章　提升钢丝绳技术参数与选用

第一节　提升钢丝绳的构造、种类和应用范围

提升钢丝绳的用途是悬吊提升容器并传递动力。当提升机运转时通过钢丝绳带动容器沿井筒作上下直线运动。所以钢丝绳是矿山提升设备的一个重要组成部分。它对矿井提升的安全和经济运转起着重要作用。

提升钢丝绳是由数个有相同数目钢丝捻成的绳股绕一绳芯捻制而成，一般由六个绳股组成。钢丝直径为 1.0 ~ 3.0 毫米，有光面和镀锌的两种，镀锌钢丝可防止生锈和腐蚀。钢丝由于韧性不同而分为特号、Ⅰ号及Ⅱ号三种，提升人员的设备应用特号钢丝制成的钢丝绳。钢丝的极限抗拉强度（亦称提升钢丝绳的公称抗拉强度）为 140 ~ 200 公斤/毫米^2，竖井提升一般用 155 ~ 170 公斤/毫米^2 的钢丝绳。公称抗拉强度更高的钢丝绳，不易弯曲且较脆。

钢丝绳的绳芯是用具有较大抗拉强度的有机纤维——麻捻制而成，称为有机质绳芯或麻芯。其作用是储存绳油、防锈和减少内部钢丝的磨损，而且可以起衬垫作用，增加钢丝绳的柔软性，在一定程度上能吸收钢丝绳工作时产生的振动和冲击。

常用钢丝绳的分类和使用范围如下：

一、按捻制方向分

1. 左捻的（图 9 - 2 - 1b、d）　绳股捻成钢丝绳时是自右向左捻转（左螺旋）；

2. 右捻的（图 9 - 2 - 1a、c）　绳股是自左向右捻转（右螺旋）。

当钢丝绳缠绕在卷筒上呈左螺旋时，则选用左捻钢丝绳，反之选用右捻钢丝绳，这主要是为了避免钢丝绳松捻。

二、按捻制方法分

1. 交互捻（逆捻）绳中股与股中丝的捻向相反，有交互右捻（交右，图 9－2－1a）和交互左捻（交左，图 9－2－1b）两种；

2. 同向捻（顺捻）绳中股与股中丝的捻向相同，也有同向右捻（同右，图 9－2－1c）和同向左捻（同左，图 9－2－1d）两种。

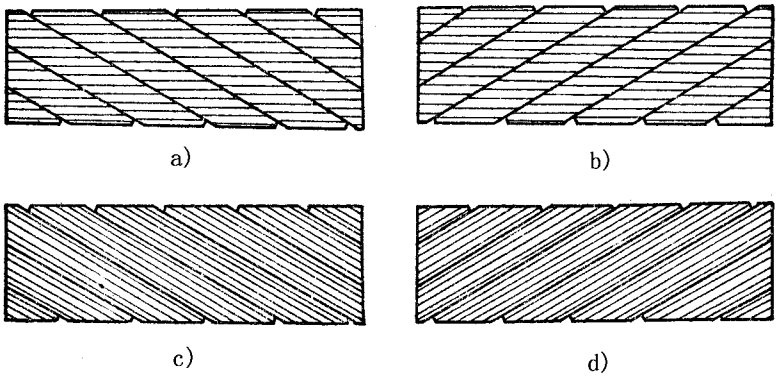


图 9－2－1　钢丝绳的捻向

a）交互右捻；b）交互左捻；c）同向右捻；d）同向左捻

同向捻的钢丝绳较柔软、表面光滑、使用寿命长，但悬挂困难，容易松散和卷成环状。同向捻钢丝绳在我国竖井提升中使用较普遍，在架空索道牵引索和钢丝绳毫引胶带输送机。中也都采用。交互捻的钢丝绳多用于斜井提升。

三、按钢丝的直径分

1. 等直径钢丝　如图 9－2－2a 所示为 6 股 7 丝的钢丝绳（标记为 6×7），图 9－2－2b 所示为 6 股 19 丝的钢丝绳（标记为 6×19），此外还有 6 股 37 丝的钢丝绳（标记为 6×37）等。6×7 的钢丝绳抗磨性强，但较硬。钢丝越多越软，但耐磨性差。我国竖井提升多用 6×19 的钢丝绳，斜井提升和架空索道牵引宜用 6×7 的钢丝绳；

2. 不等直径钢丝　如图 9－2－2c 所示为西鲁型钢丝绳，其内层钢丝直径较外层为小，但内外层钢丝数目相同〔标记为 6X（19）〕；图 9－2－2d 所示为瓦林吞型钢丝绳，绳股的外层钢丝大小相向排列〔标记为 6W（19）〕；图 9－2－2e 所示为填丝钢丝绳〔标记为 6T

(25)]。这三种钢丝绳股中的钢丝接触呈线状,故称为线接触钢丝绳。它们的主要优点是较柔软,紧密性好,使用寿命长。X 型钢丝绳适用于竖井、斜井提升及钢丝绳胶带输送机,国外也用于多绳摩擦提升中。

四、按绳股的断面形状分

1.圆形股　如图 9－2－2a、b、c、d、e 所示;

2.异形股　如图 9－2－2f 所示为三角股钢丝绳[标记为 6△(21)]。

此外,还有椭圆股钢丝绳等。异形股钢丝绳较圆形股钢丝绳可以增加支承面积,从而减轻钢丝绳的磨损,增加使用寿命,当然制造上也相应复杂一些。三角股钢丝绳在我国多绳摩擦提升中得到广泛使用,也可用于绳罐道和架空索道的承载索。

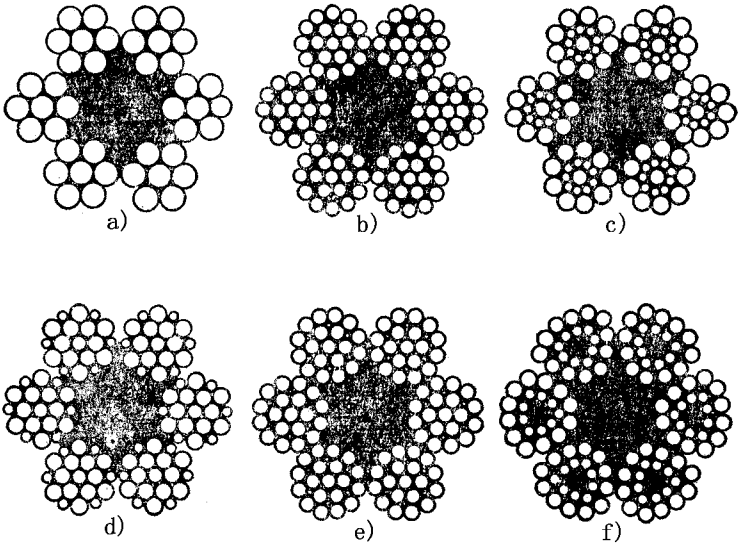


图 9－2－2　钢丝绳断面图

五、其它

多层股(不旋转)钢丝绳如图 9－2－3 所示,其各相邻层股的捻向相反(标记为 18×7)。其特点是受终端载荷后旋转较小,最适于作尾绳和凿井时不用罐道的吊桶提升使用,也可作钢丝绳罐道。它的缺点是刚性大,不能很好的充满金属。

密封(锁股)钢丝绳如图 9－2－4 所示,由外层的 Z 型断面钢丝和内面的圆钢丝(或在内外层之间增加一层或二层梯形断面钢丝)一次捻成(标记为:密封钢丝绳 32－110－Z,数字分别表示钢丝绳直径和钢丝的极限抗拉强度,Z 表示外层钢丝为 Z 型断面)。它的接触面大、耐磨、钢丝密度大,但刚性也大,检查内部困难,它适用于钢绳罐道和架空索

道承载索，国外也用于竖井提升，特别是摩擦提升。

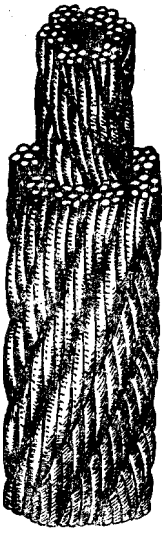


图 9－2－3　多层股(不旋转)钢丝绳

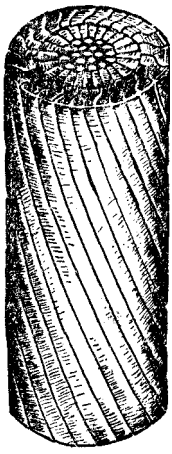


图 9－2－4　密封钢丝绳

扁钢丝绳是由左右捻向相反的偶数小钢丝绳并列起来，再用小细绳缝制而成。它受载荷后也不旋转，主要作尾绳用。但由于其生产率低，供货困难，新矿井设计一般不用。

第二节　提升钢丝绳的计算及选择

准确地计算钢丝绳是有很大意义的，因为根据计算所选用的钢丝绳将决定矿山提升设备组成部分(提升机卷筒、天轮、井架等)的尺寸。

提升钢丝绳在工作中将受到各种载荷的作用：静应力、弯曲应力、编捻应力、接触应力、动应力等。上述应力的反复作用将引起钢丝疲劳，再加磨损和侵蚀作用，钢丝绳经过使用必然要损坏。直到目前，尚无既完善又简便的计算上述应力的方法。因而提升钢丝绳的计算仍是根据安全规程的规定，按照钢丝绳最大静负荷，并采用一较大的安全系数进行的。

钢丝绳的安全系数，根据安全规程的规定为钢丝绳所有钢丝破断力之和与最大静负荷之比。并规定提升钢丝绳的安全系数为：

1.专为升降人员用的不得低于 9；

2.升降人员和物料用的不得低于 7.5；

3.专为升降物料用的不得低于 6.5；

4.摩擦轮提升用的不得低于 8。

安全规程对于多绳摩擦轮提升尚未作出规定，设计单位一般按以下数据选取：

1.升降人员、升降人员和物料的不得低于 8；

2.专为升降物料的不得低于 7。

上述安全系数与井深无关，但根据理论和国外使用经验证明：钢丝绳安全系数可以根据井深的增加而减小，而不降低安全程度，这对深井提升有很大好处，今后应结合我国具体情况研究和改进钢丝绳的安全系数问题。

提升钢丝绳的常用计算方法如下：

一、竖井单绳提升钢丝绳的计算

如图 9－2－5 所示最大静负荷在 A 点：

$$Q_{max} = Q + Q_r + p' H_0，公斤 \tag{2-1}$$

式中 \ Q——一次提升量，公斤；

Q_r——容器自重，公斤，对于箕斗为箕斗自重（包括连接装置），对于罐笼为罐笼自重（包括连接装置）及其中所装矿车的总重量；

p'——提升钢丝绳的单位长度重量，公斤/米；

H_0——钢丝绳的最大悬垂长度，

对于罐笼提升：

$$H_0 = H_j + h_{ja}，米 \tag{2-2}$$

对于箕斗提升：

$$H_0 = h_z + H_j + h_{ja}，米 \tag{2-3}$$

H_j——矿井深度，米；

h_{ja}——井架高度，此数值在计算钢丝绳时尚不能精确确定，可采用下列数值：

罐笼提升 $h_{ja} = 15 \sim 25$ 米；

箕斗提升 $h_{ja} = 30 \sim 35$ 米；

h_z——箕斗装矿高度（箕斗位于装矿位置时，其底座到井底车场水平的距离，一般为 20～30 米）；

设 σ_b——钢丝绳钢丝的极限抗拉强度，一般取 17000 公斤/厘米^2；

F_s——钢丝绳所有钢丝横断面积之和，厘米^2。

当提升钢丝绳工作时，为了不使其拉断应满足下列条件：

$$Q + Q_r + p' H_0 \leqslant \sigma_b F_s \tag{2-4}$$

为了使钢丝绳具有安全规程规定的安全系数，故

$$Q + Q_r + p' H_0 = \frac{\sigma_b}{m} F_s \tag{2-5}$$

式中　m——安全规程规定的安全系数。

为解上式，应确定 p' 和 F_s 的关系。

每米长钢丝绳重量为：

$$p' = 100 F_s \gamma \beta$$

式中　γ——钢的容重，公斤/厘米^3；

β——大于 1 的系数，是考虑每米钢丝绳中钢丝因呈螺旋形而长于 1 米以及绳芯重量的影响系数。

令

$$\gamma_0 = \gamma\beta$$

式中　γ_0——钢丝绳的假想容重，对于标准提升钢丝绳 $\gamma_0 = 0.0089 \sim 0.0093$ 公斤/厘米^3，其平均值为 0.009 公斤/厘米^3。

由上式得：

$$F_s = \frac{p'}{100\gamma_0} = 1.1 p' \tag{2-6}$$

将(2-5)式代入(2-5)式中，化简后得：

$$p' = \frac{Q + Q_r}{1.1 \frac{\sigma_b}{m} - H_0}，\text{公斤/米} \tag{2-7A}$$

上式中 $1.1 \frac{\sigma_b}{m} = L_0$，$L_0$ 为钢丝绳的安全长度。钢丝绳的抗拉强度愈大则 L_0 愈大，安全系数 m 愈小则 L_0 也愈大。L_0 大则可提升更多的货载，或可用于更深的矿井。将 L_0 代入(2-7)式得：

$$p' = \frac{Q + Q_r}{L_0 - H_0}，\text{公斤/米} \tag{2-7B}$$

根据计算之 p' 值，选取钢丝绳标准重量 p 值。然后验算安全系数：

$$m' = \frac{Q_d}{Q + Q_r + pH_0} \geqslant m \tag{2-8}$$

式中　p——所选标准提升钢丝绳每米重量，公斤/米；

Q_d——所选标准提升钢丝绳所有钢丝破断力之和，公斤。

国产 6×19 钢丝绳技术规格见表 9-2-1。

表 9－2－1　钢丝绳 6×19 技术规格(按 GB 1102—74)

直径(毫米)		钢丝总断面积(毫米²)	参考重量(公斤/100米)	钢丝绳公称抗拉强度(公斤/毫米)				
				140	155	170	185	200
钢丝绳	钢丝			钢丝破断拉力总和(公斤)(不小于)				
6.2	0.4	14.32	13.53	2000	2210	2430	2640	2850
7.7	0.5	22.37	21.14	3130	3460	3800	4130	4470
9.3	0.6	32.22	30.45	4510	4990	5470	5960	6440
11.0	0.7	43.85	41.44	6130	6790	7450	8110	8770
12.5	0.8	57.27	54.12	8010	8870	9730	10550	11450
14.0	0.9	72.49	68.50	10100	11200	12300	13400	14450
15.5	1.0	89.49	84.57	12500	13850	15200	16550	17850
17.0	1.1	108.28	102.3	15150	16750	18400	20000	21650
18.5	1.2	128.87	121.8	18000	19950	21900	23800	25750
20.0	1.3	151.24	142.9	21150	23400	25700	27950	30200
21.5	1.4	175.40	165.8	24550	27150	29800	32400	35050
23.0	1.5	201.35	190.3	28150	31200	34200	37200	40250
24.5	1.6	229.09	216.5	32050	35500	38900	42350	45800
26.0	1.7	258.63	244.4	36200	40050	43950	47800	51700
28.0	1.8	289.95	274.0	40550	44900	49250	53600	57950
31.0	2.0	357.96	328.3	50100	55450	60850	66200	71550
34.0	2.2	433.13	409.3	60600	67100	73600	80100	
37.0	2.4	515.46	487.1	72150	79850	87600	95350	
40.0	2.6	604.95	571.7	84650	93750	102500	111500	
43.0	2.8	701.60	663.0	98200	108500	119000	129500	
46.0	3.0	805.41	761.1	112500	124500	136500	149000	

注:表中粗线左边所列破断力的钢丝绳,是用表面光或镀锌的钢丝制成的,右边是用表面光的钢丝制成的。

二、竖井多绳提升钢丝绳的计算

多绳提升是用几根钢丝绳代替一根钢丝绳来悬挂提升容器,因此多绳提升每一根钢丝绳的单位长度重量等于单绳提升时钢丝绳单位长度重量的$\frac{1}{n}$。故公式(2－7)变为:

$$p' = \frac{Q + Q_r}{n\left(1.1\frac{\sigma_b}{m} - H'_0\right)}\text{,公斤/米} \qquad (2-9)$$

式中　n——提升钢丝绳根数。

选出钢丝绳后,按下式验算安全系数:

$$m' = \frac{nQ_d}{Q + Q_r + npH'_0} \geqslant m \qquad (2-10)$$

第三章　矿井提升机及天轮技术参数与操作

提升机是矿山提升设备的主要组成部分，供缠绕和传动钢丝绳之用，以完成矿井提升或下放重物的任务。现在我国生产和使用的矿井提升机分两大类：单绳缠绕式和多绳摩擦式。单绳缠绕式矿井提升机在我国矿井提升中占有很大的比重，使用比较普遍，目前在斜井、浅井、中小型矿井以及凿井均大量使用。多绳摩擦式提升机由于具有安全可靠、体积小、重量轻、适用于深井提升等优点，在我国矿山将会得到广泛的应用。

第一节　单绳缠绕式提升机

过去我国生产的单绳缠绕式提升机一直是仿苏联三十年代的老产品（KJ 型、JKA 型）。近年来，我国自行设计和制造了具有先进水平的 JK2 – 5 米新系列提升机。它采用了结构紧凑的盘形闸和液压站（包括能自动调节制动力矩的电液转换阀），圆弧齿轮减速器，双筒提升机还设有快速调绳装置（油压齿轮离合器）等。新系列 JK2 – 5 米矿井提升机的技术规格见表 9 – 3 – 1。

表 9－3－1 JK2～5 米矿井提升机产品型号及技术规格

序号	型号	卷筒			钢丝绳最大静张力	钢丝绳最大静张力差	钢丝绳最大直径	钢丝绳内各钢丝破断力总和	最大提升高度或拖运长度				钢丝绳最大速度	减速器及其名义传动比		电动机最大近似功率	电动机转速	机器总重量(不包括电气设备)	机器旋转部分的变位重量(不包括天轮和电动机)	两筒中心距	卷筒中心高
		数量	直径	宽度					一层	二层	三层	四层									
		(个)	(毫米)		(公斤)		(毫米)	(公斤)	(米)				(米/秒)			(千瓦)	(转/分)	(公斤)		(毫米)	
1	2JK－2/11.5	2	2000	1000	6000	4000	26	43950	180	388	610	840	6.55	ZHLR－115	11.5	300	720	27300	7000	1132	650
2	2JK－2/20												5 3.7		20	230 170	960 720		7200		
3	2JK－2/30												3.3 2.5		30	153 115	960 720		8200		
4	2JK－2/11.5	1	2000	150	6000	600 4000	26	43950	266	540	860		6.55	ZHLR－115	11.5	453	720	23100	5520		650
2	2JK－2/20												5 3.7		20	348 256	960 720		6080		
3	2JK－2/30												3.3 2.5		30	207 174	960 720		6950		
7	2JK－2.5/11.5	2	2500	1200	9000	5500	31	60850	223	502	785		8.2 6.6 5.5	ZHLR－130	11.5	520 420 350	720 580 480	37000	11000	1350	650
8	2JK－2.5/20												4.7 3.8		20	300 240	720 580		11500		
9	2JK－2.5/30												3.14 2.5		30	197 160	720 580		12000		
10	JK－2.5/11.5	1	2500	2000	9000	9000 5500	31	60850	402	810	1285		8.2 6.6 5.5	ZHLR－150	11.5	850 687 575	720 580 480	37300	12900		650
11	JK－2.5/20												4.7 3.8		20	487 394	720 580		13000		
12	JK－2.5/30												3.14 2.5		30	326 260	720 580		13600		

序号	型号	卷筒			钢丝绳最大静张力	钢丝绳最大静张力差	钢丝绳最大直径	钢丝绳内各钢丝破断力总和	最大提升高度或拖运长度				钢丝绳最大速度	减速器及其名义传动比		电动机最大近似功率	电动机转速	机器总重量(不包括电气设备)	机器旋转部分的变位重量(不包括天轮和电动机)	两筒中心距	卷筒中心高
		数量	直径	宽度					一层	二层	三层	四层									
		(个)	(毫米)		(公斤)		(毫米)	(公斤)	(米)				(米/秒)			(千瓦)	(转/分)	(公斤)		(毫米)	
13	2JK-3/11.5	2	3000	1500	13000	8000	37	87600	289	646	1010		10 8 6.6	ZHLR-150	11.5	924 740 610	720 580 480	53100	16300	1628	650
14	2JK-3/30												5.6 4.5		20	517 415	720 580		17000		
15	2JK-3/30												3.7 3		30	342 277	720 580		17500		
16	2JK-3.5/11.5	2	3500	170	17000	1150	43	118500	336	745			11.4 9.25 7.67	ZHLR-170(Ⅲ) ZHD_2R-180 (双机拖动)	11.5	1510 1225* 1015	720 580 480	74000 98000	24200 29700	1840	700
17	2JK-3.5/15.5												8.5 6.85 5.67	ZHLR-170(Ⅲ)	15.5	1125* 910 755	720 580 480	74000	23600		
18	2JK-3.5/20												6.6 5.3 4.4		20	875 705 585	720 580 480		24500		
19	2JK-4/10.5	2	4000	1800	18000	12500	47.5	143000	351	753			11.6 9.6	ZHD_2R-180 (双机拖动)	10.5	1675 1385	580 480	102000	30000	1964	700
20	2JK-4/11.5												10.5 8.7		11.5	1515 1255	580 480		30800		
21	2JK-4/20												6.1 5.1	ZLR-200	20	880 735	580 480	95000	31800		
22	2JK-5/10.5	2	5000	2300	23000	16000	52	170500	565				11.95	ZD-2×220	10.5	2200	480	175000		2464	900
23	2JK-5/11.5												10.95	(双机拖动)	11.5	2000	480				

说明：1.代号说明(K12JK-2.5/11.5为例)J—卷扬机的卷字，汉语拼音字母的字头；K—矿井的矿字汉语拼音字母的字头；2—双筒(单筒时为1，省略不写)；2.5—卷筒名义直径为2.5米；11.5—减速器名义速比。2. 本系列产品单双筒矿井提升机的下出绳允许最小出绳角度15°(因碰基础)单双筒矿井提升机的上出绳允许最小出绳角度0°。3. 表内电动机功率计算中，产品传动效率取 $\eta=0.85$。4. 本系列产品的电控设备，另配有动力制动和低频微拖两种电气控制方式。5. 本系列产品的单筒2米，双筒2米和单筒2.5米双筒2.5米，其卷筒的结构具有整体卷筒和两半卷筒。*6. 因目前大电机及其电控设备所限，所以本系列产品的双筒3.5米、双筒4米矿井提升机，配有单级和双级两种减速器，如主电机功率超过1000千瓦时，则必须采用双电机拖动(减速器配套见表内)。7. 本系列产品设计配有两种型式的深度指示器，矿井作单中段提升使用时，可选用圆盘式深度指示器；多水平提升时，可选用牌坊式深度指示器。8. 表内功率一项中单筒提升机的功率是按单钩提升时最大静张力差计算的。9. 表内钢绳安全系数是按箕斗提升取 $m\geqslant 6.5$，如需提高安全系数时，则可选用单位强度大于170公斤/毫米^{2}的钢绳。

国产单绳缠绕式提升机是等直径的。按卷筒个数多少可分为双筒和单筒提升机两种。双筒提升机(图 9－3－1)在主轴上装有两个卷筒,其中一个用键固定在主轴上,称为死卷筒(固定卷筒);另一个套装在主轴上,通过调绳装置与轴连接,称为活卷筒(游动卷筒)。双筒提升机用作双钩提升,每个卷筒上固定一根钢丝绳,两根钢丝绳的缠绕方向相反,因此,当卷筒旋转时,其中一根向卷筒上缠绕,另一根则自卷筒上松放,此时悬吊在钢丝绳上的容器一个上升一个下放,从而完成提升重容器,下放空容器的任务。因双筒提升机有一个活卷筒,故更换中段、调节绳长和换绳都比较方便。单筒提升机可用作单钩提升,也可用作双钩提升,双钩提升时,卷筒缠绕表面为两根钢丝绳所共用,下放绳空出卷筒表面时,上升绳即向该表面缠绕,这样,卷筒缠绕表面,每次提升都得到了充分的利用。因此,它较双筒提升机具有结构紧凑、重量轻的优点。缺点是当双钩提升时,不能用于多中段提升,且调节绳长、换绳也不太方便。

JK 型双筒提升机的结构如图 9－3－1 所示。它由下列主要部件组成:主轴装置(包括卷筒 1、主轴 2、主轴承 4、调绳装置 3)、制动装置(包括盘式制动器 8、液压站 17)、减速器 13、联轴器 12 和 15、深度指示器 9(或 16)等。除制动装置、卷筒、主轴在以后的章节中分别阐述外,其余部件在本节介绍。老产品提升机各部件的结构特点在相应章节中同时予以适当介绍。

一、调绳装置

在双卷筒提升机中,都设有调绳装置,它的用途是使活卷筒与主轴分离或联接,以便调节绳长、更换中段或更换钢丝绳时,使两个卷筒产生相对运动。

对调绳装置的要求是:在尺寸不大的条件下完满地承担加在卷筒上的静力和动力;调绳装置的结构应当允许活卷筒与主轴能迅速而又容易地分离或联接;为了能精细地调节绳长,卷筒的允许最小相对转动数值愈小愈好,一般在钢丝绳缠绕圆周上不应超过 150～200 毫米,当然,相对转角越小就会使调绳装置构造愈加复杂。此外为了使调绳装置能快速动作,就必须对调绳装置进行远距离操纵。

JK 型提升机调绳装置采用遥控齿轮离合器,其结构如图 9－3－2 所示。它由一个内齿轮 3、一个外齿轮 4、三个油缸 2、三个联锁阀 7、一个密封头 9 等组成。活卷筒的左轮毂 1 用切向键固定在主轴上,外齿轮 4 活动地装在左轮毂上,三个调绳油缸 2 安放在外齿轮 4 和左轮毂 1 沿圆周均布的三个孔中,把二者联系在一起。调绳油缸的活塞通过活塞杆和右端盖固定在左轮毂上,而缸体则通过左端盖固定在外齿轮 4 上。外齿轮 4 与固定在轮辐上的内齿轮 3 相啮合,这就是离合器处在合上的位置。

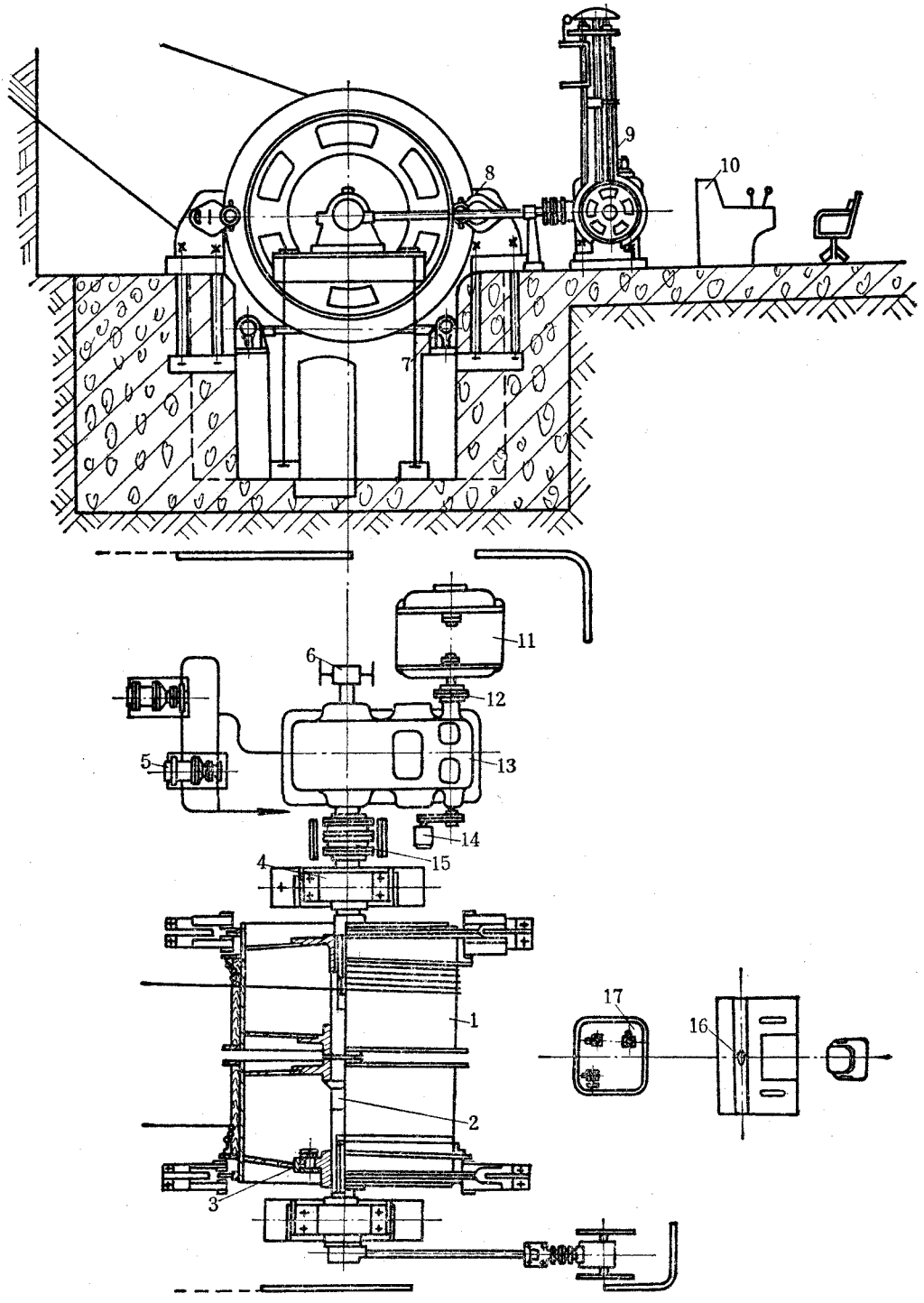


图 9－3－1　JK 型双筒矿井提升机示意图

1—卷筒；2—主轴；3—调绳装置；4—主轴承；5—润滑油站；6—圆盘深度指示器传动装置；7—锁紧器；8—盘形制动器；9—牌坊式深度指示器；10—斜面操纵台；11—电动机；12—弹簧联轴器；13—减速器；14—测速发电机装置；15—齿轮联轴器；16—圆盘式深度指示器；17—液压站

离合器的离开是利用油缸 2 进行的，当压力油由液压站通过主轴轴端密封头 9、主轴中心孔经管路 8、联锁阀 7 及管路 6 输入各油缸的前腔时，缸体（活塞不动）带动外齿轮 4 向左移动，直至与内齿轮 3 脱离啮合，使活卷筒与主轴分离。反之，当压力油经管路 5 输入各油缸的后腔时，缸体带动外齿轮向右移动，直至与内齿轮全部合上，使活卷筒与主轴联接。

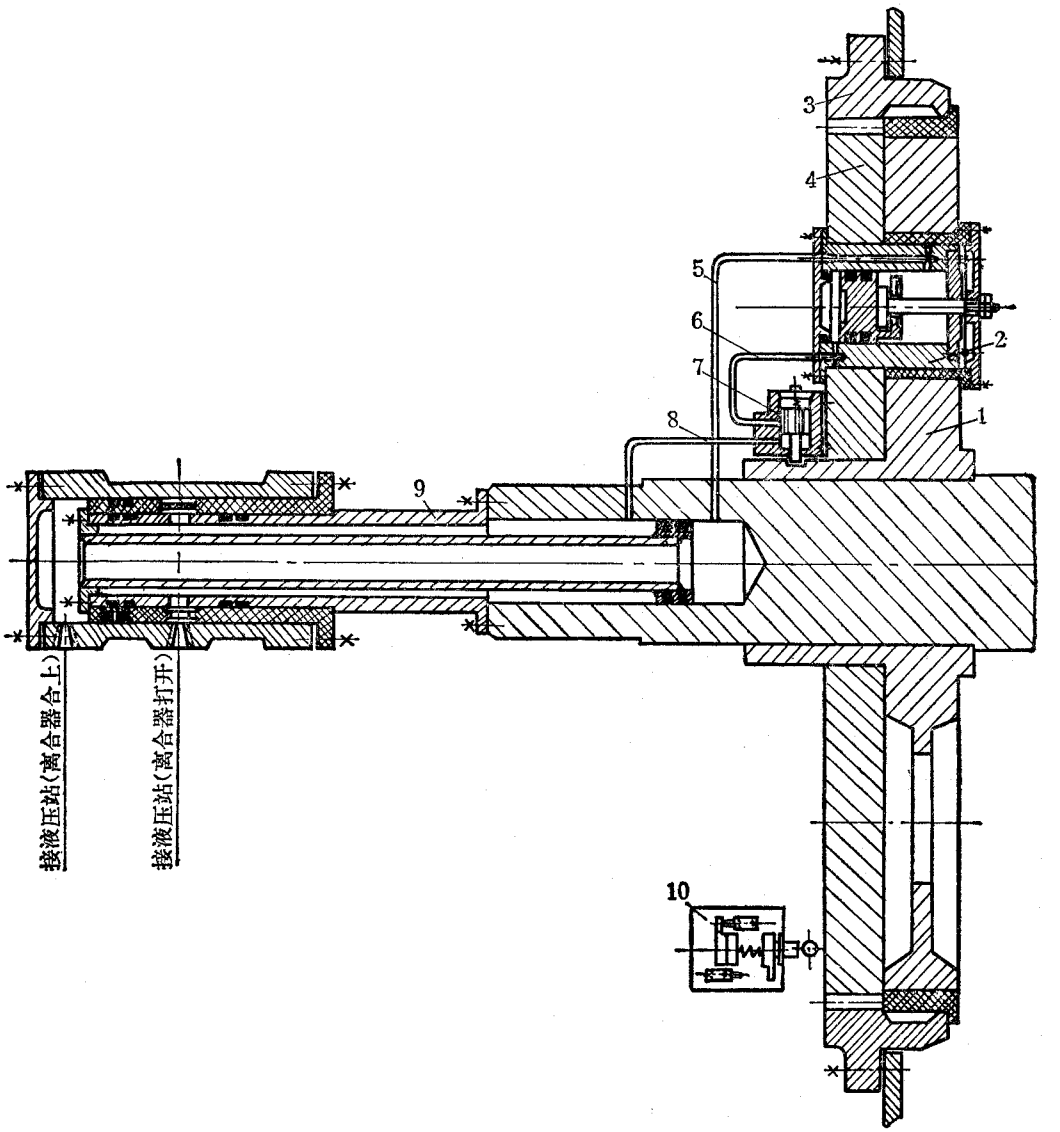


图 9－3－2　齿轮离合器示意图

1—左轮毂；2—油缸；3—内齿轮；4—外齿轮；5、6、8—管路；7—联锁阀；9—密封头；10—调绳联锁装置

联锁阀 7 固定在外齿轮 4 上，平时阀中的活塞销在弹簧作用下插在轮毂 1 的环形槽中，以防止提升机在正常工作时离合器的外齿轮 4 自动离开而造成事故。

调绳联锁装置 10 安在基础上，用于调绳时发出讯号，告诉司机离合器‘合上’或‘离开’以及与液压站上的安全阀联锁。

这种齿轮离合器的优点是能远距离操纵，调绳速度较快 缺点是结构不够完善，且调节绳长的最小数值，受齿距的限制，它等于卷筒周长被啮合齿数除得的商，一般为 200 ~ 250 毫米，不能完全满足矿井提升的实际需要。

老产品 4 ~ 6 米提升机采用遥控气动齿轮离合器，其动作原理同上。KJ2 ~ 3 米提升机采用蜗轮蜗杆离合器，能较准确地调节绳长，但不能远距离操纵。

为了克服齿轮离合器的缺点，最好采用摩擦离合器，从理论上讲，它对绳长的调节是没有限制的，同时它的动作也较齿轮离合器更迅速，但在超载时，可能发生滑动，我国今后应研究发展摩擦离合器。

二、减速器

矿井提升机的主轴转速，根据提升速度的要求，一般在 20 ~ 60 转/分之间，而用作拖动提升机的电动机转速，通常在 290 ~ 980 转/分的范围内。因此，除采用低速直流电动机拖动外，不能把电动机与主轴直接联接，必须经过减速器。

提升机减速器分一级的和二级的。一般传动比小于 11.5 时制成一级的，传动比大于 11.5 时制成二级的。

JK 型提升机主要采用侧动式圆弧齿轮减速器，老产品提升机采用侧动式渐开线齿轮减速器。它们的高速轴用弹性联轴器与电动机轴相连，低速轴用齿轮联轴器与主轴装置相连。减速器各个轴的支承除 ZLR - 200 采用滚动轴承外，其它均采用滑动轴承。各轴承和啮合齿面由单独的润滑油站供油进行强迫润滑。

三、深度指示器

深度指示器是矿井提升机的一个重要部件，其用途是：(1)向司机指示容器在井筒中的位置；(2)容器接近井口车场时发出减速信号；(3)当提升容器过卷时，打开装在深度指示器上的终点开关，切断保护回路，进行安全制动；(4)在减速阶段，通过限速装置，进行过速保护。

JK 型矿井提升机配有牌坊式和圆盘式两种深度指示器，前者适用于凿井和多中段提升的矿井，后者仅适用于单中段提升的矿井。

1. 牌坊式深度指示器

牌坊式深度指示器的结构如图 9－3－3 所示，它是由四根支柱 13、两根丝杠 5、两个限速圆盘 15、数对齿轮及蜗轮副 16 等组成。

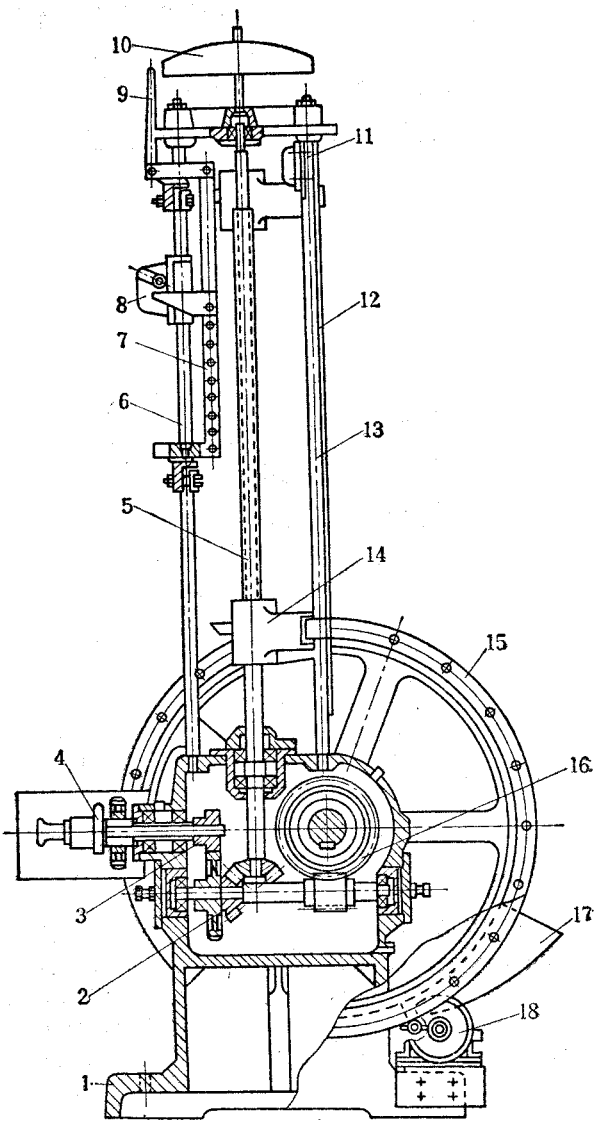


图 9－3－3　牌坊式深度指示器

1—机座；2—伞齿轮；3—齿轮；4—离合器；5—丝杠，6—杆；7—信号拉条；8—减速极限开关；9—撞针；10—信号铃；11—过卷极限开关；12—标尺；13—支柱；14—左旋梯形螺母；15—眼速圆盘；16—蜗轮副，17—限速凸板；18—限速自整角机装置（对角各一个）

矿井提升机主轴的旋转运动经传动系统传给两根垂直丝杠 5，使两丝杠以相反方向旋转，带动套在丝杠上装有指针的螺母 14 上下移动。显然，螺母运动的方向、位置完全与提升容器的运动相适应。标尺 12 上标有相当于提升高度的刻度，以便指针指示出提升容器在井筒中的位置。

当提升容器接近井口卸载位置时，螺母 14 上的凸块通过信号拉条 7 上的销子，将拉条抬起并将撞针 9、推向一边，继续运动，拉条上的销子就从凸块上脱落下来，撞针就敲击信号铃 10，发出提升减速开始的信号。信号铃可以发出若干次连续的信号，同时在信号拉条旁边的杆 6 上固定着一个减速极限开关 8，以便提升容器到达一定位置时，信号拉条上的角板可以碰上减速开关的滚子进行减速直至停车。

当提升容器发生过卷时，螺母 14 上的碰铁就将过卷极限开关顶开，进行安全制动。

信号拉杆上的销子可根据需要移动其位置。减速和过卷极限开关的位置可以很方便的调整。

限速圆盘 15 由蜗轮副 16 带动，在一次提升过程中，每个圆盘的转角小于 360°。两圆盘上各装有一块限速凸板 17，在减速时碰压装在机座 1 上的限速自整角机装置 18（对角各一个）的自整角机滚子，使提升机在减速阶段不致超速。

利用离合器 4，可使从动丝杠脱离传动系统，提升机主轴传动时，只能使主动丝杠上的螺母指针移动，以适应提升高度改变时的指示需要。

这种深度指示器是指针上下移动，形象直观，便于操纵人员观看，但不够精确，且结构较复杂。

2. 圆盘式深度指示器

圆盘式深度指示器由传动装置和深度指示盘组成。

深度指示器传动装置的传动系统如图 9－3－4 所示，其传动轴 2 与减速器输出轴 1 相连，通过更换齿轮对 3 一方面带动发送自整角机 8 转动；另一方面经蜗轮副 4 带动前后限速圆盘 5 和 9。在一次提升过程中圆盘的转角为 250°～350°（可适当选配更换齿轮对 3 来保证）。每个圆盘上装有几块碰扳（图中未表示出来）和一块限速凸板 7，用来碰压减速开关，过卷开关及限速自整角机 6，使之发出信号、进行减速和安全保护。

深度指示盘装在操纵台上，其传动系统如图 9－3－5 所示，当传动装置发送自整角机转动时，发出信号使深度指示盘上的接收自整角机 4 相应转动，经过三对减速齿轮带动粗针 5（粗针在一次提升过程中仅转动 250°～350°）进行粗指示；经过一对减速齿轮带动指针 3 进行精指示（精针的转速为粗针的 25 倍），以便在提升终了时比较精确地指示容器的停止位置。

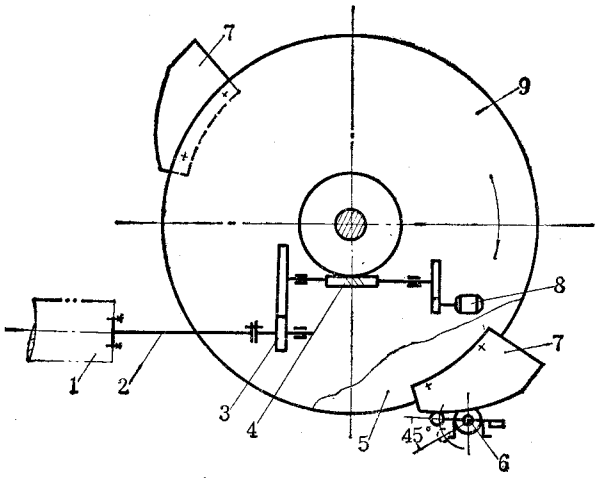


图 9－3－4　圆盘深度指示器传动装置示意图

1—减速器输出轴；2—传动轴；3—更换齿轮对；
4—蜗轮副；5—前限速圆盘；6—限速自整角机；
7—限速凸板；8—发送自整角机；9—后限速圆盘

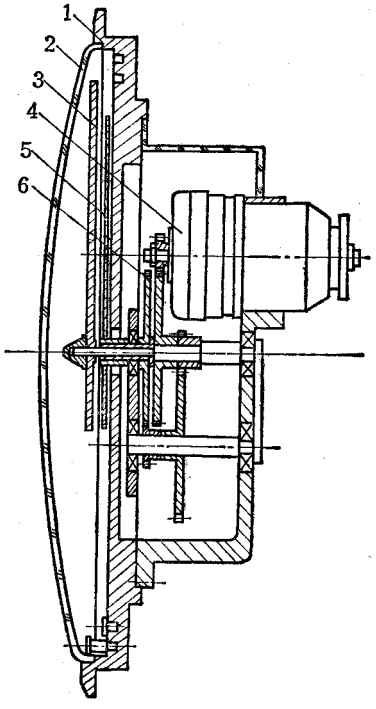


图 9－3－5　深度指示盘

1—指示圆盘；2—玻璃罩；3—精针；
4—接收自整角机；5—粗针；6—齿轮对

这种深度指示器比较精确，结构比较简单，但因指针作圆周运动，缺乏直观感，操纵人员观看不习惯。

以上两种深度指示器更换齿轮对的选配及限速凸板的绘制可参阅有关说明书。

第二节　单绳缠绕式提升机主要尺寸的计算及选择

单绳缠绕式提升机的主要尺寸是卷筒的直径和宽度。

一、卷筒直径的确定

卷筒直径 D 的确定是以保证钢丝绳在卷筒上缠绕时产生的弯曲应力较小为原则。根据理论和试验研究，钢丝绳弯曲应力 σ_w 与比值 D/d 间的关系如图 9－3－6 所示。当比值 $D/d \approx 80$ 时，再增大比值 D/d，弯曲应力无显著下降；相反，当 $D/d \approx 60$ 时，再减小比值 D/d，则会引起弯曲应力的急剧增加。据此，安全规程规定，卷筒直径 D 与钢丝绳直径 d 之比：

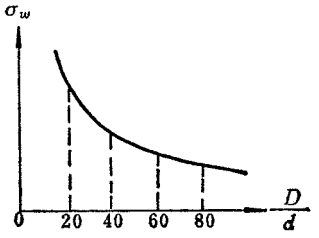


图 9－3－6　弯曲应力 σ_w 与 D/d 的关系图

对于地面提升设备　$\dfrac{D}{d} \geqslant 80$　　(3－1)

对于井下提升设备　$\dfrac{D}{d} \geqslant 60$　　(3－2)

按 3－1 或 3－2 式所求得的数值，选择提升机的标准卷筒直径。

卷筒的理论直径是指缠绕直径，即钢丝绳缠绕在卷筒上时其中心线间的距离；卷筒的名义直径是指木衬的外径。当木衬上刻有深 $\dfrac{d}{3}$ 的绳槽时，则名义直径和理论直径间之差就很小，因此在计算时可取卷筒名义直径作为计算的理论直径。

二、卷筒宽度的确定

卷筒宽度 B 根据所需容纳的钢丝绳总长度来确定。钢丝绳总长度包括：(1)提升高度(按最深中段计算)；(2)供试验用的钢丝绳长度；(3)为减少绳头在卷筒上固定处的张力而设的三圈摩擦圈。

1. 双卷筒提升机每个卷筒的宽度

(1)单层缠绕时：

$$B = \left(\frac{H + L_s}{\pi D} + m \right)(d + \varepsilon)，\text{毫米} \tag{3-3}$$

式中 L_s——钢丝绳试验长度，一般取 20～30 米；

m——摩擦圈，一般取 3 圈；

ε——钢丝绳绳圈之间的间隙，一般取 2～3 毫米；

H——提升高度，

对于罐笼提升(井口水平出车时)：

$$H = H_j，\text{米}$$

对于箕斗提升：

$$H = h_Z + H_j + h_x，\text{米}$$

H_j——矿井深度，米；

h_Z——箕斗装矿高度，米；

h_x——箕斗卸矿高度(由井口水平至位于卸载位置的箕斗底座的距离)，一般为 15～25 米。

根据计算所得的卷筒直径与宽度选择标准提升机。如标准提升机的宽度不够时，则可另选较大直径的提升机或在允许情况下作多层缠绕。

安全规程规定竖井提升人员的卷筒只准缠一层，专为升降物料的准许缠两层。并规定多层缠绕时，卷筒两端挡绳板至少要比最外层绳圈高出钢丝绳直径的 2.5 倍，钢丝绳由下层转到上层的一段应加强检查，同时每隔两个月将钢丝绳错动 0.25 圈。

(2)多层缠绕时：

$$B = \left[\frac{H + L_s + (m + n')\pi D}{n\pi D_p} \right](D + \varepsilon)，\text{毫米} \tag{3-4}$$

式中 n——卷筒上缠绕层数；

D_p——平均缠绕直径，$D_p = D + (n - 1)d$，米；

n'——每两个月将钢丝绳错动 0.25 圈所需的备用圈数，根据钢丝绳的使用年限，取 2～4 圈。

2. 单卷筒作双钩提升时，卷筒宽度

$$B = \left(\frac{H + 2L_s}{\pi D} + 2m + 2 \right)(d + \varepsilon)，毫米 \qquad (3-5)$$

式中　2——两根钢丝绳之间的间隔圈数。

三、提升机最大静张力及最大静张力差的验算

按计算数值选择标准提升机后，须验算提升机最大静张力及最大静张力差，都不应超过提升机技术规格表中的规定值。

1. 钢丝绳最大静张力

$$T_{jmax} = Q_r + Q + pH，公斤 \qquad (3-6)$$

2. 钢丝绳最大静张力差

$$\Delta T_j = Q + pH，公斤 \qquad (3-7)$$

提升开始时，空箕斗斗箱一部分重量被曲轨支承，或者罐笼落在托爪上，提升机静张力差都有可能出现瞬时过载，但也不应超过允许值。提升机静张力差瞬时过载的允许值可查阅有关设计计算资料。

如所选提升机不能满足上述要求，虽然卷筒直径和宽度满足要求，也应重新选择具有较大静张力和静张力差的提升机。如重选提升机条件有限，也可采取其他措施（例如采用三天轮提升系统）。

第三节　天　　轮

天轮安设在井架上，供引导钢丝绳转向之用。根据结构型式不同可分为两类：

一、铸造辐条式天轮

一般直径 3.5 米以下的天轮常采用如图 9－3－7a 所示的铸造辐条式。它由铸钢（或铸铁）轮缘 1、圆钢轮辐 2 和铸钢（或铸铁）轮毂 3 等组成。轮辐呈放射状，其两端铸在轮缘和轮毂内。轮毂用键固定在轴 4 上。在轴上装有挡环，以防止天轮的轴向移动。直径 2 米以内的天轮多铸为整体，超过 2 米时则多铸造为剖分式。

二、型钢装配式天轮

一般直径 4 米以上的天轮，为了制造、安装与运输的方便，常采用如图 9－3－7b 所示的装配式。它由数段冲压钢板轮缘 1、型钢轮辐 2 和铸钢（或铸铁）轮毂 3 等组成。轮

辐一端用精制螺栓与轮毂连接，而另一端则用铆钉与轮缘固定。

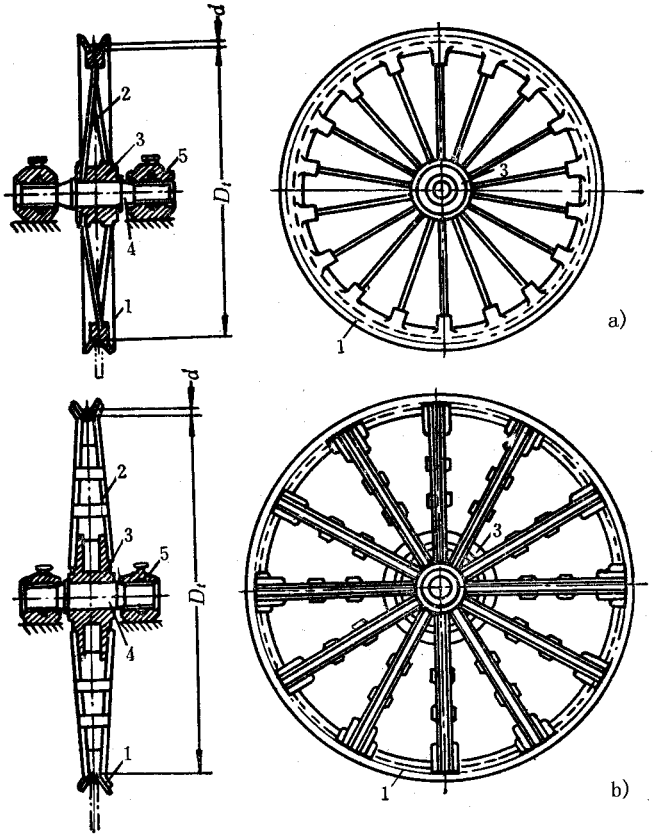


图 9－3－7　天轮

a)铸造辐条式；b)型钢装配式

1—轮缘；2—轮辐；3—轮毂；4—轴；5—轴承

轮缘是天轮的工作机构，它有带衬的与不带衬的两种，目前这两种类型在我国矿山都采用。衬垫可用木材、旧皮带、软金属或耐磨塑料等制成。由于木衬垫取材和制造容易，故我国矿山采用较多。

天轮直径的选择，一般等于卷筒直径，或按安全规程规定：

对于地面提升设备：　$D_t \geqslant 80d$　　(3－8)

对于井下提升设备：　$D_t \geqslant 60d$　　(3－9)

第四节　单绳缠绕式提升机与井筒相对位置的确定

单绳缠绕式提升机安装地点的选择，主要考虑卸载作业的方便和尽可能简化地面运输系统。一般双筒提升机用罐笼提升时，提升机房位于重车运行方向的对侧；用箕斗提升时，提升机房位于卸载方向的对侧。井架上的天轮，根据提升机的型式、容器在井筒中的布置以及提升机房的设置地点，可以装在同一水平轴线上（图 9－3－8b），也可装在同一垂直平面上（图 9－3－8a）或不同平面上。

提升机安装地点确定之后，其具体位置由下列因素决定：(1)井架高度；(2)卷筒中心至井筒提升中心线间的水平距离；(3)钢丝绳弦长；(4)钢丝绳偏角；(5)钢丝绳仰角。

一、井架高度

井架高度 h_{ja} 如图 9－3－8 所示，是指从井口水平到最上面天轮轴线间的垂直距离。若两天轮位于同一水平轴线上时（图 9－1－8b）：

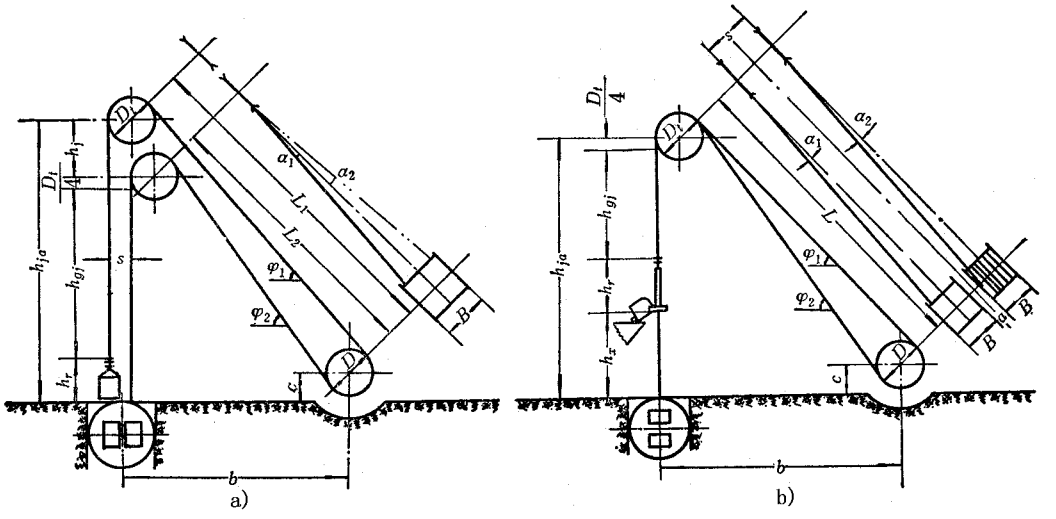


图 9－3－8　提升机与井筒的相对位置

a)单卷筒提升机；b)双卷筒提升机

对于罐笼提升：

$$h_{ja} = h_r + h_{gj} + \frac{1}{4}D_t \text{，米} \qquad (3-10)$$

对于箕斗提升：　　$h_{ja} = h_x + h_r + h_{gj} + \frac{1}{4}D_t$，米　　(3－11)

式中　h_r——容器高度(容器底部至连接装置最上面一个绳卡间的距离)；

h_{gj}——过卷高度(容器由正常卸载位置提到连接装置最上面一个绳卡与天轮轮缘接触时，或者容器本身与井架构件相接触时所走的距离)，

当提升速度 $V_m \leqslant 3$ 米/秒时，$h_{gj} \geqslant 4$ 米；

当提升速度 $V_m > 3$ 米/秒时，$h_{gj} \geqslant 6$ 米。

若两天轮位于同一垂直平面内时，(图 9－3－8a)：

对于罐笼提升：

$$h_{ja} = h_r + h_{gj} + \frac{1}{4}D_t + h_j，米 \qquad (3-12)$$

对于箕斗提升：

$$h_{ja} = h_x + h_r + h_{gj} + \frac{1}{4}D_t + h_j，米 \qquad (3-13)$$

式中　h_j——两天轮轴线之间的垂直距离

$$h_j = D_t + (1 \sim 1.5)米 \qquad (3-14)$$

二、卷筒中心至井筒提升中心线间的水平距离

卷筒中心至井筒提升中心线间的水平距离 b 如图 9－3－8 所示。此距离的大小主要应使提升机房的基础不与井架斜撑的基础相接触，若二者接触时，由于井架斜撑的振动，可能引起提升机房以及提升机基础的损坏，为了避免上述现象的产生，其最小距离应满足下式要求：

$$b_{min} \geqslant 0.6_{ja} + 3.5 + D，米 \qquad (3-15)$$

在设计时，取 $b \geqslant b_{mig}$，一般为 20～30 米。

三、钢丝绳弦长

钢丝绳弦长 L 为钢丝绳离开天轮的接触点到钢丝绳与卷筒的接触点间的距离。图 9－3－8 中标出的 L 为天轮轴线与卷筒轴线间的距离。钢丝绳弦长有两个：上边出绳的弦长 L_1 和下边出绳的弦长 L_2。

按照图 9－3－8b 的布置，钢丝绳弦长分别为：

$$L_1 = \sqrt{\left(b - \frac{D_t}{2}\right)^2 + (h_{ja} - c)^2 - \frac{1}{4}(D - D_t)^2}，米 \qquad (3-16)$$

$$L_2 = \sqrt{\left(b - \frac{D_t}{2}\right)^2 + (h_{ja} - c)^2 - \frac{1}{4}(D + D_t)^2}，米 \qquad (3-17)$$

按照图 9－3－8a 的布置，钢丝绳弦长分别为：

$$L_1=\sqrt{\left(b+\frac{s}{2}-\frac{D_t}{2}\right)^2+(h_{ja}-c)^2-\frac{1}{4}(D-D_t)^2}\text{，米} \tag{3-18}$$

$$L_2=\sqrt{\left(b-\frac{s}{2}-\frac{D_t}{2}\right)^2+(h_{ja}-h_i-c)^2-\frac{1}{4}(D+D_t)^2}\text{，米} \tag{3-19}$$

式中　c——卷筒轴中心线高出井口水平的距离，此值与提升机的构造、地形和土壤情况有关，一般 $c=1\sim2$ 米；

s——两容器轴线之间的距离，米。

当弦长超过一定长度（例如 60 米）时，为了减小钢丝绳颤动，可在绳弦中部设置托滚。

四、钢丝绳偏角

钢丝绳偏角 a 是指钢丝绳弦与天轮平面所成的角度，其值不应大于 1°30′。偏角的限制主要是防止钢丝绳与天轮轮缘彼此磨损，当钢丝绳作多层缠绕时，宜取 1°10′左右，以改善钢丝绳缠绕状况。偏角有两个：外偏角 a_1 和内偏角 a_2。

对于双卷筒提升机单层缠绕时，（图 9－3－8b）：

$$\tan a_1=\frac{B-\frac{s-a}{2}-m(d+\varepsilon)}{L_2} \tag{3-20}$$

$$\tan a_2=\frac{\frac{s-a}{2}-\left[B-\left(\frac{H+L_s}{\pi D}+m\right)(d+\varepsilon)\right]}{L_2} \tag{3-21}$$

式中　B——卷筒宽度；

a——两卷筒内缘之间的距离。

对于双卷筒提升机多层缠绕时，可能的最大偏角 a_1、a_2 为：

$$\tan a_1=\frac{B-\frac{s-a}{2}}{L_2} \tag{3-22}$$

$$\tan a_2=\frac{\frac{s-a}{2}}{L_2} \tag{3-23}$$

对于单卷筒提升机作双钩提升时（图 9－3－8a），应检查最大外偏角 a_1，此时两天轮的垂直平面通过卷筒中心线，

$$\tan a_1=\frac{\frac{B}{2}-m(d+\varepsilon)}{L_2} \tag{3-24}$$

五、钢丝绳仰角

钢丝绳弦与水平线所成的仰角 φ 应按提升机技术数据中的规定值检验，但一般不应小于 30°，以适应井架（或斜撑）建筑的要求。仰角有两个：上出绳仰角 φ_1，下出绳仰角 φ_2。

按照图 9－3－8b 的布置，钢丝绳的仰角分别为：

$$\varphi_1 = \tan^{-1}\frac{h_{ja} - c}{b - \frac{D_t}{2}} - \tan^{-1}\frac{D - D_t}{2L_1} \tag{3-25}$$

$$\varphi_2 = \tan^{-1}\frac{h_{ja} - c}{b - \frac{D_t}{2}} - \tan^{-1}\frac{D + D_t}{2L_1} \tag{3-26}$$

按照图 9－3－8a 的布置，钢丝绳的仰角分别为：

$$\varphi_1 = \tan^{-1}\frac{h_{ja} - c}{b + \frac{s}{2} - \frac{D_t}{2}} - \tan^{-1}\frac{D - D_t}{2L_1} \tag{3-27}$$

$$\varphi_2 = \tan^{-1}\frac{h_{ja} - h_j - c}{b - \frac{s}{2} - \frac{D_t}{2}} + \tan^{-1}\frac{D + D_t}{2L_1} \tag{3-28}$$

第四章　提升机拖动系统技术参数与操作

第一节　绕线式异步电动机转子回路串电阻调速

鼠笼式异步电动机尽管结构简单、价格便宜、维护方便，但很难满足提升机启动和调速性能的要求，因此，矿井提升机交流拖动系统均选用绕线式异步电动机作为主拖动电动机，绕线式异步电动机转子串电阻后能限制启动电流和提高启动转矩，并能在一定范围内进行调速。为了说明这一问题，可用其机械特性进行分析。

绕线式异步电动机的机械特性方程用式(4－1)表示：

$$M = \frac{2M_{\mathrm{m}}}{\frac{S}{S_{\mathrm{m}}} + \frac{S_{\mathrm{m}}}{S}} \tag{4-1}$$

式中　M——电动机某瞬间所产生的电磁转矩；

M_{m}——电动机的最大转矩(临界转矩)；

S_{m}——对应于最大转矩 M_{m} 的转差率(临界转差率)；

S——对应于转矩 M 的转差率，转差率 S 可用下式表示：$S = \dfrac{n_0 - n}{n_0}$

n——与转矩 M 对应的转速；

n_0——电动机的同步转速。

由式(4－1)可绘出电动机的特性曲线，如图 9－4－1 所示。

图 9－4－1 中 R_2 为自然特性，$R_1 \sim R_8$ 为人工特性。在 R_z 特性曲线中，$n_0 \sim 1$ 段曲线为稳定运行区域，$1 \sim M_{\mathrm{q}}$ 段为不稳定运行区域。另外，在自然特性上，启动转矩 M_{q}

很小，而启动电流 I_q 很大。为了使提升机在低速时也能得到稳定运行区域，同时加大启动转矩和减小启动电流。必须在电动机转子内适当的配置电阻，以获得不同的人工特性。图 9－4－1 中 $R_1 \sim R_8$，即为在电机转子中串有八段电阻的人工特性曲线。

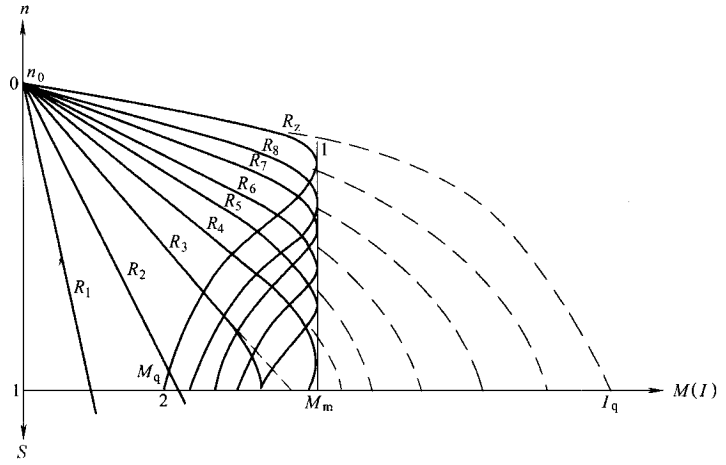


图 9－4－1　异步电动机机械特性曲线

下面以图(9－4－2)所示的五阶段速度图为例，分析电动机是如何按照预定的速度图工作的。

一、提升机的加速

当电动机与电网接通后，由于这时全部电阻串接在转子回路内，形成如图 9－4－2 所示的特性曲线 R_{pr1} 此时启动转矩一般为电动机额定转矩 M_e 的 0.3～0.4 倍，且小于其静阻力矩 M_j，故仅能使提升钢丝绳张紧，并消除减速器的齿间隙。在 R_{pr1} 特性曲线上经过少许停留后(约为 0.75s)，司机即切除第一段电阻 ΔR_{pr1}，使电机转入特性曲线由 R_{pr2} 上运转。在图 9－4－2 中，即由 a 点转换到 a' 点，这时拖动转矩 M_{pr2} 大于静阻力矩 M_j，电动机便沿着 R_{pr2} 特性曲线由 a' 点加速到 A'' 点(实际上，图 9－4－2 所示的五阶段速度图中并没有表示出这一段加速过程，若将该段表示出来，则成为六阶段速度图)，如果系统为箕斗提升，这相当于箕斗沿卸载曲轨运行的时间，如果此后不加任何控制，电机会沿 R_{pr2} 特线曲线继续加速到 X 点，该点电机转矩与静阻力矩相等，提升机便以此低速等速运行，这显然是不合理的。为了使提升机能达到稳定工作点 P，当电动机运行到 A'' 时，司机必须及时切除一段电阻 ΔR_{pr2}，使电机转入到特线曲线 R_1 上运行。同理当电机在 R_1 上由 A 点运行到 B 点必须再及时切除一段电阻 ΔR_1，工作点由 B 点又跳到 C 点，如此继续下去，电动机便可按照设计的主加速度达到拖动转矩与静阻力矩相等的稳定运行

点 P,这时提升机的速度为最大提升速度 v_{max},提升机开始等速运行。等速运行阶段提升机不需任何控制。由图 9－4－2 看出,为了使启动平稳,得到一个固定的平均加速度,应使电机各条特性的峰值力矩 M_1 和切换力矩 M_2 都相等,要想达到这一要求,必须正确的配置转子电阻,并需适当的加以控制。

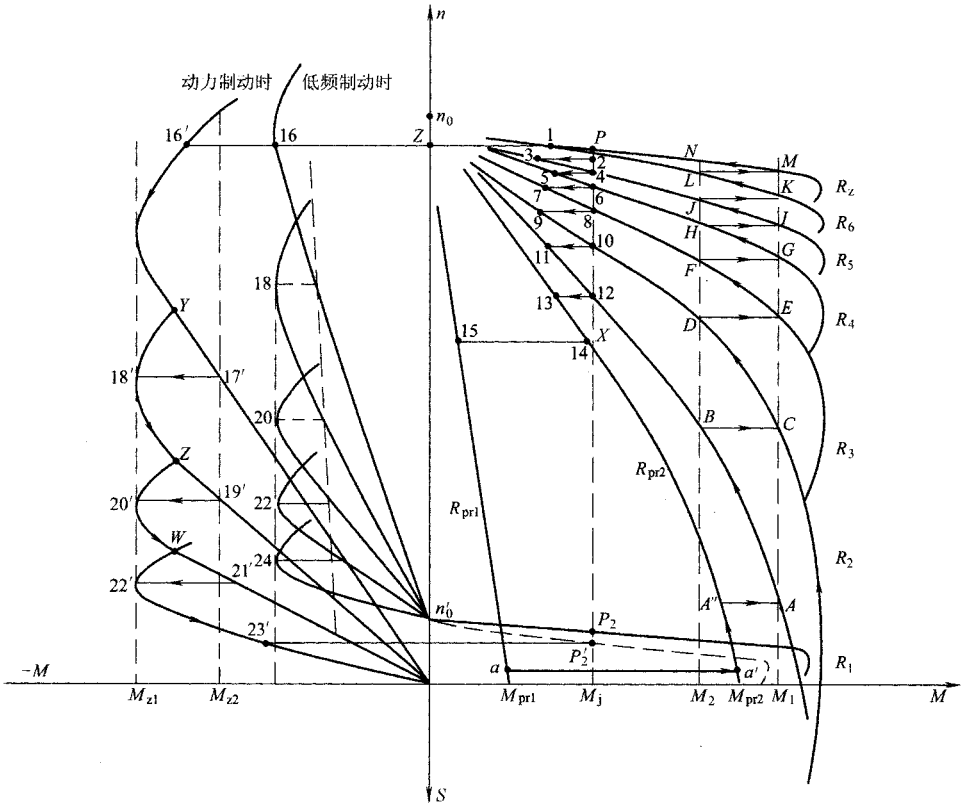


图 9－4－2　提升机电动机的特性曲线

目前,加速阶段的控制方法有以时限、电流、电流为主附加时限、时间为主电流为辅以及电流时间独立控制等几种方案。如果单纯用时间控制时,在负荷变化的情况下,虽能保证启动时间不变,但由图 9－4－3 可看出,当负荷加大时,第一条特性曲线的切换点将由正常的 B 点变为 B'点。在其他各条特性曲线上也发生类似现象。由于启动力矩的上下限随负荷大小而变化,负荷过重时有造成油开关跳闸的可能。如果单纯用电流控制时,如图 9－4－3 所示,当负荷变化时,虽能保证启动力矩的上下限不变,但启动加速度和启动时间却随负荷而变化。负荷过小,有可能使加速度过大,不够安全。为了在一定范围内适应负荷的变化,同时满足力矩上下限和时间变化均不太大的要求,目前提升机的电控系统多数采用以电流为主附加延时的控制方案,其控制特性曲线如图 9－4－4 所

示。每级电阻靠电流继电器在 M_j 时释放后再经过一段延时才能切换。延时的时限一般占总时限的 25% 左右。无论负荷变化与否，电流继电器的释放值均不变。例如当负荷变重时，由于电流继电器仍在 M_j 时释放，故 B' 点虽稍离正常切换点 B，但差值甚小，以后各级情况类似。电机将沿 $AB'C'D'E'$ 加速，使启动电流的上下限和启动时间均变化不大，部分地改善了单纯按时限或单纯按电流控制的缺点。

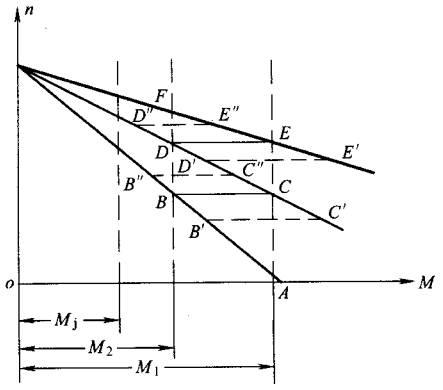


图 9－4－3　单纯用时限或电流控制的特性曲线

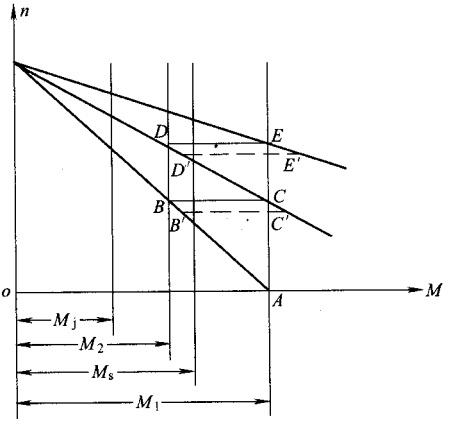


图 9－4－4　以电流为主附加延时的控制特性曲线

为了在较大范围内适应负荷的变化，并能均匀平稳地自动加速，JKMK/J 电控系统中采用了电流、时间独立控制的加速系统，电阻的切除是靠时间和电流两个因素控制。此时各时间继电器 SJ 的延时是按在额定负荷下在其相应控制的特性曲线上，由最大力矩、M_1 运转至切换力矩 M_2 的运行时间来整定。电流继电器则按额定负荷下规定的加速度进行整定，启动的峰值电流即为电流继电器的吸合值，其切换电流即为电流继电器的释放值。这样，在额定负荷下的加速过程自然是合适的，既适合于启动电流又符合启

动时间的要求。重载时，时间继电器虽仍在一定的延时下动作，但因加速度降低，电流继电器到达其动作电流值所需的时间将延长。此时，加速接触器 JC 的通电以及切除电阻由电流继电器控制。切换电阻时，启动力矩的上下限保持不变，保证了防滑的要求。轻载时，由于初始瞬间加速度增大，启动电流达不到电流继电器的吸合值，因此电流继电器不动作，这时各段电阻单纯按时间原则切除，使平均力矩减小，加速度维持不变，故而对防滑也有利。

二、提升机的减速

提升容器到达井口前，提升机必须减速。减速方式有以下几种：

1. 电动机减速方式。当减速段提升系统的惯性力小于提升静阻力时，提升电动机必须出力。此时司机根据减速度的要求，依次向电机转子回路加入电阻，其减速过程按图 9－4－2 中的折线 P→1→2→3→4→5…14→15 等进行，此时电动机在各级特性上的电磁力矩小于静阻力矩 M_j，故提升系统作减速运动，因电动机发出的力矩为正值，故称为正力减速。

2. 自由滑行减速方式。当提升系统的惯性力等于提升静阻力时，在减速阶段电机不用出力，依靠惯性力克服静阻力。减速阶段一开始，即把电机的交流电源切除，此时电机的转矩 $M=0$，电机在提升系统静阻力作用下，其速度沿纵坐标从 u_{max} 下降，这种减速方式不需要其他设备，经济且简单，因此使用最多。

3. 机械制动减速方式。当提升系统惯性力大于提升静阻力时，必须把多余的惯性力消耗于制动器上。当减速开始后，立即把电机的交流电源切除，同时控制器参与控制。这时的制动力是由机械闸产生的，因此在电机特性上没有反映。这种减速方式闸瓦磨损较严重，一般只用于负力不大的场合。

4. 电气制动减速方式。当减速阶段负力较大，特别是副井下放重物时，需要制动力来维持稳定的下放速度和规定的减速度，由于制动力较大，而且下放工作较频繁，使用机械制动安全可靠性甚差，这时必须采用电气制动方式。提升机常用的电气制动方式有发电制动和动力制动，但发电制动多用于低频发电制动。

动力制动能获得足够大的制动力，且调节控制简单，故在提升系统获得广泛的应用。这时首先将电动机的定子从交流电网断开，并通以直流电，使定子绕组产生固定的直流磁场。由于惯性或重物下放而旋转的转子在固定磁场中运动，因此感应产生电流，由此产生制动力矩。制动力矩的大小，与送入定子直流电流的大小和转子绕组中的外加电阻有关。目前我国提升机常采用按照实际速度与设计速度的偏差调节制动电流的办法，来得到不同的制动力矩，同时还可按照提升机的速度来调节转子电阻，使制动力矩维持一

定的数值以得到较好的制动效果(本章第三节还专门讨论动力制动问题,在此不再详述)。如图 9－4－2 所示,减速开始投入动力制动时,制动电流受当时速度偏差的控制而为一定值,使提升电动机由 P 点到 16′点工作,此时提升机速度很高,电动机转子中应串有大量电阻。由于制动力矩的作用,提升机速度降低,但制动力矩减小。如果不及时切除电阻,随着速度的降低,制动力矩将越来越小,这将减弱制动效果,延长减速时间,是很不经济的。因此,随着速度的降低,当制动力矩减小到 M_{z2} 时,应切除一段转子电阻,使制动力矩又上升到 M_{z1} 值。即由特性曲线 17′点到 18′,以后依次切除电阻由 18′→19′→20′→21′→22′→23′。制动力矩在 M_{z1} 和 M_{z2} 之间波动,使提升速度由 v_{max} 降到 v_4,保证了所要求的减速度值(如果能够调整在 y、z、ω 等点换切而不在 17′、19′、21′点换切时工作将是十分有利的)。由于制动力矩随速度的降低而减小,因此不能用动力制动停车,当速度降低到 v_4 时,还必须采用其他方式实现爬行和停车。

当采用低频发电制动减速时,减速开始应将主电机从 50Hz 的工频电源断开,将其接入 2.5～5Hz 的三相低频电源。此时主电机的同步转速度降低为 $n_0' = \frac{60f'}{p}$,式中 f' 为低频电源的频率。此时,由于提升速度远大于电机的低频同步速度,故提升电动机以低频发动方式运转,电机产生制动力矩。适当调节定子低频电压和转子回路的电阻,即可得到不同的低频特性曲线。如图 9－4－2 所示,即为在一定 f' 和电压下不同转子电阻的低频特性曲线族。不同负载时按所给定的减速度,由比较回路发出的制动速度偏差来自动调节低频电压的大小,以得到所需的制动力矩。按速度原则控制转子电阻使制动力矩始终保持在最大值附近,以获得较好的制动效果。如图 9－4－2 所示,减速开始通入低频电源后,工作点由 P→16,以后逐步由 16→18→20→22→24 点,速度继续沿低频自然特性下降,当低于低频同步转速 n_0' 后,电动机便由低频发电制动方式,自然的过渡到低频电动方式并在 P_2 点稳定运转,此时提升机便由减速阶段过渡到稳定低速爬行阶段。

三、提升机的爬行与停车

为了实现准确停车,在停车前必须设置一个低速爬行阶段,在此阶段要求提升机低速稳定运转,目前我国交流拖动中常用的控制方法有以下 3 种。

1. 脉动爬行。当减速阶段采用动力制动或自由滑行减速方式时,在减速终了时,用低速继电器使提升机电动机自动给定和断电,提升速度被控制在 0.5～1.5m/s 之间脉动变化。脉动调速时,电动机在特性曲线上的工作过程,如图 9－4－5 所示。减速阶段为自由停车减速时,速度沿着纵坐标轴下降,当降至 0.5m/s 时(即 1 点),利用速度继电器,又投入交流电源,这时工作点到达 2。由于此时 $M_4 > M_j$,速度上升。当速度上升到

1.5m/s，又切继交流电源，由 5→6 点，速度又沿纵坐标下降。当由 6→1 点时又通上电源，如此反复进行，直至停车位置时断电施闸。如果采用动力制动减速时，在动力制动作用下速度下降到 0.5m/s，即达到特性曲线上的 8 点，然后切除直流电源，经过熄弧闭锁延时后投入三相交流电源，由 8→2 点，以后便按 8→2→3→4→5→6→1→2 进行低速脉动爬行，直至最后施闸停车。

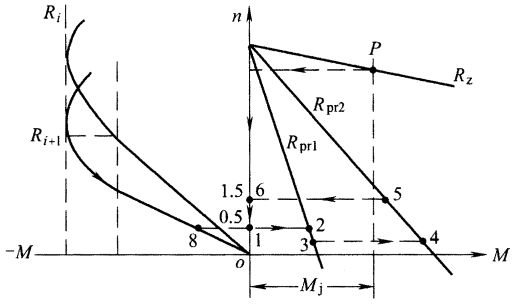


图 9－4－5　电动机爬行阶段在特性曲线上的工作过程

2. 微拖动低速爬行控制。上述脉动爬行，需在电机转子中串有大量电阻。故有特性软、不易控制及电耗大等缺点。所以和动力制动配套，爬行阶段常另选一套微拖动装置拖动提升机，同时还可用于验绳、车削闸盘和绳槽等需要稳定低速运行的场合。由于这时工作在小电机的自然特性上，因此特性硬，需要的功率小（一般为主电机的 5% ~ 10%）。在特性曲线上的运转过程为：当动力制动结束，速度下降到爬行速度 v_4 时，切断主电机定子电源，使提升机改由微电机拖动，工作点由 $23'$ 点到达 P_2'（见图 9－4－2），提升机就在该点作低速稳定运行，爬行至终点时，将微电机电源切除，施闸停车。

3. 低频爬行控制。若减速阶段用低频发电制动时，当减速终了，提升电动机由低频制动自然地转化为低频拖动，由于低频自然特性很硬，故可实现稳定的低速运转。图 9－4－2 所示低频爬行时即由点 $24 \rightarrow n_0' \rightarrow P_2$。这种控制方法，不仅没有转子电阻的能量消耗，也不要单放一套微拖动装置，它可与减速阶段共用一套低频装置，完成两个阶段的控制，所以是目前交流拖动实现自动化控制的一种较好的方案，但缺点是初期投资较高。

四、转子回路串接电阻调速的方法

绕线式异常电动机转子回路串接电阻进行调速，根据所使用的电阻种类不同，可分为金属电阻、液体电阻、金属水冷电阻等 3 种方法。

1. 金属电阻调速方法。这种方法是目前使用最广泛的调速方法，前面所述的调速原理，正是以金属电阻为例进行分析的。由以上分析可见，此种调速方法安全可靠，调节方便，受周围环境影响较小，同时，由于金属电阻为固体元件，故安装调试方便，结构紧凑，

占地面积小，维护工作量不大等等。但该种方法惟一的缺点是它的运行特性出现阶梯跳跃式，即调速为有级调速，这对于机械和电气设备来说都是不利的。

目前，广泛使用的金属电阻主要有 ZX1 型铸铁电阻箱和 ZX9 型铁铬铝电阻箱，选择电阻箱时，应注意以下几点：

(1)选择的电阻箱与计算值尽量接近，一般误差不应超过 5% ~ 10% ；

(2)配置电阻箱时，尽可能采用串联方式，仅在电流超过容许值时，才采用并联方式；

(3)电阻箱的箱号应尽量少，以便减少备件的种类和数量，一般不超过 3 ~ 4 种；

(4)应充分利用每一箱的多余电阻片，不可能时才用导线短接或甩掉；

(5)为便于接线，选择电阻片数量时，一般要取偶数，以便一侧出线；

(6)设置电阻箱时，应考虑使连接导线为最短，连接导线采用裸线。

2. 液体电阻调速方法。液体电阻调速与金属电阻调速不同，它的调速特性是无级的，但电阻液易受温度影响而使阻值变化并需要冷却水，因而比较笨重，所以目前我国生产的液体电阻大都用在小绞车上。

3. 金属水冷电阻调速方法。这种方法是在异步电动机转子接入金属水冷电阻，它分成两部分——金属电阻和液体电阻。金属电阻采用的是铁铬铝合金电阻带绕成管状，三相电阻均置于同一的冷却水箱中，金属电阻带抽出若干个抽头接到角形钢板上，该钢板置于电阻液箱中，通过压气装置和气阀可使电阻液面上升或下降，从而可以改变电阻带的阻值。

液体电阻部分的热损很小，电阻液温度的变化对金属电阻带值影响很小，所以运行是稳定的。但是它在使用中存在不少缺点，运行可靠性差，需要冷却水又需要压气能源等，故目前还没有得到广泛的应用。

第二节　提升机主电动机转子电阻的计算

电动机转子电阻的计算，对提升设备的正常运转有着重要的作用。进行启动电阻计算时，首先应确定预备级级数和加速级级数。因为所选的级数直接影响到最大切换力矩的增大或减小及平均启动加速度的提高或降低，甚至由于过载能力不够而需加大电动机容量，故应全面考虑，选出经济合理的级数。一般情况下，预备级级数和加速级级数的选择见表 9 - 4 - 1。

表 9－4－1　预备级级数和加速级级数的选择

电动机功率/kW	电阻级数	特性曲线数	加速级级数	预备级级数
100	4	5	3	1
100～200	5	6	4	1
200～400	5～8	6～9	4～6	1～2
400～1000	8	9	6	2

一、三相平衡启动电阻的计算

三相平衡启动电阻的计算方法很多，但基本上可分为两种类型：一类是按给定加速度来计算启动电阻，另一类是以充分利用电动机的过载能力为出发点来计算。因第一类方法计算简便准确，故多为设计中采用。

提升电动机的启动方式有完全启动和不完全启动两种。所谓完全启动，系指主加速级第一级特性，在 $S=1$ 时，电动机所产生的力矩等于切换力矩的上限 M_1；所谓不完全启动，系指主加速级第一级特性，在 $S=1$ 时，电动机产生的力矩小于切换力矩的上限 M_1，一般可取等于平均启动力矩 M_{ar}。如图 9－4－6 所示。图 9－4－6 中 a、b 为完全启动方式，c、d 为不完全启动方式。

因在保证同样平均加速度和时间的条件下，对于 8 级磁力站控制系统，完全启动方式的启动冲击力比不完全启动方式约大 60% 左右，因此，一般当提升主电动机容量在 200kW 以上，并采用 8 级磁力站控制时，应尽量采用不完全启动方式，以减少提升机启动所受的冲击。当电动机容量较小和采用 5 级磁力站控制时，可采用完全启动方式。

下面以竖井提升为例，介绍按给定加速度计算启动电阻的方法。

(一)第一预备级

第一预备级的作用是：

(1)消除传动齿轮间隙、紧绳；

(2)当检查井筒及钢丝绳时，以获得 0.3m/s 的低速运行；

(3)消除电动机接入电网时的过电压。

一般情况下，使第一预备级所产生的力矩为额定力矩的 0.3～0.4 倍，即 $\lambda_{prl}=0.3\sim0.4$。也可按验绳要求来计算：

$$\lambda_{prl}\geqslant\frac{(K-1)Q+PH}{F_e} \tag{4-2}$$

式中　K——阻力系数，箕斗取 1.15，罐笼取 1.2；

Q——有效载质量，kg；

P——钢丝绳单位质量，kg/m；

H——提升高度，m；

F_e——电动机额定力，kg。

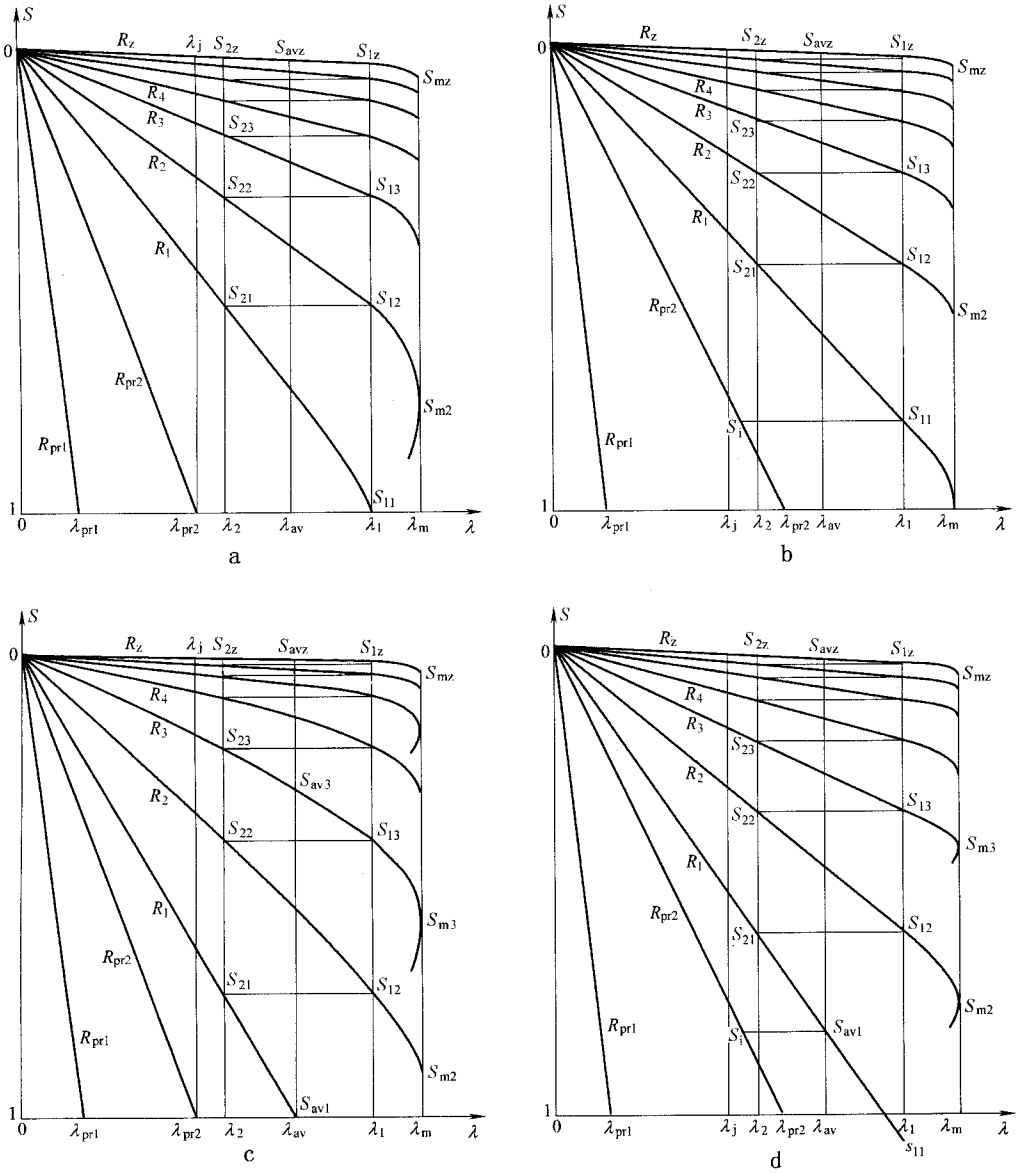


图 9－4－6　启动特性曲线

R_{pr1}和 R_{Pr2}—第一和第二预备级电阻；R_1、R_2…—主加速级各级电阻；λ_m—电动机转子固有电阻；

λ_m—电动机最大力矩相对值；λ_1 和 λ_2—主加速段切除力矩上限和下限的相对值；

λ_j—主加速度静阻力矩相对值；λ_{av}—主加速度平均启动力矩相对值；S_i—初加速度终了时的转差率；

S_{2z}、S_{avz}、S_{1z}、S_{mz}—自然特线曲线上 λ 等于λ_2、λ_{ar}、λ_1、λ_m 时的转差率；S_{21}、S_{ar1}、S_{11}、

S_{ml}—主加速第一级特性曲线上 λ 等于λ_2、λ_{av}、λ_1、λ_m 时的转差率，其余类推

第一预备级电动机所产生的力的相对值：

$$\lambda_{pr1} = \frac{F_{pr1}}{F_e} \tag{4-3}$$

式中　$F_e = \dfrac{102 P_e \eta_i}{v_{max}}$——电动机额定力，ks；

P_e——电动机额定功率，kW；

η_i——减速机传动效率，一级传动取 0.92；

二级传动取 0.85；多绳摩擦轮提升机取 0.9 以上；

v_{max}——提升机最大提升速度，m/s。

第一预备级电阻

$$R_{pr1} = \frac{R_e}{\lambda_{pr1}} \tag{4-4}$$

式中　$R_e = \dfrac{E_{2e}}{\sqrt{3} I_{2e}}$——电动机转子额定电阻，Ω；

E_{2e}——电动机转子额定电压，V；

I_{2e}——电动机转子额定电流，A。

(二)第二预备级

第二预备级的作用是：

(1)当提升人员时，限制罐笼启动加速度；

(2)在箕斗提升中，限制箕斗在卸载曲轨部分的运动速度；

(3)在斜井(坡)提升中，限制矿车在甩车道的运动速度。

第二预备级电阻的计算方法，罐笼提升和箕斗提升计算方法稍有不同，方法分别如下：

(1)普通罐笼。第二预备级产生的力矩可为电动机额定力矩的 0.9～1 倍，即 $\lambda_{pr2} = 0.9 \sim 1$，其电阻为：

$$R_{pr2} = \frac{R_e}{\lambda_{pr2}} \tag{4-5}$$

(2)箕斗。初加速时平均启动力矩的相对值：

$$\lambda_{iav} = \frac{F'_i + F''_i}{2 F_e} \tag{4-6}$$

式中　F_i'——初加速起始时的力值，kg；

F_i''——初加速终了时的力值，kg。

初加速终了时的转差率：

$$S_i = \frac{v_0 - v_i}{v_0} \tag{4-7}$$

式中　v_i——初加速终了时的提升速度，m/s；

$v_0 = \dfrac{\pi D n_0}{60 i}$——对应于 n_0 的提升速度，m/s；

D——提升机滚筒直径，m；

n_0——电动机同步转速，r/min；

i——减速机速比。

第二项备级电动机产生的力矩相对值：

$$\lambda_{pr2} = \frac{\lambda_{iav}}{\sqrt{S_i}} \tag{4-8}$$

第二预备级电阻：

$$R_{pr2} = \frac{R_e}{\lambda_{pr2}} \tag{4-9}$$

（三）主加速级

（1）完全启动。主加速级平均启动力矩相对值：

$$\lambda_{av} = \frac{F'_1 + F_1''}{2F_e} \tag{4-10}$$

式中　F_1'——主加速段起始力值，kg；

F_1''——主加速段终了力值，kg。

电动机额定转差率：

$$S_e = \frac{n_0 - n_e}{n_0} \tag{4-11}$$

自然特性曲线上的临界转差率：

$$S_{mz} = S_e \cdot (\lambda_m + \sqrt{\lambda_m^2 - 1}) \tag{4-12}$$

计算$\left(\dfrac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ 和 $S_{mz'} = \dfrac{S_{mz}}{S_{11}}$之值。$S_{11}$为主加速第一级特性曲线上 λ 等于λ_1 时的转差纺。完全启动时，对于普通罐笼，$S_{11} = 1$ 对于箕斗，$S_{11} = S_i$。根据算得的$\left(\dfrac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$、$S_{mz'}$值和主加速级数 n 查曲线图 9－4－7～图 9－4－12，找出启动电阻公比 q 之值。如此点在 $\lambda_1/\lambda_m = 0.9$ 直线的左边，则应适当减小力矩，并重新进行计算。检验 λ_1、λ_2、λ'_{av}

$$S_{1z} = \frac{S_{11}}{q} \tag{2-13}$$

$$S_{2z} = \frac{S_{1z}}{q^n} \tag{2-14}$$

$$\lambda_1 = \frac{2\lambda_m}{\dfrac{S_{1z}}{S_{mz}} + \dfrac{S_{mz}}{S_{1z}}} \leqslant 0.9\lambda_m \tag{2-15}$$

$$\lambda_2 = \frac{2\lambda_m}{\frac{S_{2z}}{S_{mz}} + \frac{S_{mz}}{S_{2z}}} \geqslant (1.05 \sim 1.1)\lambda_j \tag{2-16}$$

式中　$\lambda_j = \dfrac{F'_1 + F''_1 - 2ma_1}{2F_e}$ **——加速段平均静力矩相对值；**

m **——提升系统总变位质量，**$kg \cdot s^2/m$ **；**

a_1 **——主加速度，**m/s^2 **。**

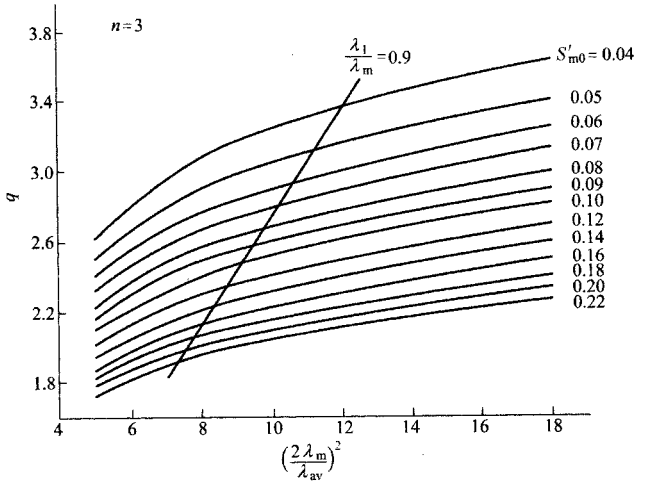


图 9－4－7　$n=3$ **时** q **和** $\left(\dfrac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ **的关系曲线**

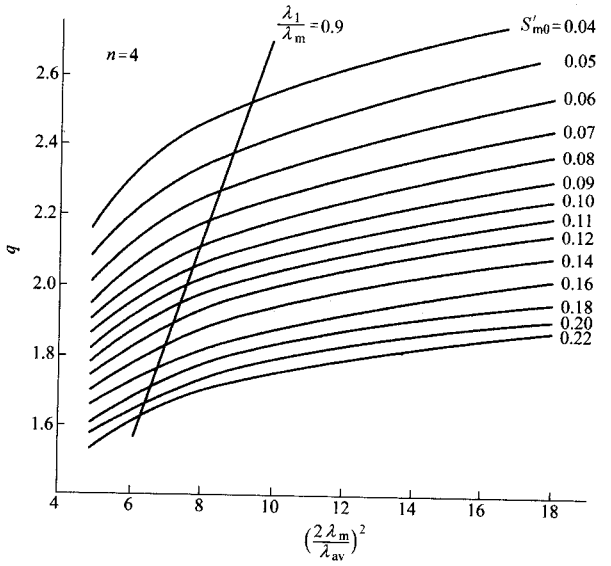


图 9－4－8　$n=4$ **时** q **和** $\left(\dfrac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ **的关系曲线**

此时应有：

$$\lambda'_{av} = \sqrt{\lambda_1 \lambda_2} \approx \lambda_{av} \tag{4-17}$$

若 λ_1、λ_2、λ'_{av} 满足式(4－15)～式(4－17)的验算条件，则前面查得的启动电阻公比 q 值可以采用，如不能满足，则应重新选取 q 值。

(2)不完全自动。主加速平均启动力相对值：

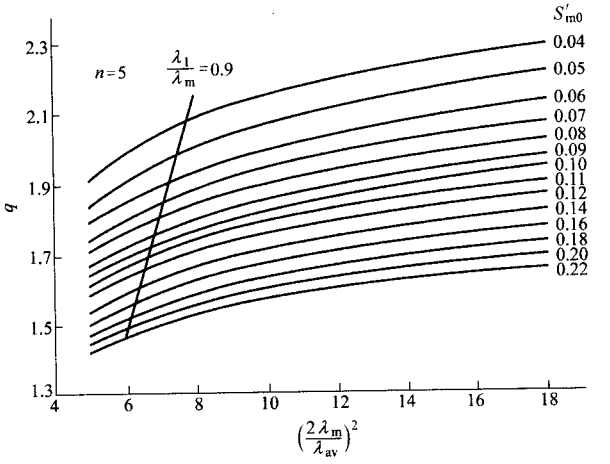


图 9－4－9　$n=5$ 时 q 和 $\left(\frac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ 的关系曲线

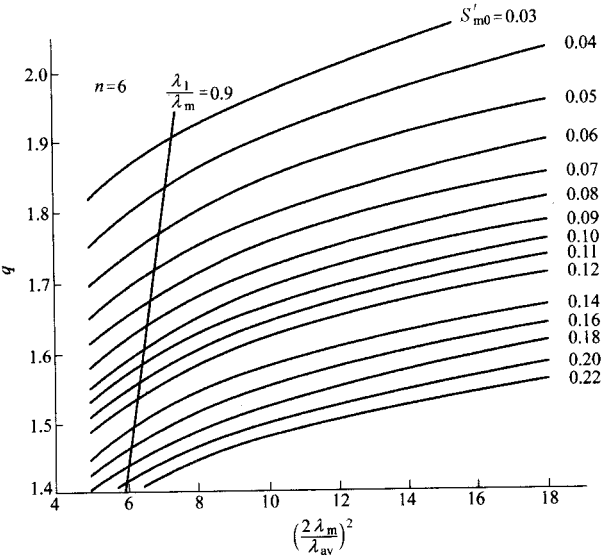


图 9－4－10　$n=6$ 时 q 和 $\left(\frac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ 的关系曲线

$$\lambda_{av} = 1.05 \times \frac{F'_1 + F''_1}{2F_e} \tag{4-18}$$

设主加速级第一级特性，在 $S = 1$（或 $S = S_i$）时，电动机所产生的力的相对值等于 λ_{av}，参见图 9－4－6c、d。

求主加速第一级特性曲线上 $F = F_e$ 时的转差率 s_{e1}：

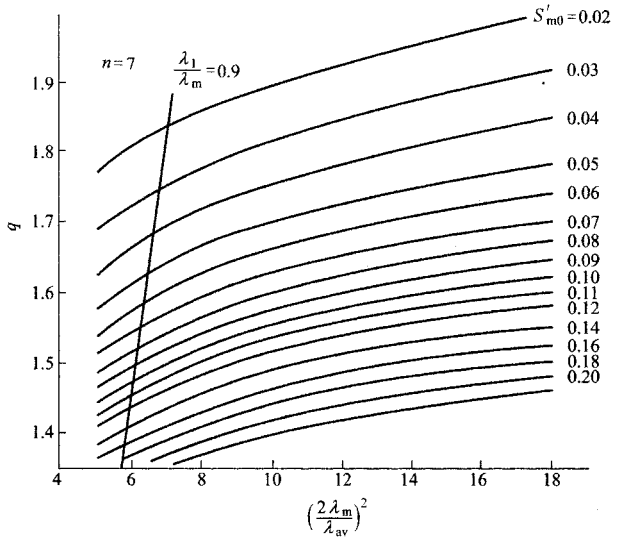


图 9－4－11　$n = 7$ 时 q 和 $\left(\frac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ 的关系曲线

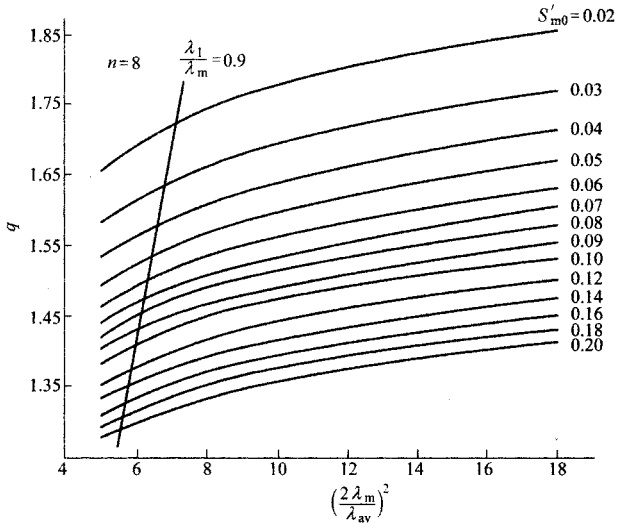


图 9－4－12　$n = 8$ 时 q 和 $\left(\frac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$ 的关系曲线

$$S_{e1}=\frac{\frac{\lambda_m}{\lambda_{av}}+\sqrt{\left(\frac{\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2-1}}{\lambda_m+\sqrt{\lambda_m{}^2-1}} \tag{4-19}$$

式中　S_{av1}——主加速第一级特线曲线上 $\lambda=\lambda_{av}$ 时的转差率，不完全启动时，对于普通罐笼 $S_{av1}=1$ 对于箕斗 $S_{av1}=S_i$。

启动电阻公比：

$$q=\sqrt[n]{\frac{S_{e1}}{S_e}} \tag{4-20}$$

算出 $\left(\frac{2\lambda_m}{\lambda_{av}}\right)^2$，再根据启动电阻公比 q 和主加速级数 n，查曲线图 9-4-7～图 9-4-12，找得 $S_{mz'}$ 之值，则：

$$S\ 11=\frac{S_{mz}}{S'_{mz}} \tag{4-21}$$

检验 λ_1、λ_2、$\lambda'_{av'}$，方法同前。

（四）各级电阻计算表

电动机转子固有电阻：

$$R_z=R_eS_e \tag{4-22}$$

转子连接电缆的电阻在计算中如未考虑，则在选择电阻箱时，最后两段电阻可选取偏小数值。计算结果见表 9-4-2。

表 9-4-2　启动电阻计算表

各级电阻	计算公式	各段电阻	计算公式
R_6	R_zq	Δr_6	R_6-R_z
R_5	R_6q	Δr_5	R_5-R_6
R_4	R_5q	Δr_4	R_4-R_5
R_3	R_4q	Δr_3	R_3-R_4
R_2	R_3q	Δr_2	R_2-R_3
R_1	R_2q	Δr_1	R_1-R_2
R_{pr2}	式(2-5)或 式(2-9)	Δr_{pr2}	$R_{pr2}-R_1$
R_{pr1}	式(2-4)	Δr_{pr1}	$R_{pr1}-R_{pr2}$

(五)启动时间计算

(1)各级电阻上的加速时间：

$$\Delta t_0 = \frac{v_0 m (S_{1z} - S_{2z})}{F_{av} - F_j} \tag{4-23}$$

式中　$F_{av} = \lambda'_{av} F_e$——实际平均启动力，kg；

$F_j = \lambda_j F_e$——主加速段平均静阻力，kg；

$$\left.\begin{aligned} \Delta t_6 &= \Delta t_0 q \\ \Delta t_5 &= \Delta t_6 q \\ \Delta t_4 &= \Delta t_5 q \\ \Delta t_3 &= \Delta t_4 q \\ \Delta t_2 &= \Delta t_3 q \end{aligned}\right\} \tag{4-24}$$

完全启动时：

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 q \tag{4-25}$$

不完全启动时：

$$\Delta t_1 = \frac{v_0 m (S_{av1} - S_{21})}{F_{av1} - F_j} \tag{4-26}$$

式中　$S_{21} = S_{2z} q^m$；$F_{av1} = \sqrt{\lambda_{av} \lambda 2} F_e$。

第二预备级上启动时间，对于普通罐笼可取 0.75s，对于箕斗，可取速度图上该段电阻的运行时间。

第一预备级上启动时间可取 0.75s。

(2)各级电阻通电持续率计算。第一预备级电阻通电持续率按下述选择：

当 $\frac{t_r}{T} = 0.7 \sim 2$ 时，选 $JC_{pr1}\% = 40\%$；

当 $\frac{t_r}{T} > 2$ 时，选 $JC_{pr1}\% = 100\%$

式中　t_r——检查井筒时的持续时间，s；

双钩提升时：

$$t_r = \frac{0.5H}{0.3}$$

单钩提升或带尾绳的双钩提升时：

$$t_r = \frac{H}{0.3}$$

式中　H——竖井井筒深度，m；

0.3——检查井筒时的速度，m/s；

T——所选电阻箱的发热时间常数，s，可由有关产品技术数据中查得。

对于配有微机拖动装置或低频控制的提升机，第一预备级电阻的通电持续率可取40%。

第二预备级电阻通电持续率：

$$JC_{pr2}\% = \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + t_{rd}}{\sum T} \times 100\% \tag{4-27}$$

式中　Δt_{pr1}——第一预备级启动时间，一般取0.75s；

Δt_{pr2}——第二预备级启动时间，选取原则见前；

$\sum T$——一个提升循环时间，s；

t_{rd}——减速阶段该级电阻投入运行的时间，s。

该级电阻通电持续率的确定，主要取决于提升机的运行情况，对于箕斗提升，一般可取20%；对于罐笼提升，可取25%～40%（视该级电阻在运行过程中实际带电的时间长短而定）。

主加速级电阻通电持续率：

$$\left.\begin{aligned}
JC_1\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1}{\sum T} \times 100\% \\
JC_2\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1 + \Delta t_2}{\sum T} \times 100\% \\
JC_3\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3}{\sum T} \times 100\% \\
JC_4\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4}{\sum T} \times 100\% \\
JC_5\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 + \Delta t_5}{\sum T} \times 100\% \\
JC_6\% &= \frac{\Delta t_{pr1} + \Delta t_{pr2} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 + \Delta t_5 + \Delta t_6}{\sum T} \times 100\%
\end{aligned}\right\} \tag{4-28}$$

对于负力较大而采用动力制动或低频发电制动的提升机，在减速阶段各级电阻的通电时间，上述计算中也应把它加工。

（六）各级电阻启动电流计算

（1）第一预备级启动电流：

$$I_{pr1} = \lambda_{pr1} I_{2e} \tag{4-29}$$

式中　I_{2e}——电动机转子额定电流，A。

（2）第二预备级启动电流：

$$I_{pr2} = \lambda_{pr2} I_{2e} \tag{4-30}$$

(3)主加速级平均启动电流：

$$I_{av}=\frac{1.2\lambda_1+\lambda_2}{2}I_{2e} \tag{4-31}$$

(七)绘制启动特性曲线

按表 9-4-3 所列公式,计算各主加速级 λ 等于 λ_e、λ_2、λ_1、λ_m 时相对应的转差率。

表 9-4-3　转差率计算表

S \ R / λ	R_z	R_6	R_5	R_4	R_3	R_2	R_1
λ_e	S_e	$S_{e6}=S_e q$	$S_{e5}=S_e q^2$	$S_{e4}=S_e q^3$	$S_{e3}=S_e q^4$	$S_{e2}=S_e q^5$	$S_{e1}=S_e q^6$
λ_2	S_{2z}	$S_{26}=S_{2z} q$	$S_{25}=S_{2z} q^2$	$S_{24}=S_{2z} q^3$	$S_{23}=S_{2z} q^4$	$S_{22}=S_{2z} q^5$	$S_{21}=S_{2z} q^6$
λ_1	S_{1z}	$S_{16}=S_{1z} q$	$S_{15}=S_{1z} q^2$	$S_{14}=S_{1z} q^3$	$S_{13}=S_{1z} q^4$	$S_{12}=S_{1z} q^5$	$S_{11}=S_{1z} q^6$
λ_m	S_{mz}	$S_{m6}=S_{mz} q$	$S_{m5}=S_{mz} q^2$	$S_{m4}=S_{mz} q^3$	$S_{m3}=S_{mz} q^4$	$S_{m2}=S_{mz} q^5$	$S_{m1}=S_{mz} q^6$

在坐标纸上画上坐标轴,横坐标为 λ,纵坐标为 S(从 1 到 0),在横坐标上标出 λ_{pr1}、λ_{pr2}、λ_e、λ_{av}、λ_1、λ_2、λ_m,把表 9-4-3 所算得各点标上,再用曲线板光滑连接成各级启动特性曲线(不稳定部分可不画);第一预备级特性曲线近似直线,通过纵坐标 $S=0$ 和横坐标 $\lambda=\lambda_{pr1}$ 两点作直线;第二预备级启动特性曲线,通过纵坐标 $S=0$ 和横坐标 $\lambda=\lambda_{pr2}$ 两点作直线。最后标出启动切换线,则启动特性曲线绘制完毕。

二、三相不平衡的转子电阻计算

小型矿井提升机采用手动控制器切除转子启动电阻时,常采用不平衡切除的方法,它的特点是控制器触点较少,而能得到多级的调速特性,但由于在切除电阻过程中,转子电阻和定子电流不平衡,电动机力矩有凹坑脉动现象,影响电动机的出力,因此,这种方法只适用于小绞车的控制。

三相不平衡的转子电阻的计算方法及特性绘制比较复杂,这里不再介绍。

第三节　提升机的动力制动

为了保证负力较大时(例如下放重箕斗等)提升机能持续稳定的安全运行,同时为了系统能安全、可靠地停车,提升机电控系统中设有动力制动装置。

一、动力制动的概念

当电动机转子旋转时，切断定子交流电源，然后输入直流电流，转子绕组则接到外电阻上或短接，此时，在电动机定子中形成一个静止的定子磁场，这个磁场在旋转的转子组内感应出电动势，从而引起转子电流。不动的定子磁势与转子电流磁势形成的合成气隙磁通与转子电流相互作用，产生了制动力矩，电动机将被制动，这种制动叫动力制动。

动力制动时定子磁场是静止的，转子转速即为转子导体切割磁力线的速度。转子转速 n 与同步转速 n_0 之比是绕线型异步电动机动力制动时的转差率，即 $S=\frac{n}{n_0}$。转子磁场的旋转方向，与转子旋转方向相反，转子磁场的转速与转子本身的转速相等。这样，转子磁场对定子而言是不动的。

要实现动力制动，定子绕组有各种不同的接线方法，但为了方便起见，大多采用以下接线方式，如图 9－4－13 所示。

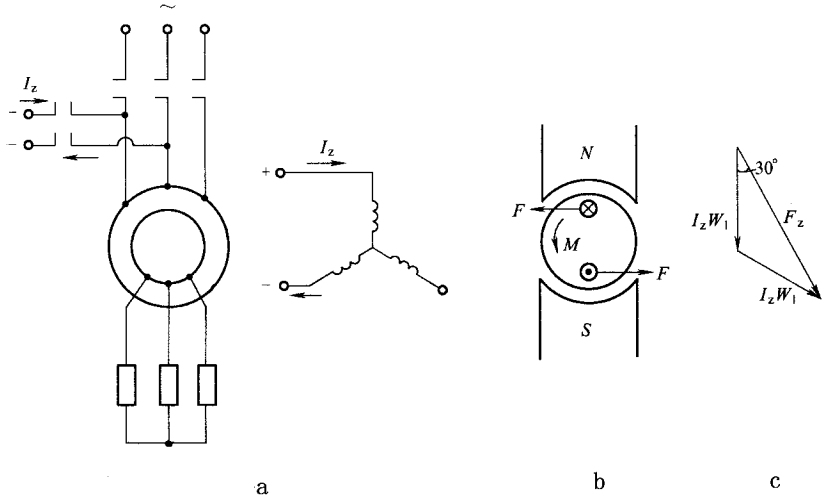


图 9－4－13　异步电动机的动力制动

a—接线图；b—工作原理；c—矢量图

1. 图 9－4－13a 接线方式时各量大小如下：

(1)直流磁势：

$$F_z=\sqrt{3}I_zW_1$$

(2)等值电流：

$$I_{dz}=\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}I_z$$

I_{dz}的推导如下：

在定子三相绕组中通以三相电流时，三相合成磁势的幅值 F_m 可以表示为：

$$F_m = \frac{3}{2} I_{xm} W_1$$

式中　W_1——每相定子绕组的串联匝数，匝；

I_{xm}——相电流的幅值，A。

令 F_m 等于直流磁势的幅值 F_z，则与直流磁势等值的三相电流的幅值为

$$F_m = F_z = \frac{3}{2} I_{dzm} W_1$$

$$I_{dzm} = \frac{2F_z}{3W_1}$$

这个电流的有效值称为等值电流，其值为：

$$I_{dz} = \frac{I_{dzm}}{\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{2}F_z}{3W_1} = \frac{\sqrt{2}\cdot\sqrt{3}I_z W_1}{3W_1} = \frac{2I_z}{\sqrt{3}}$$

(3)输入定子的直流 I_z 对应的直流电阻：

$$R = 2r_1 \tag{4-32}$$

式中　r_1——电动机定子相电阻，Ω。

(4)为保证 I_{dz} 具有给定数值时所需的直流电压和功率为：

$$U = 2.44 I_{dz} r_1 \tag{4-33}$$

$$P = 3 I_{dz}^2 r_1 \tag{4-34}$$

2. 动力制动采取此种接线方式的优点是：

(1)定子绕组本身不需任何改接；

(2)通入直流电流公需要一个双极接触器；

(3)由直流造成与交流一样的磁场的直流值是交流电流的 1.22 倍。这在通常需要的动力制动方式下不致引起电动机过热(因为 $I_{dz} = \sqrt{2}/\sqrt{3} I_z$，所以 $I_z = 1.22 I_{dz}$)。

有关动力制动机械特性的计算及力矩的确定，在此不再探讨。

二、动力制动直流电源装置的选择

正如前面所述的那样，动力制动时，如果采用如图 9－4－13 所示的接线方式，则输入提升机定子的直流电流 $I_z = 1.22 I_{dz}$ A。不管三阶段力图还是五阶段力图，一般均取减速阶段所需的动力制动三相等值交流电流 I_{dz} 值，作为直流电源装置的选择依据。

(一)动力制动电动机－直流发电机组的选择计算

如果动力制动电源选择电动机－直流发电机组，设备的选择计算方法如下：

(1)最大直流输出电流的计算。提升异步电动机制动的直流电源的最大输出电流是根据系统所需的最大平均力矩来确定的,最大平均力矩计算如下:

系统所需的最大制动力矩为:

$$M_{\text{avmax}} = \frac{F_{\text{avmax}} D}{2i} \tag{4-35}$$

式中　F_{avmax}——最大平均负力,kg;

D——提升机滚筒直径,m;

i——从提升机电动机到滚筒的减速比。

系统所需的最大制动力矩为:

$$M_{\text{m}} = 1.3 M_{\text{avmax}} \tag{4-36}$$

求得 M_{m} 后,可用下式求得定子最大等值电流的有效值 I_{dzmax}:

$$I_{\text{dzmax}} = \sqrt{\frac{n_0 M_{\text{m}}}{1.46 x_0}} \tag{4-37}$$

式中　n_0——提升电动机的同步速,r/min;

M_{m}——最大制动力矩,kg/m;

x_0——电动机空载相电抗,Ω。

x_0 的计算方法为:

$$x_0 = \frac{0.95 U_{\text{e}}}{\sqrt{3} I_0} \tag{4-38}$$

式中　U_{e}——定子额定线电压,V;

I_0——电动机空载相电流,A。

求得 I_{dzmax} 后,再利用 $I_{\text{z}} = 1.22 I_{\text{dz}}$ 求得所需要的最大直流动力制动电流,即直流电源的最大输出电流:

$$I_{\text{zmax}} = 1.22 I_{\text{dzmax}}$$

(2)最大直流输出电压的计算。为了保证系统可靠的工作,直流电源的最大输出电压,应有 1.5 ~ 1.6 倍的电压储备量,根据最大直流输出电流来确定:

$$U_{\text{zmax}} = (1.5 \sim 1.6) I_{\text{zmax}} \times 2 r_1 \tag{4-39}$$

式中　r_1——定子一相绕组的电阻,由实测或产品目录中查得,若无法实测或查得时,可按下列方法计算:

当电动机定子线电压 $U_{\text{e}} = 6000\text{V}$ 时:

$$r_1 = 35 \times \frac{s_{\text{e}}\%}{I_{\text{e}}}$$

当 $U_e = 380\text{V}$ 时：

$$r_1 = 2.1 \times \frac{s_e\%}{I_e}$$

式中　$s_e\%$——电动机额定转差率的百分数；

I_e——电动机定子额定电流，A。

(3)最大输出功率的计算。直流电源的最大直流输出功率为：

$$P_{zmax} = \frac{U_{zmax} I_{zmax}}{1000} \tag{4-40}$$

作为动力制动用直流电源的直流发电机的额定功率 P_{Fe}、额定电压 U_{Fe}和额定电流 I_{Fe}，应分别不小于 P_{zmax}、U_{zmax}和 I_{max}，如果发电机不是长时工作(不利用动力制动下放重物)，而是短时工作(仅用于主减速阶段)，可允许有一定的过载，按 $1.5 \sim 2$ 倍的过载能力计算，这样，P_{Fe}和 I_{Fe}应分别不小于 $0.67 \sim 0.5 P_{zmax}$和 $0.67 \sim 0.5 I_{zmax}$。

(4)拖动电动机容量计算。拖动发电机的电动机通常选用鼠笼型异步电动机，按长时工作制考虑时其容量为：

$$P_{De} \geqslant \frac{P_{Fe}}{\eta_F} \tag{4-41}$$

式中　η_F——直流发电机的效率。

如果直流发电机是短时过载运行，那么拖动电动机的容量应按下式计算：

$$P_{De} \geqslant \frac{P_{Fe}}{\eta_{F\lambda m}} \tag{4-42}$$

式中　λ_m——拖动电动机的过载系统。

拖动电动机的转速应与发电机一致。

(二)晶闸管动力制动电源装置

选择晶闸管动力制动电源装置时，整流装置输出的直流电流和直流电压值的大小应按照前面计算所得的 I_{xmax}及 U_{zmax}。来确定，确定的方法参阅有关晶闸管变流技术书籍介绍的原则进行，在此不再重述。这里仅就有关的几个问题进行讨论。

1. 晶闸管动力制动电源的优点、缺点：

与机组制动电源相比较，晶闸管动力制动电源有以下优点：

(1)系统具有优良的静态特性；

(2)运行可靠，安装维护方便；

(3)占地面积小，节约电能，效率高；

(4)无噪声，无振动，改善了工作条件。

缺点是硅元件过载能力差，需要有完善和有效的保护环节。

2. 装置组成

晶闸管动力电源装置主要有两部分组成,一部分为主回路,另一部分为触发回路。

(1)主回路。一般采用直接接于交流电网的单相半控桥式整流电路或三相半控桥式整流电路,将交流电变为直流电向提升机主电机定子供给,并通过脉冲导通控制装置改变晶闸管导通相位,以改变直流电压的平均值,从而达到调节制动力大小的目的。

(2)触发回路。采用单结晶体管触发电路或磁放大器与脉冲变压器组成的触发装置,前者线路简单,温度补偿性好,有一定的抗干扰能力,但输出功率较小,脉冲较窄,线性度稍差,可用的移相范围小于 150°。后者由于采用磁放大器为主要元件,所以抗干扰性强,且结构简单,使用可靠,同时,磁放大器为多绕组控制,信号综合容易,因而在提升机动力制动中应用比较广泛,缺点是效率低,脉冲波形不好。除以上两种外,也可采用其他形式的触发电路。

3. 控制原则及控制方式

控制原则:首先,靠系统引来的速度偏差信号调节整流装置输出电流的大小,速度偏差愈大,触发电路脉冲相位愈往前移,晶闸管的开放角增大,输出电压升高,制动电流增加,制动力加大,反之,情况与之相反。其次,在制动过程中,在按速度偏差调节的同时,按照速度原则配置合理的转子电阻,充分发挥制动力矩的效果。

控制方式如下:

(1)脚踏动力制动。由司机脚踏操作台下面的动力制动脚踏板,带动自整角机旋转,改变自整角机输出电压,通过电子线路送入触发器,改变晶闸管开放角,人为地调节制动电流值。

(2)速度闭环控制。由来自深度指示器限速凸轮板发出的减速给定信号和测速发电机反馈的实际转速信号通过磁放大器进行比较,当测速信号值与给定信号值之差愈大,说明实际速度比给定速度愈高,则触发装置向着增大制动电流的方向调节,使系统尽快制动,反之,情况与之相反。而当测速信号值小于给定信号值时,制动电流为零。

目前,常用的速度闭环控制方法有以下 3 种方式:

①单闭环系统。图 9 – 4 – 14 即为单闭环动制动系统方框图,图中,速度偏差控制和脚踏控制是‘或’的关系,哪个信号大,就允许哪个信号通过,亦即相应的控制方式发挥作用。因此,在闭环控制时司机可以脚踏制动进行控制,而在脚踏控制时,如提升机超速,闭环系统又可起监视保护作用。

②单闭环带截止反馈系统。系统方框图如图 9 – 4 – 15 所示。该系统与单闭环系统不同之处在于增加了电压截止负反馈环节,增加这一环节的目的是:当整流输出达到预定的数值之后,系统便在一定的制动电流下减速,避免制动电流随速度偏差在允许范围

内的上升而进一步增大，这就有效地防止了因过流而引起的安全制动。

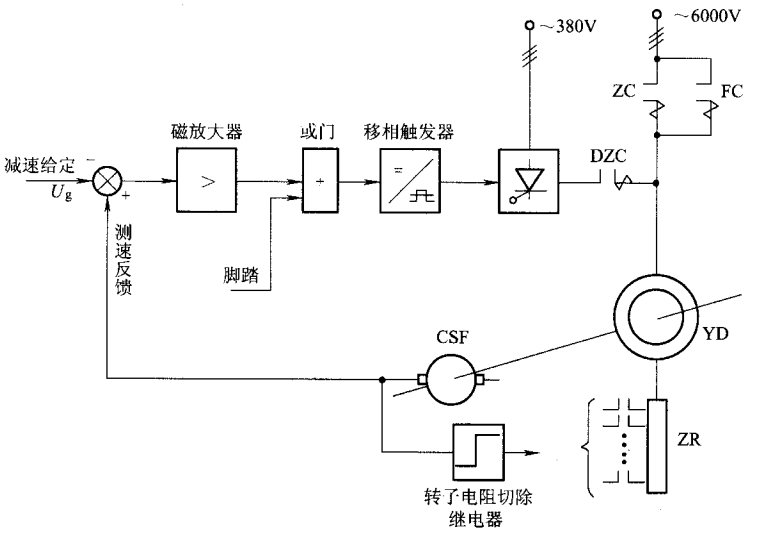


图 9－4－14　单闭环动力制动系统方框图

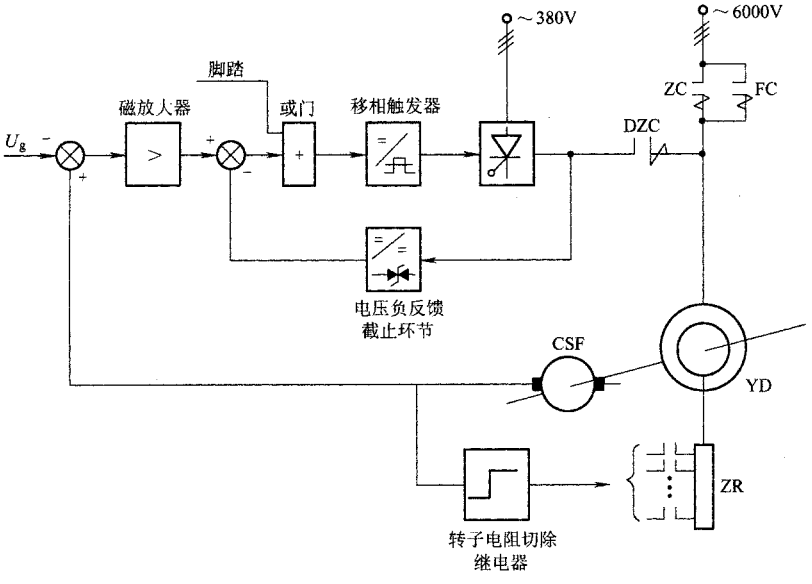


图 9－4－15　单闭环带截止反馈动力制动系统方框图

③双闭环系统。系统方框图如图 9－6－16 所示。双闭环动力制动系统中，速度调节器和电流调节器可采用比例一积分调节器（即 PI 调节器），两个调节器均采取反相输入接线。

动力制动状态下提升电动机的实际速度由测速发电机检测，并在速度调节器的输入端与给定速度相比较。当提升电机的实际速度高于给定速度时，速度调节器综合实际速度和给定速度信号，输出一个与速度偏差及其积分成比例的电压，这个电压即为电流闭环的电流给定值。定子侧实际的直流动力制动电流由电流互感器与一个桥式不可控整流电路所构成的电流检测环节予以检测，并在电流调节器的输入端与电流给定值进行比较。当实际直流制动电流低于给定值时，电流调节器综合实际电流与给定电流信号，输出一个与电流偏差及其积分成比例的电压，此电压将使触发脉冲前移，直流输出电压增大，结果使实际电流趋于给定值，即电流闭环的调节作用使得直流动力制动电流（电流闭环的输出量）与速度偏差及其积分相适应。制动电流产生一个与速度偏差及其积分相适应的制动力矩，这个制动力矩力图使提升电动机的实际速度趋向于给定速度，从而达到速度的闭环调节。

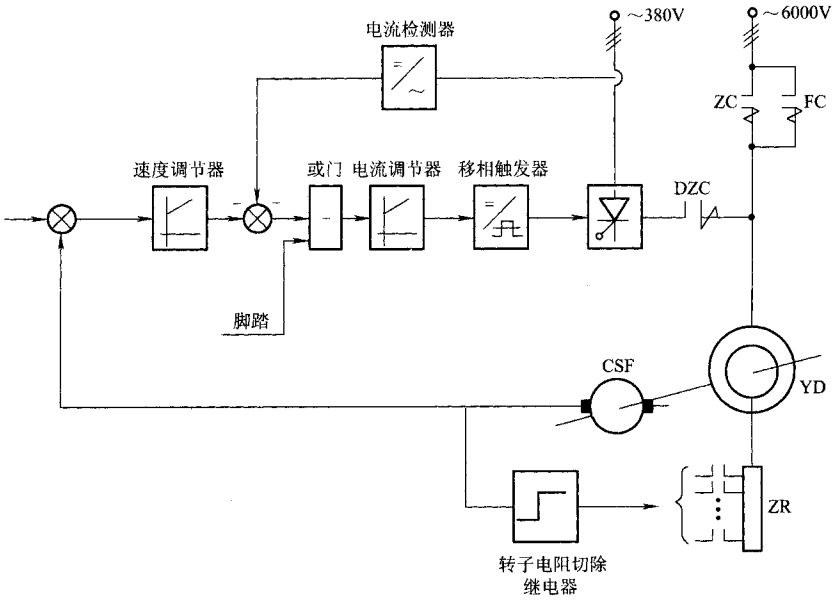


图 9－4－16　双闭环动力制动系统方框图

当速度调节器的输出达到正限幅值时，电流给定值达到最大值，电流闭环便限制了最大动力制动电流，系统便在最大制动力矩下减速，使实际速度趋向于给定速度。

当实际直流制动电流高于给定值时，电流闭环不起调节作用；同样，当提升机的实际速度低于给定速度时，速度调节器也不起调节作用。也就是说，速度调节器和电流调节器均为单值调节。

电流闭环能有效地抑制电网扰动所引起的动态速度偏差。脚踏动力制动，可以通过

“或”门输入电流调节器的输入端。利用电流闭环实现脚踏动力制动的好处是:在直流动力制动电流实行强激的条件下,电流闭环可以限制最大动力制动电流。

第四节　TKD－A 电控系统线路分析

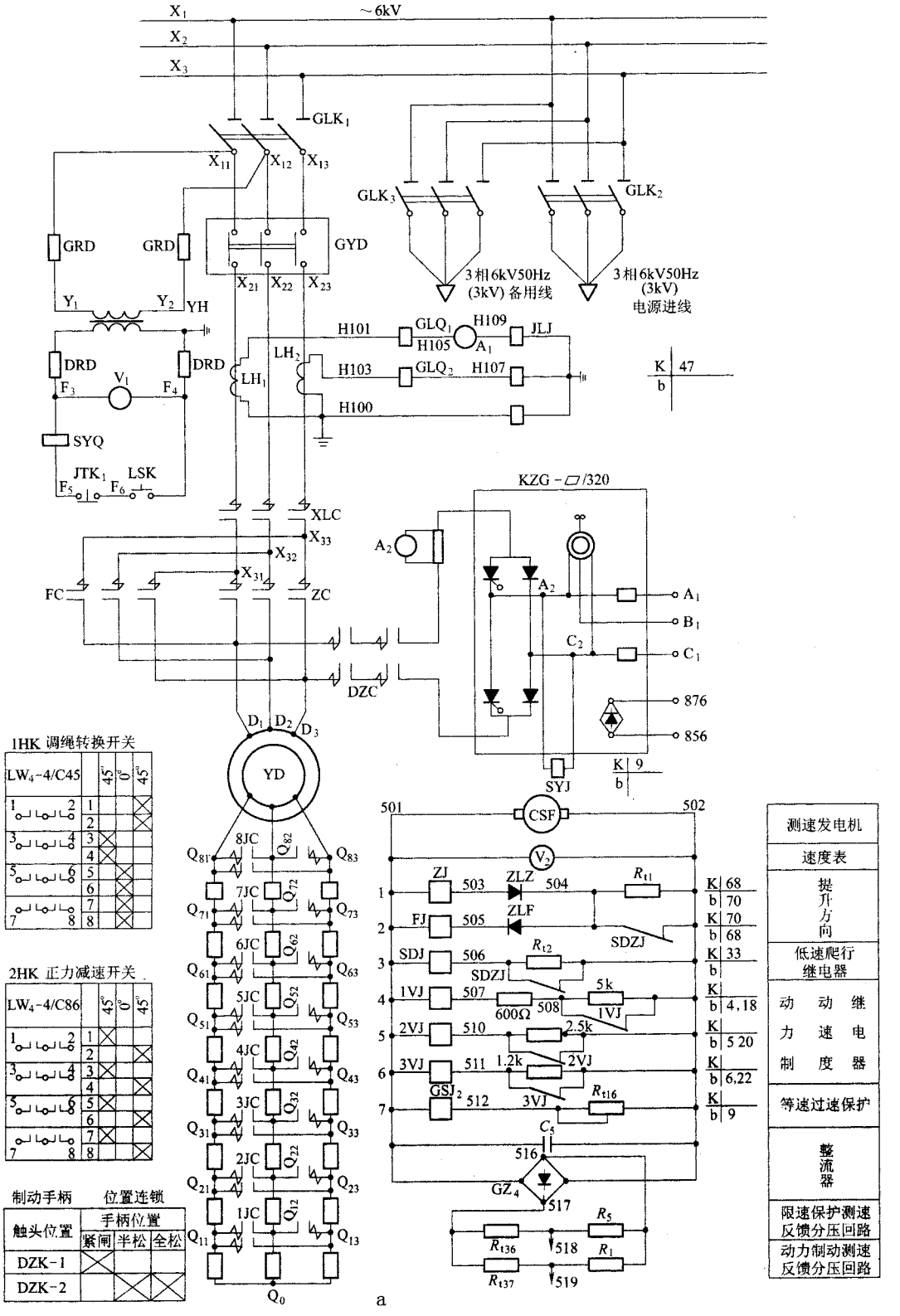
TKD－A 系列电控系统,是目前已经定型的控制系统,它可以完成半自动控制的以下五种运行方式:

1. 电动加速－等速运行－动力制动减速;
2. 电动加速－等速运行－电动减速;
3. 电动加速－发电制动运行－动力制动减速;
4. 动力制动加速－动力制动等速运行－动力制动减速;
5. 脚踏动力制动。

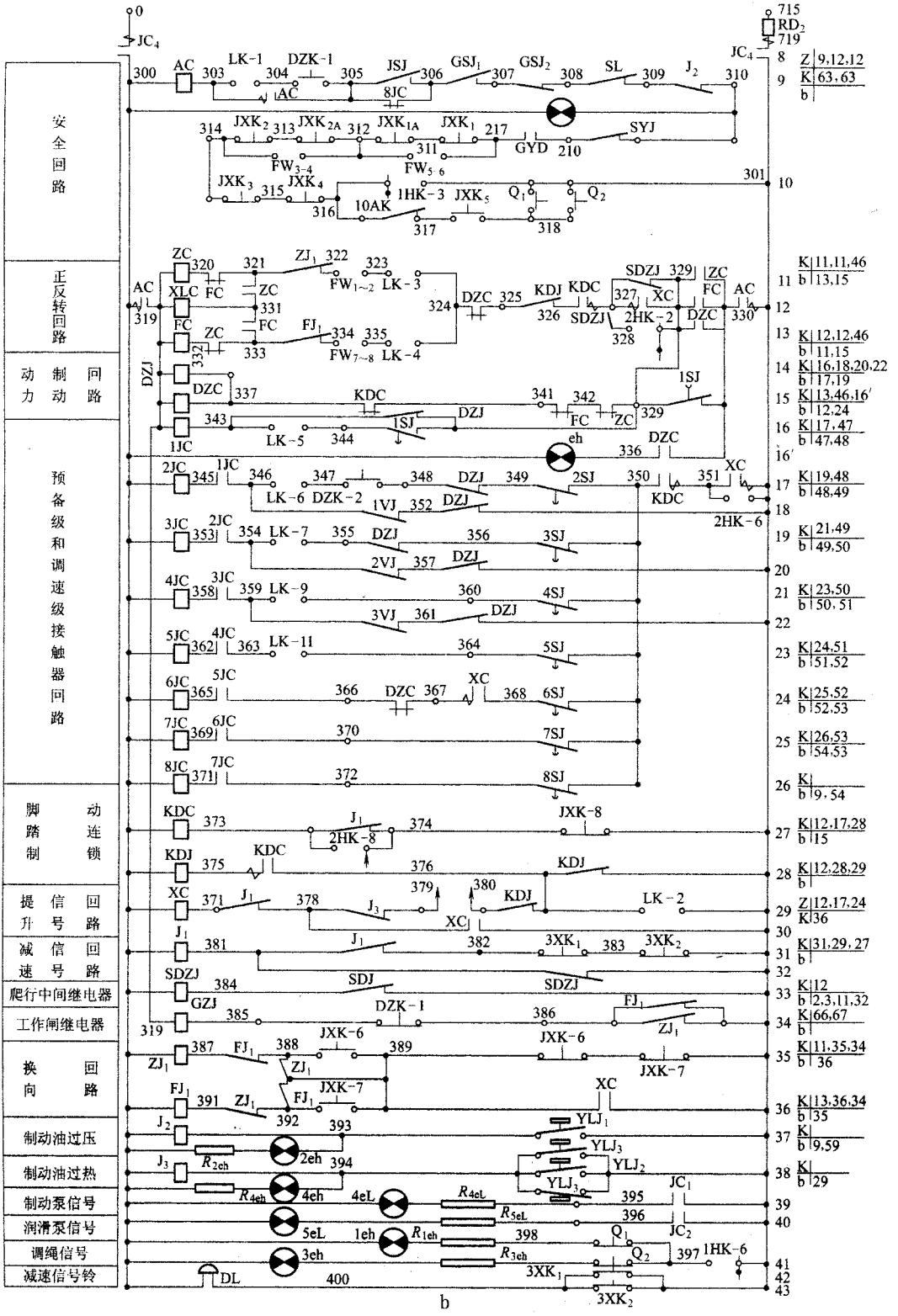
现以配高压 6000V 单电机拖动的 TKD－A 电控系统为例,对线路进行分析。

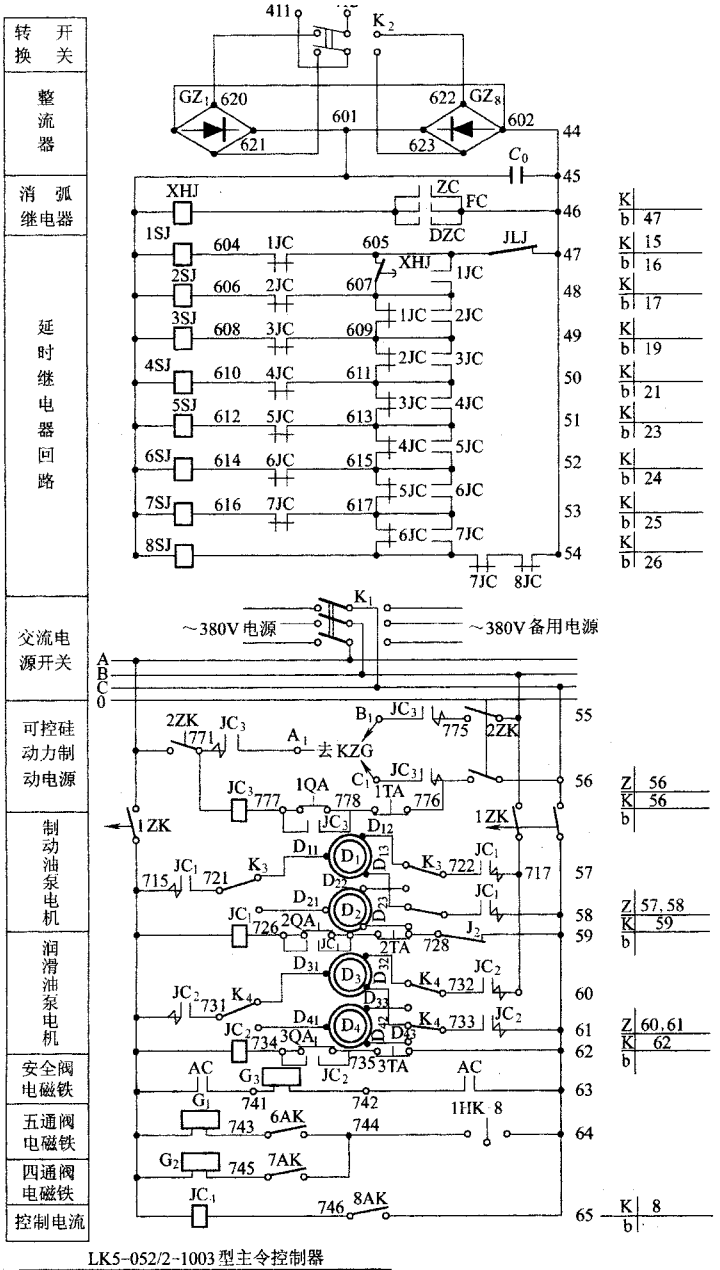
系统原理如 9－4－17 所示,图中各元件代表符号说明见表 9－4－4。为分析方便,将整个线路分为 71 条回路,在图 9－4－17 每条线路的旁边分别用 1、2、3…71 等数字进行标注,以便查找。在线路旁边还注明了电磁元件所带常开触头和常闭触头的数目及所在回路。如延时继电器线图 1SJ 所在第 47 回路,右边标有 $\frac{K|15}{b|16}$,说明 1SJ 线圈,带一个常开触头在第 15 回路中,带一个常闭触头在第 16 回路中(z 则表示为主触头)。线路图中还标注了每个元件的接线端子号数,如 1SJ 线圈在第 15 回路中的常开触头接线端子号为(329,330)。

该控制线路大体可分为主回路、测速回路、安全回路、调绳闭锁回路、控制回路、可调闸控制回路、减速阶段过速保护控制回路、动力制动控制回路、自整角机深度指示器回路和辅助回路等 10 个部分,现分述如下。


X1
X2
X3
~6kV
GLK1
X11 X12 X13
GRD GRD
GYD
X21 X22 X23
GLK3
GLK2
3相6kV50Hz (3kV) 备用线
3相6kV50Hz (3kV) 电源进线
Y1 Y2 YH
DRD DRD
V1
F3 F4
SYQ
JTK1 LSK
F5 F6
H101 GLQ1 H105 H109 JLJ A1
LH2 LH1
H103 GLQ2 H107
H100
K 47
b
XLC
X33
X32
X31
FC ZC
DZC
KZG-□/320
A2
A1
B1
C2
C1
876
856
K 9
b
SYJ
D1 D2 D3
YD
1HK 调绳转换开关
LW4-4/C45
45° 0° 45°
2HK 正力减速开关
LW4-4/C86
45° 0° 45°
制动手柄　位置连锁
触头位置
手柄位置
紧闸 半松 全松
DZK-1
DZK-2
8JC 7JC 6JC 5JC 4JC 3JC 2JC 1JC
Q81 Q82 Q83
Q71 Q72 Q73
Q61 Q62 Q63
Q51 Q52 Q53
Q41 Q42 Q43
Q31 Q32 Q33
Q21 Q22 Q23
Q11 Q12 Q13
Q0
501 CSF 502
V2
ZJ 503 ZLZ 504 Rt1
FJ 505 ZLF
SDZJ
SDJ 506 Rt2
SDZJ
1VJ 507 5k 508 1VJ
600Ω
2VJ 510 2.5k
3VJ 511 1.2k 2VJ
GSJ2 512 3VJ Rt16
C5
516
GZ4
517
R5
R136
518
R1
R137
519
K 68 b 70
K 70 b 68
K 33 b
K b 4,18
K b 5 20
K b 6,22
K b 9
测速发电机
速度表
提升方向
低速爬行继电器
动力制动继电器
等速过速保护
整流器
限速保护测速反馈分压回路
动力制动测速反馈分压回路

a


安全回路
正反转回路
动力制动回路
预备级和调速级接触器回路
脚踏连锁
提升信号回路
减速信号回路
爬行中间继电器
工作闸继电器
换向回路
制动油过压
制动油过热
制动泵信号
润滑泵信号
调绳信号
减速信号铃
JC4
RD2
AC
LK-1
DZK-1
JSJ
GSJ1
GSJ2
SL
J2
8JC
JXK2
JXK2A
JXK1A
JXK1
SYJ
GYD
FW3-4
FW5-6
JXK3
JXK4
1HK-3
JXK5
Q1
Q2
10AK
ZC
XLC
FC
ZJ1
FW1~2
LK-3
DZC
KDJ
KDC
SDZJ
XC
2HK-2
FJ1
FW7~8
LK-4
DZJ
1SJ
1JC
LK-5
eh
2JC
LK-6
DZK-2
1VJ
2SJ
2HK-6
3JC
LK-7
2VJ
3SJ
4JC
LK-9
3VJ
4SJ
5JC
LK-11
5SJ
6JC
6SJ
7JC
7SJ
8JC
8SJ
J1
JXK-8
2HK-8
KDJ
LK-2
J3
3XK1
3XK2
SDJ
GZJ
DZK-1
JXK-6
JXK-7
2eh
4eh
4eL
5eL
1eh
3eh
R2eh
R4eh
R4eL
R5eL
R1eh
R3eh
YLJ1
YLJ3
YLJ2
JC1
JC2
1HK-6
DL
b


转开换关
整流器
消弧继电器
延时继电器回路
交流电源开关
可控硅动力制动电源
制动油泵电机
润滑油泵电机
安全阀电磁铁
五通阀电磁铁
四通阀电磁铁
控制电流
411
K2
GZ1 620
621
601
622
GZ8
623
602
C0
XHJ
ZC
FC
DZC
JLJ
1SJ
2SJ
3SJ
4SJ
5SJ
6SJ
7SJ
8SJ
1JC
2JC
3JC
4JC
5JC
6JC
7JC
8JC
K1
~380V 电源
~380V 备用电源
A
B
C
0
2ZK
JC3
771
A1
去 KZG
B1
775
C1
1TA
776
1QA
777
778
1ZK
D1
D2
D3
D4
D11
D12
D13
D21
D22
D23
D31
D32
D33
D41
D42
D43
K3
K4
JC1
JC2
715
721
722
717
726
2QA
728
2TA
731
732
734
3QA
735
3TA
AC
G3
G1
741
742
743
6AK
744
1HK 8
G2
745
7AK
JC-1
746
8AK
K
Z
b
47
15
16
17
19
21
23
24
25
26
56
57, 58
59
60, 61
62
8
LK5-052/2-1003型主令控制器
触头
LK5-052/2-1003
向前
向后
7 6 5 4 3 2 1 0 1 2 3 4 5 6 7
LK-1
LK-2
LK-3
LK-4
LK-5
LK-6
LK-7
LK-8
LK-9
LK-11
FW过卷转换开关
LW4-4/C 64
45°
0°
45°
1 2
3 4
5 6
7 8
c

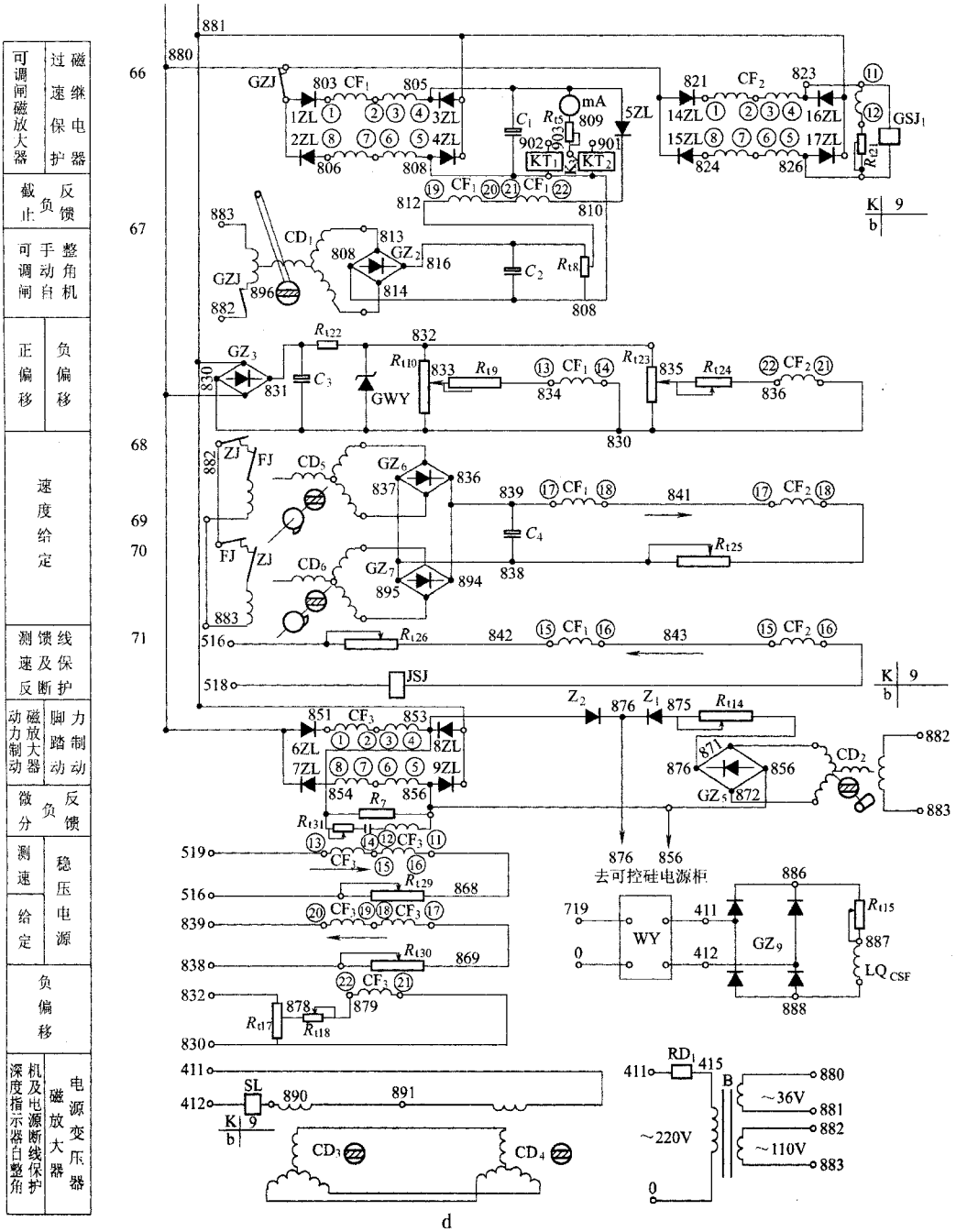


图 9－4－17　TKD－A 电控系统原理图

表 9－4－4　TKD 电控系统主要元件符号说明

序　号	符　号	名　称	元件在图 9－4－17 中的回路号数
1	GLK	隔离开关	主回路
2	GRD	高压熔断器	主回路
3	YH	电流互感器	主回路
4	SYQ	失压脱扣线圈	主回路
5	GYD	高压断路器	主回路
6	DRD	低压熔断器	主回路
7	GLQ $\frac{1}{2}$	过电流脱扣线圈	主回路
8	JLJ	加速电流继电器	主回路
9	V_1	高压电压表	主回路
10	A_1	定子电流表	主回路
11	SYJ	动力制动失压继电器	主回路
12	A_2	动力制动电流表	主回路
13	KZG	可控硅动力控制电源柜	主回路
14	YD	异步电动机	主回路
15	JTK_1	紧急停车开关	主回路
16	LSK	换向器栏栅门开关	主回路
17	XLC	线路接触器	12
18	ZC、FC	正、反向接触器	11、13
19	DZC	动力制动接触器	15
20	SDJ	低压继电器	3
21	V_2	速度表(电压表)	0
22	DZJ	动力制动继电器	14
23	1VJ～3VJ	速度继电器	4、5、6
24	SL	失流保护继电器	73
25	J_2	制动油压保护继电器	37
26	J_1	减速信号继电器	31
27	3XK $\frac{1}{2}$	减速开关	31
28	J_3	制动油过热保护继电器	38

序　号	符　号	名　称	元件在图 9－4－17 中的回路号数
29	AC	安全制动接触器	9
30	JC_3	动力制动控制接触器	56
31	JC_4	控制回路电源接触器	65
32	JXK_5	调绳安全连锁开关	9
33	$JXK_{3、4}$	闸瓦磨损开关	10
34	$JXK_{1、2}$	过卷开关(深度指示器上)	9
35	$JXK_{1A、2A}$	过卷开关(井架上)	9
36	10AK	控制开关	10
37	FW	过卷复位开关	10、11、13
38	1HK	调绳转换开关	10、41、64
39	1HK	正力减速开关	13、17、27
40	8AK	控制回路电源开关	65
41	$LK_{1～11}$	主令控制器触头	9、11、13、16、17、19、21、23、29
42	$DZK_{1、2}$	制动手柄闭锁开关	9、17、34
43	JSJ	测速回路继线监继电器	71
44	GSJ_1	过速继电器	66
45	GSJ_2	等速过速继电器	7
46	CSF	测速发电机	0
47	ZJ、FJ	正、反向方向继电器	1、2
48	K_2	时间继电器电源开关	44
49	XHJ	熄弧继电器	46
50	1SJ～8SJ	时间继电器	47～54
51	1JC～8JC	加速接触器	转子回路
52	K_1	辅助回路电源开关	55
53	D_1、D_2	制动油泵电动机	57、58
54	D_3、D_4	润滑油泵电动机	60、61
55	K_3	制动油泵转换开关	57
56	K_4	润滑油泵转换开关	60

序　号	符　号	名　称	元件在图 9－4－17 中的回路号数
57	YLJ_3	润滑油过压触头	38
58	YLJ_2	制动油过热触头	38
59	YLJ_1	制动油过压触头	37
60	KDJ	动力制动控制继电器	28
61	KDC	动力制动控制接触器	27
62	XC	信号接触器	29
63	ZJ、FJ	提升方向选择继电器	35、36
64	JXK_8	脚踏动力制动开关	27
65	$JXK_{6、7}$	提升终点开关	35
66	Q_1、Q_2	调绳离合器行程开关	10、41
67	GZJ	工作制动继电器	34
68	SDZJ	低速中间继电器	33
69	DL	减速信号电铃	43
70	G_3	安全阀电磁铁线圈	63
71	G_1	五通阀电磁铁线圈	64
72	G_2	四通阀电磁铁线圈	64
73	KT_1、KT_2	电液转换阀电流线圈	66
74	CF_1	可调闸磁放大器	66
75	CF_2	过速保护磁放大器	66
76	CF_3	动力制动磁放大器	71
77	CD_1	可调闸手动自整角机	67
78	B	磁放大器电源变压器	73
79	WY	稳压器(铁磁稳压器)	72
80	CD_3、CD_4	深度指示器自整角机	73
81	CD_5、CD_6	速度给定自整角机	68、70
82	CD_2	脚踏动力制动自整角机	71
83	LQ_{CSF}	测速发电机励磁线圈	72

一、主回路

主回路用于供给提升电动机电源，实现失压、过流保护，控制电机的转向和调节转速。

主回路由高压开关柜、高压换向器的常开触头、动力制动接触器的常开主触头、动力制动电源装置、提升电动机、电机转子电阻、加速接触器的常开主触头（1JC～8JC）和装在司机操作台上的指示电流表和电压表等组成。

地面变电所送来的二路 6kV 电源，一路工作，一路备用，经 TGG－6 型高压开关柜的隔离开关 GLK_1、油开关 GYD、高压换向器线路接触器 XLC 的主触头、正向（或反向）接触器 ZC（或 FC）后到主电机的定子。线路中之所以设置 XLC，是由于 ZC（或 FC）的触头只能承受 3kV 电压，设置了 XLC 后，使 XLC 的触头和 ZC（或 FC）的触头串联使用，避免电器元件因过压而烧毁。在高压开关柜内还设有电压互感器 YH，失压脱扣线圈 SYQ，电流互感器 LH 和过流脱扣线圈 GLQ，用于失压或过流保护。在 SYQ 线圈回路中还串联接有紧急停车开关 JTK_1 和换向器室栏栅门闭锁开关 LSK。JTK_1 用以人为的产生安全制动。当人员进入高压换向器室时 LSK 起安全闭锁作用。在 LH 回路中串入三相电流继电器 JLJ，它有三个电流线圈，用来反映启动过程中电动机定子电流的变化，它的常开触头（605，602）接入第 47 回路，与时间继电器 1SJ～8SJ 配合，共同调节启动过程中的速度，实现以电流为主时间为辅的自动启动过程。

高压换向器由 XLC、ZC、FC 等三组接触器组成，用以改变主电机的旋转方向。正转时，XLC、ZC 工作，反转时 XLC、FC 工作。

动力制动电源装置包括晶闸管整流电路，监视电流表 A_2。失压继电器 SYJ 以及动力制动接触器 DZC 的常开触头等组成，由于容量的限制，DZC 的触头串联使用。当采用动力制动方式运行时，应使高压换向器触头断开，DZC 触头闭合，所需的制动电流便由动力电源装置经 DZC 主触头进入电动机定子二相绕组。当动力制动电源欠压时，SYJ 动作，其在第 9 回路的常触头（210，310）断开，安全回路断电，提升机安全制动停车。

电动机转子回路接有外加金属电阻和加速接触器常开触头 1JC～8JC，用来获得电动机不同的人工特性。

二、测速回路

测速回路就是把提升机的实际速度测量出来并转化为电量，以供给速度回路和一些以速度为函数的电器控制元件。图 9－4－17 的测速回路中，CSF 为直流测速发电机，它的转子由提升机主轴所带动，激磁由固定的稳压电源供给，因此 CSF 的电压与提升机的

实际速度成正比。一般当 $v = v_m$ 时，CSF 的端电压 $U = 220V$。

第 1 回路 ZJ、第 2 回路 FJ 为方向继电器，它控制两个速度给定自整角机 CD_5、CD_6。ZJ、FJ 由二极管 ZLZ 和 ZLF 控制，具有单向导电性。正转时，第 1 回路 ZLZ 承受正向电压而导通，ZJ 得电，第 2 回路 ZLF 承受反向电压而截止，FJ 不得电，因此，第 68 回路 ZJ 的常开触头闭合，PJ 的常闭触头亦闭合，CD_5 工作 此时，第 70 回路 FJ 的常开触头打开，ZJ 的常闭触头亦打开，CD_6 不工作。反转时，情况正好相反，改为 CD_6 工作，CD_5 不工作。这就保证了当提升机向某一个方向动转时，只有一个自整角机工作。受限速圆盘控制的 CD_5、CD_6 所发出的变化电压即相当于给定速度图。由于限速圆盘只有减速阶段装有限速凸块，故加速和等速阶段 CD_5、CD_6 输出电压均为最大值，这样限速保护在加速阶段不起作用。XJ、FJ 是 $JT_3 - 12$ 型直流继电器，其额定电压为 48V，使用于 220V 回路时，需由降压电阻 R_{t1} 分压。R_{t1} 与低速继电器 SDZJ 的常闭触头(502，504)并联，目的是使 R_{t1} 在高速时接入，起分压作用，低速时被 SDZJ 常开触头所短接，使 ZJ、FJ 的动作灵敏。

第 3 回路 SDJ 为低速继电器。由于 SDJ 的触头不够引入作用相同的中间继电器 SDZJ。SD2J 接于第 33 回路的交流 220V 控制电路中。SDJ 和 SDZJ 低速继电器主要用于低速爬行。当提升机速度减小至 SDJ 释放值时，它可以使高压换向器二次给电，提升机再次加速，当速度升高至 SDJ 的吸合值时，它又使高压换向器(接触器)断电，切断电源而减速，由此实现脉动爬行。

1VJ、2VJ、3VJ 为 3 个速度继电器(分别在第 4、5、6 回路)，其触头分别接于 18、20、22 回路，用于控制 2JC、3JC、4JC，以便在动力制动时按速度原则调节转子电阻。为了使提升重物时动力制动减速和下放重物时动力制动加速，切换速度均能在特曲线的临界值附近，希望 1VJ、2VJ、3VJ 的吸合值和释放值非常接近。通常 1VJ、2VJ、3VJ 分别按大约 75%、50%、25% 最大速度来整定。在 1VJ、2VJ、3VJ 线圈回路中分别串入 5K、2.5K、1.2K 电阻，为了使速度继电器的吸持值降低以便与释放值接近，令速度继电器本身的常闭触头与外加电阻并联，使外加电阻在继电器吸持前不起作用，这样吸持值降低满足上述要求。

第 7 回路 GSJ_2 为等速阶段过速继电器，在等速阶段过速 15% 时动作，第 9 回路其常闭触头打开，断开安全回路，进行安全制动。GSJ_2 的整定电压为 $1.15 \times 220 = 253V$。但 GSJ_2 本身的动作电压为 85V，因此其回路中串有分压电阻 R_{t16}。

GZ_4 为一单相桥式整流器，用以将 CSF 发出的正反两个方向电压整流为单向直流。它反映了实际速度参数。其中(516、518)两个输出端至第 71 回路，供给可调闸、减速阶段过速保护的测速反馈电压值，(516、519)两个输出端至第 72 回路，供给动力制动的测速反馈电压值。

三、安全回路

安全回路用于防止和避免提升机发生意外事故。安全回路中串有很多保护触头，当提升机工作不正常时，其中任一个触头打开，第 9 回路安全接触器 AC 断电，就产生安全制动。AC 断电的同时，第 12 回路中其常开触头(300、319)、(330、301)断开，使高压换向器断电，切断提升机电源，使提升机迅速断电抱闸。安全回路串有下列保护触头。

主令控制器触头 LK－1 和制动手柄闭锁开关的触头 DZK－1。LK－1 在主令控制器手柄置于零位、DZK－1 在工作制动手柄置于紧闸位置时才能闭合。当提升机在运转中产生安全制动而中途停车后，必须将主令控制器手柄和工作制动手柄分别恢复到零位及紧闸位置，才能解除安全制动，再次重新启动电机，这样可以防止突然跑车。LK－1 和 DZK－1 触头，在提升机正常启动后虽均处于断开位置，但因接触器 AC 的辅助触头自锁，所以安全回路仍然通电。

JSJ 为测速回路断线检视继电器的触头。其线圈接在测速反馈所在的第 71 回路，当加速过程接近终了时，与之并联的 8JC 的常闭触头(305、306)打开，如果测速回路因断线无电压时，JSJ 失电，其串接于第 9 回路的常开触头(305、306)断开，使 AC_2 断电，实现安全制动。在加减速过程中，当尚未到达 JSJ 的吸持值前，由于 8JC 的常闭触头闭合，JSJ 不起作用。

GSJ_1 为减速阶段过速保护继电器的触头。该继电器接于第 66 回路，即磁放大器 CF_2 的输出回路。当提升机正常运转时，整定 CF_2 使其输出电压最大，过速继电器 GSJ_1 吸持，安全回路通电。在减速过程中，如果实际速度比给定值高 10%时，CF_2 的输出电压减小，GSJ_1 释放，实现安全制动。

GSJ_2 为等速过速继电器的触头。该继电器接于第 7 回路，当提升机超过最大速度的 15%时，GSJ_2 吸持，其接于安全回路的常闭触头(307、308)断开，安全回路断电，实现安全制动。

J_2 为制动油过压保护继电器触头。该继电器接于第 37 回路，当制动油过压时，制动油过压触头(301、393)闭合，J_2 吸持，其接于安全回路的常闭触头(309、310)断开，安全回路断电，实现安全制动。

SL 为失流保护继电器的触头。该继电器接于第 73 回路。用于深度指示器自整角机断线保护，断线时本触头断开。

SYJ 为动力制动失压继电器的触头。当晶闸管动力制动电源无电压或电压过低时，该触头断开。

GYD 为油开关辅助触头。当回路过流、欠压或其他原因使 GYD 跳闸时，同时断开

AC，实现安全制动。

JXK_1、JXK_{1A}、JXK_2、JXK_{2A}为过卷开关。其中JXK_{1A}、JXK_{2A}装于井架上，一般装于提升装置正常卸载（或装载）位置以上0.5m的地方，为了安全可靠，在深度指示器相应的位置上）装有JXK_1和JXK_2。当提升容器超过正常卸载（或装载）位置过卷时，碰压过卷开关，使AC断电，实现安全制动。图9－4－17中$FW_{3\sim4}$、$FW_{5\sim6}$为过卷复位开关的触头，它的作用有两个，一个是用以短路被碰开的过卷开关，使AC回路暂时接通，解除安全制动；再一个是使系统必须反向开车，以防止继续过卷而扩大事故。

JXK_3、JXK_4为闸瓦磨损开关的触头，当闸瓦磨损到一定程定时，该触头断开。

除了装于安全回路的保护装置外，还有一些保护装置，它不要求提升机立即停车，可以使这一循环提升完毕，但下一次不允许再次启动。如润滑油过压油压继电器YLJ_3的常开触头（301、394）（接于第38回路）闭合，润滑油欠压时油压继电器的常闭触头闭合，制动油过热温度继电器YLJ_2常开触头（第38回路：301，394）闭合，均可使J_3得电，其接于第29回路的常闭触头（378、379）打开，当本次提升循环结束后，XC不可能再次通电，提升机不能开动。

四、调绳闭锁回路

调绳闭锁回路由第10回路中1HK－3、10AK、JXK_5、Q_1、Q_2所组成。此回路在调绳过程中起安全保护作用。双卷筒提升机换水平调绳时，调绳转换开关1HK－3断开，使调绳连锁环节串入安全回路。正常运行时，1HK－3接通，调绳连锁不起作用。

调绳过程如下（在此之前控制电源已接通）：

1. 按第59回路2QA、第62回路3QA，启动制动油泵电机D_1和润滑油泵电机D_3；

2. 将调绳闭锁开关1HK置于中间位置，此时1HK－3断开，第64回路1HK－8接通；

3. 将第10回路调绳控制开关10AK打开，使安全回路AC线圈断电，提升机紧闸；

4. 将工作制动手把置于松闸位置，调整减压阀（在液压站内）使离合器油路压力为30～35kg/cm；

5. 合上第64回路离合器的离开开关6AK，五通阀电磁铁G_1通电，离合器开始离开，Q_1打开。当离合器全部合好时，调绳离合器的行程开关Q_1被压合；离合器全打开后，行程开关Q_2被压合。在离合器运动的过程中，Q_1、Q_2均打开，AC回路不可能接通，使第63回路AC的常开触头打开，二级制动安全阀电磁铁G_3在离合器打开的过程中不得有电，保证安全连锁；

6. 将工作制动手把置于紧闸位置，安全回路中其触头DZK－1闭合，为安全回路接

通做准备(由于此时主令控制器手柄在零位,故 LK－1 闭合)；

7. 合上开关 10AK 使接触器 AC 通电,按正常方式启动提升机使固定卷筒(此时活卷筒已被闸死)转动,直至固定卷筒上的提升容器到达所需的水平位置时,即紧闸停车；

8. 将开关 10AK 打开,AC 断电,合上第 64 回路 7AK,四通阀电磁铁 G_2 通电,离合器向合上方向运动,此时 Q_2 打开(由于离合器运动,离合器未全部合好,故 Q_1 亦打开),进行安全连锁,直至离合器全部合好,Q_1 闭合,连锁解除；

9. 将工作制动手把再次置于紧闸位置；

10. 将 1HK 转至左 45°,1HK－3 闭合,打开 6AK、7AK,调绳过程结束。

为了确保调绳过程万无一失,除 Q_1、Q_2 用于连锁外,还在安全回路中设置了调绳安全连锁开关 JXK_5。它装于提升机活卷筒上,当活卷筒被盘形闸闸住时 JXK_5 闭合,盘形闸松开时 JXK_5 打开,进行安全闭锁。这样,在调绳过程中,如因某种故障(如五通阀电磁铁 G_1 断电)使活卷筒松闸时,则 JXK_5 打开,AC 线圈断电,实现安全制动。

五、控制回路

采用单相 220V 交流电源,由第 65 回路 8AK 通过接触器 JC_4 控制通断。安全接触器 AC 和加速接触器 1JC～8JC 等的线圈都设置在单相交流电源靠近零线一侧,这可保证某些接点或导线绝缘损坏对地短路时,AC 立即断电,进行安全制动。时间继电器均采用直流 220V,由整流器 GZ_1 或 GZ_2 供电。

控制回路包括信号回路、电机正反转回路、动力制动接触器回路、转子电阻控制回路。

(一)信号回路

信号接触器 XC 接于第 29 回路中,当发出提升信号后,第 29 回路端子号 379、380 接通,XC 得电,闭合其自保触头(378、301)；同时使电机正反转回路 12 及转子电阻控制回路 17 中的 XC 触头闭合,为提升电动机送电及加速准备条件。当容器到达减速点时。深度指示器上的减速开关 $3XK_1$(或 $3XK_2$)被打开,第 31 回路中减速继电器 J_1 失电,打开其自保触头和 XC 回路中的 J_1 触头,使 XC 断电,将主电机的电源切断并在转子加入全部电阻,同时第 27 回路中 J_1 的触头打开,有可能实现动力制动减速。

第 28 回路 KDJ 为动力制动控制继电器,其在 XC 回路的触头(380、376)在正常提升时一直闭合,当采用动力制动时,此触头打开,使信号接触器 XC 不起作用。

SDZJ 为低速中间继电器的触头。该触头使减速继电器 J_1 在提升机低速爬行开始时有电,使 XC 从爬行开始可以再次接收外部提升信号,为再提和下个循环做好准备。

LK－2 为主令控制器触头。该触头在 XC 回路的作用是：当采用动力制动结束后,

KDJ 已断电，只有使其再次得电，换向回路或信号回路，才有可能成为通路。为此必须使主令控制器手柄放在中间位置才行。

（二）电机正反转回路

正反转换向回路由正反转换向接触器线圈 ZC 和 FC、线路接触器线圈 XLC、各保护元件的接点、方向继电器接点 ZJ_1、FJ_1 以及两个选择方向的主令控制器触头 LK－3 和 LK－4 组成，用以安全地实现接通或断开提升主电动机的电源，并改变其旋转方向，实现自动爬行等。

电机正反转回路有自动换向回路和手动换向回路。自动换向回路用于自动化提升。在本控制线路中，自动换向回路不能进行自动换向和自动启动，只能自动控制正反转接触器到停车位置时切断电源，并防止司机因操作方向错误可能造成的过卷事故。

自动换向回路 35、36 中，有方向继电器 ZJ_1 和 FJ_1，它受装于井架上的终点开关 JXK_6、JXK_7 控制。当提升机反向运转终了时，JXK_6 被容器碰撞，其常闭触头（389、301）打开，常开触头（388、389）闭合，此时如果发出提升信号后，ZJ_1 有电。使手动正反转回路 11 中的 Z_1 常开触头（321、322）闭合，为 ZC 通电准备了条件，提升机只能正转。由于 ZJ_1 有电，使第 36 回路中 ZJ_1 的常闭触头（391、392）打开，FJ_1 不能有电，实现闭锁。ZJ_1 常开触头闭合，自保维持 ZJ_1 通电。反方向运行时，情况相同。无论正反转时，即使司机误操作也保证不会发生事故。

手动正反转回路用于手动控制提升机的正反转。由 ZC、FC 和 XLC 所组成。在 ZC 线圈回路中串有 FC 的常闭触头，在 FC 线圈回路中串有 ZC 的常闭触头，实现相互闭锁。手动正反转回路中其他各触头的作用如下：

（1）LK－3、LK－4 为主令控制器触头。由图 9－4－17LK 触头闭合表看出控制手柄后拉时 LK－3 闭合，前推时 LK－4 闭合。

（2）$FW_{1\sim2}$、$FW_{7\sim8}$为过卷复位开关触头。正常情况下这两个触头都是闭合的，只有当容器过卷后，司机操作过卷转换开关 FW，使 $FW_{1\sim2}$或 $FW_{7\sim8}$其一打开使过卷方向的换向器 ZC 或 FC 不能通电，防止事故的进一步扩大。

（3）DZC、KDJ、KDC 为动力制动接触器、继电器和动力制动控制接触器的触头。它们的作用大体相同，当电机送入直流电时，它们的触头断开，ZC 或 FC 不能通电，实现交流直流互相闭锁。

（4）SDZJ 为低速中间继电器的触头。第 11 回路中为常闭触头，第 13 回路中与 2HK－2 串联的为常开触头，当采用电动机减速方式时 2HK－2 闭合，提升机在高速运行时，SDZJ 常开触头也闭合，这就保证了减速阶段换向回路的通路。当提升速度低于 0.5m/s 时，SDZJ 释放，其常开触头断开，但第 11 回路中的 SDZJ 常闭触头闭合，所以使换向回路

始终有电，即可实现电动机减速直至终点。当采用动力制动减速时，2HK－2 是断开的，减速开始由于提升机速度仍较高，第 11 回路中的 SDZJ 常闭触头断开，使交流电源断开，进行动力制动减速。当速度降到 0.5m/s 时，SDZJ 常闭触头闭合，使换向回路又可能二次通电。待速度升高至 1.5m/s 时，SDZJ 常闭触头又断开，以此来实现脉动爬行。

(5)1SJ 为时间继电器的常开触头。它受熄弧继电器 XHJ(XHJ 接于第 46 回路)控制，在此起到交流正反向间和交流与直流间互相转换时熄弧延时之用。当换向或换接电源时，XHJ 回路 46 中 ZC、FC 或 DZC 断开，使 XHJ 断电，经 0.5～0.8s 延时后，第 47 回路其常闭触头闭合，1SJ 继电器得电，第 15 回路中 1SJ 的常开触头(329、330)才能闭合，ZC、FC 或 DZC 才可送电，这样即可避免换向或换接电源时，由切除电源造成的电弧产生相间短路的危险。由于 1SJ 在加速时立即开启，为了维持换向接触器不断电，必须用其本身触头自保。

(三)动力制动接触器回路

动力制动接触器 DZC 回路用来控制动力制动的投入和切除。DZJ 是因为 DZC 的辅助触头不够而设置的。

KDC 为动力制动控制接触器的常闭触头，其线圈在第 27 回路，当踏动制动开关 JXK－8 时，或者当容器到达减速点后 J_1 断开自动投入动力制动时，均可使 KDC 断电，本触头闭合，投入动力制动。

(四)转子电阻控制回路

转子控制回路由三相电流继电器 JLJ、时间继电器 1SJ～8SJ、加速接触器 1JC～8JC、消弧继电器 XHJ、主令控制器触头 LK－5～LK－11 及信号接触器 XC 等所组成。

电流继电器 JLJ 有三个电流线圈，用来反映启动过程中定子电流的变化，它的常开接点与时间继电器 1SJ～8SJ 配合，共同调节启动过程中的速度，用以实现以电流为主附加时间校正为原则的自动或手动控制。JLJ 的线圈接在电动机定子侧电流互感器 LH 回路里。在预备级电阻上，电动机定子电流很小，继电器 JLJ 不动作，因此，预备级电阻的切除是按时间原则切除的。

1JC～8JC 为 8 个加速接触器，接于图 9－4－17 第 16～26 回路，用以控制转子电阻的切除和接入。在加速阶段它受 1SJ～8SJ 时间继电器的触头以及 LK－5～LK－11 主令控制器触头的控制，可以实现以电流为主附加延时以及人工控制的加速过程。第 17 回路中串有 XC 的触头是使 2JC～8JC 在加速和自由停车减速时受 XC 的控制，如果采用电动机减速时完全由司机靠主令控制器触头将电阻加入的方法，这时第 18 回路中触头 2HK－6 短路 XC 的触头。在动力制动加速和减速时，因为 KDC 断电，其第 17 回路中的触头(350、351)断开，使 21C～8JC 原来的控制通路切断。2JC～4JC 改由 1VJ～3VJ 及

DZJ 控制，实现以速度为函数切除相应的转子电阻进行调速。当采用动力制动时，由于第 16 回路的 DZJ 触头（343、329）闭合，使 1JC 立即有电而迅速切除第一段电阻，使动力制动开始就工作在第二预备级电阻特性曲线上，得到较大的制动力矩。由于制动力矩作用，提升机速度下降，当降低到 75% v_m 时，1VJ 释放，第 18 回路中 1VJ 常闭触头（346、352）闭合，使 2JC 得电切除第二段电阻。速度再下降到 50% v_m，时，2VJ 释放，第 20 回路中 2VJ 的常闭触头（354、357）闭合，使 3JC 得电切除第三段电阻。速度再下降到 25% vm 时，3VJ 释放，第 22 回路中 3VJ 的常闭触头（359、361）闭合，使 4JC 得电切除第四段电阻。同时，4JC 有电使 5SJ 断电，它延时闭合了第 23 回路中 5SJ 的常闭触头（364、350），这时电路由接线端子号 300→5JC 线圈→4JC 常开触头（362、363）→LK→11（363、364）→5SJ 常闭触头（364、350）→4SJ 常闭触头（360、350）→LK－9（359、360）→3VJ 常闭触头（359、361）→DZJ 常开触头（361、301）→端子号 301，形成回路，5JC 得电切除第五段电阻。由于动力制动时 6JC 中的 DZC 常闭触头（366、367）断开，使 6JC～8JC 不能得电，六、七、八段电阻不能切除，以免转子电阻太少使电动机运行到不稳定区域。当电动机方式减速时，6JC 回路中的 XC 常开触头（367、368）打开，将六、七、八段电阻加入到电动机转子，使电动机产生的转矩下降，得到一定的减速度。在 2JC～8JC 的线圈回路中还有 1JC～7JC 的常开触头，这些触头均起闭锁作用，实现顺序切除电阻。2JC、3JC 回路中的 DZJ 常闭触头，当投入动力制动后均打开，这可实现按速度变化规律来切除电阻，否则将像 5JC 一样反受时间继电器的控制。2JC 回路中的 DZK－2 常开触头是工作制动手柄连锁开关的触头，当制动手柄离开全制动位置到半松闸位置时即可闭合，这可保证紧闸状态下不能加速，避免损坏电机。

1SJ～8SJ 为时间继电器，用以控制加速接触器 1JC～8JC 的延时，时间继电器受电流继电器 JLJ 的常开触头控制，在启动过程中，只有当启动电流降到 JLJ 整定和释放值时其触头才能打开，延时继电器才能断开，经整定时限后控制加速接触器，若启动电流没有降到规定的释放值，JLJ 触头仍然闭合，相应的加速接触器就无法切除电阻，防止了因切换电阻过早而造成启动电流过大的情况，由于延时继电器是直流继电器，故将交流电源经铁磁稳压器后再经桥式整流器 GZ_1 和 GZ_2 整流，并经电容 C_0 滤波后再接至各延时继电器回路。

六、可调闸控制回路

可调闸控制回路用以控制电液调压装置的线圈电流，从而调节制动缸内压力油的压力，使盘式制动器产生不同的制动力矩。本电控系统有两套电液调压装置，其线圈分别为 KT_1、KT_2（见第 66 回路），其中一套工作，一套备用。用转换开关 K_3 进行转换。线圈

KT 由磁放大器 CF_1 供电。当 KT 线圈中流过的电流加大时，盘形闸制动缸中的油压升高，制动力矩减小，提升机处于松闸过程。反之，当 KT 中电流减小时，处于紧闸过程。

CF_1 磁放大器四个交流绕组按内正反馈方式接线。由 805、808 两点输出电压，经 C_1 滤波与 R_{15} 匹配负载后加在电液调压装置线圈 KT_1 或 KT_2 上，这时输出电压的特性如图 9－4－18 所示。由于内正反馈，使 CF_1 特性曲线原始工作点在 D，采用正偏移绕组 13～14 使磁放大器到达饱和，此时输出电压最大，工作点为 A。

第 34 回路 GZJ 为工作制动继电器，它可控制可调闸的工作状态。在手动操作时，当司机将制动手柄置于紧闸位置时，工作闸闭锁开关 DZK－1 被压开，DZK－1 常闭触头（385、386）打开，GZJ 断电，第 66 回路中 GZJ 的常开触头断开。使 CF_1 磁放大器断电，同时，第 67 回路中 GZJ 的常开触头断开，使 CD_1 自整角机断电，KT 中无电流，盘形闸处于抱闸状态。如司机将制动手柄向松闸位置推动时，DZK－1 被释放，其常闭触头（385、386）闭合，GZJ 有电，CF_1 和 CD_1 才有可能工作。如果采用自动换向时，第 34 回路中还串有 ZJ_1 和 FJ_1 的触头，此时司机将制动手柄推向松闸位置，DZK－1 常闭触头始终闭合，而 GZJ 则由 ZJ_1 或 FJ_1 控制，容器到达终点，ZJ_1 或 FJ_1 断开 GZJ，提升机断电施闸。

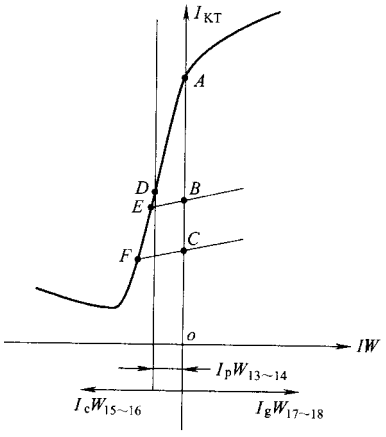


图 9－4－18　CF_1 磁放大器的输出特性

可调闸制动力的调节也有手动和自动两种方式。手动调节由司机操纵制动手柄，当手柄向松闸位置推动时，CF_1 和 CD_1 接通电源而工作，同时还带动 CD_1 的转子旋转，使 CD_1 的输出电压由零慢慢加大，经过 GZ_2 整流，由电位计 R_{18} 输出给 CF_1 的控制绕组 19～20，21～22。由于 R_{18} 的正端接控制绕组的单号，故其电流流向为：19→20→21→22，对铁心呈正激磁作用。但是控制绕组的单号端子还接于 CF_1 输出的负端，双号端子接于 CF_1 输出的正端，则 CF_1 输出电流的流向为：22→21→20→19，对铁心呈负激磁作用。当

电位计 R_{t8} 上的电压高于磁放大器 CF_1 的输出电压时，二极管 5ZL 起堵截作用，控制绕组中无电流通过。但 R_{t8} 上的电压低于 CF_1 的输出电压时，则有电流由磁放大器 CF_1 的输出正端 805→5ZL→绕组 22→21→绕组 20→19→812→R_{t8}→808，对铁心起负激磁作用。所以控制绕组 19～20、21～22 称为截止负反馈绕组，电位计 R_{t8} 上电压称为堵截电压。调整时使手柄在全松闸位置时，R_{t8} 的电压和 CF_1 输出电压近于相等，其截止负反馈绕组中的电流近于零，使 CF_1 仍工作于 A 点，此时输出最大，闸全打开。随着手柄由全松闸位置向紧闸位置移动时，CD_1 的输出成线性减小，R_{t8} 上的电压线性降低，截止负反馈绕组中的电流便增加，CF_1 的输出最小，CF_1 的工作点由 A 到 B、C。当手柄到紧闸位置时，R_{t8} 上的电压最小，截止负反馈绕组中的电流最大，使 CF_1 的输出最大，闸抱紧，实现了手动控制。

可调闸动力矩的自动调节是靠设计速度和实际速度的偏差值进行的。设计速度由深度指示器限速圆盘所带凸块操纵自整角机 CD_5、CD_6 给出，当提升机正转时，方向继电器 ZJ 有电，第 68 回路其常开触头闭合，使 CD_5 接于电源；同理，提升机反转时，PJ 有电，第 70 回路其常开触头闭合，使 CD_6 接于电源。CD_5 或 CD_6 输出电压在等速和减速阶段代表设计速度图，此电压经整流桥 GZ_6、GZ_7 整流、R_{t25} 是调节给定激磁电流的可调电阻。测速反馈绕组 15～16，接于测速回路的 516、518 端子上，其电压反映实际速度的大小，为负激磁，由 R_{t26} 调节其激磁的大小。当速度正常时，应调节给定绕组的激磁安匝等于测速反馈绕组的不激磁安匝，速度偏差为零，CF_1 仍工作于 A 点，如图 9－4－18 所示。这时无制动作用。当实际速度大于给定速度时，测速反馈安匝大于激磁安匝，相应速度偏差安匝为负值，CF_1 的输出便由 A 点向 E 或 F 点移动，使输出减小，产生一定的制动力矩。根据设计要求，当超速 5%时，要求贴闸皮，超速 8%时抱死闸。如果给定速度大于实际速度时，则速度偏差为正值，使 CF_1 更趋于饱和，输出电流保持最大值基本不变，闸仍然是打开状态。

七、减速阶段过速保护控制回路

减速阶段过速保护控制回路由保护磁放大器 CF_2 控制的过速继电器 GSJ_1 来实现。

CP_2 也是内正反馈接线，再用控制绕组 11～12 接成外正反馈。CF_2 各控制绕组的作用是：CF_2 11～10 为正反馈绕组，用以得到如图 9－4－19 所示继电特性，调整 R_{t21} 可以改变特性曲线环的宽度；绕组 CF_2 21～20 为偏移绕组，用以调整超速的整定值，绕组 CF_2 17～18 为速度给定绕组，由自整角机 CD_5 供电，绕组 CF_2 15～16 接测速发电机的输出(516、518)，作为速度反馈绕组；速度给定绕组与测速反馈绕组，极性相反。

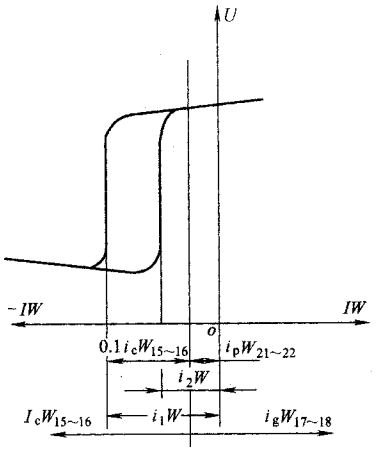


图 9－4－19　磁放大器 CF_2 的继电特性

工作过程：当实际速度超过给定速度 10% 时，$CF_2$15～16 绕组中的激磁安匝较之 $CF_2$17～18 绕组中激磁安匝增大 10%。因为 $CF_2$15～16 的双号端接至电源正极(518)，所以这时对 CF_2 来说速度偏差为负激磁，由于 CF_2 调成磁继电器，故这时 CF_2 输出突然减小，使 GSJ_1 释放，AC 回路断电，实现安全制动。

在图 9－4－19 中，当控制电流 $i=0$ 时，磁继电器就有最大输出，所以 CF_2 只要接上交流 36V 的电源，GSJ_1 立即吸持，AC 回路的 GSJ_1 常开触头就闭合。正常运行时，反映实际速度的负向激磁安匝 $i_c W_{15\sim16}$ 等于给定速度的正向激磁安匝 $i_g W_{15\sim16}$，这时速度偏差为零，CF_2 输出最大，如果减速阶段实际速度低于给定速度时，$i_g W_{17\sim18}$ 大于 $i_c W_{15\sim16}$，由图 9－4－1 看出这时 CF_2 仍有最大输出。为了能在实际速度高于给定速度 10% 时 GSJ_1 释放，应如下调整 CF_2。用外来可调的直流电源接到 CF_2 的控制绕组，待磁放大器输出突然减小时，记下这时控制绕组的激磁安匝数 $i_1 W$ 之值。

超速 10% 时，速度偏差反映的负向激磁应为 $0.1 i_c W_{15\sim16}$，此值可计算出来。一般来说，$0.1 i_c W_{15\sim16}$，很难恰与 $i_1 W$ 值相等。为此采用负偏移绕组 $CF_2$21～20，因为偏移绕组的电流 i_p 可通过 R_{t24} 进行调整，所以可使 $0.1 i_c W_{15\sim16}$ 与 $i_c W_{21\sim22}$ 之和等于 $i_1 W$，这样，一旦超速 10% 时，CF_2 输出最小，过速继电器 GSJ_1 释放，实现安全制动。

八、动力制动控制回路

本系统采用与 TKD－A 电控系统配套的 KZG 型单相晶闸管动力制动系统，控制方法属于单闭环系统。

晶闸管整流器及其触发装置成套地装在电源柜中，动力制动电源装置输出电压的大小与触发装置输入的控制信号电压的高低有关。

控制信号电压由两个回路组成一个或门电路，只要其中之一达到触发要求时，即可使晶闸管触发起制动作用。这两个回路，一个是由实际速度与给定速度形成的速度偏差值，自动控制着 CP_3 磁放大器的输出，另一条回路由司机控制自整角机 CD_2 的输出以实现人工调节。

磁放大器 CF_3 为正反馈接线，其输出特性见图 9－4－20，磁放大器的静态工作点在 A 点，通过负偏移绕组 $CF_3$22～21，利用 R_{t17}、R_{t19} 调整工作点，使其在没有速度偏差时 CF_3 的输出为 16V，此时动力制动电流应为最小。绕组 $CF_3$13～14、$CF_3$15～16 接测速反馈电压，其安匝值代表实际速度，为正激磁。绕组 $CF_3$20～19、$CF_3$18～17 接给定电压，其安匝值代表设计速度，为负激磁，当过速 2.5%，即速度偏差值为 +2.5% v/时，使 CF_3 输出为 24V，此时动力制动达最大值。

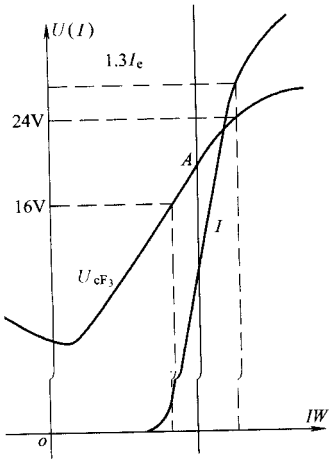


图 9－4－20　CF_3 输出和动力制动电流特性曲线

在人工控制动力制动系统时，由司机控制脚踏板带动自整角机 CD_2 发生控制电压。调整时应使其与磁放大器 CF_3 的输出相配合。当脚跟刚刚踩下，脚尖尚未下踏时，相当于第 27 回路中 JXK－8 开关打开，使 KDC、KDJ 相继断电，而 KDC 断电，其在第 15 回路的常闭触头(337，341)闭合，使 DZC 得电吸合，晶闸管动力制动投入，但此时自整角机 CD_2 的输出很小，动力制动电流最小。当司机脚尖踏下后，自整角机 CD_2 输出最大，调整 R_{t14} 使 $U_{856\sim876}=24$V。

在脚踏动力制动与 CF_3 输出回路中，分别由 Z_1 和 Z_2 两个二极管组成一个或门电路，此两种控制信号成并联关系，互不影响。

CF_3 磁放大器的控制绕组 $CF_3$12～13 与电容 C_6 和电阻 R_{t31} 组成微分负反馈电路，它可以改善系统的动态品质，利用只 t_{31} 可以调整动态过程中该负反馈的强弱，它抑制系统的动态放大倍数。此反馈过强，将使系统的动态放大倍数过低，增加了偏差和调节时间。此反馈过弱又有可能使系统产生振荡。在调整过程中，以能得到较为平稳的动态过程，即在制动投入后，系统能按照给定的速度曲线减速，而不产生振荡，也没有过大的偏差为宜。

九、自整角机深度指示器回路

图 9－4－17 中第 73 回路所示 CD_3 和 CD_4 两个自整角机，以指示器方式连接。CD_3 为发送机，由提升机主轴带动其转子旋转。CD_4 为接收机，其转子带动深度指示器圆盘的指针旋转。CD_3 和 CD_4 的激磁绕组串联由同一交流稳压电源供电。由指示器自整角机原理可知，将激磁电源接通后，提升机带动 CD_3 旋转时，CD_4 就跟踪它同步转动，指示容器在井筒中的位置。在 CD_3、CD_4 的激磁绕组中串联着失流继电器 SL，用以监视 CD_3、CD_4 回路是否有断线发生，如果断线即实现安全制动。

十、辅助回路

辅助回路是用于对辅助设备进行供电和控制的。辅助回路的电源电压为交流 380V，二路供电。辅助回路所带负荷有：晶闸管动力制动电源装置、制动油泵电动机，润滑油泵电动机、安全阀电磁铁、五通阀电磁铁、四通阀电磁铁以及控制回路电源等。它们分别采用通用的启动控制设备进行操作。

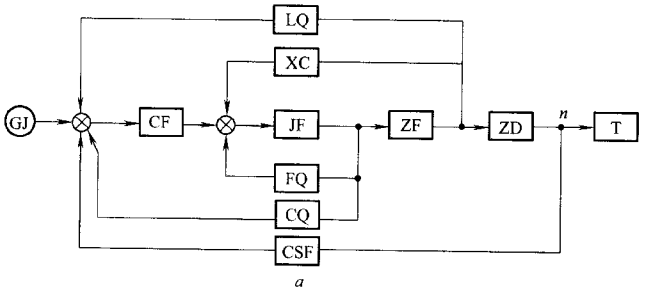
第五节　G－M 直流拖动系统

一、概述

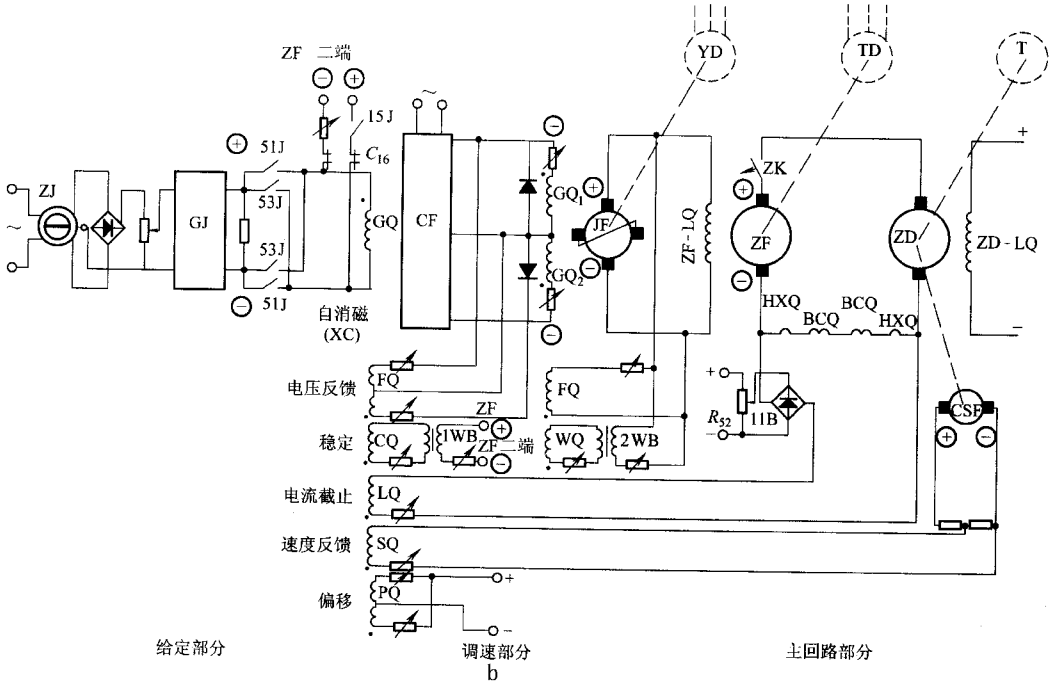
G－M 机组直流拖动系统（简称 G－M 系统），主提升电动机采用他励式直流电动机，由同步电动机带动的直流发电机对其供电，通过调节直流发电机的励磁改变直流电动机电枢两端的电压，从而改变电动机的转速，达到了提升机的调速目的。

（一）系统组成

图 9－4－21*a*、*b* 分别为典型的 G－M 系统主要环节的方框图和原理图。



a



b

图 9－4－21　G－M 系统主要环节方框图和原理图

a—主要环节方框图；b—主要环节原理图

ZJ—给定自整角机；GJ—给定积分器；CF—磁放大器；JF—电机放大机；YD—异步电动机；ZF—直流主发电机；TD—同步电动机；ZD—直流主电动机；T—提升机；CSF—测速发电机；WB_1、WB_2—稳定变压器；ZK—直流主开关

由图 9－4－21 可见，典型的 G－M 系统包括主回路、调速系统和给定部分。

1. **主回路**

提升机 T 由直流主电动机 ZD 拖动。

直流主电动机 ZD 由直流发电机 ZF 独立供电。

直流主发电机 ZF 由同步电动机 TD 拖动，组成变流机组。

直流主电动机励磁绕组 ZD－LQ 由单独的励磁机（LD，图上未画出）供电。

直流主发电机励磁绕组 ZF－LQ 由电机放大机 JF 供电。

直流主回路由直流主开关 ZK 开闭。

2. 调速系统

本系统为采用磁放大器－电机放大机二级放大的速度闭环自动调速度系统。

给定部分送来的给定信号，加到双拍磁放大器 CF 的给定绕组 GQ，经放大后供给电机放大机 JF 的给定绕组 GQ_1、GQ_2，经再次放大后供给直流主发电机励磁绕组 ZF－LQ。

磁放大器和电机放大机反馈绕组 FQ 按负反馈接法分别接到各自的输出端，磁放大器构成外反馈环节，电机放大机构成电压负反馈环节，使磁放大器和电机放大机具有较理想的特性。

通过和提升机硬连接的测速发电机 CSF 获得测速反馈信号，加到磁放大器速度反馈绕组 SQ，按负反馈接法，和给定信号进行综合比较，构成速度负反馈环节。

由直流主发电机及主电动机的补偿绕组 BCQ 和换向极绕组 HXQ 引出主回路电流信号，与比较信号（R_{52} 上部分电压）比较，经整流桥截止作用，加到磁放大器电流截止绕组 LQ，构成电流截止环节。

通过稳定变压器 WB_1 将直流主发电机 ZF 端电压变化信号引入磁放大器稳定绕组 CQ，控制超调，通过稳定变压器 WB_2，将电机放大机 JP 端电压变化引入电机放大机稳定绕组 WQ，起镇定作用，构成稳定环节。

3. 给定部分

由司机手柄操纵的自整角机 ZJ 发出手动控制信号，输入给定积分器 GJ，发出反映起（制）动、加（减）速度的一定斜率的信号，作为控制主电动机转速的给定信号。

在提升机停转时，通过弱磁接触器 C_{16}，将直流主发电机剩磁电压，反向加到磁放大器给定绕组，抑制剩磁电压，构成自消磁环节。

以上介绍的是 G－M 系统和典型结构。在较小容量提升机的拖动系统中只用电机放大机环节而没有磁放大器 在更大容量的提升机拖动系统中，由于电机放大机容量有限，而增加中间励磁机，也就是由电机放大机给中间励磁机励磁，再由中间励磁机给主发电机励磁 ;也还有采用晶管闸变流装置取代电机放大机、磁放大器，用硅整流装置作为主电动机励磁电源等系统。至于调整系统的其他环节亦可作适当的增、减和变动。

（二）系统的机械特性和运转状态

1. 系统开环机械特性

G－M 系统开环机械特性公式：

$$n_M = \frac{E_G}{C_{eM}} - \frac{I\sum R}{C_{eM}} = \frac{E_G}{C_{eM}} - \frac{M_M \sum R}{C_{eM} C_{MM}} \tag{4-43}$$

式中　nM——直流主电机(ZD)转速,r/min;

EG——直流主发电机(ZF)感应电势,V;

C_{eM}——直流主电机电势常数(电势与转速比),V·min/r;

I——主回路电流,A;

ER——主回路总电阻,Ω;

M_M——直流主电动机转矩,kg·m;

C_{MM}——直流主电动机转矩常数(转矩与电流比),kg·m/A。

主回路总电阻由下式求出:

$$\sum R = K(R_{aG} + R_{CG} + R_{KG} + R_{aM} + R_{CM} + R_{KM}) + \Delta R + \frac{\Delta U_G + \Delta U_M}{I} \quad (4-44)$$

式中　K——将电阻值由常温折合到75℃的系数;

R_{aG}、R_{aM}——直流主发电机、主电动机电枢绕组电阻,Ω;

R_{CG}、R_{CM}——直流主发电机主电动机补偿绕组电阻,Ω;

R_{KG}、R_{KM}——直流主发电机、主电动机换向极绕组电阻,Ω;

ΔR——主回路接线电阻,Ω;

ΔU_G、ΔU_M——直流主发电机、主电动机电刷压降,V。

(1)主电动机理想空载转速

$$n_{OM} = \frac{E_G}{C_{eM}} \quad (4-45)$$

n_{OM}和主发电机电势 E_G 成正比,改变主发电机电势大小和方向即可改变主电动机转速的大小和方向。

(2)主电动机负载运行时的转速降

$$\Delta n = \frac{I\sum R}{C_{eM}} = \frac{M_M \sum R}{C_{eM} C_{MM}} \quad (4-46)$$

Δn 和负载(电流、转矩)成正比,负载一定时其大小正比于主回路总电阻 $\sum R$,因此机械特性硬度决定于主回路总电阻。

(3)系统开环静差度

$$\delta\% = \frac{\Delta n}{n_{OM}} \times 100\% \quad (4-47)$$

(4)系统开环机械特性曲线

系统开环机械特性曲线如图9-4-22所示。

降低主发电机电势(由 E_{G1} 降到 E_{G2})时,特性曲线由1变到2,主发电机电势反向(由 E_{G1} 变为 E_{G7})时,特性曲线由1变到7。

主回路总电阻增加，将引起负载转速降 Δn 增加，开环机械特性变软。

2. 系统运转状态

G－M 系统，应用于提升机拖动时，可以在 4 个象限运行，并能连续平滑过渡，因此具有很好的拖动性能，参见图 9－4－22。

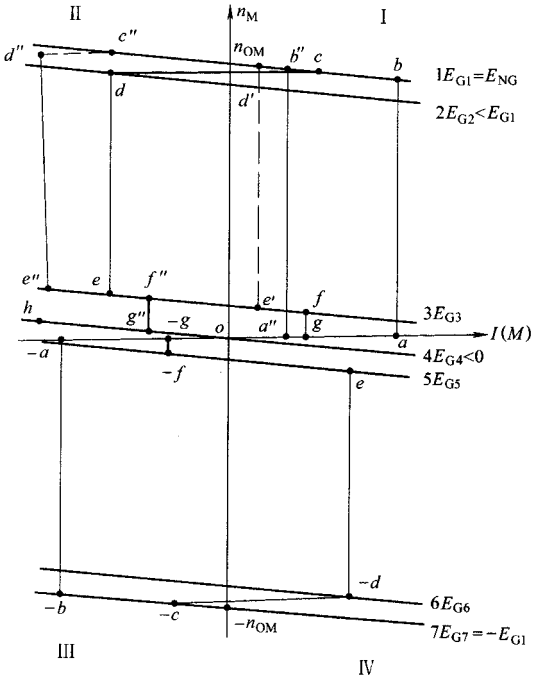


图 9－4－22　系统开环机械特性和提升机在 4 个象限运行

提升机提升重物时，随着给定电压的逐渐升高，主发电机电势 E_G 逐渐升高，产生一定的启动转矩，使提升机按要求加速度逐渐升速：0→a→b。启动结束，直流主发电机电势达到额定值，主电动机运行在特性曲线 1，工作点由 b 点过渡到 c 点（动态转矩消失），进入等速阶段。以上运行在机械特性第Ⅰ象限。

当到达减速点（若负力减速），随着给定电压的逐渐降低，主发电机电势 E_G 逐渐下降，一开始电动机转速 n_M 未变，工作点由 c 点过渡到 d 点。主电动机电势 E_M 大于主发电机电势 E_{G2}，电枢电流反向。转矩反向，进行制动，主电动机转速不断下降，由 $d\rightarrow e$，此时主电动机处于发电运行状态，动能转化为电能反馈回主电机，主发电机处于电动运行状态，拖动同步电动机使其处于发电运行状态，于是电能回馈交流电网。以上直流主电动机运行在机械特性第Ⅱ象限。

当进入爬行时，发电机电势固定在一个较低的电势 E_{G3}，沿着机械特性 3，由 e 点过渡到 f，进行爬行，直流主电动机重又回到电动机运行状态。产生爬行需要的转矩，按爬

行速度运行。到停车位置制动停车 $n_M = 0$，回到 g 点和 o 点。以上直流主电动机又回到机械特性第Ⅰ象限。

如果减速阶段要求正力减速，则运行过程为：

$$o \rightarrow a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d' \rightarrow e' \rightarrow f \rightarrow g \rightarrow o$$

如果下放重物，等速阶段要求负力时，运行过程为：

$$o \rightarrow a'' \rightarrow b'' \rightarrow c'' \rightarrow d'' \rightarrow e'' \rightarrow f'' \rightarrow g'' \rightarrow o$$

当提升机向另一方向提升时，随着给定电压的换向，运行过程为：

$$o \rightarrow a \rightarrow b \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow g \rightarrow o$$

直流主电动机运行在机械特性曲线的第Ⅲ、Ⅳ象限。

当下放重物时，为了获得稳定的低速（如运送炸药），可以开正车（正转）送反电（低压反向电势 E_{g4}，对应机械特性 4），工作在 h 点。

3. 闭环自动调速系统静特性

如图 9－4－21 所示典型系统的闭环静特性公式如下：

$$n_M = n_{OM} - \Delta n_L - \Delta n_J - \Delta n_\delta \tag{4-48}$$

式中　n_M——直流主电动机转速，r/min；

n_{OM}——直流主电动机理想空载转速，r/min；

Δn_L——由负载引起的转速降，r/min；

Δn_J——由电流截止环节引起的转速降，r/min；

Δn_δ——由主发电机，电机放大机的剩磁电压引起的转速降，r/min。

静特性曲线如图 9－4－23 所示（只画第Ⅰ象限）。

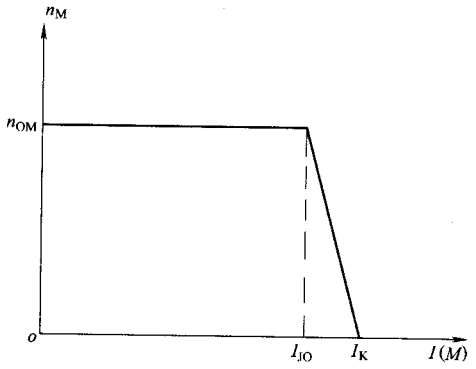


图 9－4－23　带电流截止环节的闭环静特性

(1)直流电动机理想空载转速 n_{OM}

$$n_{OM}=\frac{U_{gA}K_{gA}K_{gR}K_{fG}}{G_{eM}\left(1+\frac{C_{eV}}{C_{eM}}K_{VA}K_{gR}K_{fG}\right)}=\frac{U_{gA}K}{1+K\beta}=\frac{U_{gA}K}{1+K_{oL}} \tag{4-49}$$

其中

$$K_{gA}=\frac{K'_{gA}}{1+K_{uA}} \tag{4-50}$$

$$K_{gR}=\frac{K'_{gR}}{1+K_{uR}} \tag{4-51}$$

$$K_{VA}=\frac{K'_{VA}}{1+K_{uA}} \tag{4-52}$$

$$K=\frac{K_{gA}K_{gR}K_{fG}}{C_{eM}}=K_{gA}K_{gR}K_{fG}K_{M} \tag{4-53}$$

$$\beta=C_{eM}\frac{K_{VA}}{K_{gA}} \tag{4-54}$$

式中　K'_{gA}——磁放大器给定绕组的电压放大系数；

K'_{VA}——磁放大器速度负反馈绕组电压放大系数；

K'_{gR}——电机放大机给定绕组的电压放大系数；

K_{uA}——磁放大器外反馈绕组电压放大系数；

K_{uR}——电机放大机电压负反馈组电压放大系数；

K_{fG}——直流主发电机励磁绕组的电压放大系数；

$K_{M}=\frac{1}{C_{eM}}$——主电动机转速与电势之比，r/(min·V)；

β——速度负反馈的反馈系统；

C_{eV}——直流测速发电机电势与主电动机转速比，V·min/r；

K——系统各放大环节放大系数乘积，r/(min·V)；

U_{gA}——加到磁放大器给定绕组的给定电压，V。

由式(4-49)可知，闭环系统开环放大倍数 K_{oL}：

$$K_{oL}=\frac{C_{eV}}{C_{eV}}K_{VA}K_{gR}K_{fG}=K\beta \tag{4-55}$$

闭环系统闭环放大倍数 K_{CL}(单位为 r/(min·V))：

$$K_{CL}=\frac{n_{OM}}{U_{gA}}=\frac{K}{1+K_{OL}} \tag{4-56}$$

(2)负载转速降 Δn_{L}

$$\Delta n_{\mathrm{L}}=\frac{\mathrm{I}\sum \mathrm{R}}{C_{\mathrm{eM}}\left(1+\dfrac{C_{\mathrm{eV}}}{C_{\mathrm{eV}}}K_{\mathrm{VA}}K_{\mathrm{gR}}K_{\mathrm{fG}}\right)}=\frac{I\sum RK_{\mathrm{M}}}{1+K_{\mathrm{oL}}} \tag{4-57}$$

上述与式(4－46)比较,可以清楚地看出,由于采用了闭环系统,分母上增加了一项$(1+K_{\mathrm{OL}})$,因此使Δ_{nL}变小,使机械特性变硬,扩大了调速范围。增加系统开环放大倍数K_{OL}使Δ_{nL}更小,特性将变得更硬。

(3)电流截止转速降Δ_{nJ}

$$\Delta_{\mathrm{nJ}}=\frac{(IR_{\mathrm{SJ}}-U_{\mathrm{CP}}-\Delta U_{\mathrm{f}})K_{\mathrm{JA}}K_{\mathrm{gR}}K_{\mathrm{fG}}}{C_{\mathrm{eM}}\left(1+\dfrac{C_{\mathrm{eV}}}{C_{\mathrm{eM}}}K_{\mathrm{VA}}K_{\mathrm{gR}}K_{\mathrm{fG}}\right)}=(IR_{\mathrm{SJ}}-U_{\mathrm{CP}}-\Delta U_{\mathrm{f}})\frac{K}{1+K_{\mathrm{OL}}}\frac{K_{\mathrm{JA}}}{K_{\mathrm{gA}}} \tag{4-58}$$

式中　R_{SJ}——电流截止取样电阻,Ω;

U_{cp}——电流截比较电压,V;

ΔU_{f}——整流桥正向电压降,V;

K_{JA}——磁放大器电流截止绕组(LQ)的电压放大系统。

电流截止取样电阻R_{SJ}:

$$R_{\mathrm{SJ}}=K(R_{\mathrm{CG}}+R_{\mathrm{KG}}+R_{\mathrm{CM}}+R_{\mathrm{KM}})+\Delta R' \tag{4-59}$$

式中　$\Delta R'$——电流截止取样回路的接线电阻,Ω。

在$I\leqslant\dfrac{U_{\mathrm{CP}}+\Delta U_{\mathrm{f}}}{R_{\mathrm{SJ}}}$时,由于整流桥的截止作用,$\Delta n_{\mathrm{J}}=0$。当$I\leqslant\dfrac{U_{\mathrm{CP}}+\Delta U_{\mathrm{f}}}{R_{\mathrm{SJ}}}$时,电流截止环开始工作,使$\Delta_{\mathrm{nJ}}$急剧增加,电动机转速迅速下降,一直到堵转($n=0$),从而获得所谓“挖土机特性”参见图 9－4－23。

(4)剩磁电压转速降$\Delta_{\mathrm{n\delta}}$

$$\Delta_{\mathrm{n\delta}}=\frac{\pm \mathrm{E\delta G}\pm U_{\delta\mathrm{R}}K_{\mathrm{fG}}}{C_{\mathrm{eM}}\left(1+\dfrac{C_{\mathrm{eV}}}{C_{\mathrm{eM}}}K_{\mathrm{VA}}K_{\mathrm{gR}}K_{\mathrm{fG}}\right)}=(\pm E_{\delta\mathrm{G}}\pm U_{\delta\mathrm{R}}K_{\mathrm{fG}})\frac{K_{\mathrm{M}}}{1+K_{\mathrm{OL}}} \tag{4-60}$$

式中　$E_{\delta\mathrm{G}}$——直流主发电机剩磁电势,V;

$U_{\delta\mathrm{R}}$——电机放大机剩磁电压(已考虑电压负反馈),V。

$$U_{\delta\mathrm{R}}=\frac{U'_{\delta\mathrm{R}}}{1+K_{\mathrm{uR}}} \tag{4-61}$$

式中　$U'_{\delta\mathrm{R}}$——电机放大机剩磁电压,V。

从以上二式可以看出,剩磁也将引起系统转速偏差,为了减小$\Delta_{\mathrm{n\delta}}$,可以增强电压负反馈(即加大$K_{\mathrm{uR}}$)使$U_{\delta\mathrm{R}}$减小,也可以采取自消磁措施减小$E_{\delta\mathrm{G}}$和$U'_{\delta\mathrm{R}}$。

(5)系统闭环静差度$\delta_{\mathrm{CL}}\%$

$$\delta_{CL}\% = \frac{\Delta n_L + \Delta n_\delta}{n_{OM}} \times 100\% \tag{4-62}$$

因为在通常负载范围内，电流截止环不工作（$\Delta n_J = 0$），故上式中不包括该项。

二、主要设备的选择计算

（一）直流主电动机选择

按照通常分工，提升主电动机是由主体专业选出的。主电动机轴功率的计算，一般先用估算法，预选出电动机，作出力图，然后根据等效力值法进行校验。

1. 采用动力系数法进行古算

在估算提升电动机的容量时，对于竖井，一般采用动力系统数法，依下式计算：

$$P_e = \frac{KQH}{102T\eta_i}\rho \tag{4-63}$$

式中　P_e——预选的电动机轴功率，kW；

K——矿井阻力系统，罐笼提升取 1.2；容量在 20t 以下的箕斗提升机取 1.15；容量在 20～50t 带滚动罐耳的箕斗多绳提升取 1.1；

Q——有效提升质量，ks；

H——提升高度，m；

T——除休止时间外的纯运行时间，s；

η_i——减速机传动效率，直联传动时取 1；

ρ——动力系数，对于非翻转箕斗提升取 1.3～1.4；

对于翻转箕斗提升取 1.4～1.5；对于非翻转罐笼提升取 1.5～1.6；多绳提升设备取 1.2～1.3。

选取 ρ 值时，不平衡提升系统比平衡提升系统要取得大一些，提升设备运动部分的变位质量增加时要取大一些，最大提升速度较大时也应取大一些。

纯运行时间可依下式计算：

$$T = \frac{3600Q}{A_h} - \theta \tag{4-64}$$

式中　A_h——提升机小时提升量，kg；

θ——休止时间，s；

Q——有效提升质量，kg。

2. 采用等效力值法进行校验

等效力值法是一种较精确的计算方法，它常用来校验所选的提升电动容量是否正

确，依下式计算：

$$P_e \geqslant P_{eq} = \frac{F_{eq} v_{max}}{102 \eta_i} \tag{4-65}$$

式中　P_e——预选的电动机的功率，kW；

P_{eq}——电动机的等效功率，kW；

v_{max}——最大提升速度，m/s；

η_i——减速机传动效率，直联传动时取 1；非直联时，多绳摩擦轮提升机不论一级传动还是两级传动综合取 0.9；单绳提升机一级传动取 0.92，两级传动取 0.85。

$$F_{eq} = \sqrt{\frac{\sum_1^i F_i^2 t_i}{T_{eq}}}$$

式中　F_{eq}——等效力，kg。

等效力公式中根号内的分子可依下式求得：

$$\sum_1^i F_i^2 t_i = \frac{F'^2_1 + F'_1 F''_1 + F''^2_1}{3} t_1 + \frac{F'^2_2 + F'_2 F''_2 + F''^2_2}{3} t_2 + \cdots\cdots + \frac{F'^2_i + F'_1 F''_i + F''^2_i}{3} t_i$$

式中　F'_i、F''_i——力图各阶段滚筒轮缘上的起点和终点的拖动力。

如果起点力和终点力相差不大，则可取：

$$\frac{F'^2_i + F'_i + F''^2_i}{3} t_i = \frac{F'^2_i + F''^2_i}{2} t_i$$

若在减速段 F'_3 是正力，而 F_3''是负力又考虑机械制动，则该项以 $\frac{F'^3_3}{2(F'_3 + F''_3)} t_3$ 进行计算。

等效力公式中的等效时间 T_{eq}可依下式求得：

$$T_{eq} = \alpha(t_1 + t_3 + \cdots\cdots) + t_2 + \beta\theta$$

上式中 α 和 β 是考虑提升机在启动、制动及停车时的冷却恶化系数。如果电动机有特殊冷却装置完全可以保证散热则可取 $\alpha = \beta = 1$，否则应乘以小于 1 的系数，一般取 $\alpha = \frac{3}{4}$，$\beta = \frac{1}{2}$。

休止时间 θ，滚筒轮缘上各力以及各个阶段时间 t_i 从属于机械部分计算，可从速度

图和力图中查得。

(二)直流主发电机选择

按下式确定直流发电机功率：

$$P_{eq} \geqslant \frac{P_{eM}}{\eta_M} \tag{4-66}$$

式中　P_{eM}——主电动机的额定功率，kW；

η_M——主电动机效率；

P_{eG}——主发电机额定功率，kW。

由于直流发电机冷却条件一般优于直流主电动机，因此一般可取主发电机功率 P_{eG} 大致等于主电机功率 P_{eM}。

即

$$P_{eG} = P_{eM} \tag{4-67}$$

精确计算可按下式进行：

$$P_{eG} = \frac{v_m}{102}\sqrt{\frac{\dfrac{1}{\eta_i^2 \eta_{MM}^2}\displaystyle\int_0^{T_1} F^2\,dt + \eta_i^2 \eta_{MG}^2 \int_0^{T_2} (-F)^2\,dt}{T + \theta}} \tag{4-68}$$

式中　v_m——速度图中最大速度，m/s；

η_i——传动效率；

η_{MM}——直流主电动机按电动机方式运行时效率；

η_{MG}——直流主发电机按发电机方式运行时效率；

T_1——按电动机方式运行的时间，s；

T_2——按发电机方式运行的时间，s；$t = t_1 + t_2$；

θ——直流主电动机在一个提升循环内间歇时间，s；

F——力图中提升力，kg。

直流主发电机额定电压一般应稍大于直流主电动机额定电压。

适合选用的大型直流发电机有 ZF 系列和 ZJF 系列；中型直流发电机有 ZF 系列、ZJF 系列和 ZF_2 系列。

(三)主变流机组用交流电动机的选择

拖动直流主发电机的交流电动机，一般采用同步电动机，以利改善矿山的功率因数。

其额定功率可按下式确定

$$P_{\mathrm{esM}} \geqslant \frac{P_{\mathrm{eG}}}{\eta_{\mathrm{G}}} \tag{4-69}$$

式中　η_{G}——直流主发电机效率；

精确计算可按下式进行

$$P_{\mathrm{eSM}} = \mu\sqrt{\frac{\int_0^{T_1} P_{\mathrm{SMM}}^2 \mathrm{d}t + \eta_{\mathrm{SMG}}\int_0^{T_2} P_{\mathrm{SMG}}^2 \mathrm{d}t}{T+\theta}} \tag{4-70}$$

式中　$\mu = 1.05 \sim 1.1$——当负载减轻时，$\cos\varphi$ 降低的影响系数；

P_{SMM}——电动机方式运行时同步电动机轴上的功率，kW；

P_{SMC}——发电机方式运行时同步电动机轴上的功率，kW；

η_{SMG}——发电机方式运行时同步电动机的效率。

已知提升机滚筒轴上功率 P 的变化，求同步电动机轴上的功率变化时，应在不同提升阶段分别考虑如下一些损耗：

(1)减速器中的损耗，若用传动效率 η_{i} 来计算时，在电动机运行时应除以效率，在发电机运行时应乘以效率；

(2)直流主电动机和直流主发电机电枢中的损耗，在启动阶段可以近似地按下式估算：

$$P_{\mathrm{a}} = 0.9P_{\mathrm{Mmax}}\left(\frac{1}{\eta_{\mathrm{M}}}\cdot\frac{1}{\eta_{\mathrm{G}}} - 1\right)$$

其中 P_{Mmax} 为直流主电动机轴上最大功率，在其他运行阶段可按提升力 F 平方进行折算。在电动机运行时，应当加上此项损耗 而在发电机运行时，应当减去此项损耗。

(3)提升间歇期直流主发电机的机械损耗，可按直流主发电机平均功率的 1.5% 估算。

(4)当同步电动轴上带有自身的励磁发电机时还应包括此项功率，可按同步电动机功率的 1% ~ 1.5% 估算。如还带有主电动机励磁机时也应包括其功率。

按上式精确计算的同步电动机功率，常常是直流主电动机功率的 0.75 ~ 1.1 倍。之所以会出现所选择的同步电动机功率有可能小于直流主电动机功率的现象，原因在于直流主电动机在提升启动阶段一开始即为最大值，而直流主发电动机的电压是逐渐增加的，因此同步电动机的电流在提升启动阶段也是逐渐增加的。由此引起的损耗将远小于直流主发电动机，尤其是在加速阶段时间 t_1 相对较长时，更是如此。

(四)直流主电动机励磁电源选择

一般情况下，G－M 系统的直流主电动机为恒定励磁，长期工作。根据励磁数据(励

磁电压、励磁电流)选择励磁机及其原动机,或者选择硅整流装置。

选择的原则是:励磁机或硅整流装置的额定电压应为主电动机励磁电压的 1.05 倍左右;励磁机或硅整流装置的额定电流应等于或大于主电动机额定励磁电流。

(五)直流主发电机励磁电源选择

直流主发电机励磁电源的选择有以下几种:

(1)励磁电源型式选择。主变流机组的直流发电机励磁大小应随给定信号(已综合多种控制信号)作出迅速响应,从而改变主发电机输出电压、主电动机转速,达到准确控制的目的。因此目前主要选择电机放大机(也有选择晶闸管变流装置)作励磁电源,对大容量直流发电机,当电机放大机容量不够时也可选用中间励磁发电机。

(2)额定电压的选择。。额定电压的选择应考虑直流发电机励磁系统具有一定的强迫,以加快过渡过程和改善动态品质。对提升机拖动系统励磁强迫系数一般可取 $\alpha = 0.3 \sim 0.7$,因此

$$U_{eR} = (1 + \alpha) I_{eGf} R_{Gf} = (1.3 \sim 1.7) I_{eGf} R_{Gf} \tag{4-71}$$

式中　U_{eR}——励磁电源(电动放大机)额定电压,V;

I_{eGf}——直流主发电机额定励磁电流,A;

R_{Gf}——直流主发电机励磁回路电阻(75℃),Ω。

按此选择的电压使电机放大稳态时的工作点,能在空载特性的线性段。放大倍数大,调节灵敏度高,调节范围广。

(3)额定电流选择。对于电机放大机,由于它没有过载能力,因此其额定电流应选择为发电机励磁绕组最大电流的 1.1 ~ 1.3 倍左右。

$$I_{Re} = (1.1 \sim 1.3) I_{mGf} \tag{4-72}$$

式中　I_{mGf}——直流发电机励磁绕组最大电流,A;

(4)励磁电源选择。根据所选的额定电压、额定电流选择合适的电机放大机(在容量较大,选不到电机放大机时,可以考虑选择中间励磁机);或选择、设计晶闸管励磁电源。

(六)直流主开关选择

直流主开关的选择有以下几方面:

(1)主开关形式。一般可以选择自动空气开关,如 DW_3 系列直流自动开关,要求快速性较高时,可选择 DS_9 系列、DS_{10}系列等快速自动开关。

(2)主开关额定电压、额定电流的选择。主开关额定电压、额定电流应大于或等于主电动机额定电压、额定电流。根据额定电压、额定电流选择合适型号的开关。

(3)瞬时动作过电流脱扣器整定电流值。主开关瞬时动作过电流脱扣器整定电流

值,应略小于主电动机短时过载切断电流值。

选择开关时应考虑整定电流有一定的可调整范围,当按额定电压、额定电流选择的主开关不能满足这一调整范围时,应兼顾二者重选开关。

选择的主开关应有分励脱扣器。

第五章　提升机制动装置运行参数与操作

第一节　概　　述

制动装置是矿井提升机的重要组成部分，其作用是：

1. 在提升机正常工作的减速阶段或下放重物时，参与调整提升机的运行速度，并在提升终了时使之正常停车，即工作制动；

2. 当提升机工作异常时，使之迅速停车，以免事故扩大，即安全制动；

3. 当提升机检修时，使之保持不动；

4. 双筒进升机在进行调绳操作时，使活卷筒保持不动。

制动装置的作用一般为上述几项，但在有完善电控设备的提升系统中，往往无需用制动装置来调整运行速度，只有对于电控设备不完善的提升系统才需要用制动装置调整运行速度。从原则上说来，用制动装置调速，无论在经济上和技术上都不甚合理。

为使制动装置能完成上述作用，安全规程对制动装置提出了一系列要求，其中对制动力矩的要求是：

1. 全部制动力矩 M_z 不得小于提升机所允许最大静力矩的三倍，即

$$M_z \geqslant 3M_{jmax} \tag{5-1}$$

2. 一副制动器的制动力矩 M'_z 应大于调绳力矩 M_{jt} 的 1.2 倍，即

$$M_z' \geqslant 1.2M_{jt} \tag{5-2}$$

3. 安全制动时，对于提升重物，减速度必须小于 5 米/秒^2；对于下放重物，减速度应大于 1.5 米/秒^2；

4. 对于摩擦式提升，安全制动时的减速度不应使钢绳滑动。

简单的制动装置不仅很难同时满足上述诸要求，而且还可能出现互相矛盾的现象，常用的解决办法是使制动力分段增长（一般分两个阶段），也就是二级制动。二级制动还可改善制动性能，其具体机构将在后面的章节中叙述。

对安全制动的要求是：制动速度快，但不要有过大的冲击。因此，希望制动器的空行程时间（自断电开始到制动力开始产生的时间）不大于 0.5 秒，最好是不大于 0.3 秒。并要求制动力源十分可靠。安全规程规定，安全制动装置的力源必须是重锤，但在目前有些提升机安全制动的力源是弹簧而不是重锤，经过长期使用证明，也很可靠。

对工作制动的要求则有些不同，因为它是参与运行的手段，故要求制动力矩的大小可以任意的（由司机控制，或根据提升运行参数自动调节）调整。对于小型提升机，制动力源可用人力；对于较大的提升机，则用重锤、弹簧、气压等。

为了使制动装置工作可靠，要求工作制动与安全制动在系统上互相独立，以免失灵后相互影响。但二者的制动力矩则不应叠加，以免造成过大的减速度。不过，目前不少制动装置的工作制动和安全制动在系统上都不是完全独立的，而是部分或大部分是共用的。

制动装置由工作机构（制动器）及传动机构组成。工作机构是直接作用于制动轮上的部分，按结构分为盘式和块式（闸瓦式）制动器；传动机构则是使工作机构产生或消除制动力的部分，按机械传动的力源分为液压、气压和弹簧传动系统。国产新系列矿井提升机，采用液压盘式制动装置（包括盘式制动器和液压站）；而老产品则分别采用油压或气压块式制动装置。前者与后者比较具有下列优点：

1. 多副制动器同时工作，即使有一副失灵，也只影响部分制动力矩，故可靠性较高；

2. 惯量小，动作较灵敏；

3. 通用性好；

4. 结构紧凑，可调性好。

液压盘式制动装置的缺点是：

1. 对制动盘和盘式制动器的制造要求较高；

2. 对闸瓦的性能要求较高；

3. 不宜用于调整运行速度。

第二节　盘式制动器

一、结构及布置

盘式制动器(亦称盘闸)与一般常见的抱闸不同,其制动力作用的方向是轴向的,制动器径向布置于卷筒周边上。其结构及布置如图 9－5－1 所示。

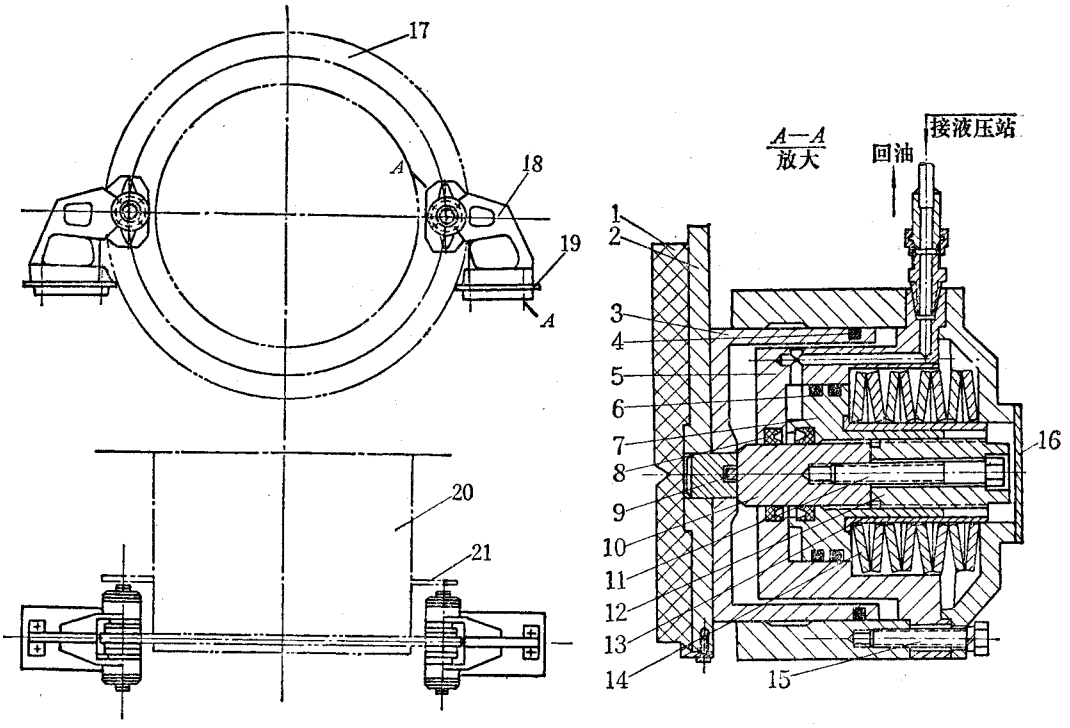


图 9－5－1　盘式制动器的结构及布置图

1—闸瓦;2—衬板;3—筒体;4—O 形圈;5—油缸;6—O 形圈;7—活塞;8—Y 形圈;
9—销轴;10—柱塞;11—紧定螺钉;12—调整螺钉;13—活塞套;14—盘形弹簧;
15—螺栓和垫圈;16—盖;17—制动盘;18—支座;19—垫板;20—卷筒;21—挡绳板

每一副盘闸包括两个制动缸,使用时视所需制动力大小而使用 2、4、6 副。图 9－5－1 所示为两副盘闸时的布置形式。如有 4 副及 6 副时,均采用对称于水平轴的径向布置。

二、工作原理

盘式制动器的工作原理是用油压松闸，以弹簧力制动。

如图 9－5－1 所示，当压力油进入活塞 7 的前腔时，通过活塞压缩盘形弹簧 14，使调整螺钉 12 带动紧定螺钉 11 及柱塞 10 随活塞一起右移，从而带动筒体 3 及闸瓦 1 一起向右移，形成松闸。当油压下降时，在盘形弹簧的作用下，使活塞、调整螺钉和柱塞推动筒体，闸瓦向左移动，达到制动目的。

调节制动力矩的原理如图 9－5－2 所示。

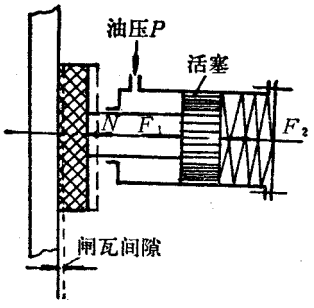


图 9－5－2　盘式制动器调节制动力原理图

当闸瓦与闸轮接触时，活塞同时受弹簧的作用力 F_2 和制动油产生的压力 F_1 的作用，其合力为 $N = F_2 - F_1$。

当油压 $P = 0$ 时，即 $F_1 = 0$，$N = N_{max} = F_2$，此时为全制动状态。

当油压 $P = P_{max}$、$F_1 > F_2$ 时，闸瓦的间隙大于零，为松闸状态。如油压为某一 P' 值时，使 $F_1 = F_2$，此时闸瓦间隙为零，但无制动力。如油压在 P' 与 0 之间变化时，F_2 不变（基本不变或变化不大），而 F_1 变化，从而改变 N 值，达到调节制动力的目的。

三、盘式制动器制动力的计算

如设备实际的最大静张力差为 ΔT_j，则作用于盘式制动器闸瓦上应有的正压力为：

$$N = \frac{3D\Delta T_j}{4R_p\mu n}，公斤 \qquad (5-3)$$

式中　D——卷筒直径（名义直径）；

R_p——制动盘的平均摩擦半径；

μ——闸瓦对制动盘的摩擦系数，其值以实测为准，如无实测资料，可暂取 0.4；

n——闸瓦的付数。

所需油压为：

$$p=\frac{N}{A}+\Delta p=\frac{3D\Delta T_{\mathrm{i}}}{4R_{\mathrm{p}}\mu nA}+\Delta p\text{，公斤/厘米}^2 \tag{5-4}$$

或

$$p=\frac{\Delta T_{\mathrm{j}}}{\Delta T_{\mathrm{j}0}}p_0+\Delta p\text{，公斤/厘米}^2 \tag{5-4'}$$

式中　A——制动缸活塞面积(根据设备决定)，厘米^2；

$\Delta T_{\mathrm{j}0}$——提升机设计最大静张力差，公斤；

p_0——按$\Delta T_{\mathrm{j}0}$所确定的工作油压(不计阻力等)，公斤/厘米^2；

Δ_{p}——为使闸瓦与制动盘产生最大允许间隙及克服运动阻力所需的油压，可用下式计算：

$$\Delta p=\frac{K\delta}{mA}+\frac{N'}{A}\text{，公斤/厘米}^2 \tag{5-5}$$

K——盘形弹簧的刚度(即使弹簧产生单位变形所需之力)；

δ——闸瓦与制动盘间允许的最大间隙；

m——一个制动缸内的盘形弹簧数；

N'——运动附加阻力，可由实测得出或暂取 $\mathrm{N'}=0.1\mathrm{N}$。

在计算 Δp 时，盘形弹簧的刚度 K 可由弹簧的尺寸求出。在弹簧变形较大时：

$$K=\frac{4h^3}{\gamma d^2}\text{，公斤/毫米}$$

式中　h——弹簧片的厚度，毫米；

d——弹簧片的外径，毫米；

γ——系数，可由《机械零件手册》查出。

为避免闸瓦的比压过大，造成摩损加速，还需验算闸瓦比压：

$$q=\frac{N}{A'}\leqslant[q]\text{，公斤/厘米}^2 \tag{5-6}$$

式中　A'——一块闸瓦的面积，厘米^2；

$[q]$——闸瓦允许比压(与闸瓦材料有关)。

第三节　液　压　站

液压站主要用于控制盘式制动器，其具体作用如下：

1. 在提升机正常工作时，产生工作制动所需的油压，使盘式制动器产生所需的制动力矩；

2. 当提升机工作异常时，能迅速回油，产生安全制动；

3. 控制双筒提升机的调绳装置（离合器）。

根据结构不同液压站有两种型式：一种用于双筒提升机；另一种用于单筒提升机和多绳摩擦式提升机。下面以 JK 型双筒提升机液压站（图 9－5－3）为例说明其主要工作原理。

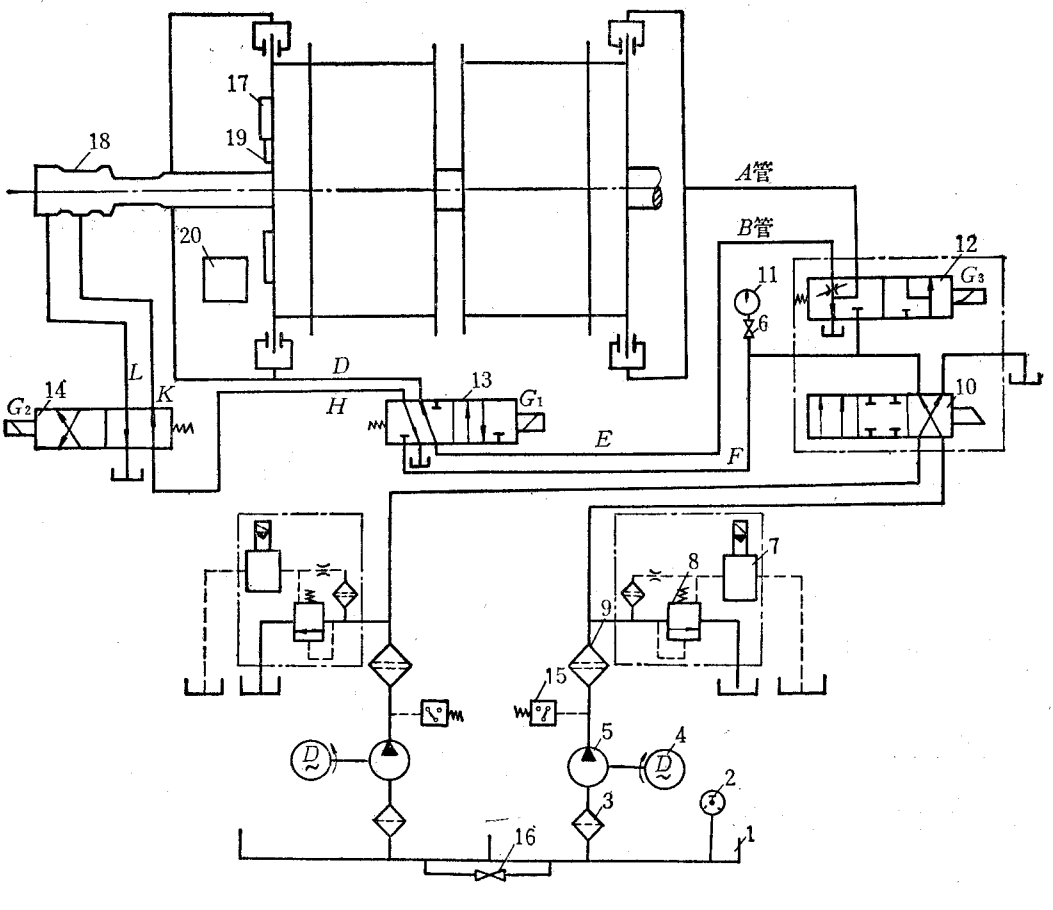


图 9－5－3　JK 型双筒提升机液压站原理图

1—油箱；2—电接点压力温度计；3—网式滤油器；4—电动机；5—叶片泵；6—压力表开关；7—电液调压装置；8—溢流阀；9—纸滤油器；10—手动换向阀；11—压力表；12—二级制动阀；13—二位五通阀；14—二位四通阀；15—压力继电器；16—旋塞；17—调绳油缸；18—密封头；19—联锁阀；20—调绳联锁装置

一、工作制动力矩的调节原理

工作制动力矩的调节是通过液压站的电液调压装置 7 控制溢流阀 8 的溢流压力，以改变盘式制动器油缸内的油压来实现的。溢流阀和电液调压装置的调压原理（酚 4）如下：

1. 定压 通过调整溢流阀定压弹簧 8 的压紧程度，可以确定所需最大工作油压 p；

2. 调压 通过溢流阀与电液调压装置的喷嘴 6 和挡板 16 的联合作用，可以使工作油压在 P 范围内变化。喷嘴与挡板间的距离愈大，G 腔的压力愈低 距离愈小则压力愈高。当需调整制动油的油压时，可操纵制动手柄（或经自控系统），通过改变输入动线圈 3 中的直流电流来改变喷嘴与挡板间的距离。如距离加大，则 G 腔压力降低，D 腔压力随之下降。此时，由于 C 腔尚处于较大压力之下，故滑阀 12 上升，使进口油路 K 与回油路 R 连通，降低进油路油压，增加制动力。一旦 K 处油压降低，C 腔的油压亦降低，滑阀 12 在弹簧 11 的作用下又向下运动，直到把 K 通向 R 的孔道完全封闭为止，此时又重新处于新的平衡状态。

综上所述，工作制动调压原理和过程如图 9－5－5 所示。

二、安全制动

在提升机正常工作时，二级制动阀 12（图 9－5－3）的电磁铁 G_3 通电，其滑阀处于最低位置，压力油经二级制动阀、通过 A 管和 B 管进入各制动油缸。当发生事故时，电气保护回路中任一保护接点打开，电磁铁 G_3 断电，滑阀处于最上面位置，切断压力油的通路，并使制动缸中的油经 A 管和 B 管、通过二级制动阀流回油箱，制动器抱闸产生安全制动。由于油路 B 到油箱间需经过二级制动阀的节流杆，故回油速度较慢，因此，死卷筒的制动器先产生制动力（为总制动力的一半），活卷筒的制动器后产生制动力，二者叠加形成二级制动。调整节流杆的位置，可改变活卷筒制动器产生制动力的速度。

如欲解除制动时，可令二级制动阀的电磁铁通电，A、B 管同时与供油管路接通。为确保安全，在电气保护回路中设联锁接点，使得只有将制动手柄处于工作制动位置时，才能使二级制动阀的电磁铁通电。

三、调绳装置的控制

二位五通阀 13 和二位四通阀 14 是完成调绳操作及互相联锁的主要部件。在离合器合上时，二位五通阀的电磁铁 G_1 和二位四通阀的电磁铁 G_2 都是断电的。当司机接通操纵台上“调绳装置离开”的开关时，电磁铁 G_1 通电（此时电磁铁 G_2 仍处于断电状

态),二位五通阀的滑阀下移,压力油经管 F 和 H、二位四通阀、管 K 进入调绳油缸的前腔,使离合器打开;同时活卷筒制动器的制动油缸回油,使活卷筒始终处于制动状态。

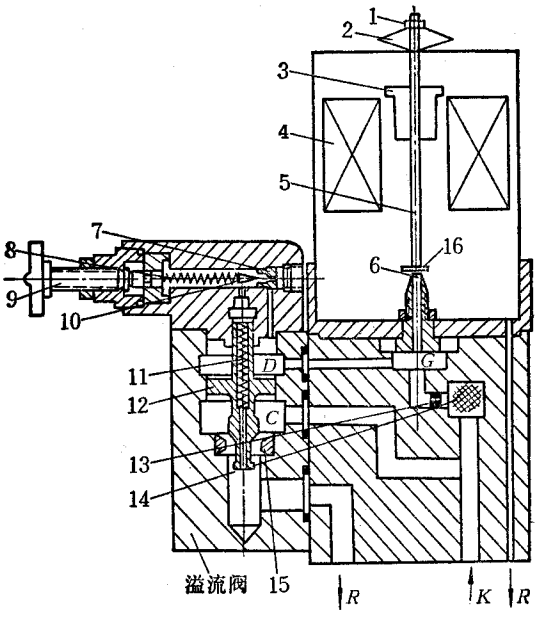


图 9-5-4　调压原理示意图

1—固定螺母;2—十字弹簧;3—动线圈;4—永久磁铁;5—控制杆;6—喷嘴;
7—中孔螺母;8—定压弹簧;9—手柄;10—圆锥体;11—辅助弹簧;12—滑阀;
13—节流阀;14—滤芯;15—双体锥套;16—挡板

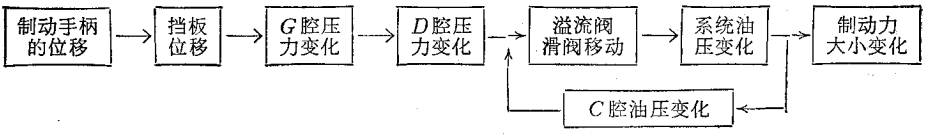


图 9-5-5　工作制动调压原理和过程方框图

在调绳联锁装置 20 中有两个开关(图中未示出),当离合器的齿轮一旦开始向外移时,开关之一即断开,以保证(通过电气回路)电磁铁 G_3 不通电;而当离合器的齿轮移动有足够的距离(即离吾器已完全离开)时,使开关之二闭合,此时 G_3 才有可能通电。在开关之二闭合时,还发出信号示意。由于活卷筒始终处于制动状态,而死卷筒的制动器可随工作需要进行操作,故能满足调绳操作的要求。

当调绳完毕后,为使离合器合上,司机接通操纵台上的'调绳装置合上'的开关,电磁铁 G_2 通电(此时 G_1 仍处于通电状态),二位四通阀 14 的滑阀下移,使调绳油缸的前腔

回油，后腔进油，从而带动离合器齿轮使离合器合上。当齿轮向合上方向移动时，开关之二断开，G_3 不准通电，直到开关之一合上后才能解除此联锁。在开关之一合上的瞬时，还给出信号示意。此时，司机可断开‘调绳装置合上’及‘调绳装置离开’开关，调绳完毕。

单筒提升机与多绳摩擦式提升机的液压站没有二位四通阀和二位五通阀，其余的部件和系统与上述全同。

第四节　块式制动装置

块式制动器的闸瓦在制动时作径向移动（或摆动）。常用的有角移式（图 9－5－6a）、平移式（9－5－6b）及综合式（图 9－5－6c）。

图 9－5－6a 为角移式制动器。当制动力源通过杠杆按图中箭头方向作用于制动器右侧的三角形杠杆时，左右闸瓦绕其固定点转动，压向制动轮，产生制动力。由于闸瓦的运动是转动，故称为角移式。

图 9－5－6b 为平移式制动器的一种。当制动力源通过杠杆按图中箭头方向作用于右下侧的三角杠杆时，经杠杆系统使右闸瓦从右侧压向制动轮，左闸瓦从左侧压向制动轮，产生制动力。由于闸瓦在压向制动轮时是作平面平行（或近似平行）运动，故称为平移式。

角移式制动器的特点是结构简单，但制动力沿制动轮的分布不均匀，制动力矩较小（与闸瓦包角相同的平移式制动器相比）。平移式制动器的特点则与之相反。

图 9－5－6c 为综合式制动器中的一种，其特点介于上述二者之间。

块式制动器的传动机构大体有如下几种：

1. 重锤制动，油压解除制动；

2. 气压进行工作制动，重锤和气压联合进行安全制动，气压解除制动；

3. 弹簧进行工作制动，重锤和弹簧联合进行安全制动，气压或油压解除制动。

以下将着重介绍重锤制动、油压解除制动的传动系统（图 9－5－7）。这种系统用于国产 KJ2～3 米提升机中。

油压传动机构油源部分的工作原理是：电动机 19、带动齿轮油泵从油箱 8 中吸油，把油压入重锤式蓄压器油缸 13 中。行程开关 18 的作用是控制蓄压器活塞 20 上升（或下降）的高度。

工作制动时，司机操纵三通阀 3，通过三通阀及差动杠杆 2 的联合作用来调整制动力

的大小。如司机将工作制动手柄拉向自己某一位置时，三通阀 3 的滑阀便下降一相应的距离，从而切断制动油缸 7 与蓄压器油缸 13 之间的通路 a，并使制动油缸中的油经管路 4 和 5、三通阀 3、管路 *b* 和 6 流回油箱 8，制动重锤下落产生制动。与此同时，通过传动杠杆 12 和差动杠杆 2 将主制动杠杆 10 的位移反馈到三通阀的滑阀上，使之反回中间位置。这时制动力不再增加而保持某一恒定值。由上所述，制动力的大小与制动手柄移动的位置有关，即手柄移动的角度愈大所产生的制动力愈大。工作制动力调节的原理和过程如图 9－5－8 所示。

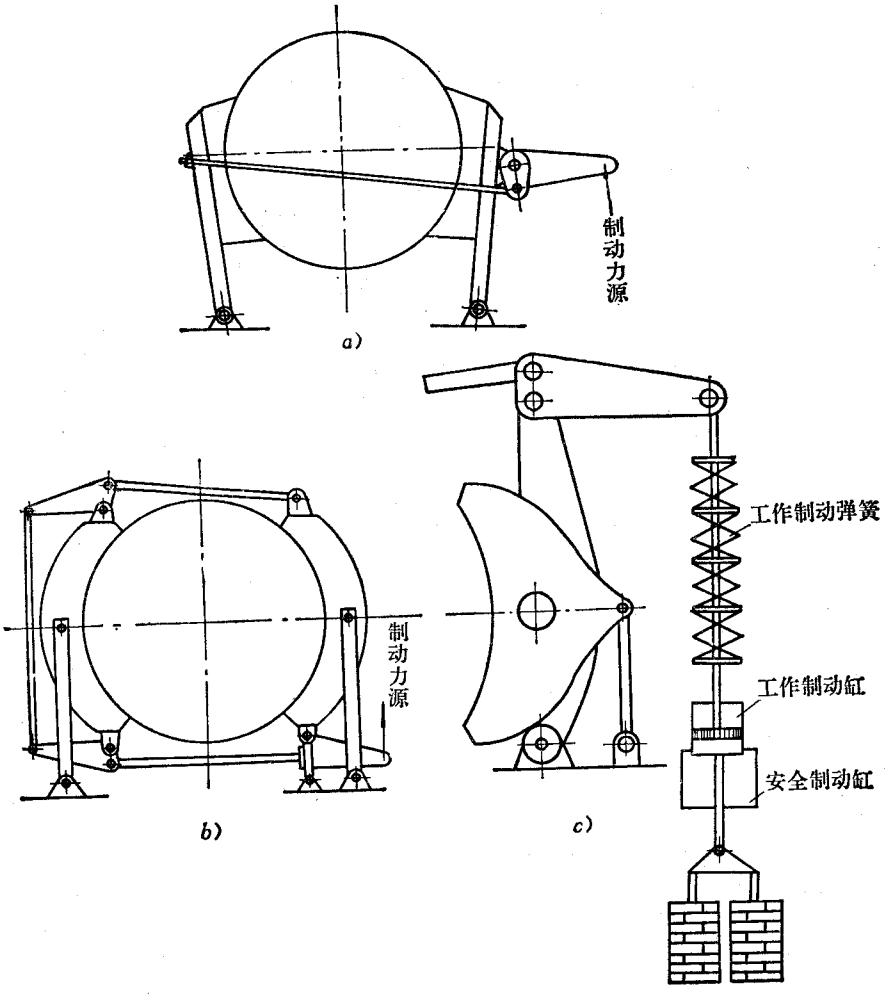


图 9－5－6　块式制动器结构示意图

a)角移式；b)平移式；c)综合式

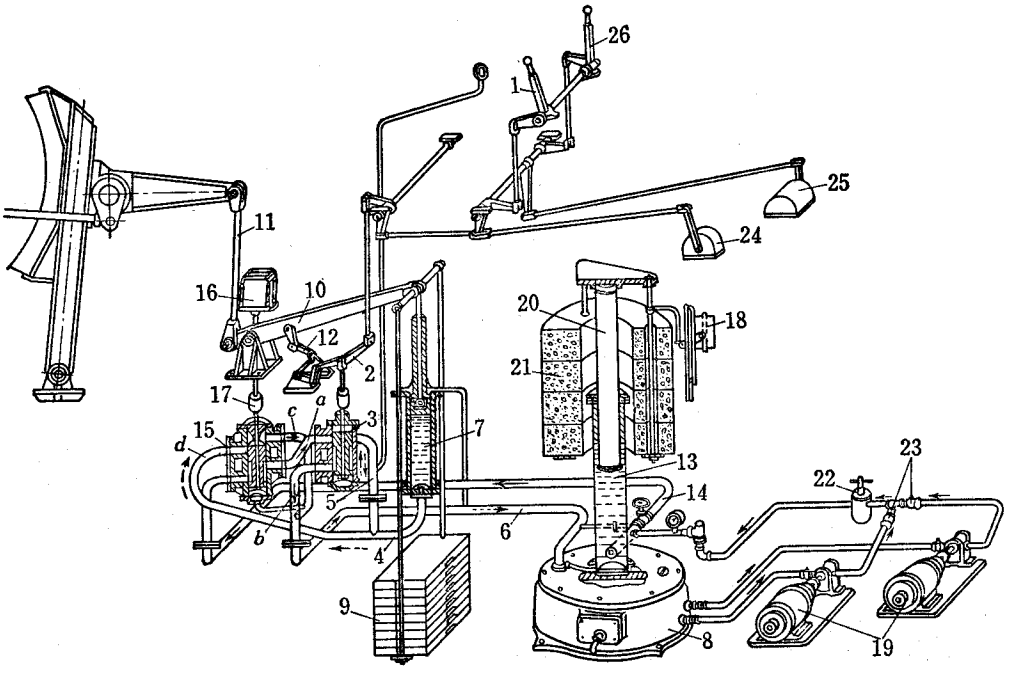


图 9－5－7　油压制动传动机构原理图

1—制动手柄；2—差动杠杆；3—三通阀；4，5，6—油管；7—制动油缸；8—油箱；
9—制动重锤；10—主制动杠杆；11、12—传动杠杆；13—蓄压器油缸；14—高压油管；
15—四通阀；16—安全制动电磁铁；17—重锤；18—行程开关；19—油泵电机；
20—蓄压器活塞；21—蓄压器重锤；22—滤油器；23—单向阀；24—工作制动器联锁开关；
25—主令制控器；26—电动机操纵手柄

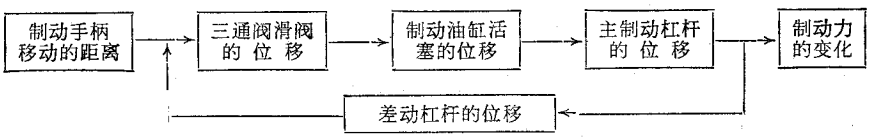


图 9－5－8　工作制动力调节原理和过程方框图

这种调节制动力方法的缺点是：当闸瓦磨损程度不同时，同一制动手柄位置所得制动力大小不同，如闸瓦磨损过度，甚至会出现制动手柄已移到极限位置，而并不产生制动力的现象。

安全制动阀（四通阀 15）的动作，可以手动控制，也可以自动控制，以便在紧急情况下自动快速停车。当发生事故时，电磁铁 16 断电，四通阀 15 的滑阀下降，切断制动油缸与蓄压器油缸之间的通路 a，并使管路 d 与 c 相通，制动油缸中的油迅速反回油箱，重锤下

落而进行安全制动。

解除制动的过程与上述相反。

这种制动系统的制动力源是一个，即无论工作制动或安全制动都是通过同一重锤来实现的。

图 9－5－9a 所示为另一种系统，其特点是把工作制动力源与安全制动力源分开。工作制动时，利用压力调节器调节工作制动缸中的气压大小而得到各种不同的制动力。安全制动时，工作制动缸进气，安全制动缸放气，重锤下降，形成二级制动。

采用气压作为制动力源的优点是动作迅速、冲击小，但设备较复杂，且由于气压的压力不易获高压，故气缸及气动元件的尺寸较大。

利用重锤进行安全制动（或工作制动）时，应根据矿山具体使用条件（即根据所需的制动力矩 M_z）来确定重锤的重量。确定重锤重量通常采用杠杆比的方法，这样比较简便易行、切合实用。下面介绍二例（图 9－5－9）：

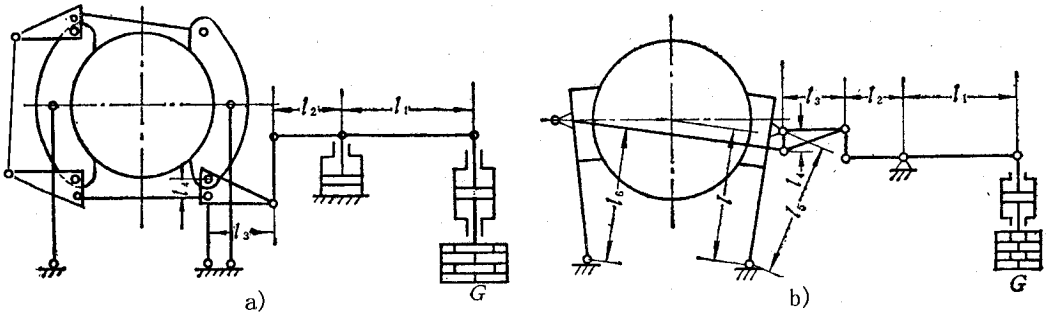


图 9－5－9　制动重锤计算示意图

a）平移式制动器；b）角移式制动器

1．如图 9－5－9a 所示平移式制动器，可根据杠杆比列出所需制动力矩与其它参数的关系式。若图示中的三个三角杠杆尺寸相同，则有：

$$(G + G_s)\frac{l_1}{l_2} \times \frac{l_3}{l_4} \times 2\mu \times 2R_z\eta = M_z \qquad (5-7)$$

式中　G——重锤重量；

G_z——安全制动缸活塞的重量（严格说来，还应包括制动杆及活塞杆变位到制动缸中心线上的重量）；

μ——闸瓦对制动轮的摩擦系数；

R_z——制动半径，通常可令其等于制动轮半径；

η——铰销效率，可取为 0.95；

l_1、l_2、l_3、l_4——分别为各杠杆的长度。

上式中共出现两次数字“2”，一个是由于闸瓦有两个，另一个是由于闸瓦的拉杆有的根。

2. 如图 9－5－9b 所示的角移式制动器，重锤重量为：

$$(G + G_s)\frac{l_1}{l_2} \times \frac{l_3}{l_4} \times \left(\frac{l_5}{l} + \frac{l_6}{l}\right)\mu R_z \eta = M_z \tag{5-8}$$

根据制动器的实际结构，比值$\frac{l_5}{l}$略大于 1，而比值$\frac{l_6}{l}$略小于 1，因而都可近似地取作 1，则上式简化为：

$$2(G + G_s)\frac{l_1}{l_2} \times \frac{l_3}{l_4}\mu R_z \eta = M_z \tag{5-9}$$