

斗式提升机总体结构设计

摘 要

斗式提升机广泛地应用于建材、机械、有色金属、粮食等各工业部门；应用于在垂直方向内或倾斜角度很小时运送散料或碎块物体。斗式提升机的结构特点是：被运送物料在与牵引件连结在一起的承载构件料斗内，牵引件绕过各滚筒，形成包括运送物料的有载分支和不运送物料的无载分支的闭合环路，连续运动输送物体。驱动装置与头轮相连，使斗式提升机获得动力并驱使运转。张紧装置与底轮相连，使牵引构件获得必要的初张紧力，以保证正常运转。物料从提升机底部供料。斗式提升机对过载较敏感；斗和带易磨损斗式提升机的料斗和牵引构件等部分及头轮，底轮安装在密闭的罩壳之内，减少灰尘对周围环境的污染。

关键词：斗式提升机，料斗，滚筒，牵引构件，驱动装置，张紧装置。

ABSTRACT

Bucket elevator widely used in building materials, machinery, nonferrous metals, grain and other various industrial sectors; applied in vertical direction or angle very hour delivery of bulk material objects or fragments. Bucket Elevator is the structural characteristics: the materials being transported together with the traction of carrying components of the hopper, the traction around the drum pieces, including a delivery of materials containing a branch and the non-delivery of materials contained The branch closed loop, the Movement for conveying objects. Drive connected with the first round, bucket elevator access to power and driven operation. Tensioning device connected with the end of round, to obtain the necessary components traction early tension to ensure normal operation. Material from the elevator at the bottom for the material. Bucket elevator to overload more sensitive; Doo and easy to wear with bucket elevator of the hopper and traction components, and other parts of the first round, bottom round of the Shell installation in confined within the surrounding environment to reduce dust pollution.

Keyword: Bucket elevator, hopper, drum, traction components,

drives, tensioning device.

目 录

前 言.....	4
第一章 提升机结构.....	8
1.1 提升机硬件结构	8
1.2 提升机特点	9
1.3 提升机输送量计算	11
第二章 技术要求.....	14
2.1 一般技术要求	14
2.2 主要零部件的技术要求	14
2.3 安装技术要求	17
2.4 牵引件技术要求	20
第三章 料斗设计.....	21
3.1 提升机料斗选用原则	22
3.2 对于装料过程的改进	24
3.3 对料斗提升过程中的改进	24
3.4 料斗在卸料过程中的改进	28
第四章 零散部件设计改进.....	30
4.1 通风口	30
4.2 防逆转装置	30
4.3 设置防滑主动轮	31
4.4 提升带的速度	31
4.5 进料流速	32
4.6 转速监控装置.....	32
4.7 选用优质传送带或传动链	32
4.8 挡料板	33
4.9 料斗的间距	33
4.10 牵引件	33
4.11 驱动装置.....	34
4.12 张紧装置	36
第五章 斗式提升机的设计计算.....	37
5.1 基本设计参数	37
5.2 使用要求	37

5.3 设计目标	38
5.4 参照数据	38
5.5 输送能力的推导	39
5.6 料斗的计算	40
5.7 核算输送能力	41
5.8 运行阻力计算	42
5.9 电动机的选取	43
5.10 减速器的选取	44
5.11 驱动轴设计及附件的选择	44
5.12 壳体的设计	51
总 结.....	52
致 谢.....	53
参考文献.....	54
附 录.....	错误！未定义书签。
外文资料与中文翻译	错误！未定义书签。

前 言

垂直斗式提升机是在封闭的机壳内连续提升粉末、颗粒或小块状物料的输送设备。安装在胶带或链条上的料斗，通过驱动滚筒或传动链轮自提升机的下部掏取或喂入物料，提升到上部卸料处，依靠离心力或重力抛出，完成输送目的。斗式提升机因具有占地面积小、功率低、运行平稳可靠、密封性能好、使用寿命长等优点而被众多厂家所选用适用于低处往高处提升，供应物料通过振动台投入料斗后机器自动连续运转向上运送。为配套立式包装机，电脑计量机设计，适用于食品、医药、化学工业品、螺丝、螺帽等产品。根据传送物料的性质不同，可以选用金属、不锈钢、ABS 塑料等不同材质制造。根据传送量可调节传送速度，并随需求选取型号升机按牵引件的构造不同分为 TD 型、TGD 型、TH 型、NE 型 4 种。按照斗型不同分为深斗、中深斗、浅斗和鳞斗几种形式(一般情况下，浅料斗适宜于输送较潮湿、易结块、较难抛出的物料；深料斗适宜于输送干燥、松散、易抛出的物料)。按取料方式不同可分为掏取式或喂入式装载。根据不同机型和速度分为离心式卸料、离心重力式卸料(混合式)、重力式卸料(物料自重)3 种。

国内斗式提升机的设计制造技术是 20 世纪 50 年代由前苏联引进的，直到 80 年代几乎没有大的发展。尽管在此期间，各行业针对使用中出现的問題做过一些改进，但大都因为某些原因而未能得到推广。

20 世纪 80 年代以后，由于改革开放和经济发展的需要，一些大型及重点工程项目引进了一定数量的斗式提升机，从而促进了国内斗式提

升机技术的发展。目前国内常用的通用斗式提升机均为垂直式,按 JB3926—85 标准,应用最广的是 TD 型带式、TH 型环链式和 TB 型板链式等 3 种型式。

TD 型带式斗式提升机采用离心式或混合式卸载方式,适用于输送松散密度小于 $1.5\text{t}/\text{m}^3$ 的粉状、粒状、小块状的无磨琢性或磨琢性较小物料,物料温度不超过 60 度;当物料温度在 60-200 度时,应采用耐热橡胶带。提升高度约在 4-40m 范围内,输送量为 $4-238\text{m}^3/\text{h}$ 。

TH 型环链斗式提升机采用混合式或重力式卸载方式,适用于输送松散密度小于 $1.5\text{t}/\text{m}^3$ 的粉状、粒状、小块状的无磨琢性或中等磨琢性的物料,物料温度不超过 250 度。提升高度约在 4.5-40m 范围内,输送量为 $35-365\text{m}^3/\text{h}$ 。

TB 型板链斗式提升机采用重力式卸载方式,适用于输送松散密度 $2\text{t}/\text{m}^3$ 的中、大块,磨琢性较大的物料,物料温度不超过 250 度。提升高度约在 5-50m 范围内,输送量为 $20-563\text{m}^3/\text{h}$ 。

TD、TH、TB 型斗式提升机的问世,使我国斗式提升机技术水平向前迈进了一大步,但与国际先进水平相比还存在相当大的差距。随着国民经济的进一步发展,运输行业引进、吸收、消化了国外斗式提升机的最新技术,并结合我国的实际情况,在 20 世纪 90 年代初研制开发了 THG 型和 TDG 型高效斗式提升机系列,以满足市场对大输送量、大提升高度、结构紧凑、运行平稳可靠、使用寿命长的新型高效斗式提升机的需要。

THG 型和 TDG 型斗式提升机分别是 TH 型和 TD 型斗式提升机的改型产品,在结构上有以下显著特点:(1) 传动装置中采用了垂直轴减速器和液力偶合器,结构紧凑,实现了柔性传动,既能使运转平稳,又能使

电机减速器及牵引构件得到保护，更能使物料在停机时保持稳定状态。

(2) 采用重锤式张紧装置，既可实现自动张紧又可保持恒定的张紧力，避免胶带打滑或脱链，从而保证机器正常运转。(3) 对头、尾部和中部机壳全部做了密封处理，物料及粉尘不会外扬，可避免环境污染。(4) 该机在下部增设了料位器和速度控制器，可将控制信号传入中央控制室的计算机中，对斗式提升机的运转情况进行监控。

我国通用斗式提升机在使用中仍存在一些问題，例如，对于频繁更换物料品种的斗式提升机，如何快速清理机座存料和机内残存料；如何提高配套件（减速器、环链及联接环钩、链轮、牵引胶带、轴承座等）的性能和强度，等等。

我国斗式提升机的技术水平与世界先进水平的差距还相当明显，例如在材料选择、制造工艺等方面尚达不到国外先进水平的技术要求；输送能力、提升高度等还相对落后。国外采用钢绳芯输送带作为牵引构件，并采用小型斗式提升机对大型斗式提升机定量供料，使斗式提升机的输送能力高达 2000t/h，提升高度达到 350m；我国板链斗式提升机的发展相对较慢，而在国外尤其是日本、美国等国家制造的板链斗式提升机性能参数往往超过环链斗式提升机和胶带斗式提升机，提升高度可达 90m，输送能力超过 1500t/h，牵引构件使用寿命可达 10 年，应用范围很广。

对于斗式垂直提升机而言，设计的主要参数有粒度、松散密度、温度、湿度、粘度、磨琢性、实际输送量 Q 、提升高度 H 等。

第一章 提升机结构

1.1 提升机硬件结构

斗式提升机由上部区段、中部机壳、下部区段、驱动装置和内牵引件组成(见图 1)。上部区段由上部机壳、头罩、传动滚筒和传动链轮组成；中部机壳与上下部连接，起支撑防护和密封作用，分为标准节、非标准节和带检视门的标准节，有单通道和双通道两种形式(其中选双通道主要是加强整机的中间节强度)；下部区段由下部机壳和拉紧滚子组或拉紧链轮组成；驱动装置由驱动平台、电动机、减速器传动件和逆止器等组成；内牵引件由料斗、橡胶输送带或圆环链、套筒滚子链等组成。

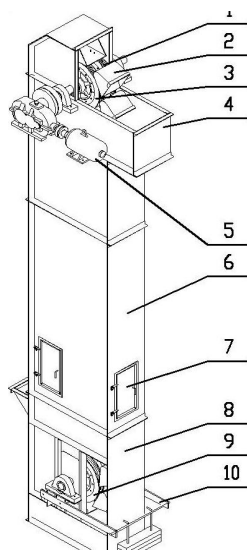


图 1.1 环链斗式提升机的构造

1—环链；2—料斗；3—驱动链轮；4—机壳头部；5—驱动装置；

6—中间段；7—检视口（座板）；8—下部机座；9—张紧链轮；10—张紧装置；

1.2 提升机特点

垂直提升机具有以下特点：

1. 垂直提升机工作时搁板的回程不占用工作节拍，输送效率高，且不受输送高速的影响。
2. 只能输送件货，且物料有最小尺寸的限制。
3. 承载范围大，最大可达 2000Kg。
4. 与出入口输送设备配套使用，使输送过程实现完全自动化，避免了人工操作带来的不稳定性。
5. 结构紧凑，占地面积小。
6. 安全可靠，易于维护，运行费用低廉，有效降低输送成本

斗式提升机有两种装料型式：

(1) 掏取式：由料斗在尾部机壳的物料中掏取装料。对于粉末状、粒状、块状的无磨琢性或半磨琢性的散状物料，由于掏取时不产生很大的阻力，料斗可以在较高的运动速度，一般为 $0.8 \sim 2\text{m/s}$ ，所以它通常和离心式卸料配合应用。

(2) 流入式：物料直接由进料口流入料斗内装料。对于块度较大和磨琢性大的物料；由于挖取阻力很大，故采用装入法，料斗运动速度不能太高，通常不超过 1m/s 。

斗式提升机的分类有以下几种：

- (1) 按输送物料的方向分为：垂直式和倾斜式；

(2) 按卸载特性分为：离心式、重力式、混合式；

(3) 按料斗的型式分为：深斗式，浅斗式、鳞板式；

(4) 按牵引构件型式分为：带式、板链式；

(5) 按工件特性分为：重型、中型、轻型

斗式提升机的规格是以斗宽表示。目前国产 D 型斗式提升机规格有 D160、D250、D350、D450 四种；HL 型斗式提升机规格化有 HL300、HL400 两种；PL 型斗式提升机规格有 PL250、PL350、PL450 三种。大型斗式提升机宽达 800mm。

据国外文献介绍，胶带提升机的斗宽已达 1250 毫米，输送量达 1000 吨/时，最大提升高度达 80 米。

斗式提升机的优点是：结构比较简单，可在垂直或倾斜方向上提升物料，横断面尺寸小，因而可节约占地面积，并可在全封闭的罩壳内工作，减少灰尘对周围环境的污染必要时还可把斗式提升机底部插入料堆中自行取料。

斗式提升机的缺点是：机内较易形成粉尘爆炸的条件；对过载较敏感；斗和链易磨损；被输送的物料受到一定的限制，只宜于输送粉状和中小块状的散货，如粮食、煤、水泥、砂等，但不能在水平方向运送物料。

斗式提升机是以牵引型式命名的，并以第一主参数斗宽确定规格大小。如机械电子工业部颁发的 JB3926-85《垂直斗式提升机》标准中 TH400 环链斗式提升机（T—提升机的是 Ti、H——环链的一并 Huan），斗宽为 400mm。

提升机的结构一般有几大部分组成：驱动装置、出料口、上部区段、牵引件、料斗、中部机壳、下部区段、张紧装置、进料口、检视门。

斗式提升机牵引件常用橡胶带、圆环链、套筒链几种型式，从而形成了三种基本结构型式。新标准中规定了 TD 型、TH 型、TB 型三种结构型式的提升机，将分别替代国内原 D 型、HL 型、PL 型三种机型。

除上述定型产品外，NTD 内斗式提升机是一种内部加料、重力式卸槽，结构比较新颖的机型。而 ZL 型斗式提升机，DTG 型斗式提升机（牵引件是胶带、无底料），脱水斗式提升机等，因生产量较少，故不一一介绍。

1.3 提升机输送量计算

斗式提升机输送量是按照填充系数 $\psi=1$ 计算的。所以在选择提升机时一定要考虑物料特征，按输送物料填充系数计算出实际输送量，其计算公式：

$$Q = 3.6 \frac{i_0}{a} v \psi \rho \left(\frac{t}{h} \right)$$

式中 Q ——输送量. t / h;

以 a ——料斗距离, m;

i_0 ——料斗容积, L;

v ——提升速度. m / s;

ψ ——填充系数;

ρ ——物料松散密度, $\frac{t}{m^3}$

物料填充系数妒见表 1。

表 1.1 不同物料状态的填充系数

粉状物料	20mm 以下的颗粒状 物料	20-50mm 以下的块 状物料	潮湿轻微黏性粉 状, 小粒状物料
0.75-0.9	0.7-0.9	0.6-0.8	0.6-0.7

斗式提升机的功率计算式:

$$P=(P_o+P_s+P_k) \cdot K$$

式中 P_o ——斗提机的轴功率, kW;

P_s ——挖取功率。kW;

P_k ——空载功率。kW;

K ——功率系数, 取 1. 1~1. 2。

$$P_v = \frac{Q \cdot \rho \cdot C \cdot g}{3600}$$

式中 Q ——输送量. m^3 / h ;

ρ ——容重, t / m^3 ;

C ——轴距, m;

g ——重力加速度, $9. 81 m / s^2$

在选择斗式提升机时，一定要根据到物料的粒度、堆积密度、温度、含水量、黏度、磨琢性等特征以及输送量、各种机型的提升高度来选型。

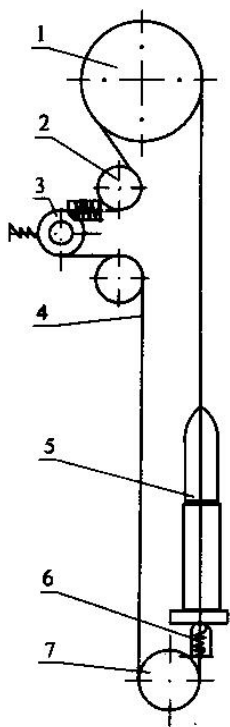


图 1.2 结构简图

1—上链轮；2—过渡轮；3—主动链轮；4—连轮；

5—货物；6—弹性拖货机构；7—下连轮

第二章 技术要求

2.1 一般技术要求

2.1.1 提升机应符合 JB/T 3926 的要求，并应按经规定程序批准的图样和技术文件制造。

2.1.2 焊接件在焊接前应清除表面的污物，焊缝应紧密、均匀，不得有未焊透、未熔合、咬肉、烧伤等缺陷，焊缝外观不得有裂纹、夹渣、气孔。

2.1.3 铸件应符合 GB/T 1348、GB/T 9439、GB/T 11352 的规定。

2.1.4 锻件不应有夹层、折叠、裂纹、锻伤、结疤、夹渣等缺陷。

2.2 主要零部件的技术要求

2.2.1 铸造链轮应进行消除内应力处理，内孔及工作表面不得有砂眼，其余表面经加工或清砂后，砂眼深度和最大面积不大于表 1 规定时，可不焊补；砂眼面积大于表 1 规定，而小于表面积的 5%时，应予以填料修补。

表 2.1 (JB/T 3926.2-1999)

沙眼处铸件壁厚	沙眼深度	沙眼最大面积	沙眼个数
mm		mm ²	
≤15	18	4	3
>15	2	5	3

2.2.2 铸造链轮轮辐上的气孔或砂眼，深度不得大于轮辐厚度的1/10，面积不得大于深度平方的2倍，每个轮辐上只允许有一处砂眼，每个链轮只允许有两处砂眼。

2.2.3 传动滚筒表面应光滑，不得有影响使用性能的裂纹、凹坑、焊接不良及其他缺陷。

2.2.4 传动滚筒外径对轴线的全跳动应按GB/T 1184中9级的规定；滚筒壁厚差和最小壁厚应符合表2的规定。

表 2.2

壁 厚 b	6~8	>8~12	>12~16
壁 厚 差 δ	≤1.5	≤ 2	≤2.5
最小壁厚	b— 1		

2.2.5 拉紧滚筒外径上扁钢对称中心线相对于轴线的角度偏差不大于0.5°。

2.2.6 双列套筒滚子链传动的链轮应符合下列要求：

- a) 弦节距尺寸公差为 J_{s12} ；
- b) 根圆尺寸公差为 h_{11} ；
- c) 轴孔尺寸公差为 $H8$ ；
- d) 根圆及齿侧平面对孔轴线的圆跳动及端面圆跳动为 $0.001d$ 根 $+0.1\text{mm}$ (d 根为根圆直径)；
- e) 键槽两侧面对齿形对称中心平面的对称度应按 GB/T 1184 中 11 级规定；
- f) 齿形表面热处理硬度 $45\sim 48\text{HRC}$ ，硬化层不小于 2mm 。

2.2.7 圆环链的技术要求应符合 MT/T 36 的规定。

2.2.8 套筒滚子链应符合下列要求：

- a) 链条在测量力为破断载荷的 $1/50$ ，测量长度不小于 3000mm 时的极限偏差为 ± 0.25 ；
- b) 链条节距尺寸公差为 J_{s12} ；
- c) 链条破断载荷应满足 JB/T 3926.1 的要求；
- d) 销轴的表面热处理硬度为 $50\sim 55\text{HRC}$ ；
- e) 套筒的表面热处理硬度为 $45\sim 50\text{HRC}$ ；
- f) 滚子的整体热处理硬度为 $40\sim 45\text{HRC}$ ；
- g) 内、外链板表面平面度应按 GB/T 1184 中 12 级的规定。

2.2.9 尼龙心橡胶运输带的径向扯断强度不小于 $2\text{kN}/(\text{cm}\cdot\text{层})$ ，

径向扯断伸长率不得超过 25%；普通

橡胶运输带的径向扯断强度应不小于 560N/（cm • 层），径向扯断伸长率不得超过 20%。

2.2.10 提升机的机壳应符合下列要求：

a) 每节机壳表面平面度应符合表 3 的规定；

表 2.3（JB/T 3926.2-1999）

提升机规格	100~250	315~500	630~1000
平 面 度	10（+）	12（+）	15（+）

b) 机壳上、下法兰面平行度应符合 GB/T 1184 中 12 级的规定；

c) 机壳高度尺寸公差为 h13；

d) 机壳中心线对法兰的垂直度应符合 GB/T 1184 中 12 级的规定；

e) 法兰面相邻螺栓孔间距偏差为 $\pm 0.8\text{mm}$ ，累积偏差为 $\pm 1.5\text{mm}$ 。

2.3 安装技术要求

2.3.1 上、下链轮（滚筒）组装配后，用手转动应轻便灵活。

2.3.2 拉紧装置调整应灵活，在牵引件安装和调整好后，未被利用的行程应不小于全程的 50%。

2.3.3 提升机牵引胶带接头处径向承载能力应不低于胶带径向扯断强度。

2.3.4 整机安装应符合下列要求：

- a) 主轴对水平面的平行度为 0.3/1000；
- b) 主轴与驱动装置低速轴的同轴度应符合 GB/T 1184 中 9 级的规定；
- c) 单链、胶带提升机上、下轴安装要求（见图 1、图 2）应符合表 4 的规定（B 为机壳内大可测距离）

表 2.4

测 量 部 位	公 差 值 mm	
A1—A2	4	6
B1—B2	6	9

- d) 双链提升机上、下轴安装要求（见图 3）应符合表 5 的规定；

表 2.5

测 量 部 位	公 差 值 mm	
	H≤20m	H>20~40m
B1	3	5
B2		
A1—A2	4	6
A0—A1		
A0—A2		

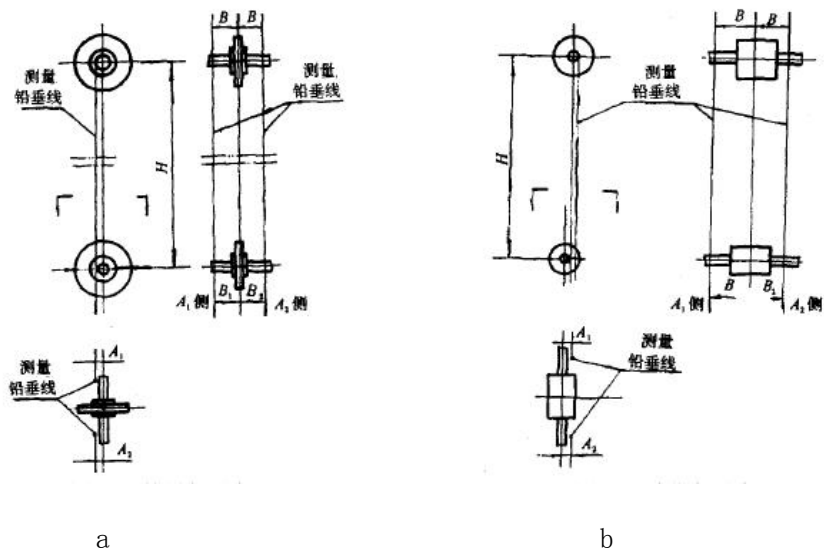


图 2.1 a 单链提升机 b 双链提升机

e) 机壳垂直度和扭曲度（见图 4）应符合表 6 的规定

表 2.6

测 量 部 位	公 差 值 mm		
	H<12m	H=12~24m	H>24~40m
A1—A2	5	7	8
B1—B2			

2.4 牵引件技术要求

2.4.1 空载试运转要求

a) 牵引件应运转正常，无卡链、跳链、打滑、偏移现象；双列套筒滚子链提升机的两根链条应同时进入啮合；

b) 机器运转应平稳、可靠，紧固件无松动现象；

c) 运转 2h 后，轴承温升不大于 60°C ，润滑密封性能良好；

d) 减速器无渗油，无冲击声，联轴器安全可靠；

e) 电器设备安装可靠；空载功率应不超过额定功率的 30%。

2.4.2 负载试运转要求

a) 提升机在满足设计要求的条件下工作正常，最大输送量应达到设计要求；

b) 卸料情况良好，无显著回料现象；

c) 满载运转时，牵引件应不打滑，电动机应不超载；

d) 电器控制可靠，电动机、减速器、逆止器运转平稳；

e) 在距离提升机 5m 处，噪声不超过 85dB(A)。

第三章 料斗设计

料斗是提升机的承载构件，通常是用厚度 $\delta = 2 \sim 6\text{mm}$ 的钢板焊接或冲压而制成的。为了减少料斗边唇的磨损，常在料斗边唇外焊上一条附加的斗边。垂直提升机在满足设计要求的条件下正常工作，最大输送量应达到设计要求；且卸料情况良好，无显著回料现象；在满载运转时，牵引件应不打滑，电动机应不超载；电器控制应可靠，电动机、减速器、逆止器运转平稳。因此提升机是否能实现设计的输送量，是提升机设计成功与否的最直接体现。斗式垂直提升机依靠环绕在头，底轮上的牵引构件做连续运动。通过固定在牵引构件上的料斗往复装料，提升，卸料完成整个输送过程。实现对物料的运送和提升整个过程分为装料过程，运输提升过程和卸料过程三个阶段。装料过程的装载量决定了提升的输送量，提升过程的平稳程度决定物料的损失程度，而卸载过程决定了物料的卸空程度和运输消耗。合格的提升机应该是实现对物料的“装满，升稳，卸净。”提高生产能力，减小过程中的无用消耗。

设提升机料斗的容积为 i_0 斗内盛装的物料实际容积为 $i_0 \varphi$ 为小于 1 的填充系数，则单位长度的载荷量为：

$$q = \frac{i_0}{a_0} \gamma \varphi \quad \text{公斤/米}$$

式中 i_0 ——斗的容积，升；

a_0 ——斗距，米

γ ——物料容重，吨/米³；

ϕ ——填充系数 0.7~0.8。

输送能力大小决定于线载荷（单位长度上物料重量）和提升速度，其计算按下式确定：

$$Q = qv \text{ 千克/秒}$$

v ——斗式提升机运行速度，米/秒。

3.1 提升机料斗选用原则

斗式提升机选用原则根据料斗型式根据物料的湿度、粘度选择。

浅料斗的前壁斜度大而深度小，适用于运送潮湿和流散性不良的物料。深料斗的前壁斜度小而深度大，适用于运送干燥且流散性好的物料。这 2 种料斗用在料斗呈稀疏布置的斗式提升机中。对于有导向边的料斗，由于当它绕过上滚筒时，前面料斗的 2 导向侧边即为后面料斗的卸载导槽，故适用于运送沉重的及有磨损性的物料，这种料斗用在料斗作密集布置的斗式提升机中。

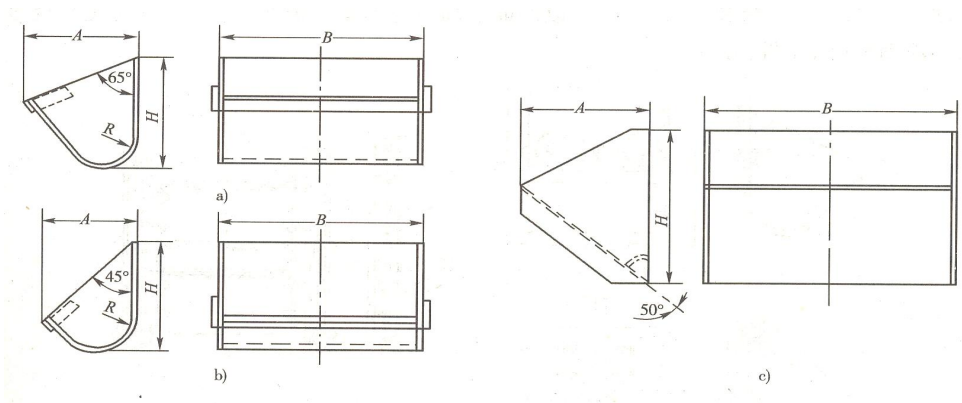


图 3.1 装载斗型号

a、深斗 b、浅斗 c、导向斗

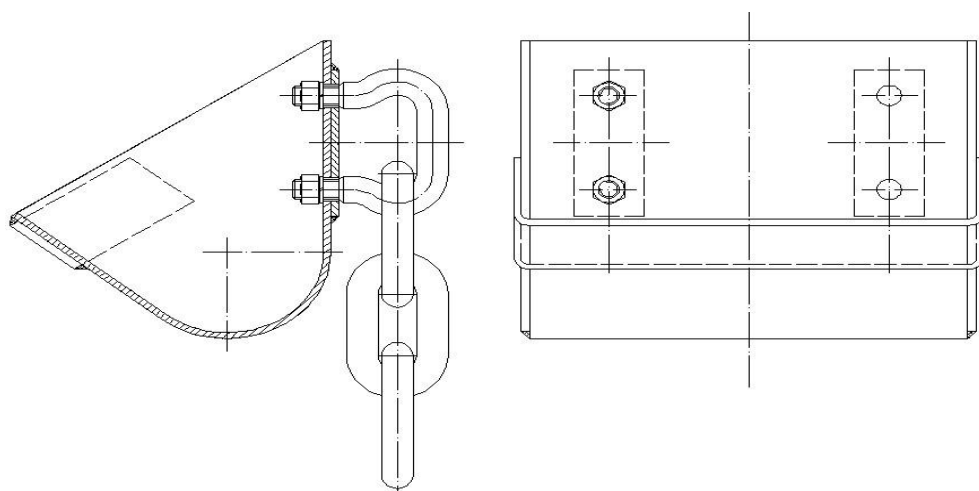


图 3.2 料斗与环链

3.2 对于装料过程的改进

装料过程的装载量将直接影响提升机的输送能力。设定一个装载系数来判别整个装料工作的质量。那么有着很多的因素影响装载系数的大小。如：料斗的样式，机座的装料形式，牵引构件的线速度和物料的物理表现特性等等。

其中对于料斗的样式和装料形式可以做改动，以满足提升装料能力的要求。料斗的装料方式有两种：一种是顺向进料，一种是逆向进料。其中顺向进料是采用加料方向和料斗的运动方向相一致的方式。这种方式进料时，物料进入机座会先碰到料斗的背面，因此物料和料斗相遇时不能直接进料，只有当料斗将物料向前推移时才开始装料。逆向进料是采用加料方向和料斗运动方向相反的方式，当物料从进料口进入机座时与料斗迎面相遇，直接流入料斗，较大的提高了提升机的装载系数，减少机座内的物料积余，减轻了料斗在机座内推移积余物料的阻力。相较于顺向进料，逆向进料更利于物料的装载，提高了装载系数，减小了料斗运动的阻力和消耗。

采用逆向进料时，应降低料口的高度，使之低于张紧轮的水平轴线，缩小物料在机座内从进料口到料斗推移质装料点的距离。增加料斗直接进料的机会。进料口要低于张紧轮的水平轴线。

3.3 对料斗提升过程中的改进

牵引构件种类根据提升高度、物料温度选择。带式斗式提升机具有成本低、质量较小，可使用较高的速度、工作平稳且噪声小等优点，故应用较为广泛。但是，由于胶带强度较低，料斗在胶带上的固定处为薄

弱环节，所以其提升高度一般都不大，被运物料的种类也受到限制。链式斗式提升机却相反，它允许有较大的提升高度，可以提升块度较大和温度较高的物料。但是，链传动会产生动载荷。

料斗在提升过程中应尽量要求料斗在过程中的平稳，如果不能稳升，就会出现撒料现象，造成生产效率的降低，增加功率消耗。实践证明引起撒料的原因有以下三种：料斗在提升过程中的振动，料斗在整个过程所产生的扭矩以及其他的原因。

料斗在提升过程中由于自身原因或者环境原因引起料斗的振动使得料斗中的物料撒落回机座，造成生产效率的下降。料斗在提升过程中振动时间越长，振动的频率越高，振动的幅度越大。所造成的损失则越大。

料斗的振动可能源于提升机上转动部件的重心与旋转中心不重合，形成惯性振动。当机械惯性振动频率与其固有频率相同时，又会引起较大振幅的共振，引起牵引件的大幅度摆动，造成料斗的振动，造成大量的撒料。在设计安装时，应使提升机的头，底座的重心和其旋转中心重合，而不会产生惯性振动。在提升机中加上隔振装置——橡胶垫和弹簧。

料斗以一个侧面固定在牵引构件上。料斗在自身和料斗内的物料重力作用下，会对牵引构件产生一个力矩使料斗产生一个偏转角度，如果偏转角过大，将会造成撒料现象。同时在提升过程中产生摇摆现象。如果摆幅过大会造成料斗与提升机外壳的相碰，对料斗造成破坏。

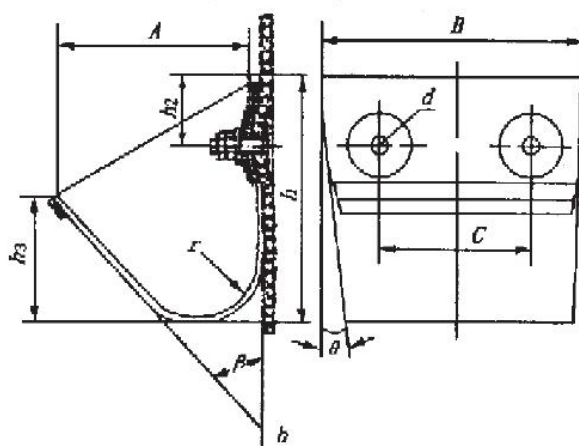


图 3.3 料斗扭矩受力图

料斗尺寸:料斗在提升过程中必定会发生偏斜和摇摆。所以要将料斗的扭转角 β 和料斗的摆幅限定在一定的范围内。为了满足料斗在提升过程中的平稳提升,需要将扭转角 β 错误!未找到引用源。限制在 2° 。

以 O' 为支点列出平衡方程:

$$S_n * h_1 * \sin \beta = G * e$$

$$S_n * (h - h_2 - r) * \sin \beta - G * e$$

$$S_n = \frac{mge}{(h - h_2 - r) * \sin \beta}$$

S_n _____ 料斗下端牵引构件张力;

G _____ 料斗与斗内料的重量;

e ————— 料斗与斗内物料重量的重心到料斗上端牵引构件张

力作用线的距离,也就是料斗的重心偏距 $e = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{4} \right) A$;

A ————— 料斗的凸度;

h ————— 料斗全高;

h_2 错误！未找到引用源。 ————— 料斗安装孔高度；

r ————— 料斗底圆半径；

h_1 ————— 料斗后壁底端到安装孔的高度；

β 错误！未找到引用源。 ————— 料斗扭转角度单位；

g ————— 重力加速度；

降低牵引件最小张力可以降低料斗跨度 A ，且安装孔不易过高，料斗不易过高过陡，尽量采用轻质材料，降低料斗的重量。牵引构件接口须平滑紧凑，避免接口不平或倾斜。

头轮和底轮安装不正主要体现在以下几个方面：

一是头轮和底轮在水平面方向上不平行；二是头轮和，底轮的两轴线不在同一垂直平面内；三是头轮和底轮在铅垂方向上不平行。此时料斗带跑偏，易引起料斗与机筒的撞走。这时应立即停机，重新进行安装、调整，确保头轮和底轮各方法的安装精度

料斗带接头不正是指料斗带结合后，料斗带边缘线不在同一直线上。造成输送带两端的长度不相等，这样，输送带两端的松紧程度和张力不一样。带向紧的一端侧向移动，造成撒料、料斗盛料不充分、卸料不彻底等情况，使生产率下降。严重时还会造成料斗带卡边、撕裂。这时应停机，重新修正、连接接头，确保料斗带边缘线位于同一直线。

3.4 料斗在卸料过程中的改进

卸料特性根据物料特性、运行速度、牵引构件种类选择。离心式卸

料适用于运送流散性好的粉状、颗粒状和小块状物料，适用于料斗稀疏布置的高速提升机，而且主要是带式的。链式提升机较少采用离心式卸料。采用离心式卸料，料斗的运行速度通常取为 $1-2\text{m/s}$ ，目前已可选用至 5m/s 。重力式卸料适用于运送块状的、沉重的、磨琢性大的物料，并适用于料斗作连续布置的垂直或倾斜斗式提升机。料斗运行速度一般取为 $0.4-0.6\text{m/s}$ 需配用有导向边的料斗。离心) 重力式(混合式)卸料的适用范围介于上述两者之间，常用于运送流散性不良的粉状及含水分物料，运行速度为 $0.6-0.8\text{m/s}$ 。

卸料过程中料斗提升到机头的驱动轮时，绕驱动轮作回转运动。根据驱动轮直径和转速的不同可以将卸料方式分为三种：离心卸料，重力卸料和混合卸料。

料斗在驱动轮上会受到离心力和重力的作用重力与离心力的合力大小和方向随着料斗的回转速度变动而变动。合力的反向延长线总是与头轮垂直中心线交于一点，即极点。从极点到头轮水平中心线的距离称为极距。极距仅与驱动轮或链轮转速有关。根据物料的不同特性和提升机的提升速度可以选择不同的卸料方式。当输送流动性较好的颗粒状物料时多采用离心式卸料方式，速度一般在 $1.5-3\text{m/s}$ ，输送水分较高，黏性大，流动性不好的物料或块状物料时刻采用重力式卸料方式。通用性提升机更多的采用混合卸料方式。在使用时应根据物料的不同特性和传输速度需求的不同适当控制提升机的运动速度。

第四章 零散部件设计改进

4.1 通风口

在斗式提升机头部和底部应设有吸风管和通风口。以保证斗式提升机在卸料和进料过程中不会形成负压和粉尘外溢。一台制作精良的输送设备。它的密封必须可靠。但良好的密封在物料卸料和进料过程中就必然会产生压力差，造成进料和卸料困难。通风口使斗式提升机内部压力与外界压力基本相等。适当的吸风避免粉尘从通风处溢出，避免浪费和清洁环境

4.2 防逆转装置

在斗式提升机的机头部装有防逆转装置。在斗式提升机工作中动力突然中断时，反转对于斗式提升机是很危险的。斗式提升机在提升过程中，其一侧是盛满物料的上行畚斗。另一侧是卸完物料的下行空畚斗。动力中断后，斗式提升机由于重力作用必发生逆转。物料随着畚斗的反转被卸到斗式提升机的底部，直至堆满后卡住畚斗。由于反转是一个加速的运动，而后又被突然卡住，很容易扯掉畚斗，使皮带损坏，甚至断裂。另外斗式提升机底部堆满物料。也使斗式提升机无法启动。防逆转可采用棘轮机构。

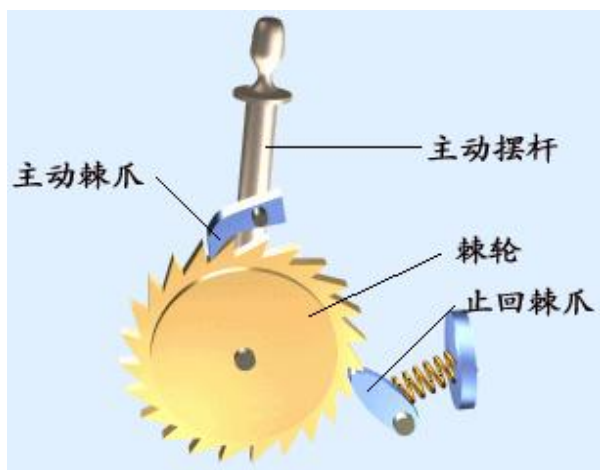


图 4.1 棘轮机构

4.3 设置防滑主动轮

在斗式提升机的主动轮表面铆接或粘接防滑、抗(耐)磨橡胶布，能有效提高主动轮与皮带间的摩擦系数，防止皮带打滑，提高提升效率。如果主动轮表面过于光滑。就需过分张紧皮带，来保证提升机的正常工作，皮带就会受到过大的张紧力而降低皮带的使用寿命。

4.4 提升带的速度

单位时间内经过喂料区域的畚斗数量与畚斗带速成正比。因此，斗式提升机的产量通常随带速增加而提高，但畚斗带速过高，装满系数反而会快速下降，使斗式提升机产量下降。这是因为带速过高时，畚斗穿越喂料区域的时间较短，即畚斗舀取或充料时间显著变短，进入畚斗的物料远未装满时，畚斗就已穿过喂料区域完成了装料，使畚斗装满系数

下降很快；当带速很高时，高速运动的畚斗几乎形成一个面。使物料几乎不能进入畚斗，其装满系数接近零，因此提升带的速度慢时，畚斗内的物料装满系数大。

4.5 进料流速

进料流速及流量是影响装满系数的决定因素之一。有的提升机在进料口处装有进料插板，用以调节进料 E1 的截面积；有的提升机装有进料缓冲装置，用以调节进料流量。对于一般情况而言，提高进料流速有利于提高装满系数，但如果进料流速太快，物料对畚斗的冲击增大。导致落入畚斗的物料溅起、洒落，反而使畚斗装满系数降低。进料流速及流量应视提升带速度、进料方式、物料类型等条件合理确定

4.6 转速监控装置

在斗式提升机的被动轮部分装备速度传感器。传感器产生电压或电流信号，通过仪表可设定最高和最低转速。当斗式提升机的转速超出了设定范围，经过一段延时时间，如果转速为下降至设定范围，机器会自动报警，并自动断开空气开关，有效保护斗式提升机的正常工作。

4.7 选用优质传送带或传动链

选用质量优良的传动带和传动链会有有效的提高生产效率。并且可以大大降低斗式提升机的事故发生率。

4.8 挡料板

在斗式提升机的上部卸料处安装挡料板可以有效的防止物料倒流而流回提升机底部。挡料板应使用橡胶等耐磨又有一定韧性的橡胶材料制成。挡料板与料斗的距离应在 15mm 左右。

4.9 料斗的间距

合理设定料斗间距离和料斗数量可以改善斗式提升机的工作能力和电机功率利用率。

4.10 牵引件

斗式提升机的牵引件常采用胶带或链条。胶带斗式提升机的优点是：成本低，自重较小，工作平稳无噪声，可采用较高的运行速度，生产效率较高，磨损较小；主要缺点是：料斗在胶带上的固定较弱，因为是用摩擦传递牵引力，需要有较大的初张力。环链作为较为常用的一种牵引件，它的结构和制造比较简单，与料斗的连接也很牢固。但环链相互接触处易磨损，降低链的强度，运行不够平稳。

本设计采用环链作为牵引构件，提升机的牵引构件是锻造环链。锻造环链由 3 号圆钢锻制而成，我国目前定型的环链节距为 50mm、64mm、86mm、92mm 等，如图所示：环链与料斗的连接采用链环钩，当料斗的宽度为 160~250mm 时，只用一根牵引链条，当料斗的宽度为 300~630mm 时，则用两根牵引链条。

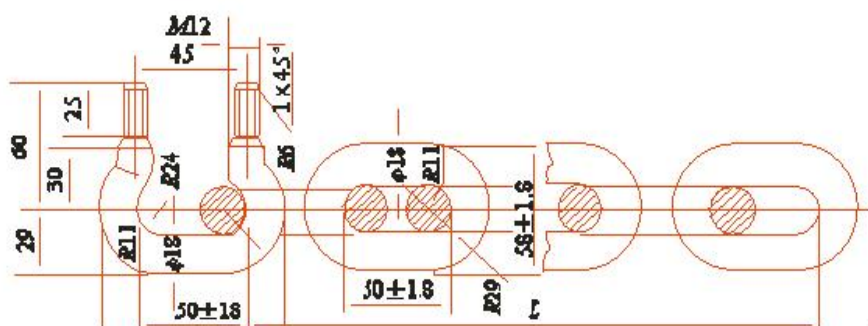


图 4.2 锻造环链

4.11 驱动装置

提升机的驱动链轮装设在提升机的上部卸料处。在传统的 TH 型斗式提升机驱动装置中的传动部分除减速器外，配有开式齿轮或皮带轮等传动装置。而在 THG 型斗式提升机中则配用垂直轴减速器等传动装置，这样可以使传动装置被更为紧凑的布置。

环链式斗式提升机的驱动链轮和环链之间是通过摩擦传动的。因此链轮只有槽而无齿，传统的驱动链轮和轴的结构如图：

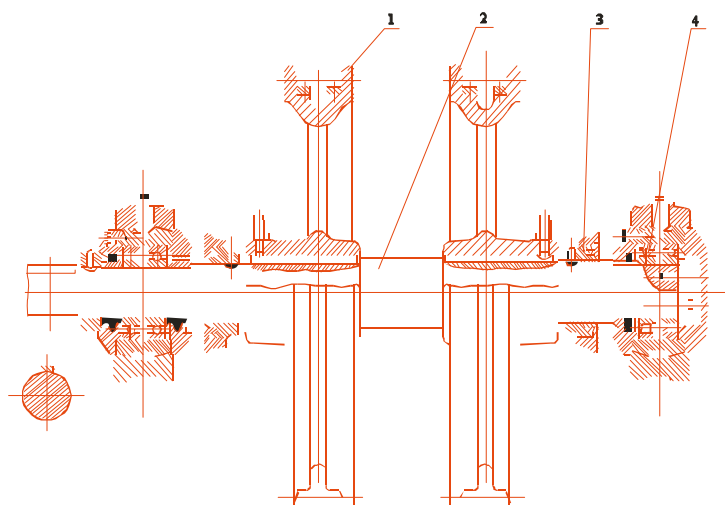


图 4.3 驱动链轮装置

1—驱动链轮；2—轴；3—密封装置；4—轴承

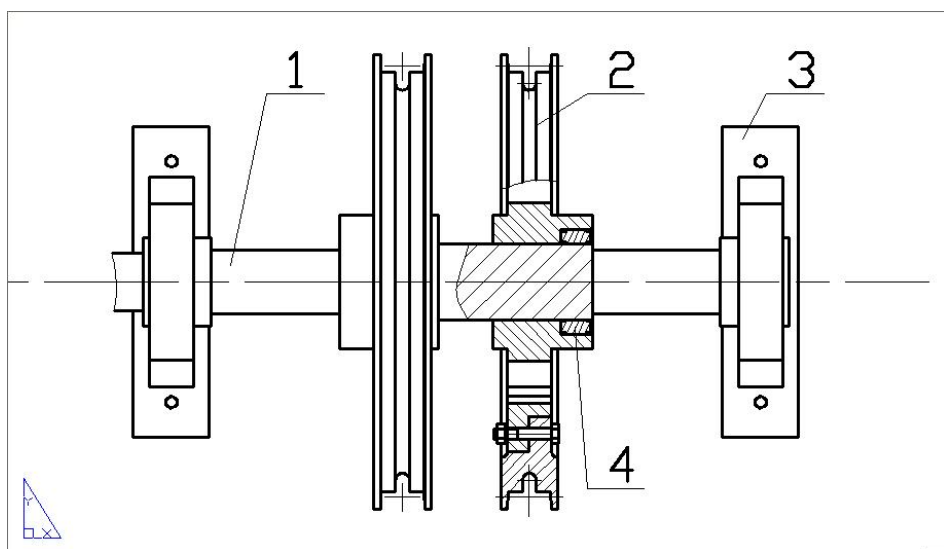


图 4.4 先进驱动链轮装置

1—光轴；2—组合式链轮；3—带座球轴承；4—帐套

4.12 张紧装置

在斗式提升机的机壳下部设有张紧装置。

张紧装置有螺旋式、弹簧式及重锤式三种，以螺旋式最常采用，其结构与带式输送机张紧装置相同。张紧装置安装在张紧滚筒（或张紧链轮）轴的轴承座上，并连接在提升机外罩下部的侧壁上。张紧装置的行程在 200~500mm 范围内。

装载方式	掏取式
卸载方式	重力式 、混合式
牵引件	双条矿用高强度圆环链 单个链环节距 P=64mm
料斗	深型料斗
驱动轮	组合式链轮
驱动轴	光轴
轴承	带座外球面礮子轴承
电机	（待计算）
减速器	垂直轴减速器
张紧装置	重锤式张紧装置

表 4.1 斗式提升机设计方案总览

第五章 斗式提升机的设计计算

5.1 基本设计参数

料斗宽度：B=1250mm；

斗式提升机的规格是以料斗的宽度（mm）表示。据此本次设计的 THG 型斗式提升机型号即为 THG1250.

5.2 使用要求

① 提升物料（碎石）：容重 $\gamma = 1.4 \text{ t/m}^3$ 、粒度 $d \leq 20 \text{ mm}$ 、松散密度 $\rho = 1.35 \text{ t/m}^3$ 。

② 提升高度 $H = 20 \text{ m}$ ；

③ 提升能力 $Q \geq 800 \text{ t/h}$ ；

④ 工作环境：室内使用；

⑤ 连续生产：每天工作 10 小时，一年工作 360 天

表 5.1 THG 型斗式提升机的主要技术性能

斗提机型号		THG 250		THG 315		THG 400		THG 500		THG 630		THG 800		THG 1000		THG 1250	
		sh	zh	sh	zh	sh	zh	sh	zh	sh	zh	sh	zh	sh	Zh	sh	zh
输送量 Q, m3/h		70	45	100	74	160	120	210	160	350	250	475	345	715	520	1120	810
料斗	容量, L	6.5	4.6	10	7.4	16	12	25	19	40	29	64	47	102	74	161	117
	斗距, mm	336		378		420		480		546		630		756		756	
每米长度牵引链条及料斗重, Kg/m		33.4		43.25		60.9		79.6		88.66		107		150		187.6	
料斗运行速度 v, m/s		1.04		1.04		1.17		1.17		1.32		1.31		1.47		1.47	
提升高度 Hmax, m		60	75	60	75	60	75	60	75	60	75	55	70	55	70	40	55

5.3 设计目标

要求提升机能将物料直径大于 20mm 的碎石，以不低于 800 吨/小时的实际输送量，提升到 20m 的高度。

5.4 参照数据

依照表 2-1 THG 型斗式提升机的主要技术性能对应查得斗提机型号为 THG 1250 的斗式提升机，具有以下性能参数：

输送量 Q=1120m3/h，料为 sh，容量 i=102L，斗距 a=756mm，每米长度牵引链条及料斗重 q=187.6Kg/m，料斗运行速度 v=1.47m/s，
H max=40m 。

5.5 输送能力的推导

设提升机料斗的容积为 i_0 升，斗内盛装的物料实际容积为 $i_0\varphi$ 升， φ 为小于1的填充系数，则单位长度的载荷量为：

$$q = \frac{i_0}{a_0} \gamma \varphi$$

公斤/米

式中 i_0 ——斗的容积，升；

a_0 ——斗距，米

γ ——物料容重，吨/米³；

φ ——填充系数 0.7~0.8。

关于填充系数的选取可在《建材机械设备》表 15-10 中取得。对应小颗粒的或小块磨琢性小的物料，填充系数 φ 取 0.75。

输送能力大小决定于线载荷（单位长度上物料重量）和提升速度，其计算按下式确定：

$$Q = qv \text{ 千克/秒}$$

$$Q = \frac{3600}{1000} qv = 3.6qv \text{ 吨/小时}$$

或将式代入得：

$$Q = 3.6 \frac{i_0}{a_0} \gamma \phi v \quad \text{吨/小时}$$

式中 v ——斗式提升机运行速度，米/秒。

由于供料不均匀，计算生产率应大于平均的实际生产率 $Q_{\text{实}}$ ，即：

$$Q_{\text{实}} = \frac{Q}{K} \quad \text{吨/小时}$$

式中 K ——供料不均匀系数，取 $1.2 \sim 1.6$ 。

套用 THG 型斗式提升机的主要技术性能：斗距 $a=756$ 毫米，斗速 $v=1.47$ 米/秒，即知确定料斗斗容后即可求得提升机的输送能力。

5.6 料斗的计算

在向前的章节中，我们已经结合被输送物料的特性及物料的装卸方式将本 THG1250 所采用的料斗定为深斗。

而料斗的尺寸规格与提升机的输送能力有关，由上述输送能力计算公式得：

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q}{3.6 \gamma \phi v} \quad \text{吨/小时}$$

又由式推得，计算生产率

$$Q = Q_{\text{实}} K \quad \text{吨/小时}$$

将 $Q_{\text{实}} = 800 \text{ t/h}$, $K = 1.4$ 代入 (4-6)

即有: $Q = 800 \text{ t/h} \times 1.4 = 1120 \text{ t/h}$

将其与 $\gamma = 1.4$ 吨/米³, $\varphi = 0.75$, $v = 1.47$ 米/秒, $a_0 = 0.756$ 米一并代入中

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q}{3.6\gamma\varphi v}$$

则有:

$$\frac{i_0}{0.378} = \frac{112}{3.6 \times 1.4 \times 0.75 \times 1.04}$$

$$i_0 = 152L$$

将其进一步取整, 选取 $i_0 = 161L$

5.7 核算输送能力

在选取 $i_0 = 161L$ 的料斗后, 对提升机的输送能力进行核算:

则有: $Q = 3.6 \frac{i_0}{a_0} \gamma \varphi v$

$$Q = 3.6 \times \frac{161}{0.756} \times 1.4 \times 0.75 \times 1.47$$

$$Q = 1183 \text{ t/h}$$

显然其远远大于实际生产率, 故可以满足生产条件。

5.8 运行阻力计算

按连续输送机逐点张力算法进行计算：

$$S_2 = S_1 + q_0 g L (\omega' \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (\text{N})$$

式中： S_2 ——尾轮趋入点张力，N；

S_1 ——初张力，取 $S_1=30000\text{N}$ ；

q_0 ——每米长度牵引链条及料斗重，Kg/m；

L ——斗提机的倾斜长度，m；

ω' ——阻力系数， $\omega'=0.1\sim 0.2$ ；

α ——水平倾角， $\alpha=0^\circ$ ；

S_3 与牵引机构的型式有关，对于链条牵引的斗式提升机按

$$S_3 = S_2 + 0.1S_2 + Cqg$$

计算。

式中： S_3 ——尾轮奔高点张力，N；

C ——掏取系数， $C=6$ ；

q ——每米长度上物料质量，kg/m。

$$S_4 = S_3 + (q + q_0) g L (\omega' \cos \alpha + \sin \alpha)$$

式中： S_4 ——驱动轮趋入点张力，N。

5.9 电动机的选取

5.9.1 斗提机轴功率计算

$$P_0 = \frac{Q\rho cg}{3600} + P_S + P_K$$

式中 P_0 ——斗提机轴功率，KW；

c ——斗提机的轴距，m；

P_S ——挖取料功率，kw；

P_K ——斗提机空载功率，kw。

$$P_0 = 84.3 \text{kw}$$

5.9.2 斗提机功率计算

$$P = \frac{P_0}{\eta}$$

式中 η ——传动总效率， $\eta = \eta_1 \eta_2$ ；

η_1 ——减速机传动效率；

η_2 ——链轮传动效率, $\eta_2=0.93$.

得: $P=102\text{kW}$

查 THG 型斗提机驱动装置配置图, 选 Y280M-6 电动机, 电机功率 $55 \times 2\text{kW}$, 满载转速 $n=980 \text{ r/min}$ 。

5.10 减速器的选取

查《减速器选用手册》, 选用 ZSY450 型电机。传动比 $i=90$, 功率 $p=130\text{kW}$ 。

5.11 驱动轴设计及附件的选择

5.11.1 轴的材料及热处理

斗式提升机驱动轴主要承受高扭矩, 高弯矩, 是提升机中最重要的零件之一, 故轴的材料选用 45 钢, 调质处理。

5.11.2 轴的结构设计

1) 初步计算轴的直径

参照文献中关于轴的设计部分, 根据轴的承载情况, 选择扭转强度计算法来计算轴的直径。

$$d_{\min} = A\sqrt[3]{P/n}$$

式中 A ——系数, 此处取 120,

P——电动机功率，Kw

n ——轴的转速，r/min,

将相关数据代入式 3-4 可得

$$d_{\min} = 120 \times \sqrt[3]{110/10.9} = 259.3\text{mm}$$

因为轴端装联轴器需要开键槽，会削弱轴的强度，故将轴径增加 4%~5%，取轴的直径为 260mm。

2) 各轴段直径的确定

如图 3-1 所示，轴段①与减速机空心输出轴套装配，并且在接近轴段②处装有毛毡弥封圈，故直径 $d_1=260\text{mm}$ 。轴段②和轴段⑧上安装轴承，其内径 $d=275\text{mm}$ ，故轴段②的直径 $d_2= d_8=275\text{mm}$ 。轴段③和轴段⑦的直径为轴承的安装尺寸，查有关手册，取 $d_3= d_7=285\text{mm}$ 。轴段④和轴段⑥上安装驱动链轮，考虑到轴段④与轴段⑥中间的截面承受的弯矩最大，故在直径上有所增加，现暂定 $d_4= d_6=290\text{mm}$ 。轴段⑤考虑滚筒便于安装拆卸，直径略比轴段④和轴段⑥的直径小，取 $d_5=320\text{mm}$ 。

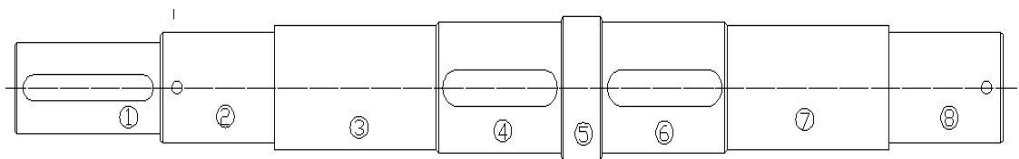


图 5.1 驱动轴示意图

3) 各轴段长度的确定

轴段①与减速机空心输出轴套装配，其长度主要决定于减速机和头部壳体之间的安装尺寸，同时还要保证与减速机相配合的部分有足够的长度，从手册中查知减速机的相关安装尺寸要求，现暂取 $l_1=280\text{mm}$ 。轴

段②与轴段⑧上安装轴承，其长度决定于轴承的安装尺寸，故取 $l_2=l_8=300\text{mm}$ 。轴段③和轴段⑦的长度主要根据两轴承之间的距离和滚筒在轴向上的安装尺寸来定。考虑到其轴向上密封板、壳体法兰和轴承座等占据的位置，暂取两轴承轴向上的中心距离为 1500mm ，则可以暂取 $l_3=l_7=300\text{mm}$ 。轴段④、⑤、⑥的长度要和驱动链轮一并设计，现暂定 $l_4=l_6=250\text{mm}$ ， $l_5=100\text{mm}$ ，驱动轴总长为 2080mm 。

4) 轴上零件的固定

考虑到轴段①、④、⑥处键传递较大的转矩，故轴段①与联轴器的配合选用 $k6$ ；轴段④、⑥与驱动链轮的配合选用 $r6$ ；轴段②、⑧与轴承内圈的配合选用 $r6$ 。与减速机和驱动链轮的联结均采用A型普通平键，分别为键 63×32 GB1096-1996及键 70×36 GB1096-1996。

5) 轴上倒角及圆角

轴端倒角 $2\times 45^\circ$ ，安装链轮的轴段倒角为 $2.5\times 45^\circ$ ，倒圆角为 $R1.5\text{mm}$ ，为方便加工，其它轴肩圆角半径均取为 0.5mm 。

3.4.3 轴的强度校核计算

1) 轴的受力分析及弯扭矩图 5.2 所示

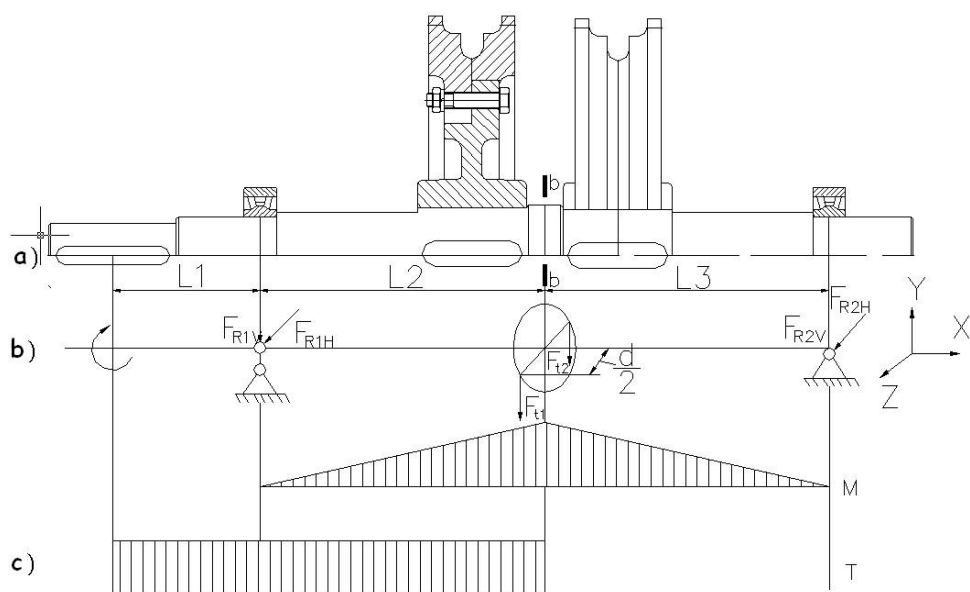


图 5.2 轴的受力分析及弯扭矩图

2) 计算支承反力

由于轴在水平面上不受力，

故 $F_{R1H}=F_{R2H}=0$

在竖直面

$$F_{t1} + F_{t2} = G_1 + G_2 + F_{\text{预}} = 311 + 187.6 \times 10 \times 20 \times 2 + 10000 = 85.35 \times 10^3 \text{ N}$$

式中： G_1 ——同一时刻提升机上行料斗中物料重量；

$F_{\text{预}}$ ——环链预紧力（平均每米长度牵引构件重量，
187.6kg/m）；

G_2 ——牵引构件重量（10000N）。

$$F_{R1V} = F_{R2V} = \frac{F_{t1} + F_{t2}}{2} = \frac{85.35}{2} = 42.67 \text{ KN}$$

$$M = F_{R1V} \bullet L_2 = 42670 \times 750 = 32006625 \text{ N} \bullet \text{mm}$$

$$T = 9549 \times 10^3 \times \frac{110}{10.9} = 96366055 \text{ N} \bullet \text{mm}$$

3) 按弯扭合成强度条件计算如下:

很显然 b-b 截面为危险截面。

由于弯曲应力 σ_b 为对称循环, 扭转切应力 τ 为静应力, 则 $\alpha=0.7$

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = 43.7 \text{ Mpa} < [\sigma_{-1}] = 355 \text{ Mpa}$$

所以 b-b 截面左侧安全, 显然 b-b 截面右侧也是安全的。

4) 安全系数校核

$$\text{弯曲应力: } \sigma_a = \sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{32006625 \times 32}{3.14 \times 260^3} = 18.5 \text{ Mpa}$$

$$\text{应力幅: } \sigma_a = \sigma_b = 18.5 \text{ Mpa}$$

$$\text{平均应力: } \sigma_m = 0 \text{ Map}$$

$$\text{切应力: } \tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{96366055 \times 16}{3.14 \times 260^3} = 28 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 14 \text{ Mpa}$$

安全系数:

$$S_{\alpha} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{500}{\frac{1.8}{0.8 \times 0.83} \times 18.5 + 0.25 \times 0} = 10$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{350}{\frac{1.6}{0.8 \times 0.89} \times 14 + 0.15 \times 14} = 10.4$$

$$S = \frac{S_{\alpha} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\alpha}^2 + S_{\tau}^2}} = 7.2$$

许用安全系数 $[S]=1.3\sim 1.5$, 显然 $S>[S]$, 故 b—b 剖面安全。

以上计算表明, 轴的弯扭合成强度和疲劳强度是足够的。

3.4.4 轴承选用

1) 轴承选型

考虑驱动轴在的较大弯矩作用下会产生弯曲变形, 且不易与减速机严格保证同心, 故选用承载能力大并有自动调心功能的调心球轴承。其基本参数如表 3-2。

2) 工作情况分析及寿命计算

提升机驱动轴轴承主要承受径向载荷, 轴向载荷很小并可以忽略中等冲击。其当量动载荷为:

$$P = f_p F_R = 1.5 \times 42.6 = 63.8 \text{ KN}$$

式中: f_p ——载荷系数, 中等冲击取 $1.2\sim 1.8$ 。

其寿命为：
$$L_h = \frac{16667}{n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^\varepsilon = \frac{16667}{10.9} \times \left(\frac{152}{63.8} \right)^{\frac{10}{3}} = 27521h$$

式中： ε ——轴承的寿命指数，滚子轴承 $\varepsilon=10/3$ 。

故驱动轴轴承的工作寿命为 27521 小时。

表 5.2 轴承基本参数

基本尺寸 /mm			额定载荷 /KN	
d	D	B	C_r	C_{or}
275	320	80	152	63.5

3.4.5 驱动链轮键的设计校核

由驱动链轮轴的直径 d 为 290mm，文献 《机械设计手册》，由表 9-4 可知，应取键的宽 b=70mm，高度 h=36 mm 的普通平键，键的材料应选 45 钢，由于键所受载荷性质为轻微冲击，由表 9-3 可知 $[\sigma_c]=110\text{ MP}$ ， $[\tau]=90\text{ MP}$ ，键连接工作面的强度校核如下：

$$\sigma_c = \frac{T}{dkl} = \frac{96366055}{290 \times \frac{36}{2} \times (280 - 70)} = 87Mpa < [\sigma_c]$$

$$\tau_c = \frac{T}{dbl} = \frac{96366055}{290 \times 70 \times (280 - 70)} = 22.6Mpa < [\tau]$$

式中： T— 传递的转矩 （N·mm）

d— 轴的直径 （mm）

1—键的工作长度，A 型（mm）， $l=L-b$ （mm），b 为键的宽度。

5.12 壳体的设计

查《运输机械设计选用手册》表 14-61

提升高度 $H=20.64\text{m}$ ，斗提机高度为 23.74m ，链斗组数量 68，轮廓高度 $L=26.72$ ，重量（不含传动装置） 32914kg 。

查表 14-50 THG 型斗提机轮廓尺寸

$H=20\text{ m}$ $t=756\text{mm}$ $A=2751\text{mm}$ $C=2854\text{mm}$ $P=1059\text{mm}$ $E=2600\text{mm}$

查表 14-51 THG 型斗提机安装尺寸（mm）

$B=1250$	$Q=1145$	$a=710$	$u_1=35$
$D=1250$	$R_1=2173$	$u=60$	$n_1=3$
$F=1550$	$T=3505$	$a_1=200$	$a_2=90$
$G=2600$	$X=2850$	$n_2=7$	$b_1=200$
$L=2200$	$Y=1900$	$b_2=110$	$b_3=1550$
$J=1000$	$R=1970$	$b_4=90$	$b_5=190$
$K=1850$	$W=800$	$n_3=6$	$b_6=1250$
$M=1560$	$W_1=960$	$d=1000$	$d_1=1500$
$N=3000$	$F_1=1710$	$c=855$	$c_1=1000$
$L_1=1950$	$V\text{ min}=1000$	$q_1=M30$	$q=\phi 18$

总 结

通过这次的毕业设计，我对斗提机这种机械产品有了进一步的了解。在老师的指导下，我亲历了斗提机的整个设计过程。在亲身体验的过程中，我回顾了大学中学过的很多内容，对这些内容有了更深入的了解。对在机械设计过程中要掌握的技巧和方法有了更多的了解。锻炼了专业技巧。除了在专业技术方面上的提升，我还学会了在做人的处事上应有的严谨、务实的态度。培养了合作精神，增进了同学间的了解。

致 谢

首先，我要感谢河南理工大学万方科技学院，感谢机械系对我四年的培养，让我学到了许许多多的知识，感谢各位老师在这四年里对我的关怀与照顾，在此致以我深深的谢意。

本论文从选题到最后定稿成文，本校李新老师一直给予了悉心指导，李老师那种严谨求实的作风，广博深邃的洞察力，孜孜不倦的开拓精神和敬业精神令我深受启迪和教益，谨向我的指导老师李建华老师致以深深的谢意。

我国古代有句成语叫做“管中窥豹，略见一斑”，本说明也正是从机械的设计入手，对都提及的设计有关理论问题进行了分析和探讨。但是，由于笔者水平有限，在理论的描述、资料的运用等方面难免有不妥、不深，不周之处，有些观点也尚欠成熟，敬请各位老师批评指正。

最后，我还要向所有曾经帮助过我的同学和朋友们致敬。你们的鼓励和帮助永远是我前进的动力。

参考文献

- (1) 《运输机械设计选用手册》编辑委员会 编《运输机械设计选用手册》化学工业出版社 1999 年 1 月
- (2) 吴宗泽 罗圣国主编 《机械设计课程手册》 高等教育出版社 1996 年 4 月
- (3) 中国纺织大学工程图学教研室等编 《画法几何及工程制图》第四版上海科学技术出版 1982 年 6 月
- (4) 濮良贵 纪名刚主编《机械设计》第七版 高等教育出版社 2001 年 6 月
- (5) 贾耀卿主编 《机械零件手册》中国标准出版社 1995 年 9 月
- (6) 中国农业机械化科学研究院 编 《实用机械设计手册》上册 1985 年 7 月
- (7) 秦曾煌主编 《电工技术》第五版 高等教育出版社 1998 年 5 月
- (8) 汪恺主编 《机械设计标准应用手册》第三卷 机械工业出版社 1996 年 10 月
- (9) 周风云 主编 《工程材料及应用》 华中理工大学出版社 1999 年 10 月
- (10) 章宏甲 黄谊主编 《液压传动》 中国工业出版社 2000 年 9 月

(11) 葛伟亮 贺力勤编著 《电磁控制元件》北京理工大学出版社
2001 年 11 月

(12) 廖念钊 古萤庵 莫雨松 李硕根 杨兴俊编 《互换性与技术测量》第四版中国计量出版社 2000 年 1 月

(13) 李丙才, 杨青年, 颀振群《斗式提升机的设计》 《甘肃工业大学学报》2000 年第 26 卷第 2 期

(14) 李坤山, 张在美《斗式提升机设计改进》 中国建材报
2006-08-08

(15) 赵军 《斗式提升机的改进设计》 《中国油脂》 2007 年 12 期

(16) 卢景德 《斗式提升机传动方式的选择》 《新世犯水泥导报》
2008 年 05 期

附 录

外文资料与中文翻译