

带式输送机的传动理论与设计计算

孙可文 著



煤炭工业出版社

248516

S93

带式输送机的 传动理论与设计计算

孙可文著



煤炭工业出版社

内 容 简 介

本书着重介绍了多滚筒驱动时带式输送机设计的一般规律问题、负荷平衡问题、线摩擦传动的理论与计算问题、平面上和空间内的交向运行时的布置计算问题。它可作为从事于带式输送机工作的技术人员的设计参考书和矿业院校本科生、研究生的教学参考书。

责任编辑：翟 刚

DW01/15

带式输送机的传动理论与设计计算

孙 可 文 著

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平门北大街15号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

开本 $850 \times 1168\text{mm}^1/32$ 印张 $9^{1/4}$

字数244千字 印数1—2,850

1991年2月第1版 1991年2月第1次印刷

ISBN 7-5020-0478-5/TD·435

书号 3258

定价 4.70元

前 言

本书是以作者所发表过的有关带式输送机方面的论文和获奖科研项目为基础撰写的。在写作过程中,为了组成有机联系的整体,也增加了一些尚未发表的内容。

本书例题4-2的插图由史策昭工程师设计、绘制;其他所有插图的设计、绘制和全部文稿的誊清、校对,都是由孙莲君助理工程师完成的。

带有凹弧段的线摩擦传动一节中的部分内容是由工学硕士梁兆正同志根据作者的思路推导整理而成,但其中“承载胶带与驱动胶带侧边至少不能同时出现松弛现象”这一影响曲率半径的条件完全是梁兆正同志的思路。

为了证实、验证本书的一些理论问题,作者作了大量的测定与实验工作,先后参加此项工作的有史策昭、李玉鲁、田如臣诸位工程师,朱路群实验员,工学硕士于岩讲师和硕士研究生肖林京;在现场的大量测定工作得到了淄博矿务局西河煤矿,新汶矿务局协庄煤矿和张庄煤矿,大同矿务局白洞煤矿的许多技术人员和工人师傅的实际参加和大力协助。

贺世芳工程师、工学硕士于岩讲师、工学硕士李云海工程师为作者提供了许多资料,使得作者得到启发,对完成本书的撰写很有助益。

本书得以顺利完成,是与得到上述许多同志的帮助分不开的。在此,谨致以衷心感谢。

孙 可 文

目 录

绪 论	1
第一章 带式输送机的传动理论	5
第一节 单驱动滚筒的摩擦驱动	5
一、摩擦驱动力	5
二、摩擦制动力	8
第二节 多滚筒驱动的传动理论	8
一、多滚筒驱动时牵引力的名义配比	10
二、多滚筒驱动时,各滚筒出力的理论基础	14
三、多滚筒驱动时,各驱动滚筒的牵引力	19
四、刚性联系双驱动滚筒的牵引力分布与电动机负荷 分配规律	20
五、影响牵引力配比的因素	25
六、多滚筒驱动时牵引力的调节	28
第二章 带式输送机设计计算的基本原理	34
概述	34
第一节 主要参数的确定	35
一、带速、带宽与输送能力间的关系	35
二、胶带的许用张力	38
三、花纹胶带的构形理论	42
四、滚筒参数	52
五、托辊与托辊组参数	59
第二节 选用计算	82
一、输送机系统的初步确定	82
二、阻力与阻力计算	86
三、张力与牵引力计算	92
四、电动机功率与制动力	94
五、动负荷的验算	95

六、例题2-3, 采矿场地面爬坡输送	96
七、下坡输送计算特点	105
八、例题2-4, 采区上山输送(下坡输送)	106
第三章 带式输送机的线摩擦驱动	112
概述	112
第一节 线摩擦传动的基本理论	116
一、牵引型线摩擦传动的机理	116
二、用Slip-Stick效应探讨承载胶带与驱动滚筒的 速度关系	121
三、非满载时辅机驱动段上两带间的速度关系分析	123
四、承托型线摩擦传动机理简介	125
五、带有辅机的带式输送机张力分布	126
第二节 直线摩擦驱动设计计算原理	126
一、带有辅机的带式输送机系统的布置原则	126
二、基本符号与计算公式	128
三、辅机长度、台数与胶带张力	129
四、负荷平衡计算	132
五、启动与制动的投入顺序	137
六、例题3-1, 采用线摩擦驱动的爬坡带式输送机输送	137
七、下运线摩擦驱动的设计计算特点	144
八、例题3-2, 采用线摩擦驱动的下坡带式输送机输送	146
第三节 带有凹弧段的线摩擦传动	155
一、驱动状态时按力的平衡计算曲率半径	156
二、制动状态时按力的平衡计算曲率半径	159
三、曲线起始点位置的确定	161
四、按驱动胶带不飘带计算曲率半径	162
五、按两胶带至少有一个侧边出现松弛现象所定出的 曲率半径	169
六、曲率半径 R 一定时曲线段的摩擦驱动力	169
第四节 带有凸弧段的线摩擦传动	175
一、驱动状态时承载胶带输出的牵引力	176
二、制动状态时承载胶带输出的制动力	177
第四章 带式输送机的变向运行	179

概述	179
第一节 铅垂面上的变坡运行	182
一、凸曲线变坡	182
二、凹曲线变坡	194
第二节 平面转弯	214
一、实现转弯的措施	214
二、转弯曲率半径的确定与转弯处阻力的计算	217
三、胶带运行中的自动对中调节与有关参数的选择	229
四、转弯所受限制与采取的措施	238
五、回空分支胶带加压辊时尺寸计算	241
六、曲线段阻力	244
七、例题4-2, 某煤矿西顺槽带式输送机转弯运行设计	244
第三节 定坡转弯运行	258
一、按力的平衡规律确定定坡转弯的曲率半径	258
二、其他几个问题	267
第四节 凹变坡转弯运行	268
一、几何模型	268
二、两曲率半径与角度间的关系	272
三、两曲率半径与力学平衡关系	273
四、曲率半径的计算	276
五、安装尺寸的标定	278
第五节 凸变坡转弯运行	283
一、两种曲率半径间与角度间的关系	283
二、两曲率半径与力学平衡关系	284
参考文献	287

绪 论

带式输送机是当代最为得力的输送设备之一，在整个输送机范畴中，它是应用最为广泛的一个“家族”。作为整机，正在向大运量、大运距、大倾角和广泛的适应性能方向发展；作为零部件，也正在向高性能、高寿命、低能耗方向发展。因此，在国内、外有愈来愈多的人从事于带式输送机各个方面的研究，这是适应生产发展的必然现象。本书的出版也是为了在带式输送的发展方面有所贡献。

本书在单滚筒传动方面，对于备用弧段的存在与变化作了进一步的证明；在双滚筒传动方面，在前人研究成果的基础上，对两驱动滚筒的负荷分配方面找出了其本质上的规律。三个及三个以上的多滚筒传动时的负荷分配，在国内外尚未有见到系统的论述，本书解决了在此等条件下的负荷分配规律，这对于设计工作和调节负荷分配将起到重要作用。

在整机的选用设计方面，本书也在前人研究的基础上进一步作出了一些贡献：①在托辊组中托辊的纵向布置方面，解决了等垂度托辊距的简便计算问题和端部托辊距的计算问题。前者对于降低胶带强度有重要的意义，因为在输送机的一部分长度上采用等垂度托辊距将使胶带张力不受托辊间的垂度的限制；后者研究的人很多，作者证出了自己的公式。②在托辊组中托辊的横向布置方面，本书指出了加大成槽角将有利于适应倾角的增大和转弯运行时可有助于减小曲率半径和胶带的对中调节，同时也为解决加大成槽角而又不致使胶带产生纵向断裂而提出了两短两长的四托辊托辊组方案。从理论上分析了加大成槽角所受到的限制。③国内外有多种花纹胶带，但花纹构形有很大的随意性，致使效果不佳。本书从理论上解决了花纹形状与适应倾角的关系问题，使

得花纹设计有助于较理想地扩大适应倾角并更加合理。④本书首次采用了线阻力、线输出牵引力和线输出制动力（即每米长阻力、每米长输出牵引力和每米长输出制动力）的概念。这是作者在教学过程中深感输送机理论探讨的困难而提出的一个概念，这将对带式输送机的理论研究产生一次飞跃。因为没有它，将无法解决一些复杂问题和找出其解析关系。⑤本书在选用设计方面仍然采用“逐点算法”的方法。作者认为这种方法既严格，逻辑性又强。但在用以解决牵引力与张力关系问题时，不是引用相遇点张力与分离点张力的关系，而是导出了牵引力与分离点张力的关系，这对于解决多驱动滚筒驱动时的张力计算将起到关键的作用。

本书并非选用设计手册，但为了应用本书于初步设计和总体设计的便利，也列入了一部分主要表格和必要内容。

本书所重点探讨的是第三章“带式输送机的线摩擦传动”和第四章“带式输送机的变向运行”。

线摩擦传动（即驱动胶带对承载胶带的传动，或称带条驱动）是当前带式输送机中间驱动比较成功的一种传动方式（此外可用于生产的还有胶轮驱动）。本书已经指出，线摩擦传动是一种辅助传动方式，不能独立应用。但是，对于任何一种强度的胶带，采用这种辅助传动方式之后，总能在很大程度上增大其吨公里输送能力，因此，其作用是任何一种端部传动所不能代替的。相对而言，驱动滚筒与其所驱动的胶带之间的关系可视为刚体与弹性体（或粘弹性体）间的关系，这正是现有传动理论的前提；但驱动胶带与承载胶带之间的关系则视为弹性体（或粘弹性体）与弹性体（或粘弹性体）间的关系。本书正是在后者的前提下建立了线摩擦传动的理论，找出了传动规律，并在此基础上建立了带有线摩擦传动装置（简称辅机）带式输送机的选用与布置设计的设计计算方法与程序，不但解决了辅机的长度问题，也解决了辅机的数量、位置以及各驱动滚筒的负荷分配问题。对于含有变坡部分线路的线摩擦传动设计，本书也进行了探讨。因此，

无论是含有凸变坡曲线的线摩擦驱动段，还是含有凹变坡曲线的线摩擦驱动段，只要掌握了本书的理论，均可进行设计。但是，线摩擦驱动段不能设在任何转弯曲线处。

关于变向运行，其几何模型都可归结到一个正圆柱体上。凸（凹）曲线变坡是布置在将正圆柱体铅垂劈开的铅垂平面上（这提法稍有勉强），平面转弯是沿柱面的切线方向，定坡转弯是柱面螺旋线，凸（凹）变坡转弯是将凸（凹）变坡曲线包在正圆柱面上。本书所建立的变向运行理论均基于这一几何模型。

凸、凹曲线变坡运行已有许多计算公式。但是，在实践中，有的凸曲线处产生胶带两侧下滑、中轴线隆起的现象，许多的凹曲线在启动时或制动时产生飘带现象，这说明现有计算方法还是存在问题的。本书通过理论分析提供了相应的计算公式。其中关于中间隆起的问题可归结为托辊组的前后中间托辊间胶带的压曲稳定性问题。文献〔41〕的作者将其视为薄板来研究，建立了临界压力的公式。在本书中是将该临界压力引入而建立起相应的凸曲线曲率半径公式，这是需要说明的。如果按照本书提供的公式计算，将不会再出现飘带现象与中间隆起现象。

带式输送机的转弯问题是带式输送机发展到当代，为扩展其使用领域并取得技术与经济上的最佳效益而需迫切解决的问题，这是扩大带式输送机的适用范围的重要方面。带式输送机的平面转弯是50年代末在我国首先出现的，直到70年代末，经历了20年的时间才实际应用于生产上。但在国外，出现于60年代初，却逐渐在生产中应用起来，70年代已经比较普遍。出现这一差距的原因就是我们的理论研究工作没有跟上，布置设计问题没有解决。在本书中对现有技术措施进行了理论分析，解决了曲率半径计算问题，并从理论上论证了带式输送机在转弯运行时可自动对中调节而不致跑偏的问题，从而使曲率半径的选取建立在严格计算的基础上，并且使得输送机的结构也较国外的更加简单。

定坡转弯曲线与变坡曲线相组合，可以解决任何转弯与变向问题，所以定坡转弯的研究也是必要的。本书解决了这一问题，

而且当倾角等于零时，变坡转弯曲线的计算公式就正好成为平面转弯的计算公式。

从原则上说来，既然定坡转弯曲线与变坡曲线相组合可以解决任何转弯与变向问题，似无必要再研究变坡转弯的问题。但是实际上，在实践中变坡转弯往往受到空间的限制，在这种条件下，变坡转弯的研究也就成为必要的了。

在本书中提出了他激直流电动机电枢串联来解决普通带式输送机负荷调节的方案。这种方案本来是用在他激电动机拖动的钢丝绳牵引带式输送机上的，并非作者的创见，作者对其进行了理论分析，证明了其调节效果在理论上是成立的，并证明其可用于普通带式输送机。由于作者在电的方面比较生疏，所作分析难免失之偏颇，有待海内同仁作进一步的探讨。

由于作者水平有限，加以时间仓促，疏漏谬误之处在所难免，尚祈读者诸君指正。

作者

谨识于山东矿业学院

1990年2月

第一章 带式输送机的传动理论

第一节 单驱动滚筒的摩擦驱动

一、摩擦驱动力

视胶带为弹性体，并忽略掉以下因素：

- (1) 胶带带芯的厚度；
- (2) 胶带与滚筒相接触部分胶带的质量；
- (3) 胶带在相遇点由直变弯和在分离点由弯变直的弯曲应力。

则按欧拉公式有如下关系：

$$S_{y_{\max}} = S_l e^{\mu \cdot \theta} \quad (\text{N}) \quad (1-1)$$

取 $K = e^{\mu \cdot \theta}$ (1-2)

则
$$\begin{cases} S_{y_{\max}} = S_l K \quad (\text{N}) \\ F_{\max} = S_{y_{\max}} - S_l = S_l (K - 1) \quad (\text{N}) \end{cases} \quad (1-3)$$

上诸式中的量符号取下列下角标：

y ——相遇点；

l ——分离点；

$\max$ ——最大值。

上诸式中采用如下符号：

θ ——胶带在滚筒上的总包角，rad；

μ ——胶带与滚筒间的摩擦系数；

e ——自然对数之底；

S ——胶带张力，N；

K ——牵引系数；

F ——牵引力，N。

在牵引力为最大值时，相遇点张力 S_y 达到最大值 $S_{y_{\max}}$ 。张

力是按指数函数 K 的倍数增加的。当 $S_{y\max} > S_y > S_i$ 时，张力的分布规律又如何呢？И·Е·ЖУКОВСКИЙ 证明出 θ 弧段可分为两部分：

$$\theta = \alpha + \lambda_b \quad (\text{rad}) \quad (1-4)$$

其中 α 是滑动弧，是传递牵引力的。当转角为 α 时， $S = S_y$ ，于是牵引力为：

$$F = S_y - S_i = S_i(e^{\lambda_b \cdot \alpha} - 1) \quad (\text{N}) \quad (1-5)$$

式中 $S_y = S_i e^{\lambda_b \cdot \alpha}$

在此弧段上，张力同样按指数函数 $e^{\lambda_b \cdot \alpha}$ 的倍数增加。由于胶带为弹性体，张力减小时，其伸长也在减小，故胶带由分离点向相遇点方向在驱动滚筒上逆运行方向蠕动。

λ_b 是静止弧，在此弧段上张力没有变化，所以不传递牵引力，胶带与滚筒间是相对静止的。负荷增大时，式(1-4)中的 α 将增大，因 θ 一定，故 λ_b 将减小，但至多为 $\alpha = \theta$ ， $\lambda_b = 0$ 。此时，在相遇点，胶带仍与滚筒保持相对静止。若式(1-5)中的 $\alpha > \theta$ ，则所需牵引力大于可能牵引力，在相遇点也不能保持相对静止，胶带将在驱动滚筒上打滑，不但牵引力因摩擦系数降为动摩擦系数而减小，且因打滑产生的热量还将迅速烧坏胶带。

И·Е·ЖУКОВСКИЙ 的证明〔3〕是不严密的。在他的证明中，静止弧与滑动弧的交接点的选定是任意的。倘若我们将该点选定在相遇点，就没有了静止弧；而若将该点选定在分离点，也就没有了滑动弧。这两种弧段的存在，我们将在后面作出证明。

现代研究证明，滑动弧并非单纯蠕动，而是存在一种 slip-stick 效应（滑-粘效应）〔1〕、〔2〕，此弧段确切名称应为利用弧；静止弧上并非没有张力的变化〔2〕，此弧段确切名称应为备用弧。但不论其工作机理如何，利用弧与备用弧的功能依然成立，所以上列公式依然可以用于计算。关于 slip-stick 效应，后面将在适当的地方再作简要介绍。

考虑到起动时所需牵引力较大和其他不稳定因素，故在设计时取备用系数为：

$$C_0 = \frac{F_{\max}}{F} \quad (1-6)$$

胶带可容许的额定静牵引力为：

$$F_e = S_e - S_i \quad (\text{N}) \quad (1-7)$$

上诸式中：

S_e ——本应为胶带的相遇点张力，但取为胶带的许用静张力，N；

F_e ——胶带所容许的牵引力，称为额定静牵引力，N；

C_0 ——备用系数，在采用自动拉紧时取 $C_0 = 1$ ，否则取 $C_0 = 1.2 \sim 1.5$ 。

在本书中，一般均按静态考虑，故静张力与静牵引力均简称张力与牵引力。

于是额定牵引力与分离点张力的关系为：

$$F_e = \frac{K-1}{C_0} S_i \quad (\text{N}) \quad (1-8)$$

胶带许用静张力与分离点张力间的关系为：

$$S_e = F_e + S_i = \frac{(K-1) + C_0}{C_0} S_i \quad (\text{N}) \quad (1-9)$$

额定牵引力与许用静张力间的关系为：

$$F_e = S_e - S_i = S_e - \frac{C_0}{(K-1) + C_0} S_e$$

$$\text{或} \quad F_e = \frac{(K-1)}{(K-1) + C_0} S_e \quad (\text{N}) \quad (1-10)$$

由上诸式可见，增大牵引力的基本措施是增大 S_i 、 μ_0 、 θ 。采用自动拉紧时， C_0 可取为 1，从而在 K 与 S_e 一定时也可增大稳定运行牵引力。为了增大 μ_0 ，可采用木质的、橡胶的或其他合成材料作衬垫敷在驱动滚筒上。但 μ_0 的增大是有限度的。增大 S_i ，在所需 F_e 较小而 S_e 较大的条件下是容许的。但在许多条件下，由于 S_e 较小，恰恰是增大 K 和降低 S_i ，以提高牵引力，所以这不是好的方案。增大 θ 是一个好办法，但单驱动滚筒包角的最大极限为

$\theta < 1.5\pi$ 。因此,在许多情况下,为增大 θ ,可采用2个或多个驱动滚筒驱动。

二、摩擦制动力

在电动机作为发电制动运转状态时,驱动滚筒是作为产生制动力的滚筒而存在的。此时的滚筒是作为阻力很大的从动滚筒出现的,应该叫制动滚筒。为统一起见,有时也叫驱动滚筒,只不过它产生的是制动力或是负牵引力。

欧拉公式(1-1)的导出仅仅是考虑紧边与松边张力的关系,所以也可用于产生制动力的驱动滚筒而存在如下关系:

$$S_{imax} = S_y e^{\mu \theta} \quad (\text{N}) \quad (1-11)$$

在 $S_{imax} > S_t > S_y$ 的条件下,也同样存在利用弧与备用弧。备用弧在相遇点附近,利用弧上的胶带张力是逐渐增大的,稳定运行的条件是:至少在相遇点胶带与驱动滚筒同步运行;当利用弧 α 大于总包角 θ 时,即当所需制动力大于滚筒可能产生的制动力时,胶带将在驱动滚筒上打滑,不能稳定运行。

设 F_T 为制动力,按制动力的定义,有如下一组公式:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{Te} = S_e - S_y \\ F_{Tmax} = S_{imax} - S_y = S_y(e^{\mu \theta} - 1) \\ K = e^{\mu \theta} \\ F_{Te} = \frac{(K-1)}{C_0} S_y \\ S_e = \frac{(K-1) + C_0}{C_0} S_y \\ F_{Te} = \frac{(K-1)}{(K-1) + C_0} S_e \end{array} \right. \quad (1-12)$$

第二节 多滚筒驱动的传动理论

两个及两个以上的驱动滚筒的驱动系统叫多滚筒驱动系统。

在多驱动滚筒驱动时,人们对牵引力在各驱动滚筒上分配的规律的认识有一个发展过程,后人都在前人研究的基础上作了发

展。И.Е.ЖУКОВСКИЙ 曾简单地认为〔3〕：在双滚筒驱动时，其中一个滚筒上的包角可看作是另一个滚筒上包角的延续。文献〔4〕第一次论证了具有刚性联系的双滚筒驱动与两滚筒分别驱动是有区别的，前者符合И.Е.ЖУКОВСКИЙ所作的描述，后者将各有自己的静止弧，其负荷分配与电动机特性和胶带的弹性有关。文献〔5〕导出了两滚筒分别驱动时的牵引力配比的实际公式。虽然文献〔5〕有着明显的不足，但它首先阐明了牵引力的实际配比并不是依赖于各滚筒的摩擦条件，而是决定于电动机的特性、滚筒曲率半径和胶带刚度等其他一些因素，因此文献〔5〕也是有贡献的。尔后其他一些学者也作了这方面的探讨，例如〔6〕、〔7〕、〔8〕。

即使是刚性联系的双滚筒驱动，也并非全是包角延续的问题，由于驱动滚筒曲率半径的不同而呈现出一些复杂的情况，这一点文献〔7〕中也已简单地提出，只是没有证明。

三个或更多个驱动滚筒串联驱动时的牵引力分配，过去还没有得到应有的分析。三滚筒驱动时如何调节其牵引力的配比的文献还是有的，但是如果不了解其牵引力分配的规律和影响的因素，则调节是困难的，甚至在驱动滚筒较多时，调节是不可能的。

因此，研究多滚筒驱动时负荷分配的规律有着重要的意义。为了讨论问题的便利，兹有如下定义：

每台电动机至其减速器输出轴和驱动滚筒间的联轴器（含）间所有传动部件组成一个单元，叫驱动单元。

驱动装置由驱动滚筒组与驱动单元组成。

因此，每个驱动装置可以有如下的各种组合方式：

组 合 方 式	驱 动 单 元 数	驱动滚筒组中的滚筒数
A	1	1
B	2	1
C	1	2

在方式C中，两个驱动滚筒必须具有刚性联系才能实现。因此，在尔后的讨论中视为一个驱动滚筒。

在方式B中，两驱动单元的电动机必须具有相同的同步转数和额定转差率或可调节至相同的转差率。如此，则可视两台电动机为一台电动机，其额定转矩为两台电动机的额定转矩之和。

经上述简化，B、C方式就均具有A的方式，亦即认为每个驱动装置均由一个驱动单元和一个驱动滚筒组成，这对于尔后的讨论就比较方便。

各驱动装置的牵引力亦即各滚筒的或各电动机的牵引力。所以在尔后的讨论中，所谓每个驱动滚筒按上述含义，至于在B与C这两种条件下负荷分配的特殊问题，将另作讨论。

在采用多滚筒驱动时，可以因驱动滚筒的数量和位置的不同而有各种组合，如图1-1所示。

在本节中，首先讨论各牵引力间的名义配比及因此而导致的额定牵引力 F_e 、胶带的许用张力 S_e 和各种组合的胶带分离点张力 S_d 间的关系，然后再讨论有关牵引力实际配比问题与牵引力的调节问题。

一、多滚筒驱动时牵引力的名义配比

(一) 邻接驱动滚筒的牵引力的名义配比

人为地确定各驱动滚筒的牵引力的比例关系，叫做名义配比。在确定名义配比时是考虑到如下因素：

- (1) 各驱动滚筒的摩擦驱动能力；
- (2) 电动机功率与数量的分配；
- (3) 配比是整数，以便于分配电动机或充分利用其摩擦驱动能力；
- (4) 胶带张力。

设将总牵引力 F 分成 n_t 份，每份牵引力称为单元牵引力 F' 。任一驱动滚筒 i 所分配到的单元牵引力为 n_{ti} 份，则该驱动滚筒的牵引力为 $F_i = n_{ti} F' = \frac{n_{ti}}{n_t} F$ ，则任意两驱动滚筒的牵引力的名义配