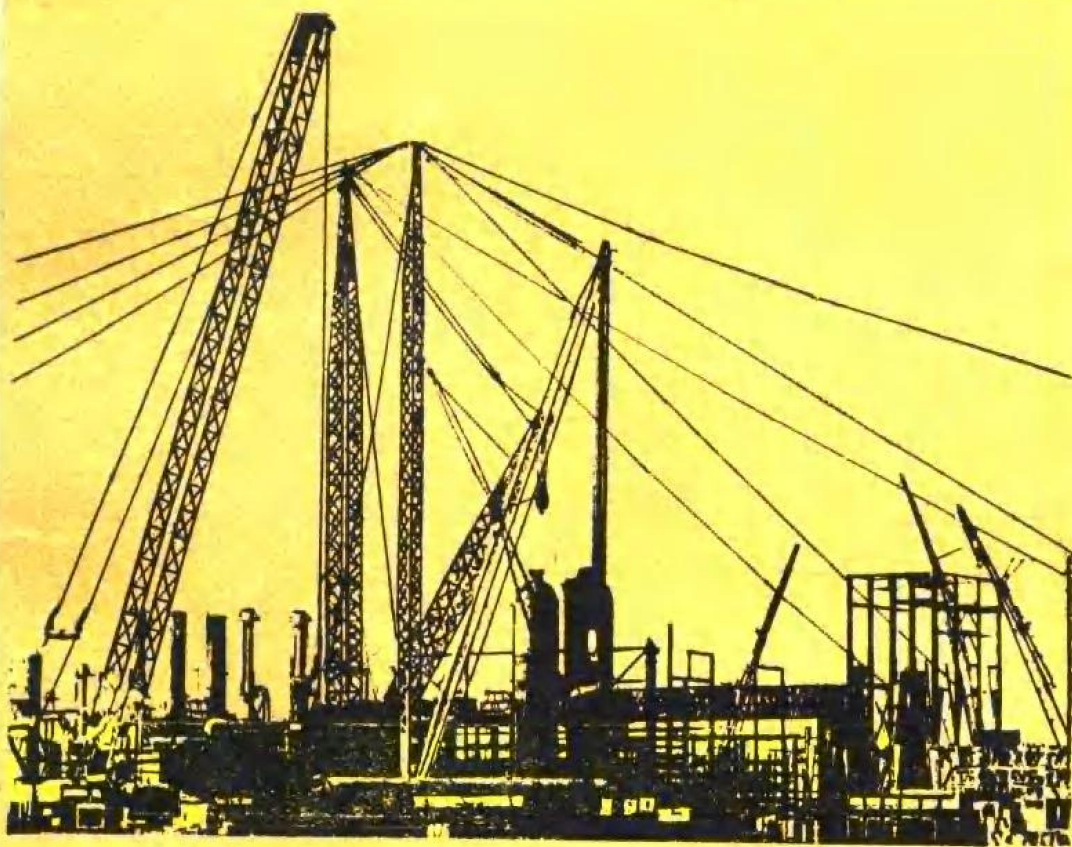


普通起重机和 桅杆起重机

〔美〕H. J. 霍曼 著



机械工业出版社

译者序

一个国家的工业发展是离不开起重机械的。美国工业很发达，能生产和应用各式各样的起重机械，从产品的参数看很齐全，质量上有的也很出色，但作为一门学科，系统地向外界介绍却不常见，这与欧洲工业发达国家不一样，因此，引起译者从事本书翻译工作的兴趣。原书作者着重介绍建筑施工场地上常用的起重机，如桅杆起重机、塔式起重机和移动式起重机等，阐述了它们的主要零部件结构、基本概念；分析了载荷与受力，特别提到抗倾覆稳定性、安装方法和型式选择，还专列一章讨论操作安全和防止事故发生，确实显示出本书的特色和独到之处。

译者认为我国目前正处在四个现代化的建设进程中，本书很有参考的价值，它可作为建筑工程专业用书，亦可供起重机械专业和建筑施工现场的技术人员参考。

本书中有的插图属于地理情况介绍，与本门学科关系不大，故在翻译过程中略去。

本书使用美国习用的单位，后面括号内为国际单位。书中用 ton 代表美吨，即2000lb；缩写 t 代表公吨，即1000kg。附录A列出了各种单位符号及其换算表。

本书由陈道南、郭启扬、盛汉中、杨培芸、徐公正等同志译，王震华同志校订。在翻译过程中曾多次得到北京起重运输机械研究所张遐年和宋扬两位高级工程师的帮助，在此表示衷心的感谢。

限于我们的水平，书中难免有不妥或错误之处，望读者批评指正。

译者

1987年10月

序 言

就象在贝壳中找到珍珠一样，对普通起重机和桅杆起重机真正感兴趣的人将会在本书中找到有用的东西。然而，许多读者却不愿意浪费精力打开过多的“贝壳”。本书既可供初学者从头读到尾，又可供有工作经验或熟悉这些设备的读者选读部分章节。因此本书的读者范围相当广泛，读者完全可根据自己的兴趣来决定如何读此书和如何用此书。

本书前两章介绍各种起重设备的型式及其部件和附件。这两章对初学者来说是基本的，不过，有一定工作经验的读者如能浏览一下，也胜于绕道不读。第一章叙述起重设备通用的机构和附件，但更重要的是介绍了本行业的名词、术语和基本概念；起重设备的基本计算也包括在内。第二章介绍设备本身，叙述基本机构和部件的各种配置对于设备的功能和能力有什么影响。此外，也研讨了尺寸范围、起重量、用途和各种限制。

往下两章讲述操作规范，即一套技术上严格的条件。这套条件规定了普通起重机和桅杆起重机的实际操作，它又与操作安全有密切的关系。其中数学推导能使设计工程师们对普通起重机和桅杆起重机工作过程中发生的情况明确定量；而其他论述能使人们开拓眼界，以便判断各种设备的局限性和危险处。虽然许多读者可以不读这些章节，但至少所有读者必须对这些章节中的概念有一个基本了解。

第三章讨论了在普通起重机和桅杆起重机的工作中明显的和隐蔽的静载荷和动载荷的影响，尤其较深入地研究了风力问题。目前对风的影响，特别对阵风的影响，往往忽视或重视不够。第四章从静力学和动力学的角度研讨了抗倾覆稳定性的物理概念和数学计算。对于常见的起重设备，倾覆是主要事故形式。

随后的几章分别对几种主要设备在安装时必须考虑的问题进行了详述，论述的重点是施工现场和保证生产率和安全所需的措施。论述中既有计算推导，又有文字描述。读者如只对一种型式起重机有兴趣，则对其它几章可以跳过不读，当然最好也浏览一遍。

第五章叙述移动式起重机的安装及在工地和两工地之间的运行。对如何保证起重机的支承和如何确定起重机的工作都给出了计算方法。对不需要了解这些材料的读者，也应该知道这些事情是可以计算的，而不必靠猜想或凭经验估计。

第六章介绍塔式起重机的安装和拆卸。塔式起重机可能是美国人了解得最少的一种起重机，但是随着这种起重机体形的不断增大，使用也越来越普遍，使得人们越来越有必要熟悉其操作和安装技术。

第七章讨论各种型式的桅杆起重机安装细节和标准，包括操作对主体建筑物的影响。当需要时，还列出计算步骤。

结尾的一章讨论了包括所有普通起重机和桅杆起重机的安全和责任问题。重点论述

了如何预防事故的发生和如何制定既能减少事故发生而又能提高生产率的措施。

如果说这本书提供了什么新信息的话，那就是要想用好起重机，就必须事先周密计划。预先计划不仅能减少事故，而且能显著提高生产率，这就说明了预先计划的价值。预先作好计划就能把问题事先提出来并加以解决，不至于让工地施工人员闲在那里等某人去作决定。有了预先计划，送到工地的设备必是合适的，因为工地的需要已事先考虑到，所需的起重量和规格等事先都已计算好。最后一点是有了预先计划后，现场施工人员就不会为了完成任务而不得不蛮干，让起重机去干那些超过其能力的工作。由此就可消除潜在的事故，而设备又能充分发挥生产能力。

我衷心感谢在这本书的写作中曾给我以诚挚帮助的人们。

H.I.夏皮罗

缩写词表

- ACI (American Concrete Institute) 美国混凝土学会
- AISC (American Institute of Steel Construction) 美国钢结构学会
- ANSI (American National Standards Institute) 美国国家标准学会
- ASCE (American Society of Civil Engineers) 美国土木工程师学会
- ASME (American Society of Mechanical Engineers) 美国机械工程师学会
- ASTM (American Society for Testing and Materials) 美国试验与材料学会
- BOCA [Building Officials and Code Administrators International, Inc. (refers to building code)] 国际官方建筑师与规范管理人员协会(有关建筑规范)
- BS (break strength) 破断强度
- CG (center of gravity) 重心
- D/d (ratio of sheave or drum-tread diameter to rope diameter) 滑轮或卷筒槽底直径 \ominus 与钢丝绳直径之比
- EIPS [extraimproved plough steel (wire rope)] 特级优质铅淬火高强度钢(钢丝绳)
- EOT [electric overhead traveling (crane)] 电动桥式(起重机)
- FC [fiber core (wire rope)] 纤维芯(钢丝绳)
- FEM (Fédération Européenne de la Manutention) 欧洲物料搬运协会
- GVW (gross vehicle weight) 车辆总重
- IPS [improved plough steel (wire rope)] 优质铅淬火高强度钢(钢丝绳)
- ISO (International Organization for Standardization) 国际标准化组织
- IWRC (independent wire-rope core) 绳式股芯
- LID (load-indicating device) 载荷指示装置
- MA (mechanical advantage) 滑轮组倍率
- OET [overhead electric traveling (crane)] 电动桥式(起重机)
- OSHA [Occupational Safety and Health Act (U.S., federal)] 职业安全和保健条例
- PRF [preformed (wire rope)] 预成型(钢丝绳)
- RL (rated load) 额定载荷
- RR (rated radius) 额定半径
- SAE (Society of Automotive Engineers) 汽车工程师学会
- SDOF [single-degree-of-freedom system (dynamic)] 单自由度系统(动力学的)
- SI (Système Internationale) 国际单位制
- SM (strength margin or stability margin) 强度安全系数或稳定性安全系数
- TC96 [Technical Committee 96 (Cranes, Lifting Appliances, and Related Excavator Equipment) of the ISO] 国际标准化组织第96技术委员会(起重机、提升设备和有关的挖掘机设备)
- UBC (Uniform Building Code of the International Conference of Building Officials) 国际官方建筑师会议的统一建筑规范
- WSC [wire strand core (wire rope)] 股束钢丝绳(钢丝绳)
- XIPS [extra improved plough steel (wire rope)] 特级优质铅淬火高强度钢(钢丝绳)

\ominus 按第一章中的说明, 此处槽底直径应改为层心直径。——译注

目 录

译者序

序言

缩写词表

第一章 基本概念和零部件	1
1.1 引言	1
1.2 基本起升机构	2
1.3 卷筒、绞车和滑轮	5
1.4 钢丝绳和绳具	12
1.5 基本变幅机构	15
1.6 基本桅杆起重机	21
1.7 额定载荷的概念	25
第二章 普通起重机和桅杆起重机的构造	29
2.1 引言	29
2.2 桅杆起重机	29
2.3 移动式起重机	38
2.4 锤头式和变幅臂式塔式起重机	52
2.5 台座式、门座式和塔座式起重机	60
2.6 桥式和门式起重机	62
第三章 载荷和力	63
3.1 引言	63
3.2 静载荷	64
3.3 动载荷	67
3.4 风载荷	80
第四章 抗倾覆稳定性	103
4.1 引言	103
4.2 移动式起重机	104
4.3 塔式起重机	114
4.4 其它起重机	119
4.5 动稳定性	120
第五章 移动式起重机的安装	130
5.1 引言	130
5.2 转场运输	131
5.3 起升和回转净空	135
5.4 传给支承面的起重机电荷	148
5.5 起重机的支承	160
5.6 起重机的载荷	169
5.7 起重机的定位	170

5.8 起重机的选择	171
第六章 塔式起重机的安装	173
6.1 引言	173
6.2 固定式起重机	175
6.3 爬升式起重机	201
6.4 有轨运行式起重机	213
6.5 安装和拆卸	215
6.6 起重机的载荷	220
6.7 起重机的选择	221
第七章 桅杆起重机的安装	222
7.1 引言	222
7.2 芝加哥吊臂式桅杆起重机	223
7.3 拉索式桅杆起重机	236
7.4 把杆式桅杆起重机	243
7.5 斜杆式桅杆起重机	246
7.6 其它桅杆起重机型式和细节	250
7.7 桅杆起重机的载荷	256
第八章 安全和责任	258
8.1 引言	258
8.2 统计资料	259
8.3 倾覆事故的减少	260
8.4 吊臂在操作室上方事故的防止	268
8.5 钢丝绳破断的防止	270
8.6 塔式起重机的事故	273
8.7 规范和标准	275
附录A 美国常用单位制、国际单位制和其他公制单位的换算	277
附录B 普通起重机和桅杆起重机术语词汇	278
附录C 起重机定期安全检查项目表	284

第一章 基本概念和零部件

所有普通起重机和桅杆起重机都是用来提升和下降重物的，但各自又有一些其他的机械属性。此外，它们在外形、起重量、操作方式、使用强度和成本等方面区别很大。当然它们除需要承受动载荷外，常常也得承受其工作环境引起的载荷，包括风、雪、冰、地震和过高、过低温度的作用。

各种起重设备都要经受多种多样的操作等级：它们可能不得不做点清闲的工作，有时又疲于应付紧张的使用；有的可能设计为长时间负担载荷，但提升次数很少，如用于发电厂；有的可能要完成几百万次的循环工作，如用于钢厂。由于起重机的型式、工作环境和操作等级的多种多样，使起重设备的选择和安装既是一门技术，又是一门科学。

现有的有关普通起重机和桅杆起重机的文献既残缺又稀少。因此本书打算给工程师和建筑管理人员提供一些实用的准则，及一些简化的和先进的用于处理起重机设计的数学工具。本书虽然为现场工作人员提供大量有用的参考资料，但并不是现场工作手册，而是一本提供科室用的参考书，能帮助选择合适的设备，规划任务，加强技术安全和减少责任事故。此外本书还介绍了桅杆起重机的设计方法，普通起重机和桅杆起重机的安装方法，以及起重机一般设计方法。

本书供工程师和有技术基础的起重机和桅杆起重机操作人员和管理人员阅读。专供工程师阅读的部分，用明显不同的字型印出。不需要阅读这部分工程技术资料的读者，即使不读这段，也能连贯地阅读下去。

1.1 引言

制造和安装起重设备用到的工程原理也适用于机械设计和结构设计。拿设计汽车起重机为例，一台典型的汽车起重机拥有一台内燃机，配有驱动几个运动机构的力矩变换器和制动这些运动机构的机械制动器，复杂结构的吊臂、机器平台和车架都要承受变化幅度大的载荷。有些元件必须按照限制挠度的准则来设计，有些要按照控制其工作应力范围的准则来设计，还有些要满足使用寿命的要求。

安装设计也有它的复杂性，必须记住，其载荷与运动都处于三维空间内，并随着时间变化而变化。要特别注意发现那些影响设备支承的最关键的条件，并保证提供足够的净空或保护措施，以防与其它物体碰撞。

一 门新兴的学科

在我们从靠计算尺和凭经验的时代进入电子计算和系统分析时代之时，工程设计正在经历一场静悄悄的革命。

几年前还几乎不可能求解的复杂而庞大的公式和方程组，用便携式计算器和计算机就很容易计算了。过去的工程方法论是为避开那些复杂的解析方法，而倾向于采用数据表、简化的计算方法以及单凭经验来做的方法。

经验估算法是一种基于实践经验的方法，而不是基于数学或科学真理的方法，尽管这是一种典型的过于保守的方法，但有时仍然造成事故。单纯依赖经验估算法设计会既浪费又靠不住。

现在，部分地由于运算能力的进步，再加上材料科学的发展以及施工工地对更大更复杂设备的要求，起重搬运才从一种技艺过渡到更具有科学性的学科领域——起重搬运学。

在这过渡时期，笔者汲取了普通起重机和桅杆起重机的实践经验，对发展和贯彻更科学的起重机设计方法和标准进行评述，并且为之撰稿。但不得不承认，桅杆起重机的设计和起重机的安装多半还是一门技艺，只有从现场去学，别无他法。

1.2 基本起升机构

图 1-1 所示为一套起升装置，一重物悬挂在下滑轮组上，而下滑轮组又被两根钢丝绳（实际上是一根钢丝绳的两段）吊着，挂在上滑轮组下面。因此，每根钢丝绳必须承受重物重量的一半，从而使起升系统获得 2 倍的滑轮组倍率。假如 5 根钢丝绳承受重物，就是 5 倍的滑轮组倍率。滑轮组倍率的大小取决于实际承受载荷的钢丝绳根数。

这些滑轮组里装着滑轮，或叫绳轮，保证从连接在上滑轮组上的钢丝绳到卷筒的钢丝绳是一整根，这样钢丝绳在静力系统中各段受力相同。钢丝绳拉力的值等于被起升的载荷重量除以滑轮组倍率。在图 1-1 中被起升的载荷包括下滑轮组的重量，如果上下滑轮组之间的距离较大，也要把各段钢丝绳的重量计算在内。

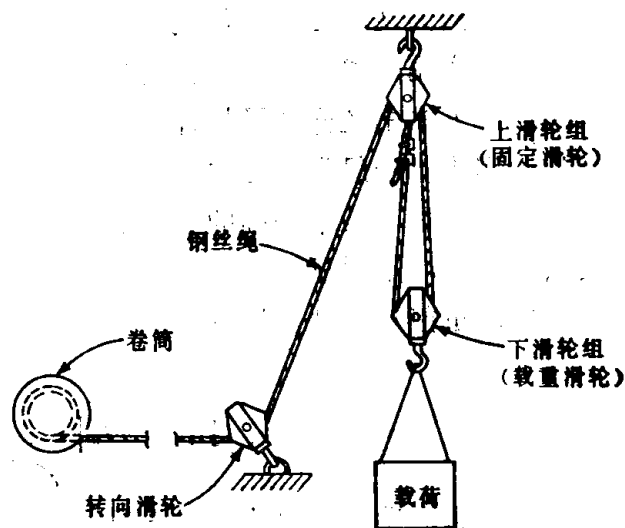


图1-1 基本起重机构

钢丝绳上的拉力也等于卷筒拉住该载荷而需产生的力。

起升机构一运转就产生摩擦效应。摩擦损耗发生在滑轮组轴承中和钢丝绳自身内部。钢丝绳在通过滑轮时编织在一起各股钢丝互相摩擦，造成钢丝绳中的摩擦损耗，以致钢丝绳各段（即上、下滑轮组之间的各段钢丝绳）内的拉力有一些差别。损耗系数在不同的条件下可能相差很大。滑轮装在青铜轴套上时，钢丝绳的损耗系数高达4.5%左右；而滑轮装在精密滚珠或滚柱轴承上时，钢丝绳的损耗系数只有0.9%。滑轮装在普通滚珠或滚柱轴承上时，钢丝绳转向180°的损耗系数的经验值可取2%。

卷筒上钢丝绳的张力在重物起升和下降时是不相同的。这一差别起因于摩擦损耗。如果在绕到卷筒上的那根钢丝绳上装一装置来测量张力，那么张力的这种变化便一目了然。由于滑轮和钢丝绳有摩擦损耗，这种装置的精度也会出现误差，（在载荷指示器行业中，这种损耗被称为“滞后”）。这类指示器通常按起升过程中读数校准，并且把绕

到卷筒上的钢丝绳的张力乘以滑轮组倍率，来表明各段钢丝绳中的张力。如一个起升系统由10段钢丝绳组成，滑轮组都装在青铜轴套上，那么读出后折算的载荷重量会比被起升的载荷的实际重量高出三分之一左右。显然，人们必须了解这种测量装置的局限性，才能放心地使用其输出值。

当卸载后的吊钩要放下时，摩擦和上滑轮组与导向滑轮之间钢丝绳的重量和卷筒质量产生的惯性都会阻止吊钩下降。在这种情况下，机械增益颠倒过来，可以说是机械反增益，所以吊钩上的重量必须超过那一段钢丝绳的重量乘以滑轮组倍率加上克服摩擦和惯性所需的修正量。如果吊钩上的重量轻于该计算值，吊钩便降不下来。如果吊钩重量太轻，吊钩就会自动上升，直至碰到上滑轮组。为了防止吊钩自动上升，必须使下滑轮组有足够的重量，或加吊绳压重（吊绳球），以使整个系统的钢丝绳拉紧。由于吊绳压重在整個工作过程中始终起作用，因此在操作计算中必须考虑，吊绳压重是起升载荷的一部分。

图 1-2 清楚地示出这种基本起升机构，下滑轮组加上较重的侧板，称为夹板，压重用来在空载时拉紧钢丝绳。



图1-2 P&H型R-180越野式起重机

由卷筒引出一根钢丝绳从吊臂上面绕过吊臂顶端的导向滑轮，接着伸进固定的上滑轮组，然后通到承载的下滑轮组

在要求准确地计算钢丝绳载荷的情况下，摩擦损耗应该加以考虑，参见图1-1，设 W 为被吊载荷和下滑轮组的重量， P 为卷筒的拉力， μ 为损耗系数。当起吊时，导向滑轮和上滑轮组之间的钢丝绳受力为 $(1 - \mu)P$ ，起吊载荷的钢丝绳受力分别为 $(1 - \mu)^2 P$ 和 $(1 - \mu)^3 P$ 。当恒速起吊而不是加速起吊载荷时，必须保证

$$P = \frac{W}{(1-\mu)^2 + (1-\mu)^3}$$

当降下载荷时，摩擦效应的方向与起升时相反，故导向滑轮和上滑轮组之间的钢丝绳受力成为 $P/(1-\mu)$ ，那么承受载荷的钢丝绳受力分别为 $P/(1-\mu)^2$ 和 $P/(1-\mu)^3$ ，卷筒的拉力为

$$P = \frac{W}{(1-\mu)^{-2} + (1-\mu)^{-3}}$$

我们可以把上述两个公式归纳为通式，设 n 为承受载荷的钢丝绳段数， m 为上滑轮组与卷筒之间钢丝绳所作的 180° 转弯的次数（把钢丝绳在每个滑轮上的转角加在一起除以 180° 得出 180° 的倍数），那么

$$P = \frac{W}{r} \quad (1-1)$$

式中， r 在起升载荷时为

$$r = (1-\mu)^{m+1} + (1-\mu)^{m+2} + \dots + (1-\mu)^{m+n}$$

在下降载荷时

$$r = \frac{1}{(1-\mu)^{m+1}} + \frac{1}{(1-\mu)^{m+2}} + \dots + \frac{1}{(1-\mu)^{m+n}}$$

例题1-1 一台有4段钢丝绳承受载荷的起重装置，有一个300lb(136kg)的下滑轮组，要起吊15700lb(7121kg)的载荷，如果不计摩擦力，那么卷筒必须产生多少拉力？

如果不计摩擦力，卷筒拉力与钢丝绳的拉力相等。当4段钢丝绳承受载荷时，滑轮组倍率为4，则拉力为

$$P = \frac{15700+300}{4} = 4000\text{lb}(17.79\text{kN})$$

如果把摩擦力计算在内，卷筒必须施加多少力才能起升载荷？放下载荷时卷筒的拉力是多少？假设滑轮装在普通滚珠轴承上，三只导向滑轮引导钢丝绳共转过两个 180° 角。

取 $\mu = 0.02$ ， $m = 2$ ， $n = 4$ ，求出 $1 - \mu = 0.98$

根据 (1-1) 式，当起升载荷时

$$r = 0.98^3 + 0.98^4 + 0.98^5 + 0.98^6 = 3.65$$

$$P = \frac{15700+300}{3.65} = 4384\text{lb}(19.50\text{kN})$$

当下降载荷时

$$r = \frac{1}{0.98^3} + \frac{1}{0.98^4} + \frac{1}{0.98^5} + \frac{1}{0.98^6} = 4.38$$

$$P = \frac{15700+300}{4.38} = 3658\text{lb}(16.25\text{kN})$$

如果导向滑轮与上滑轮组之间的钢丝绳重20lb(9.1kg)，克服卷筒摩擦需要50lb(22.7kg)，那么，在卸载后该系统的钢丝绳能否拉紧？如果不能的话，需加多少吊绳压重？

如果不计滑轮摩擦，欲使下滑轮组下降所必须克服的阻力为 $20+50=70\text{lb}(31.7\text{kg})$ 。如果滑轮组倍率为4，则在下滑轮组上需要 $4 \times 70 = 280\text{lb}(127.0\text{kg})$ 的重量，而下滑轮组自重为300lb(136.1kg)，所以该系统的钢丝绳能拉紧。

如果考虑滑轮摩擦，那么经过两个 180° 角要克服的阻力为 $50/0.98^2 = 52.1\text{lb}(23.6$

kg), 加上钢丝绳重量20lb, 总共需要72.1lb(32.7kg)。在下降时对应的 r 值经计算为4.38, 则拉紧钢丝绳所需重量为

$$72.1 \times 4.38 = 316\text{lb}(143.2\text{kg})$$

这一重量大于下滑轮组的重量, 因此至少需要加16lb(7.2kg)的压重。

实际上采用的吊绳压重应稍高于计算值, 这样做可以允许损耗系数可能取得不精确, 提供克服惯性并产生加速运动所需的重力。如果在计算中不计摩擦损耗, 最好多加些吊绳压重。

1.3 卷筒、绞车和滑轮

一个或几个卷筒装在钢架上, 再装上动力装置和必要的控制装置就称为绞车, 卷扬机或绞盘 (见图1-3)。驱动这种机械的方式, 传动装置和控制系统的种类繁多, 但基本形式由一台带齿轮系的内燃机和两、三个卷筒组成。在发动机和齿轮系中装一个离合器, 且每一个卷筒还装上辅助的摩擦离合器, 它是一条刹车带, 安装在卷筒一端专门加宽的凸缘上, 这样各卷筒可以分别控制。为了更加安全起见, 各卷筒还有一套棘轮机构, 保证自动可靠地锁住卷筒, 防止卷筒反转和意外地将钢丝绳放出。当掣爪撑着棘轮时, 卷筒即被卡住。

当准备工作就绪时, 司机开动绞车发动机, 然后把主离合器合上。为了提升重物, 司机合上相应的卷筒上的摩擦离合器。当卷筒卷钢丝绳时, 掣爪自动脱离棘轮。通常在提升重物前调节发动机油门来控制速度, 以便一边逐步合上摩擦离合器一边脚踏刹车来控制加载的加速度。要停止提升时, 就松开摩擦离合器, 踏脚刹车。如载荷必须悬挂一段时间, 就要把卷筒卡住。

要放下载荷, 只要摩擦离合器稍一合上, 掣爪就马上松开, 下降过程由脚刹车控制。

如果司机准备离开岗位, 务必把重物放在地上, 使各卷筒的掣爪撑住, 松开摩擦离合器和主离合器, 关掉发动机。

虽然放在地上的重物不再有坠落的危险, 但如果发动机还在运转, 主离合器仍合上, 机器就有潜在的危险。只要不当心合上摩擦离合器, 吊钩就会升起。只要摩擦离合器部分合上或稍一合上, 就会使掣爪松脱, 引起吊钩下落。

液压驱动绞车和某些电动绞车可以安装自动制动系统, 正常情况下它是合上的。当升降信号发出时, 电流流到卷筒的触发器, 将制动闸松开, 这些绞车不使用掣爪。某些特殊绞车通过斜撑离合器将制动闸连接在卷筒上, 起吊时斜撑离合器就让制动闸合上。当摩擦离合器松开时, 斜撑离合器合上, 松开原来闭合的制动闸。离合系统和制动系统的变化可以说是无限的。

通常, 在桅杆起重机和移动式起重机 (除液压起重机) 的绞车上, 每个卷筒上都安装摩擦离合器, 下降按自由下落操作, 由刹车控制, 如果装有变矩器, 则由反向滑动量来控制。在操作大载荷或降落高度大时, 刹车过热可能非常严重, 需作冷却停顿。从事这类工作的安装承包者通常订购带有加大尺寸制动带和变速箱油冷却器的绞车来担负这种艰巨的工作。

还有一种选择, 移动式起重机的绞车可以装备动力下降装置, 塔式起重机通常装有

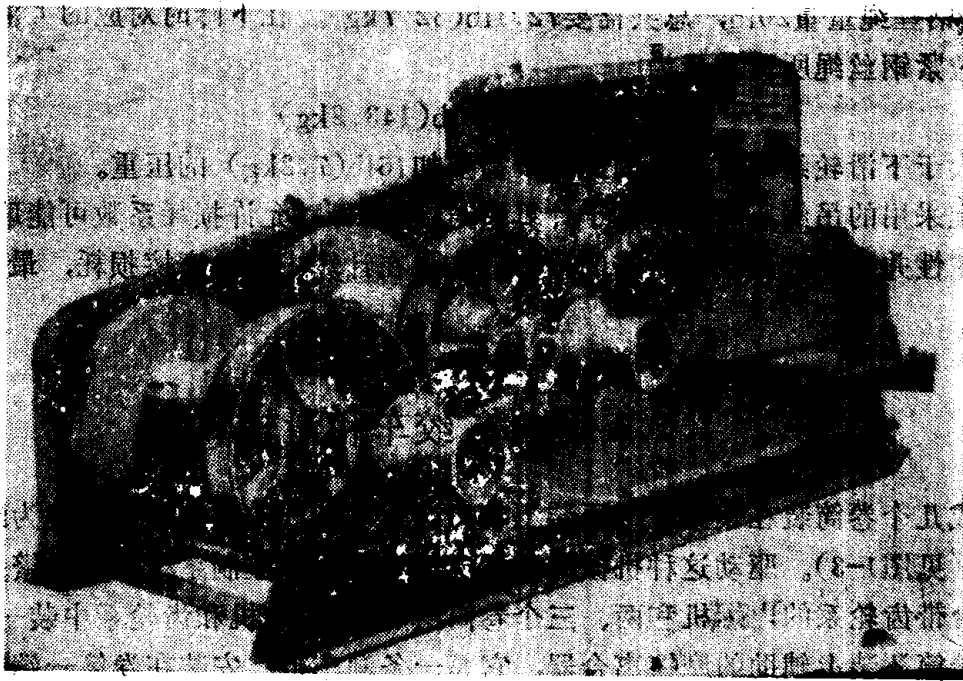


图 1-3

a) 配有变压器的三卷筒汽油机绞车 b) 棘轮机构在卡住状态的图

控制自由下落的电动绞车，动力下降能较好地控制载荷，用于精密操作。

绞车卷筒

卷筒将驱动力传递给钢丝绳，不过在许多场合，它还作为储存器将暂时多余的钢丝绳卷绕并储存起来。钢丝绳沿着卷筒的整个外圆卷绕一周称为一圈。钢丝绳螺旋地缠绕在卷筒上，从一端的法兰绕到另一端的法兰（见图1-4）。这样一圈圈缠满卷筒称为一层。如果缠了一层还需继续卷绕，钢丝绳便往回，朝开始端法兰缠绕第二层。在正常使用的绞车中，卷筒缠满钢丝绳时，法兰边必须高出钢丝绳最外一层的表面。虽然有些权威人士建议至少高出钢丝绳 $0.5in(12.7mm)$ ，但把最小高出量定为一根钢丝绳的直径

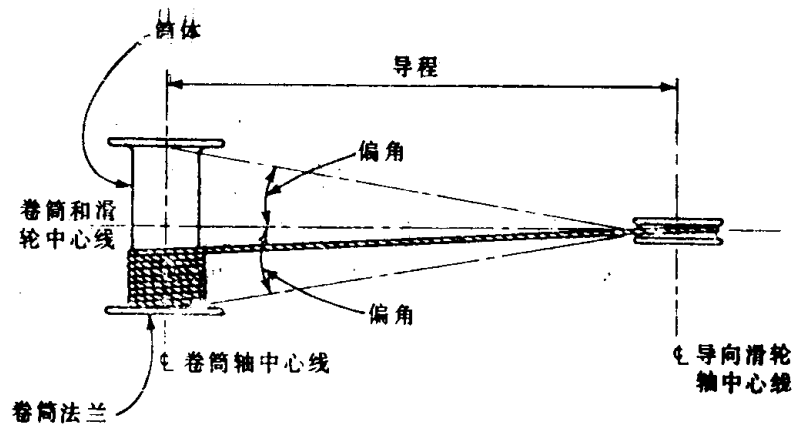


图1-4 卷绳偏角

似乎更合理而更可靠些。加拿大则建议为 2 in(50mm)。

法兰边高出缠满钢丝绳的卷筒是保证钢丝绳不滑出卷筒的必要防护措施。当钢丝绳绕上最上一层时，前一圈的钢丝绳就把卷入的钢丝绳朝法兰挤压，到达法兰时，钢丝绳与法兰之间的摩擦引起钢丝绳沿法兰向上爬，钢丝绳爬高时，钢丝绳拉力产生向反方向的分力，很快就消除了摩擦力，因此法兰高出一些便足够阻止钢丝绳爬越。

当绞车钢丝绳卸载时，也要求法兰有剩余高度。如果卸载速度很快，钢丝绳从拉紧状态突然放松，就象轻度拉长的橡皮带突然放松一样，钢丝绳会“蹦跳起来”，就有可能跳过法兰边缘。

当钢丝绳开始接在卷筒上时，用一个套环装置或压板装置把它固定在筒体上。在起吊操作中，钢丝绳放出时，最后卷筒上至少要保留两整圈钢丝绳，作为安全余量（假如继续放钢丝绳，直到全部放完，下降物体突然停顿和倒转时，钢丝绳夹具就会受到冲击载荷。钢丝绳夹具既不象钢丝绳那样牢固，也无吸收冲击载荷的能力）。

为了确保第一层钢丝绳卷得紧凑均匀，卷筒体往往开槽。第一层钢丝绳必须卷得整齐，因为钢丝绳本身就为随后各层起了绳槽作用。卷筒体上的绳槽应开得适合钢丝绳的特定直径，绳槽可以切成螺旋形，且铸成与钢丝绳方向一致，即雷巴斯 (Lebus) 式，这更有利于运行。

卷筒体可以设计成能装活动套筒，即可装卸的外壳。这种活动套筒装上去后就使卷筒体适应另一尺寸的钢丝绳，并能通过加大卷筒体直径（同时减小了钢丝绳储存量）来提高卷绳的线速度。但线速度很高时，钢丝绳就会出现胡乱缠绕的问题，绕层越多，问题就越严重。往往下面几层又松又乱，这将引起严重磨损，以致断裂。这种情况的出现很可能起因于提升至顶端时的急剧减速。这使上层钢丝绳产生惯性卷绕，而下层钢丝绳相对卷筒来说绕得较慢，随后重新加载只拉紧了上层钢丝绳，而下层钢丝绳仍处于松散状态。

卷绳偏角

钢丝绳绕入卷筒的那个角度称为卷绳偏角，为了有助于卷绳卷绕整齐以免过度磨损钢丝绳和卷筒绳槽，卷绳偏角必须保持在控制限度内。图 1-4 所示的卷绳偏角的正切等于卷筒体宽度的一半除以导程（卷筒和导向滑轮两者轴中心线之间的距离）。导向滑轮是个与卷筒中心成一直线的固定偏向滑轮。卷绳偏角不得小于 0.5° ，光卷筒的卷绳偏角不得大于 1.5° 。带槽卷筒的卷绳偏角不得大于 2° 。卷绳偏角为 1.5° 时，筒宽 1ft 就要求导程为 19ft，卷绳偏角为 2° 时，就要求导程为 $14\frac{1}{3}$ ft (公制采用同样数值，以 m 为单位)。

有时按规定的距离安装导向滑轮既不实用又不可能，必须调至较短距离。如果用枢轴导向滑轮（图 1-1）来把钢丝绳引导到卷筒上，就可以保持良好的缠绕。当钢丝绳绕上卷筒时，导向滑轮会随着钢丝绳左右摆动。如果使用枢轴滑轮，必须把它安装在靠近卷筒的地方，保证在滑轮摆到极限位置上，卷绳偏角至少为 5° 。卷绳偏角太小会引起钢丝绳堆积在法兰边上（特别是负载小时），只有足够大的卷绳偏角才能把钢丝绳从法兰边上引开。

如果需要更小的导程，导向滑轮可以装在水轴上。卷钢丝绳时，导向滑轮能沿水平轴横向移动，这称为移动滑轮。选择水平轴的长度标准是，保持卷绳偏角不小于最小偏角

装短导程装置（及其所有滑轮）时，导向滑轮前面的滑轮一定要精心安装，尽量减少或消除安装误差，否则会引起滑轮和钢丝绳严重磨损。

卷筒容量

钢丝绳开始要做得粗一些，使用时钢丝绳一拉紧就会伸长，直径变小。而且钢丝绳绷紧程度，缠卷的紧度，各次卷扬时都不同所有这些因素都影响到可绕入卷筒的钢丝绳的长度。

要想计算这长度不会得到精确的结果，但用下列方法能得到较可靠的结果。参见图 1-5，下面研究卷筒容量的三种情况，而且都用下列公式

$$L = (D + E)EBs \quad (1-2)$$

式中按美国习用单位， L 为英尺(ft)， D 、 E 和 B 用英寸(in)，旋绕系数 s 取自表1-1。按公制则 L 用米(m)， D 、 E 和 B 用毫米(mm)， $s = 0.00285/d^2$ 〔其中 d 是钢丝绳直径，单位为毫米(mm)〕。

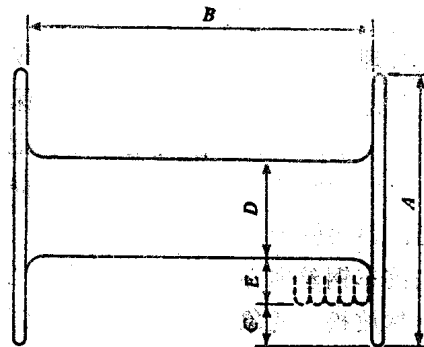


图1-5 绞车卷筒尺寸

表1-1 计算卷筒容量的旋绕系数 s (用美国习用计量单位)

钢丝绳直径 d	旋绕系数 s	钢丝绳直径 d	旋绕系数 s	钢丝绳直径 d	旋绕系数 s	钢丝绳直径 d	旋绕系数 s
1/2	0.925	13/16	0.354	$1\frac{3}{8}$	0.127	2	0.0597
9/16	0.741	7/8	0.308	$1\frac{1}{2}$	0.107	$2\frac{1}{8}$	0.0532
5/8	0.607	1	0.239	$1\frac{5}{8}$	0.0886	$2\frac{1}{4}$	0.0476
11/16	0.506	$1\frac{1}{8}$	0.191	$1\frac{3}{4}$	0.0770	$2\frac{3}{8}$	0.0419
3/4	0.428	$1\frac{1}{4}$	0.152	$1\frac{7}{8}$	0.0675	$2\frac{1}{2}$	0.0380

第一种情况：绞车处于不工作状态时，求卷筒上所能储存的钢丝绳的最大量。取尺寸 C 为零，则

$$F = \frac{A - D}{2} \quad (1-3)$$

然后把上式代入式(1-2), 则可求出最大储绳长度 L 。

第二种情况: 绞车工作时, 求可以绕入卷筒的钢丝绳的最大量。取尺寸 C 为 0.5in (12.7mm), 最好把 C 取为钢丝绳的直径, 则

$$E = \frac{A - D - 2C}{2} \quad (1-4)$$

第三种情况: 估算卷筒上钢丝绳的数量。量出尺寸 C , 解式(1-4), 得出 E 。如果把 E 代入式 (1-2), 便求出留在卷筒上钢丝绳的长度。上述几个公式可以变换, 用来解决卷筒的任何实际问题, 这将在本章后面部分看到。

线拉力

绞车卷筒接线拉力 (卷筒所能施加给绕入钢丝绳的拉力) 以及线速度来计算额定值。通常以第一层钢丝绳来规定额定值, 不过也可以按最上一层来规定。当钢丝绳不断卷入卷筒时, 线拉力一直减小, 线速度不断加大, 而有效扭矩保持不变。如果使用图 1-5 的尺寸, 已知某一层卷筒上额定线拉力为 P_r , 钢丝绳直径为 d 时, 额定扭矩 T 为

$$T = \frac{P_r(D + d)}{2}$$

注意, 尺寸单位要一致。卷筒上任何其它层钢丝绳的有效线拉力 P_u 为

$$P_u = \frac{2T}{A - 2C - d} = \frac{P_r(D + d)}{A - 2C - d} \quad (1-5)$$

如计算的第一层线速度 V_r 的单位为 ft/s, 卷筒尺寸用 in, 则卷筒转速以 r/min 为单位, 其值为

$$\omega = \frac{12V_r}{\pi(D + d)}$$

如果用国际单位时, 为保持长度单位的一致性, 需用 10 的几次方取代式中的 12。其他任何一层钢丝绳的线速度 V_u 是

$$V_u = \frac{\omega \pi (A - 2C - d)}{12} = \frac{V_r (A - 2C - d)}{D + d} \quad (1-6)$$

任何一种类型的绞车构造和动力设备均可配置在一起, 以便根据工作难度和线速度规定各种额定值。间歇使用的机器给予最高额定值, 每日一班工作的机器额定值低些, 而连续工作的机器额定值最低。线速度额定值的改变, 靠改变传动比来实现。

槽轮与滑车

槽轮用来改变钢丝绳的运动方向。将它们多个组装在一起就形成滑车, 便能提供几乎任何所需的机械增益。

理论上说, 这些槽轮应装得互相完全对正, 但实际上这种情况较难实现。因此轮槽制做留有公差, 以便未对正时能引导钢丝绳到位。在讨论卷绳偏角时已提到, 可以不困难地保证 2° 导角。但经常的不对正会造成钢丝绳不断摩擦绳槽边, 导致钢丝绳和槽轮磨损, 缩短二者的使用寿命。

槽轮装在轴衬或轴承上, 绕轴旋转。根据轴衬和轴承质量, 轴衬摩擦损失的正常值可取为 4.5%, 而轴承产生的损失为 1%~2%。这些是钢丝绳绕过槽轮作 180° 转弯时摩擦损失的经验数据, 如果转弯角度小些, 则损失也小些。实际摩擦损失取决于钢丝绳种类、槽轮与钢丝绳的直径比以及轴承类型。

槽轮或卷筒的直径不论多小, 起升机构也能工作。但是槽轮和卷筒的直径大小直接

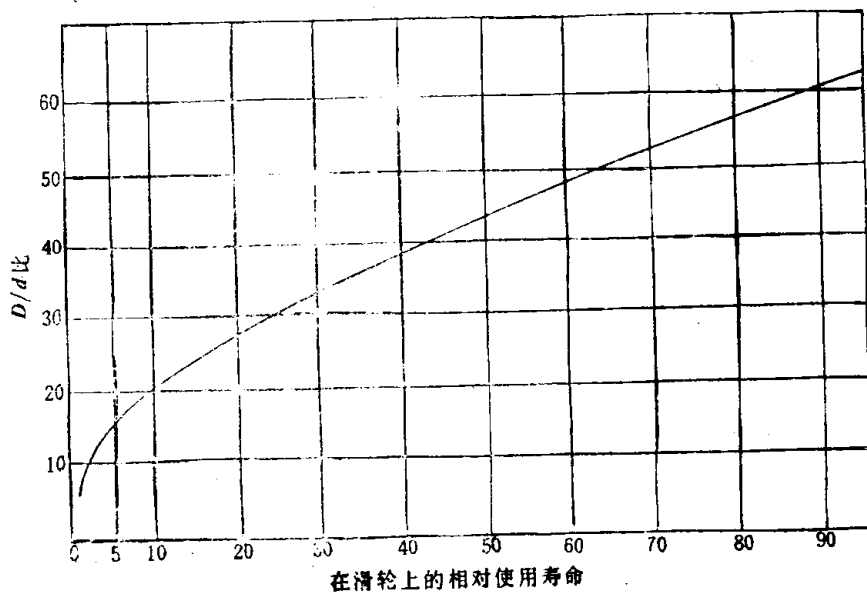


图1-6 各种轮索比的相对使用寿命曲线

其中， D —滑轮层心直径 d —钢丝绳名义直径，两者均以英寸 (in) 为单位

弯曲寿命系数

结构	系数
6 × 7	0.57
19 × 7	0.67
6 × 17 西尔 (Seale) 型	0.73
6 × 19 西尔型	0.80
6 × 27 扁股型	0.80
6 × 21 填充钢丝型	0.92
6 × 25 填充钢丝型	1.00
6 × 31	1.09
8 × 19 西尔型	1.14
8 × 25 填充钢丝型	1.33
6 × 37	1.33
8 × 19 瓦林吞 (Warrington) 型	1.33
转舵索	2.00

影响到钢丝绳的寿命。钢丝绳的寿命随着滑轮直径减小而减少，如图 1-6 所示。美国规范严格规定了起重机槽轮或卷筒与钢丝绳的直径比不随钢丝绳寿命参数而改变，某些欧洲规范也是这样规定的。据美国惯例要求，卷筒体直径不得小于 18 倍钢丝绳直径。虽然上滑轮组的比值也是至少 18，但下滑轮组的比值不可小于 16。这些比值适用于建筑工程的起重机和桅杆起重机的起重绞车系统。桥式和工业起重机的惯例还要保守。

一个槽轮除标出与轮槽相配的钢丝绳直径外，还要标出其他四个直径：法兰外部直径、槽底直径、轴直径和层心直径（缠在槽轮上的钢丝绳中心线的直径，也就是槽底直径加钢丝绳直径），槽轮与钢丝绳的直径比由层心直径给定，其比值通常称为 D/d 比。

槽轮随着尺寸加大而变重，附件的尺寸和重量也随之增加。这种自重增加必然引起起升能力减小。反过来说，要保持同样的起升能力就要用更大型的起重机。因此，除经济允许外，起重机设计师都倾向于选用规范所允许的最小 D/d 比。

如果采用适当的钢丝绳检查规程就可以防止钢丝绳发生破断的话，那么只须权衡一下换绳费用与增大 D/d 比而提高的费用。换绳费用包括连续工作的设备停产造成的损失，在难换绳的绞车上换绳必须支付昂贵的劳务费用。

从图 1-6 可见，常用的 D/d 比范围从 15 到 30，该曲线几乎是直线的。由此得出钢丝绳在任何两个 D/d 比的使用寿命之间的近似关系式

$$L_r = \frac{r_2 - 14}{r_1 - 14} \quad (1-7)$$

式中 r_1 和 r_2 是被比较的两个 D/d 比值， L_r 是钢丝绳相对寿命之比。举例说明，假定一班制工作的一台绞车，其槽轮的 D/d 比为 18，能保证使用情况良好，钢丝绳寿命令人满意。如将该绞车改为两班制工作，那么应采用多大的 D/d 比才能保证钢丝绳有相同的寿命（用期相等）？已知 $L_r = 2$ ， $r_1 = 18$ ，代入式 (1-7)，得出所需比值为 22，同样改三班制工作，应建议槽轮的 D/d 比为 28。

钢丝绳每次绕过滑轮，这段钢丝绳都经受一次应力。滑轮直径越小，这应力效应就