

ICS 21.220.30
J 18

1/27



中华人民共和国国家标准

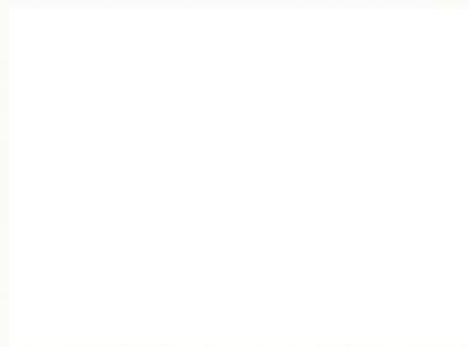
GB/T 18150—2006/ISO 10823:2004
代替 GB/T 18150—2000

71770

滚子链传动选择指导

Guidelines for the selection of roller chain drives

(ISO 10823:2004, IDT)



2006-12-25 发布

2007-05-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

71770

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 符号	1
4 基本公式	2
5 确定链传动设计参数	2
6 选择链轮	2
7 计算选择链条	2
8 链轮最大中心距	8
9 润滑	9
10 链传动设计	10
附录 A(资料性附录) 链传动设计示例	12
附录 B(资料性附录) 额定功率计算公式	14

前 言

本标准等同采用国际标准 ISO 10823:2004《滚子链传动选择指导》(英文版)。

本标准是对 GB/T 18150—2000《滚子链传动选择指导》的修订。

本标准与 GB/T 18150—2000 相比主要技术内容变化如下:

- 表 1 中新增加了小链轮齿数 z_s ;
- 原标准的图 1 取自德国标准,本标准的图 1 取自美国标准,增加了 4 种规程,即 04C、085、06C 和 36A,要求传递能力也有所提高;
- 将原标准公式(3)中 $i = \frac{z_2}{z_1}$ 更改为 $i = \frac{n_1}{n_2}$;
- 新增了 A 系列重载单排链条的承载能力图;
- 提高了图 3 中 B 系列链条的承载能力;
- 原标准规定小链轮的齿数为 25,本标准改为 19;
- 原标准规定的传动减速比为 $i=3$,本标准将传动比改为 1:3 到 3:1;
- 原标准图 3 中主动链轮齿数的取值从 10 到 60,本标准图 4 中小链轮齿数的取值从 11 到 45,同时又给出了 f_2 的计算公式;
- 原标准的润滑范围选择图只有 A、B 系列,本标准新增加了 H 系列;
- 在“10.2 链条的调整”中定量规定了不同倾角的调节值;
- 删除了原标准中的图 5 倾斜链传动,新增了本标准中的图 6 链条松弛调整;
- 增加了图 7 常用的链传动布置图;
- 修订了附录 A 链传动设计示例的数据,增加了 H 系列链条的计算示例;
- 增加了附录 B 额定功率计算的经验公式。

本标准的附录 A、附录 B 均为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国链传动标准化技术委员会(SAC/TC 164)归口。

本标准负责起草单位:吉林大学(原吉林工业大学)。

本标准参加起草单位:杭州东华链条集团有限公司、浙江恒久机械集团有限公司、杭州西林链条制造有限公司、江苏天奇物流系统工程股份有限公司、青岛征和工业有限公司。

本标准主要起草人:孟祥宾、叶斌、寿峰、马锦华、郭大宏、金玉谟。

本标准参加起草人:徐美珍、孟丹红、汪志军、付振明。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB/T 18150—2000。

滚子链传动选择指导

1 范围

本标准提供的链传动选择指导方法适用于由符合 GB/T 1243 的链条和链轮组成的用于工业用途的链传动。

在本标准中规定的链传动的选择程序和滚子链的额定功率适用于在 9.1、9.2 和第 10 章中规定的滚子链传动,链传动的预期使用寿命为 15 000 h。

由于链传动的载荷特征、环境条件以及维修保养的不同变化,本标准的使用者应向链条和链轮的供应商咨询,以保证产品的性能能够满足用户以及本标准的要求。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 1243—2006 传动用短节距精密滚子链、套筒链、附件和链轮(ISO 606:2004, IDT)

3 符号

在本标准中使用的符号和单位见表 1。

表 1 符号、定义及单位

符 号	定 义	单 位
a	最大中心距	mm
a_0	近似中心距	mm
f_1	操作条件应用系数,见表 2	—
f_2	小链轮齿数系数,见图 4 和公式(5)	—
f_3	由链轮齿数差决定的链节数计算系数(见表 5)	—
f_4	由链轮齿数差决定的中心距计算系数(见表 6)	—
i	传动比,见公式(3)	—
M	输入扭矩	N·m
n_1	输入轴转速	r/min
n_2	输出轴转速	r/min
n_s	小链轮转速	r/min
p	链条节距	mm
P	输入功率	kW
P_c	修正功率	kW
v	链条速度	m/s
X	链长节数	—

表 1(续)

符 号	定 义	单 位
X_0	计算链长节数	—
z_1	主动链轮齿数	—
z_2	从动链轮齿数	—
z_s	小链轮齿数	—

4 基本公式

4.1 输入功率

主动链轮所传递的功率是输入功率 P , 用 kW 表示。假如已知输入扭矩, 则 P 可由公式(1)计算:

$$P = \frac{M n_1}{9\,550} \dots\dots\dots(1)$$

4.2 修正功率

鉴于传动系统的不同特性以及所传递载荷的不同类型, 将输入功率 P 乘以系数后得到修正功率 P_c [见公式(2)]:

$$P_c = P f_1 f_2 \dots\dots\dots(2)$$

5 确定链传动设计参数

在选择链条链轮之前, 应确定下列参数:

- a) 所要传递的功率;
- b) 主从动机械的类型;
- c) 主从动轴转速和直径;
- d) 链轮中心距和轴系的布置;
- e) 环境条件。

注: 轴的尺寸、中心距的长短或复杂的轴系布置通常会影响到链传动选择。

6 选择链轮

按下述程序确定链轮的齿数:

- a) 选择主动链轮的适当齿数;
- b) 使用公式(3)确定传动比:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots(3)$$

- c) 使用公式(4)确定从动链轮的齿数:

$$z_2 = i z_1 \dots\dots\dots(4)$$

推荐齿数范围为: 17~114。

对于高速或承受冲击载荷的链传动, 则小链轮至少应选择 25 个齿, 并且齿面应淬硬。

7 计算选择链条

7.1 链条标准的操作条件和传动能力

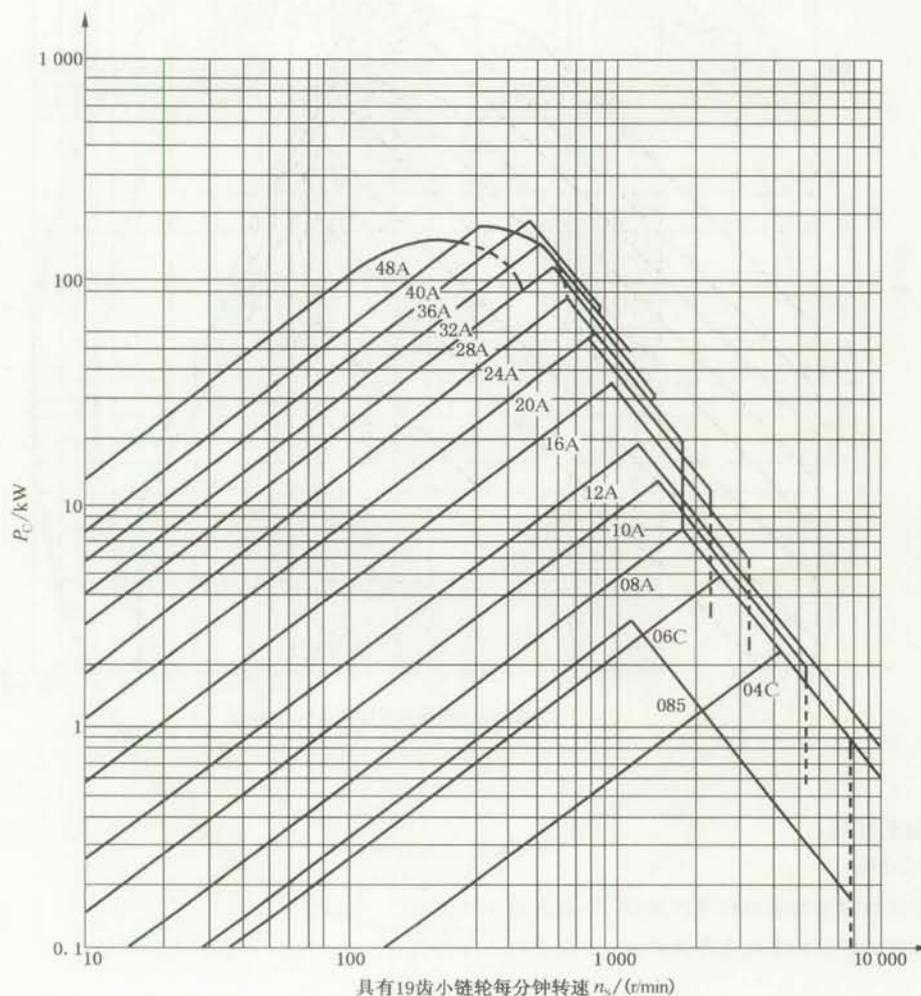
本标准提供的是典型的链传动额定功率曲线图(见图 1~图 3), 它们适用于下列操作条件:

- a) 安装在水平平行轴上的两链轮链传动;
- b) 小链轮齿数为 19;

- c) 没有过渡链节的单排链条；
- d) 链条长度为 120 个节距(不同的链条长度将影响链条的使用寿命)；
- e) 传动比从 1 : 3 到 3 : 1；
- f) 预期使用寿命为 15 000 h；
- g) 工作温度在 $-5^{\circ}\text{C} \sim +70^{\circ}\text{C}$ 之间；
- h) 链轮正确对中,链条保持正确调整(见第 10 章)；
- i) 运转平稳,绝无过载、振动或频繁起动现象；
- j) 在链传动的有效寿命期间保持清洁和适当的润滑(见第 9 章)。

使用图 1~图 3 来选择适用的链条规格,他们是修正功率 P_c 和小链轮转速 n_s 的函数。

图 1~图 3 中给出的额定功率曲线代表了链条制造商们发布的数据。个别链条制造商的数据可能不同于本标准,建议在使用他们的链条时应向他们咨询。



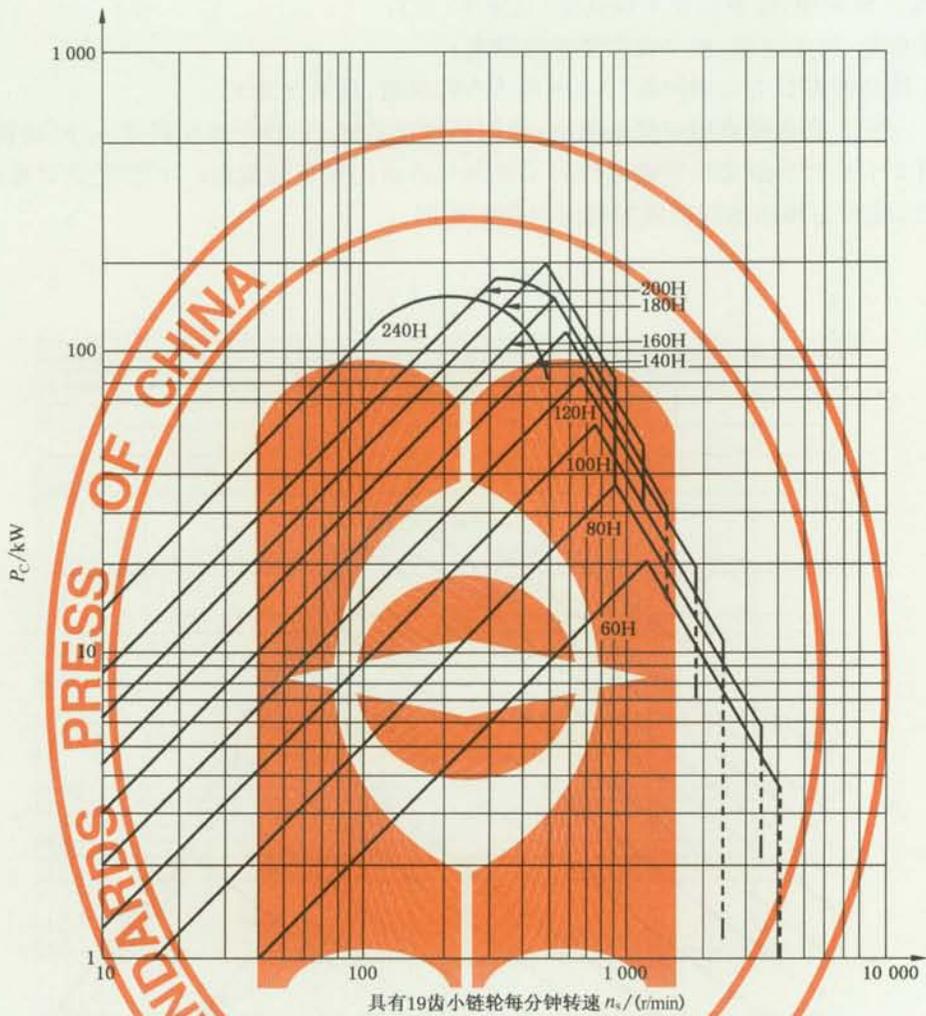
n_s ——小链轮转速；

P_c ——修正功率。

注 1: 双排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 1.7 得到。

注 2: 三排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 2.5 得到。

图 1 符合 GB/T 1243 A 系列单排链条的典型承载能力图



n_s ——小链轮转速；

P_c ——修正功率。

注1：双排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 1.7 得到。

注2：三排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 2.5 得到。

图2 符合 GB/T 1243 A 系列重载单排链条的典型承载能力图



n_s ——小链轮转速；

P_c ——修正功率。

注 1：双排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 1.7 得到。

注 2：三排链的额定功率可由单排链的 P_c 值乘以 2.5 得到。

图 3 符合 GB/T 1243 B 系列链条的典型承载能力图

7.2 对链条不同操作条件的修正

7.2.1 功率修正

假如链传动的特性和它的操作条件不同于在 7.1 中的描述,则所传递的功率要用公式(2)进行修正。

系数 f_1 和 f_2 的由来见 7.2.2 和 7.2.3。

7.2.2 应用系数 f_1

系数 f_1 是一动载荷系数,它取决于链传动的操作条件和导致动载荷的原因,特别是与主从动机械的特性有关。系数 f_1 的值可直接从表 2 中选取,或结合表 3 和表 4 中的定义再从表 2 中选取。

表 2 应用系数 f_1

从动机械特性 (见表 4)	主动机械特性(见表 3)		
	平稳运转	轻微振动	中等振动
平稳运转	1.0	1.1	1.3
中等振动	1.4	1.5	1.7
严重振动	1.8	1.9	2.1

表 3 主动机械特性示例

主动机械特性	主动机械类型示例
平稳运转	电动机、汽轮机和燃气轮机、带液力变矩器的内燃机
轻微振动	带机械联轴器的六缸或六缸以上内燃机 频繁起动的电动机(每天多于两次)
中等振动	带机械联轴器的六缸以下内燃机

表 4 从动机械特性示例

从动机械特性	从动机械类型示例
平稳运转	离心式的泵和压缩机、印刷机、平稳载荷的皮带输送机 纸张压光机、自动扶梯、液体搅拌机和混料机 旋转干燥机、风机
中等振动	三缸或三缸以上往复式泵和压缩机、混凝土搅拌机 载荷不均匀的输送机、固体搅拌机和混合机
严重振动	电铲、轧机和球磨机、橡胶加工机械、刨床、压床和剪床 单缸或双缸泵和压缩机、石油钻采设备

7.2.3 齿数系数 f_2

系数 f_2 是关于小链轮的齿数系数,相对于额定功率曲线上由链板疲劳限制的部分。其数值由公式(5)确定。从 11 齿到 45 齿的 f_2 值可由图 4 查得。

$$f_2 = \left(\frac{19}{z_s}\right)^{1.08} \dots\dots\dots(5)$$

对应于由滚子和套筒冲击疲劳及由销轴和套筒胶合限制的额定功率曲线部分,使用附录 B 中 B.3 和 B.4 中的公式来计算小链轮的齿数。

7.3 选择链条

从链条承载能力图(见图 1~图 3)来选择能满足小链轮的转速和所要传递的功率的具有最小节距的单排链。

但速度超过了最小节距单排链的限制时,或要求较紧凑的传动布置的场合,应考虑选用较小节距的多排链,根据链条承载能力图(见图 1~图 3)下面的注 1 和注 2 提供的排数系数来选择。

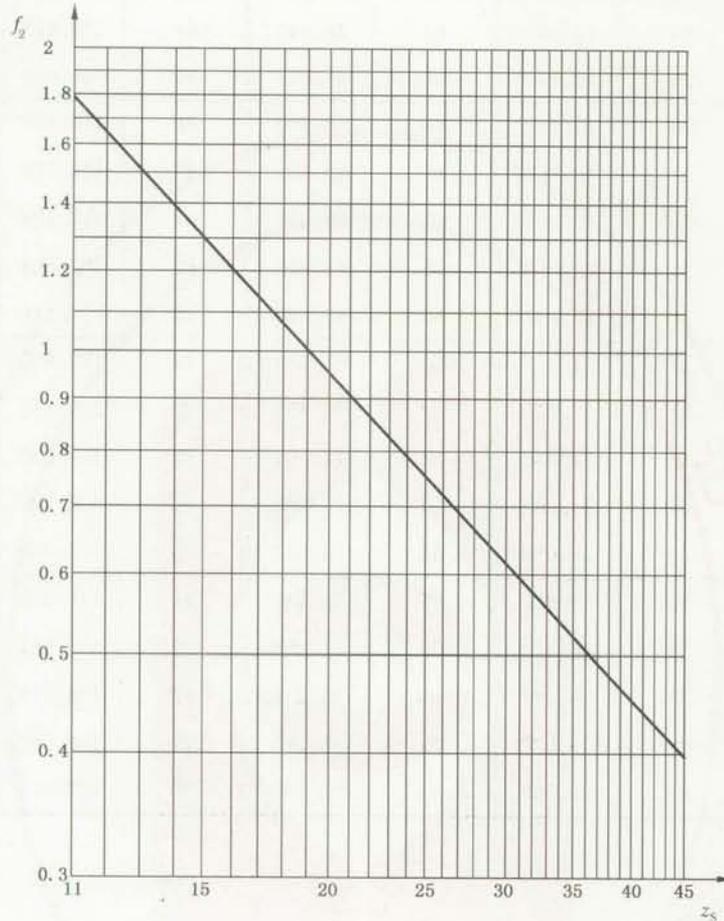


图 4 小链轮齿数系数 f_2

7.4 链长

对于具有两个链轮的链传动,已知链条的节距 p 和初选中心距 a_0 ,使用公式(6)和公式(7)计算链长节数 X_0 。

将计算出的链长节数 X_0 圆整成整数 X ,最好是偶数以避免使用过渡链节。

当两链轮齿数相等时($z=z_1=z_2$):

$$X_0 = 2 \frac{a_0}{p} + z \quad \dots\dots\dots (6)$$

当两链轮齿数不相等时:

$$X_0 = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_3 p}{a_0} \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中:

$$f_3 = \left(\frac{|z_2 - z_1|}{2\pi} \right)^2$$

f_3 的计算值可由表 5 直接查得。

表 5 系数 f_3 的计算值

$ z_2 - z_1 $	f_3	$ z_2 - z_1 $	f_3	$ z_2 - z_1 $	f_3	$ z_2 - z_1 $	f_3	$ z_2 - z_1 $	f_3
1	0.025 3	21	11.171	41	42.580	61	94.254	81	166.191
2	0.101 3	22	12.260	42	44.683	62	97.370	82	170.320
3	0.228 0	23	13.400	43	46.836	63	100.536	83	174.500
4	0.405 3	24	14.590	44	49.040	64	103.753	84	178.730
5	0.633 3	25	15.831	45	51.294	65	107.021	85	183.011
6	0.912	26	17.123	46	53.599	66	110.339	86	187.342
7	1.241	27	18.466	47	55.955	67	113.708	87	191.724
8	1.621	28	19.859	48	58.361	68	117.128	88	196.157
9	2.052	29	21.303	49	60.818	69	120.598	89	200.640
10	2.533	30	22.797	50	63.326	70	124.119	90	205.174
11	3.065	31	24.342	51	65.884	71	127.690	91	209.759
12	3.648	32	25.938	52	68.493	72	131.313	92	214.395
13	4.281	33	27.585	53	71.153	73	134.986	93	219.081
14	4.965	34	29.282	54	73.863	74	138.709	94	223.187
15	5.699	35	31.030	55	76.624	75	142.483	95	228.605
16	6.485	36	32.828	56	79.436	76	146.308	96	233.443
17	7.320	37	34.677	57	82.298	77	150.184	97	238.333
18	8.207	38	36.577	58	85.211	78	154.110	98	243.271
19	9.144	39	38.527	59	88.175	79	158.087	99	248.261
20	10.132	40	40.529	60	91.189	80	162.115	100	253.302

7.5 链速

链速使用公式(8)计算:

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60\,000} \dots\dots\dots (8)$$

8 链轮最大中心距

将按 7.4 计算出的链条节距数 X 代入公式(9)或公式(10)即可确定两链轮的最大中心距 a 。

当两链轮齿数相等时 ($z = z_1 = z_2$):

$$a = p \frac{X - z}{2} \dots\dots\dots (9)$$

当两链轮齿数不相等时:

$$a = f_4 p [2X - (z_1 + z_2)] \dots\dots\dots (10)$$

系数 f_4 的值见表 6。

表 6 系数 f_4 的计算值

$\left \frac{X-z_s}{z_2-z_1} \right $	f_4						
13	0.249 91	2.7	0.247 35	1.54	0.237 58	1.26	0.225 20
12	0.249 90	2.6	0.247 08	1.52	0.237 05	1.25	0.224 43
11	0.249 88	2.5	0.246 78	1.50	0.236 48	1.24	0.223 61
10	0.249 86	2.4	0.246 43	1.48	0.235 88	1.23	0.222 75
9	0.249 83	2.3	0.246 02	1.46	0.235 24	1.22	0.221 85
8	0.249 78	2.2	0.245 52	1.44	0.234 55	1.21	0.220 90
7	0.249 70	2.1	0.244 93	1.42	0.233 81	1.20	0.219 90
6	0.249 58	2.0	0.244 21	1.40	0.233 01	1.19	0.218 84
5	0.249 37	1.95	0.243 80	1.39	0.232 59	1.18	0.217 71
4.8	0.249 31	1.90	0.243 33	1.38	0.232 15	1.17	0.216 52
4.6	0.249 25	1.85	0.242 81	1.37	0.231 70	1.16	0.215 26
4.4	0.249 17	1.80	0.242 22	1.36	0.231 23	1.15	0.213 90
4.2	0.249 07	1.75	0.241 56	1.35	0.230 73	1.14	0.212 45
4.0	0.248 96	1.70	0.240 81	1.34	0.230 22	1.13	0.210 90
3.8	0.248 83	1.68	0.240 48	1.33	0.229 68	1.12	0.209 23
3.6	0.248 68	1.66	0.240 13	1.32	0.229 12	1.11	0.207 44
3.4	0.248 49	1.64	0.239 77	1.31	0.228 54	1.10	0.205 49
3.2	0.248 25	1.62	0.239 38	1.30	0.227 93	1.09	0.203 36
3.0	0.247 95	1.60	0.238 97	1.29	0.227 29	1.08	0.201 04
2.9	0.247 78	1.58	0.238 54	1.28	0.226 62	1.07	0.198 48
2.8	0.247 58	1.56	0.238 07	1.27	0.225 93	1.06	0.195 64

9 润滑

9.1 润滑方式的选择

正确的润滑方式可以保证有效地控制链传动的磨损,而润滑方式的选择取决于链条的速度和承载能力。

图 5 提供了各种润滑方式的范围,它是对采用润滑方式的最低要求。润滑方式的范围定义如下:

范围 1:用油壶或油刷由人工定期润滑;

范围 2:滴油润滑;

范围 3:油池润滑或油盘飞溅润滑;

范围 4:强制润滑,带过滤器,假如必要可带油冷却器。

注:假如链传动是在高速和大功率下的密闭传动,则必须采用油冷却器。

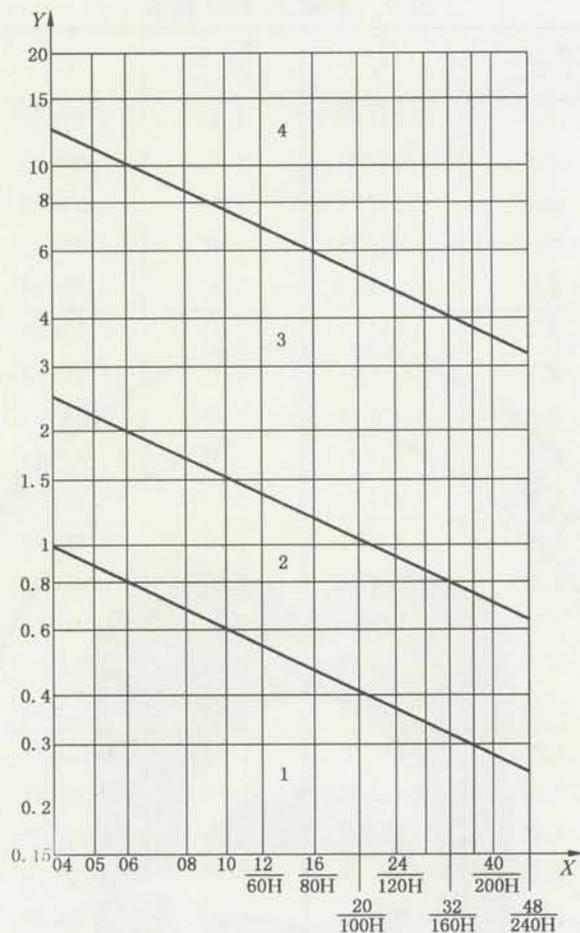
9.2 润滑油黏度

在不同的操作环境温度下的链传动应采用润滑油的黏度等级列于表 7。

应保证润滑油中不含污物,特别是微粒磨料。

表 7 链传动应采用润滑油的黏度等级

环境温度 $t/^\circ\text{C}$	$-5 \leq t \leq +5$	$+5 < t \leq +25$	$+25 < t \leq +45$	$+45 < t \leq +70$
润滑油黏度等级	VG 68 (SAE 20)	VG 100 (SAE 30)	VG 150 (SAE 40)	VG 220 (SAE 50)



X—A 系列/A 加重系列或 B 系列链号；

Y—链条速度 $v/(m/s)$ 。

关于 1、2、3 和 4 区域润滑方式的选择见 9.1。

图 5 润滑范围选择图

10 链传动设计

10.1 链轮中心距

最佳中心距应是链条节距的 30 倍~50 倍，链条在小链轮上的最小包角为 120° 。

10.2 链条的调整

推荐对链条的调整方法是修正链传动的中心距。

旋转链轮将链条的一边张紧，然后测量链条松边中点的总移动量 $A \sim C$ ，见图 6。

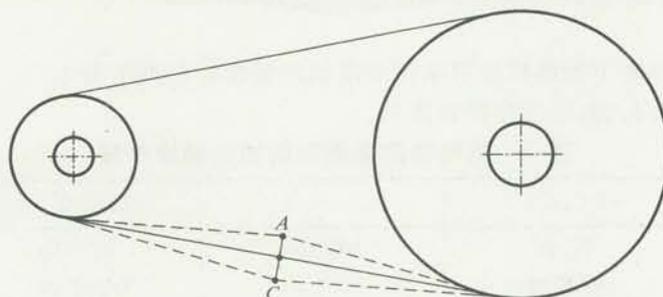


图 6 链条松弛调整

当两链轮的中心连线与水平面的夹角小于 45° 时,位置 A~C 的移动量应是中心距的 $2\%(\pm 1\%) \sim 6\%$ ($\pm 3\%$)。

当两链轮的中心连线与水平面的夹角大于 45° 时,位置 A~C 的移动量应是中心距的 $1\%(\pm 0.5\%) \sim 3\%$ ($\pm 1.5\%$)。

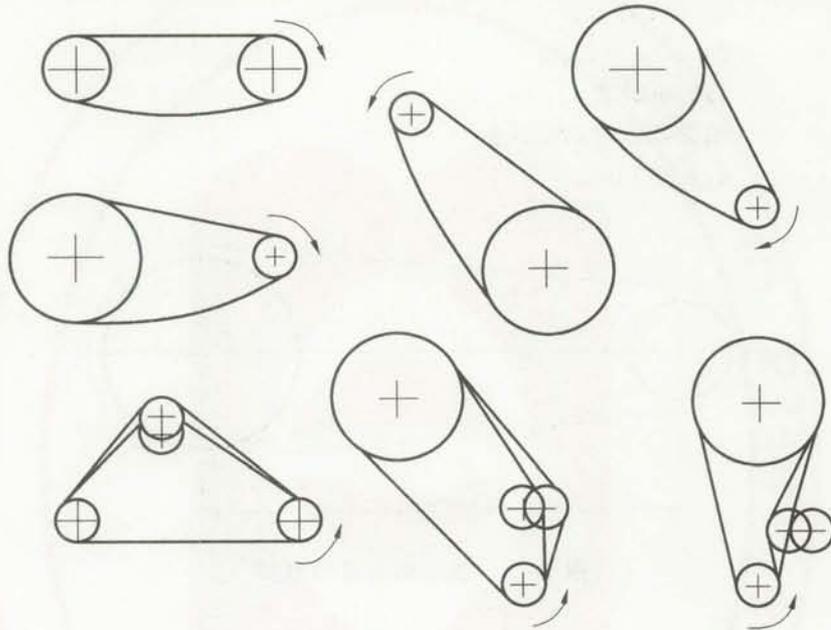
10.3 选择张紧轮

链条的松紧调整也可采用张紧轮或惰轮的方法来实现,特别是对于当两链轮的中心线与水平线的夹角大于 60° 时的倾斜链传动。

对链条的调整应保证不会对链条产生附加载荷。

10.4 传动布置

得当的链传动布置通常可更好地发挥链传动的功能并延长其使用寿命,见图 7。



注: 图中没有示出的链传动布置, 请向链条制造商咨询。

图 7 常用的链传动布置

附录 A
(资料性附录)
链传动设计示例

A.1 已知参数

本例链传动的布置见图 A.1, 已知传动参数如下:

传递功率	$P=1.40 \text{ kW}$
输入轴转速	$n_1=100 \text{ r/min}$
输出轴转速	$n_2=34 \text{ r/min}$
传动比	$i=n_1/n_2=2.94$
主动机械	齿轮电动机
从动机械	载荷不稳定的输送机
近似中心距	$a_0=850 \text{ mm}$



图 A.1 链传动布置示意图

A.2 选择链轮

选择主动链轮齿数

$$z_1=17$$

计算从动链轮齿数[按公式(4)]

$$z_2=i z_1=2.94 \times 17=50$$

A.3 计算和选择链条

A.3.1 修正功率

应用系数 $f_1=1.4$ (由表 2 查得)

齿数系数 $f_2=1.13$ [由公式(5)或图 4 得到]

修正功率 $P_C=P f_1 f_2$ [见公式(2)]= $1.40 \times 1.4 \times 1.13=2.21 \text{ kW}$

A.3.2 选择链条

应用 $P_C=2.21 \text{ kW}$ 和 $n_1=100 \text{ r/min}$, 从图 1~图 3 中选得滚子链 16A-1、60H-1 或者 16B-1。

16A 和 16B 的链条节距是 25.4 mm, 60H 的链条节距是 19.05 mm (根据 GB/T 1243)。

A.3.3 计算链长

计算链长节数

根据公式(7):

$$X_0=2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1+z_2}{2} + \frac{f_3 p}{a_0}$$

式中:

$$f_3 = 27.585$$

当 $|z_2 - z_1| = |50 - 17| = 33$ (根据表 5) 时, 16A 和 16B 链条的计算链长节数为:

$$X_0 = \frac{2 \times 850}{25.4} + \frac{17 + 50}{2} + \frac{27.585 \times 25.4}{850} = 101.25 \text{ 节距}$$

选取链节数 $X = 102$ 节距 (即选取比 X_0 大的最接近的整数且偶数)。

对于 60H 链条, 计算链长节数为:

$$X_0 = \frac{2 \times 850}{19.05} + \frac{17 + 50}{2} + \frac{27.585 \times 19.05}{850} = 123.36 \text{ 节距}$$

选取链节数 $X = 124$ 节距 (即选取比 X_0 大的最接近的整数且偶数)。

A.3.4 计算链速

根据公式(8):

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60\,000}$$

对 16A 和 16B 链条:

$$v = \frac{100 \times 17 \times 25.4}{60\,000} = 0.72 \text{ m/s}$$

对 60H 链条:

$$v = \frac{100 \times 17 \times 19.05}{60\,000} = 0.54 \text{ m/s}$$

A.4 最大链轮中心距

根据公式(10), 最大链轮中心距 $a = f_4 p [2X - (z_1 + z_2)]$

对 16A 和 16B 链条:

$$\text{当 } \frac{X - z_s}{|z_2 - z_1|} = \frac{102 - 17}{|50 - 17|} = 2.576 \text{ 时, 从表 6 利用插值法求得 } f_4 = 0.247\,00$$

对 60H 链条:

$$\text{当 } \frac{X - z_s}{|z_2 - z_1|} = \frac{124 - 17}{|50 - 17|} = 3.242 \text{ 时, 从表 6 利用插值法求得 } f_4 = 0.248\,30$$

最后得:

对 16A 和 16B 链条:

$$a = (0.247 \times 25.4) \times [(2 \times 102) - (17 + 50)] = 859.5 \text{ mm}$$

对 60H 链条:

$$a = (0.248\,30 \times 19.05) \times [(2 \times 124) - (17 + 50)] = 856.15 \text{ mm}$$

A.5 润滑

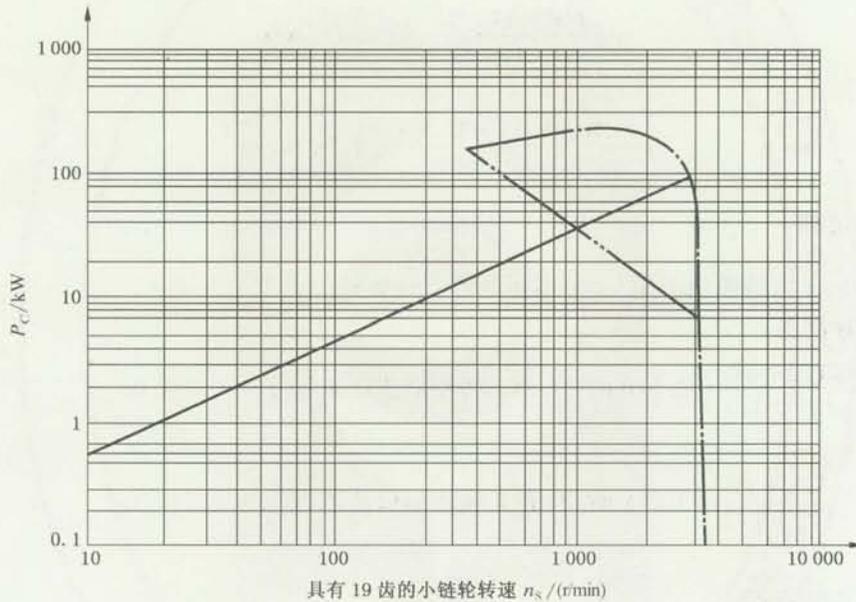
对 16A-1 和 16B-1 链条, 用 $v = 0.72 \text{ m/s}$, 在图 5 上查得为第二润滑范围。润滑方式的最低要求为滴油润滑 (见 9.1)。

对 60H-1 链条, 用 $v = 0.54 \text{ m/s}$, 在图 5 上查得为第二润滑范围。润滑方式的最低要求为滴油润滑 (见 9.1)。

附录 B
(资料性附录)
额定功率计算公式

B.1 额定功率图

图 B.1 所示为 16A 和 16B 链条的额定功率曲线图。由链板疲劳限定的额定功率在图中用实线表示,实线的起点从 0.6 kW(10 r/min)开始到 100 kW(3 000 r/min)结束;由滚子套筒冲击疲劳限定的额定功率在图中用双点划线表示,双点划线的起点从 160 kW(350 r/min)开始到 6.5 kW(3 000 r/min)结束;由销轴和套筒胶合限定的额定功率在图中用单点划线表示,单点划线的起点从大约 150 kW(350 r/min)开始,经由略高于 200 kW(1 500 r/min)到终点 0.1 kW(3 300 r/min)结束。在规定速度下链条的额定功率应是这 3 种条件下最低的。



n_s ——小链轮转速;
 P_c ——修正功率。

图 B.1 滚子链功率曲线的构成

B.2 由链板疲劳限定的额定功率公式

对 A 系列链条:

$$P_c = \frac{z_s^{1.08} \times n_s^{0.9} \times 99 A_i p^{(1.0-0.0008p)}}{6 \times 10^7} \quad \text{kW}$$

式中:

A_i ——两片内链板的截面积,单位为平方毫米(mm^2);

$$A_i = 0.118 p^2。$$

对 085 链条:

$$P_c = \frac{z_s^{1.08} \times n_s^{0.9} \times 86.2 A_i p^{(1.0-0.0008p)}}{6 \times 10^7} \quad \text{kW}$$

式中:

A_i ——两片内链板的截面积,单位为平方毫米(mm^2);

$$A_i = 0.0745 p^2。$$

对 A 系列重载链条:

$$P_c = \frac{z_s^{1.08} \times n_s^{0.9} \times (t_H/t_S)^{0.5} \times 99 A_i p^{(1.0-0.0008p)}}{6 \times 10^7} \quad \text{kW}$$

式中:

A_i ——两片标准内链板的截面积,单位为平方毫米(mm^2);

$$A_i = 0.118 p^2;$$

t_H ——重载系列链条内链板的厚度,单位为毫米(mm);

t_S ——标准系列链条内链板的厚度,单位为毫米(mm)。

对 B 系列链条:

$$P_c = \frac{z_s^{1.08} \times n_s^{0.9} \times 99 A_i p^{(1.0-0.0009p)}}{6 \times 10^7} \quad \text{kW}$$

式中:

A_i ——两片标准内链板的截面积,单位为平方毫米(mm^2);

$$A_i = 2t_i(0.99h_2 - d_b);$$

d_b ——估算套筒直径,单位为毫米(mm);

$$d_b = d_2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^{0.475};$$

t_i ——估算内链板厚度,单位为毫米(mm);

$$t_i = \frac{b_2 - b_1}{2.11};$$

以及 b_1 ——最小内链节内宽,单位为毫米(mm);

b_2 ——最大内链节外宽,单位为毫米(mm);

d_1 ——最大滚子直径,单位为毫米(mm);

d_2 ——最大销轴直径,单位为毫米(mm);

h_2 ——最大内链板高度,单位为毫米(mm);

p ——链条节距,单位为毫米(mm)。

B.3 由滚子和套筒冲击疲劳限定的额定功率公式

对 A 系列、A 重载系列和 B 系列链条(不含 04C、06C 和 085 链条):

$$P_c = \frac{953.5 z_s^{1.5} p^{0.8}}{n_s^{1.5}} \quad \text{kW}$$

对 04C 和 06C 链条:

$$P_c = \frac{1\,626.6 z_s^{1.5} p^{0.8}}{n_s^{1.5}} \quad \text{kW}$$

对 085 链条:

$$P_c = \frac{190.7 z_s^{1.5} p^{0.8}}{n_s^{1.5}} \quad \text{kW}$$

B.4 由销轴和套筒胶合限定的额定功率公式

对 A 系列、A 重载系列和 B 系列链条:

$$P_c = \frac{z_s n_s p}{3\,780 K_{ps}} \left\{ 4.413 - 2.073 \left(\frac{p}{25.4} \right) - 0.0274 z_s - \ln \left(\frac{n_s}{1\,000 K_{ps}} \right) \left[1.59 \lg \left(\frac{p}{25.4} \right) + 1.873 \right] \right\} \text{kW}$$

式中：

K_{PS} ——速度修正系数，见表 B.1。

71770

表 B.1 速度修正系数

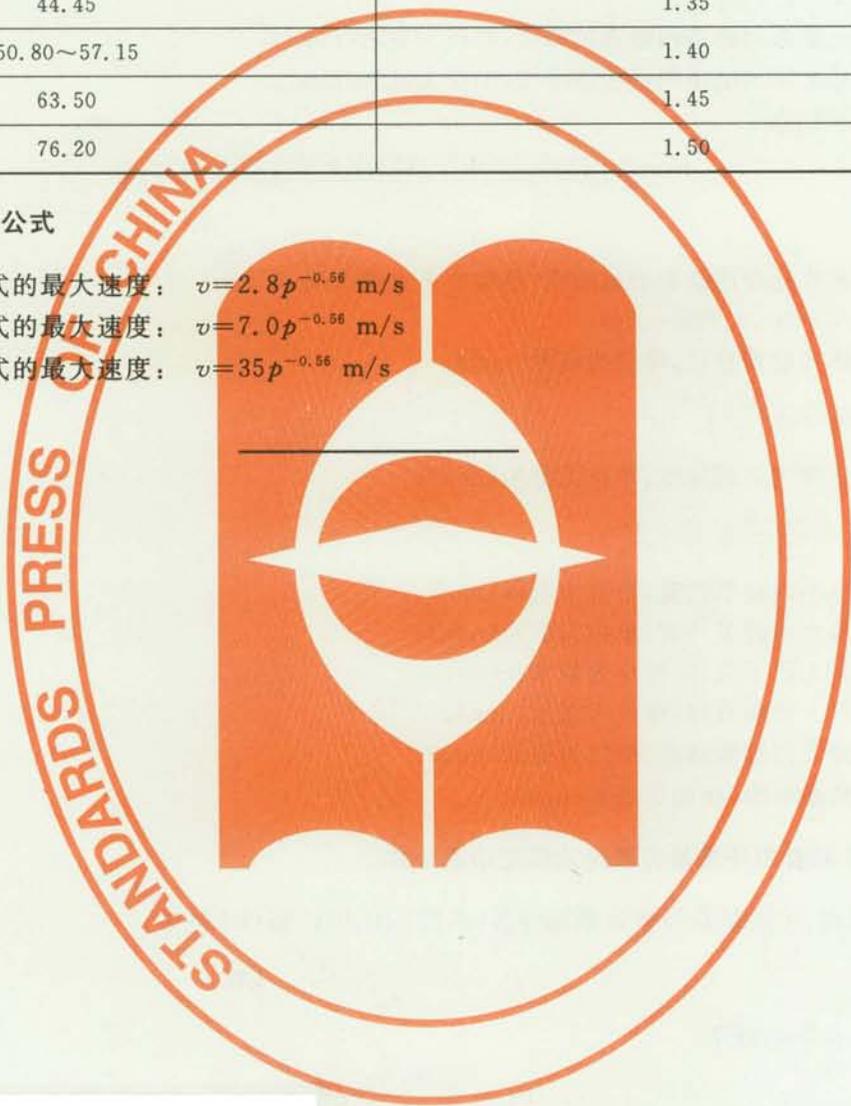
链条节距/mm	K_{PS}
≤19.05	1.0
25.40~31.75	1.25
38.10	1.30
44.45	1.35
50.80~57.15	1.40
63.50	1.45
76.20	1.50

B.5 润滑速度限制公式

第一种润滑方式的最大速度： $v=2.8p^{-0.56}$ m/s

第二种润滑方式的最大速度： $v=7.0p^{-0.56}$ m/s

第三种润滑方式的最大速度： $v=35p^{-0.56}$ m/s



中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
滚子链传动选择指导

GB/T 18150—2006/ISO 10823:2004

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

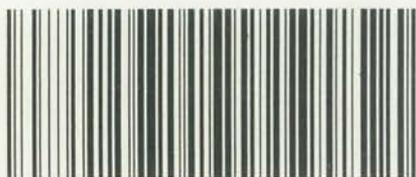
*

开本 880×1230 1/16 印张 1.5 字数 34 千字
2007年4月第一版 2007年4月第一次印刷

*

书号:155066·1-29263 定价 20.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 18150-2006