

まえがき

この規格は、工業標準化法に基づいて、日本工業標準調査会の審議を経て、通商産業大臣が制定した日本工業規格である。

この規格の一部が、技術的性質をもつ特許権、出願公開後の特許出願、実用新案権、又は出願公開後の実用新案登録出願に抵触する可能性があることに注意を喚起する。主務大臣及び日本工業標準調査会は、このような技術的性質をもつ特許権、出願公開後の特許出願、実用新案権、又は出願公開後の実用新案登録出願にかかわる確認について責任はもたない。

JIS B 1810 には、次に示す附属書がある。

附属書 A (参考) ローラチェーン伝動の選定例

伝動用ローラチェーンの選定指針

Guidance on the selection of roller chain drives

序文 この規格は、1996年に第1版として発行された ISO 10823, Guidance on the selection of roller chain drives を翻訳し、技術的内容及び規格票の様式を変更することなく作成した日本工業規格である。

なお、この規格で点線の下線を施してある箇所は、原国際規格にはない事項である。

1. 適用範囲 この規格は、JIS B 1801 に規定するローラチェーン及びブシュチェーン（以下、ローラチェーン又はチェーンという。）とスプロケットとで構成するローラチェーン伝動の選定指針について規定する。

この規格に基づく選定は、9.1, 9.2, 10.1, 10.2 及び 10.3 に規定する伝動条件において、おおよそ 15 000 時間の寿命を期待する場合に適用する。

さらに、負荷の特性、雰囲気、保管の状態など様々な条件によっては、この規格が適用できないことがあるので、その場合には、チェーンの製造業者に確認する。

2. 引用規格 次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。この引用規格は、最新版を適用する。

JIS B 1801 伝動用ローラチェーン及びブシュチェーン

備考 ISO 606 : 1994, Short-pitch transmission precision roller chains and chain wheels からの引用事項は、この規格の該当事項と同等である。

3. 記号 この規格で使用する記号及び単位を、表 1 に示す。

表 1 記号及び単位

記号	意味	単位
a	最大軸間距離	mm
a_0	おおよその軸間距離	mm
f_1	運転条件を考慮した使用係数（表 2 参照）	—
f_2	駆動スプロケットの歯数係数（図 3 参照）	—
f_3	異なる歯数に対するリンク数計算のための係数（表 5 参照）	—
f_4	異なる歯数に対する軸間距離計算のための係数（表 6 参照）	—
i	回転比 (n_1/n_2)	—
T	伝達トルク	N·m
n_1	駆動側回転速度	r/min
n_2	被動側回転速度	r/min
p	チェーンピッチ	mm
P	伝達動力	kW

記号	意味	単位
P_e	補正伝達動力	kW
v	チェーン速度	m/s
X	チェーンリンク数	—
X_0	計算チェーンリンク数	—
z_1	駆動スプロケット歯数	—
z_2	被動スプロケット歯数	—

4. 基本式

4.1 伝達動力 スプロケットは、伝達動力 P (kW) によって駆動されるので、伝達トルクが明らかであれば、 P は式(1)で表す。

$$P = \frac{T \times n_1}{9550} \dots\dots\dots (1)$$

4.2 補正伝達動力 補正伝達動力 P_e (kW) は、駆動機及び被動機の特性並びにスプロケットの歯数を考慮して、伝達動力 P に係数を乗じて求める。

$$P_e = P \times f_1 \times f_2 \dots\dots\dots (2)$$

5. 設計仕様 ローラチェーン及びスプロケットを選定する前に、次の事項について明確にする。

- 伝達動力
- 駆動機及び被動機の形式
- 駆動軸及び被動軸の回転速度及び寸法
- 軸間距離及び軸の配置
- 雰囲気条件

備考1. 軸の寸法、極端に長すぎたり又は短すぎたりする軸間距離及び複雑な軸の配置は、選定に影響を与えることがある。

6. スプロケットの選定 スプロケット歯数の決定は、次の手順による。

- 駆動スプロケットの必要な歯数を選ぶ。
- 被動スプロケットの歯数は、式(3)に示す回転比によって決定する。

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \dots\dots\dots (3)$$

- スプロケットの歯数は、最低 17 から最高 114 までの間で選定する。

また、高速度での使用及び衝撃荷重のかかる場合には、駆動スプロケットの歯数は、最低 25 とし、歯面は硬化しなければならない。

7. チェーン伝動諸元の計算及び選定

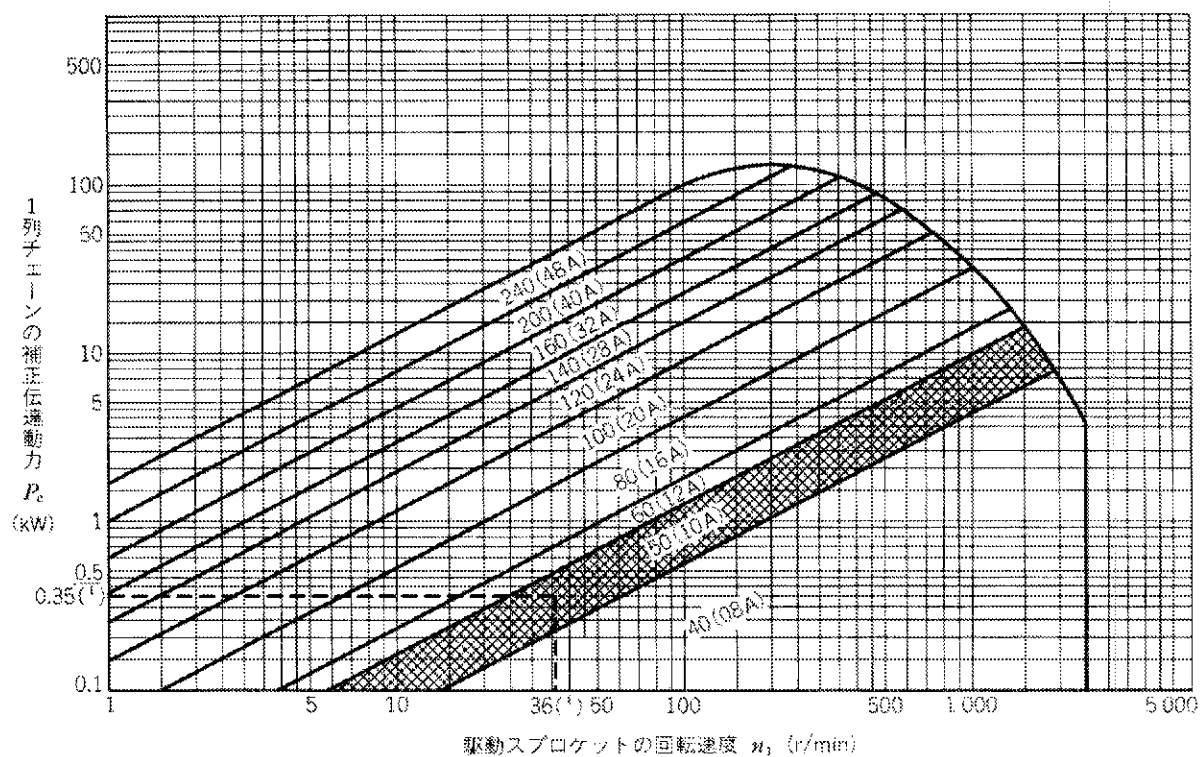
7.1 普通の運転条件における伝動能力 次に示す条件を基礎にして設定された伝動能力図の例を、図 1 及び図 2 に示す。

- 平行、かつ、水平な二つの軸に取り付けられたスプロケットによるチェーン伝動。
- 駆動スプロケットの歯数は 25。
- 1 列チェーン（オフセットリンクを含まない。）。
- リンク数 120 のチェーン（それより短い場合には、寿命は、その長さに比例して短くなる。）。

- e) 回転比は、3 : 1。
- f) おおよその期待寿命は、15 000 時間。
- g) 運転雰囲気温度範囲は、 $-5^{\circ}\text{C} \sim +70^{\circ}\text{C}$
- h) スプロケットは、正しく配置され、チェーンは、正しく調整されている (10.参照)。
- i) 過負荷、衝撃及び頻繁な起動・停止のない定常運転。
- j) 清浄、かつ、適切な潤滑 (9.参照)。

備考2. 図1及び図2は、補正伝達動力 P_c 及び駆動スプロケットの回転速度と、適正なチェーン伝動が可能なチェーン呼び番号との関係を示す伝動能力図の代表例である。

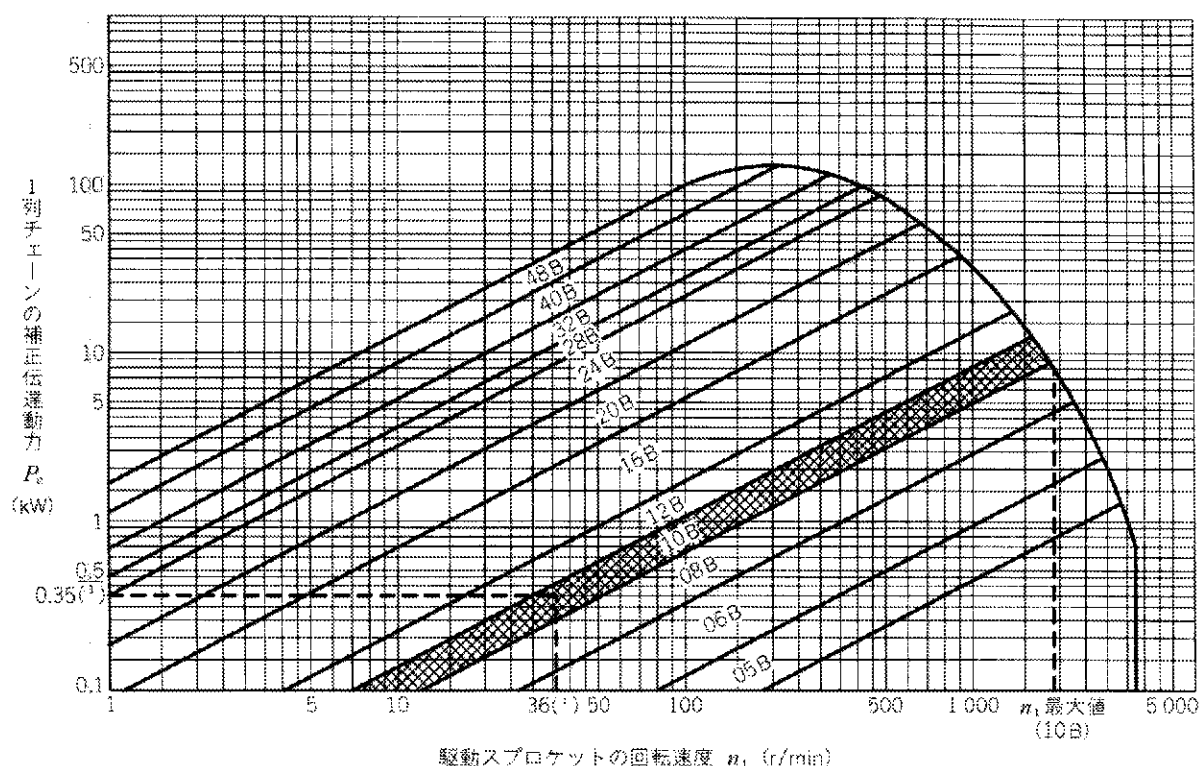
なお、伝動能力図はチェーン製造業者によって異なるので、選定に当たってはチェーン製造業者に確認することが望ましい。



注(1) 附属書 A (参考) ローラチェーン伝動の選定例参照

- 備考1.** 2列チェーンの補正伝達動力は、1列チェーンの P_c 値に多列係数1.75を乗じたものとする。
2. 3列チェーンの補正伝達動力は、1列チェーンの P_c 値に多列係数2.5を乗じたものとする。

図1 JIS B 1801 に規定される A 系チェーン選定のための伝動能力図の例



- 備考1.** 2列チェーンの補正伝達動力は、1列チェーンの P_0 値に多列係数1.75を乗じたものとする。
2. 3列チェーンの補正伝達動力は、1列チェーンの P_0 値に多列係数2.5を乗じたものとする。

図2 JIS B 1801に規定されるB系チェーン選定のための伝動能力図の例

7.2 その他の運転条件の場合の補正

7.2.1 伝達動力の補正 ローラチェーン伝動の特性及び運転条件を考慮して、伝達動力は、4.2に示す式(2)を用いて補正する。

係数 f_1 及び f_2 については、7.2.2及び7.2.3による。

7.2.2 運転条件を考慮した使用係数 f_1 の選定 運転条件に伴う動的な過負荷及び駆動側・被動側要素の性質によって発生する動的な過負荷を考慮して、使用係数 f_1 は設定する。使用係数 f_1 の値は、表3及び表4を考慮して、表2によって選定する。

表2 使用係数 f_1 の値

被動機の特 性 (表4参照)	駆動機の特 性 (表3参照)		
	平滑な伝動	わずかに衝撃を伴う伝動	中程度の衝撃を伴う伝動
平滑な伝動	1	1.1	1.3
中程度の衝撃を伴う伝動	1.4	1.5	1.7
大きな衝撃を伴う伝動	1.8	1.9	2.1

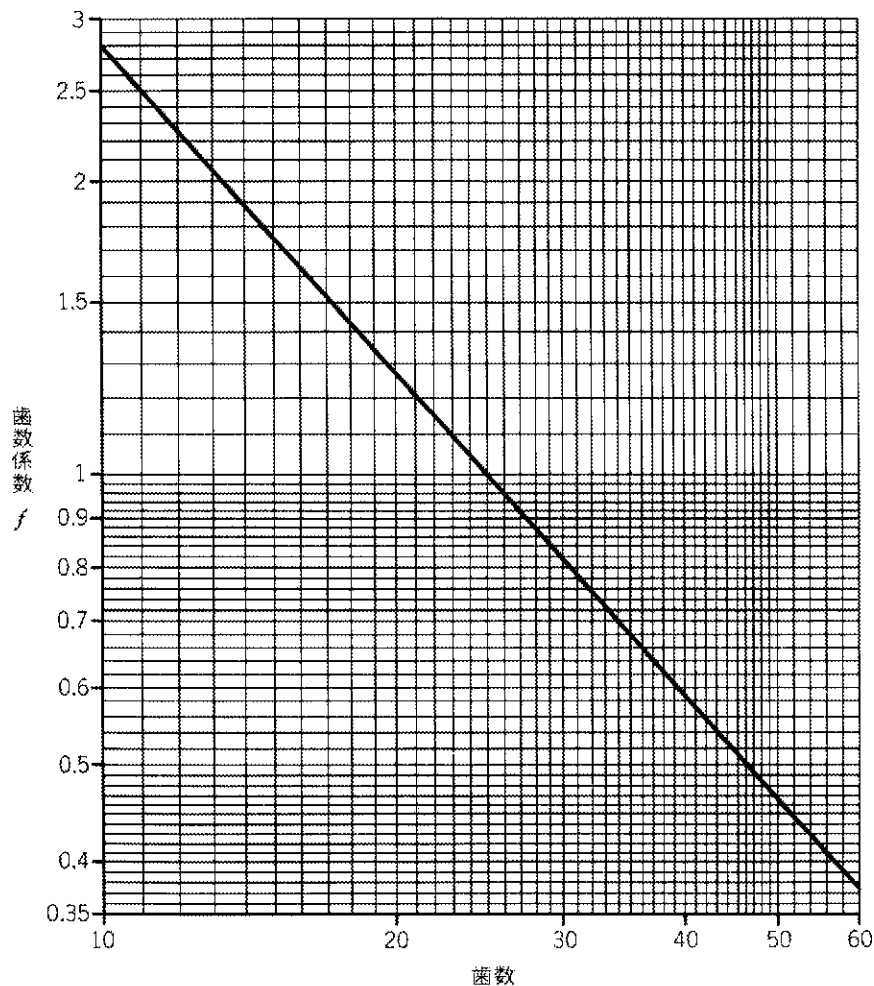
表3 駆動機の特
性及び種類

駆動機の特 性	種類
平滑な伝動	電動機、蒸気又はガスタービン、流体継手付き内燃機関
わずかに衝撃を伴う伝動	6気筒以上の機械式継手付き内燃機関、頻繁(2回以上/日)な起動停止を伴う電動機
中程度の衝撃を伴う伝動	6気筒未満の機械式継手付き内燃機関

表 4 被動機の特性及び種類

被動機の特性	種類
平滑な伝動	遠心ポンプ, 遠心空気圧縮機, エスカレータ, 印刷機械, 一定負荷のベルトコンベヤ, 流体かくはん機及びミキサ, 回転式乾燥機, 送風機
中程度の衝撃を伴う伝動	3 気筒以上のポンプ, 3 気筒以上の空気圧縮機, コンクリートミキサ, 負荷が一定していないコンベヤ, 固体かくはん機及びミキサ
大きな衝撃を伴う伝動	平削盤, 掘削機, ロールミル, ボールミル, ゴム加工機械, プレス, セン断機, 2 気筒以下のポンプ, 2 気筒以下の空気圧縮機, 石油さく井機

7.2.3 駆動スプロケットの歯数係数 f_2 の決定 歯数係数 f_2 は, 駆動スプロケットの歯数を考慮して設定しており, その値は, 図 3 によって決定する。

図 3 駆動スプロケットの歯数係数 f_2

7.3 ローラチェーンの選定 伝動能力図 (図 1 及び図 2 参照) から駆動スプロケットの回転速度において所要の伝達動力を満たす最も小さいピッチの 1 列ローラチェーンを選ぶ。

より小さなスプロケットを使って装置を小さくする必要のある場合は, 多列のローラチェーンを検討する。

7.4 ローラチェーンの長さ 2 軸伝動の場合, チェーンピッチ p 及びスプロケット間のおおよその軸間距離 a_0 によって, 計算チェーンリンク数 X_0 は, 式(4)又は式(5)から計算する。

求めたリンク数 X_0 は, オフセットリンクを用いない偶数リンク数 X に切り上げる。

7.4.1 スプロケット歯数が同じ場合 ($z=z_1=z_2$)

$$X_0=2\frac{a_0}{p}+z \dots\dots\dots (4)$$

7.4.2 スプロケットの歯数が異なる場合

$$X_0=2\frac{a_0}{p}+\frac{z_1+z_2}{2}+\frac{f_3 \times p}{a_0} \dots\dots\dots (5)$$

ここに,

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

なお, f_3 の計算値を, 表 5 に示す。

表 5 係数 f_3 の計算値

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	223.817
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 チェーン速度 チェーン速度 v (m/s) は, 式(6)によって計算する。

$$v=\frac{n_1 \times z_1 \times p}{60\,000} \dots\dots\dots (6)$$

8. 最大軸間距離 最大軸間距離 a (mm) は, 7.4 で算出したチェーンリンク数 X から, 式(7)又は式(8)によって決定する。

8.1 二つのスプロケットの歯数が同じ場合 ($z=z_1=z_2$)

$$a=p\left(\frac{X-z}{2}\right) \dots\dots\dots (7)$$

8.2 二つのスプロケットの歯数が異なる場合

$$a=f_4 \times p[2X-(z_1+z_2)] \dots\dots\dots (8)$$

なお, 係数 f_4 の値を, 表 6 に示す。

表 6 係数の f_4 の計算値

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4
13	0.249 91	2.00	0.244 21	1.33	0.229 68
12	0.249 90	1.95	0.243 80	1.32	0.229 12
11	0.249 88	1.90	0.243 33	1.31	0.228 54
10	0.249 86	1.85	0.242 81	1.30	0.227 93
9	0.249 83	1.80	0.242 22	1.29	0.227 29
8	0.249 78	1.75	0.241 56	1.28	0.226 62
7	0.249 70	1.70	0.240 81	1.27	0.225 93
6	0.249 58	1.68	0.240 48	1.26	0.225 20
5	0.249 37	1.66	0.240 13	1.25	0.224 43
4.8	0.249 31	1.64	0.239 77	1.24	0.223 61
4.6	0.249 25	1.62	0.239 38	1.23	0.222 75
4.4	0.249 17	1.60	0.238 97	1.22	0.221 85
4.2	0.249 07	1.58	0.238 54	1.21	0.220 90
4.0	0.248 96	1.56	0.238 07	1.20	0.219 90
3.8	0.248 83	1.54	0.237 58	1.19	0.218 84
3.6	0.248 68	1.52	0.237 05	1.18	0.217 71
3.4	0.248 49	1.50	0.236 48	1.17	0.216 52
3.2	0.248 25	1.48	0.235 88	1.16	0.215 26
3.0	0.247 95	1.46	0.235 24	1.15	0.213 90
2.9	0.247 78	1.44	0.234 55	1.14	0.212 45
2.8	0.247 58	1.42	0.233 81	1.13	0.210 90
2.7	0.247 35	1.40	0.233 01	1.12	0.209 23
2.6	0.247 08	1.39	0.232 59	1.11	0.207 44
2.5	0.246 78	1.38	0.232 15	1.10	0.205 49
2.4	0.246 43	1.37	0.231 70	1.09	0.203 36
2.3	0.246 02	1.36	0.231 23	1.08	0.201 04
2.2	0.245 52	1.35	0.230 73	1.07	0.198 48
2.1	0.244 93	1.34	0.230 22	1.06	0.195 64

9. 潤滑

9.1 潤滑方法 潤滑方法は、チェーンの速度とピッチ（呼び番号）とによって決定する。

必要最低限の潤滑区分を図 4 に示す。なお、潤滑区分の内容は、次のとおりとする。

区分 1 : 油差し又はブラシを用いた頻繁な手差給油

区分 2 : 滴下給油

区分 3 : 油槽給油

区分 4 : 油ポンプによる強制給油

備考3. 密閉された空間において大荷重で、かつ、高速で運転される場合には、油温調整器が必要となる。

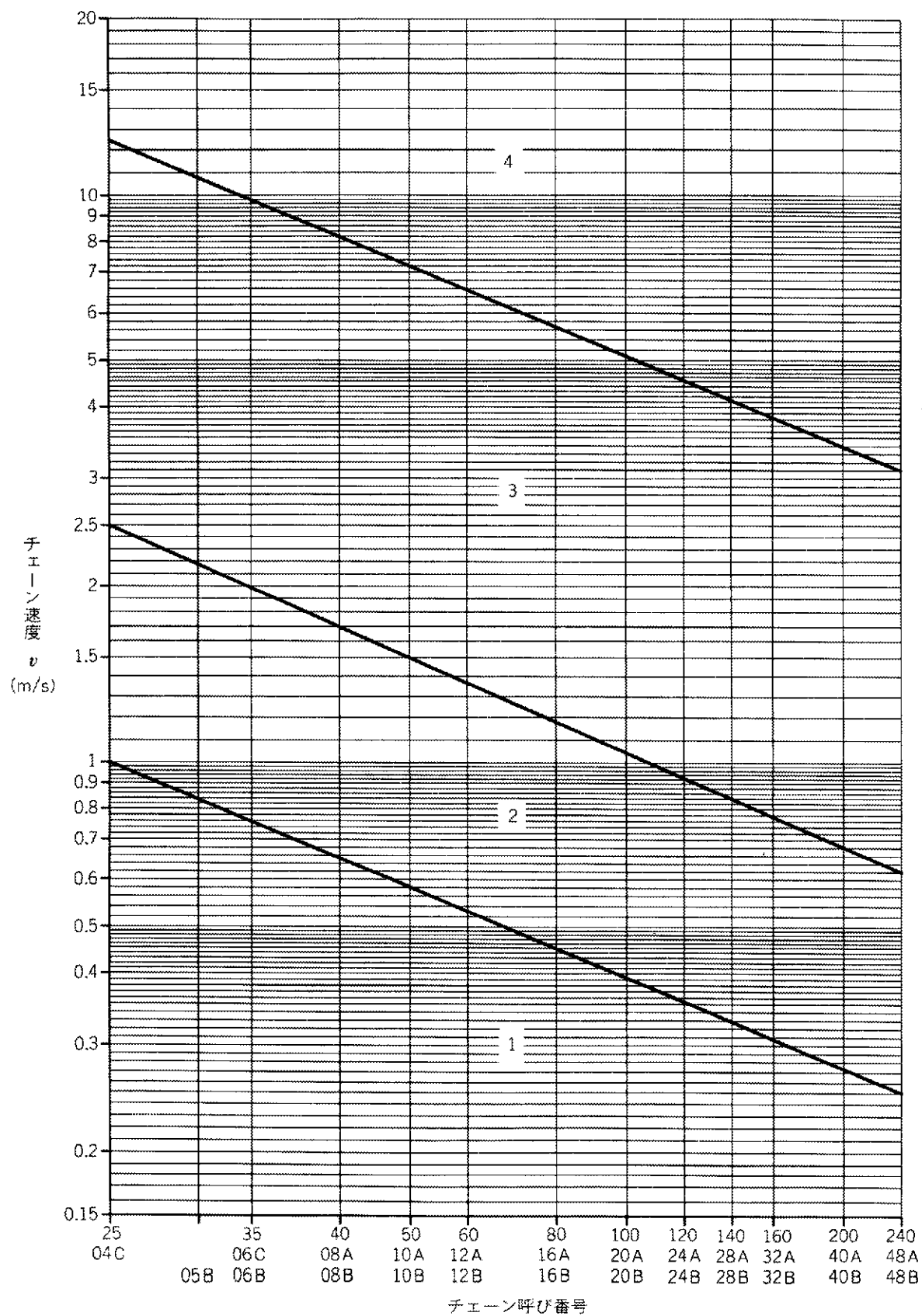


図4 潤滑区分

9.2 潤滑油の粘度 ローラチェーン伝動において使用される潤滑油の雰囲気温度による粘度区分を、表 7 に示す。

表 7 ローラチェーン伝動における潤滑油の粘度区分

雰囲気温度	-5℃以上 +5℃以下	+5℃を超え +25℃以下	+25℃を超え +45℃以下	+45℃を超え +70℃以下
潤滑油の粘度	VG68 (SAE20)	VG100 (SAE30)	VG150 (SAE40)	VG220 (SAE50)
備考 潤滑油は、特に研磨粉で汚れていない清浄なものが必要である。				
参考 () 内に示す SAE 番号は、VG 番号に相当する。				

10. ローラチェーン伝動の設計

10.1 スプロケットの軸間距離 好ましいスプロケットの軸間距離は、チェーンピッチの 30～50 倍であるが、駆動スプロケットの巻付角は、120° 以上でなければならない。

10.2 チェーンの張り調整 チェーンの張り調整は、スプロケットの軸間距離の調整によって行うことを推奨する。この方法が困難な場合には、アイドラ、アイドラスプロケット又はその他の適切な方法によってもよい。

なお、図 5 に示す水平線と軸心との角度が 60° を超える傾斜をしている場合は、必ずアイドラ又はアイドラスプロケットによる適切な張り調整が必要である。

チェーンには張り調整に伴う余分な荷重がかからないよう注意が必要である。

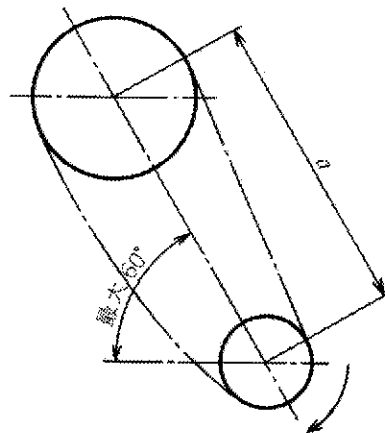
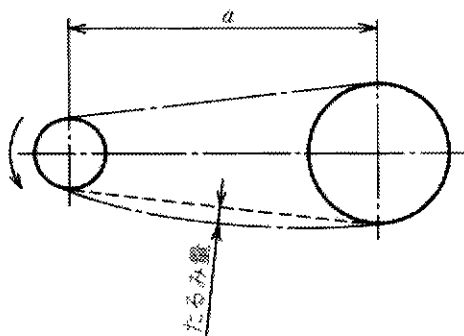


図 5 ローラチェーン伝動の傾斜

10.3 ローラチェーンのたるみ ローラチェーンのたるみの許容範囲は、**参考図**に示すようにスプロケットの軸間距離の中央で測定し、そのたるみ量はスプロケットの軸間距離 a の 1~3%とする。



参考図 ローラチェーンのたるみ

附属書 A (参考) ローラチェーン伝動の選定例

A.1 与えられた条件 図 A.1 は、ローラチェーン伝動の例として、スプロケットの配置の概略を示す。与えられた条件は、次のとおりとする。

伝達動力	$P=0.16\text{kW}$
駆動側回転速度	$n_1=36\text{r/min}$
被動側回転速度	$n_2=10.75\text{r/min}$
回転比	$i=n_1/n_2\div 3.35$
駆動機	ギヤードモータ
被動機	負荷が一定でないコンベヤ
およその軸間距離	$a_0=530\text{mm}$

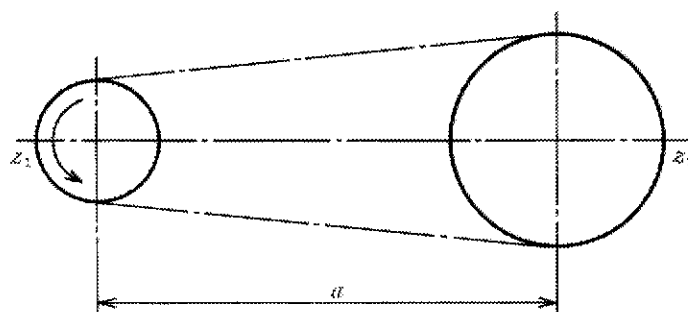


図 A.1 ローラチェーン伝動配置図

A.2 スプロケットの選定

駆動スプロケットの歯数	$z_1=17$
被動スプロケットの歯数	$z_2=i \times z_1=3.35 \times 17 \div 57$

A.3 ローラチェーンの選定

A.3.1 伝達動力の補正

使用係数	$f_1=1.4$ …… 本体の表 2 から
歯数係数	$f_2=1.55$ …… 本体の図 3 から
補正伝達動力	$P_e=P \times f_1 \times f_2=0.16 \times 1.4 \times 1.55 \div 0.35\text{kW}$ …… 本体の式(2)から

A.3.2 ローラチェーンの選定 本体の図 1 及び図 2 の伝動能力図から $P_e=0.35\text{kW}$ 及び $n_1=36\text{r/min}$ の場合には、1 列のローラチェーン 50 又は 10B を選定する。

ここに、50 又は 10B のチェーンピッチは、15.875mm である (JIS B 1801 参照)。

A.3.3 ローラチェーンの長さ ローラチェーンの長さは、次によって求める。

リンク数の計算を行う。

$$X_0=2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1+z_2}{2} + \frac{f_3 \times p}{a_0} \dots\dots \text{本体の式(5)から}$$

ここに、 $z_2-z_1=57-17=40$ のとき、 $f_3=40.529$ …… 本体の表 5 から

したがって、

$$X_0 = 2 \frac{530}{15.875} + \frac{17+57}{2} + \frac{40.529 \times 15.875}{530} = 104.99$$

これを偶数に切り上げて、リンク数 $X=106$ とする。

A.3.4 チェーン速度

$$v = \frac{n_1 \times z_1 \times p}{60\,000} = \frac{36 \times 17 \times 15.875}{60\,000} = 0.16 \text{ m/s} \cdots \cdots \text{本体の式(6)から}$$

A.4 スプロケットの最大軸間距離 最大軸間距離 a は、次のように求める。

$$a = f_4 \times p [2X - (z_1 + z_2)] \cdots \cdots \text{本体の式(8)から}$$

$$\text{ここに, } \frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{106 - 17}{57 - 17} = 2.23 \text{ のとき, } f_4 = 0.245\,67 \cdots \cdots \text{本体の表 6 から}$$

したがって、

$$a = 0.245\,67 \times 15.875 [2 \times 106 - (17 + 57)] = 538.2 \text{ mm}$$

A.5 潤滑 潤滑方法は、本体の図 4 によって $v=0.16\text{m/s}$ のとき、50 又は 10B のローラチェーンの潤滑区分は、1 であり、最小限の給油とし手差給油を選定する。

JIS B 1810 原案作成委員会 構成表

	氏名	所属
(委員長)	○ 中 込 昌 孝	慶応義塾大学
(委員)	○ 寺 田 利 邦	早稲田大学専門学校
	○ 本 間 清	工業技術院標準部
	中 嶋 誠	通商産業省機械情報産業局
	○ 吉 岡 武 彦	株式会社椿本チエイン
	○ 前 田 繁 利	株式会社椿本チエイン
	○ 山 田 昭	大同工業株式会社
	○ 澤 田 啓 一	和泉チェン株式会社
	○ 井 上 洋 一	ブルトンチェン株式会社
	○ 西 野 俊 明	株式会社江沼チェン製作所
	川 向 菊 雄	東洋製罐株式会社
	深 井 光 雄	株式会社小森コーポレーション
	吉 澤 俊 男	石川島播磨重工業株式会社
	石 野 力	株式会社小松製作所
	豊 嶋 順 彦	東芝エレベータテクノス株式会社
	橋 本 繁 晴	財団法人日本規格協会
(事務局)	○ 浦 源 吾	日本チェーン工業会

備考 ○印は、小委員会を兼ねる。

文責 前田繁利