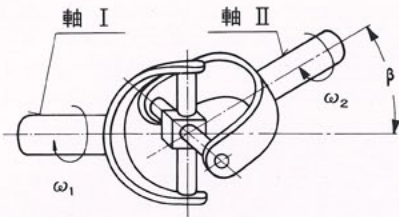


ユニバーサルジョイントの一般説明および選択

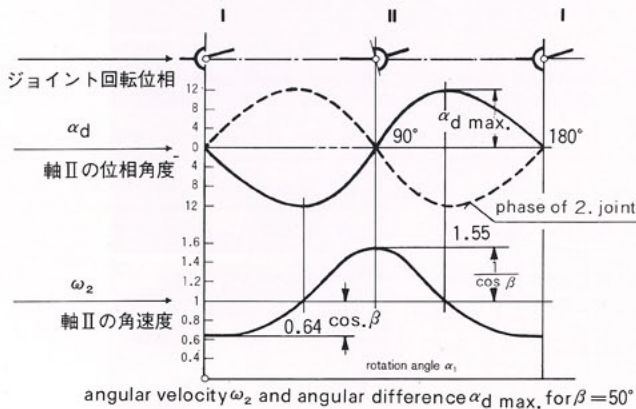
ジョイントの原理

お互いにある角度 β で傾き合っている二本の軸が、単一のユニバーサルジョイントで連結され、軸Ⅰが一定角速度 ω_1 で回転する場合、軸Ⅱは非一様角速度 ω_2 で回転する。

この原則は、ユニバーサルジョイント伝導の配列として知っておかねばならないものである。したがってこれを次の節に記述する。



この(角速度の)不整さは、カルダン誤差ともいうが、角速度 ω_2 にくぼみ状の振動を生じさせ、また軸Ⅱの回転角 α_2 に振幅 $\pm\alpha_d$ の位相差を生じさせる。このことは回転位相180°の範囲について下図に示されている。



被駆動軸Ⅱの角速度は、どの回転位相についても次の式で決まる。

$$\omega_2 = \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \sin^2\beta} \cdot \omega_1 \quad \frac{1}{S}$$

ここで α_1 は駆動軸Ⅰの回転角度、 β はジョイントの偏位角度である。角速度 ω_1 を1とすれば、軸Ⅱの角速度は次のようになる。

$$\omega_2 = \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \sin^2\beta} \quad \frac{1}{S}$$

軸Ⅰの一回転の間に、軸Ⅱは二度、最大角速度になる。この最大角速度は次の通りである。

$$\omega_2 \text{ max} = \frac{1}{\cos\beta} \quad \frac{1}{S}$$

そして最小角速度は次の通りである。

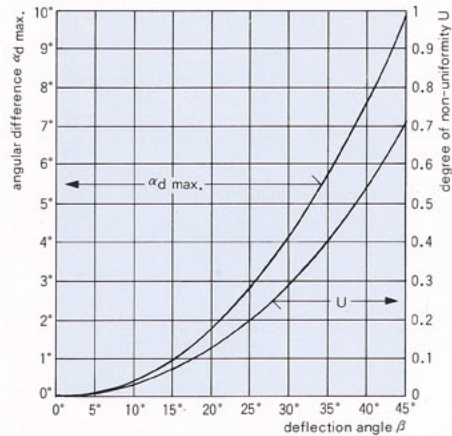
$$\omega_2 \text{ min} = \cos\beta \quad \frac{1}{S}$$

この不整度は次の通りである。

$$U = \frac{\omega_2 \text{ max} - \omega_2 \text{ min}}{\omega_1} = \text{tg } \beta \cdot \sin$$

$$\text{tg } \alpha_d \text{ max} = \pm \frac{1 - \cos\beta}{2\sqrt{\cos\beta}}$$

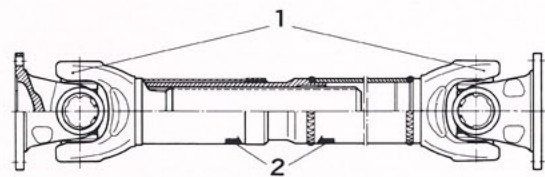
不整度Uと角速度 $\alpha_d \text{ max}$ は下図の通りである。



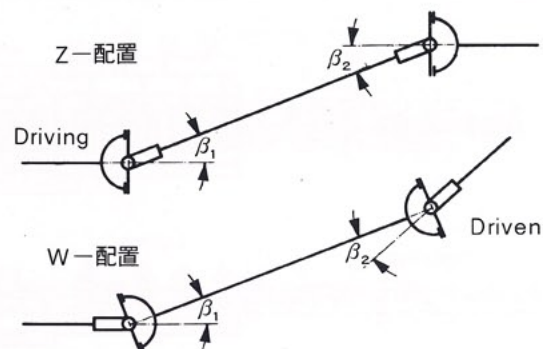
上に説明した原則の結果として、単一のジョイントはこの不整さをあまり重要視しない用途にのみ使うことになる。しかしながら、二つのユニバーサルジョイントを一列につないで配置することによって、単一のジョイントがもつ不整さを補正することができる。

一般に使われる基本的配置は、W偏位方式とZ偏位方式である。まず始めに、連結しようとする両軸が、同一平面上にある場合のユニバーサルジョイントシステムについて考えることにする。これに対する想定は：

- 中間軸の両ヨーク(1)は同一平面上になければならない。矢印を注視すること(2)。

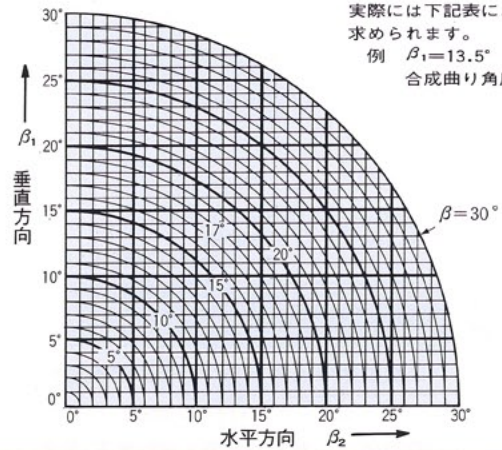
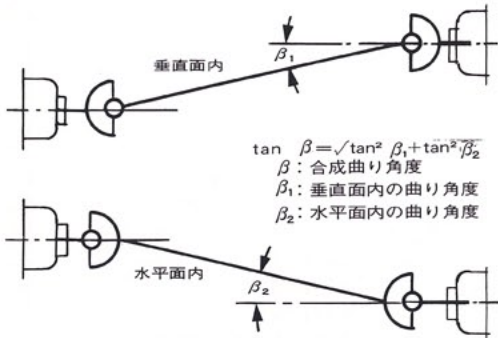


- 両ジョイントの偏位角度 β_1 と β_2 は等しくなければならない。このことは(Z-配置)か(W-配置)の場合に可能である。



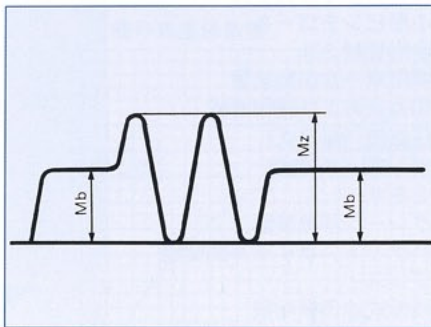
合成曲り角度

水平垂直面内で同時に曲り角度を生じた場合の合成曲り角度。

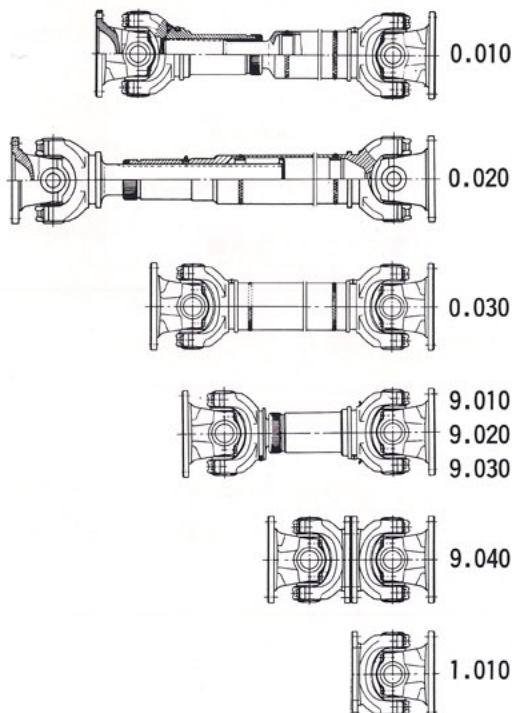


選定について

ユニバーサルジョイントの選定は下記の作動条件にもとづいて載き最終選定の際は弊社までお問い合わせ下さい。



Joint Model No.



運転特性値の定義

M (kgf-m) = 公称トルク: この値はHP, Kw, R.P.M. から求められる。

$$M = 716.2 \times \frac{HP}{R.P.M.} \text{ 又は } 974 \times \frac{kW}{R.P.M.} \text{ kgf-m}$$

M_b (kgf-m) = 負荷が一定で滑らかな連続運転トルク (各シリーズごとのトルク表を参照)

M_z (kgf-m) = 稀にしか現れぬピーク負荷の場合の最大許容負荷

N_{max} [R.P.M.] = 運転中に生れる最高回転数

n_β [R.P.M.] = 曲り角度に対比されたU-Jの最大回転数 (ページ12表1)

$n_{限界}$ [R.P.M.] = 曲げ振動を考慮したU-Jの最大許容回転数 (ページ12表2)

L_h (Hr) = ニードルベアリングの計算上の寿命時間 (寿命係数 ページ12表K2)

L_z (%) = スプライン伸縮タイプのフランジ間全長 (発注時に指示)
 但し寸法表内に記載している L_z は、製作上の最短寸法であり、この寸法より短くする場合はメーカーに問合せのこと

L_o (%) = スプライン方式で無い固定式 (発注時に指示)

l_1 (%) = L_z 基準寸法におけるスプラインの最大引延ばし長さ

l_2 (%) = L_z 基準寸法におけるスプラインの短縮時の最短長さ

Joint Model No. 0.010 = スプライン伸縮 標準ストロークタイプ

0.020 = スプライン伸縮 超ストロークタイプ

0.030 = 固定式 スプライン方式で無いタイプ

9.010~9.030 = スプライン伸縮 短縮タイプ

9.040 = ダブルフランジタイプ

1.010 = シングルフランジタイプ

ユニバーサルジョイントの選定

ユニバーサルジョイントの選定は下記の作動条件に基づいて載き最終選定の際は弊社までお問い合わせ下さい。

- 1) 最大伝達トルク
- 2) 計算トルク
- 3) 曲り角度条件
- 4) 回転数
- 5) 組立全長
- 6) 連結装置の軸受にかかる荷重

最大トルク

伝えるべき最大トルクは駆動機の公称トルクと被駆動機の相当起動ファクター、すなわち、サービスファクターから決定して下さい。サービスファクターの概略値は、右表から考えられます(参考)。この方法で求められた最大トルクは選択した継手サイズに対する寸法表に示された最大トルクを超えないよう注意下さい。

最大トルクの計算

$$T_{MAX} = 716.2 \times \frac{HP}{N} \times K \dots\dots\dots (kgf\cdot m)$$

$$T_{MAX} = 974 \times \frac{KW}{N} \times K \dots\dots\dots (kgf\cdot m)$$

$$T_{MAX} = 9,552 \times \frac{KW}{N} \times K \dots\dots\dots (N\cdot m)$$

$$1\text{kgf}\cdot\text{m} = 9.8\text{N}\cdot\text{m}$$

$$1\text{N}\cdot\text{m} = 0.102\text{kgf}\cdot\text{m}$$

$$T_{MAX} \leq Mb$$

T_{MAX} = 最大トルク (kgf·m)

Mb = ユニバーサルジョイントの許容最大トルク

(寸法表を参照のこと)(kgf·m)

K = サービスファクター (右表)

計算トルク

要求稼働寿命に注目して、ジョイントのサイズを選択するには連続トルクとその作動条件に対する修正ファクターとから決まる計算トルクに基づいて行って下さい。

用途にしたがって連続トルクは公称トルクであることもあり、あるいは、稼働プログラムから計算しなければなりません。計算トルクは、下記にて概略計算していただき、最終的な計算は弊社の技術者と協力して行って下さい。

$$T_A = M_o \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$$

T_A = 計算トルク kgf·m

M_o = 連続トルク kgf·m

K_1 = 衝撃係数

K_2 = 寿命係数

K_3 = 曲り角度係数

K_4 = ベアリングに対する負荷係数 1.3~1.5

K

サービスファクター Service factor

荷重条件 Load condition	使用機械	Service factor K
連続荷重 Continuous load	渦巻ポンプ 発電機 (連続) コンベア (連続) 小形通風機	1.2 } 1.5
	軽い 衝撃荷重 Light shock load	渦巻ポンプ 発電機 (非連続) コンベア (非連続) 中形通風機 工作機械 印刷機械 木材取扱機械 小形紙および織物機械
中程度の 衝撃荷重 Medium shock load	ポンプ (多筒式) 圧縮機 (多筒式) 大形通風機 船用トランスミッション 布および紙用ローラ式光沢機 輸送用ローラ・テーブル 線材および棒材ミル 小形ピンチロール 小形管材ミル 機関車一次駆動装置 強力紙および織物機械	2.5
激しい 衝撃荷重 Heavy shock load	圧縮機 (単筒式) ポンプ (単筒式) ミキサー クレーン移動装置 バケット、ホイール開墾機 プレス 回転式油田掘削機 機関車二次駆動装置 連続式作業用ローラ、テーブル 中形型鋼ミル 連続スラブおよびフレームミル 連続強力管材ミル	3
極端な 衝撃荷重 Extreme shock load	(製紙用)プレスト ローラ駆動装置 包装紙ロール駆動装置 可逆式作業用ローラ、テーブル 可逆式スラブおよびブルームミル 打撃式スケール除去機 振動コンベア	4 } 6

K₁

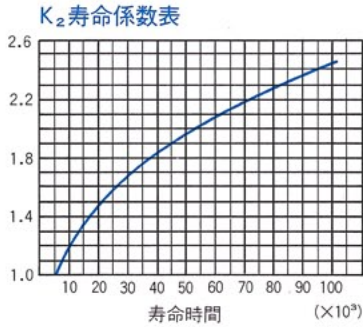
衝撃係数

原 動 機	シリンダー数	K ₁
電 動 機	—	1.00
ガソリンエンジン	4 <	1.25
	1~3	1.50
ディーゼルエンジン	4 <	1.50
	1~3	2.00

内燃機関駆動の用途でフレキシブルカップリングを使用しない場合K₁の値は0.5大きく取って下さい。

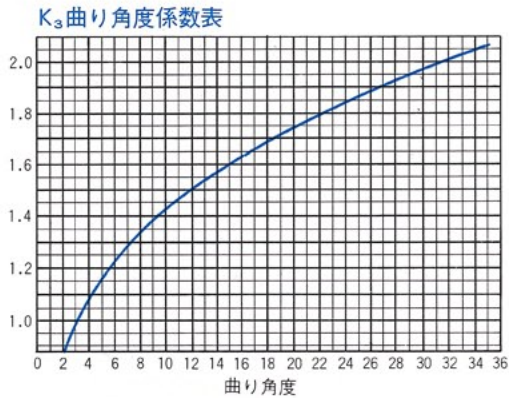
K₂ 寿命係数

トルク表のベースとなった5000hrとは違った寿命に対してはそれに相応した係数を適用して下さい。



K₃ 曲り角度係数

曲り角度が3°でない場合、要求寿命を実現するためには、それに相応した係数を適用して下さい。



曲り角度と回転数の関係

ジョイントの曲り角度と回転数の関係は、中間部の質量加速モーメントが一定の値を越えてはならないことが理論的に又多くの使用実績からも明らかにされております。
この質量加速モーメントは回転数と曲り角度の積(即ちn×β)及質量慣性モーメントによって左右されます。
シャフトの長さ(Lc)が1500mmに近似した場合、許容曲り角度は次の図表により求めることが出来ます。

$$n \times \beta = \text{表1}$$

n = 使用回転数 rpm
β = ジョイントの曲り角度

たわみによる限界回転数

ユニバーサルジョイントは、フレキシブルな弾性体であり、たわみにより危険回転数についてチェックしなければなりません。安全さのためから許容最大回転数が危険回転数より十分離れている必要があります。

たわみによる限界回転数の計算式

$$n_{\text{限界}} = 1.22 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} \cdot \frac{1}{L_c^2} \text{rpm}$$

D = チューブの外径 (cm)

d = チューブの内径 (cm)

L_c = クロスピン間距離 (cm)

従って許容回転数は

$$n_{\text{許容最大}} = 0.65 \cdot n_{\text{限界}} \text{rpm} \quad \langle \text{表2} \rangle$$

