

第4回：締結要素

- 軸継手
- 軸と回転体の締結
- 軸設計の実例紹介
- 安全ピンの強度計算

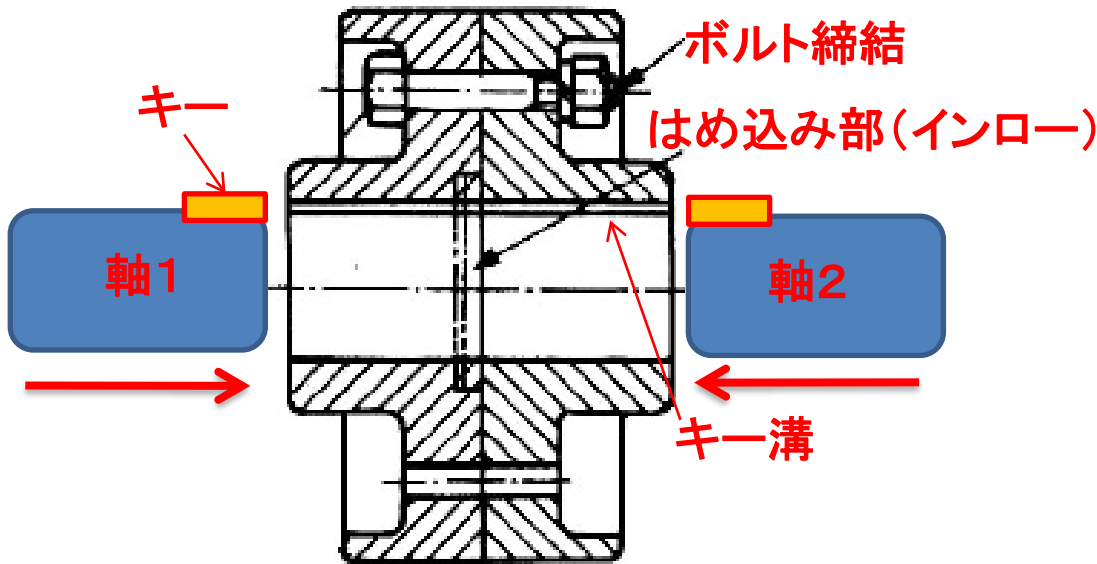
軸継手

原動軸と従動軸の軸端と軸端を結合して回転及び動力を伝える機械要素である。

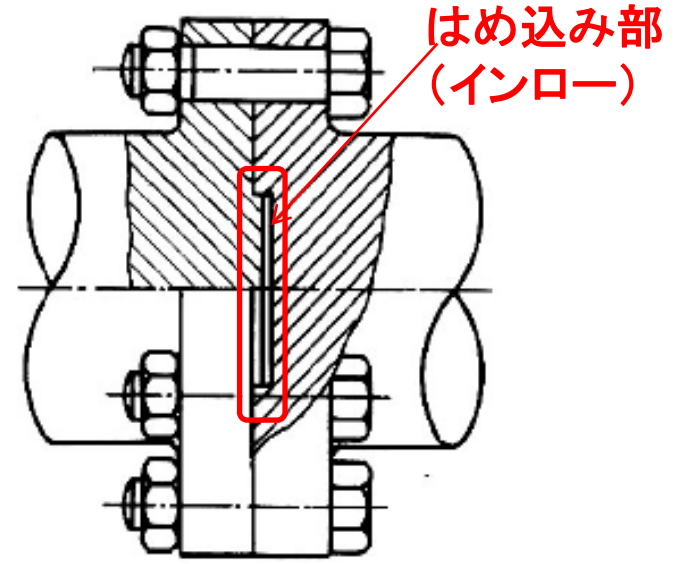
- 種類：
1. 固定継手
 2. たわみ継手
 3. 自在継手
 4. オルダム継手

1. 固定継手

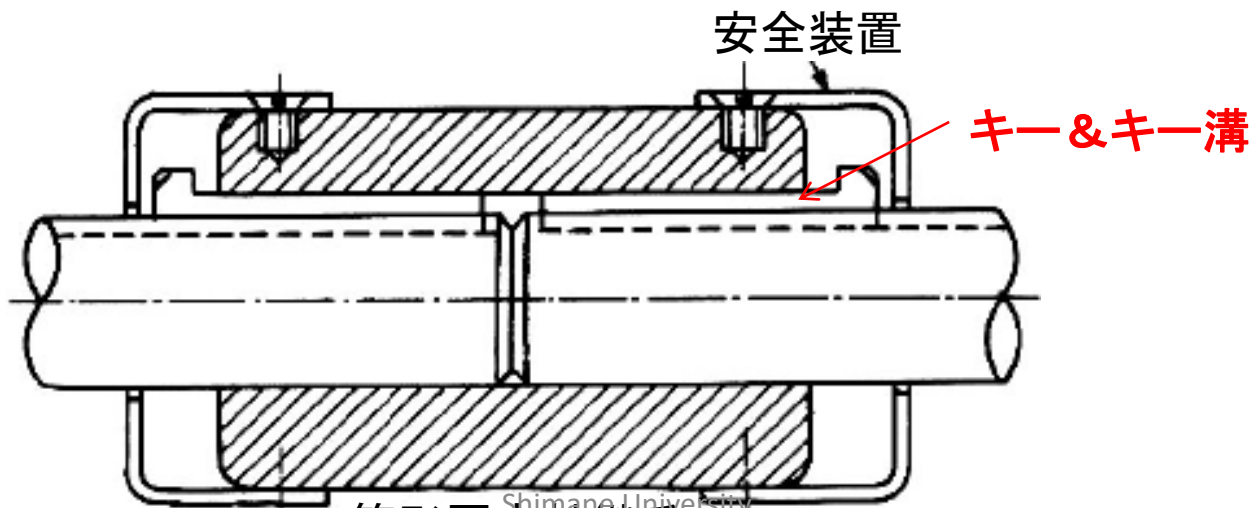
はめ込み部のインローによる位置決め



フランジ形固定軸継手



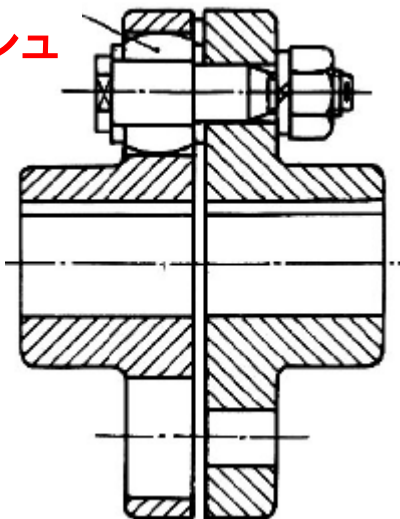
鍛造フランジ形固定軸継手



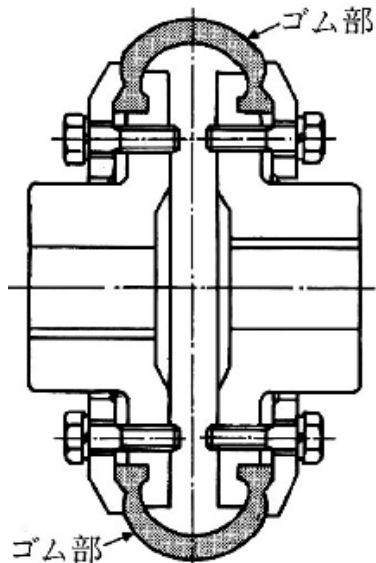
筒形固定軸継手

2. たわみ継手

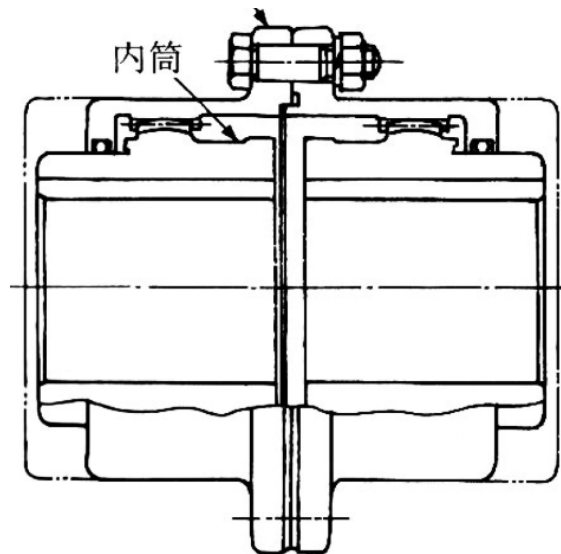
ゴム・
皮ブシュ



フランジ形たわみ軸継手

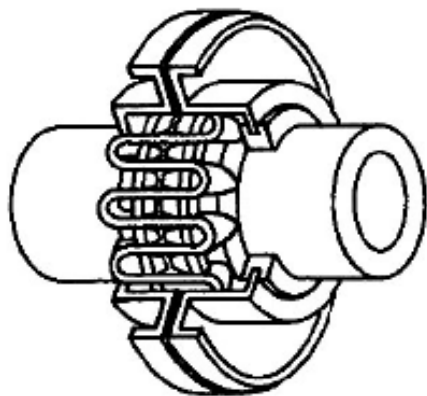


ゴム軸継手

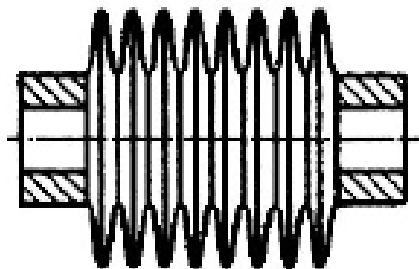


歯車形軸継手

新幹線の車輪駆動用

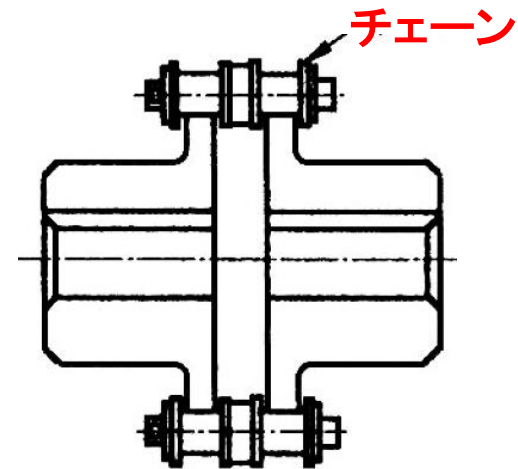


金属ばね軸継手



ベローズ軸継手

金属ばね軸継手

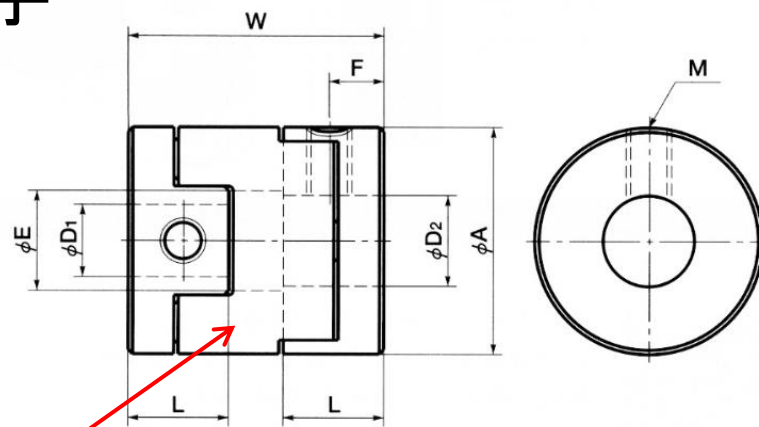
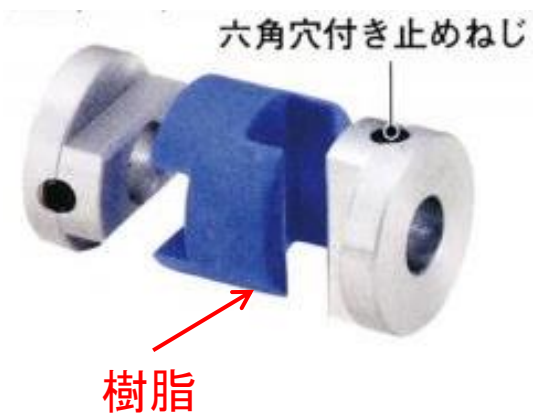


チェーン軸継手

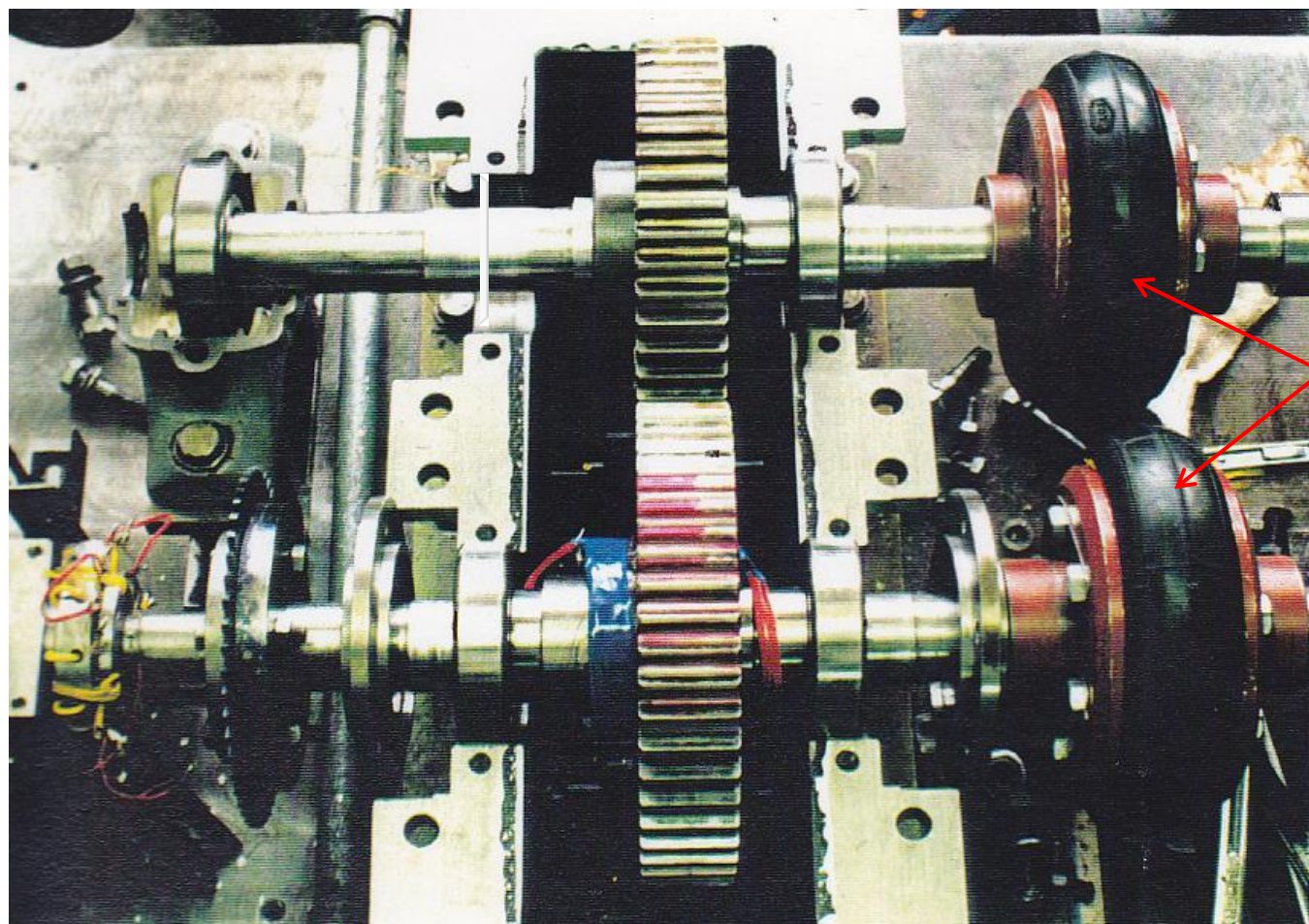
ゴム継手の写真



樹脂継手

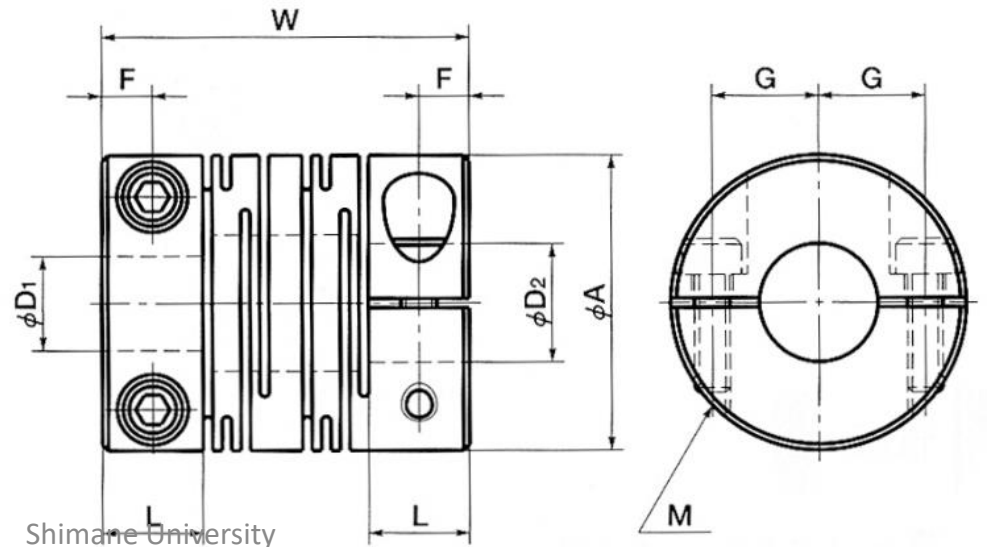
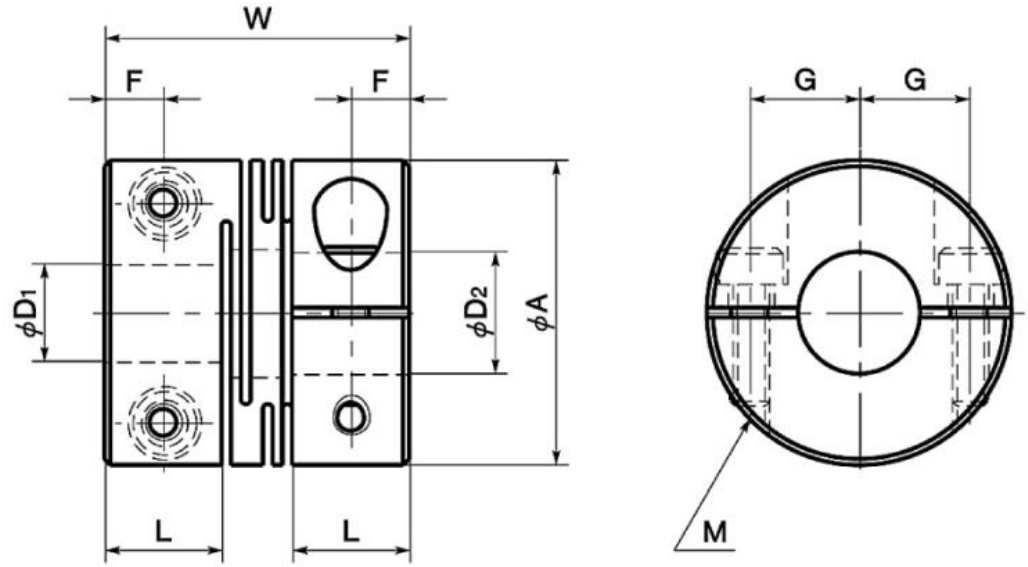


ゴム継手の応用

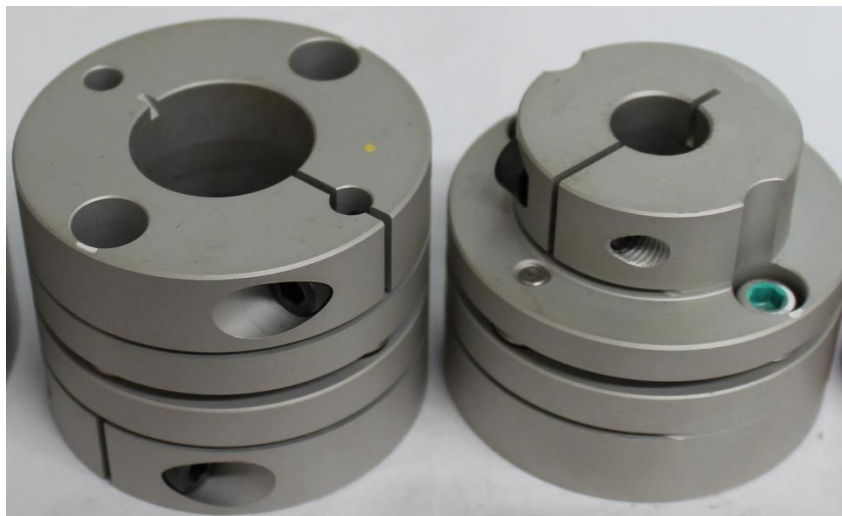
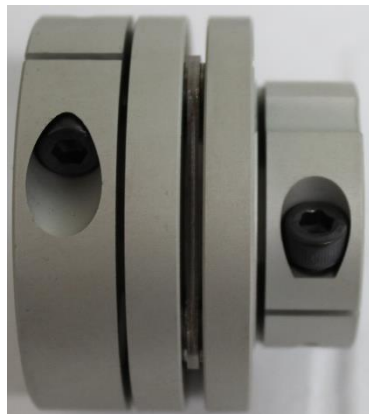


ゴム
継手

フレキシブル継手

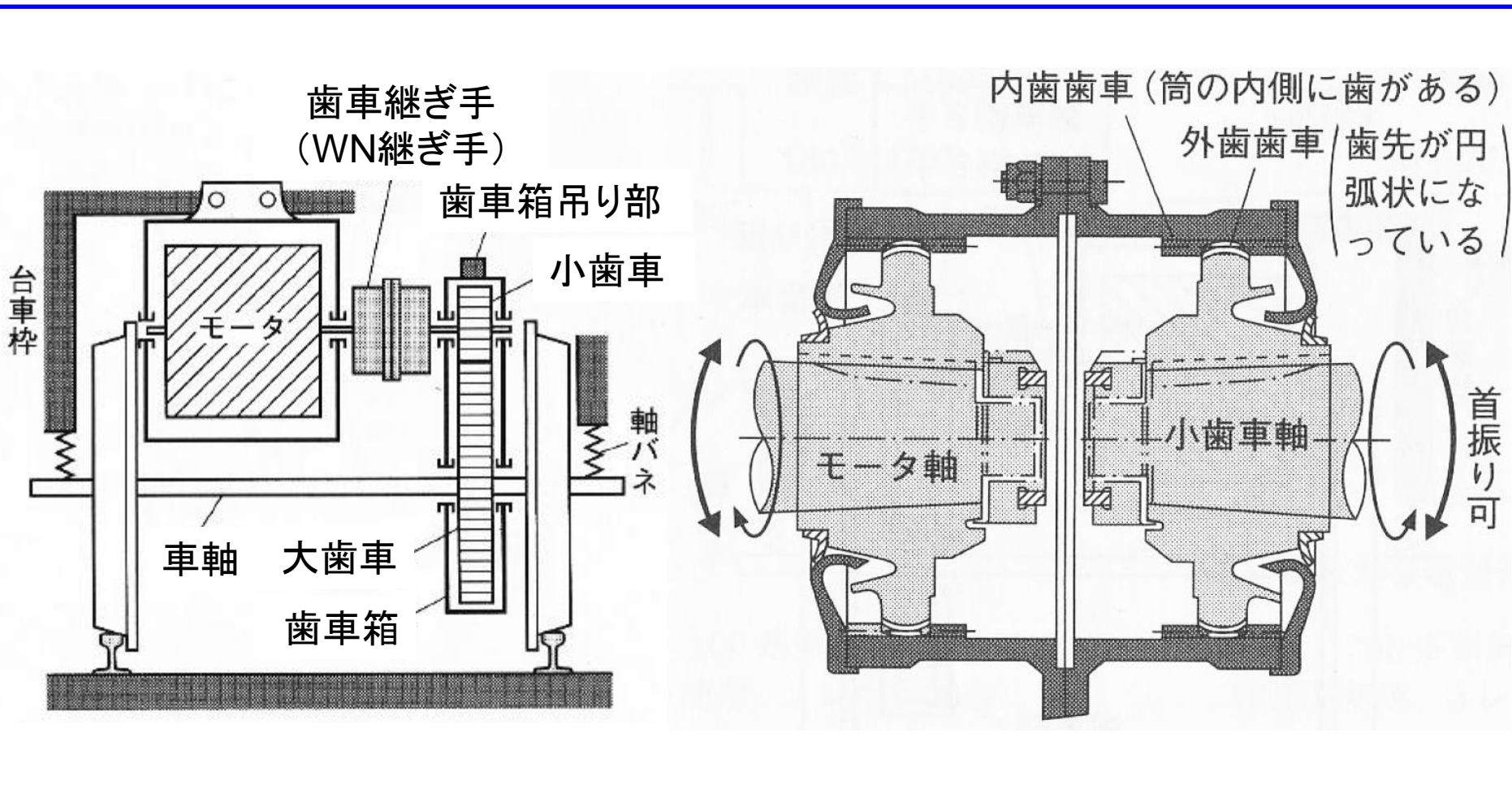


フレキシブル継手の写真



歯車形軸継手

特徴: 軸と軸の芯ずれやミスアラインメント(傾き)誤差をうまく吸収し、組立誤差の大きい場合においても、軸をうまく回転させる



歯車形継手の写真



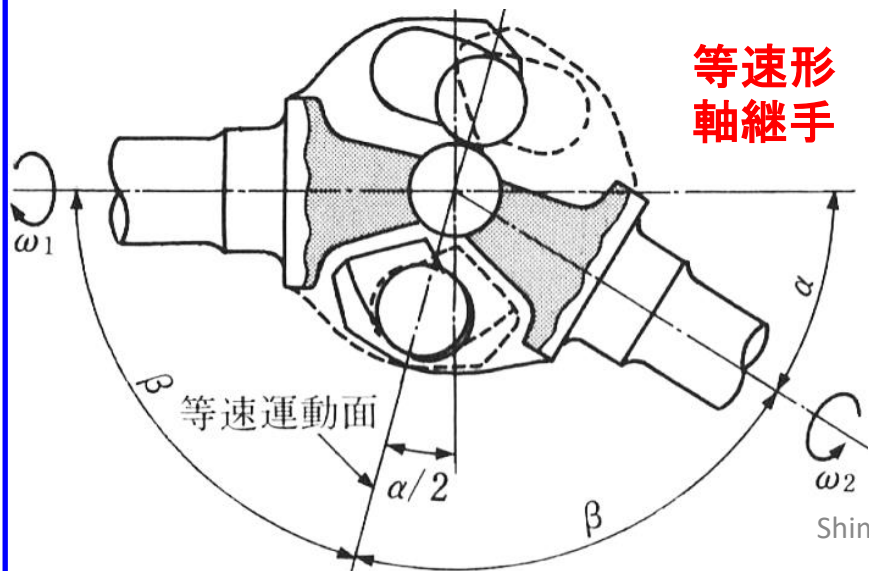
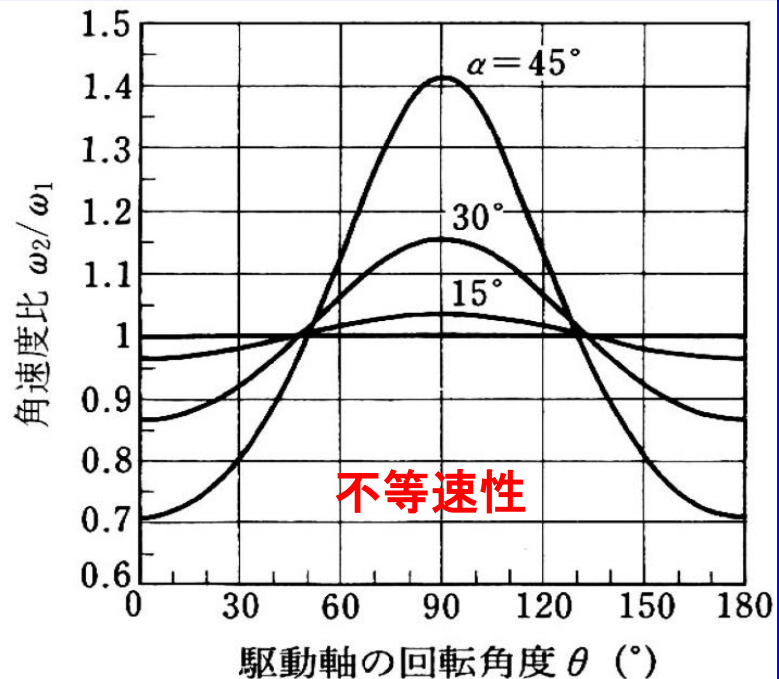
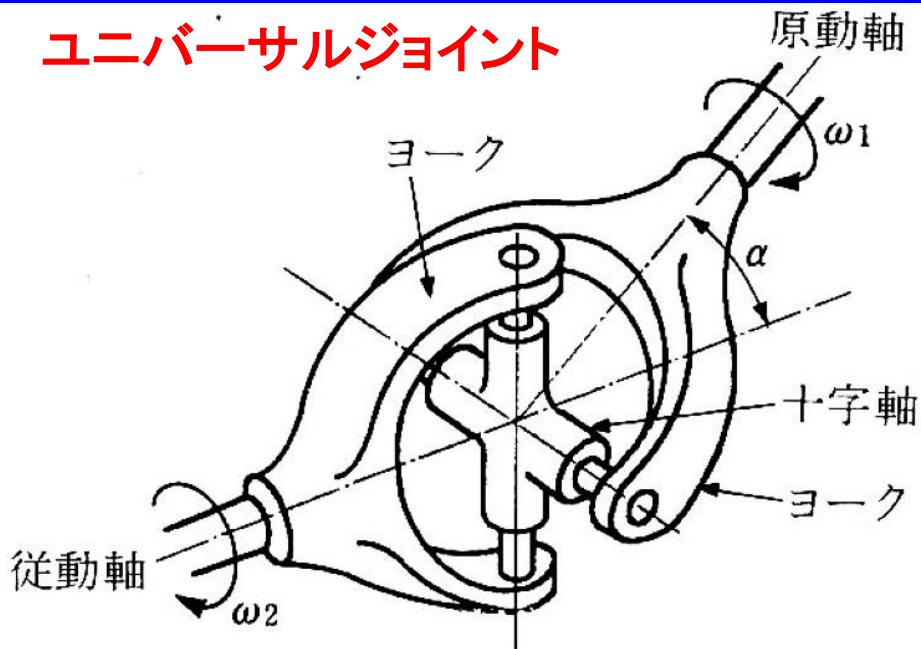
出典：<https://www.rw-america.com/product-overview-industry/product-overview-industry-flexible-gear-couplings/>



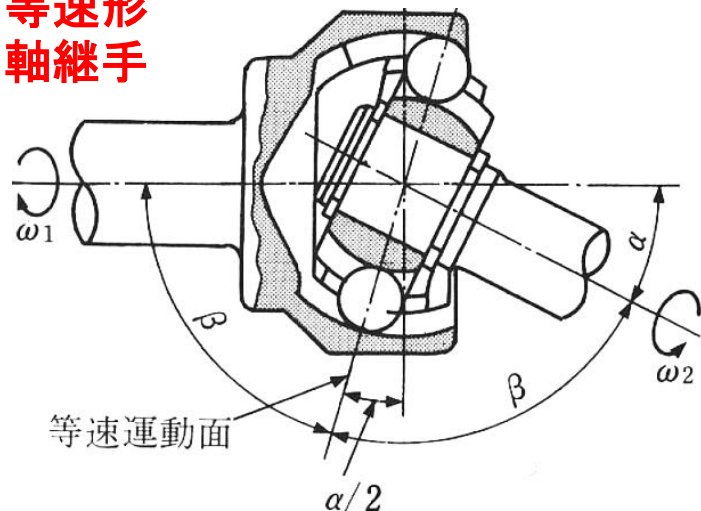
出典：<https://www.asarengineering.com/gear-coupling>

3. 自在軸継手

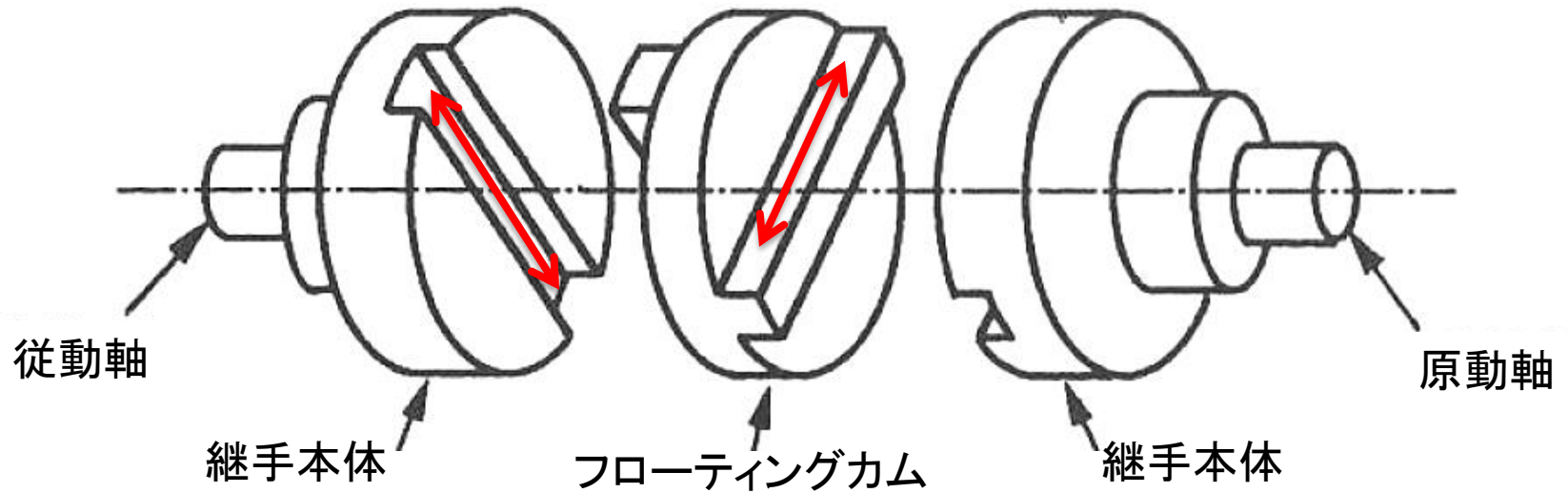
ユニバーサルジョイント



等速形軸継手



4. オルダム軸継手



波動歯車装置におけるオルダム継手の応用

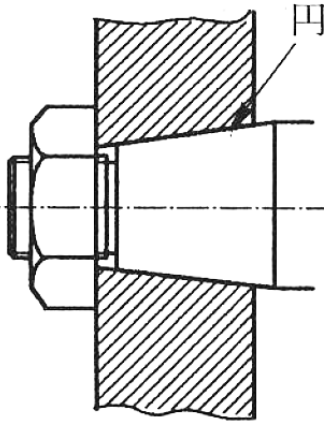
(株)ハーモニックドライブシステムズ社製 島根大学購入品

軸と回転体の締結

1. キーによる締結
2. キーの強度計算
3. 圧入・焼きばめによる締結
4. 圧入・焼きばめの計算
5. キー溝の加工
6. 軸と回転体の他の締結方法

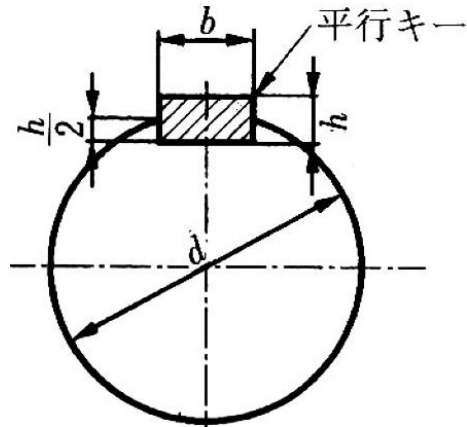
1. キーによる締結

(1) テーパー締結



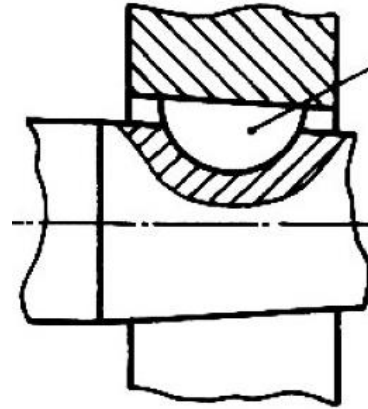
特徴：
高精度(隙間なし)
小トルク、

(2) 平行キー締結



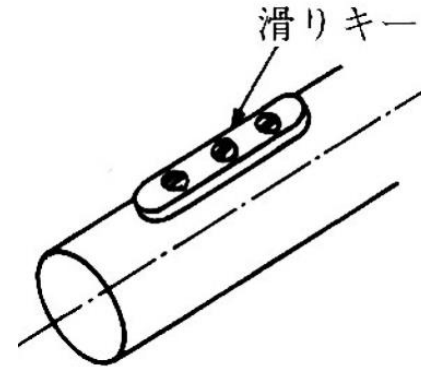
特徴：
大トルク
位置決め精度が悪い
(隙間あり)

(3) 半月キー締結



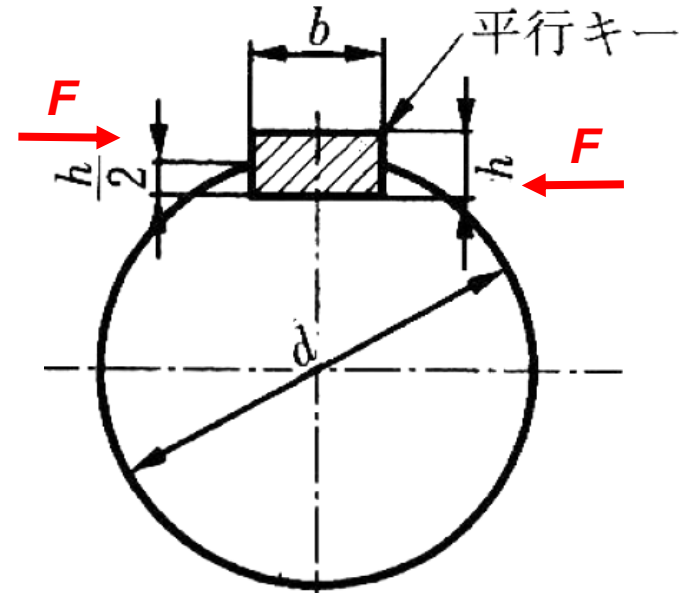
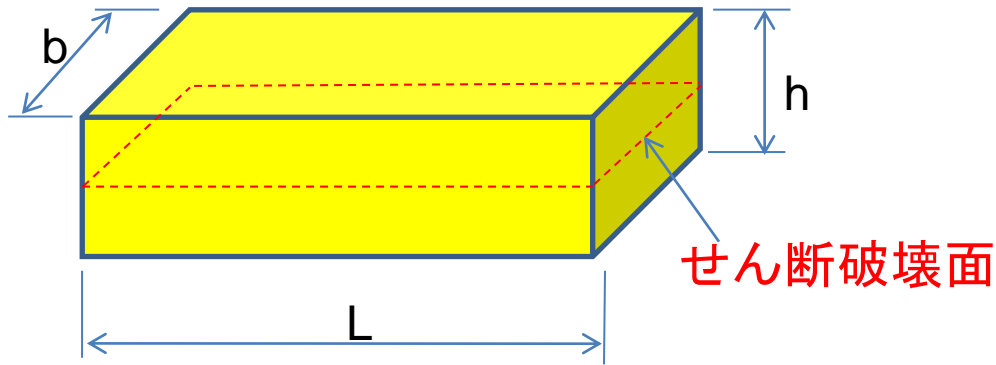
特徴：
高精度
大トルク
位置決め精度が高い(隙間なし)
加工が難しい。

(4) 滑りキー締結



特徴：
軸方向に移動しなければなら
ない場合に使用

2. キーの強度計算



キーに作用する力: $F = \frac{T}{d/2}$

圧縮破壊強度の計算: $P = \frac{F}{0.5hL}$ 判断基準 $\rightarrow P \leq P_a$ [許容応力]

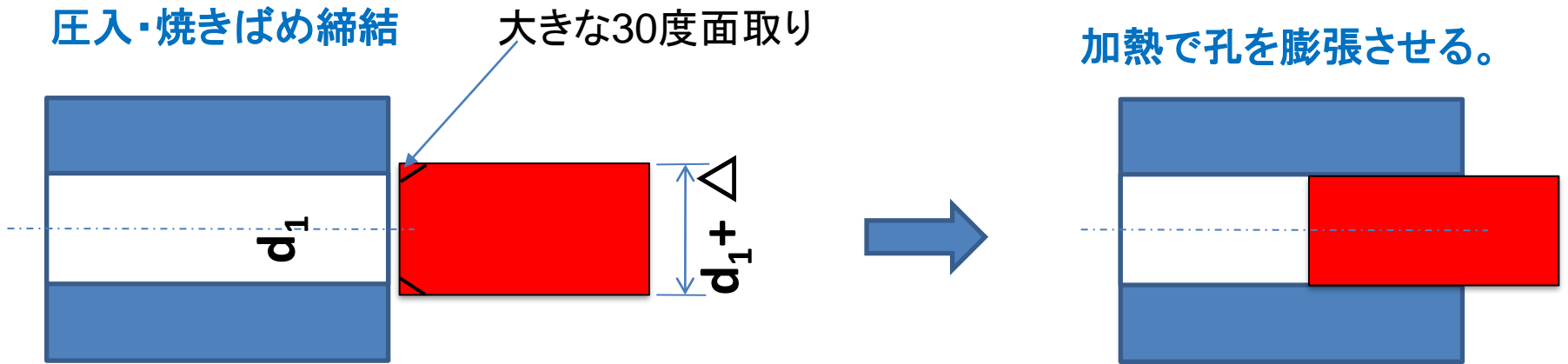
(キーの側面面積の半分 = $0.5hL$)

せん断破壊強度の計算: $\tau = \frac{F}{bL}$ 判断基準 $\rightarrow \tau \leq \tau_a$ [許容応力]

(せん断破壊面の面積 = bL)

ここで、 P はキーの側面面圧(表面接触応力)であり、 τ はせん断面上のせん断応力である

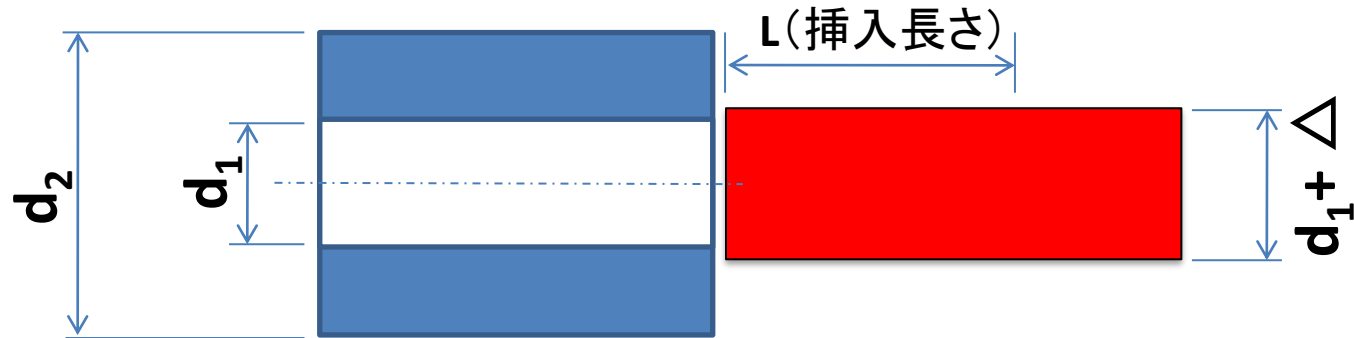
3. 圧入・焼きばめによる締結



常温で油圧プレスで強制的に押し込む⇒**圧入**
締めしろ Δ = 軸直径の1/2000

加熱で軸穴を膨張させて、軸を簡易に挿入する⇒**焼きばめ**
締めしろ = 軸直径の1/1000

4. 圧入・焼きばめの計算



接合後の円筒と軸間の内部圧力:
$$P = \frac{d_2^2 - d_1^2}{2d_1 d_2^2} E \Delta$$

接合部の面積:
$$A = \pi d_1 L$$

E : 材料の縦弾性係数

Δ : 締めしろ

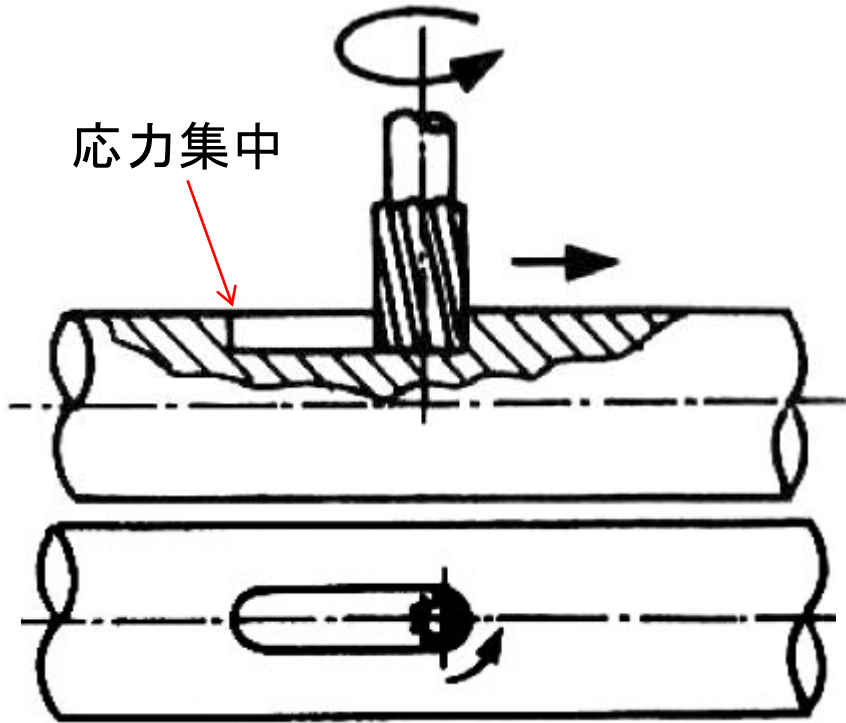
μ : 円筒と軸間の摩擦係数

$\mu=0.15$

伝達できるトルク:
$$T = \mu P A \frac{d_1}{2}$$

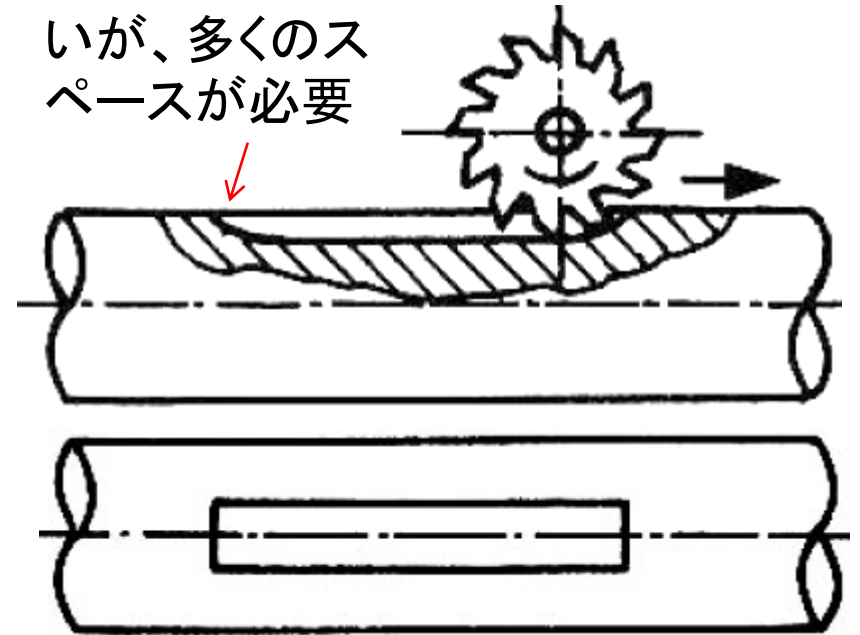
5. キー溝の加工

A) エンドミルによる加工



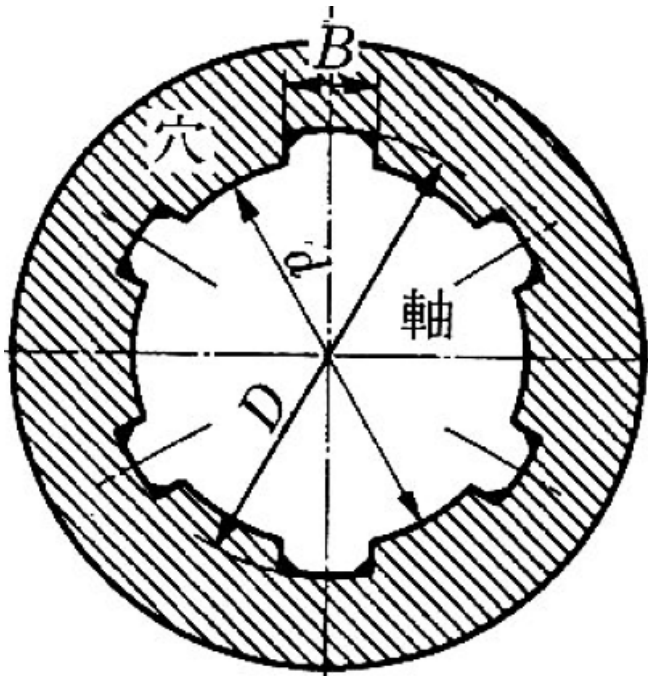
B) フライス カッターによる加工

応力集中が少ないが、多くのスペースが必要



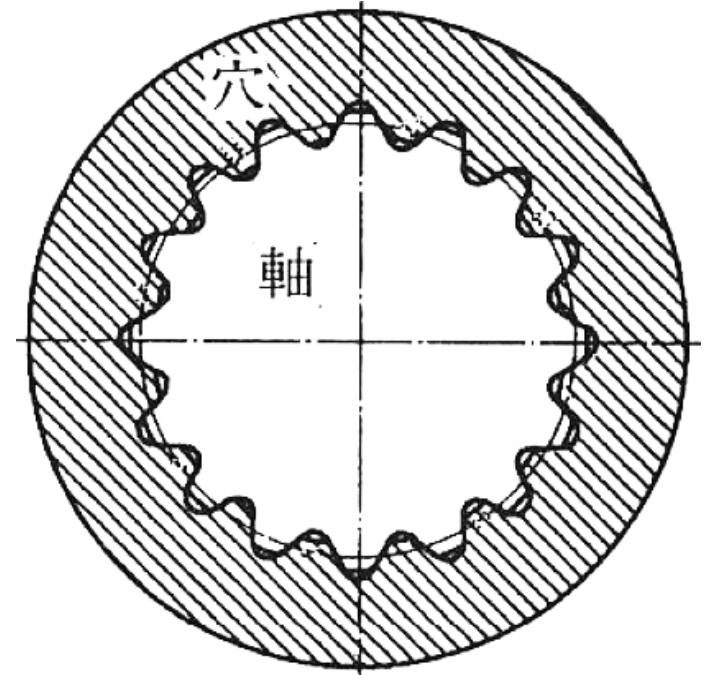
6. 軸と回転体の他の締結方法

特徴: キー締結よりかなり大きなトルクが伝達できる



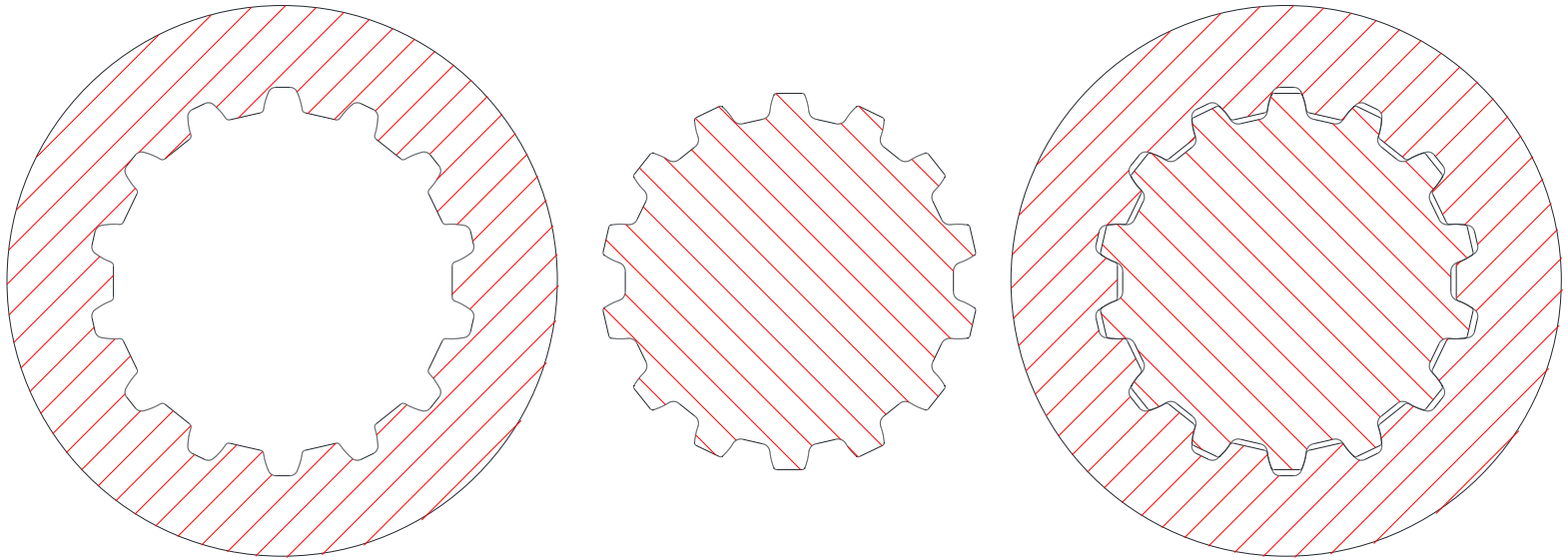
スプライン締結

角形スプライン
インボリュートスプライン



セレーション締結

三角歯セレーション
インボリュートセレーション



インボリュートスプラインとインボリュートセレーシヨンの区別

関連規格：JIS B 1603（歯面による中心合わせ）；JIS D 2001（廃止）

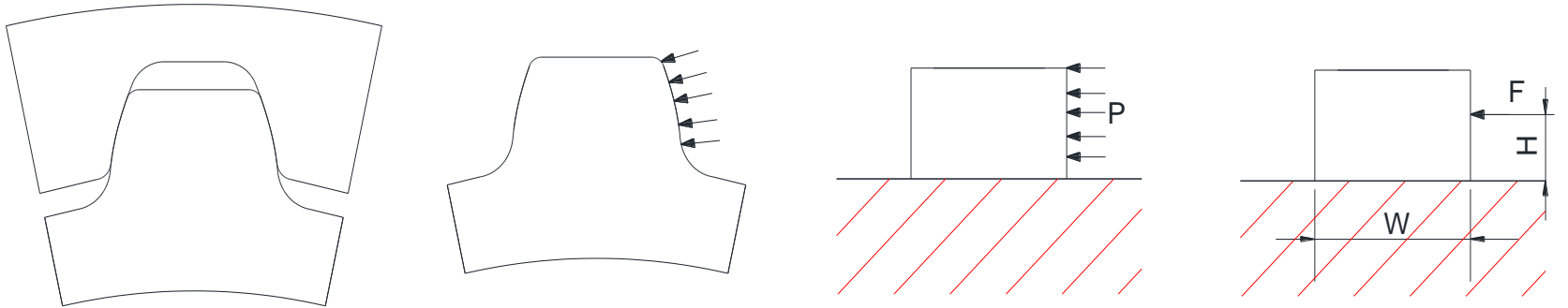
インボリュートスプライン	インボリュートセレーシヨンの区別
<p>歯の種類：平歯車 歯形：インボリュート曲線 基準円圧力角度：20° 転位係数：+0.8（歯元幅が太くなることから動力伝達能力が高い） 歯たけ：低歯平歯車（歯末のたけ=0.4m） 利点：普通の低歯平歯車なので、製造と精度確保が容易であり、トルク伝達時には自動調心されること</p>	<p>歯の種類：平歯車 歯形：インボリュート曲線 基準円圧力角度：45°（歯形の曲率が小さいインボリュート曲線） 転位係数：+0.1 歯たけ：低歯平歯車（歯末のたけ=0.4m） 利点：インボリュートスプラインに対して歯たけが小さいため、細軸や薄肉の軸に対して使いやすいのが特徴である。ただし、歯面かみあいが小さいので歯面圧に対して注意が必要になります。</p>

インボリュートスプラインの設計

表1.4 “JIS D 2001”に用いたスプラインの歯形諸元

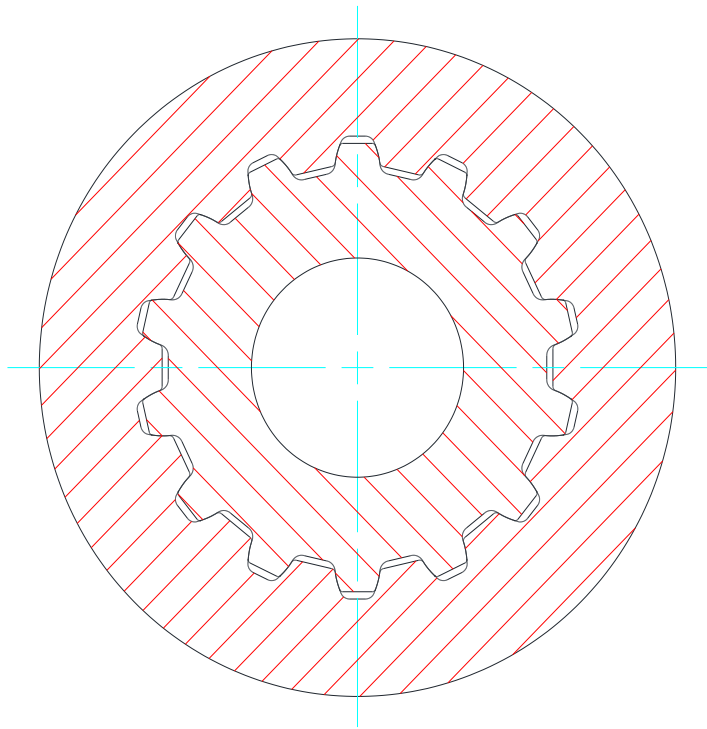
歯数Z		6～40枚						
モジュールm	第1系列	0.5	1	1.25	1.667	2.5	5	10
	第2系列	0.75	3.75	7.5				
	第3系列	1.5	2	3	4.5	6		
基準ラック圧力角度		20°						
転位係数		+0.8						
歯末のたけ		0.4m						
頂げき		0.2m						
位置決め方式		歯面合わせ						

インボリュートスプライン強度計算の近似法

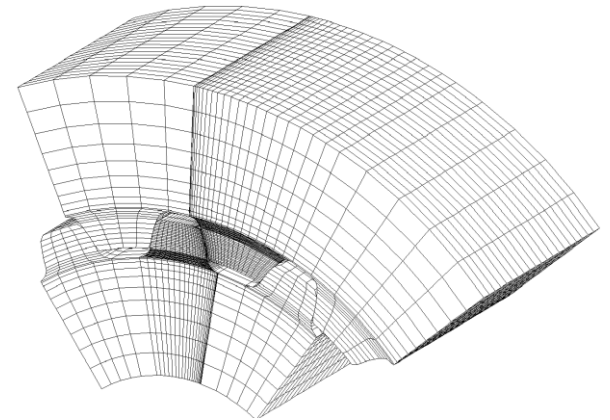
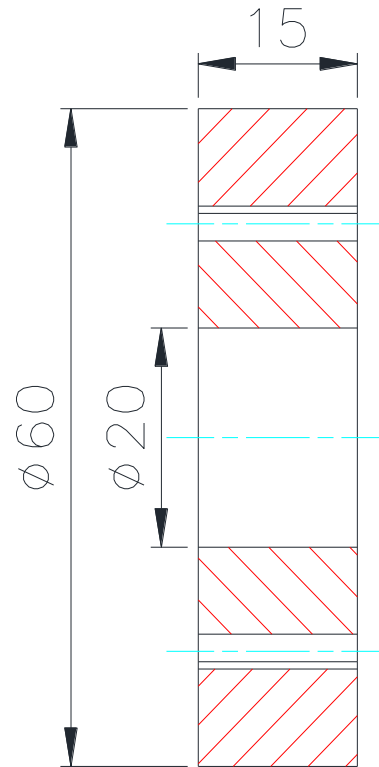


$F = \frac{T}{0.5D_m Z}$	(1)
$D_m = (Z + 2x)m$	(2)
$F = P \times h \times b \times \eta$	(3)
$P = \frac{T}{0.5D_m \times Z \times h \times b \times \eta}$	(4)
$P \leq \frac{\sigma_a}{S_f}$	(5)

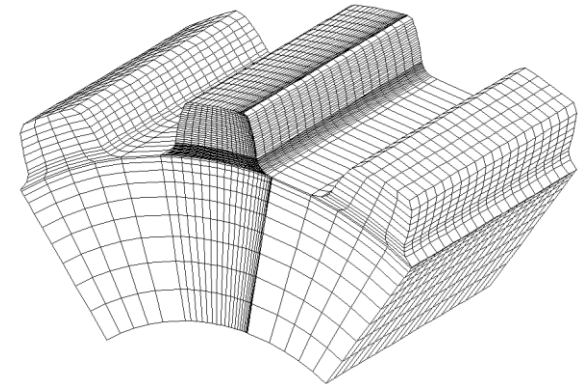
インボリュートスプライン強度計算の厳密法



インボリュートスプラインの断面形状



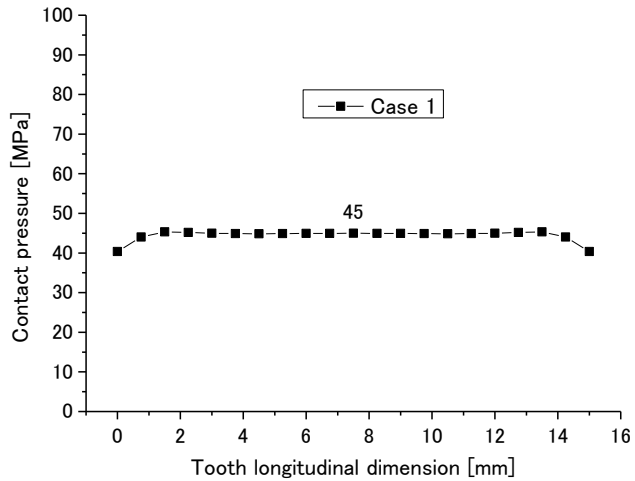
3D-FEMモデル



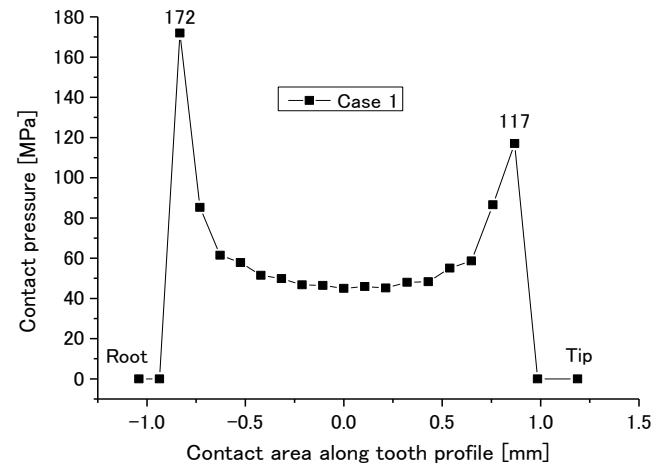
軸スプラインの3D-FEMモデル

参考文献：Shuting Li, “Contact analysis and strength calculations of involute spline couplings”, Scientific Reports 13, 07 January 2023, Springer Nature, pp.1-22, <https://10.1038/s41598-023-27615-2>

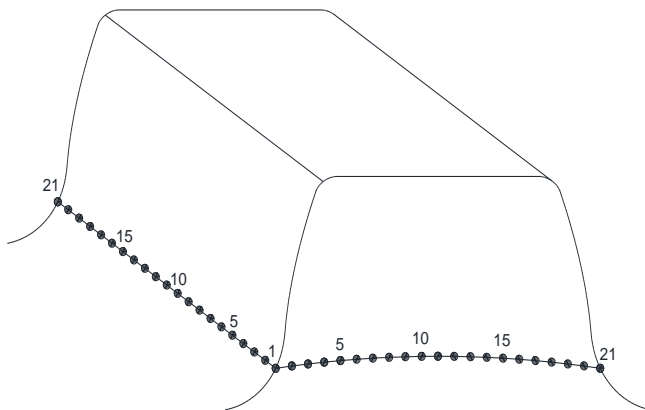
専用FEMソフトによる解析結果



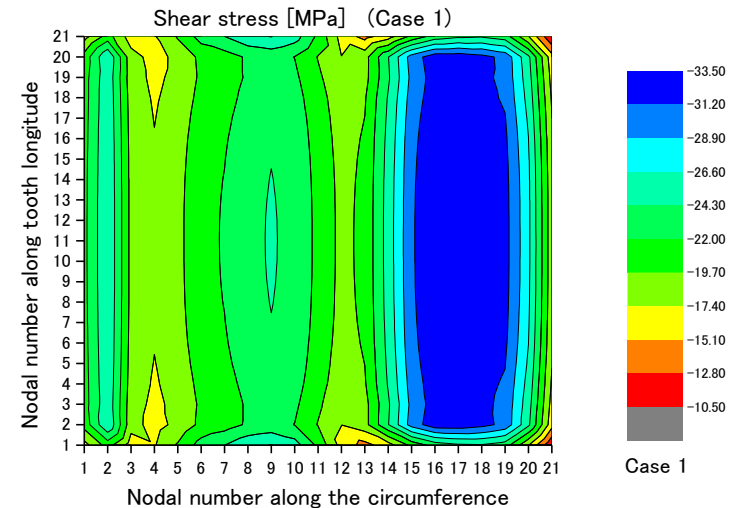
スプライン歯面の歯すじ方向の面圧分布



スプライン歯面の歯形方向の面圧分布



スプライン歯元の最大せん断応力断面



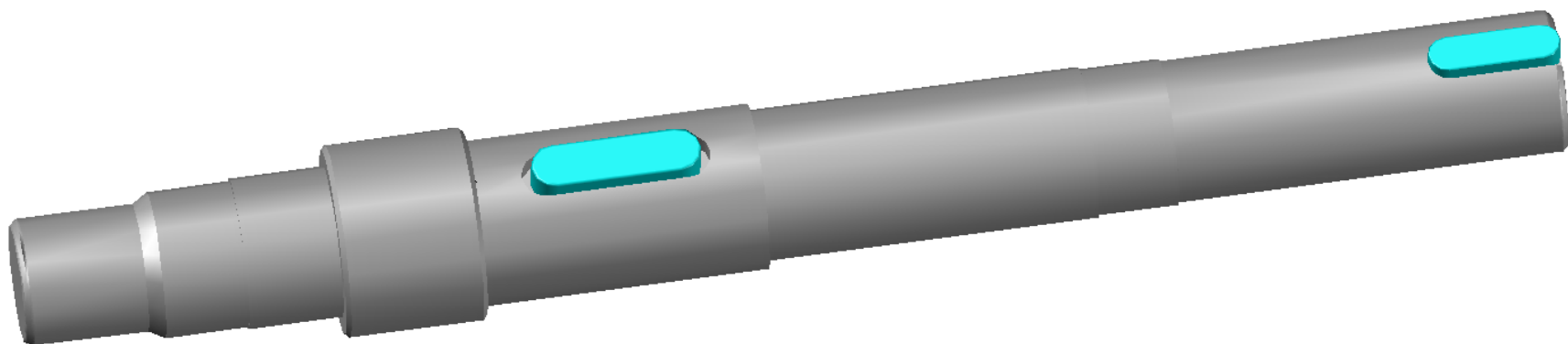
最大せん断応力断面上のせん断応力分布

インボリュートスプラインの使用例

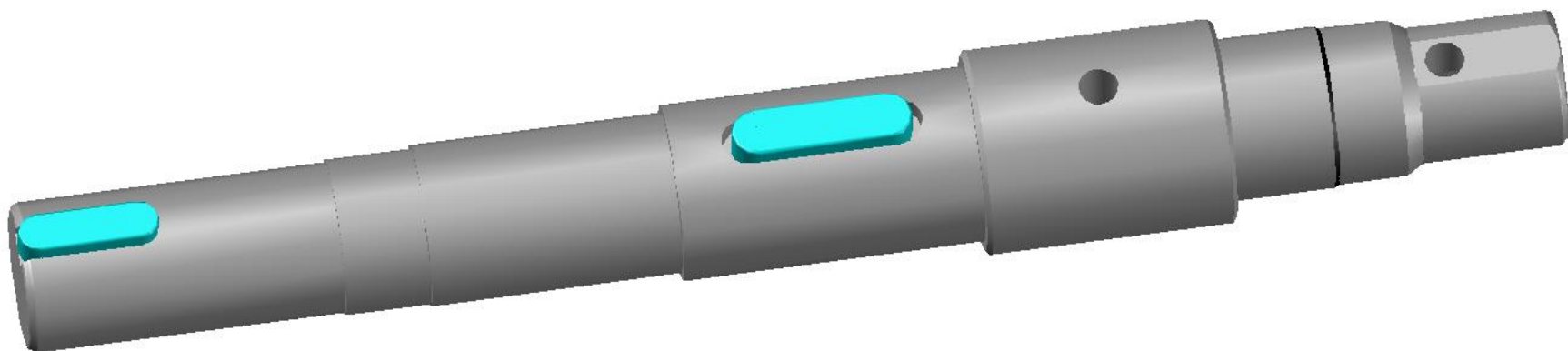
その他の資料を参考

軸設計の実例紹介

小歯車軸の3D図(キー付き)



大歯車軸の3D図(キー付き)



軸の写真

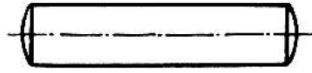


拡大図

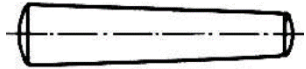


安全ピンの強度計算

1. ピンの種類と用途



平行ピン



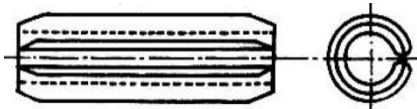
テーパピン(位置決め用)



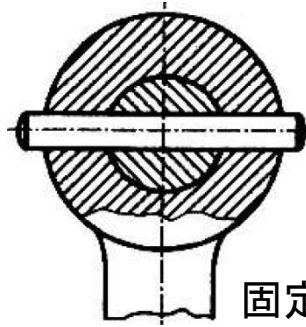
先割りテーパピン
(抜け落ち防止)



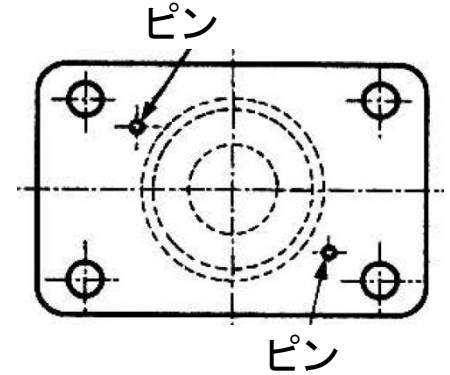
割りピン(緩み止め用)



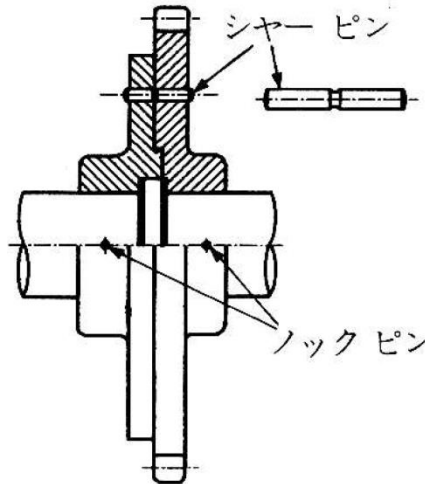
スプリングピン



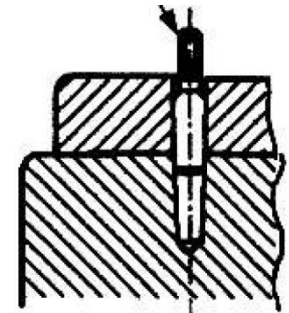
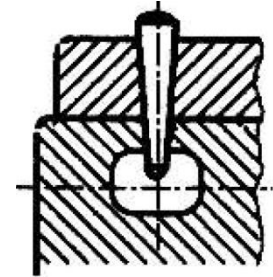
固定用



ピン



過負荷防止安全装置



2. ピンのせん断強度計算

「例題」 動力伝達系に右図に示すシャーピンを使用することにより、伝達トルク T が400N.mで動力伝達を遮断したい。ピンせん断部の軸径 d を決定せよ。ただし、ピンは伝達軸中心より距離 $r=100\text{mm}$ の位置に取り付けており、ピン材料は静的な許容断応力 $\tau_B=380\text{MPa}$ でせん断され、破壊する。

「解」 ピンに作用するせん断力 F は、

$$F = T/R = 400/0.1 = 400\text{N}$$

またせん断力 F とせん断応力 τ の間に次の関係

$$F = A\tau = (r^2\pi)\tau = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \pi\tau$$

ここで、 A =シャーピン中央部の断面積
よって

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi\tau}} = \sqrt{\frac{4 \times 4000}{380 \times 10^6 \pi}} = 3.66 \times 10^{-3}\text{m} = 3.66\text{mm}$$

(τ に許容せん断応力 τ_B を代入する)

