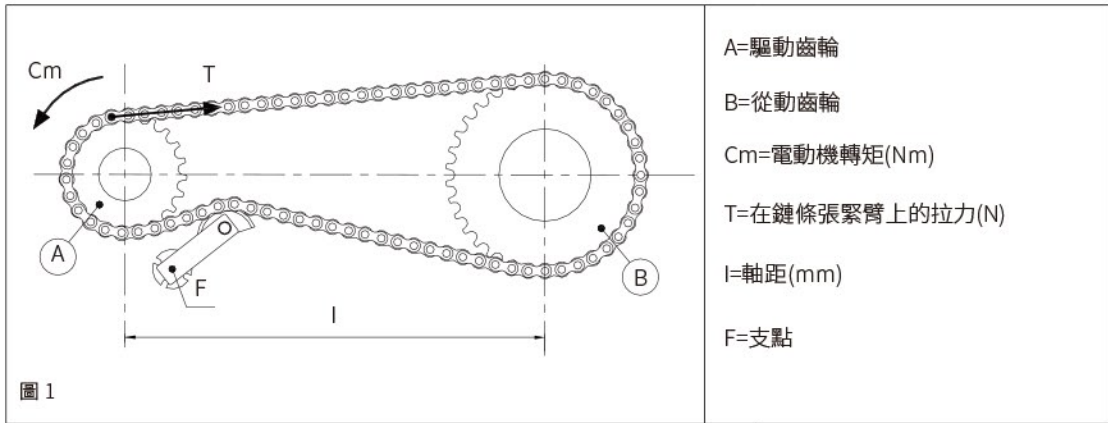
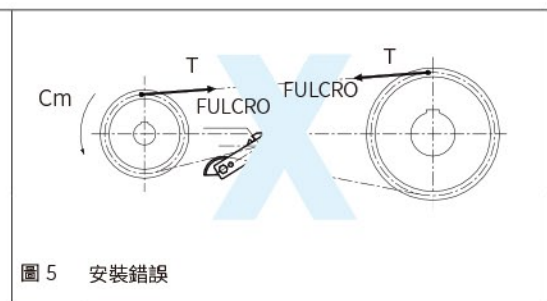
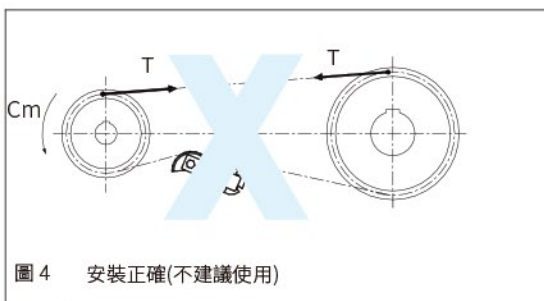
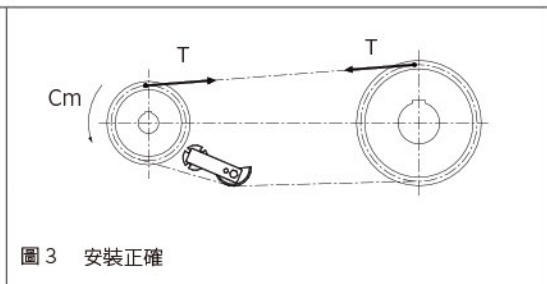
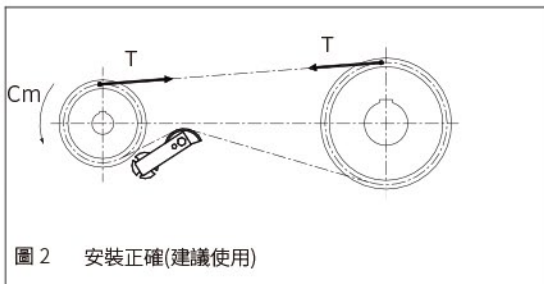


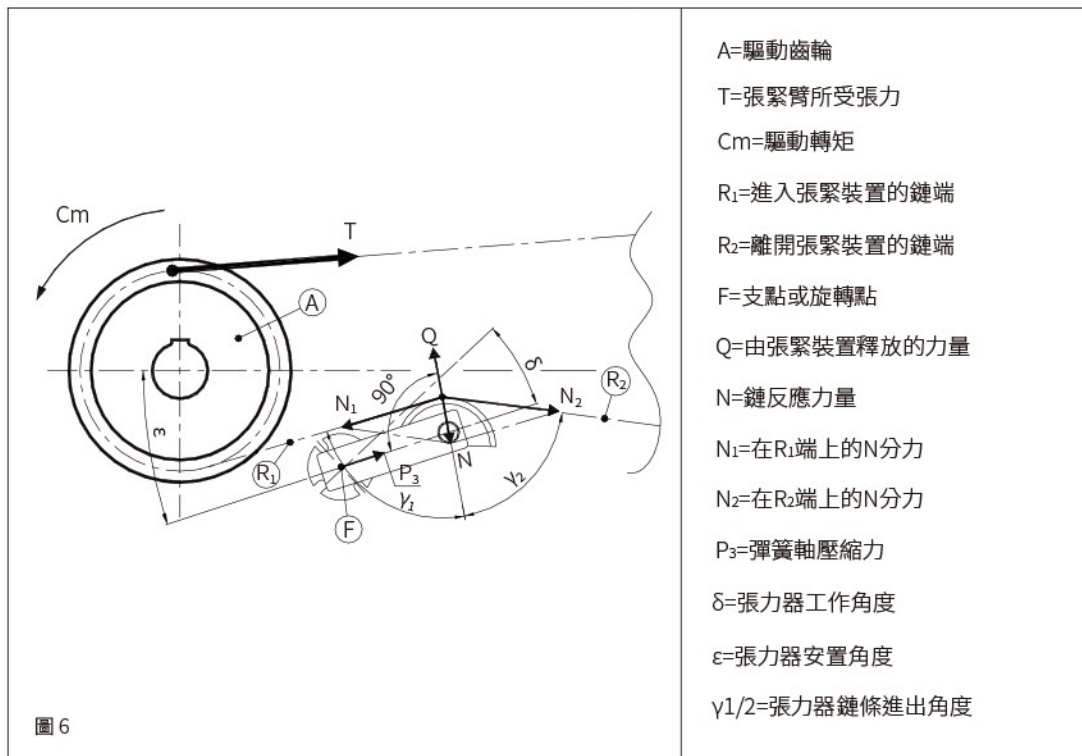
- 鏈條和皮帶是活動組件的機械結構系列的一部份，這些結構具對拉伸應力做出反應的特性
- 應用於在兩個旋轉軸之間傳輸能量，但也可用於物品運輸或舉起
- 為了正確使用此活動組件，必要在設計階段，提供一種始終在運轉過程中，使其處於張緊狀態的系統
- 自動迴轉張力器具有一個旋轉點，稱為支點，機構使張緊臂施力，以拉緊鏈條或皮帶



### 鏈條 DIN 8187

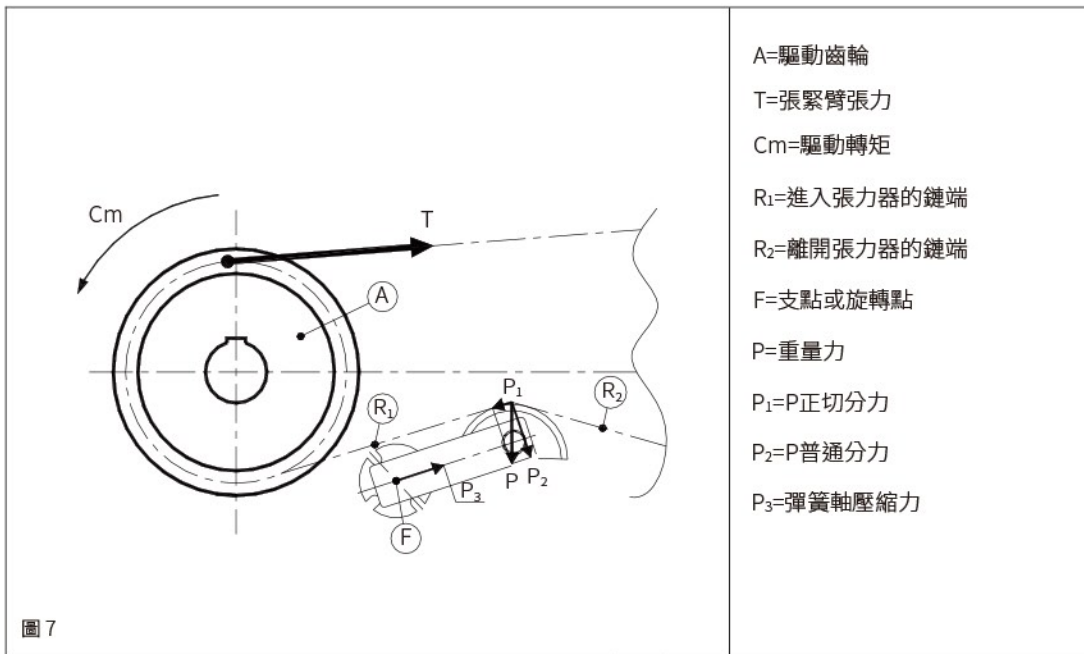
- 在運轉過程中，鏈條接觸表面的磨損(軸、軸襯和滾輪)，造成嚴重的齒隙游移和鏈條增長，如果過度磨損，會造成纏繞角度更小，影響傳輸比例的恒定性，鏈條滾輪和鏈齒的接觸不正常，磨損提早、高噪音、高噪音振動、滑齒、鏈條從傳輸帶上滑落，更嚴重的情況下，造成鏈條斷裂
- 因此必要為傳輸設備設計可彌補鏈條增長，並消除振動的自動鏈條張緊裝置
- 鏈條迴轉張力器，應安置在傳動系統的緩慢端盡量與驅動齒輪接近的位置
- 可安裝在傳動系統外部圖(2)和內部圖(3)，但外部安裝是較佳的選擇
- 迴轉自動鏈條張力器，有一個旋轉點，稱為支點，在支點上張緊裝置的臂，通過拉緊鏈條或皮帶而作用
- 安裝自動迴轉張力器時，支點不在鏈條受力的直線方向是極為重要的圖(5)，這樣的話張緊裝置不會被卡住





A=驅動齒輪  
T=張緊臂所受張力  
Cm=驅動轉矩  
R<sub>1</sub>=進入張緊裝置的鏈端  
R<sub>2</sub>=離開張緊裝置的鏈端  
F=支點或旋轉點  
Q=由張緊裝置釋放的力量  
N=鏈反應力量  
N<sub>1</sub>=在R<sub>1</sub>端上的N分力  
N<sub>2</sub>=在R<sub>2</sub>端上的N分力  
P<sub>3</sub>=彈簧軸壓縮力  
δ=張力器工作角度  
ε=張力器安置角度  
γ<sub>1</sub>/2=張力器鏈條進出角度

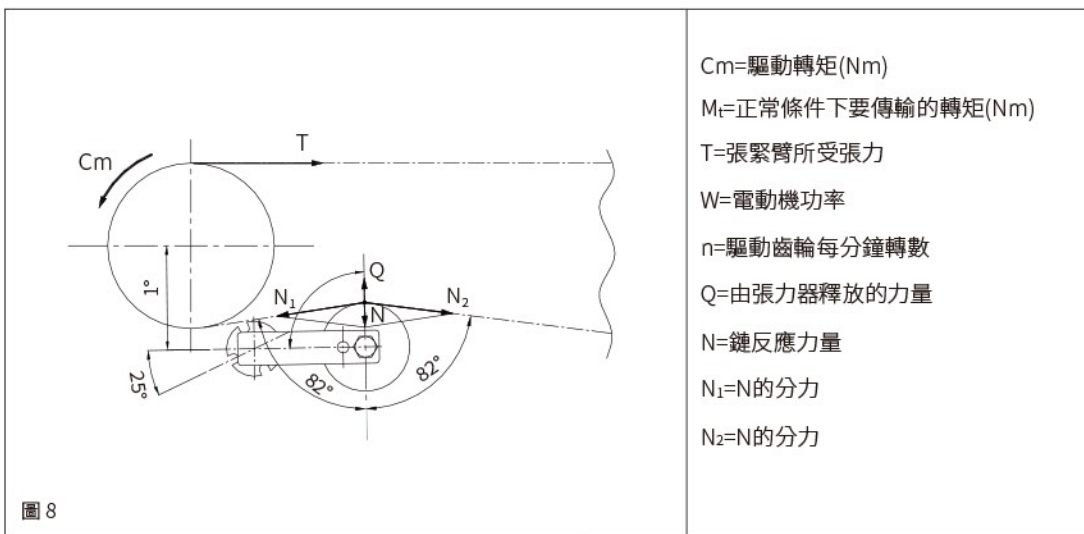
- 張力器釋放一份與旋臂垂直的力量Q圖(6)，由於機械效應，這份能量與分配在張緊裝置進入端R<sub>1</sub>，和離開端R<sub>2</sub>上所受的牽引力N<sub>1</sub>和N<sub>2</sub>總共的力量N平衡
- 在安置鏈條張力器時，應注意兩份力量Q和N盡可能在同一準線上，才不會發生在支點上產生施加切線力
- 即使在一定限度內，這些不想要的切線力可由橡膠軸壓縮力P<sub>3</sub>抵消
- 因此，張力器的安置取決於δ角，即彈性組件的工作角度和ε，即相對於傳動系統的放置角度，如此角γ<sub>1</sub>和角γ<sub>2</sub>才會盡可能相等



A=驅動齒輪  
T=張緊臂張力  
Cm=驅動轉矩  
R<sub>1</sub>=進入張力器的鏈端  
R<sub>2</sub>=離開張力器的鏈端  
F=支點或旋轉點  
P=重量力  
P<sub>1</sub>=P正切分力  
P<sub>2</sub>=P普通分力  
P<sub>3</sub>=彈簧軸壓縮力

- 圖 7顯示在水平傳動系統中鏈條的重力P對張力器的影響
- 事實上，鏈條的重量在張力器上分為在搖臂上普通的力量P<sub>2</sub>和力量P<sub>1</sub>
- 後一份壓縮力量由彈簧軸壓縮力P<sub>3</sub>所平衡

### 鏈條計算實例



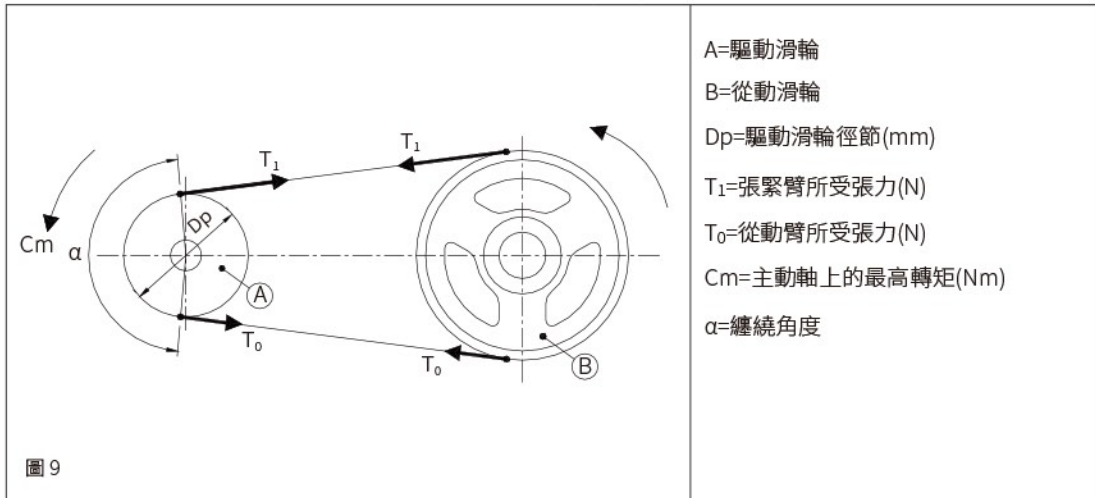
Cm=驅動轉矩(Nm)  
M<sub>t</sub>=正常條件下要傳輸的轉矩(Nm)  
T=張緊臂所受張力  
W=電動機功率  
n=驅動齒輪每分鐘轉數  
Q=由張力器釋放的力量  
N=鏈反應力量  
N<sub>1</sub>=N的分力  
N<sub>2</sub>=N的分力

電動機性能： $W=15\text{KW}$ ； $n=1460$ 轉/分  
將之前的數據轉換為國際計量單位： $\omega=1460 \times \pi / 30=152.81\text{rad/s}$   
 $W=M_t \times \omega \rightarrow M_t=P/\omega=98.2\text{Nm}$  為計算方便假設  $M_t=100\text{Nm}$   
假設電動機的工作系數 $f_s$ 為3.5 $\rightarrow C_m=3.5 \times M_t=350\text{Nm}$   
驅動滑輪徑節 $D_p=150\text{mm} \rightarrow \gamma=0.075\text{m}$   
 $T \times 0.075=350 \rightarrow T=4667\text{N}$   
假設在鏈條上的安全系數為10

因此鏈條應具有至少46670N的最大應力  
 $\rightarrow$ 我們選擇一個簡單鏈條，齒矩為  
 $P=1" \times 17.02\text{mm}$ ，軸距 $l=2\text{m} \rightarrow$ 鬆弛端重量=54N  
在配套元件選擇表上，我們選擇一份配套  
元件，比如RO40-5S，應選擇尺寸為40的彈  
性組件。而張力器應盡可能按圖8的描述安  
裝

### 滾輪、梯形和圓形皮帶

- 皮帶以塑性材料製造，可以具長方形(平帶)、梯形(V型帶)或圓形(履帶)切面
- 有關嵌齒輪皮帶，請參考有關滾輪鏈條的章節，應觀察皮帶的兩項主要參數為：皮帶的寬度和速度
- 皮帶的寬度或皮帶面的寬度應比滾輪的寬度約小10mm
- 皮帶施與滾輪的旋轉速度提高，由摩擦導致的溫度升高時，應選擇鋼製和塑料的滾輪，以便得到軸承在其孔(套)中，有較佳的結合



- 由於皮帶長度的伸展，以及皮帶和滑輪之間存在的打滑，導致不能保證完美的傳動比
- 這些滑動是由以下因素造成：纏繞角度 $\alpha$ 小；接觸表面有油、脂肪存在造成摩擦係數低；磨損和老化造成的皮帶的疲勞以及皮帶預緊力降低
- 為了消除打滑現象，必要使用自動張緊裝置，由此可保證對皮帶加長做出修正，並在皮帶軌道的適當部位造成一個結“n”而削減振動
- 如果皮帶張緊裝置，使用從外部向內部驅動的方式安置，可提高纏繞角度 $\alpha$
- 我們建議將皮帶張緊裝置安裝在傳動裝置外部圖(10)，但也可安裝於內部圖(11)
- 鋼製或塑料滾輪僅適用於皮帶背部的接觸，但在使用V型皮帶和齒型皮帶進行從內部到外部的張緊時，所使用的滑輪凹槽應具有皮帶輪廓

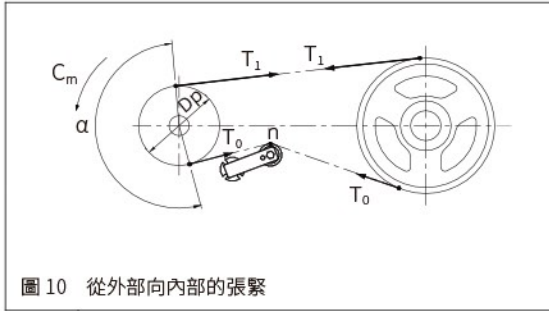


圖 10 從外部向內部的張緊

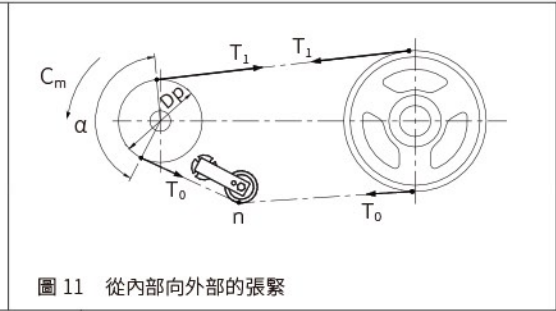
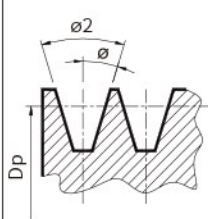


圖 11 從內部向外部的張緊

在選擇張緊裝置時，應了解沿著皮帶作用的拉力，由以下數據獲得：驅動滑輪旋轉平衡方程式1和打滑極限條件方程式2。一般來說 $\alpha$ 應接近 $\pi$  rad  
要解決的系統如下：

$$\begin{cases} (T_1 - T_0) \cdot \frac{D_p}{2} \cdot \frac{1}{1000} = C_m \cdots \cdots (\text{方程式1}) \\ T_1 = T_0 e^{\eta \alpha} \cdots \cdots (\text{方程式2}) \end{cases}$$

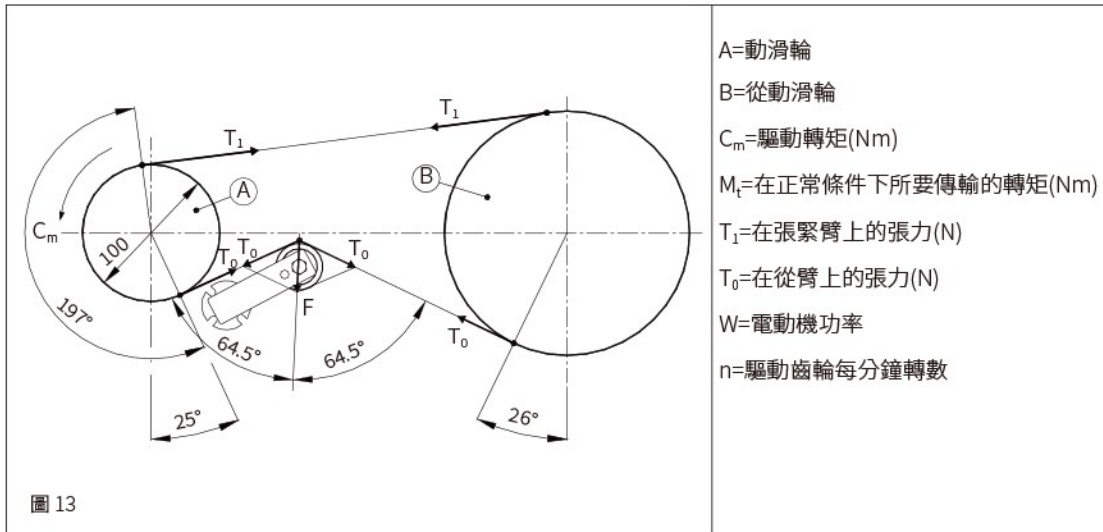


$e$ =自然常數 $e$ ，約為2.72  
 $\eta$ =在皮帶和滑輪之間的摩擦係數  
 (在V型皮帶的情況下，應將此係數除以 $\sin(\phi)$ 在此 $\phi$ 為溝槽的半開角，以rad表示)  
 $M_t$ =在正常條件下所要傳輸的轉矩(Nm)  
 $C_m$ =主動軸上最大轉矩(Nm)  
 $f_s$ =工作係數(2-5)

圖 12

- “ $C_m$ ” 是在啟動過程中所達到的最高轉矩，即在最嚴重的打滑情況下，以工作係數  $f_s$  (2 ÷ 5) 乘以在正常條件下所要傳輸的轉矩  $M_t$ ，即  $C_m = f_s \cdot M_t$
- 自動迴轉張力器應安置於從動端，與驅動滑輪最接近的部位
- 自動迴轉張力器的彈性組件產生力量，至少對在安裝張緊裝置的鏈條端，所受的軸向張力作出平衡

皮帶計算實例



A=動滑輪  
B=從動滑輪  
 $C_m$ =驅動轉矩(Nm)  
 $M_t$ =在正常條件下所要傳輸的轉矩(Nm)  
 $T_1$ =在張緊臂上的張力(N)  
 $T_0$ =在從臂上的張力(N)  
 $W$ =電動機功率  
 $n$ =驅動齒輪每分鐘轉數

電動機性能： $W=3\text{ Cv}$

$n=940$  轉/分

將之前的數據轉換為國際計量單位：

$W=3 \times 735=2205\text{ W}$

$\omega=940 \times \pi / 30=98.4\text{ rad/s}$

$W=M_t \times \omega \rightarrow M_t=W/\omega=22.4\text{ Nm}$

假設  $f_s=2.5$

$C_m=2.5 \times M_t=56\text{ Nm}$

驅動滑輪徑節

$D_p=100\text{ mm} \rightarrow D_p=0.05\text{ m}$

$(T_1 - T_0) \times 0.05 = 56 \rightarrow (T_1 - T_0) = 1120 \dots\dots(\text{方程式1})$

$T_1 = T_0 e^{f_s \alpha} \dots\dots\dots(\text{方程式2})$

○ 纏繞角度  $\alpha=197^\circ \times \pi / 180^\circ=3.44\text{ rad}$

○ 皮帶和滑輪之間的摩擦係數  $\eta=0.2$

○ V型皮帶半開角度  $\phi=17^\circ \rightarrow \sin(\phi)=0.29$

○ V型皮帶  $\rightarrow \eta=0.2/\sin(\phi)=0.2/0.29=0.69$

○ 常數  $e=2.72$

$T_1 = T_0 e^{0.69 \times 3.44} = T_0 \times 10.74 \dots\dots(\text{方程式2})$

$(10.74 T_0 - T_0) = 1120 \dots\dots\dots(\text{方程式1})$

$\rightarrow T_0=115\text{ N}$

$\rightarrow T_1=1120+115=1235\text{ N}$

$\rightarrow F=20 \times 115 \times \cos(64.5^\circ)=99\text{ N}$

現在可選擇一台可產生比力量F更高推力的旋轉式張緊裝置