

Micro Computer 를 利用한 自動車用 Belt 設計

金 光 洙

大宇重工業 Engine 設計 Team

1. 序 論

흔히 自動車用 belt를 단순한 소모품으로 생각하여 대수롭지 않게 여기는 경향이 있으나 belt slip에 의한 動力의 손실은 매우 큰 것이며 특히 自動車用 belt에 있어서 그 重要性은 상당한 것이다. 왜냐하면 crankshaft에서의 動力이 belt를 통해서 water pump나 air compressor 등에 傳達되며 이때 動力傳達이 제대로 안되는 경우에는 engine은 冷却水와 冷却팬에 의해 冷却이 되지 않아서 금방 高溫燒着 되기 때문이며, 또한 belt를 너무 조이는 경우에는 water

pump bearing의 破損 등을 招來하기 때문에 belt의 正確한 길이 計算이 매우 重要하다.

그러나 이러한 重要性에도 불구하고 belt의 設計計算을 行하는 데는 많은 時間이 걸리며, 간혹 잘못 計算을 하는 경우에는 큰 問題가 發生할 수도 있기 때문에 belt 計算의 基本理論式들을 全部 computer program化하여 時間의 節約과 計算의 誤謬을 피하고자 한다.

Program을 만들기 위해서 使用한 computer는 micro-computer로서 PET (Personal Electric Transactor) 2001이며 使用한 言語는 BASIC이다.

Table 1. 벨트의 용도 및 특징

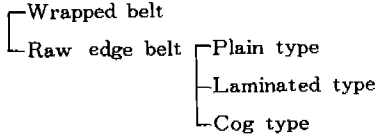
벨트 종류		Wrapped belt		Raw edge belt	
		red	plain	laminated	cog
용도	차종	승용차 소형 truck	승용차 소형 truck	승용차, sports차 racing 차	승용차, bus truck, 전설기계
	기능	alternator water pump fan 의 구동	alternator water pump fan power steering compressor 의 구동	alternator water pump fan power steering compressor 의 구동	alternator water pump fan power steering compressor 의 구동
특성	굴곡성	○	○	◎	◎
	늘어남	○	◎	◎	◎
	내열성	○	○	○	◎
	내한성	○	○	○	○
	slip 음명	◎	○	◎	○
	수명	○	◎	◎	◎

○ 우수

◎ 특히우수

2. 自動車用 V-belt의 種類 및 特性

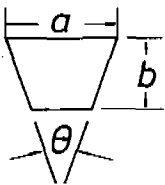
Belt 를 設計하는 경우에는 그 種類와 特性에 對해 알아야 하는데 断面形狀에 따라서 다음과 같이 分類한다.



여기서 wrapped belt 는 글자 그대로 belt 周圍를 고무로 입힌 것이고 raw edge 는 고무를 입히지 않은 것으로 belt 側面에서 보면 cord 線의 配列을 볼 수 있다.

Table2. 단면 치수

구 분	치 수	HM형	A형	B형	C형
Wrapped	a (mm)	10.0	12.5	16.5	22.0
	b (mm)	8.0	9.0	11.0	14.0
	θ (°)	38	40	40	40
Raw edge plain	a (mm)	10.7	13.0	17.0	-
	b (mm)	8.0	9.0	9.5	-
	θ (°)	38	38	38	-
Raw edge laminated	a (mm)	10.7	13.0	-	-
	b (mm)	8.0	9.0	-	-
	θ (°)	38	38	-	-
Raw edge cog	a (mm)	10.7	13.0	17.0	22.5
	b (mm)	9.0	10.0	12.0	14.0
	θ (°)	38	38	38	38



3. Belt 計算基礎式

3.1 Belt 張力

Belt 傳動에서 belt 와 pulley 사이에 必要한 摩擦을 얻기 위해서는 belt 를 달 때 T_0 인 張力을 belt 에 주어야 한다. 이 張力 T_0 를 初期張力(initial tension)이라고 한다.

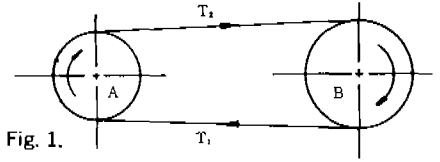


Fig. 1.

그림 1에서 A를 驅動pulley, B를 被動pulley 라고 하면, belt의 張力은 兩側에서 다르며 $T_1 > T_0$, $T_2 < T_0$, 즉 $T_1 > T_2$ 가 된다. T_1 을 引張側(tension side)라 하고, T_2 를 弛緩側(slack side)이라고 한다.

여기서 $T_1 - T_2 = P$ 의 張力이 pulley 를 돌리기 위하여 pulley 의 圓周에 作用하는 有效傳達力이 될 것이다. 이 P를 有效張力(effective tension)이라고 한다.

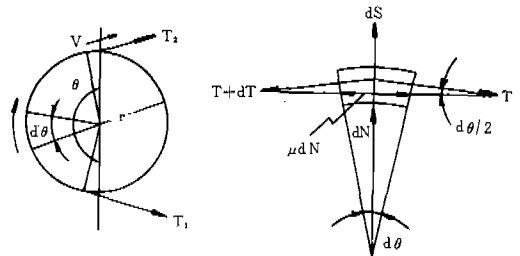


Fig. 2.

지금 그림 2에서 belt 의 接觸部分中 微小部分 $rd\theta$ 를 잡아 이 部分에 作用하는 힘의 平衡을 생각한다. 張力은 微小部分사이에서 T에서 T + dT로 增加하고 또 이 部分에 遠心力 dS, 垂直壓力 dN, 摩擦力 μdN 이 作用한다.

반지름 方向에서의 平衡條件으로부터

$$dN = T \sin \frac{d\theta}{2} + (T + dT) \sin \frac{d\theta}{2} - dS \approx T d\theta - dS$$

$$\text{遠心力은, } dS = \frac{\omega r d\theta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} = \frac{\omega V^2}{g} d\theta$$

$$\text{로 表示되므로, } dN = \left(T - \frac{\omega V^2}{g} \right) d\theta \dots \dots \dots (1)$$

여기서, r 은 belt pulley 의 반지름

ω 는 belt 의 單位길이마다의 무게

V 는 belt 의 速度

接線方向에서의 平衡條件으로부터

$$(T + dT) \cos \frac{d\theta}{2} = T \cos \frac{d\theta}{2} + \mu dN$$

여기서 $\cos \frac{d\theta}{2} \approx 1$ 로 생각하면

$$dT \approx \mu dN \dots\dots\dots (2)$$

式(1)을 式(2)에 代入하면

$$\frac{dT}{T - \frac{\omega V^2}{g}} = \mu d\theta$$

가 되므로 이것을 全体에 걸쳐 積分하면,

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T - \frac{\omega V^2}{g}} = \int_0^\theta \mu d\theta$$

그러므로

$$\log \frac{T_1 - \frac{\omega V^2}{g}}{T_2 - \frac{\omega V^2}{g}} = \mu \theta$$

그러므로

$$\frac{T_1 - \frac{\omega V^2}{g}}{T_2 - \frac{\omega V^2}{g}} = e^{\mu \theta} \dots\dots\dots (3)$$

式(3)은 最大摩擦力的 作用으로 미끄러지기 直前의 狀態로서 belt 가 미끄러지지 않기 위한 條件은

$$\frac{T_1 - \frac{\omega V^2}{g}}{T_2 - \frac{\omega V^2}{g}} \leq e^{\mu \theta} \dots\dots\dots (3')$$

Belt 의 速度가 $V \leq 10\text{m/s}$ 에서는 遠心力の 影響을 無視할 수 있으므로 式(3)은

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \theta} \dots\dots\dots (4)$$

와 같이 表示된다.

有效張力을 $T_1 - T_2 = P$ 라고 할 때 式(3)과 式(4)로부터

$$T_1 = \frac{e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1} P \dots\dots\dots (5)$$

$$T_2 = \frac{1}{e^{\mu \theta} - 1} P$$

또,

$$T_1 = \frac{e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1} P + \frac{\omega V^2}{g} \dots\dots\dots (6)$$

$$T_2 = \frac{1}{e^{\mu \theta} - 1} P + \frac{\omega V^2}{g}$$

여기서 $\frac{\omega V^2}{g}$ 은 遠心力에 依하여 belt 에 附加되는 힘을 나타내며 이것을 附加張力이라고 부른다. 보통 $V(\text{m/s})$, $g = 9.8\text{m/s}^2$, $\omega(\text{kg/m})$ 의 單位로 計算한다.

3-2 Belt 에 依한 傳動馬力

Belt 는 有效張力 $P(\text{kg})$ 을 받고 速度 $V(\text{m/s})$ 로 傳動하고 있으므로 傳動馬力 $H(\text{PS})$ 는 遠心力을 無視할 때 ($V \leq 10\text{m/s}$)

$$H = \frac{PV}{75} = \frac{T_1 V}{75} \cdot \frac{e^{\mu \theta} - 1}{e^{\mu \theta}} \dots\dots\dots (7)$$

遠心力을 考慮할 때 ($V > 10\text{m/s}$)

$$H = \frac{PV}{75} = \frac{V}{75} \left(T_1 - \frac{\omega V^2}{g} \right) \cdot \frac{e^{\mu \theta} - 1}{e^{\mu \theta}} - \frac{T_2 V}{75} \left(1 - \frac{\omega V^2}{T_2 g} \right) \cdot \frac{e^{\mu \theta} - 1}{e^{\mu \theta}} \dots\dots\dots (8)$$

傳動馬力은 belt 의 速度가 增加함에 따라 增加하나 어느 速度 以上으로 되면 遠心力때문에 도리어 減少한다.

3-3 V-Belt 의 摩擦係數

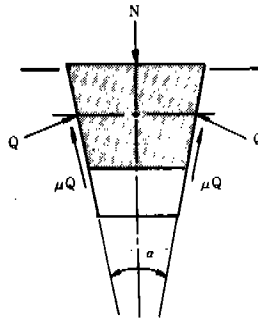


Fig. 3.

V belt 와 V belt pulley 는 썩기모양으로 끼워 지므로 belt 의 張力에 依하여 belt 를 軸 軸으로 밀어붙이는 힘을 N이라고 하면 그림 3 과 같은 힘들이 作用하게 되며

$$Q = \frac{N}{2 \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)}$$

이때의 回轉力 R 은

$$R = 2 \mu Q = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} N = \mu' N \dots (9)$$

다만, $\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} \dots \dots \dots (10)$

以上에서 알 수 있듯이 V-belt 傳動에서의 모든 計算은 μ 대신 μ' 를 使用한다. 그러나 computer program 에서는 μ 를 使用한다.

4. Belt 의 設計 評價 計算式

4.1 2 pulley 의 경우 設計式

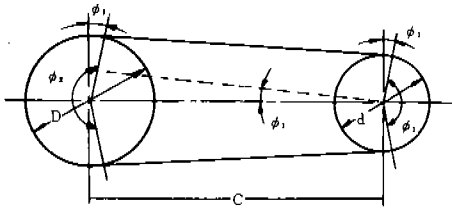


Fig. 4.

(1) Belt 길이 計算

$$\text{Belt 길이 } (L) = 2C + \frac{\pi}{2} (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \dots (11)$$

2 pulley 의 軸間距離

$$(C) = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D-d)^2}}{8} \dots \dots \dots (12)$$

여기서 $b = 2L - \pi(D+d)$

(2) Belt 接觸角度 計算

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= 180^\circ - 2\phi_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \\ \theta_2 &= 180^\circ + 2\phi_1 = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \end{aligned} \right\} (13)$$

(3) Belt slip 計算

被驅動側의 驅動馬力을 HP, belt 의 速度를 V 라고 하면

$$\text{有效張力 } P = \frac{75HP}{V}$$

$$\text{Belt 速度 } V = \frac{\pi DN}{60}$$

Belt 의 初期張力을 T_0 라고 하면,

$$T_1 + T_2 = 2T_0, \quad T_1 - T_2 = P \text{ 로 부터}$$

$$\text{引張側 張力 } T_1 \doteq T_0 + \frac{P}{2}$$

$$\text{弛緩側 張力 } T_2 \doteq T_0 - \frac{P}{2}$$

의 關係가 成立한다.

式(3)'에 따라 belt 의 slip 限界條件은

$$\frac{\left(T_0 + \frac{P}{2}\right) - \frac{\omega}{g} V^2}{\left(T_0 - \frac{P}{2}\right) - \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu\theta_1}, \quad \text{또는 } e^{\mu\theta_2}$$

θ 의 單位는 radian 으로 表示한다.

여기서 $\theta_2 > \theta_1$ 일때 위의 式은

$$T_0 \geq \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{e^{\mu\theta_1} - 1}\right) P + \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots \dots (14)$$

여기서 注意해야 할 것은 2 pulley 의 slip 計算에서는 接觸角度 θ 는 작은 값을 취한다. 또 最大張力은 引張側張力 T_1 에 遠心力을 考慮한 것으로서

$$T_{max} = T_0 + \frac{P}{2} + \frac{\omega}{g} V^2$$

그런데 最大張力이 belt 의 許容張力 P_{max} 보다 작아야 하므로

$$T_{max} \leq P_{max}$$

$$T_0 + \frac{P}{2} + \frac{\omega}{g} V^2 \leq P_{max}$$

$$T_0 \leq P_{max} - \frac{P}{2} - \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots \dots (15)$$

따라서 初期張力 T_0 의 限界는 式(14)와 (15)에서

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{e^{\mu\theta_1} - 1}\right) P + \frac{\omega}{g} V^2 \leq T_0 \leq P_{max} - \frac{P}{2} - \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots \dots (16)$$

그런데 위에서의 許容張力 P_{max} 는 belt 의 引張強度를 安全率로 나눈 값이므로 $P_{max} = \frac{z}{b}$ 로 나타내며 安全率은 보통 6으로 한다.

引張強度는 表 3을 參考한다.

Table 3.

type	Wrapped belt		Raw edge belt
	standard	yellow	yellow
HM	250	280	250
A	300	350	350
B	450	600	500
BC	-	700	600
C	700	1000	800
CD	-	1100	900
D	1400	1800	-
E	2400	2800	-

4.2 3 pulley 의 경우 設計式.

(1) Belt 길이 計算

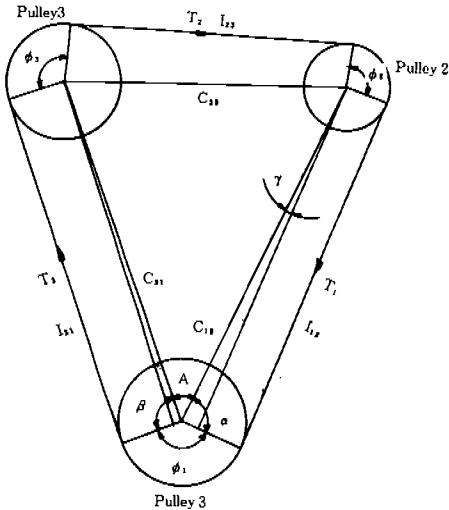


Fig. 5.

그림 5에서

- \$d_1, d_2, d_3\$는 pulley有效外徑
- \$c_{12}, c_{23}, c_{31}\$은 軸間距離
- \$\theta_1, \theta_2, \theta_3\$는 接觸角度(\$^\circ\$)
- \$l_{12}, l_{23}, l_{31}\$은 span 길이
- \$\alpha, \beta, \gamma\$는 belt와 pulley軸中心이 이루는 角度(\$^\circ\$)

span 길이의 計算

$$\left. \begin{aligned} l_{12} &= \sqrt{c_{12}^2 - (d_1 - d_2)^2 / 4} \\ l_{23} &= \sqrt{c_{23}^2 - (d_2 - d_3)^2 / 4} \\ l_{31} &= \sqrt{c_{31}^2 - (d_3 - d_1)^2 / 4} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(17)$$

(2) 接觸角度의 計算

$$A = \cos^{-1} \{ (c_{12}^2 + c_{31}^2 - c_{23}^2) / (2c_{12} \times c_{31}) \}$$

cosine 法則을 適用하면

$$C_{23}^2 = C_{31}^2 + C_{12}^2 - 2C_{31} \times C_{12} \cos A \text{가 된다.}$$

$$\alpha = \sin^{-1} (l_{12} / C_{12}), \quad \beta = \sin^{-1} (l_{01} / C_{31})$$

$$\theta_1 = 360^\circ - (A + \alpha + \beta) \dots\dots\dots (18)$$

各 pulley 에 對해서 같은 方法으로 풀면 \$\theta_2, \theta_3\$가 求해진다.

그러므로 全体 belt 의 길이 L은

$$\begin{aligned} L &= l_{12} + l_{23} + l_{31} + \pi d_1 \frac{\theta_1}{360} + \pi d_2 \frac{\theta_2}{360} \\ &\quad + \pi d_3 \frac{\theta_3}{360} \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

(3) Belt 의 slip

A. Pulley I 에서의 belt slip 限界

$$T_1 - T_2 = p_1, \quad T_2 - T_3 = p_2$$

$$T_1 + T_2 + T_3 = 3T_0 \text{ 이므로}$$

$$T_1 = T_0 + \frac{1}{3} (2p_1 + p_2)$$

$$T_2 = T_0 + \frac{1}{3} (-p_1 + p_2)$$

$$T_3 = T_0 - \frac{1}{3} (p_1 + 2p_2) \text{가 된다.}$$

(3)' 의 slip 限界條件에서

$$\frac{T_1 - \frac{\omega}{g} V^2}{T_3 - \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_1}$$

$$\frac{T_0 + \frac{2p_1 + p_2}{3} - \frac{\omega}{g} V^2}{T_0 - \frac{p_1 + 2p_2}{3} - \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_1}$$

$$\therefore T_0 \geq \frac{(p_1 + 2p_2) e^{\mu \theta_1} + 2p_1 + p_2}{3(e^{\mu \theta_1} - 1)} + \frac{\omega}{g} V^2 \dots\dots (20)$$

B. Pulley II에서의 限界

$$\frac{T_1 - \frac{\omega}{g} V^2}{T_2 - \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_2}$$

$$\frac{T_0 + \frac{2p_1 + p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2}{T_0 - \frac{p_1}{3} + \frac{p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_3}$$

$$\therefore T_0 \geq \frac{(p_1 - p_2) e^{\mu \theta_3} + 2p_1 + p_2}{3(e^{\mu \theta_3} - 1)} + \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots (21)$$

C. Pulley III에서의 slip 限界

$$\frac{T_1 - \frac{\omega}{g} V^2}{T_3 - \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_3}$$

$$\frac{T_0 - \frac{p_1}{3} + \frac{p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2}{T_0 - \frac{p_1 + 2p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2} \leq e^{\mu \theta_3}$$

$$\therefore T_0 \geq \frac{(p_1 + 2p_2) e^{\mu \theta_3} - p_1 + p_2}{3(e^{\mu \theta_3} - 1)} + \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots (22)$$

또 許容張力の 式에 따라

$$T_0 + \frac{2p_1 + p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2 \leq p_{max}$$

$$\therefore T_0 \leq p_{max} - \frac{2p_1 + p_2}{3} \frac{\omega}{g} V^2 \dots \dots (23)$$

以上の 式(20), (21), (22) 및 (23)을 滿足시키는 T_0 이면 그 條件에서의 belt 使用은 可能하다.

위의 計算을 하는데 必要한 belt 單位길이당 重量 ω (kg/m)와 摩擦係數는 다음 表를 參考한다.

Table 4.

type	HM	A	B	BC	C	D
ω	0.09	0.12	0.20	0.25	0.35	0.50

Table 5.

type	μ	μ'
Wrapped	0.25	0.43
R. edge	0.32	0.51

5. 基礎理論의 應用

Crank shaft pulley가 驅動側이므로 다른 pul-

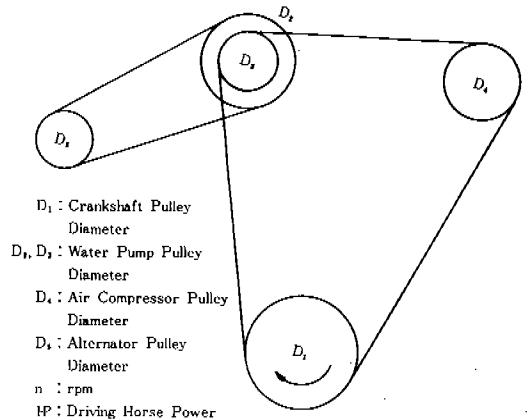


Fig. 6.

ley의 回轉數는 $n_A/n_B = D_B/D_A$ 의 關係에서 구한다.
 Belt 設計를 위해서는 belt에 依한 各 驅動部分의 正確한 驅動馬力을 먼저 計算해야 하는데 이 값들은 모두 주어진 rpm에서 各 驅動部品の 性能曲線이나 表에 依해 값을 구해서 HP로 表示해야 하며 이때 注意해야 할 것은 belt 1개당의 馬力을 구해야 하는 것이다. 이렇게 구한 값들의 合이 crank shaft pulley에서의 驅動馬力과 같으므로 $HP_1 = HP_2 + HP_3 + HP_4$ 의 關係가 成立한다.

6. Belt design을 위한 computer program

以上과 같은 理論을 利用해서 設計 및 評價를 하는 경우 많은 計算과 時間이 必要하므로 이를 program化해서 몇가지의 input에 依해서 길이, 接觸角度 및 slip 評價의 output를 얻을 수 있다.

Nomenclature

- A : Belt 角度(°)
- B : 最大限界張力(kg) (3 pulley의 경우)
- D_A, D_B, D_C : pulley A, B, C의 直徑(mm)
- G_A, G_B, G_C : pulley A, B, C의 belt 接觸角度(°)
- L_1, L_2, L_3 : 軸間直線距離(mm)
- LL : belt 全体 길이(mm)
- N : 驅動 pulley의 回轉數(rpm)
- N_A, N_B, N_C : pulley A, B, C의 belt 1개당 驅動馬力(HP)
- N_p : pulley 數(2 또는 3)

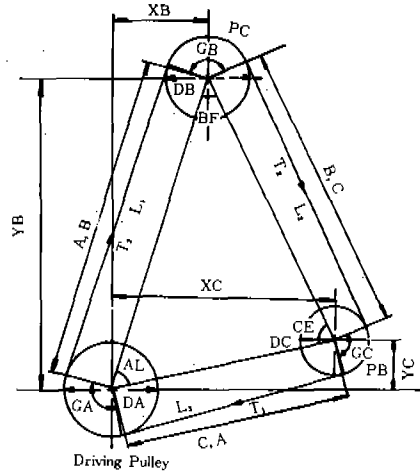
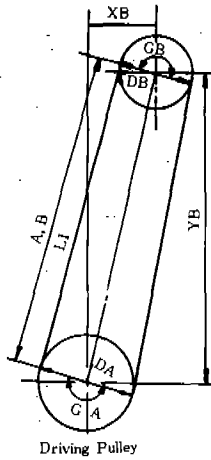


Fig. 7.

P, P_A, P_B, P_C : belt의 有効張力 (kg)
 T_1, T_2, T_3 : pulley A, B, C에서의 slip評價式
 T_2 : 最大限界張力 (kg) (2pulley의 경우)
 U : 摩擦係數 (μ)
 U_1 : 鉛보기摩擦係數 (μ')
 V : belt 速度 (m/s)
 w : 比重 ω (kg/m)
 X_B, X_C, Y_B, Y_C : pulley A, B, C사이의 軸間距離 (mm)
 Z : belt 引張強度 (kg)
 다음에는 program의 利用方法에 對해서 알아
 보자.
 P_{max} : 最大許容張力 (kg)
 S : 遠心力 (kg)

① 2 pulley

input data : NP, DA, DB, XB, YB, NB, N, U,
 w, Z, A
 output data : GA, GB, LI, LL, V, P, S, U1, T1,
 P_{MAX}, T_2 및 slip check 結果

② 3 pulley

input data : DA, DB, DC, XB, YB, XC, YC,
 $NA, NB, NC, N, w, U, A, Z$
 output data : GA, GB, GC, L1, L2, L3, LL,
 $S, V, P_A, P_B, P_C, U_1, T_1, T_2,$
 T_3, B 및 slip check 結果

다음에 program과 output 를 例로서 添付한다.

Program

READY.

```

10 PRINT "PROGRAM FOR BELT DESIGN"
20 INPUT "SUBJECT: "; SU$
30 INPUT "NUMBER OF PULLEY NP="; NP
40 IF NP=3 THEN GO TO 600
50 IF NP<2 THEN PRINT "TYPE AGAIN!"; GO TO 20
60 INPUT "DA, DB"; DA, DB: INPUT "XB, YB"; XB, YB
70 INPUT "PULLEY B HP/1BELT NB="; NB
80 INPUT "PULLEY A RPM N="; N
90 INPUT "FRICTION COEFF. U="; U
100 INPUT "SPECIFIC WEIGHT W="; W
110 INPUT "TENSION FORCE Z="; Z
120 INPUT "BELT ANGLE A="; A
125 OPEN 2, 4
130 AB=SQR(XB^2+YB^2): SS=(DA-DB)/2
140 L1=SQR(AB^2-SS^2)
150 GA=PI+2*ATAN(SS/L1)
160 GB=2*PI-GA
170 LL=2*L1+GA*DA/2+GB*DB/2
180 V=PI*DA*N/60/1000
190 P=75*NB/V
200 A1=A/2
210 X1=SIN(A1*PI/180)
220 X2=U*(COS(A1*PI/180))
230 U1=U/(X1+X2)
240 K=EXP(U1*GB)
250 S=V^2*W/9.8
    
```

```

260 T1=(1/2+1/(K-1))*P+S
270 PM=Z/6
280 T2=PM-P/2-S
290 PRINT#2, "*****"
300 PRINT#2, "OUTPUT"
310 PRINT#2, "*****"
320 PRINT#2, "SUBJECT: "; SU$
330 PRINT#2, "(1)CONTACT ANGLE(DEGREE)"
340 PRINT#2, "GA="; GA*180/PI: PRINT#2, "GB="; GB*180/PI
350 PRINT#2, "(2)LENGTH OF STRAIGHT LINE":
    PRINT#2, "A, B="; L1
360 PRINT#2, "(3)TOTAL LENGTH": PRINT#2, "LL="; LL
370 PRINT#2, "(4)BELT SPEED V="; V
380 PRINT#2, "(5)EFF. TENSION P="; P
385 PRINT#2, "(6)EFF. FRICTION COEFF. U1="; U1
390 PRINT#2, "(7)CENTRIFUGAL FORCE S="; S
400 PRINT#2, "(8)SLIP EQ. OF PULLEY 1 T1="; T1
410 PRINT#2, "(9)MAX. AVAIL. TENSION PMAX="; PM
420 PRINT#2, "(10)MAX. LIMIT BELT TENSION T2="; T2
430 PRINT#2, " "
440 PRINT#2, "*****"
450 PRINT#2, "CHECK RESULT"
460 PRINT#2, "*****"
470 IF T1<=T2 THEN PRINT#2, "T1<=T2=GOOD"
480 IF T1>T2 THEN PRINT#2, "T1>T2=NO GOOD"
490 PRINT#2, "HERE, T0=INITIAL BELT TENSION"
500 PRINT#2, "END" : CLOSE 2
555 REM
600 INPUT "DA, DB, DC"; DA, DB, DC
610 INPUT "XB, YB, XC, YC"; XB, YB, XC, YC
    
```

```

620 INPUT "PULLEY A HP/1BELT NA=";NA
630 INPUT "PULLEY B HP/1BELT NB=";NB
640 INPUT "PULLEY C HP/1BELT NC=";NC
650 INPUT "PULLEY A RPM N=";N
660 INPUT "SPECIFIC WEIGHT W=";W
670 INPUT "FRICTION COEFF. U=";U
690 INPUT "BELT ANGLE A=";A
700 INPUT "TENSION FORCE Z=";Z
710 AB=SQR(XB2+YB2)
720 BC=SQR(XC-XB)*(XC-XB)+(YC-YB)*(YC-YB)
730 CA=SQR(XC2+YC2)
740 CO=(AB2+CA2-BC2)/2/(AB*CA)
750 IF CO=0 THEN AL=π/2: GO TO 800
760 P8=SGN(CO)
770 CD=SGR(1/(CO*CO)-1)
780 AL=ATN(CO)
790 IF P8<0 THEN AL=π-AL
800 CO=(AB2+BC2-CA2)/2/(AB*BC)
810 IF CO=0 THEN BE=π/2: GO TO 860
820 P9=SGN(CO)
830 CO=SGR(1/(CO2)-1)
840 BE=ATN(CO)
850 IF P9<0 THEN BE=π-BE
860 CE=π-(AL+BE)
870 L1=SGR(AB2-(DA-DB)*(DA-DB)/4)
880 L2=SGR(BC2-(DB-DC)/4)
890 L3=SGR(CA2-(DA-DC)/4)
900 GA=π-(AL+ATN((DB-DA)/2/L2))+ATN((DC-DA)/2/L3))
910 GB=π-(BE+ATN((DA-DB)/2/L1))+ATN((DC-DB)/2/L2))
920 GC=2*π-(GA+GB)
925 LL=L1+L2+L3+GA*DA/2+GB*DB/2+GC*DC/2
930 V=π*DA*NB/60/1000
940 PA=75*NA/V
950 PB=75*NB/V
960 PC=75*NC/V
970 S=V2*W/9.8
980 PM=Z/6
990 A1=A/2
1000 X1=SIN(A1*π/180)
1010 X2=U*(COS(A1*π/180))
1020 U1=U/(X1+X2)
1030 K=EXP(U1*GA)
1040 L=EXP(U1*GB)
1050 M=EXP(U1*GC)
1060 IF V>10 THEN GO TO 1120
1070 T1=(PB+2*PC)*K/(2*PB+PC)/3/(K-1)
1080 T2=(PB-PC)*L+2*PB+PC)/3/(L-1)+S
1090 T3=(PB+2*PC)*M-PB+PC)/3/(M-1)+S
1100 B=PM-(2*PA+PB)/3
1110 GO TO 1160
1120 T1=(PB+2*PC)*K/(2*PB+PC)/3/(K-1)+S
1130 T2=(PB-PC)*L+2*PB+PC)/3/(L-1)+S
1140 T3=(PB+2*PC)*M-PB+PC)/3/(M-1)+S
1150 B=PM-(2*PA+PB)/3-S
1155 OPEN2,4
1160 PRINT#2,"*****"
1170 PRINT#2,"OUTPUT"
1180 PRINT#2,"*****"
1190 PRINT#2,"SUBJECT:";SU$
1200 PRINT#2,"(1)CONTACT ANGLE(DEGREE)"
1210 PRINT#2,"GA=";GA*180/π:PRINT#2,"GB=";GB*180/π:
PRINT#2,"GC=";GC*180/π

```

```

1220 PRINT#2,"(2)STRAIGHT LENGTH"
1230 PRINT#2,"A,B=";L1:PRINT#2,"B,C=";L2:
PRINT#2,"C,A=";L3
1240 PRINT#2,"(3)TOTAL LENGTH":PRINT#2,"LL=";LL
1250 PRINT#2,"(4)CENTRIFUGAL FORCE S=";S
1260 PRINT#2,"(5)BELT SPEED V=";V
1270 PRINT#2,"(6)EFF.TENSION AT A PA=";PA
1280 PRINT#2,"(7)EFF.TENSION AT B PB=";PB
1290 PRINT#2,"(8)EFF.TENSION AT C PC=";PC
1300 PRINT#2,"(9)EFF.FRICTION COEFF.U1=";U1
1310 PRINT#2,"(10)SLIP EQ. AT PULLEY A T1=";T1
1320 PRINT#2,"(11)SLIP EQ. AT PULLEY B T2=";T2
1330 PRINT#2,"(12)SLIP EQ. AT PULLEY C T3=";T3
1340 PRINT#2,"(13)MAX.LIMIT TENSION B=";B
1350 PRINT#2," "
1360 PRINT#2,"*****"
1370 PRINT#2,"CHECK RESULT"
1380 PRINT#2,"*****"
1400 IF T1>B THEN PRINT#2,"T1>T0>B NO GOOD"
1410 IF T1<=B THEN PRINT#2,"T1<=T0<=B GOOD"
1420 IF T2>B THEN PRINT#2,"T2>T0>B NO GOOD"
1430 IF T2<=B THEN PRINT#2,"T2<=T0<=B GOOD"
1440 IF T3>B THEN PRINT#2,"T3>T0>B NO GOOD"
1450 IF T3<=B THEN PRINT#2,"T3<=T0<=B GOOD"
1460 PRINT#2,"HERE.T0=INITIAL BELT TENSION"
1470 PRINT#2,"END":CLOSE2
1480 END
READY.

```

Example

```

*****
OUTPUT
*****
SUBJECT ABC ENGINE
(1)CONTACT ANGLE(DEGREE)
GA= 154.150915
GB= 129.284578
GC= 76.564507
(2)STRAIGHT LENGTH
A,B= 497.379887
B,C= 364.846886
C,A= 287.672358
(3)TOTAL LENGTH
LL= 1704.62691
(4)CENTRIFUGAL FORCE S= 11.0991087
(5)BELT SPEED V= 30.1069296
(6)EFF.TENSION AT A PA= 13.8755431
(7)EFF.TENSION AT B PB= 12.4556043
(8)EFF.TENSION AT C PC= 1.41993888
(9)EFF.FRICTION COEFF.U1= .444681181
(10)SLIP EQ. AT PULLEY A T1= 22.2045174
(11)SLIP EQ. AT PULLEY B T2= 21.9825869
(12)SLIP EQ. AT PULLEY C T3= 17.9460433
(13)MAX.LIMIT TENSION B= 50.4986612
*****
CHECK RESULT
*****
T1<=T0<=B GOOD
T2<=T0<=B GOOD
T3<=T0<=B GOOD
HERE.T0=INITIAL BELT TENSION

```

參 考 文 獻

7. 結 論

지금까지 언급한 belt의 基礎理論과 computer program에는 熱膨脹, 伸率 및 其他修正係數들을 考慮하지 않았으나 computer program에 依한 output을 實車에 適用시켰을 때 상당히 一致했기 때문에 위의 事項들을 考慮해도 그다지 큰 差異는 없을 것으로 思慮된다.

1. 朴榮祖, 機械設計, 普成文化社, 1982.
2. 大宇重工業, ISUZU 研修報告書.
3. 밴드-化學株式會社, 自動車用 벨트 技術資料
4. 三ッ星 벨트 株式會社, 自動車用 V 벨트 設計資料.
5. JASO, 自動車用 V 벨트 F 902-74.
6. Young Jin Belt Catalogue.
7. Dongil Belt Catalogue.