

<論 文>

벨트접촉식 연삭 벨트구동의 벨트 장력 분포

임영호* · 김현수** · 안효원***

(1989년 5월 9일 접수)

Belt Tension Distribution for Belt Contact Abrasive Belt Drive

Young Ho Lim, Hyunsoo Kim and Hyo Weon Ahn

Key Words : Abrasive Belt Grinding(벨트 연삭), Belt Tension Distribution(벨트 장력분포), Inactive Angle(비활동각), Active Angle(활동각), Concentrated Load(집중하중)

Abstract

Belt tension distribution for an abrasive belt grinding was investigated analytically and experimentally for (1) slack side and (2) tight side belt grinding. Classical Eytelwein equation was used to predict the belt tension distribution with dividing contact angles into (1) inactive and (2) active angles. General friction theory was modified based on the friction force between the belt and the support in the grinding contact area that was obtained by experiments. It was found that analytical results were in good agreement with the experimental results. Also, the tight side belt grinding was recommended since it could carry out more grinding load than that of the slack side belt grinding.

1. 서 론

1960년대에 등장한 벨트 연삭 (abrasive belt grinding)은 종래의 평벨트에 연삭입자들을 입혀 풀리를 고속 회전하면서 부품을 가공하는 방법으로 기존의 연삭 스톨과 비교하여 수십 배에 달하는 절삭력을 가지고 있으며 목재, 기계 부품, 금형 등 다양한 소재와 형상을 가공할 수 있다는 장점에 공작 기계로서 크게 각광을 받기 시작했다. 그러나 벨트 연삭에 관한 불충분한 연구와 제한된 지식은 연삭벨트의 강력한 절삭력과 유용성에도 불구하고 그 광범위한 사용을 제한하고 있는 실정이다. 벨트 연삭의 경우 접촉 상태는 (1) 벨트와 풀리사이의 내접촉과 (2) 벨트 연삭입자(abrasive grain)와

가공물사이의 외접촉이 동시에 일어나기 때문에 일반적인 평벨트 구동과 그 동력 전달특성이 구분되어야 하며 효율적인 벨트 연삭을 위하여는 위의 2가지 접촉 특성이 함께 고려되어야 한다. 벨트 연삭입자와 가공물사이의 외접촉 특성 즉 연삭량, 연삭 정밀도 등과 같은 연삭 특성에 관하여는 많은 연구^(1~4)가 보고되어 있으나 연삭시 벨트와 풀리사이의 내접촉 특성에 대해서는 Kim⁽⁵⁻⁹⁾의 연구를 제외하고는 보고된 연구 결과가 거의 없는 실정이다.

벨트 연삭 방법을 크게 분류하면 가공물이 (1) 풀리에서 연삭되는 경우(풀리 접촉)와 (2) 풀리와 풀리사이의 벨트에서 연삭되는 경우(벨트 접촉)로 나눌 수 있다. Kim^(7,8)은 연삭 벨트의 마찰면을 여러 개의 구형입자들의 배열로 보고 표면모델 상수를 구하여 마찰계수가 압력의 함수임을 제시하였고, 이 표면모델 상수를 이용하여 풀리 접촉시 벨트 연삭에서 벨트 장력분포를 구하였다^(6,9). 그러나 이와 같은 방법은 표면모델 상수를 구하기 위한 별도의

* 정회원, 숭실대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

*** 정회원, 수원공업전문대학 기계설계과

실험이 선행되어야 한다는 단점을 가지고 있다.

따라서 본 연구에서는 일반적인 평벨트 구동의 Eytelwein식을 이용하여 가공물이 풀리와 풀리사이의 벨트에서 연삭되는 벨트 접촉식 연삭에서 벨트 장력분포를 이론 및 실험적으로 구하고 벨트와 풀리사이의 내접축 특성을 밝혀 벨트 연삭장치의 효율 개선을 위한 설계자료를 구하고자 하였다.

2. 이 론

2.1 이완측 벨트 연삭

벨트 접촉식 연삭은 구동 풀리의 회전방향에 따라 이완측 벨트연삭과 인장측 벨트 연삭으로 나눌 수 있다. Fig. 1은 가공물이 이완측 벨트 상에서 연삭되는 이완측 벨트 연삭시 벨트 연삭계에 작용하는 힘을 도시한 것이다. 이때 중동 풀리는 아이들 풀리(idle pulley)이므로 벨트 장력은 일정하다. 연삭점에서는 가공물에 가해지는 수직하중으로 인하여 (1) 벨트의 연삭 입자와 가공물 사이의 외접축 마찰력 F 와 (2) 벨트의 밀면과 가공물 지지대사이의 내접축 마찰력 f 가 생기며, 연삭 부하의 위의 2마찰력의 합 $F+f$ 로 표시된다. 연삭점의 벨트 요소에 대한 힘의 평형조건에서 다음식이 얻어진다.

$$T_1 - T_2 - (F + f) = 0 \tag{1}$$

여기서 T_1 은 인장측 벨트 장력이며 T_2 는 이완측 벨트 장력이다. 위 식에서 알 수 있는 바와같이 벨트 장력차 $T_1 - T_2$ 의 크기는 마찰력의 합 $F + f$ 와 같아야 한다. 장력비 T_1/T_2 는 벨트와 풀리사이의

마찰계수가 일정하다는 가정하에 널리 알려진 Eytelwein식을 사용할 수 있다.

$$T_1/T_2 = e^{\mu_b \theta_c} \tag{2}$$

여기서 μ_b 는 벨트 밀면과 풀리사이의 마찰계수이고 θ_c 는 벨트와 풀리 사이의 전 접촉각이다.

위 Eytelwein식은 벨트와 풀리사이의 전 접촉각 θ_c 에서 마찰력이 작용하고 벨트 장력이 T_1 에서 T_2 로 변화함을 의미 하지만 실제에 있어서는 전 접촉각 θ_c 는 활동각 θ_a 와 비활동각 θ_i 로 구별되어야 하며^(7,10), 벨트와 풀리사이의 마찰력은 활동각에서만 작용한다. 한편 인장측 장력 T_1 은 Fig. 1에서 중동 풀리의 벨트 장력과 같고, 중동 풀리는 아이들 풀리이므로 중동 풀리의 벨트 장력은 초장력(initial tension) $T_i = (T_1 + T_2)/2$ 와 같다고 생각할 수 있다. 따라서 벨트장력식 (2)는 다음과 같이 수정된다.

$$\begin{aligned} T/T_i &= e^{-\mu_b(\theta - \theta_i)} & \theta_i \leq \theta \leq \theta_c \\ T/T_i & & 0 \leq \theta \leq \theta_i \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 T 는 임의의 접촉각 θ 에서 벨트의 장력, T_i 는 벨트의 초장력이다.

활동각 $\theta_a = \theta_c - \theta_i$ 의 크기는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_a = \ln(T_i/T_2)/\mu_b \tag{4}$$

2.2 인장측 벨트 연삭

Fig. 2는 가공물이 인장측 벨트 상에서 연삭되는 인장측 벨트 연삭시, 벨트 연삭계에 작용하는 힘을 도시한 것으로 연삭점에 대한 힘의 평형 조건식은 다음과 같다.

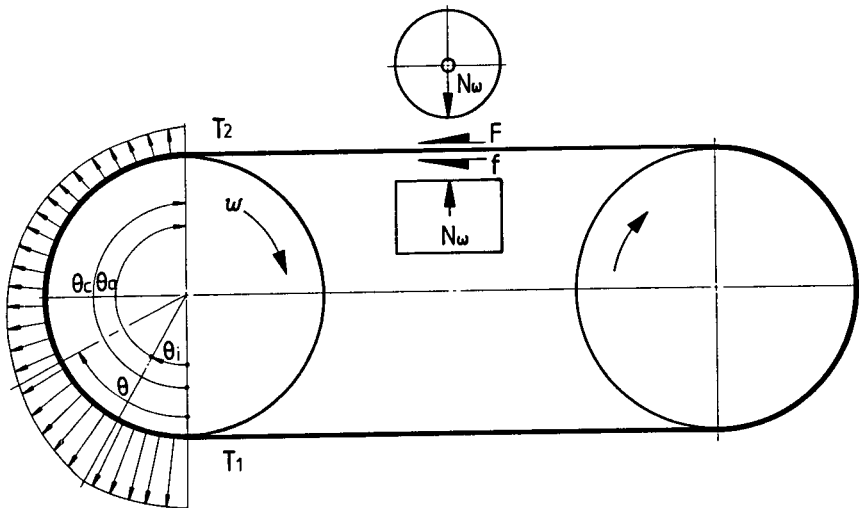


Fig. 1 Force distribution of slack side belt grinding

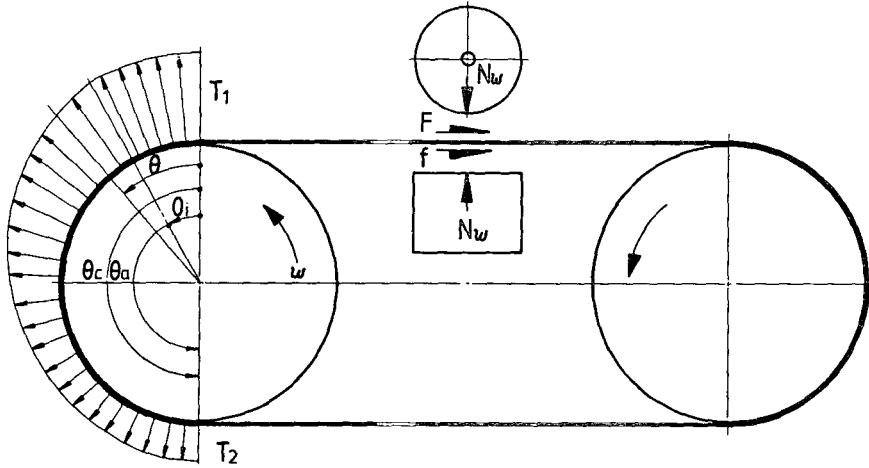


Fig. 2 Force distribution of tight side belt grinding

$$-T_1 + T_2 + (F + f) = 0 \tag{5}$$

연삭 부하 $F + f$ 에 대하여 벨트 장력은 T_1 에서 T_2 로 변화하고 이 경우 벨트 장력분포는 비활동각 영역에서는 T_1 으로 일정하며 활동각 영역에서는 장력이 감소하여, 출구에서 종동 폴리 벨트 장력이 된다. 종동 폴리는 아이들 폴리이므로 벨트 장력은 $T_2 = T_i$ 로 됨을 알 수 있다. 따라서 인장측 벨트 연삭의 경우 벨트 장력 관계식은 다음과 같이 표시 된다.

$$T/T_1 = e^{-\mu_b(\theta - \theta_a)} \quad \theta_i \leq \theta \leq \theta_c$$

$$T = T_1 \quad 0 \leq \theta \leq \theta_i \tag{6}$$

식 (6)에서 활동각의 크기는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_a = \ln(T_i/T_1)/\mu_b \tag{7}$$

3. 실험

Fig. 3은 벨트 연삭 실험장치의 조립도이다. 실험장치는 폴리과 폴리사이의 벨트에 집중하중을 가하여 연삭하는 벨트 접촉 연삭시 벨트 장력분포를 측정하기 위하여 설계 제작되었다. Fig. 3(a)는 실험장치의 평면도, Fig. 3(b)는 A-A'측에서 본 측면도이다. Fig. 4는 실험장치의 사진이다. 실험장치에 사용된 각 부품의 규격과 치수는 Table 1에 열거되어 있다.

실험장치의 작동 원리는 다음과 같다. 1HP A.C. 변속 모터 ②는 정·역 회전과 회전수를 제어할 수 있게 제작된 컨트롤러 ①로 운전되며 변속 모터에서 나온 동력은 40 : 1워엄 감속기 ④를 거쳐 구동

폴리 ⑤에 전달 된다. 구동 폴리의 동력은 연삭 벨트 ⑦을 통하여 종동 폴리 ⑩로 전달되며 종동 폴리는 선형 베어링 ⑫를 장착한 미끄럼 평판 ⑭에 고정되어 안내축 ⑮을 따라 수평 이동할 수 있게 되어 있다. 미끄럼 평판은 케이블 ⑰에 의해 추 ⑱와 연결되어 있으며 추는 구동 폴리과 종동 폴리 사이에 연결된 연삭 벨트에 장력을 공급한다. 추의 무게를 가감함으로써 다양한 벨트 장력을 얻을 수 있다.

벨트 연삭시험에는 직경 60mm, 두께 20mm 원통형 시편 ⑧이 사용되었으며 시편은 변속 A.C. 모터 ⑩에 의해 회전된다. 시편과 A.C. 모터 사이에는 탄성형 축 커플링 ⑪, ⑬으로 토크 검출기 ⑫가 설치되어 시편의 토크를 측정한다. 연삭시 시험편에 가해지는 수직하중은 시험편이 연삭 벨트와 접촉하는 벨트 밀면에 설치된 지지판 ⑳을 위로 당겨 공급한다. 지지판은 선형 베어링 ㉑이 장착된 평면 테이블 ㉒에 고정되어 있고 테이블은 안내축 ㉓을 따라 상하 운동을 할 수 있게 제작되어 있다. 시험편의 수직 하중은 테이블에 연결된 케이블 ㉔에 의해 롤러 ㉕, ㉖를 거쳐 무게 추 ㉗로 가해지며 추의 무게를 증감시켜 수직하중의 크기를 조절할 수 있다. 토크 검출기는 시험편과 벨트 연삭 입자사이의 외접촉 마찰력 F 에 의한 토크를 검출하며 따라서 외접촉 마찰력 F 는 검출된 토크를 시험편의 반경으로 나누어 구할 수 있다.

구동 폴리 ⑤에는 벨트 장력측정을 위하여 벨트 장력 검출장치(belt tension transducer)가 특별히 설계 가공되었다. Fig. 5는 벨트 장력검출폴리(belt

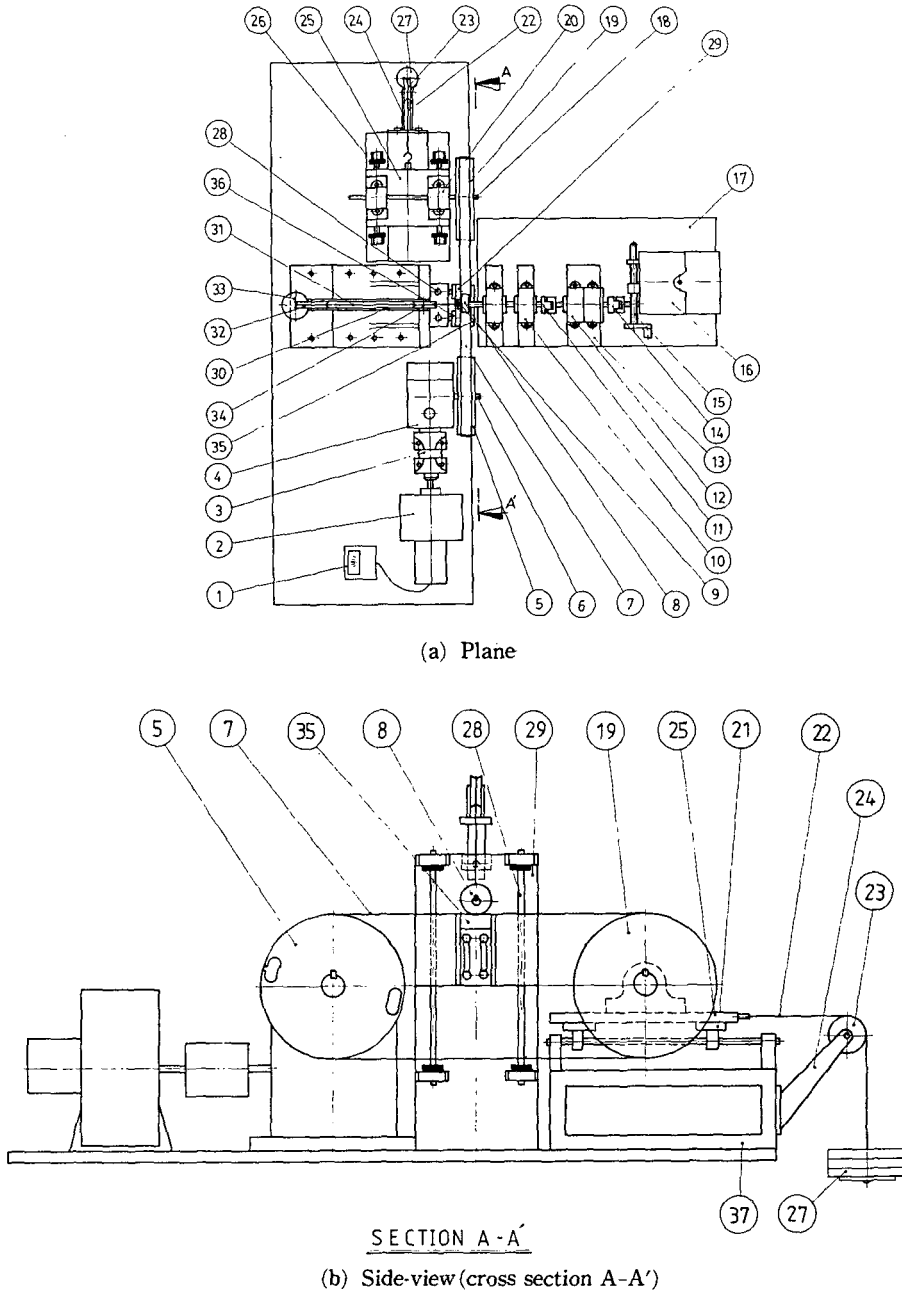


Fig. 3 Assembly drawing of experimental apparatus

tension transducer pulley)의 도면이다. 벨트장력 검출장치는 곡형 외팔보로 되어 있으며 이 곡형 외팔보와 구동 풀리의 측면에 각각 2개씩 스트레인 게이지(strain gague)를 부착하여 4-브리지(bridge)를 구성하였다. 구동 풀리에 가해지는 장력은 원심력을 무시할 때 $T = p \cdot R$ 관계식⁽⁷⁾에서 수

직압력으로 바뀌고 곡형 외팔보에 부착된 스트레인 게이지에 전압차를 발생시킨다. 이 전압차는 다시 동적 스트레인 게이지 앰프(dynamic strain gague amplifier)로 전달되며 전달된 전압차는 A/D 변환기를 거쳐 컴퓨터 자료 획득장치(computer data acquisition system)로 전달된다. 벨트 장력 검출

Table 1 Parts list for the abrasive belt grinding test machine

1. Motor controller	20. Pillow block
2. Variable speed A.C. motor-1HP	21. Linear bearing
3. Flexible coupling	22. Cable
4. 40 : 1 worm gear reducer	23. Roller
5. Driver pulley (transducer pulley)	24. Roller support bracket
6. Driver pulley shaft-25mm dia.	25. Carriage plate
7. Abrasive belt-25×1524mm Alumina-zirconia, Grade 100	26. Linear bearing shaft-φ16mm, High Carbon Steel
8. Workpiece—φ60×20mm, SM45C	27. Dead weight (belt tension)
9. Workpiece adapter	28. Linear bearing shaft-φ16mm, High Carbon Steel
10. Pillow block	29. Moving support table
11. Coupling-elastic jaw type	30. Roller support
12. Torque sensor	31. Cable
13. Torque sensor support	32. Roller
14. Coupling-elastic jaw type	33. Dead weight (workpiece normal force)
15. Speed control lever	34. Roller
16. Variable speed A.C. motor-1/3 HP	35. Workpiece support
17. Support plate	36. Linear bearing
18. Driven pulley shaft-25mm dia.	37. Support bracket
19. Driven pulley	

장치와 토크 검출기에서 전달된 검출장치 신호는 보정 (calibration) 곡선에서 힘으로 환산되어 저장 파일 (file)에 저장되고 저장된 자료는 프린터 또는 플로터 (plotter)로 출력된다.

연삭 실험은 벨트 초장력을 $T_i=50N, 100N, 150N$ 으로 하고 시험편의 수직하중을 변화시키며 벨트와 구동 풀리의 전 접촉각에 대한 벨트 장력 T 와 시험편과 연삭 입자의 외접축 마찰력 F 를 측정하였다. 이때 중동 풀리는 아이들 풀리이므로 장

력측정을 하지 않았다. 각 경우에 풀리의 회전 속도는 5rpm으로 실험하였으며 이와같은 저속에서는 벨트 장력에 대한 원심력의 영향을 무시할 수 있

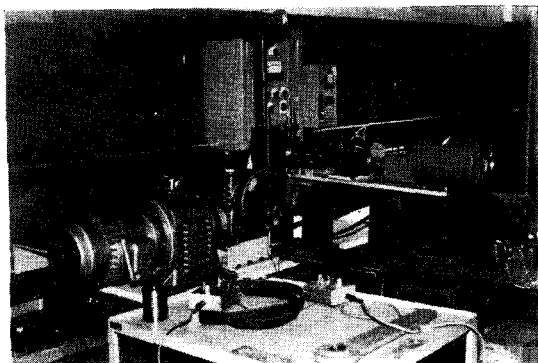


Fig. 4 Experimental machine

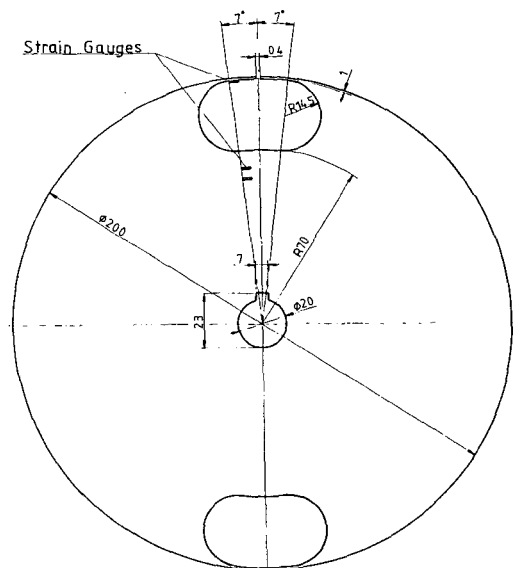


Fig. 5 Transducer pulley

다. 연삭 시험편은 연삭 벨트의 회전 방향과 반대 방향으로 100rpm의 회전을 주어 균일한 연삭이 이루어지도록 하였다. 실험은 구동 폴리의 회전 방향에 따라 (1) 이완측 벨트 연삭과 (2) 인장측 벨트 연삭의 2가지 경우에 대하여 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 이완측 벨트 연삭

Fig. 6, 7, 8은 이완측 벨트 연삭의 실험결과로서 벨트 장력을 접촉각에 대하여 도시한 것이다. 접촉각 θ 는 벨트 진행 방향에 따라서 증가한다. Fig. 6은 벨트 장력 $T_1+T_2=100N$, 즉 초장력 $T_i=50N$ 에 대한 실험결과이다. 주어진 벨트 장력에 대하여 시험편에 가해지는 수직 하중 N_w 를 $N_w=0N, 10N, 20N, 33N$ 으로 증가시키며 벨트 장력 분포를 측정하였다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 무부하시 구동 폴리의 장력분포는 전 접촉각에 대하여 거의 일정하다. 무부하시 인장측과 이완측의 벨트 장력은 $T_1=T_2=T_i=50N$ 이 되고 따라서 전 접촉각은 벨트 장력변화가 없는 비활동각이 된다. 무부하시 벨트 장력은 $\theta=0^\circ$ 근처에서 갑자기 증가하였다가 다시 감소하는 피크(peak) 현상을 보인다. 이것은 벨트 장력 검출장치의 외팔보가 벨트와 접촉하는 순간 외팔보의 끝단에 벨트의 전 장력이 작용하기 때문에 생기는 현상이다. 폴리가 벨트에 좀더 진입하면 외팔보는 폴리와 벨트사이의 평균 압력을 측정하여 피크는 곧 없어지고 검출장치는 평

균 벨트 장력을 측정하게 된다. 시험편의 하중 $N_w=10N$ 인 경우 전 접촉각은 비활동각과 활동각의 2구간으로 나뉘어지고 비활동각에서 벨트 장력은 인장측 벨트 장력 T_1 로 일정하나 활동각에서 벨트 장력은 접촉각이 증가함에 따라 감소하여 $\theta=180^\circ$ 일때, 즉 벨트가 폴리를 벗어날 때 이완측 장력 T_2 가 됨을 알 수 있다. 인장측 장력 T_1 과 이완측 장력 T_2 의 차 T_1-T_2 는 연삭 벨트의 외접촉 마찰력 F 와 내접촉 마찰력 f 의 합 $F+f$ 와 균형을 이룬다. 시험편에 가해지는 수직하중이 증가하면 인장측 장력은 크기가 변하지 않고 일정하나 이완측 장력은 더욱 감소하고 활동각의 크기는 벨트의 진입구 방향으로 증가한다. $N_w=33N$ 일때 벨트와 폴리의 전 접촉각은 모두 활동각이 되어 벨트 장력은 전 접촉각에서 감소하고 벨트와 폴리사이에는 전 미끄럼(gross slip)이 발생한다.

Fig. 7은 벨트 초장력 $T_i=100N$ 인 경우의 실험결과를 도시한 그림이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 연삭 부하 즉 시험편의 수직하중이 증가함에 따라 활동각의 크기가 증가하며 이완측 벨트장력 T_2 는 감소한다. 인장측 벨트 장력 T_1 은 각 경우의 연삭 부하에 대하여 일정한 값을 보인다. 미끄럼은 수직 하중 $N_w=73N$ 일때 발생하였다.

Fig. 8은 벨트 초장력 $T_i=150N$ 일 때의 실험선도이다 실험결과는 Fig. 6, 7과 유사한 경향을 보임을 알 수 있다. 이완측 벨트 장력은 연삭 부하가 증가할수록 감소하고 활동각의 크기는 증가하나 인장측 벨트 장력은 일정하다. 미끄럼은 수직하중

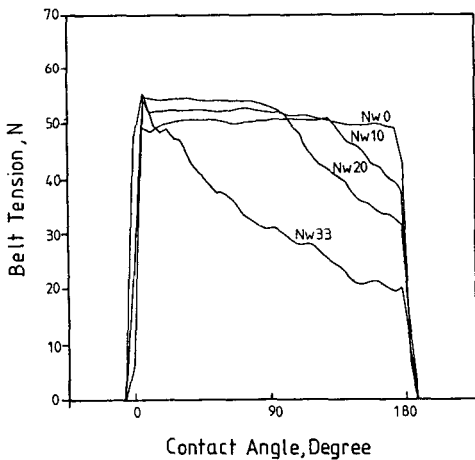


Fig. 6 Belt tension versus angular position for slack side belt grinding with $T_1+T_2=100N$

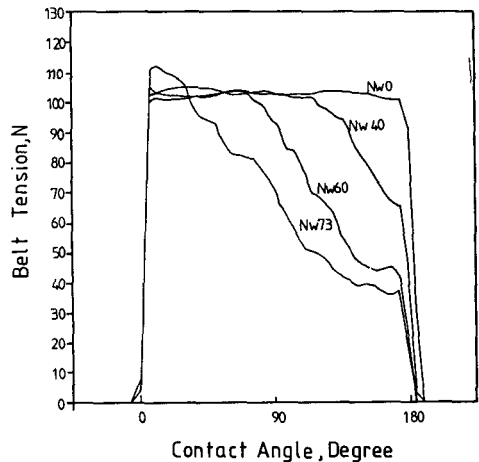


Fig. 7 Belt tension versus angular position for slack side belt grinding with $T_1+T_2=200N$

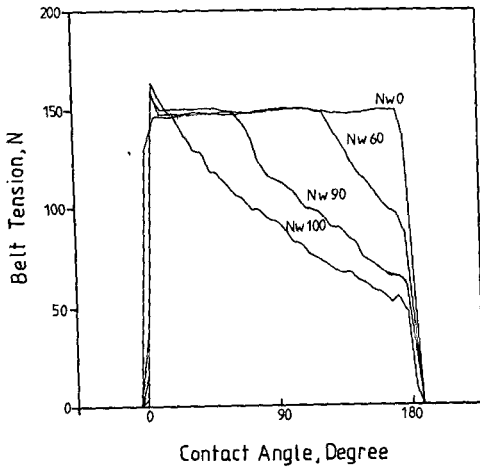


Fig. 8 Belt tension versus angular position for salck side belt grinding with $T_1 + T_2 = 300N$

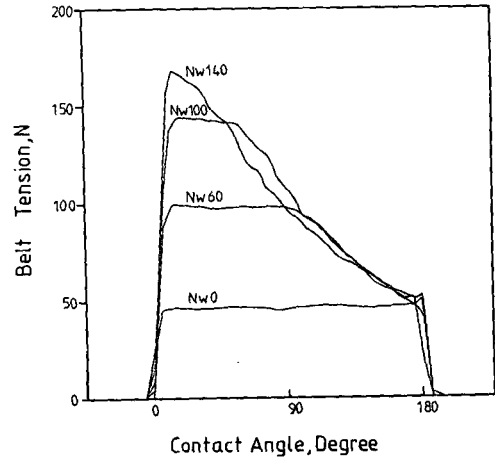


Fig. 9 Belt tension versus angular position for tight side grinding with $T_1 + T_2 = 100N$

$N_w = 100N$ 에서 관측되었다.

Fig. 6, 7, 8의 실험선도에서 볼 수 있듯이 인장측 벨트 장력은 벨트 초장력 T_i 로 항상 일정하나 이완측 벨트 장력은 연삭 부하의 증가에 따라 감소하였다. 이와같은 경향은 부하가 증가할때 인장측 장력이 증가하고 이완측 장력이 감소하는 일반 평벨트 구동의 장력분포와는 아주 다름을 알 수 있다. 벨트 초장력이 $T_i = 50, 100, 150N$ 으로 증가할 때 벨트와 풀리사이의 전 미끄럼이 일어나는 수직하중은 $N_w = 33, 73, 100N$ 으로 증가하였다. 이것은 벨트 초장력이 클수록 더 높은 연삭 부하를 견딜 수 있음을 보여준다. 따라서 벨트 초장력이 클수록 큰 부하를 가할 수 있으나 벨트 수명은 벨트의 인장응력 즉 벨트 초장력의 크기에 반비례 함으로 적절한 벨트 장력하에서 운전되어야 한다.

4.2 인장측 벨트 연삭

Fig. 9, 10, 11은 인장측 벨트 연삭의 실험결과로서 구동 풀리의 벨트 장력 T 를 접촉각 θ 에 대하여 도식한 선도이다. Fig. 9는 벨트 장력 $T_1 + T_2 = 100N$ 즉 초장력 $T_i = 50N$ 인 경우의 실험결과이다. 주어진 벨트 장력에 대하여 시험편에 가해지는 수직하중을 $N_w = 0, 60, 100, 140N$ 으로 증가시키며 벨트 장력분포를 측정하였다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 무부하시 ($N_w = 0N$) 벨트 장력분포는 전 접촉각에 대하여 거의 일정하였다. 무부하시 인장측과 이완측의 벨트 장력은 $T_1 = T_2 = T_i = 50N$ 이 되고 전 접촉각은 벨트 장력변화가 없는 비활동각이

된다. 벨트 장력은 $\theta = 180^\circ$ 근처에서 피크 현상을 보인다. 이것은 벨트 장력 검출장치의 외팔보가 벨트와 떨어지는 순간 집중 하중을 받기 때문이다. 시험편의 수직하중 즉 연삭 부하가 $N_w = 60N$ 일때 벨트와 풀리의 전 접촉각은 비활동각과 활동각으로 나뉘어진다. 비활동각에서 벨트 장력은 일정하나 활동각에서 벨트 장력은 감소한다. 이때 이완측 장력 T_2 는 벨트 초장력 $T_i = 50N$ 이고 인장측 장력 T_1 은 연삭부하 $F + f$ 와 균형을 이루기 위하여 증가하였다. 연삭 부하가 증가하면 이완측 벨트 장력은 항상 벨트 초장력 T_i 와 같은 값을 보이거나 인장측 벨트 장력은 연삭 부하의 증가에 따라 증가하고 비활동각에서 일정한 값을 갖는다. 활동각 θ_a 의 크기는 연삭 부하가 커질수록 증가하였다. 벨트와 풀리 사이의 전 미끄럼은 연삭 부하 $N_w = 140N$ 일 때 발생하였다.

Fig. 10은 벨트 초장력 $T_i = 100N$ 에 대한 실험결과이다. 각 하중에 대하여 이완측 벨트 장력은 $T_2 = T_i$ 로 항상 일정하나 인장측 장력은 연삭 부하가 증가할수록 증가하였다. 최대 연삭 부하는 토크 검출기의 용량 제한으로 인하여 $N_w = 160N$ 으로 제한되었으며 $T_i = 100N$ 인 경우 최대 하중 $N_w = 160N$ 에 대하여 벨트와 풀리사이의 전 미끄럼은 관측되지 않았다.

Fig. 11은 벨트의 초장력 $T_i = 150N$ 에 대한 실험결과선도이다. 실험결과는 Fig. 9, 10과 유사한 경향을 보인다. 연삭 부하가 증가할수록 인장측 벨트 장력은 증가하나 이완측 벨트 장력은 벨트 초장력

T_i 로 일정하였다.

Fig. 9, 10, 11에서 알 수 있듯이 인장측 벨트 연삭에서는 연삭 부하의 증가에 대하여 이완측 벨트 장력은 초장력 T_i 로 항상 일정하지만 인장측 벨트 장력은 활동각의 증가와 더불어 증가한다. 이와 같은 현상은 일반적인 평벨트 구동의 벨트 장력분포와 뚜렷이 구분된다.

Fig. 9, 10, 11의 인장측 벨트 연삭과 Fig. 6, 7, 8의 이완측 벨트 연삭을 비교하여 보면 인장측 벨트 연삭이 같은 벨트 초장력에 대하여 더 큰 연삭 부하를 견딜 수 있음을 알 수 있다. 초장력 $T_i=59N$ 일때 이완측 벨트 연삭은 $N_w=73N$ 에서 벨트

와 풀리사이에 전 미끄럼이 발생하나 인장측 벨트 연삭은 $N_w=140N$ 에서 전 미끄럼이 발생하였다. 전 미끄럼이 일어날때 벨트장력을 계산하여 보면 이완측 벨트 연삭은 식(3)에서 $T_2/T_i=e^{-\mu_s \cdot \pi}$ 가 되고 $\mu_b=0.356$, $T_i=50N$ 일때 최대 전달부하 $T_i - T_2$ 는 $50-16.3=33.7N$ 이 된다. 이때 구동 및 종동풀리의 직경이 같으므로 접촉각은 $\theta_c=\pi$ 를 사용하였다. 한편 인장측 벨트 연삭은 식(6)에서 $T_i/T_1=e^{-\mu_s \cdot \pi}$ 가 되고 $T_1=152.9N$, 최대 전달부하는 $152.9-50=102.9N$ 으로 계산된다. 최대 전달부하의 크기를 비교하여 보면 인장측 벨트 연삭은 이론적으로 이완측 벨트 연삭 보다 $102.9/33.7=3.05$ 배 더 큰 연삭 부하를 전달할 수 있고 따라서 인장측 벨트 연삭이 바람직 함을 알 수 있다.

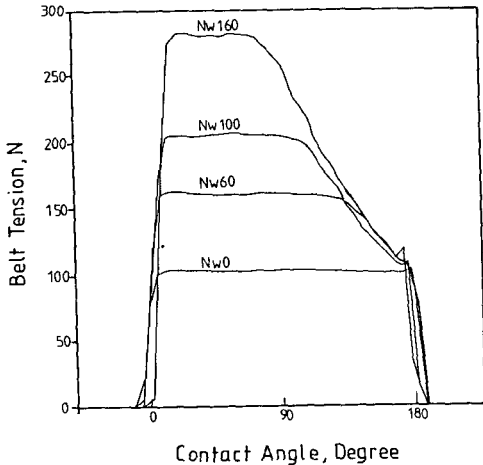


Fig. 10 Belt tension versus angular position for tight side grinding with $T_1 + T_2 = 200N$

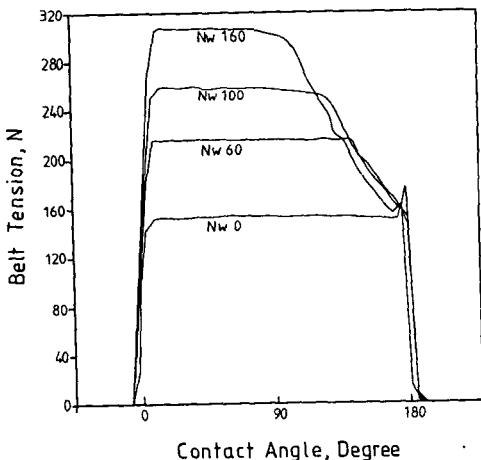


Fig. 11 Belt tension versus angular position for tight side grinding with $T_1 + T_2 = 300N$

4.3 집중 하중점의 마찰특성

Fig. 12는 집중 하중점의 내접축 마찰력 f 에 대한 실험결과를 도시한 그림이다. 앞의 식(1), (5)에서 내접축 마찰력 f 는 인장측 벨트 장력 T_1 , 이완측 벨트 장력 T_2 , 외접축 마찰력 F 를 일때 $f = T_1 - T_2 - F$ 로 간접적으로 구할 수 있다. T_1 , T_2 및 F 는 주어진 수직하중 N_w 에 대해 측정할 수 있고 따라서 내접축 마찰력 f 와 수직하중 N_w 의 상관관계를 실험적으로 구할 수 있다. Fig.12에서 볼 수 있듯이 집중 하중점의 내접축 마찰력 f 는 $N_w = 88N$ 부근까지는 N_w 에 비례하여 증가하나 그 이상의 수직하중에 대하여는 더 이상 증가하지않고

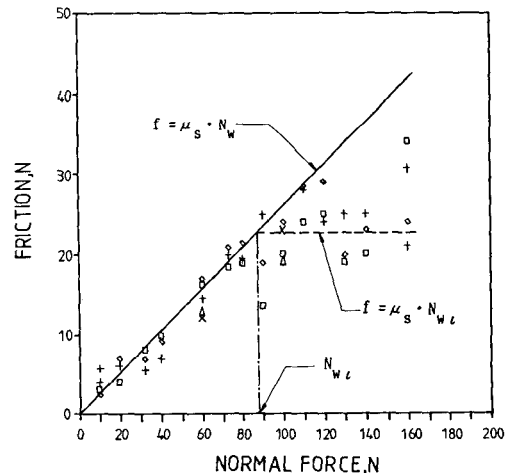


Fig. 12 Friction characteristics in grinding contact area

$f=23N$ 부근에 머물러 있다. 이것은 다음과 같이 설명될 수 있다. 마찰력은 실제 접촉면적에 비례하며 실제 접촉면적은 압력의 함수이다^(6,7,11). 벨트와 지지대사이의 실제 접촉면적은 압력이 증가할수록 증가하다가 어떤 압력 즉 임계 압력(limit pressure) 이상에서는 더 이상 증가하지 않고 일정한 값에 머물러 있다. 마찰력은 실제 접촉면적에 비례하므로 같은 관계가 성립한다. Fig. 12에서 $N_w=88N$ 인 하중에서 집중 하중점의 전 접촉면적의 압력이 임계 압력에 이르렀음을 볼 수 있다. 따라서 그 이상의 하중에 대해서도 마찰력은 더 이상 증가하지 않는다. 실선은 일반적인 마찰이론 $f=\mu_s \cdot N_w$ 에 의한 선도이다. 마찰계수 μ_s 는 실험결과에서 $\mu_s=0.26$ 으로 측정되었다. Fig. 12에 도시된 바와같이 실험결과에 의한 내접촉 마찰력 f 는 $N_w=88N$ 부근까지는 일반 마찰이론에 근접하고 있으나 그 보다 높은 하중에서는 하중이 증가할수록 일반 마찰이론에 의한 값 보다 작은 값을 보임을 알 수 있다. 따라서 임계 압력을 고려하여 마찰력을 구하면 일반 마찰이론에 의한 실선은 임계하중 이상의 하중에 대해서는 점선과 같이 수정된다. $N_w=88N$ 일때 집중 하중점의 전 접촉면적의 압력이 임계 압력이 되었다고 생각하면 임계 압력 P_i 은 하중 N_w 를 외관 접촉면적 A 로 나누어 구할 수 있다. A 는 실험결과 $A=1.1cm^2$ 으로 측정되었으며 따라서 임계 압력은 $P_i=800Kpa$ 로 구해진다.

4.4 이론 및 실험결과의 비교

Fig. 13은 이완측 벨트 연삭의 이론 및 실험결과를 도시한 것이다. 벨트 초장력 $T_i=150N$, 수직 하중 $N_w=0, 60, 100N$ 에 대한 실험결과가 2절에서 구한 이론식에 의한 벨트 장력곡선과 비교 도시되었다. 이론곡선은 벨트 장력 관계식 (3), (4)와 Fig. 12의 수정된 마찰곡선으로 구할 수 있다. 벨트와 폴리사이의 마찰력 μ_b 는 전 미끄럼 상태에서 측정된 $\mu_b=0.356$, 연삭점의 벨트와 폴리사이의 마찰력 μ_b 는 전 미끄럼 상태에서 측정된 $\mu_b=0.356$, 연삭점의 벨트와 지지대사이의 마찰계수 μ_s 는 Fig. 12에서 $\mu_s=0.26$ 이 계산에 사용되었다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 무부하와 전 미끄럼 상태($N_w=100N$)에서 이론과 실험곡선은 거의 일치하고 있다. 연삭부하가 작은 경우($N_w=60N$), 인장 및 이완측 장력 T_1, T_2 의 크기는 이론 및 실험곡선이 거의 같은 값을 보이나 활동각의 크기는 실험

결과가 이론결과 보다 더 가파르다. 그러나 이와 같은 차이에도 불구하고 대체적인 경향은 이론 및 실험곡선이 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 14는 인장측 벨트 연삭시 $T_2=150N$ 에 대한 이론 및 실험결과를 도시한 것이다. 이론곡선은 벨트 장력 관계식 (6), (7)과 Fig. 12의 수정된 마찰곡선으로 계산되었다. Fig. 14에서 볼 수 있듯이 각 경우의 연삭 부하에 대하여 인장 및 이완측 장력 T_1, T_2 의 크기는 이론곡선과 실험곡선이 거의 일치하고 있다. 활동각의 크기에서 실험결과는 이론결과보다 다소 작은 값을 보이고 기울기도 가파

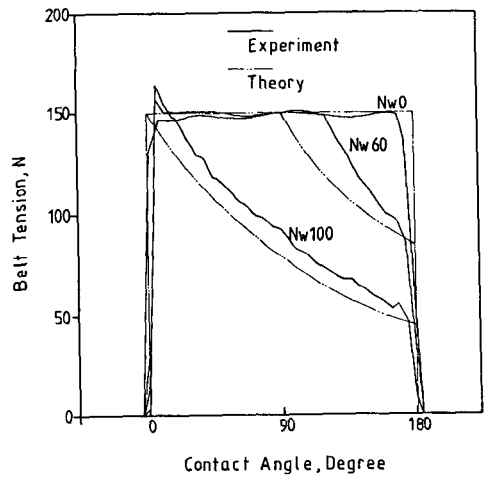


Fig. 13 Comparison of experimental and theoretical result for slack side belt grinding with $T_1 + T_2 = 300N$

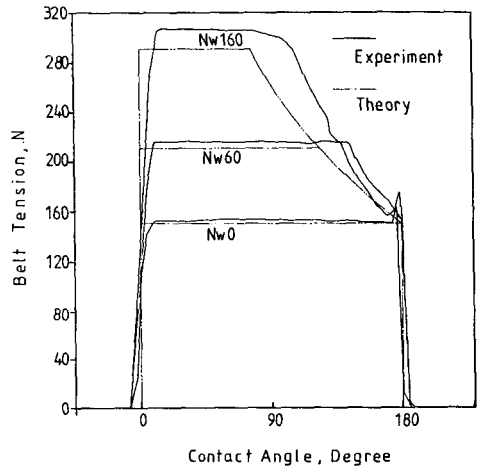


Fig. 14 Comparison of experimental and theoretical result for tight side belt grinding with $T_1 + T_2 = 300N$

르나 곡선의 경향은 이론 및 실험결과가 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13,14에서 볼 수 있듯이 이론 및 실험결과와는 잘 일치한다. 전 미끄럼이 일어나지 않는 경우 활동각에서 실험곡선은 이론곡선보다 더 큰 기울기를 가지고 있는데 이것은 식(3), (6)에서 벨트와 폴리사이의 마찰계수 μ_0 가 전 미끄럼 상태에서 측정된 값보다 더 크다는 것을 뜻한다. 실제로 마찰 계수는 압력, 벨트의 크리프(creep), 전달부하 등 여러 가지 인자의 함수이며⁽¹²⁻¹⁵⁾, 상수가 아니다. 그러나 실제 설계에서 이와같은 인자를 모두 고려한다는 것은 거의 불가능한 일이다. 따라서 상수 마찰 계수를 가진, 수정된 Eytelwein식을 사용한 본 연구의 이론결과는 약간의 오차를 감안하더라도 충분히 실제 설계에 사용할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

폴리와 폴리사이의 벨트에서 가공물을 연삭하는 벨트 접촉식 연삭에서 벨트 장력분포에 대한 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 이완측 벨트 연삭에서 인장측 벨트 장력 T_1 은 벨트 초장력 T_0 와 같고 부하가 증가하여도 변하지 않으나 이완측 벨트 장력 T_2 는 부하가 증가함에 따라 감소하고, 활동각의 크기는 증가한다.

(2) 인장측 벨트 연삭시 이완측 벨트 장력 T_2 는 벨트 초장력 T_0 와 같으며 부하가 증가하여도 변하지 않으나 인장측 벨트 장력 T_1 은 부하가 증가함에 따라 증가하고 활동각의 크기도 증가한다.

(3) 벨트 접촉식 연삭 벨트 구동에서 동일한 벨트 초장력에 대하여 인장측 벨트 연삭이 이완측 벨트 연삭 보다 더 큰 연삭 부하를 견딜 수 있으므로 인장측 벨트 연삭 방법이 추천된다.

후 기

이 연구는 1988년도 문교부 학술진흥재단의 지원으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Namba, Y., and Tsuwa, H., 1976, "Monte Carlo Simulation of Belt Grinding Process", Ann. CIRP,

Vol. 25, pp. 241~246.

(2) Yonetsu, S., Inasaki, I., Shibata, J. and Kurosaki, T., 1974, "Wear Process and Grinding Performance of Coated Abrasive Belt", J. Japan Society of Precision Engineering, Vol. 40, pp. 211~226.

(3) Namba, Y., and Tsuwa, H., 1972, "Wear Process of Coated Abrasives Analyzed by Monte Carlo Simulation", Technol. Repts., Osaka University, Vol. 38, pp. 68~74.

(4) Namba, Y. and Tsuwa, H., 1967, "Grinding performance of Abrasive Belts", Technol. Repts. Osaka Univ., Vol. 17, pp. 513~521.

(5) 김현수, 1987, "동력전달용 평벨트의 표면모델과 수직력 및 접선력에 대한 연구", 대한기계학회논문집, 제11권, 제5호, pp. 772~780.

(6) 김현수, 1988, "연삭 벨트-폴리간의 내접촉 특성에 대한 연구", 대한기계학회논문집, 제12권, 제3호, pp. 457~465.

(7) Kim, H., Marshek, K. M., and Naji, M., 1987, "Forces Between an Abrasive Belt and Pulley", Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, pp. 97~103.

(8) Kim, H., Marshek, K.M., 1988, "Belt Forces and Surface Model for a Clothed Backed and a Rubber Backed Flat Belt", ASME, J. of Mechanisms, Transmission, Vol. 110, No. 1, pp. 93~99.

(9) Kim, H., Marshek, K.M., 1988, "Belt Forces with Grinding", ASME J. of Industry, Vol. 110, No. 3, pp. 201~211.

(10) Firkbank, T.C., 1977, "On the Forces Between the Belt and Driving Pulley of a Flat Belt Drive", ASME Design Engr. Tech. Conference, Illinois, 77-DET-161.

(11) Childs, T.H.C., 1980, "The Contact and Friction Between Flat Belts and Pulley", Int. J. Mech. Sci., Vol 22, pp. 117~126.

(12) Barteneve, G.M. 1962, "Rubber Structure and Coefficient of Friction", Rubber Chem. Technol., Vol. 35, 371~378.

(13) Bartenev, G.M. Laverentijev V.V. and Konstantinova, N.A. 1971, "The Actual Contact Area and Friction Properties of Elastomers under Friction Contact with Solid Surfaces", Wear, Vol. 18, pp. 439~448.

(14) Gough, V.E., 1960, "Friction of Rubber", Rubber Chem. Technol., Vol 33. pp. 158~180.

(15) Grosch, L.A., 1963, "The Relation Between the Friction and Visco-Elastic Properties of Rubber", Proc. Roy. Soc., A2274, pp. 21~39.