

사출 성형 플라스틱 단불이 기어의 강도평가

정태형*, 문창기+, 하영욱**

Strength Estimation of Injection Molded Plastic Stepped Spur Gear

Tae Hyong Chong*, Chang Ki Moon+, Young Wook Ha**

Abstract

The aim of this study is to estimate the strength of injection molded plastic stepped gear. We considered stepped gear as plate model which are fixed by two edges. While, on the other sides are free. Normal gear is calculated by Lewis formula which can be derived quite simply from the equation for the stress at the root of a cantilever beam. Stress ratio(step factor) is represented for the ratio of the bending stress of normal and the bending stress of stepped gear, and it is plotted by face width factor. This study is propose the step factor added in Dupont equation which are strength estimation of step gear

Key Words : Plastic Gear, Stepped Gear, Strength Estimation

1. 서론

플라스틱 기어는 원재료가 엔지니어링 플라스틱이기 때문에 금속 재료와 비교해서, 인장 강도와 굽힘 강도는 강의 약 1/8~1/10이며, 탄성계수는 강에 비하여 약 1/70이다. 그러나 플라스틱 기어는 일반적으로 경량, 무윤활 사용, 대량 생산성, 저 비용, 진동 흡수성, 내식성, 내약품성이 우수한 장점이 있다. 이러한 장점을 이용한 사출 성형 플라스틱 기어는 자동차 전동 모터, 카메라, 가정용 VTR, 복사기, 레이저 프린터, 전기 세탁기 등에 대폭 사용되고 있다. 그 재료는 폴리아세탈과 폴리아미드가 많이 사용되고 있다. 플라스틱 기어는 금속 기어와 비교하여 경량, 무윤활에서의 사용, 대량 생산성, 싼 가격, 그 밖의 기계요소와의 일체

성형 등의 이점 이외에도 진동 흡수성이 있고, 내식성, 내약품성이 뛰어나다. 이러한 이점 때문에 현재는 금속 기어의 대체품으로서가 아니라 플라스틱 기어의 우위성을 인정한 사용이 증가되고 있다.

특히 플라스틱 단불이 기어는 복잡한 형상의 부품을 한 공정으로 생산이 가능하고 부품의 수를 감소시킴으로써 단가, 제품의 부피, 공정시간을 감소시키는 이점이 있기 때문에 꾸준히 사용이 증가되어 전체 플라스틱 기어에서 70%가량의 비중을 차지한다. 하지만, 단불이 기어에 대한 신뢰할 만한 강도 평가에 관한 연구가 미흡하여, 산업현장의 경험적 안전계수를 사용하는 등 규명된 설계지침이 마련되어야하는 문제점이 있다.

본 연구는 단불이 기어의 강도 평가 방법을 마련하여 단 불이 기어에 대한 설계지침을 제안 하고자 한다.

* 주저자, 한양대학교 기계공학과 (thchong@hanyang.ac.kr)

주소: 133-791 서울시 성동구 행당동 17

+,++ 한양대학교 대학원 기계설계학과

2. 사출 성형 플라스틱 단볼이 기어

플라스틱 가공에서 사출성형의 장점은 복잡한 형상의 부품을 한 공정으로 생산할 수 있는 것으로, 기어 생산에서 단볼이 기어의 사용이 증가되고 있다. Fig. 2.1 (a)와 같은 단볼이 기어는 Fig. 2.1 (b)의 일반 기어들과 비교하여 부품의 감소로 인한 제작 단가를 낮출 수 있으며, 조립이 용이하며, 조립 비용의 절감에도 크게 기여한다.

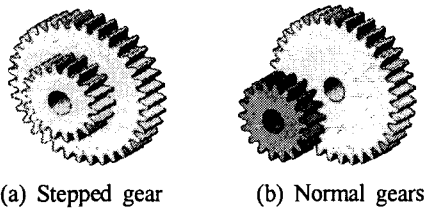


Fig. 2.1 Plastic gears

3. 사출 성형 플라스틱 기어의 강도 평가

플라스틱 기어에 있어서 강도 평가를 수행할 수 있는 방법은 크게 세 개의 식이 제안되고 있다. 첫 번째로 Polyplastic에서는 표준 시험조건에서의 최대 허용 굽힘 응력을 토대로 실험 보정을 한 Polyplastic식을 제안하였으며, Dupont에서는 Lewis식에 근간 두고 실험 보정을 통한 Dupont식을 제안하였다. Hachmann은 그의 연구를 통해 폴리아미드 기어에 대하여 강도 평가를 수행할 수 있는 Hachmann식을 제안하였다. 하지만 단볼이 기어의 강도 평가에 관한 연구는 미비한 실정이다.

4. 사출 성형 플라스틱 단볼이 기어의 강도 평가

단볼이 기어(steped gear)를 두 단이 고정된 플레이트 모델로 고려하여 계산된 굽힘 응력과 일반 기어(normal gear)를 외팔보 모델을 이용하여 얻은 굽힘 응력을 조사하여 상관관계를 밝히고, FEA를 이용하여 단볼이 기어와 일반 기어의 이뿌리 필렛 부근의 최대 인장 응력의 크기를 조사하여 검토를 수행하겠다.

4.1 수식 모델에 의한 강도평가

4.1.1 일반 기어의 외팔보 모델에 의한 강도 평가

Fig. 4.1에서 하나의 기어의 이(tooth)를 Fig. 4.2의 외팔보로 가정하였다. Fig. 4.2의 외팔보 끝단에서 단위 폭 당

하중(q_0)이 작용하면, 하중이 작용하는 면에서는 인장응력이 반대 면에서는 압축응력이 발생한다. 기어의 이가 파손될 때 그것들은 보통 인장응력이 작용하는 부근에서의 균열에 의한 파손이 발생된다. Lewis는 Fig. 4.3에서와 같이 기어의 이 내부에 균일 강도를 연결하는 포물선을 그렸으며 이뿌리 필렛과 포물선이 접하는 점이 응력이 집중되는 위치(위험단면)임을 밝혔다.

외팔보 뿌리부에서의 굽힘 응력(σ_b)이 Lewis식에 의해 식 4.1과 같이 유도되었다. 식 4.1에서 q_0 는 Fig. 4.2에서 도시된 것과 같이 단위 폭 당 하중이며, a 는 Fig. 4.3에서 도시된 것과 같이 위험단면으로부터 하중의 작용점까지의 높이이다.

$$\sigma_b = \frac{6aq_0}{t^2} \quad (4.1)$$



Fig. 4.1
Normal gear

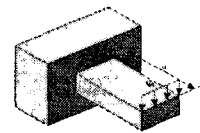


Fig. 4.2
Cantilever beam

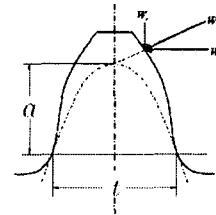


Fig. 4.3 Inscribed parabola

4.1.2 단볼이 기어의 플레이트 모델에 의한 강도 평가

단볼이 기어는 Fig. 4.4와 같이 작은 이(tooth)와 큰 이가 붙어있으며 큰 이에 대해서는 일반적인 강도 평가식을 이용한 해석이 가능하지만 작은 이에 대해서는 단볼이 부근이 고정됨으로써 일반적인 강도 평가식을 수행하는데 문제가 발생한다. Fig. 4.4에서 선택된 하나의 이를 Fig. 4.5처럼 플레이트로 모델링하였다. y, z 평면과 x, z 평면으로 고정된 플레이트에 하중이 z 방향으로 작용하기 때문에 3차원 관점으로 해석을 수행하여야 하는 어려움이 발생한다. 하지만 단볼이 기어의 이를 단볼이 부분과 기어 이뿌리 부분에 고정된 Fig. 4.6의 플레이트로 가정함으로써 해석을 용이하게 하였으며, 또한 위험 단면은 포물선 접선법에 근거한 이

뿌리 부분으로 설정함으로써 해석의 단순화를 시도 하였다.

Fig. 4.7과 같은 과정으로 해석을 수행하였다. 처짐의 가정으로 시작하여 변형률과 변위의 관계, 응력과 변형률의 관계, 모멘트와 전단응력의 관계로부터 평형방정식과 지배 방정식을 수립할 수 있으며, 에너지법에 의하여 최초 가정했던 처짐을 알아낼 수 있다. 처짐을 밝혀냈다면, 지지단 즉, y 축에 발생하는 모멘트와 뿌리 부근에서의 굽힘 응력을 구하는 것은 어렵지 않다. Fig. 4.7은 플레이트 이론에 의한 해석과정을 도시 하였다.



Fig. 4.4
Stepped gear

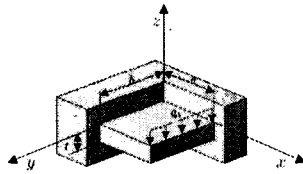


Fig. 4.5 Plate model

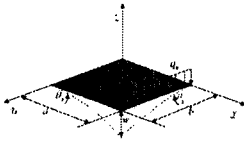


Fig. 4.6 Simplified
plate model

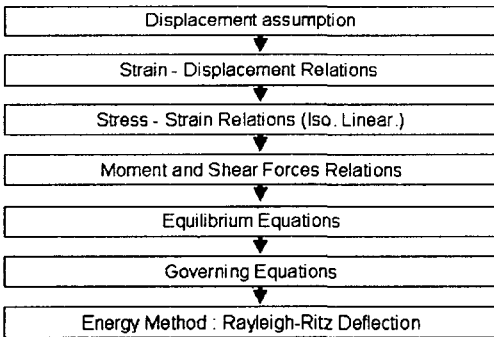


Fig. 4.7 Solving process by means of plate theory

4.1.3 수식 모델에 의한 강도 평가결과 비교

모듈 1, 총 이높이 2.25mm의 표준 기어의 이(tooth)를 해석하였다. Fig. 4.8은 일반 기어의 경우 외팔보 모델로 해석을 수행한 결과 그래프를 점선으로 표시하였으며 단볼이 기어를 플레이트 모델을 이용하여 해석한 결과 그래프를 실선으로 표시하였다.

외팔보 모델의 이뿌리 부근의 굽힘 응력 해석 결과 43.33MPa의 크기를 나타내었으며, 플레이트 모델의 이뿌

리 부근의 굽힘 응력 해석 결과 치폭 3mm에서 9mm까지의 범위에서 34.82~43.01MPa의 크기를 나타내었다. 단볼이 기어의 치폭이 증가할수록 일반 기어의 굽힘 응력과 가까워 짐을 알 수 있다. 결국 단볼이 기어의 치폭이 증가할수록 단 볼이의 영향이 줄어든다는 결론을 얻을 수 있다.

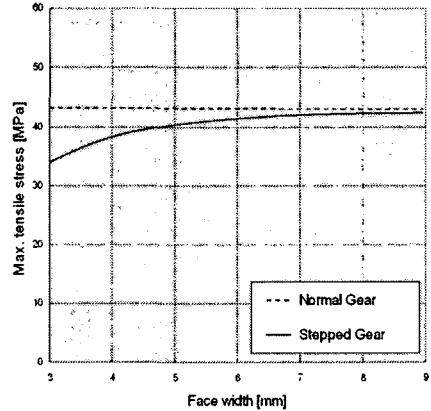


Fig. 4.8 Comparison with cantilever model of normal gear tooth and plate model of stepped gear tooth

4.1.4 단볼이 기어의 강도 평가식 제안

모듈 0.3에서 2까지 총 8개 모듈의 표준 기어 이를 해석하여 각각 외팔보 모델의 해석식과 플레이트 모델의 해석식에 대입하였다. 일반 기어 이뿌리 부근의 굽힘 응력과 단볼이 기어 굽힘 응력의 비를 세로축에 나타내었으며 치폭(face width)과 모듈(module)의 비(face width factor k)를 가로축에 나타내었다.

Fig. 4.9와 같이 그래프는 단일 곡선으로 표현되었으며 치폭 계수가 증가할수록 응력비는 1에 가까워지고 이는 곧 일반 기어와 거의 닮아 간다는 의미를 두고 있다. 세로축의 응력비를 단볼이 계수 K_s 로 표현하여 Dupont식에 수 K_s 를 추가하여 단볼이 기어 해석을 위한 개선된 Dupont식(식 4.3)을 제안 한다. 또한 K_s 를 식 4.2로도 제공하였다.

응력비 K_s 는 식 4.2와 같이 나타낸다.

$$K_s = -\frac{1}{0.31k^2 + 0.551k} + 0.997 \quad (4.2)$$

여기서, $k = b/m$ 이다.

따라서, 단볼이 기어 이의 이뿌리 굽힘 응력 σ_b 는 식 4.3과 같이 구할 수 있다.

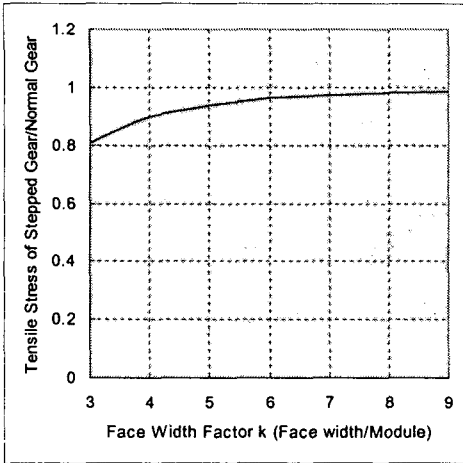


Fig. 4.9 Step factor K_s

$$\sigma_b = \frac{W}{mbY} \frac{K_{LD} K_{VD} K_S}{K_{TD}} \quad (4.3)$$

4.2 사출 성형 플라스틱 기어의 유한요소 해석 모델

Fig. 4.10과 같이 유한요소법에 의한 기어의 이뿌리 응력의 해석은 사면체 요소를 사용하였으며 압력각이 20°인 표준기어를 대상으로 수행하였다. 모듈 0.3~2의 총 8종류의 모델을 치폭 3-9mm까지 1mm단위로 변화시키며 일반 기어와 단볼이 기어의 굽힘 응력을 해석하여 비교 하였다. 요소의 크기는 총 이높이의 2% 이내로 제한하였다.

폴리아세탈 재료의 물성치는 탄성계수 3300N/mm², 포아송비 0.34로 하였다. 하중은 HPSTC에 9.8 N/mm (1 kgf/mm)을 가했으며, 고정위치는 구멍의 원통면을 x, y, z 방향으로 하였다.

Fig. 4.11에서 이뿌리원에서 시작하여 필렛 모서리를 따라 거리(0.6mm)를 17등분하여 최대 인장 응력을 조사하였으며 결과를 Table 4.1에 나타내었다.

4.2.1 치폭 변화에 따른 일반 기어의 강도 평가

Table 4.2와 같은 제원의 표준 기어를 대상으로 치폭을 3mm~9mm까지 변화시켜 유한요소 해석을 수행하였다. 실제 기어의 경우 인장축으로 부티의 균열에 의해 파손되므로 인장축의 주응력의 크기에 주목하였다.

이뿌리 부근의 인장 응력을 해석한 결과 치폭이 3mm일 때 46.01MPa이었으며, 치폭이 9mm일때 45.21MPa의 크기를 나타내었다.

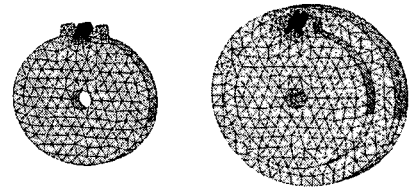


Fig. 4.10 Elements of gear tooth for FEM analysis

Table 4.1 Max. tensile stress at the root of gear in module 1

Face width [mm]	The Maximum Tensile Stress of Stepped Gear [MPa]	The Maximum Tensile Stress of Normal Gear [MPa]
3	36.71	46.01
4	40.40	45.98
5	42.72	45.81
6	43.81	45.52
7	44.13	45.41
8	44.38	45.19
9	44.54	45.11

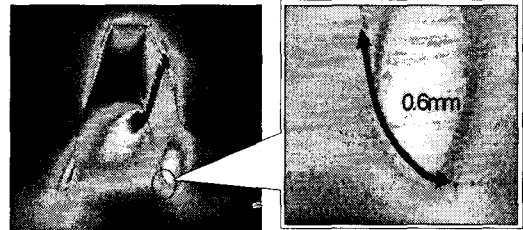


Fig. 4.11 Observance of maximum tensile stress around root fillet

Table 4.2 Specification of normal gear

Type	Module	Pressure angle	Number of teeth	Pitch diameter
Gear	1	20°	29	29mm

4.2.2 치폭 변화에 따른 단볼이 기어의 강도 평가

단볼이가 되어있으며 나머지 조건은 4.2.1과 같은 표준기어를 대상으로 해석을 수행하였다. 마찬가지로 Table 4.2과 같은 제원의 단볼이 표준 기어를 대상으로 모듈 치폭을 3mm~9mm까지 변화 시켜해석을 하였으며, 인장축의 주응력치에 주목하였다. 이뿌리 부근의 인장 응력의 해석결과 치폭이 3mm일때 36.71MPa이었으며, 치폭의 증가와 함께 응력의 크기도 증가하여 치폭이 9mm일때 44.54MPa의 크기를 나타내었다.

4.2.3 유한 요소 해석모델에 의한 강도 평가결과 비교

Fig. 4.12는 4.2.1절과 4.2.2절의 결과 그래프를 나타내는 것이며, 수식 모델에 의해서 단봉이 기어와 일반 기어의 이뿌리 부근 굽힘 응력의 비로 표현했던 방법과 마찬가지로 단봉이 기어의 이뿌리 부근의 인장응력과 일반 기어의 이뿌리 부근의 인장응력의 비로 Fig. 4.13와 같이 표현하였다.

Fig. 4.14에서는 모듈 0.3~2까지 8종류의 기어를 치폭 3mm에서 9mm까지 1mm단위로 변화시키며 일반기어와 단봉이 기어의 인장 응력을 비교하였다.

앞에서의 방법과 마찬가지로 유한요소 해석에 대한 결과를 일반 기어 이뿌리 부근의 인장 응력과 단봉이 기어의 인장 응력의 비를 세로축(y축)으로, 모듈과 치폭의 비(치폭계수 k)를 가로축으로 나타내어 Fig. 4.15로 표현하였다.

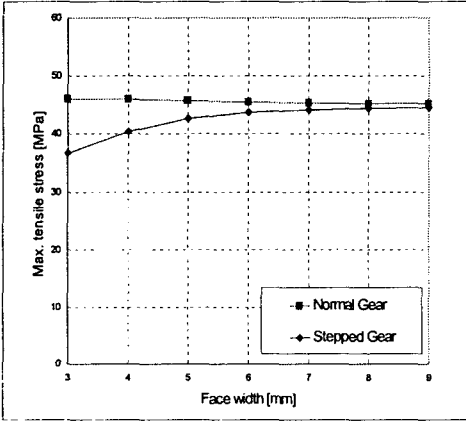


Fig. 4.12 FE analysis of normal and stepped gears

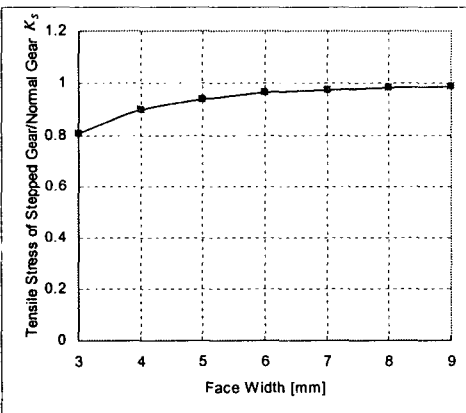


Fig. 4.13 Relation between normalized stress and face width in module 1

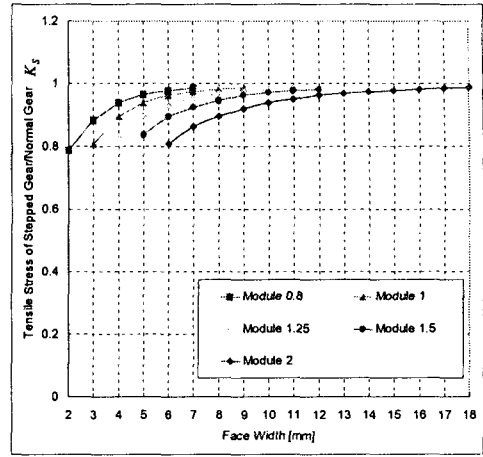


Fig. 4.14 Stress ratio in various module

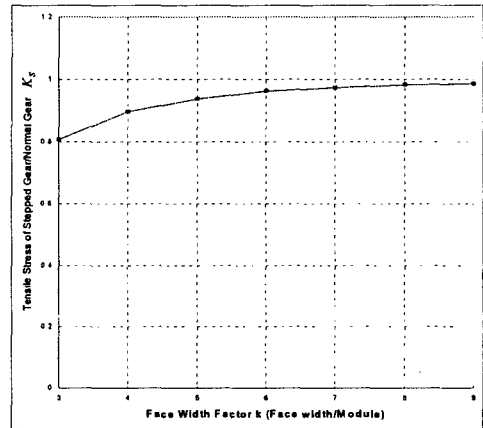


Fig. 4.15 Stress ratio and face width factor

4.2.4 수식 모델과 유한요소 해석 모델에 의한 강도 평가 결과 비교

수식 모델에서 일반 기어와 단봉이 기어 하나의 이를 외팔보와 플레이트 모델로 해석을 하였다. 해석한 결과를 단봉이 계수(step factor K_s)와 치폭계수의 함수 k의 그래프로 표현하였다(Fig. 4.9참조). 이와 마찬가지로 일반 기어와 단봉이 기어의 이뿌리 부근의 굽힘 응력을 유한요소법으로 해석하여 두 모델의 응력비를 치폭 계수의 함수 k의 그래프로 표현하였다(Fig. 4.15참조). 수식모델에 의한 해석과 유한요소법으로 해석한 모델을 Fig. 4.16에서 비교하였다. 두 결과가 거의 유사함을 알 수 있다.

이 결과로부터 플레이트 이론에 의한 굽힘 응력과 외팔보에 의한 굽힘 응력의 비의 계산을 통해 제시된 계수 K_s 가

검증 되었다.

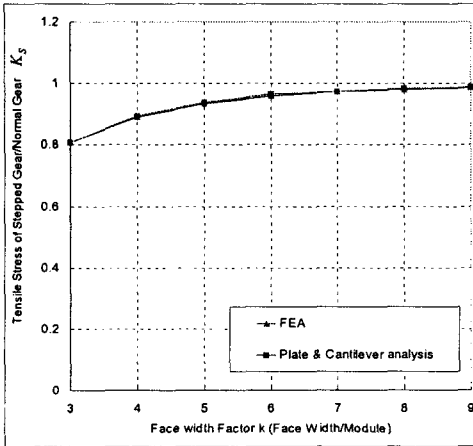


Fig. 4.16 Comparison of FEA and Plate & Cantilever analysis model

5. 결론

사출성형 폴리아세탈 단불이 기어의 강도평가를 수행하였다. 단불이 기어(steped gear)를 두 단이 고정된 플레이트 모델로 고려하여 계산된 굽힘 응력과 일반 기어(normal gear)를 외팔보 모델을 이용하여 계산된 굽힘 응력의 비를 단불이 계수 K_s (step factor)로 표현 하였으며, 또한 치폭계수 k (face width factor)의 함수로 나타내었다. 기존의 플라스틱 기어 강도 평가식인 Dupont식에 단불이 계수 K_s 를 추가함으로써 단불이 기어 해석을 위한 개선된 듀폰식을 제안 하였다.

기존 Dupont식에 K_s 를 추가함으로써 기존 식의 활용도를 높이고 단불이 기어 설계에 대한 안정적 가이드 제시하였으며, 제품의 소형화 추세에 부응해 사용이 증가되는 단불이 기어에 대한 신뢰할 만한 설계지침으로 활용도가 높을 것으로 기대된다.

참고 문헌

- (1) Bogdanzaliew, K., 1980, Maschnenbautechnik, pp. 29~226.
- (2) Polyplastic co., 1988, Plastic Gear, pp. 71.
- (3) Engineering Polymers, 2000, General Principles for DuPont Engineering Polymers

- (4) Hachmann H., 1966, Konstruktion, pp. 11~14
- (5) Pye, R. G. W., 1989, Injection Mold Design, 4th ed, John Wiely & Sons, Inc., New York, pp. 3~254.
- (6) Buckingham Earle, 1949, "Analytical Mechanics of Gears", Dover Publications, Inc. pp. 1~176.
- (7) Dooner David B., 1995, "The Kinematic Geometry of Gearing" A Wiley -Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc. pp. 24~76.
- (8) Dudley, D. W., 1984, "Handbook of Practical Gear Design", McGraw-Hill Book Company, pp. 3.128~3.135.
- (9) K. J. Pretech Ltd., Tae Hyong Chong, 2001, "Development of a high precision plastic gear"
- (10) Shah Vishu, 1998, Handbook of Plastic Testing Technology, 2nd ed, John wiely & Sons, Inc., Canada, pp 67~69.
- (11) Clifford E M. Dekker, 1980, Plastics gearing : selection and application, pp. 129~184
- (12) Rees D. W. A, The mechanics of solids and structures, McGraw-Hill
- (13) Macdermott, C. P. and Shenoy, A. V., 1997, "Selecting Thermoplastics for engineering Application", 2nd ed., Marcel Deckker, Inc., New York , pp. 8~120.
- (14) Adams, C. E., 1986, "Plastic Gearing ; Selection and Application", Marcel Deckker, Inc., New York , pp 11~86.