

〈論 文〉

원통치차의 강도평가 시스템 개발연구

정태형* · 변준형**

(1992년 7월 1일 접수)

Development of Strength and Durability Estimation System for Power Transmission Cylindrical Gears

Tae Hyong Chong and Joon Hyong Byun

Key Words : Gear(치차), Involute Cylindrical Gear(인벌류트 원통치차), Strength & Durability Estimation(강도평가), Bending Strength(굽힘강도), Surface Durability(면압강도), AGMA Standard(AGMA규격), ISO Standard(ISO규격), Finite Element Method(유한요소법).

Abstract

A strength and durability estimation system of involute cylindrical gears which are commonly used as power transmission devices is developed on the personal computer, which analyzes and/or evaluates the gear design and the service performance at the point of view of strength and durability. The typical considerations are the bending strength and the surface durability, and the strength and durability estimations are carried out using the reliable standards of AGMA & ISO. In addition, the finite element analysis(FEM) of tooth bending stress is conducted in order to compare the real maximum stress with the estimated bending stress by the standard. Therefore, the system is built so that the variables or factors considered differently in those standards and the strength & durability are appraised separately by each method, and a series of the estimation processes is integrated into the system so as to compare each result. The developed strength and durability estimation system can be used in the initial stage of gear design process and also a better design can be performed by the evaluation of the initial design at the view point of strength and durability. And it is useful to the purpose of the trouble-shooting of gear system and the purpose of introducing the methods for maintaining design strength in service, with appraising the strength and durability after design or with appraising the influencing factors, as a whole. Therefore, this strength and durability estimation system can help the aim of automatic design of cylindrical gears.

1. 서 론

공학에 있어서 어느 한 요소의 설계과정은 기본

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 기계공학과 대학원

설계, 해석, 평가, 재설계로 이어지는 일련의 반복된 과정을 따라 행해지는 것이 일반적이다. 치차설계를 포함한 대부분의 실제설계에 있어서는 공학적인 해석과 판단, 실제 운전경험, 관련 실험데이터 등을 이용함으로써 반복되는 설계과정을 수행해 나간다. 최근들어 치차의 설계시 제기되는 문제로서

는 생산의 능률화와 운전상의 고성능화를 들 수 있는데, 특히 동력전달용 치차에 있어서는 전달동력의 증대, 치차장치의 소형화, 경량화와 더불어 부하능력의 향상 및 설계의 능률화라는 측면이 절실히 요구되고 있다.⁽¹⁾ 인벌류트 원통치차의 부하능력은 굽힘강도, 면압강도, 스코링강도 등에 의하여 결정되는데,⁽¹⁾ 치차의 재질, 제작, 조립, 운전 등에 관련하여 수많은 영향인자가 강도에 영향을 미치게 된다. 치차를 설계하거나 운전할 때에는 강도에 영향을 미치는 인자 중 어떤 인자에 유의하여야 하며 어떠한 방법으로 인자를 평가하느냐에 따라 치차의 부하능력이 달리 평가될 수도 있기 때문에, 치차의 강도에 영향을 미치는 수많은 인자들을 일목요연하게 평가하여 인자가 미치는 영향을 판단할 수 있게 되고 치차의 강도나 성능, 신뢰성 등을 보장할 수 있는 평가방법을 확립시켜 이를 간편히 사용할 수 있다면 강도적인 측면에서 보다 효율적으로 치차를 설계할 수 있게 된다.

본 연구에서는 강도의 측면에서 인벌류트 원통치차의 설계 및 성능평가를 돕기위하여 퍼스널컴퓨터 상에서 간편히 수행할 수 있는 치차의 강도평가 시스템을 개발한다. 즉, 원통치차의 굽힘강도 및 면압강도와 이들과 관련하여 기하학적인 형상, 재질, 운전상태, 신뢰성, 안전계수 등 강도에 영향을 미치는 거의 모든 인자를 일목요연하게 평가하고 이들이 강도에 미치는 영향을 판단할 수 있는 치차의 강도평가 과정을 하나의 시스템으로 구성함으로써 설계현장 등에서 간편히 이용할 수 있도록 하고 최종적으로 설계의 자동화를 이룰 수 있도록 한다.

2. 원통치차의 강도평가

2.1 강도평가방법의 선정

원통치차의 강도는 각 치차의 재질, 동력을 전달할 때 치면에 적용하는 하중의 형태, 치면의 물림 상태에 따른 최악하중의 작용위치, 최악하중의 작용에 수반하는 최종적인 치차손상 및 파손의 형태 등 어떤 인자를 기준으로 하느냐에 따라 그 평가방법이 다르고 또한 평가결과도 달라지게 된다.⁽¹⁾ 치차의 강도평가방법에는 수치해석을 이용한 평가방법, 설계된 치차를 제작하여 실험한 결과에 의한 평가방법 및 각종 규격에 의한 평가방법 등⁽²⁻⁸⁾이 있다. 이들 중 치차의 강도 및 성능에 관련된 수많은 인자들을 종합적으로 고려할 수 있는 방법을 선

정하여 강도를 평가하고, 제작된 실제치차의 손상이나 수명에 근거하여 강도평가식을 경험적으로 수정함으로써 설계의 신뢰도를 증대시킬 수 있다. 따라서 강도평가식은 가능한 경험적 데이터가 풍부한 계산식을 이용하는 것이 바람직하다.

그러므로 치차강도에 미치는 영향인자의 분류와 각 인자의 성질규명, 계산법 등이 가장 잘 정비되고 확립된 규격으로서 AGMA 및 ISO 규격⁽⁹⁻¹¹⁾에서 제안된 식을 선정한다. 이는 원통치차의 소형화 설계를 위한 연구들⁽⁹⁻¹¹⁾에서 AGMA 규격만을 강도평가기준으로 삼아 치차를 설계함으로써 영향인자들 중 과다하거나 과소하게 평가되는 인자가 있을 수도 있기 때문에, 신뢰할 수 있는 두가지 규격에 의해 강도를 평가하고 결과를 통합하여 대비함으로써 두 규격에서 서로 상이하게 고려된 인자의 영향을 비교하여 판단할 수 있게 하기 위함이다.

ISO 규격식은 그 해석과 적용에 있어서 실험이나 이론해석에 의해 영향계수가 정확히 평가가능한 경우에는 '방법 A'를 적용하고, '방법 A'의 근사방법으로서 '방법 B'를 적용하는 것과 같은 단계로, 'A'에서 'E'까지의 다섯가지 단계로 구분하여 적용한다. 그 중 대부분의 적용에 있어서 정확도가 충분하고 전산화에 용이한 '방법 B(method B)'에 의해 치차의 강도를 평가한다.

AGMA 규격과 ISO 규격에서 면압강도의 평가는 피치원주상 치면의 피팅손상(destructive pitting)이 일어나지 않도록 하는 Hertz의 최대접촉응력식을 근간으로 행해진다. 굽힘강도평가에서 위험단면은 AGMA 규격식에서는 내접포물선법, ISO 규격식에서는 30° 접선법에 의하여 결정하며, 최악하중의 작용위치는, AGMA 규격에서는 물림움의 크기에 따른 하중분담을 고려할 경우는 한쌍이물림의 최고위점(highest point of single tooth pair contact)을, 하중분담을 고려하지 않을 경우에는 이끝(tooth tip)을 최악하중 작용위치로 결정하는 것에 비해, ISO 규격의 '방법 B'에서는 한쌍이물림의 최고위점을 굽힘강도의 최악하중 작용위치로 결정한다.

Fig. 1은 이들 규격식에 포함된 각종 계수를 대비한 것이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 각 규격식은 고려하는 계수가 서로 상이한 점이 많음을 알 수 있고 이들에 의한 강도평가 결과는 서로 달라지게 되므로 규격에 의하여 평가된 응력을 치차설계자가 설계시에 이용할 때 진응력과 비교기준으로

Factor name	Bending		Contact	
	ISO	AGMA	ISO	AGMA
Tooth form	Y_F			
Stress correction	Y_S			
Helix angle	Y_β		Z_β	
Zone			Z_H	
Contact ratio			Z_E	
Geometry		J		I
Elasticity			Z_U	C_P
Gear ratio			u	
Application	K_A	K_a	K_A	C_a
Dynamic	K_V	K_V	K_V	C_V
Transverse load distribution	$K_{F\alpha}$		$K_{H\alpha}$	
Longitudinal load distribution	$K_{F\beta}$	K_m	$K_{H\beta}$	C_m
Rim thickness		K_B		
Pinion single pair mesh			Z_B	
Size	Y_X	K_S	Z_X	C_S
Relative notch sensitivity	Y_{DrelT}			
Relative surface condition	Y_{RrelT}			
Stress correction(Test gear)	Y_{ST}			
Speed			Z_V	
Roughness, Surface condition			Z_R	C_f
Life	Y_{NT}	K_L	Z_N	C_L
Work hardening			Z_W	
Hardness ratio				C_H
Lubricant			Z_L	
Temperature		K_T		C_T
Minimum safety	S_{Fmin}		S_{Hmin}	
Reliability		K_R		C_R

Fig. 1 Factors for bending strength and surface durability estimation

삼기 위하여 유한요소법에 의한 굽힘응력계산을 행한다.

2.2 AGMA 규격에 의한 강도평가

원통치차의 굽힘강도와 면압강도를 평가하기 위한 AGMA 규격식^(3,4)은, 외접 평치차와 헬리컬치차에서 이(tooth)의 절손이 이뿌리필렛에서 발생할 때의 굽힘강도와, 내접 및 외접 평치차와 헬리컬치차에서 피팅이 피치점 부근에서 발생할 때의 면압강도를 평가한다. 이 규격식에서 고려된 Fig. 1의 각종 계수는 가능한 많은 실험데이터를 기준으로 결정될 수 있지만 마땅한 실험데이터가 없는 경우에는 가장 안전한 값으로 채택한다. 치차재질의 허용굽힘응력(S_{at} , allowable bending stress number)과 허용접촉응력(S_{ac} , allowable contact stress number)은 상업적인 제작과정과 열처리 과정에 의한 값들을 고려하며, 피치원주속도가 0.5 m/s 이하인

저속치차는 고려하지 않는다. 최대굽힘응력(S_t , bending stress number)과 최대접촉응력(S_c , contact stress number)은 각각 식(1), (2)로 평가되고 최대응력과 재질의 허용응력과의 관계는 식(3), (4)와 같으며, 식(3), (4)의 우측항은 전달가능한 허용응력을 나타낸다.

$$S_t = \frac{W_t K_a}{K_v} \frac{1.0}{F m} \frac{K_s K_m K_B}{J} \quad (1)$$

$$S_c = C_p \left(\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{d F} \frac{C_m C_f}{I} \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$S_t \leq S_{at} \frac{K_L}{K_T K_R} \quad (3)$$

$$S_c \leq S_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \quad (4)$$

여기에서, W_t 는 피치원접선하중, d 는 피니언의 피치원직경, F 는 치폭, m 은 정면모듈을 각각 나타내며, 그 외의 계수는 Fig. 1에 나타낸 바와 같다.

2.3 ISO 규격에 의한 강도평가

원통치차의 굽힘강도와 면압강도를 평가하기 위한 ISO 규격식⁽⁵⁻⁸⁾은 ISO 53에 정의된 기준랙에 의해 창성되는 내접, 외접 원통치차에 대해 적용이 가능하며 다른 형태의 랙에 대하여는 정면물림율이 2.5이하일 때에만 적용이 가능하다.

공칭이뿌리응력(σ_{FO-B} , nominal tooth root stress), 물림피치원주상의 공칭접촉응력(σ_{HO} , nonimal contact stress)은 각각 식(5), (6)으로 평가한다. 굽힘강도의 허용굽힘응력(σ_{FP} , permissible tooth root stress)과 면압강도의 허용접촉응력(σ_{HP} , allowable contact stress)은 시험치차에 대한 굽힘내구한도(σ_{Flim} , bending endurance limit)와 접촉내구한도(σ_{Hlim} , endurance limit for contact stress)를 고려하여 각각 식(7), (8)로 계산하며, 최대굽힘응력(σ_F , tooth root stress) 및 최대접촉응력(σ_H , contact stress)과 허용굽힘응력 및 허용접촉응력과의 관계는 식(9), (10)으로 표시된다.

$$\sigma_{FO-B} = \frac{W_t}{F} \frac{Y_F Y_S Y_\beta}{m_n} \quad (5)$$

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \left(\frac{W_t}{d F} \frac{u+1}{u} \right)^{1/2} \quad (6)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{DrelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (7)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad (8)$$

$$\sigma_F = \sigma_{FO-B} K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad (9)$$

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{HO} (K_A K_V K_{Ha} K_{H\beta})^{1/2} \leq \sigma_{HP} \quad (10)$$

여기에서, m_n 은 치직각모듈, u 는 잇수비($u \geq 1.0$)를 각각 나타내며, 그 외의 계수는 Fig. 1에 나타낸 바와 같다.

그러나, 식(1~10)의 응력은 각 규격마다 고려된 계수가 서로 달라 응력끼리의 수치비교가 곤란하므로, 각 규격식에서 평가되는 최대응력과 허용응력의 관계를 피치원주상에서 접선하중과 전달가능한 허용접선하중의 관계로 바꾸면 허용접선하중의 크기를 서로 비교할 수 있다. 따라서, 식(3), (4) 및 식(9), (10)에서 피치원접선하중과 각 규격식에서 평가된 영향계수 및 허용응력의 항으로 식을 정리하면, AGMA 규격의 굽힘강도에 관련된 식(1), (3)은 식(11)로, 면압강도에 관련된 식(2), (4)는 식(12)로 나타낼 수 있으며, ISO 규격의 굽힘강도에 관련된 식(5), (7), (9)는 식(13)으로, 면압강도에 관련된 식(6), (8), (10)은 식(14)로 나타낼 수 있다. 식(11~14)에서 부등호 좌측은 치차가 전달하여야 할 피치원접선하중이고, 우측은 전달가능한 허용접선하중(allowable load; W_{at} , W_{ac} , W_{af} , W_{ah})의 크기를 나타낸다.

$$W_t \leq F m S_{at} \frac{K_L K_v}{K_T K_R} \frac{K_v}{K_a} \frac{J}{K_s K_m K_B} \quad (= W_{at}) \quad (11)$$

$$W_t \leq F d \left(S_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \right)^2 \frac{C_v}{C_a} \frac{I}{C_p^2 C_s C_m C_f} \quad (= W_{ac}) \quad (12)$$

$$W_t \leq F m_n \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \frac{1}{K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}} \frac{1}{Y_F Y_S Y_\beta} \quad (= W_{af}) \quad (13)$$

$$W_t \leq F d \frac{u}{u+1} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \right)^2 \frac{1}{K_A K_V K_{Ha} K_{H\beta}} \left(\frac{1}{Z_B Z_H Z_E Z_c Z_\beta} \right)^2 \quad (= W_{ah}) \quad (14)$$

2.4 유한요소해석

AGMA, ISO 규격에 의해 계산되는 굽힘응력과 상대비교를 통해 응력에 미치는 계수의 영향을 검토하기 위해 치차의 유한요소해석을 행한다.

유한요소법에 의한 원통치차의 이뿌리응력계산을 위한 유한요소모델은 이끝원, 인벌류트곡선, 이뿌리필렛곡선, 이뿌리원으로 이루어지는 치형을 해석

적인 방법으로 산출하고,⁽¹²⁾ 삼각형요소를 사용하여 응력집중부인 이뿌리필렛부는 조밀하게(이높이의 약 3% 이내) 요소를 분할하고 이내부 및 치차 몸체부는 점차적으로 요소의 크기를 크게 분할하며,⁽¹²⁾ 절점의 좌표 및 요소와 절점의 연관관계를 자동으로 생성하는 자동요소분할을 행한다.^(13,14) 강성행렬의 계산은 sky-line method에 의한 알고리즘을 사용한다.⁽¹⁵⁾ 유한요소해석은 정적하중이 치면에 작용할 때의 이뿌리필렛에서의 굽힘응력을 해석하며, 하중의 작용위치는 이끝, 한쌍이물림의 최고위점, 피치점부근 등 자유로이 한곳을 택할 수 있도록 하여 각 규격의 평가시 고려된 하중의 위치와 대응시켜 계산할 수 있다.⁽¹⁴⁾

3. 강도평가 시스템의 구성

원통치차의 굽힘강도와 면압강도를 평가함에 있어서 AGMA 규격에 의한 평가, ISO 규격에 의한 평가 및 유한요소법에 의한 굽힘강도평가를 별개로 각각 수행할 수도 있고 이들을 임의로 조합한 평가도 수행할 수 있도록 강도평가 시스템을 구성함으로써 필요에 따라 각각의 결과를 비교하여 평가할 수 있도록 한다. 따라서 강도평가 시스템은 Fig. 2와 같이 (1) 각 강도평가법에 필요한 데이터의 입력과 유한요소해석을 위한 치형산출 및 자동요소분할을 위한 Pre-Processor, (2) 규격과 유한요소법에 의한 응력 및 강도계산을 행하는 Main Body, (3) Main Body에서 계산한 결과를 출력하는 Post-Processor의 세 기능군으로 구성한다.

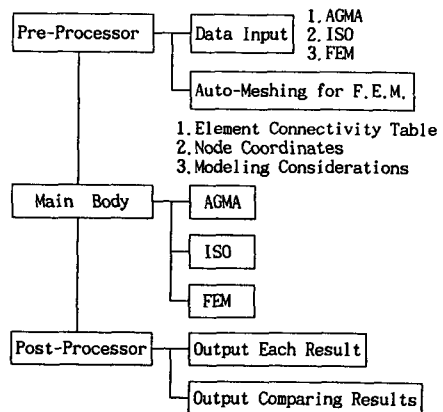


Fig. 2 The structure of gear strength and durability estimation system

Pre-Processor는 모니터를 통한 사용자와의 대화 형식으로 데이터의 입력 및 입력사항의 확인을 행할 수 있다. 강도평가에 필요한 입력 데이터는 Fig. 3과 같이 치차의 사용상태, 치차의 지지상태, 기하학적인 형상, 기타항목 등의 특징별로 분류하여 구분한다. 이들은 수행되는 강도평가의 조합에 따라 입력되는데, 예로써 AGMA 규격에 의한 강도평가만을 행할 경우는 AGMA에 해당되는 입력항목만 입력하며, 두가지 이상의 강도평가를 동시에 행할 경우는 공통된 입력사항을 먼저 입력하고 각각의 평가방법에만 필요한 입력항목을 순차적으로 입력한다. 유한요소의 자동분할부는 치형을 계산한 후 내부 요소의 크기를 결정하고 각 절점의 좌표를 구하여 요소와 절점의 번호 및 각 요소에 포함된 절점의 연관 테이블을 자동으로 작성하도록 구성한다. (12,13)

Group	ISO	AGMA	FEM
Service condition	operating state, required life, transmitting power, pinion revolution speed, reliability, max. pitch line velocity		
Mounting condition	mounting type, mounting layout, face contact condition, mesh alignment correction		
Geometry	gear type, number of teeth, face width, geometry of cutting tool, addendum modification coefficients, backlash		
	profile & lead modifications		
Miscellaneous	material properties		
	heat treatment, surface roughness, endurance limit, errors, quality, grinding thickness		load position, element size, boundary distance
	kinematic viscosity, minimum safety coeff., tooth root roughness	yield strength, blank temperature	

Fig. 3 Input items in Pre-Processor

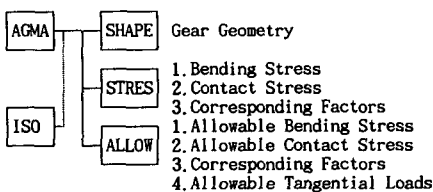


Fig. 4 Structure of AGMA (ISO) in strength and durability estimation system

Main Body는 Pre-Processor에서 입력된 각종 데이터를 이용하여 AGMA 규격에 의한 강도평가, ISO 규격에 의한 강도평가 및 유한요소법에 의한 응력해석을 행하는 세부부분으로 구성된다. Fig. 4는 AGMA 규격에 의한 강도평가부분의 구성도를 나타낸 것으로서 이는 ISO 규격에 의한 강도평가부분의 구성에도 동일한 형태로 적용된다. SHAPE에서는 강도평가에 필요한 피니언과 기어의 기하학적 형상제원과 헬리컬치차일 경우 치직각단면의 상당평치차의 제원을 계산하며, STRES에서는 식 (1), (2) 및 식(5), (6), (9), (10)에 관련된 각종 계수들을 계산한 후 최대굽힘응력과 최대접촉응력을 계산한다. ALLOW에서는 식(3), (4) 및 식(7), (8)에 관련된 각종계수를 계산하며 허용응력을 계산하여 AGMA 규격과 ISO 규격에 의한 강도평가를 수행하며 식(11~14)의 허용전달하중을 계산한다.

Post-Processor는 Pre-Processor의 입력사항과 Main Body에서 계산된 강도평가 결과를 출력하는 부분으로서, 각각의 강도평가 결과를 출력하거나 각 방법의 결과를 비교출력할 수도 있도록 구성한다. 또한 출력항목으로서 응력만을 출력하거나 응력평가에 관련된 각종계수(Fig. 1) 및 기타 세부항목들을 선택적으로 출력가능하게 함으로써 사용자의 강도평가목적에 부합하도록 구성한다.

4. 시스템의 적용 및 검토

개발된 원통치차의 강도평가 시스템을 이용하여, 전기모터로 구동되며 균일하중을 받는 소형 paper mill의 dryer conveyer belt를 구동하기 위한 치차 감속기를 설계할 때, 초기설계제원으로서 Fig. 5와 같은 제원을 갖는 원통치차를 대상으로 강도평가를 수행한다.

Fig. 6은 시스템의 초기화면으로서 수행할 강도평가방법을 선택하게 되는데 여기에서는 강도평가 결과를 비교하기 위해 세가지의 방법을 모두 수행하도록 선택한다(1, 2, 3 선택). 이때 마지막의 선택 '0'을 입력함으로써 선택을 종료한다.

Fig. 7은 Pre-Processor에서 사용자와의 대화를 통하여 입력을 행하는 화면을 나타낸 것으로 치차의 사용상태와 지지상태를 입력하는 과정의 일부를 나타낸 것이다.

Fig. 8은 Main Body에서 강도평가를 수행한 후

Item	Unit	Pinion	Gear
Machine		Electric motor	Conveyer belt
Operating states	Commercial Enclosed Unit		
Type	External spur		
Normal module	mm	3.0	
Normal pressure angle	deg	20.0	
Helix angle	deg	0.0	
Cutter addendum	Mn	1.25	1.25
Cutter edge radius	Mn	0.25	0.25
Quality AGMA(ISO)		8 (6)	8 (6)
No. of Teeth		31	92
Addendum modif. coeff.	Mn	0.00	0.00
Backlash	mm	0.27	0.27
Face width	mm	50.0	50.0
No. of revolution	rpm	800	269
Transmitting power	KW	36.0	
Material		SCM440	SCM440
Heat treatment		Carburized Case hard.	Carburized case hard.
Hardness	HBN	540	540
Allowable Stress (Material)	Bending	MPa	380
	Contact	MPa	1250

NOTE : Mn denotes the unit normal module.

Fig. 5 An example of gear pair for strength and durability estimation.

<Output Results> AGMA ISO FEM

Strength & Durability estimation has been conducted.
Choose the output options as follows :

- 1. AGMA Results
- 2. ISO Results
- 3. FEM Results
- 0. End choosing

Choose number : 1
 and 2
 and 3
 and 0

- 1. Stresses
- 2. Influencing Factors
- 3. Miscellaneous items
- 0. End choosing

Choose number : 1
 and 2
 and 0

Fig. 8 Example window for choosing output option in Post-Processor

Power Transmission Gear < STRENGTH & DURABILITY ESTIMATION > Han Yang Univ.

** This system estimates the Bending Strength & Surface Durability of Involute Cylindrical Gears by using the methods as follows :

- 1. AGMA
- 2. ISO
- 3. FEM
- 0. End choosing

Choose number : 1
 and 2
 and 3
 and 0

Fig. 6 Initial window chosing the methods of strength and durability estimation.

<Data Input> AGMA ISO FEM

Operating state

- 1. Open Gearing
- 2. Commercial Enclosed Gear Unit
- 3. Precision Enclosed Gear Unit
- 4. Extra Precision Enclosed Gear Unit

Choose Number : 2

Transmitted Power (KW) : 36.0

Pinion Revolution Speed (rpm) : 800.0

Required Life (Load Cycle) : 2.61E8

Mounting Type

- 1. Between Bearing
- 2. Overhung

Choose number : 1

Fig. 7 Example window of data input procedure in Pre-Processor

결과를 출력하기 위해 출력항목을 선택하는 화면으로서, AGMA와 ISO 규격 및 유한요소해석에 의한 강도평가 결과를 모두 출력하도록 선택하며(1, 2, 3 선택), 강도평가의 결과중에서 계산된 응력과 하중(식 1~14) 및 영향계수(Fig. 1)의 계산결과를 출력하도록 선택한다(1, 2 선택).

Fig. 9(a)는 Fig. 8에서의 선택에 따라 출력된 AGMA와 ISO 규격의 영향계수값들을 비교한 것이며, Fig. 9(b)는 평가된 각종 응력값들과 피치원 접선하중값을 비교한 것이다. Fig. 9(a)에서 알 수 있는 바와 같이 각 규격에서 평가되는 강도의 영향계수들은 서로 상이하게 평가되어, Fig. 9(b)에서 최대굽힘응력(Rated bending stress)은 ISO 규격에 의한 응력이 크며 최대접촉응력(Rated contact stress)은 AGMA 규격에 의한 응력이 큼을 알 수 있다. 굽힘의 진응력으로서 유한요소법(FEM)의 최대인장응력을 기준하면 ISO 규격의 공칭이뿌리응력(nominal bending stress)은 유한요소법의 최대인장응력보다 크게 평가됨을 알 수 있는데, 이는 유한요소해석에서보다 ISO 규격의 치형계수(Y_F)나 응력수정계수(Y_S)에서 이의 형상이나 이뿌리필렛에서의 노치효과 등이 더 크게 평가되었기 때문이다. ISO 규격의 최대굽힘응력은 치차의 사용상태,

Factor name	Bending		Contact	
	ISO	AGMA	ISO	AGMA
Tooth form	1.34			
Stress correction	2.12			
Helix angle	1.0		1.0	
Zone			2.49	
Contact ratio			0.87	
Geometry		0.36		0.11
Elasticity			187	187
Gear ratio			2.97	
Application	1.25	1.25	1.25	1.25
Dynamic	1.09	0.81	1.09	0.81
Trans. load distribution	1.19		1.19	
Longi. load distribution	1.14	1.20	1.16	1.20
Rim thickness		1.0		
Pinion single pair mesh			1.03	
Size	1.0	1.0	1.0	1.0
Rel. notch sensitivity	0.99			
Rel. surface condition	0.98			
Stress corr. (Test Gear)	2.0			
Speed			0.98	
Roughness, Surface cond.			0.92	1.0
Life	1.0	0.96	1.0	0.93
Work hardening			1.0	
Hardness ratio				1.0
Lubricant			0.97	
Temperature		1.0		1.0
Minimum safety	1.0		1.0	
Reliability		1.0		1.0

(a) Estimated values of factors by ISO and AGMA

Items	Bending		Contact	
	ISO	AGMA	ISO	AGMA
Allowable stress*	742	365	1088	1159
Rated stress**	321	315	933	1069
Nominal stress	175		658	
Allowable load	21342	10718	12575	10866
Transmitted load	9242			
Maximum stress by FEM	Tensile		160	
	Compressive		191	

NOTE : Stress unit is MPa, load unit is N.
 * : Values of right side of equations (3), (4), (7), and (8).
 ** : Values of σ_f , St , σ_H , Sc .

(b) Estimated stresses and tangential loads by ISO, AGMA, and FEM

이물림상태 및 지지상태 등으로 인하여 진응력보다 약 2.01배, AGMA 규격에서는 약 1.97배의 크기로 평가된다. 또한, 본 예제의 치차는 굽힘 및 접촉의 허용응력과 최대응력의 차이가 AGMA 쪽이 ISO쪽보다 작고 AGMA 규격에서도 굽힘응력쪽이 접촉응력쪽보다 작으며, 허용접선하중의 크기는 AGMA 규격의 굽힘강도 평가에 의한 하중이 가장 작기때문에, 본 예제의 치차를 운전하거나 재설계할 때에는 AGMA 규격의 굽힘강도를 기준하여 강도에 영향을 미치는 인자에 더욱 유의하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 그러므로 AGMA 규격의 굽힘강도를 기준하면, 본 예제의 치차가 전달가능한 피치원주 접선하중(식(11)의 우측항, W_{at})은 실제의 전달하중보다 약 1.16배 크므로, 본 예제의 설계는 치차의 부하능력을 최대한 이용가능하도록 설계되었음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 동력전달용 치차로 가장 많이 쓰이고 있는 인벌류트 원통치차를 대상으로 치차의 설계나 운전시 치차의 강도를 평가하기 위하여, 신뢰도가 높은 AGMA 및 ISO 규격을 이용하여 굽힘강도와 면압강도를 평가하고, 유한요소해석에 의한 굽힘응력을 해석함으로써, 각 강도평가방법에 따라 평가되는 강도나 서로 상이하게 고려되는 변수 및 성능인자들의 영향을 비교판단할 수 있는 강도평가 시스템을 개발하였다.

따라서 치차설계시 초기설계단계나 기본설계가 끝난 치차의 설계타당성을 강도의 측면에서 재검토할 수 있으므로 보다 나은 설계를 행할 수 있게 되었으며, 설계가 완료된 치차의 강도평가 및 치차의 운전시에 있어서 유의해야 할 인자들도 일목요연하게 검토할 수 있게 되어 치차운전시 설계강도를 유지하기 위한 방안을 세우거나 치차장치의 강도상 트러블슈팅 등의 목적에 이용할 수 있다. 또한 강도평가 시스템은 퍼스널 컴퓨터상에서 간편하게 이용할 수 있도록 구성하여 치차설계의 자동화를 이룩하는데 유용하게 이용할 수 있다.

참고문헌

(1) Dudley, D.W., 1984, Handbook of Practical Gear Design, McGraw-Hill.

Fig. 9 Result of strength and durability estimation

- (2) Chen, W.H. and Tsai, P., 1989, "Finite Element Analysis of an Involute Gear Drive Considering Friction Effects," J. of Engineering for Industry, Vol. 111, pp. 94~100.
- (3) AGMA, 1988, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, ANSI/AGMA 2001-B88.
- (4) AGMA, 1989, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth, AGMA 908-B89.
- (5) ISO, 1991, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears-Part1: Basic Principles, Introduction and Influence Factors, ISO/DIS 6336-1. 2.
- (6) ISO, 1989, Part2: Calculation of Surface Durability(Pitting), ISO/DIS 6336-2.2.
- (7) ISO, 1990, Part3 : Calculation of Tooth Strength, ISO/DIS 6336-3.
- (8) ISO, 1990, Part5 : Quality of Material and Endurance Limits, ISO/DIS 6336-5.
- (9) 정태형, 변준형, 이동형, 1992, "동력전달용 치차설계 전문가 시스템 개발연구(Ⅱ)", 대한기계학회논문집, 제16권, 제1호, pp. 122~131.
- (10) 정태형, 변준형, 최종인, 1991, "유성치차장치의 전산기원용 설계법에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제15권, 제4호, pp. 1253~1262.
- (11) 정태형, 김민수, 1990, "컴퓨터를 이용한 동력전달용 인벌류트 원통치차의 설계", 대한기계학회논문집, 제14권, 제3호, pp. 594~602.
- (12) 박영조, 정태형, 1986, "치차의 이뿌리응력에 미치는 치절삭 공구형상의 영향", 한양대학교산업과학연구소논문집, No. 23, pp. 145~151.
- (13) 정태형, 1984, "내접치차의 강도에 관한 연구", 자동차공학회지, Vol. 6, No. 3, pp. 45~54.
- (14) 변준형, 정태형, 1990, "원통치차의 강도평가 시스템 개발연구", 대한기계학회 '90년도춘계학술대회초록집(Ⅰ), pp. 114~116.
- (15) Bathe, K.J. and Wilson, E.L., 1976, Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice Hall Inc.,