

피로강도 변동성을 고려한 Pulley의 내구성 평가

심희진[†] · 김철수* · 오원철** · 김정규***

Evaluation of Pulley Durability Considering the Variation of the Fatigue Strength

Hee-Jin SHIM, Chul-Su KIM, Won-Chul OH and Jung-Kyu KIM

Key Words : Pulley(풀리), Finite Element Analysis(유한요소해석), Durability Analysis(내구성 해석), Probabilistic $S-N$ Curve($P-S-N$ 곡선), Fatigue Life(피로수명)

Abstract

In order to secure the safety of power steering system, it is necessary to perform the strength and the fatigue analysis of pulley in this paper. The applied stress distribution of the pulley subject to combined loads condition was obtained using finite element analysis. Based on these results, the fatigue life of the pulley with the variation of the fatigue strength was evaluated using durability analysis simulator. The optimal hole size to improved the safety of the pulley was investigated using parametric study. Moreover, the predicted fatigue life cycle with the simulator was verified by experimental tests.

1. 서 론

차량의 조향 장치에 사용되는 파워스티어링 오일 펌프용(power steering oil pump) 풀리는 고속회전 벨트의 장력에 의한 압축하중과 자체회전운동으로 인한 비틀림하중을 동시에 반복적으로 받고 있다. 따라서 자동차 조향장치의 안전성을 확보하기 위해서는 조합하중하에서 풀리의 피로수명에 대한 정량적인 평가가 매우 중요하다.

풀리의 안전성 평가를 위한 연구들을 살펴보면, Chyuan-jau⁽¹⁾ 등은 V-벨트 구동 시스템에서 V-벨

트와 풀리간의 접촉면적의 삼차원 마찰 접촉거동에 대한 각속도의 영향을 유한요소법을 이용하여 연구하였고, Tohru⁽²⁾ 등은 초음파 검사를 이용하여 금속 V-벨트와 풀리간의 접촉력을 평가 하였다. 이상의 풀리에 관한 연구들^(1~8)은 주로 벨트를 이용하여 동력을 전달하기 때문에 이 두부재의 접촉력에 대한 연구가 대부분이다. 또한 이상의 연구들은 결정론적인 관점에서 구조물을 평가하였지만, 이의 피로강도 및 수명에 관한 연구들은 재료의 불균질성 및 손상의 변동성 등을 고려한 확률론적 관점에서는 매우 미흡한 실정이다. 따라서 자동차 파워스티어링시스템의 건전성평가를 위해서는 확률론적 특성을 고려한 오일펌프용 풀리의 내구성 해석 및 수명 평가가 매우 필요하다.

본 연구에서는 조향 장치에 사용되는 오일펌프용 풀리의 피로수명을 유한요소 및 내구성 해석을 통하여 평가하고자 한다.

[†] (책임저자) 한양대학교 대학원

E-mail : hjshim@ihanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0563 FAX : (02)2291-6707

* 한국철도대학 철도차량기계과

** 영신 정공 (주)

*** 한양대학교 기계공학부

2. 이론해석 및 실험 방법

2.1 유한요소 및 내구성 해석

폴리에 작용하중조건은 회전에 따른 내부 홀 위치의 변화에 의해서 변화되므로 회전각도에 따른 유한요소해석이 필요하다.

Fig. 1 (a) 및 (b)는 내구성 해석을 위한 폴리의 경계조건 및 유한요소망의 일례를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 Fig. 1(a)은 회전각도 $\theta = 0^\circ$ 또는 90° 인 경우(이하 center type이라고 함)인 center type이고, Fig. 1(b)는 회전각도 $\theta = 45^\circ$ 인 경우(이하 hole-center type이라고 함) hole-center type이다. 해석에 사용된 요소의 종류는 8절점 6면체 요소이며, 요소 및 절점수는 각각 123,840개 및 146,556개이다. 폴리의 응력 및 내구성 해석에 사용된 경계조건은 실제 사용 환경조건을 고려하여 폴리와 오일펌프 축에 부착되는 보스부분을 완전 고정하였다. 또한, 보스부(boss part)와 몸체부(body part)사이의 용접부의 크기는 3mm로 가정하였다.

Fig. 2은 폴리에 미치는 벨트의 장력을 고려한 압축하중조건과 비틀림의 조건에 대한 모식도이다. 요소망 모델링은 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC.PATRAN ver.2003⁽⁹⁾을 사용하였으며, 응력해석은 MSC.NASTRAN ver.2001을 이용하였다. 그리고 피로수명 평가를 위한 내구성 해석은 MSC.FATIGUE ver.2003에 의하여 수행되었다.

2.2 재료 및 시험편

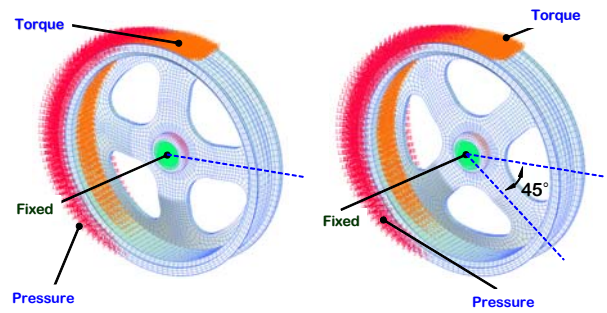
폴리의 대부분을 차지하는 몸체부의 재질은 SPHC강이다. 화학성분은 스펙트로 분광법에 의해 구하였으며, 이의 결과를 Table 1에 나타내었다. Table 2는 기계적 성질을 나타낸 것으로서 참고로 유사강종⁽¹⁰⁾에 대한 성질도 함께 나타낸 것이다.

인장시험은 폴리로부터 시험편을 반지름방향으로 채취하여 ASTM E8M-97⁽¹¹⁾규정에 따라 속도 0.5mm/min의 변위제어로 수행되었다. 여기서 시험 결과는 4개의 시험편에 대한 인장시험으로 얻은 평균값이다.

2.3 피로시험

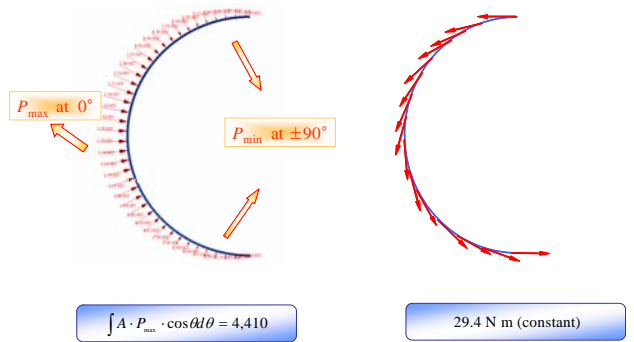
폴리는 고속 회전 벨트의 장력에 의한 압축하중과 자체 회전 운동으로 인한 비틀림을 반복적으로 받게 된다. 피로시험은 이러한 하중 조건을 구현할 수 있는 내구성시험기(Model: UNISIAJECS)를

이용하여 상온의 대기 중에서 수행하였다. 시험조건은 일정한 압축하중 4,410N의 조건하에서 회전속도 5,200rpm으로 회전토크 29.4N·m을 부하하는 것이다.



(a) center type ($\theta = 0^\circ$) (b) hole-center type ($\theta = 45^\circ$)

Fig. 1 Finite element model of pulley



(a) Compression due to the belt (b) Torsion due to a rotation

Fig. 2 Type of external loading in pulley

Table 1 Chemical composition of test material (wt.)

Material	C	Si	Mn	P	S	Cu
Test material	0.04	0.01	0.26	0.012	0.013	0.021
SPHC ⁽¹⁰⁾	0.075	0.01	0.32	0.018	0.019	0.013

Table 2 Mechanical properties

Material	Yield strength(MPa)	Tensile strength(MPa)	Elongation(%)
Test Material	255	348	45
SPHC ⁽¹⁰⁾	219	339	49

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 조합하중하에서의 응력 해석

폴리의 내구성해석을 위해서는 벨트의 장력에 의한 압축하중과 회전에 의한 비틀림을 동시에 받는 조합하중하에서 작용응력의 검토가 필요하다.

Fig.3(a)와 (b)는 유한요소 해석으로 얻어진 center type의 경우에 대한 von-Mises 응력분포를 나타낸 것이다. 이 그림은 각각 압축하중만 작용하는 경우, 비틀림 하중만 작용하는 경우의 응력분포를 각각 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 최대응력은 모두 몸체부에서 발생하였다. 이의 결과로부터 압축하중에 의한 응력값이 토크의 경우보다 약 5배정도 크므로, 폴리에 지배적인 응력은 벨트에 의한 압축응력임을 알 수 있다.

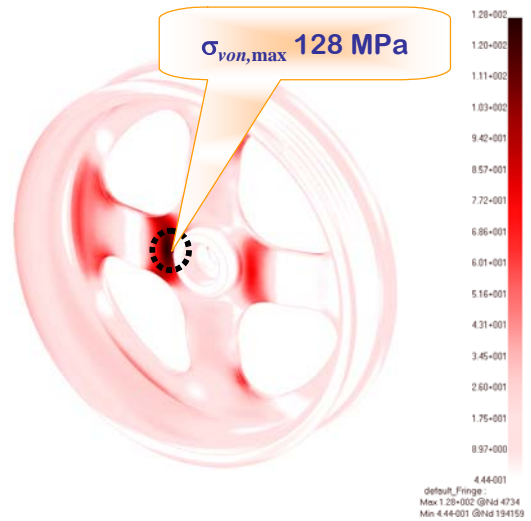
한편, 폴리는 회전에 의해 작용하중 위치가 변화한다. Fig. 4는 압축및 토크를 고려한 조합하중하에서 폴리 내의 홀 위치에 따른 최대응력변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 최대응력은 center type에서 발생하였다. 이로부터 내구성 해석에서는 center type의 경우에 대한 검토가 중요하다.

3.2 조합하중하에서의 내구성 해석

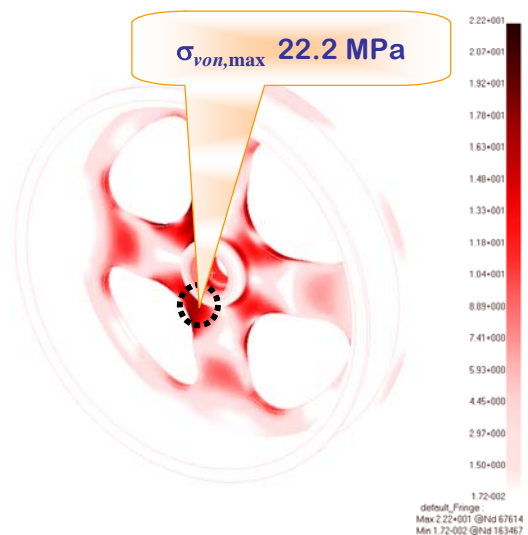
3.2.1 Probabilistic S-N 곡선

내구성 해석을 위해서는 소재의 S-N곡선이 필요하다. 이 곡선상의 각 응력단계에서 피로특성은 변동성을 가지고 있으므로 이에 대한 확률론적 관점에서의 P-S-N 곡선(probabilistic S-N curve)평가가 필요하다.

Fig. 5는 R = -1에서 폴리에 사용되는 주재료인 SPHC강⁽¹⁰⁾의 피로강도와 수명과의 관계인 P-S-N 곡선을 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 파손확률(failure probability) $P_f = 50\%$ 에서 S-N 곡선이고, 나머지 점선은 각각 $P_f = 1\%$ 및 99% 에서의 S-N 곡선이다. $P_f = 50\%$ 에서 폴리의 요소별 각 재질의 피로강도와 수명의 관계식은 식 (1)과 같다.



(a) A compressive loading



(b) A torque

Fig. 3 von-Mises stress contour at a hole-center type

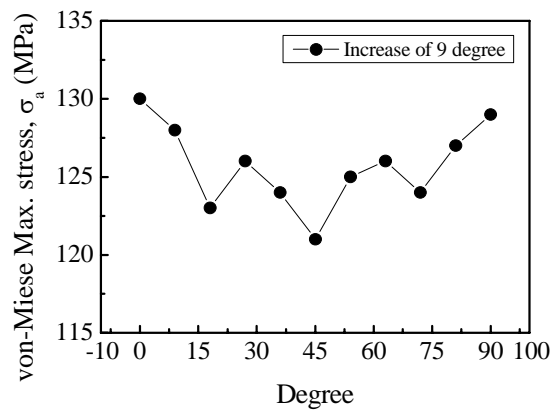


Fig. 4 Variations of maximum stress by applied load due to the rotation

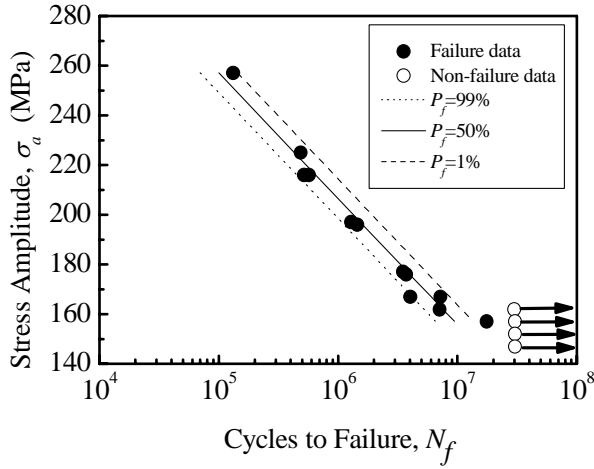


Fig. 5 $P-S-N$ curve of SPHC steel at $R = -1$

Table 3 Material and fatigue properties in fatigue analysis at $P_f = 50\%$

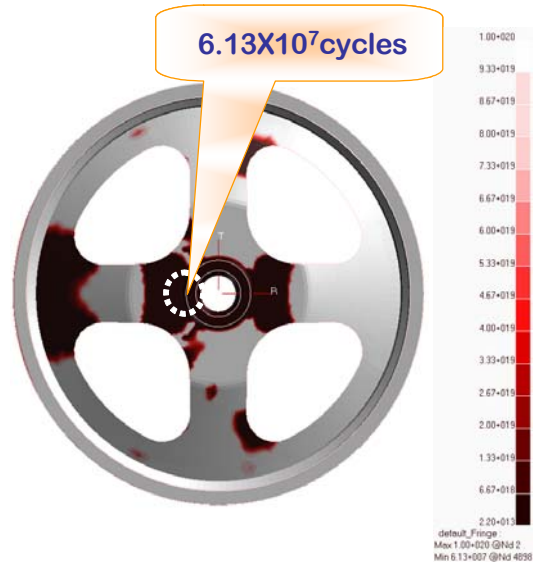
Component	Material	σ_{UTS} (MPa)	A	b
body	SPHC (JIS G 3131)	348	498	-0.071
boss	S20C (JIS G 4061)	353	1145	-0.180
weld Bead	class C (BS 5300)	500	3478	-0.250

$$\sigma_a = A(N_f)^b \quad (1)$$

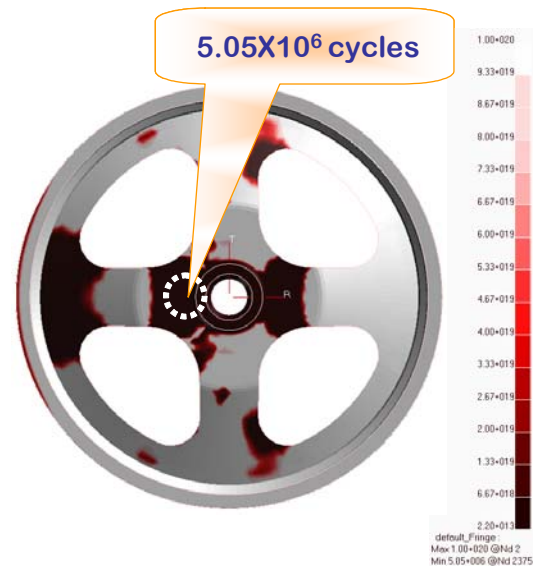
Table 3에 몸체부, 보스부, 용접 부분별로 폴리의 재료의 재료상수를 정리한 것이다. (10, 12).

3.2.2 파손확률에 따른 내구성 해석

재료의 불균질성 및 피로강도의 변동성에 대한 폴리의 안전성을 검토하기 위하여 파손확률에 따른 피로수명을 평가하는 것이 필요하다. 파손확률에 따른 피로수명은 Fig. 5의 $P-S-N$ 곡선을 사용하여 평가하였다. Fig. 6(a) 및 (b)는 조합하중 조건하에서 각각 파손확률 $P_f = 50\%$ 및 $P_f = 99\%$ 에서 얻어진 center type 폴리의 피로수명 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 폴리의 취약지점에서의 피로수명은 $P_f = 50\%$ 및



(a) $P_f = 50\%$



(b) $P_f = 99\%$

Fig. 6 Fatigue life contour at a center type

99%에 대해서 각각 6.13×10^7 및 5.05×10^6 cycles로 평가 되었다. 이 값을 Table 4의 설계규격의 요구수명⁽¹³⁾ 6.24×10^6 cycles과 비교하면, $P_f = 50\%$ 의 경우는 만족하지만 $P_f = 99\%$ 의 경우는 만족하지 않는다. 폴리의 요구수명에 따라서 폴리의 절대적인 안전성을 확보하기 위해서는 $P_f = 99\%$ 에서의 내구성 평가가 수행되어야 한다.

Table 4 Design specification required for pulley during durability test⁽¹³⁾

	작용하중	회전수	목표내구수명
Pulley 압축하중조건	축력 4,410 N	5,200 rpm	6.24×10^6 cycles
Pulley 비틀림 조건	29.4 N · 1	-	3.00×10^5 cycles

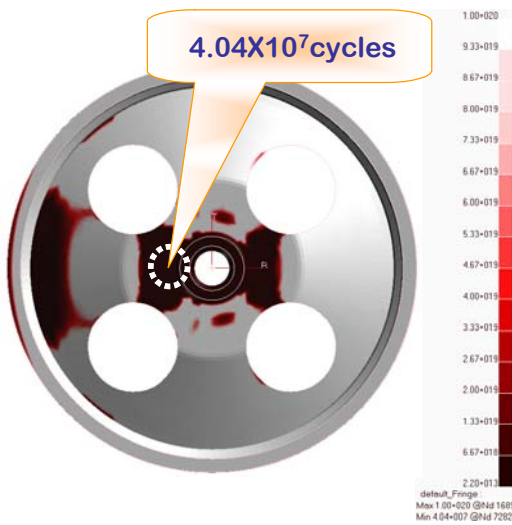


Fig. 7 Fatigue life contour of suggested model

Table 5 Comparison of the life derived from durability analysis and the experimental life

Case	Calculated life at $P_f = 99$ (cycles)	Experimental life (cycles)
Original model	5.05×10^6	5.61×10^6
Suggested model	4.04×10^7	$\geq 24 \times 10^6$

3.3 개선모델의 내구성 해석

파손확률 $P_f = 99\%$ 조건하에서 모델의 최소피로수명은 설계규격 수명을 만족하지 않았으므로, 본 절에서는 풀리의 안전성 및 신뢰성을 확보하기 위하여 개선모델을 제시하고자 한다. 본 연구에서는 풀리의 내구성 향상을 위한 설계인자 중 형상재설계를 선택하였다.

풀리에 대한 내구성해석 결과로부터 이의 취약

지점은 정적해석시의 취약지점과 동일한 지점으로 홀의 필렛부와 보스부 사이에 존재한다. 따라서 이들 사이의 간격과 풀리 내 홀 형상 변화에 따른 수명 평가를 수행하였다. Fig. 7은 이의 결과를 나타낸 것이다. 따라서 파손확률 $P_f = 99\%$ 에서 내구성 해석을 수행하여 설계수명을 만족하므로 풀리의 안전성 및 신뢰성을 확보하였다.

또한, 이의 해석의 검증을 위하여 피로시험을 수행하였다. Table 5에서 보는 바와 같이 기존의 모델과 제안된 모델의 내구성 해석결과는 실제 피로시험결과와 일치함을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 기계부품의 내구성 해석의 일환으로, 자동차 조향장치에 발생하는 피로파손을 방지하기 위해서 회전 운동으로 인한 비틀림과 고속 회전 벨트의 장력에 의한 압축하중을 반복적으로 받는 오일펌프용 풀리의 내구성 해석을 수행하였다. 또한, 재질의 변동성을 고려한 확률론적 방법에 따라 피로수명을 평가하였으며 이로부터 개선 모델을 제시하였다. 이의 결론은 다음과 같다.

1. 고속 회전 벨트에 의한 압축하중과 비틀림의 조합하중하에서 유한요소해석을 이용하여 풀리의 응력분포를 구하였다. 이로부터 풀리의 최대응력은 비틀림보다 벨트에 의한 압축하중이 지배적임을 알 수 있었다.

2. 풀리 회전에 의한 작용하중위치 변화에 따른 최대응력은 center type의 경우이다. 따라서 내구성 해석에서는 이 경우에 대한 검토가 중요하다.

3. 풀리의 취약지점에서의 피로수명은 $P_f = 50\%$ 및 99% 에 대해서 각각 6.13×10^7 및 5.05×10^6 cycles로 평가 되었다. 이의 값은 설계규격의 피로수명(6.24×10^6 cycles 이상)과 비교하면, $P_f = 50\%$ 의 경우는 만족하지만 $P_f = 99\%$ 의 경우는 만족하지 않는다. 따라서 풀리의 절대적인 안전성을 확보하기 위해서 내구성 평가시에는 $P_f = 99\%$ 에서 내구성을 평가하는 것이 합리적이다.

4. 파손 확률에 따른 내구성 해석을 비교 검토하여 형상변경을 통해 폴리의 절대적 안전성 및 신뢰성을 확보하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지정 한양대학교 신뢰성 분석연구센터 사업의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Chyuan-Jau S., and Wen-Hwa C., 2002, *International Journal of Mechanical*, Vol. 44, pp. 1879~1892
- (2) Tohru, I., Hirokazu, U., Takeshi, Y., and Hirohisa, T., 2001, *JSAE Review* 22, pp. 163~167.
- (3) Ravikumar, M., and Avijit, C., 1999, *Computers and Structures*, Vol. 71, Issue 3, pp. 303~332.
- (4) Yu, D., Childs, T.H.C., and Dalgarno, K. W., 1998, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 212, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, pp 343~354.
- (5) King, T.J., 1986, *Bulk solids handling*, Vol. 6, No. 2, pp. 339~347.
- (6) Siva Prasad, N., and Radha, S., 1990, *Computers and Structures*, Vol. 35, Issue 3, pp. 267-277.
- (7) Qiu, X., and Sethi, V., 1993, *Bulk solids handling*, Vol. 13, No. 4, pp. 713~724.
- (8) Vodstrcil, R., 1982 *International Conference in australia on Finite Element Methods*, Melbourne, Australia
- (9) MSC.PATRAN Version 2001. Mac Neal - Schwendler Corporation Los Angeles. CA:2001
- (10) JSME Data Handbook, 1997
- (11) ASTM Standards, E8M-97, "Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials"
- (12) MSC.FATIGUE Module Data-Base
- (13) Automobile Co., "Standard Specification" No. ES 57100-2