

볼나사의 수명에 관한 연구 A Study on the Life of Ball Screws

김 욱 배(연세대 대학원), 박 철 우(LG 산전), 차 금 환(연세대 대학원),
이 상 조(연세대), 박 충 서(대성정밀)

Wook Bae Kim, Kum Hwan Cha(Graduate School, Yonsei Univ.), Cheol Woo Park(LG Industrial Sys. Co),
Sang Jo Lee(Yonsei Univ), Choong Seo Park(DAESUNG Prec. Co.)

ABSTRACT

Generally, the life of ball screws is presented in catalogue of domestic manufacturer by the name of dynamic load capacity. But, systematic experiment method and reliable data are not secured, even now.

Data presented in catalogue is obtained at already established life expression of ball-bearing. Therefore studying on the life of ball screws, characteristic qualities of ball screw must be considered. We studied systematic experiment method and by this do experiments, obtained reliable data. This paper present above items, and expression of life prediction by experiment results

Key Words : Ball screw pitting(볼나사피팅), weibull distribtion(와이블 분포), fatigue life(피로수명), load distribution(부하분포), basic dynamic load capacity(기본동정격하중)

1. 서 론

볼나사에 있어서 수명이라 함은 동일운전조건에서 동일형태의 볼나사가 전체의 90% 이상이 파괴되지 않고 도달할 수 있는 시간 혹은 주행거리를 의미한다. 정밀볼나사의 수명은 표면이나 표면하부에서의 응력집중에 의한 피로파괴, 즉 pitting에 의해 결정된다. 이러한 pitting은 계속적인 응력집중으로 인해 flaking으로 진전되고 볼나사의 마찰토크를 증대시켜, 효율을 감소시킨다. Pitting의 원인은 궤도면의 응력반복에 의한 것이거나 혹은 볼나사의 고유한 볼의 미끄럼으로 인한 표면과의 마찰에 의한 응력집중이므로, 적용된 일정하중으로 일정한 회전수에 이르면 피로파괴에 의한 재료의 박리가 필연적으로 일어난다. 그러나 볼나사의 표면이나 표면하부의 파손에 관한 체계적인 수명 실험방법 및 실험데이터가 아직까지도 확립되어 있지 않다. 즉 생산업체에서 사용하는 수명 계산 방법은 이미 상당히 객관성이 확보되어 있는 베어링의 수명식을 도입한 것이지만 볼나사는 베어링에 비해 그 구조 및 작동에 있어서 다른 점이 많은데, 이러한 요소로는 첫째, 더블너트와 싱글너트의 두가지 사용방식이 있다는 점. 둘째, 나선궤도면이 가지는 나선각으로 인해 베어링보다

미끄럼이 심하여 응력집중이 잘 발생한다는 점. 셋째, 너트내부의 위치에 따른 부하분포, 스트로크로 인한 축과 너트의 응력반복의 차이 등으로 인하여 파손의 경향이 달라지게 된다는 점 등이 그것이다.

더블너트 및 싱글너트는 그 예압량에 관계없이 파손의 분포형태, 즉 weibull 기울기가 일정한 것으로 알려져 있다^[1]. 따라서 설정된 예압하중하에서 회전수에 따른 초기파손이 발생한 시편을 검출하여 weibull chart를 작성하는데, 이를 통해 weibull 기울기를 산출하여 수명분포의 지수를 알 수 있다.

또한 이미 보고되어진 수명시험의 경우, 너트와 축사이의 궤도면에서 볼의 전동방향 및 수직방향에서 미끄럼이 발생하여, 그 마찰계수가 약 0.1^[2] 정도이며, 볼나사의 초기 pitting의 발생위치는 순수응력반복에 의한 재료내부기점이 아니라 미끄럼에 의한 표면기점이라고 하였으나 실제의 볼나사에서 볼과 그루브 면에서의 마찰은 위 보고에 비해 그다지 크지 않은 것으로 연구되어(마찰계수는 0.05이하)^[3] 본 연구에서는 이미 국내에서 보고된 방법으로 마찰계수를 산출하고 그에 따른 너트 그루브면의 표면 및 내부에서 전단응력의 분포를 살펴서 파괴기점을 알아본다. 그리고, 너트스트로크는 경우에 따라 피팅의 발생위치가 다르므로 확률적 방법을 사용하여 분석

다음과 같이 된다.

$$C = (C_B^{-\omega} + C_M^{-\omega})^{-1/\omega} \quad (17)$$

가. 축방향 부하분포의 문제

볼나사에 스톱스트하중이 가해질 때, 접촉부에서의 탄성변형과 나사산 및 너트의 탄성변형에 의해 부하분포가 발생하게 되어, 힘의 작용점에 가까운 위치에 있는 볼에 최대의 부하가 걸리고 떨어져 있는 위치에 따라 감소한다. 통상의 볼나사에는 무시하지만, 권수×열수가 많은 것과 너트의 두께가 얇은 것은 동정격하중에 영향을 미친다고 생각되어진다^[5]. 이를 고려하여 볼나사내부의 부하분포를 수치 해석한 결과를 Fig. 5에 보인다.

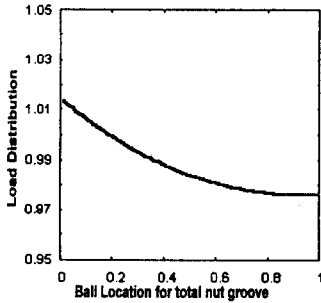


Fig. 5 Load distribution in T-C case

나. 너트 스트로크의 영향

나사축 및 너트 1개마다의 케도길이 g_B, g_M 은 구와의 접촉점에 대한 리드각 γ_B, γ_M 을 이용하면 다음과 같이 나타내어진다.

$$g_B = \frac{\pi d_B}{\cos \gamma_B}, \quad g_M = \frac{\pi d_M}{\cos \gamma_M} \quad (18)$$

여기서 d_B, d_M 는 구와 케도와와의 접촉점까지의 나사외경 및 너트내경을 나타낸다. 그래서 나사축 및 너트에 대해 응력을 받는 케도면 길이 l_{oB}, l_{oM} 은

$$l_{oB} = g_B \left(\zeta + \frac{l_s}{l} \right), \quad l_{oM} = g_M \zeta \quad (19)$$

여기서, ζ : 권수

나사축케도면에 대해서는 스트로크가 어느 정도 증대하여도 어떤 값을 넘지는 않는다. 이와 같은 응력반복수의 극한치는 다음으로부터 구하여 진다.

$$u_{sB \max} = z \frac{l_s}{l \zeta} \left(1 - \frac{d_B \cos \gamma_M \cos \gamma_{\Sigma B}}{2 d_m \cos \gamma_B} \right) \quad (20)$$

단, 위식에서 너트스트로크(l_s)와 너트유효길이($l \zeta$)의 비를 스트로크계수 f_s 로 정의하면, l_s 는 f_s 의

범위에 의해 다음과 같은 값이 된다.

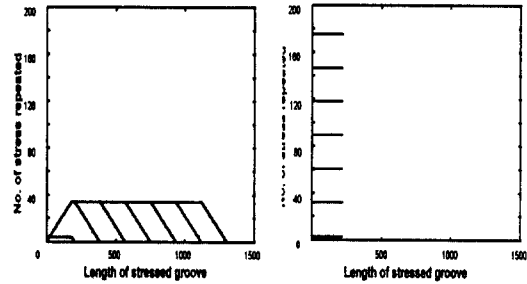
$$l_s = \begin{cases} l_s & (f_s < 1) \\ l \zeta & (f_s \geq 1) \end{cases} \quad (21)$$

여기서 $\gamma_{\Sigma B}$ 는 구와의 접촉점에서 나사축케도면에 대한 권선방향과 구의 공전방향이 이루는 각을 말한다. 그래서, 나사축케도면의 권선 방향에 χ 좌표를 잡아 응력반복수를 구할 수 있고, 너트케도면의 응력 반복수는

$$u_{sM} = z \frac{l_s}{l \zeta} \frac{d_B \cos \gamma_M \cos \gamma_{\Sigma B}}{2 d_m \cos \gamma_B} \quad (22)$$

이 된다.

식 (18)-(22)에 실험 볼나사 제원을 대입하여 각각의 너트 스트로크에 대해서 구한 응력반복수와 응력을 받는 길이의 관계를 Fig. 6에 보인다.



(a) Screw

(b) Nut

Fig. 6 Stressed Length & No. of stress repeated

이에 따라 너트의 응력반복수는 l_s 에 비례하여 증대하고, 응력을 받는 케도길이는 일정하지만 나사축의 경우 f_s 가 1보다 큰 경우에는 최대응력반복수는 일정치로 유지되어지며 응력을 받는 케도길이는 l_s 에 비례하여 증대하는 것을 알 수 있다.

그리고 Fig. 6의 결과를 식(15), (16)에 대입하여 구한 f_s 와 C 의 관계는 Fig. 7에 보인다. 본 실험조건인 하중조건 T-C에 대해 모의 실험한 결과와 거의 같은 값을 가지는 것을 알 수 있었다.

위의 그림에서 스트로크가 너트의 유효길이를 상회하면, 너트의 기본동정격하중은 일정하나 나사축의 기본동정격하중은 스트로크의 증대에 비례하고 있는 것을 알 수 있다. 그 결과 볼나사 전체의 기본동정격하중은 스트로크의 증대와 더불어 증가하게 된다. 즉, $f_s < 2$ 의 범위에서는 $C \approx C_B$, $f_s \geq 2$ 의 범위에서는 $C \approx C_M$ 로 보이는 것을 알 수 있다.

3.3.2 더블너트

더블너트 예압볼나사에서는 양너트에 작용하는 하

$$\phi = \left[\left(\frac{T}{T_1} \right)^c \frac{(D_a \Sigma \rho)^{\frac{2c-1}{3}}}{\mu^{c-1} \nu^c} \frac{l_0}{D_a} u^e \right]^{-\frac{3}{c+1}} \quad (5)$$

$$A_1 \propto \left(\ln \frac{1}{S} \frac{1}{T_1} \right)^{\frac{3}{c+1}} \left(\frac{3}{E_0} \right)^{\frac{2c-1}{c+1}} \quad (6)$$

T_1 : $b/a=1$ 일 때의 T ,

A_1 : 기본동정격하중에 대한 재료의 정수

즉, 기본동정격하중에 대응하는 전동전하중 Q_c 는 $L=1$, $Q=Q_c$ 로 놓고 피로수명과 전동전하중의 관계를 도입하면 다음 식이 얻어진다.

$$L = \left(\frac{Q_c}{Q} \right)^p \quad (7)$$

$$p = \frac{(c+1)}{3e} \quad (8)$$

(7)의 관계는 기본동정격하중 C 와 외부 스트레스 하중 F 와의 관계에 대해서도 성립하기 때문에 볼나사의 수명식은 다음과 같이 도입이 가능하다.

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p \quad (9)$$

지수 p 는 구름베어링에 대해 이용되어지는 값을 적용하였으며, Table 2에서는 그 결과로 얻어지는 수명식의 지수들을 볼베어링과 비교하여 나타내고 있다. 여기서 볼 때, 볼나사가 볼베어링과 비교하여 전단응력의 수명에 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다.

Table 2. Comparison of exponent for ball bearing & ball screw life expression

지수	c	e	p	$\frac{2c-4}{c+1}$
볼베어링	10.33	1.11	3	1.47
볼나사	31.4	3.6	3	1.815

3.3 기본동정격하중의 계산

3.3.1 싱글너트

볼나사의 편도 스트로크에 대한 응력반복수를 u_s 라 놓으면, 나사축 1회전마다의 응력반복수 u 는

$$u = l u_s / l_s \quad (10)$$

여기서 l 는 리이드, l_s 는 편도스트로크의 길이이다. 식 (10)을 식 (4)에 대입하여 정리하면, Q_c 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$Q_c = A_1 \phi D_c^{\frac{2c-4}{c+1}} (l_s / l)^{\frac{3e}{c+1}} \quad (11)$$

여기서,

$$\phi = \left(\frac{1}{4} \frac{d_m \mp D_a \cos a_0}{d_m} \right)^{\frac{2c-1}{c+1}} \left(\frac{D_a}{l_0} \right)^{\frac{3}{c+1}} u_s^{-1/3} \quad (12)$$

$$\omega = \left[1 + F \left(\frac{b}{a} \right) \right]^{\frac{2c-1}{c+1}} \left(\frac{T_1}{T} \right)^{\frac{3c}{c+1}} \mu^{\frac{3(c-1)}{c+1}} \nu^{\frac{3c}{c+1}} \quad (13)$$

$$F \left(\frac{b}{a} \right) = \frac{D_a \cos a_0 (\pm 2f_p \mp 1) + d_m}{D_a \cos a_0 (\mp 2f_p \pm 1) + d_m (4f_p - 1)} \quad (14)$$

a_0 : 구와 나사홈과의 초기접촉각

d_m : 볼간 직경(BCD)

ρ : 구와 나사홈의 주곡률

f_p : 나사홈상사비

여기서, 나사축에 대한 응력 반복수는 궤도면상의 각부에 대해 다르고, 그 결과 수명도 다르다고 생각되기 때문에 나사궤도면 전체의 누적잔존확률은 궤도면상 각부의 누적잔존확률에 확률승적법칙을 적용하여 구할 필요가 있다. 그래서 식 (11)에 (12), (13)을 대입하면 나사축 및 너트에 대한 전동전하중 각각 구할 수 있다. 다음에는 나사내 부하분포에 대한 등가 전동전하중은, 부하가 시간과 함께 주기적으로 변동하는 나사축에 대해서는 분포부하의 세제곱 평균값을 이용하고, 또 궤도면 각부에 대해서 일정 부하를 받는 너트에 대해서는 확률승적법칙에 의해 분포부하의 ω 승근 평방근값을 이용하여 나타낼 수 있다. 그래서 전동전하중식에 대해 등가전동전하중을 도입하면 나사축 및 너트에 대한 기본 동정격하중은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_B = z Q_{cB} \frac{J_a}{J_B}, \quad C_M = z Q_{cM} \frac{J_a}{J_M} \quad (15)$$

$$\text{여기서, } J_a = \frac{\sum_{i=1}^z P_i \sin \alpha_i \cos \gamma_m}{z P_{\max}} \quad (16)$$

$$J_B = \left[\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right]^{1/3}$$

$$J_M = \left[\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^\omega \right]^{1/\omega}$$

z : 부하불수 γ_m : 구중심리드각

P_i : 분포하중 P_{\max} : 최대분포하중

α_i : 각구의 접촉각

따라서, 식 (15)에서 볼나사전체의 기본동정격하중은

100 μm 이상의 pitting이 관측되는데, 이것은 너트케도면에서 발생된 pitting이 축으로 전달된 것이라고 생각된다.

실험결과, 볼나사에 발생하는 초기파손은 전체 시편에 대해 너트 케도면에 발생하며, 그 일례는 Fig. 3에 보이는 것처럼 직경이 300 μm 혹은 그 이상의 크기로 원형의 형상을 가진다.

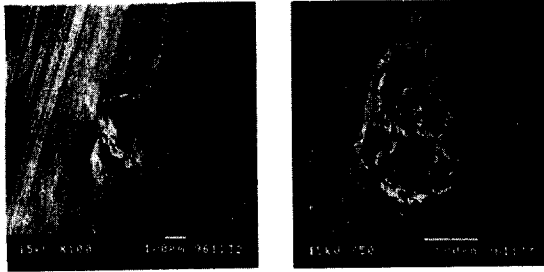


Fig. 3 SEM micrographs of pitting at Nut

이 피팅이 계속 운전되면 flaking으로 진전된다.

3. 볼나사 수명이론

3.1 최대전단응력

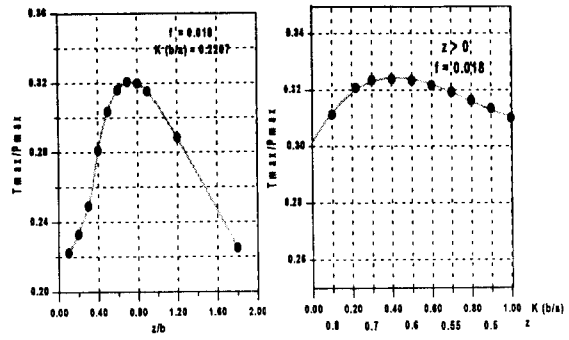
볼나사 파손은 발생원인에 있어서 볼의 전동에 의한 응력과 더불어 너트케도면과 볼의 미끄럼을 동시에 고려하여야 한다. 일반적으로 구름접촉에 의한 재료표면에서의 전단응력은 재료내부보다 상당히 작지만 마찰력의 증가와 더불어서 최대전단응력 발생 지점이 표면으로 상승하기 때문에, 비록 볼과 너트케도면 사이에서 발생하는 마찰이 크지 않다고 하더라도 그 접선력은 검토할 필요가 있다.

Kannel⁽⁴⁾은 임의의 b/a 에 대해 내부의 동적전단응력에 대한 수치해를 얻었는데, 이를 볼나사의 수명 시험에 적용하였다. Fig. 4(a)는 깊이에 따른 최대전단응력값과, (b)는 $k(b/a)$ 를 변화시켰을 때, 최대전단응력치와 그 발생깊이(z)를 도시한 것이다.

Fig. 4의 결과에 의해 최대전단응력의 발생위치는 z/b 가 약 0.75이며, 일반적인 볼나사의 k 의 범위가 0.1~0.3임을 감안할 때, (b)에서도 최대전단응력의 발생위치는 표면하부임을 확인할 수 있다. 따라서 볼나사의 최대전단응력의 발생위치는 비록 볼과 케도면의 마찰력을 감안한다 하더라도 표면하부에서 발생하는 것으로 판단할 수 있다.

3.2 볼나사의 수명식

볼나사의 피로파손은 케도표면으로부터 발생하여 성장하는 것으로 생각하기 때문에 재료의 내피로 확률 S 의 역수의 자연대수는 케도표면상의 최대전단응



(a) τ_{\max} variation on depth

(b) τ_{\max} variation & depth variation on K

Fig. 4 Location of maximum shear stress

력 τ_{\max} , 응력반복수 N 및 응력을 받는 면적에 비례한다고 생각되어진다. 즉, l_0 을 응력을 받는 케도면의 길이, a 를 접촉타원의 장반경, c, e 를 영향지수라고 할 때, 볼나사의 피로수명에 대한 기초식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \tau_{\max}^c N^e a l_0 \quad (1)$$

전동전하중에 대한 최대 Hertz 응력은

$$p_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (2)$$

식 (1)에 식(2)를 대입하고

$$T = \frac{\tau_{\max}}{p_{\max}}, \quad a = \mu^3 \sqrt{\frac{3Q}{E_0 \Sigma \rho}}, \quad b = \nu^3 \sqrt{\frac{3Q}{E_0 \Sigma \rho}},$$

$$E_0 = \frac{m^2 E}{m^2 - 1}, \quad N = uL \text{의 관계를 대입하면}$$

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \frac{T^c}{\mu^{c-1} \nu^c} \left(\frac{E_0 D_a \Sigma \rho}{3}\right)^{\frac{2c-1}{3}} \left(\frac{Q}{D_a^2}\right)^{\frac{c+1}{3}} l_0 u^e L^e D_a \quad (3)$$

μ, ν : a, b 에 대한 보조변수⁽⁴⁾

$\Sigma \rho$: 접촉부의 곡률합

L : 수명 (10^6 rev단위),

u : 나사축 1 회전마다의 응력반복수

$1/m$: 프와송 수

E : 종탄성계수

(3)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{Q}{D_a^2} L^{\frac{3e}{c+1}} = A_1 \phi D_a^{-\frac{6}{c+1}} \quad (4)$$

여기서,

한다. 너트내부의 볼의 부하분포는 너트케도면의 각 부마다 부하분포에 의한 피로파손의 확률은 차이가 있으므로 전체 볼나사의 파손확률을 계산할 때 이를 고려하도록 한다.

국내 볼나사의 경우에, 파손의 결과나 성향이 일부 열처리의 문제로 규정되고 있기는 하지만, 체계적인 실험 및 이론을 통한 파손의 원인분석과 수명산출은 아직 이루어지지 않고 있으므로 소비자들은 생산업체에게 신뢰성 있는 수명데이터를 요구하고 있는 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 체계적이고 신뢰성 있는 수명시험 방법을 제시하고 볼나사 고유의 특성을 고려한 수명식을 산출하여 설계시에도 이용할 수 있도록 한다.

2. 실험

2.1 실험장치와 실험방법

볼나사의 수명시험기는 8개의 볼나사를 동시에 장착할 수 있으며, 방진방능 처리된 환경에서 일정구간을 왕복운동하게 된다. 또한 전 시편이 균일한 윤회조건을 가지고 있다. 시험용 볼나사의 구조는 Fig. 1과 같다.

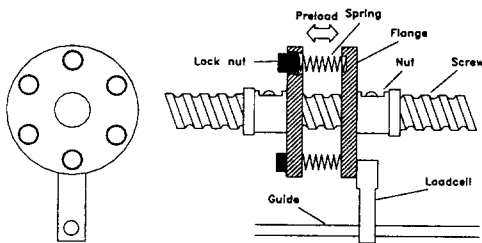


Fig. 1 Structure of Test Ball Screw for Experiment

시험용 볼나사는 예압의 풀림이 없이 균등한 하중 조건을 유지할 수 있도록, 넓은 플렌지의 둘레에 6개의 스프링을 로크너트로 고정하는 정압 예압방식을 취하였다. 이러한 구조는 너트의 조립정도를 일정하게 할 수 있다는 장점을 가지며, 시험중 너트를 분해조립할 때마다 C3급 볼나사의 표준규격으로 지정된 12 μ m의 직각도와 22 μ m의 동축도를 유지할 수 있었다. 열팽창이 피로수명에 미치는 영향을 줄이기 위해 강제송풍으로 냉각하여 온도상승은 25분이 지난후 40 $^{\circ}$ C 이하에서 동일한 상태를 유지하도록 한다. 플렌지의 아래쪽에는 로드셀을 부착하여 사이클 진전에 따른 예압토크의 변화를 통해 피로파손시의 토크변화를 검출할 수 있도록 하였다.

시험용 볼나사의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of Ball Screw for Experiment

나사등급	C3급	예 압	13.5kN
종 류	더블너트	작동속도	480rpm
호칭직경	25mm	스트로크	288mm
호칭리드	6mm	윤회 계	DTE24(VG32)
볼 직 경	3.175mm	오일공급	16cc/min
상 사 비	0.55	지지방식	고정-지지
접 축 각	45 $^{\circ}$	예압방식	정압예압
회 로 수	2.5권 1열	침탄소입	냉각방식
열 처 리	침탄소입	냉각방식	강제송풍냉각
경 도	HRC 60		

베어링의 경우와 달리, 볼나사는 운전중 파손의 검출이 어려우므로 pitting의 검출은 20만회전에서 최초로 분해하여 검사한 후, 다시 조립하여 3만회전을 운전하고 이후에 같은 주기로 반복한다.

2.2 실험결과

C3급 정밀볼나사 10개를 대상으로 하여, 300 μ m의 pitting을 파손의 기준으로 하여 회전수와 누적파손확률과의 관계를 Fig. 2에 나타내었다.

Weibull 분포의 선형관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ln\left(\ln\left(\frac{1}{1-F}\right)\right) = e \times \ln L - \ln A \quad (1)$$

- F : 누적파손확률(%)
- e : weibull 분포의 기울기
- L : 회전수
- A : 상수

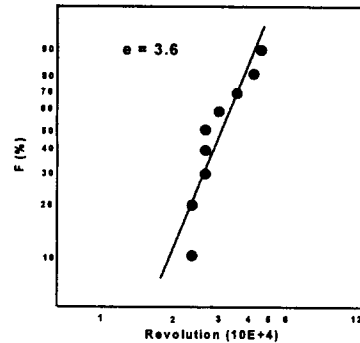


Fig. 2 Weibull chart

위의 수명데이터를 직선보간하면 e=3.6이 얻어지므로, 볼나사에 대한 피로수명의 오차가 일반 회전 베어링(e=10/9)에 비해 비교적 작다는 것을 알 수 있다. 실험결과, 1350kgf, 480rpm하에서 최초의 pitting은 너트케도면의 튜브측에서 23만회전에 발생하였고, 시험중 최후에 파손된 것은 50만 회전이였다.

초기피팅 회전수의 약 2~3배에 이르면 축에서도

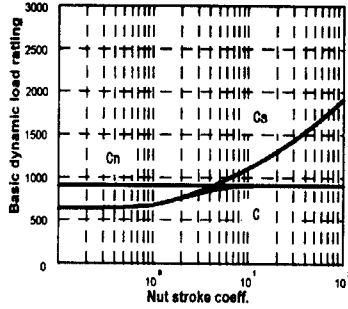


Fig.7 Variation of Basic dynamic load rating on Nut stroke coeff.

증방향은 상호 역방향이고, 볼을 개입하여 양너트의 각 볼 홈과 접촉하는 나사축 볼 홈 면은 각기 독립하고 있으므로 너트에 대한 구름피로현상은 각기 독립사항이라고 말할 수 있다. 그래서 싱글너트 및 더블너트볼나사의 누적잔존확률을 각기 S_d , S_s 라고 놓으면, 확률승적법칙으로부터 양자의 사이에는 다음의 관계식이 성립한다.

$$\ln \frac{1}{S_d} = \ln \frac{1}{S_s} + \ln \frac{1}{S_s} \quad (23)$$

여기서 Palmgren의 전동체하중식에 대해 전동체 하중 Q 와 수명 L 이외의 항을 일괄적으로 K 라고 놓으면, 다음 식이 도입된다.

$$\ln \frac{1}{S_s} = K Q^{pe} L^e \quad (24)$$

그래서 (23)을 이용하여 더블너트를 고려하고 90%의 정격수명, 즉 $S = 0.9, L = 1$ 의 경우에 대해서 $S_s = 0.9$, 및 $Q = Q_s$ 와 $S_d = 0.9, Q = Q_d$ 를 대입하여 정리하면, Q_d 와 Q_s 의 관계는 다음과 같이 도입되어진다.

$$Q_d = 2^{-\frac{1}{pe}} Q_s \quad (25)$$

윗 식의 관계는 더블너트 및 싱글너트 볼나사의 기본동정격하중 C_d 및 C_s 사이에도 동일하게 성립하기 때문에 다음 식을 도입하는 것이 가능하다.

$$C_d = 2^{-\frac{1}{pe}} C_s \quad (26)$$

이 때 앞절에서 구한 $p = 3$ 을 이용하고 $e = 3.6$ 을 식(26)에 대입하면 Fig. 8이 얻어진다.

4. 결 론

이상으로 볼나사 수명시험을 위한 신뢰성있는 방

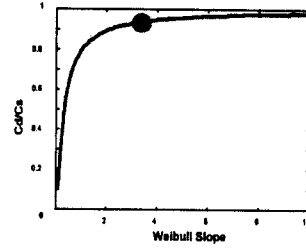


Fig. 8 Dynamic load rating between Single nut & Double Nut

법을 제안하고, 그것을 바탕으로 하여 국내생산 볼나사 10개에 대해 시험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 부하분포, 너트 스트로크, 볼 구름 방향 미끄럼파찰에 의한 최대 전단응력 등의 볼나사 고유의 특성을 고려하여 볼나사의 기본동정격하중을 계산하였다.
2. 튜브순환식 볼나사의 초기피로파손은 너트캐도면상에 발생하고 순환튜브 표면쪽의 너트캐도면에 집중적으로 발생한다.
3. 10개의 더블너트 볼나사를 실험하여 weibull분포의 기울기 3.6을 얻었다.
4. 싱글너트 및 더블너트 볼나사의 기본 동정격하중은 확률승적법칙이 적용가능하므로 더블너트의 기본동정격하중은 싱글너트의 기본 동정격하중과 거의 같은 값을 갖는다.
5. 실험데이터를 통해 산출한 볼나사의 90% 정격수명은 작동속도 480rpm, 작용하중 1350kgf에서 30만회전이다.

5. 참고문헌

- [1] 下田博一의 1명, "볼나사의 수명에 관한 연구(제 2보)", JSPE 52卷 8号, pp 149~ .
- [2] 下田博一의 1명, "볼나사의 수명에 관한 연구(제 4보)", JSPE 53卷 8号, pp 55~
- [3] 김임중, "볼나사 강성과 효율에 관한 연구", 연세대학교 대학원, 1995
- [4] Kannel, J.W, Tevaarwerk. J.L., "Stress evaluation under Rolling/Sliding contacts", NASA CR -165561, 1981
- [5] 井澤, "볼나사 응용기술", 工業調査會. 1993
- [6] Tedric A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", A Wiley-Interscience Publications, 1991
- [7] 박우현, "볼나사의 그루브설계와 품질평가에 관한 연구", 연세대학교 대학원, 1995