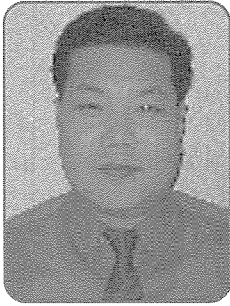


틸팅 패드 베어링 피봇 설계 (II-2)



한전 기공(주) 기술연구소
 책임 전문원 김성봉
 TEL : (031) 710 - 4393

바. 구형 피봇의 헤르츠 접촉응력과 접촉 반경, 접촉 깊이

Spherical Pivot Hertzian Contact Stress, Contact radius, and Contact Depth

크기는 D_p 가 0.5에서 5inch까지 다양하다. 일부 피봇은 다른 것과 비교하여 매우 얇아서 거의 반구와 흡사하다. 이들 얇은 샘플들은 낮은 종단면 피봇이다. 이 얇은 종단면 피봇은 특히 피봇 직경이 1inch 이상 큰 피봇에서 패드 뒷면 피봇을 삽입하는 깊이가 최소로 해야할 때 필요하다. 패드 속으로 피봇의 삽입은 틸팅 패드 뒷면에 단순히 구형 소켓 기계 가공한 깊이이다.

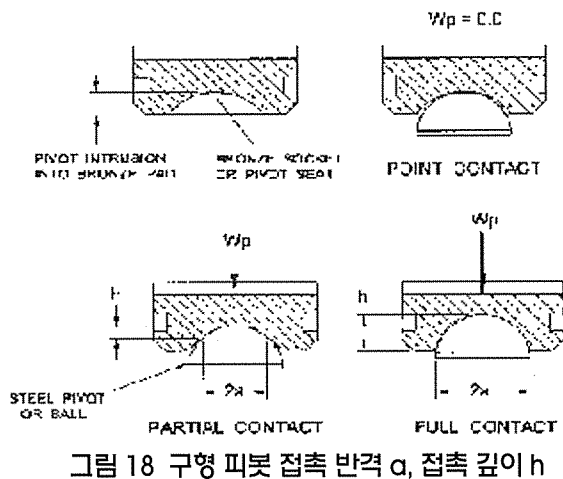


그림 18 구형 피봇 접촉 반경 a , 접촉 깊이 h

하중이 작용할 때, 청동의 탄성 특성은 그림 18에 보여주는 바와 같이 피봇 접촉폭 이상으로 접촉이 된다. 결국 피봇 하중이 충분히 커지면 그림 18에 보는

바와 같이 완전 접촉이 이루어진다. 바로 이때를 피봇 접촉 반경 a 로 정의한다. 접촉 깊이 h 도 그림 18에 설명되어 있고 이는 구형 자리와 볼 Steel사이의 접촉 깊이로 정의된다. 완전 접촉 피봇은 그림 14에 나타나 있다.

피봇 응력이 청동 패드의 항복 응력을 초과하지 않으면, 피봇하중이 감소 할 때 청동 소켓의 탄성 변형은 다시 복원 할 것이다. 하지만 항복응력을 초과하게 되면 소성 변형이 일어나 접촉 변형이 영구 변형으로 바뀐다. 응력이 과도하게 증가함에 따라 파괴와 같은 피봇 사고가 발생한다.

방정식 18, 19, 20, 21, 22를 이용해 헤르츠 접촉 응력, 접촉 반경, 접촉 깊이를 계산 할 수 있다. 이들 결과는 그림 19, 20, 21, 22, 23, 24, 에서 다른 피봇 직경에서도 같이 적용됨을 나타내고 있다.

피봇 직경이 $D_p=1.0$ 에서 4.0in 범위에서 접촉 응력과 차등 직경 관계는 그림 19에 단위 하중 $L_u=300$ psi, 5 LBP로 나타나 있다. 유사한 결과가 $L_u=500$ psi로 그림 20에 나타나 있다. 상온에서 선 접촉 결과 차등 직경에서 보여 주는 선이 곡선들 위에 그려져 있다.

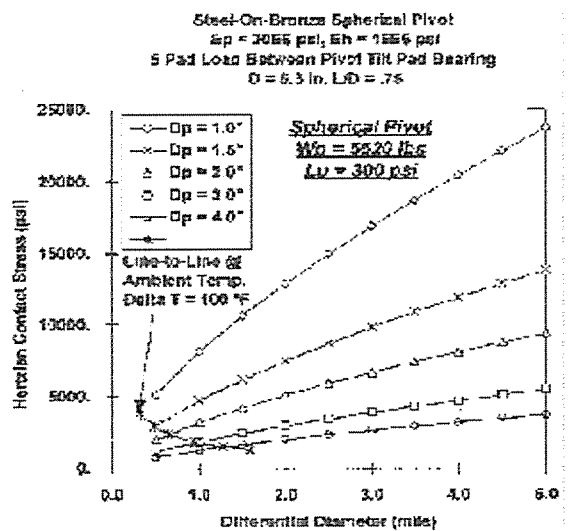


그림 19 Steel-on-bronze Spherical Pivot Contact Stress $L_u=300$ psi

300에서 500psi 단위 하중 양쪽 결과를 보면 상온에서 선 접촉 피복 직경은 5000psi 아래에 있다. 청동 패드의 항복 응력은 $\sigma_y = 18\text{ksi}$ 이므로 접촉 응력은 $D_p = 1.0\text{inch}$ 인 경우를 제외하고는 차등 직경이 5mil까지 모든 피복 직경은 청동의 σ_y 아래에 있다. 하지만 이들 결과는 혼동을 줄 수 있으므로 피복 접촉 반경과 깊이는 반드시 실험해야 한다. 단위 하중 500psi인 경우 피복 접촉 반경은 그림 213에 나타나 있다. $D_p = 1.0\text{inch}$ 피복을 고려한다. 계산된 접촉 반경은 0.9inch까지이다. 하지만 최대 접촉 반경은 피복의 물리적 크기에 제한을 받는다. 분명한 것은 접촉 반경은 절대 실제 피복 반경보다 클 수는 없다. ($a < R_p$) 이 최대 접촉 반경 라인 또한 그림 21에 나타나 있다.

$a = R_p$ 라하고 R_p 가 접촉반경을 초과할 경우 그림 23에 겹쳐 그려져 있다. 이들 결과가 그림 22에 나타나 있다.

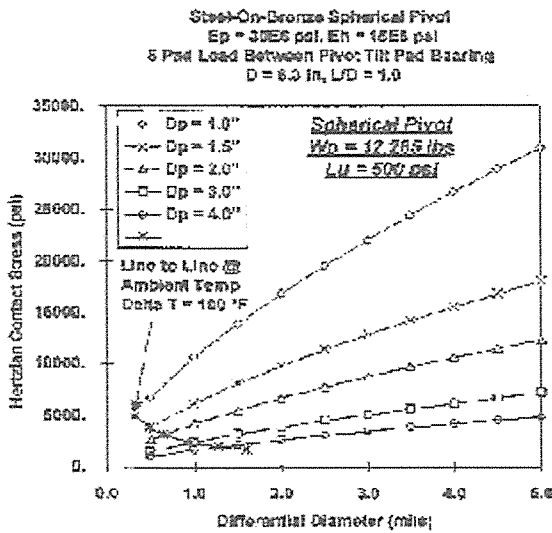


그림 20 Steel-on-bronze Spherical Pivot Contact Stress $L_u = 500\text{psi}$

지금 3.0mil 아래에서 접촉 응력은 그림 20와 비교할 때 비교적 크게 나타난다. 완전 반구 피복 (피복의 높이 = R_p)은 그림 22에 나타나 있다. 하지만 패드 두께를 고려해야 할 경우는 이들 결과가 다르게 나타날 수가 있으므로 접촉깊이도 반드시 실험해야 한다.

500psi 단위 하중에서 유사 접촉 깊이는 그림 23에 나타나 있다. 차등 직경이 낮은 값일 때 접촉 깊이는 1.3inch 까지 이다. 만약 패드 두께가 기하학적 고려로 제한된다면 이는 물리적으로 불합리 할 수도 있다. 이 5 틸팅 패드 베어링인 경우 저어널 직경은 6.3inch 이다. 적절한 패드 두께는 $T_d = 1.2\text{inch}$ 이다. 좋은 패

드 설계는 패드 두께의 약 30% 까지 패드가 삽입되도록 하는 것이다. 예에서 최고 접촉 깊이는 $h = 0.4\text{inch}$ 이다. 이 경우 피복 높이가 R_p 보다 낮다면 낮은 종단면 피복으로 고려해야 한다.

청동인 경우, 피복 직경이 2.0inch보다 작다면 $\sigma_y = 18\text{ksi}$ 에 근접하거나 초과할 것을 걱정할 필요는 없다.

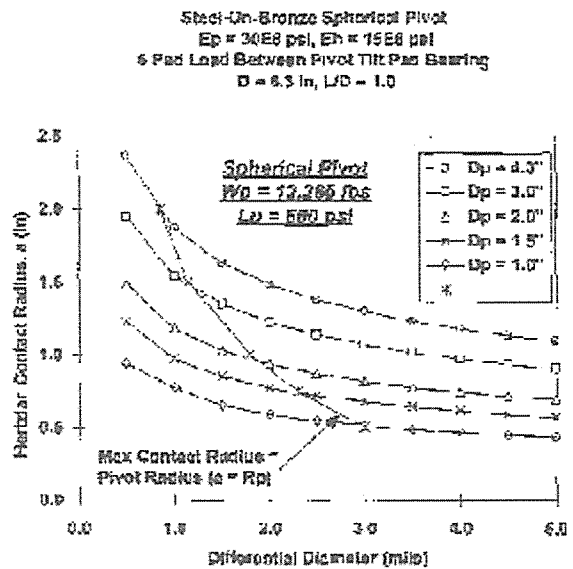


그림 21 Steel-on-bronze Spherical Pivot Contact Radius

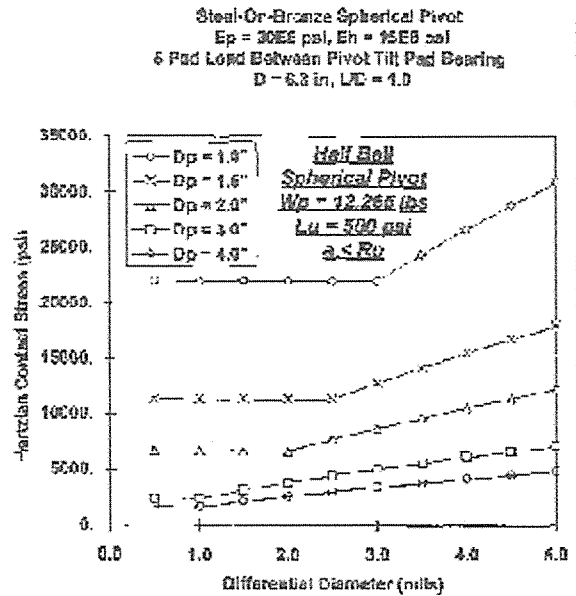


그림 22 Steel-on-bronze Half Ball Spherical Pivot Stress maximum Contact Radius=Pivot Radius

Steel-On-Bronze Spherical Pivot
 $E_p = 30E8 \text{ psi}$, $E_b = 18E6 \text{ psi}$
 5 Pad Load Between Pivot Tilt Pad Bearing
 $D = 6.3 \text{ in}$, $L/D = 1.0$

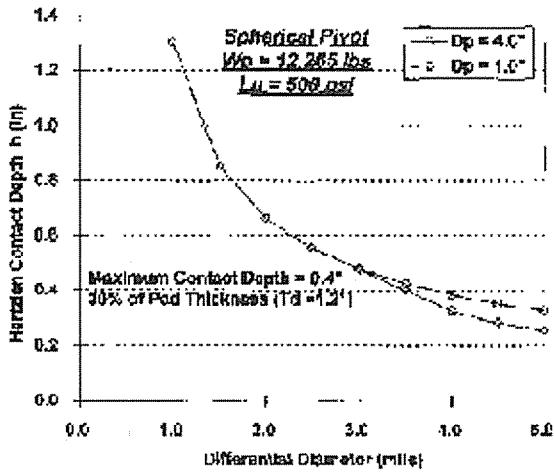


그림 23
 Steel-on-Bronze Spherical Pivot Contact Depth

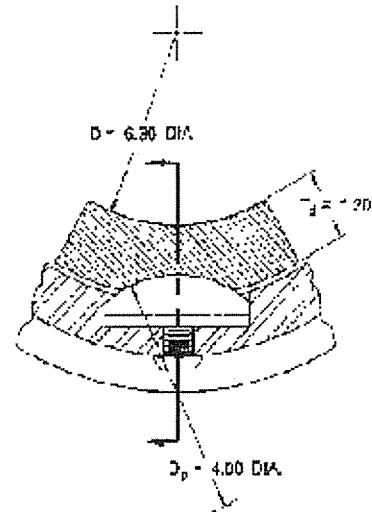
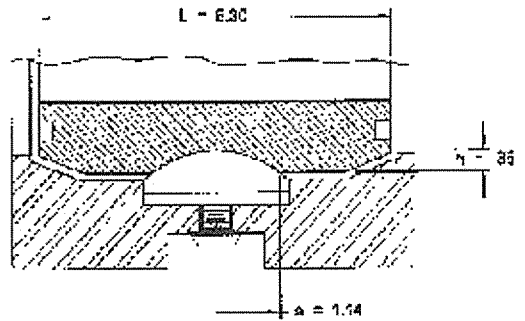


그림 25 사례 $D_p=4.0$ inch Low Profile Spherical Pivot

Steel-On-Bronze Spherical Pivot
 $E_p = 30E8 \text{ psi}$, $E_b = 18E6 \text{ psi}$
 5 Pad Load Between Pivot Tilt Pad Bearing
 $C = 6.3 \text{ in}$, $L/D = 1.0$

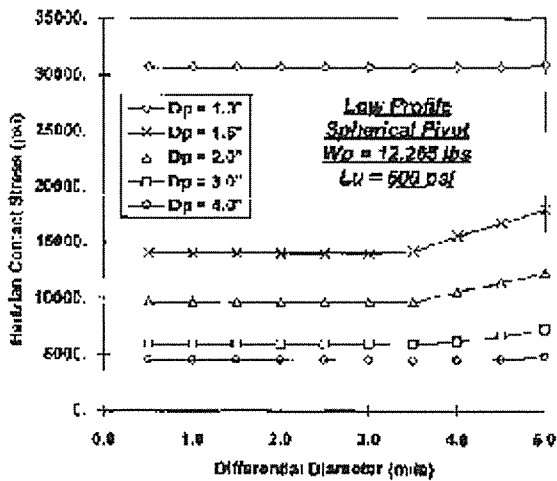


그림 24
 Steel-on-Bronze Spherical Pivot Contact Radius

사. 구형 피벗 설계 절차 Spherical Pivot Design Procedure

고 하중에서 피벗 설계 절차를 증명하기 위해 실제 산업 현장 사례를 갖고 기술한다. 그림 25에서 기어가 있는 압축기의 Steel-on-Bronze Spherical Pivot 틸팅패드 베어링이다.

패드의 두께는 기하학적 사항을 고려하여 $T_d=1.2 \text{ in}$, Low Profile Pivot으로 고려한다.

저어널 직경, $D = 6.3 \text{ in}$

패드 길이, $L = 6.3 \text{ in}$

패드 두께, $T_d = 1.2 \text{ in}$

전체 베어링 하중 $W_b = 19,845 \text{ lbs}$

단위 하중, $L_u = 500 \text{ psi}$

다음 재질 특성으로 고려한다.

Steel Pivot : $E_p = 30 \times 10^6 \text{ psi}$

$\nu_p = 0.30$

$\mu_p = 6.8 \times 10^{-6} \text{ in/in } ^\circ\text{F}$

$\sigma_y = 115 \text{ ksi}$

$\sigma_t = 140 \text{ ksi}$

Bronze Pad : $E_p = 15 \times 10^6 \text{ psi}$

$\nu_p = 0.34$

$\mu_p = 10 \times 10^{-6} \text{ in/in } ^\circ\text{F}$

$\sigma_y = 18 \text{ ksi}$

$\sigma_t = 35 \text{ ksi}$

$\sigma_c = 46 \text{ ksi}$

전통적 설계로 하기 위해, 구형 피봇 자리가 있는 청동 패드의 항복 응력은 재료의 인장, 압축 응력에 반하여 적정 안전 여유가 있는 설계 응력 기준을 적용한다. 통상, 고하중에 적용할 때는 합성 응력이 피봇 사이로 작용한다고 하고 $W_p=12,265\text{lb}$ 로 한다. 이는 앞서 그림 20에서 24까지 시범 베어링으로 사용하던 것이다. 다시, 전통 설계 방식을 적용하기 위해 한 피봇에 모든 하중이 작용한다고 가정한다. 즉,

$$\text{피봇 하중 } W_p = 19,845 \text{ lb}$$

첫째, 피봇 직경 $D_p=2.0\text{in}$ 로 한다. 패드와 피봇의 기하학적 특성으로 패드 뒷면의 피봇 삽입은 0.36in 으로 한다. 가능한 최대 접촉 깊이는 $h=0.36 \text{ in}$ 이고, 방정식 (20)을 사용하여 최대 접촉 반경을 구하면 $a=0.77\text{in}$ 이다.

만약 온도가 100°F 올라간다면, 차등 직경은 (14), (16) 방정식을 사용하여 ΔD 는 0.6mil 이다. 운전 온도에서 $D_p=2.0$ 이라 하면 $D_h=2.0006\text{in}$ 이다.

방정식 (2,3,4,5)에서

$$\text{피봇 휨, } \delta_p = 0.8 \text{ mil}$$

$$\text{피봇 강성, } K_p = 36.8 \times 106 \text{ lb/in}$$

방정식 (18)에서 접촉 반경은 $a=1.6 \text{ in}$ 이다. 이는 최대 허용 0.77in 보다 비교적 큰 값이다. $a=0.77\text{in}$ 으로 하고 방정식 (22)을 사용하면

$$\text{접촉 응력, } \sigma_m = 15,980\text{psi}$$

σ_m 이 근소하게 σ_y 를 초과하므로 좀더 큰 피봇 직경인 $D_p=3.0\text{in}$ 로 고려한다. 다시 패드와 피봇의 기하학적 형태에서 패드 뒷면에 피봇 삽입량은 0.36in 이다. 따라서 방정식(20)을 사용하여 최대 접촉 반경 1.0in 에서 가능한 최대 접촉 깊이는 0.36in 이다.

100°F 온도 상승이라고 가정하면, 상온에서 선 접촉과 방정식 (14) (16)를 사용하면 $\Delta D=1.0\text{mil}$ 이다. 따라서 운전 조건에서 $D_p=3.0$ 이라 하면 $D_h=3.0001\text{in}$ 이다.

$$\text{피봇 휨, } \delta_p = 0.7 \text{ mil}$$

$$\text{피봇 강성, } K_p = 40.6 \times 106 \text{ lb/in}$$

방정식 (18)에서, 접촉 반경 $a=1.8\text{in}$ 이다. 이는 최대 허용치 1.0in 보다 상당히 크다. $a=1.0\text{in}$ 와 방정식

(22)을 사용하여

$$\text{접촉 응력, } \sigma_m = 9,475\text{psi}$$

σ_m 이 σ_y 보다 47% 작고, $D_p=3.0\text{in}$ 피봇은 만족한 것으로 나타난다. 하지만 이상의 계산 결과는 정응력 (Static Stress) 수준에서 행한 것이다. (즉 피봇 응력은 동적 응력이 거의 0에 가깝다.) 하지만 모든 로타는 진동이 있고, 동하중이 존재하므로 피봇응력 계산에 감안하여야 한다.

로타의 동하중을 추정하기 위하여, 다음과 같은 방정식을 사용한다.

$$F_n = \frac{W}{g} \cdot \left(\frac{TIR}{2} \right) \cdot \left(\frac{N\pi}{30} \right)^2 \quad (25)$$

$20,000\text{rpm}$ 에서 200lb 로타가 Total Indicator Reading(TIR) 4.0mil 일 때 불균형으로 야기되는 힘은 방정식 (25)을 사용하여 $F_d = 4,546\text{lb}$ 이다. 또한 $9,000\text{rpm}$ 에서 900lb 로타의 동적 하중은 $4,142\text{lb}$ 이다.

예로 동적 하중을 $5,000\text{lb}$ 라고 가정하면, 전체 피봇 하중은 $W_p = \text{Static} + \text{Dynamic} = 19,845 + 5,000 = 24,845\text{lb}$ 이다. 지금 $D_p=3.0\text{in}$ 피봇인 경우 접촉응력 σ_m 은 $11,860\text{psi}$ 로 청동 패드의 항복 응력보다 34% 아래이다.

안전율을 증가시키기 위하여, 피봇 직경을 4.0in 으로 하면 패드와 피봇의 기하학적 특성으로 패드 뒷면에 피봇 삽입은 0.36in 이다. (그림 25) 따라서 최대 접촉 반경 1.14in 과 비교하여 가능한 최대접촉 깊이는 0.36in 이다.

온도가 100°F 오르면, 방정식 (14) (16)를 사용하여 상온에서 선 접촉은 $D_p=4.0$ 이라 하면 $D_h=4.0015\text{in}$ 이다. $W_p = 24,845\text{lb}$ 일 때

$$\text{피봇 휨, } \delta_p = 0.8 \text{ mil}$$

$$\text{피봇 강성, } K_p = 46.4 \times 106 \text{ lb/in}$$

방정식 (18)로부터, 접촉 반경은 $a=2.1\text{in}$ 이다. 이는 최대 허용 1.14in 보다 상당히 크다. $a=1.14\text{in}$ 와 방정식 (22)을 사용하여

$$\text{접촉 응력, } \sigma_m = 9,128\text{psi}$$

이는 청동의 항복 응력보다 49% 아래이다. 이 들 결과는 아래 표 1에 정리되어 있다.

표 1 예제 Steel-on-Bronze Pivot 강성과 용력 계산 집계표

Dp(in)	ΔD(in)	a(in)	Wp(lbs)	δp(mil)	Kp(lbs/in)	σm(psi)	Margin%
2.0	0.6	0.77	19,845*	0.8	36.8×106	15,980	11
3.0	1.0	1.0	19,845*	0.7	40.6×106	9,475	47
4.0	1.5	1.14	19,845*	0.7	43.0×106	7,291	59
3.0	1.0	1.0	24,845**	0.9	43.8×106	11,860	34
4.0	1.5	1.14	24,845**	0.8	46.4×106	9,128	49

+ 상온에서 온도가 100°F을 때 선 접촉

* 정 하중만 적용

++ 안전 용력 σm은 항복용력 σy보다 아래이다.

** 정 + 동 하중 적용

아. 유한 요소 응력 해석 Finite Element Stress Analysis

구형 피봇의 최대 접촉 응력을 계산하기 위하여 단순 방정식을 사용하여 타당성 정의하기 위한 노력으로 유한 요소 응력 해석이 수행되었다. 청동 패드와 강철 피봇에 대한 3차원 유한 요소 모델로 대표적인 것이 그림 26에 소개되어 있다.

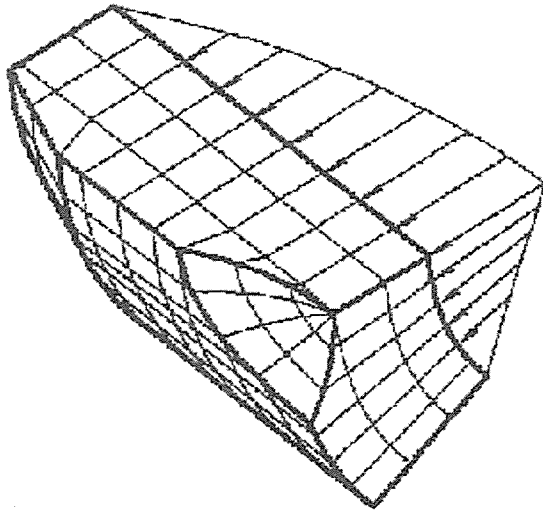


그림 26 Steel-on-Bronze 구형 피봇 유한 요소 모델 Dp=4.0in, ΔD=1.5mil

대칭성으로 패드와 피봇의 1/4만 고려하였다. 피봇 직경은 4.0in이고 차등 직경은 1.5mils이다. 모델은 196개의 3차원 벽돌로 구성한다. 비선형 간격 요소는 패드의 구형 소켓과 볼 피봇사이에 있다. 이 강철 피봇은 고정된 것으로 간주한다.

하중 단면은 축과 원주 방향으로 쌍곡선인 것으로 간주한다. 힘은 그림 26에 보여주는 바와 같이 각 교점(Nodal)위치에서 패드 표면으로 작용한다. 패드의 1/4에 작용하는 전체 하중은 피봇 하중 Wp의 25%와

일치한다고 한다.

최대 주 응력의 유한 요소 응력은 그림27에 나타나 있는 것과 같이 각각 19,845lb 와 24,845lb로 나타난다. 최대 피봇 압축 응력 면적은 패드에 있는 구형 자리의 중심에 있다. 이것은 그림1에 나타난 구형 피봇 사고에서 균열이 발생한 지역과 일치된다. 유한 요소 분석에서 최대 주 응력 요약분과 단순 방정식으로 계산된 최대 헤르츠 접촉 응력들이 표 2에 정리되어 있다. 유한 요소 응력 해석 값들이 단순 방정식 결과 값보다 약간 작게 나온다.

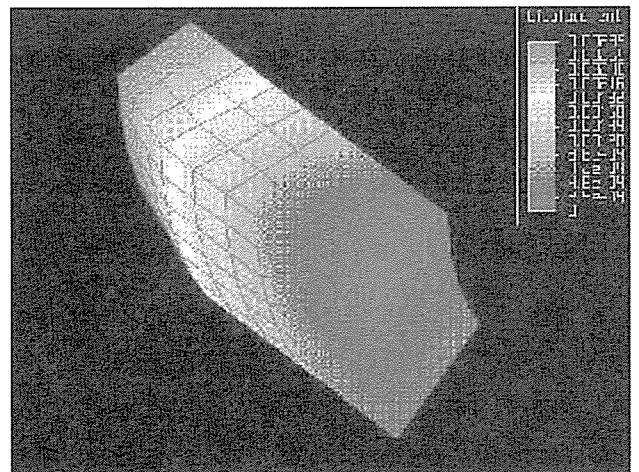


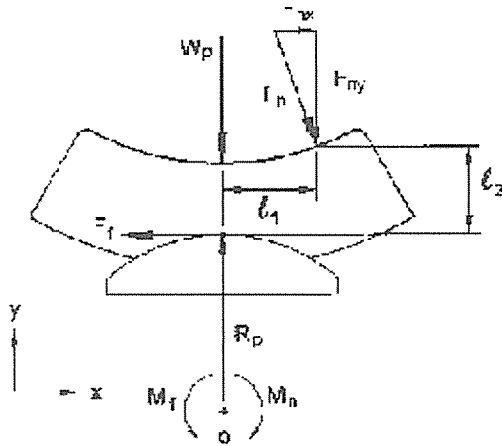
그림 27 Steel-on-Bronze Spherical Pivot Finite Element Stress Contours Dp=4in, ΔD=1.5mil, Wp=19,845lb

표 2 Steel-on-Bronze Pivot Stress-Simple Equation vs Finite Element 비교

Wp(lbs)	Dp(in)	ΔD(in)	Equation σm (psi)	Finite Element σm (psi)
19,845	4.0	1.5	7,291	6,839
24,845	4.0	1.5	9,128	7,149

자. 마찰 모멘트 Frictional Moment

구형 피봇의 단점 중 하나가 틸팅 패드 안에 있는 청동 구형 자리가 강철 볼에서 실제 피봇되지 않을 뿐만 아니라 미끄러진다. 패드가 틸팅 되는 능력에 대항하여 마찰 모멘트가 발생하여 각 피봇에 작용하는 힘이 된다. 점 접촉이라고 가정하면, 이는 그림 28에 잘 설명되어 있다.



$$\text{Frictional Moment} - M_f = F_f \cdot R_p$$

$$\text{Dynamic Moment} - M_d = [F_{ny} \cdot (R_p + l_2)] + (F_{nx} \cdot l_1)$$

그림 28 점 접촉에서 구형 피봇의 Frictional and Dynamic 모멘트

피봇의 중심에서 패드가 틸팅 되므로 모멘트의 합은 '0'이다. 불균형 때문에 동적 힘은 한 회전에 한번씩 베어링 주변을 회전한다. 이 힘은 패드의 원주 길이 방향으로 움직이므로 패드는 동적 힘에 적합하게 틸팅 되고자 할 것이다. 패드는 동적 모멘트 M_n 가 마찰 모멘트 M_f 를 초과할 때까지 틸팅 되지 않을 것이다. 틸팅 되고자 하는 패드에는

$$M_n > M_f$$

$$[F_{nx} \cdot (R_p + l_2)] + (F_{ny} \cdot l_1) > (F_f \cdot R_p)$$

주어진 피봇 하중에서, W_p , 일반 힘 F_n 과 마찰력 F_f 는 피봇 직경에도 불구하고 같은 것으로 남아있다. 하지만 피봇 반경 R_p 가 증가함에 따라 마찰 모멘트도 증가한다. 동적 모멘트는 R_p 와 함께 증가하는 반면에 동적 힘의 x 방향 성분, F_{nx} ,는 일반적으로 F_{ny} 보다 작다. 매우 큰 피봇은 동적으로 여자될 동안 패드가 틸팅 되는 것을 방지한다.

이 문제는 기어 박스나 기어 압축기에서 강하게 나타난다. 기어 구동이나 아니건 간에 중력 하중, 피봇 하중, 마찰력과 같은 등급의 량이다. 하지만 기어 구동인 경우에는 베어링에 작용하는 하중은 중력 하중보다 큰 값인 경우도 있다. 이는 매우 큰 피봇 하중, 마찰 모멘트, 정상 하중을 전달한다. 큰 기어 하중이나 비중력의 외력이 작용하는 로타에서, 마찰력은 동적 힘보다 매우 크다.

부분 또는 완전 접촉 피봇에서 좋은 근사치는 피봇 하중에서 정상 힘들이 구형 피봇 주위로 균등하게 분포되어 있다는 가정 하에서이다. 지금, 마찰 모멘트는 각 하중 점에서 모든 마찰 모멘트 분포의 합이다.

3. 결론

틸팅 패드 저어널 베어링 피봇 설계와 관련하여 주요 결론은 다음과 같다.

- ▷ Steel-on-Bronze 구형 피봇이 상온에서 운전 온도(100°F 온도 상승)까지 변할 때 차등 열 팽창은 1.0 in 직경 피봇이 0.5mil부터 5.0 in 직경 피봇이 1.6mil까지 변한다.
- ▷ 여기서 분석된 베어링과 피봇 예제에서, 강성 값은 Steel-on-Bronze 구형 피봇 과 Steel-on-Steel 원통 피봇에서 20.0×106lb/in 이상이고, Steel sphere in a steel cylinder 피봇인 경우 강성은 7.0×106lb/in 이하이다.
- ▷ 여기서 분석된 베어링과 피봇 예제에서, 등가 베어링 수평 과 수직 강성은 4.2×106lb/in 과 7.3×106lb/in 이상이다. 이는 Steel-on-Bronze 구형 피봇 과 Steel-on-Steel 원통 피봇에서이다. Steel sphere in a steel cylinder 피봇인 경우 등가 베어링 수평 과 수직 강성은 2.5×106lb/in 과 4.8×106lb/in 이하이다.
- ▷ 여기서 분석된 베어링과 피봇 예제에서, 등가 베어링 수평 과 수직 댄핑은 2.5×103lb/in 과 4.4×103lb/in 이상이다. 이는 Steel-on-Bronze 구형 피봇 과 Steel-on-Steel 원통 피봇에서이다. Steel sphere in a steel cylinder 피봇인 경우 등가 베어링 수평 과 수직 댄핑은 1.0×103lb/in 과 1.8×103lb/in 이하이다.
- ▷ 잘못 설계된 Steel-on-Steel 원통 피봇에서 하우징 내경과 패드 외경에서 국부 피봇 항복현상을

경험하였다. 이 마모는 운전 중 베어링 내부 간격을 증가시키는 결과를 낳았다. Steel-on-Bronze 구형 피벗인 경우를 생각하면, 베어링 직경 간격이 7.5mil에서 18.0mil까지 증가 할 때 베어링 등가 강성은 수평 성분이 57% 수직성분이 54% 감소한다. 베어링의 유효 댐핑도 수평 성분이 72% 수직성분이 67% 감소한다.

- ▷ 잘못 설계된 Steel-on-Bronze 구형 피벗은 과도한 접촉 응력에서 피벗 손상까지 나타날 수 있다. 이 손상은 결국 틸팅 패드가 균열되는 손상까지 초래 할 수 있다.
- ▷ 여기서 분석된 단위 하중 500psi에서 Steel-on-Bronze 구형 피벗은 차등 직경 5.0mil 아래 와 피벗 직경 2.0in 이상인 경우 분석된 모든 경우에 항복응력 아래에서 최대 접촉 응력이 발생한다.
- ▷ 유한 요소 응력 분석은 여기서 방정식으로 유도한 계산 결과와 비슷한 결과를 낸다.
- ▷ 모든 피벗들에서 고려해 볼 때, 차등 직경이 증가함에 따라 피벗 강성은 감소하고 피벗 접촉 응력은 증가한다.
- ▷ 3개의 다른 피벗 설계를 고려 할 때 Steel sphere in a steel cylinder 피벗과 구형 피벗은 자동 정렬(Self-Aligning)되는 형태이다. 더 나아가 구형과 원형 피벗은 매우 큰 피벗 강성을 나타낸다. 결론적으로 구형 피벗은 자동 정렬(Self-Aligning) 능력을 공급하고 높은 피벗 강성과 낮은 피벗 응력을 부여한다.
- ▷ 모든 구형 피벗에서 피벗 직경이 증가함에 따라 피벗 강성이 증가하고 피벗 접촉 응력은 감소한다.
- ▷ 모든 구형 피벗에서 피벗 접촉 반경과 접촉 깊이가 증가함에 따라 피벗 접촉 응력은 감소한다.
- ▷ 구형 피벗에서 피벗 직경이 증가함에 따라 마찰 모멘트가 증가한다.
- ▷ 구형 피벗 설계 지침이 아래 정리되어 있다.
 - 항복 응력에 안전 여유를 감안하여 설계를 선정한다.
 - 피벗 하중에 동적 하중을 감안하여 총 하중을 결정한다.
 - 적정 패드 두께가 결정되면, 패드 뒷면에 피벗 삽입은 30%를 한계로 하고 절대로 50%를 넘

어서는 안 된다.

- 상온에서 선 접촉은 최소 피벗 응력 과 최대 피벗 강성을 추천한다.
- 주어진 피벗 직경과 하중에서 접촉 반경과 깊이를 계산하라. 삽입 설계 지침인 30-50%를 벗어나지 않도록 피벗 높이와 삽입 깊이를 계산 조정하여라. 만약 이것이 불가능하다면 피벗이 가능한 가장 큰 피벗 반경을 가지도록 하고 이 접촉 반경으로 접촉 응력을 재계산하여라.
- 최종 접촉 응력이 항복 점에서 설계 안전 여유를 뺀 값을 초과한다면 피벗 직경을 증가시키고 접촉 응력을 재계산하여라.
- 한번 안전 여유가 얻어지면 더 이상 피벗 직경을 증가시키지 마라.

Nomenclature

a	pivot contact radius in
A	pivot contact area in ²
b	see equation (10)
C ₁	see equation (4)
C ₂	see equation (5)
db	bearing diabetical clearance ails
C _D	single pad damping lb-s/in
B _e	equivalent bearing damping lb-s/in
C _{exx} , C _{eyy}	equivalent bearing horizontal, vertical damping lb-s/in
C _{eq}	equivalent single pad damping lb-s/in
C _p	pivot damping lb-s/in
d	rectangular contact half-width in
D	journal diameter in
D _h	housing diameter in
D _p	pivot diameter in
E	modulus of elasticity psi
E _h , E _p	housing, pivot modulus of elasticity psi
F, f	unbalance force lbs
F _n	dynamic force lbs
F _{nx} , F _{ny}	x, y direction dynamic force component lbs
F _r	friction force lbs
g	acceleration of gravity in/s ²
h	pivot contact depth in
K _d	single pad stiffness lbs/in
K _e	equivalent bearing stiffness lbs/in
K _{exx} , K _{eyy}	equivalent bearing horizontal, vertical stiffness lbs/in

K_{eq}	equivalent single pad stiffness lbs/in	W	total rotor weight lbs
K_p	pivot stiffness lbs/in	W_b	total bearing resultant load lbs
ℓ_1	x direction distance from the dynamic force to the pivot center in	W_p	pivot load lbs
ℓ_2	y direction distance from the dynamic force to the pivot center in	x, X	shaft displacement in
L	pad length in	x_d, X_d	pad displacement in
L_p	pivot length in	δ_p	pivot deflection in
$L_u = W_b/(L \times D)$	bearing unit load psi	ΔD	differential diameter in
m	pad preload	ΔD_t	differential thermal growth in
M	shaft mass lb-s ² /in	ΔT	temperature differential °F
M_d	pad mass	μ	coefficient of thermal expansion in/in °F
M_n	dynamic moment	μ_h, μ_p	housing, pivot coefficient of thermal expansion in/in °F
M_f	frictional moment	ν	poission ratio
N	journal rotational speed rpm	ν_h, ν_p	housing, pivot poission ratio
R_p	pivot radius in	σ_c	compressive strength psi
t	times	σ_m	pivot hertzian maximum contact stress psi
T	temperature °F	σ_t	tensile stress psi
T_d	pad thickness in	σ_y	yield stress psi
TIR	total indicator reading lbs	ω	journal rotational speed

보일러 수명평가를 위한 금속표면 복제기술 소개

에너지 관리공단 부장 김 승 일 042-930-0210
(주)엑셀랩 기술고문/공학박사 전 승 범 042-935-0490

1. 서 론

화력발전 설비나 석유화학 플랜트의 주요 구성품인 압력용기의 금속재료들은 일반적으로 고온등 악조건에서 장기간 노출됨에 따른 재질의 손상에 의하여 재료의 성능이 저하되거나 균열이 발생된다. 이런 현상을 검출하여 설비의 계속 사용여부 판단 및 잔여 수명을 평가하는 기술은 설비의 안전성 확보나 경제적인 운용을 위해서 매우 중요하며 특히 화학플랜트 및 화력발전 설비는 막대한 자금의 투자가 수반되므로 가동율을 높이기 위한 장기연속운전에 대응하는 안전성 확보와 적절한 보전시스템이 요구되고 있다. 특히 우리나라의 경우 1960년대부터 발전소 및 석유

화학 플랜트가 많이 건설되었기 때문에, 10만시간 이상 장시간에 걸쳐 운전되고 있는 플랜트가 점점 증가하면서 설비의 고장률이 높아지고 수리를 위한 정지 시간이 길어지며 계획정비보다는 돌발적인 고장으로 설비의 신뢰성이 낮아지며 운영자들의 어려움이 증가되고 있다. 계획정비기간에 설비에 대한 재질시험등을 통하여 돌발고장을 1회만이라도 방지한다면 고가 장비의 가동을 향상에 크게 기여할 것이다

경제성을 고려한 고장예측 및 수명평가기술은 설비재질의 비파괴시험을 통하여 확인할 수 있다. 비파괴 시험은 균열을 검출하는 비파괴 검사와 균열발생 이전의 손상을 포함한 조기손상을 검출하는 비파괴검사로 구분할 수 있으며 후자의 경우는 금속조직