2002 춘계학술발표회 논문집
한국원자력학회

모터구동 나비밸브에서 요구 동적토크 예측
Prediction of a Required Dynamic Torque for Motor-operated Butterfly Valves

배진효, 이광남, 김원민
한국전력기술㈜
경기도 용인시 구성면 마북리 360-9

이병학, 서태진, 정원규
한국수력원자력㈜
부산광역시 기장군 장안읍 고리 216 고리 1 발전소

요 약

본 연구에서는 모터구동 나비밸브의 요구 동적토크를 산정하는 해석방법을 기술하였으며, 가동원전에 설치된 모터구동 나비밸브에서 시험에 의하여 얻어진 요구 동적토크와 비교하여 해석방법의 타당성을 검토하였다. 모터구동 나비밸브에 대한 시험결과와 해석결과를 검토한 결과, 해석방법이 시험결과에 비하여 다소 보수적으로 요구 동적토크를 예측하는 것으로 판단되었으며, 정확한 요구 동적토크를 예측하기 위하여 타당한 밸브 차압정보가 필수적인 것을 알 수 있었다.

Abstract

This study describes the methodology for predicting a requred dynamic torque in motor-operated butterfly valves. The results of this methodology have been compared with test data for motor-opeated butterfly valves in nuclear power plant. With the close review of test data and torque prediction, it is concluded that the prediction methodology is conservative to predict a required dynamic torque of motor-operated butterfly valves. In addition, the information of correct differential pressure is vital to predict a required dynamic torque of motor-operated butterfly valves.

1. 서 론

모터구동 나비밸브(motor-operated butterfly valve)**는 고압력 회복밸브**(high pressure recovery valve)**로서 완전 열림시 글로브밸브**(globe valve)**에 비하여 압력강하량이 작은 밸브이다. 모터구동 나비밸브는 타 동력구동밸브에 비하여 다음의 장점을 갖고 있다. 설치비가 싸고, 무게가 가볍고, 적은 공간을 차지하며, 밀봉력이 뛰어나고 대개 타 동력구동 밸브에 비하여 구동기 운전동력이 적게 소요된다.**

모터구동 나비밸브의 이러한 장점에도 불구하고 일부 제작자들에 의한 구동기 운전토크 하향 평가, 고 유량조건에서 밸브 열림 행정시 요구토크 부족, 밀봉면(seat) **경화에 따른 시팅**(seating)/**언시**

팅(unseating) 토크 증가 및 밀봉면 성능저하에 따른 누설 발생 등의 문제점들이 지적되어 왔다.

모터구동 나비밸브의 운전토크는 밸브 설계요소, 현장변수 및 운전이력에 따라 결정된다[1]. 밸브 설계요소는 밸브 형상 및 재질과 관련된 요소로서 디스크 형상, 디스크 크기, 축 직경, 밀봉면 재질 및 베어링 재질 등이 이에 해당된다. 현장변수는 밸브의 운전 조건과 관련되며 작동유체 성질, 패킹(packing)에 작용하는 정압(static pressure) 및 개도각에 따른 밸브 차압등이 이에 해당한다. 밸브 운전이력 요소에는 부품 마모, 부식 그리고 원치 않는 이물질등이 포함되며 이것은 시간에 따른 밸브 성능저하를 유발한다[2].

모터구동 나비밸브의 행정시 패킹토크(packing torque), 허브 마찰토크(hub seal friction torque), 베어링 토크(bearing torque) 및 동수력 토크(hydrodynamic torque)등이 발생하며, 이러한 토크를 극복하고 밸브를 구동시킬 수 있는 토크를 요구 동적토크(required dynamic torque)라고 한다. 밸브 크기가 작은 경우에는 열림 순간 혹은 닫힘 순간에 작용하는 시팅토크와 언시팅토크(unseating)가 요구 동적토크 보다 일반적으로 크지만 밸브가 대형이고 고 유량조건에서 작동하는 나비밸브는 요구 동적토크가 시팅토크나 언시팅토크 보다 크다. 따라서 요구 동적토크를 적절히 산정하는 것은 밸브 설계시 상당히 중요하며 요구 동적토크를 제대로 산정하여야 밸브 운전성이 확보될 수 있다.

본 연구에서는 모터구동 나비밸브의 요구 동적토크를 산정하는 해석방법을 기술하였으며 해석방법은 가동 중 원전에 설치된 모터구동나비밸브에서 시험에 의하여 얻어진 요구 동적토크와 비교하여 해석방법의 타당성을 입증하였다.

2. 나비밸브 구조

나비밸브의 가장 단순한 형태인 대칭형 나비밸브에 대한 구조가 그림 1 에 나타나 있다. 나비밸브는 축(stem), 디스크(disc), 베어링(bearing), 패킹(packing) 및 밀봉면(seat)등으로 구성되며 아래에는 밸브 구조를 간단히 설명하였다.

2.1 디스크 및 축

나비 밸브는 디스크 형상에 따라 그림 2 에 나타낸 바와 같이 대칭형 디스크(symmetric disc)와 비대칭형 디스크(non-symmetric disc)로 분류된다. 대칭형 디스크는 디스크 밀봉면과 축 중심선이 동일 단면에 존재하는 밸브이다. 비대칭형 디스크는 밀봉면을 중심으로 좌우가 비대칭인 밸브로서 단일 편심 디스크(single offset disc), 이중 편심 디스크(double offset disc) 및 삼중 편심 디스크(triple offset disc)로 구분된다. 단일 편심 디스크는 밀봉면이 축 중심선으로부터 벗어나 있는 형태이다. 이중 편심 디스크는 축 중심이 밀봉면과 배관 중심으로부터 편심되어 있고, 밀봉면과 배관 중심으로부터 디스크 상하 좌우가 비대칭이다. 삼중 편심 디스크(triple offset disc)는 축 중심선이 밀봉면 중심 및 배관 중심으로부터 벗어나 있고 배관 수직단면에 대해 디스크가 일정한 각도로 기울어져 있는 밸브이다. 나비밸브의 비대칭 디스크는 유동방향에 대한 축의 위치에 따라 축 상류형(shaft upstream)과 축 하류형(shaft downstream)으로 구분된다. 축 상류형에서는 축이 유동 상류에 위치하며, 축 하류형에서는 이와 반대이다.

2.2 베어링

모터구동 나비밸브에서는 슬리브(sleeve)형 베어링이 일반적으로 사용되며, 밸브 몸체 허브(hub)에 장착된다. 베어링은 디스크 양단에 작용하는 차압력에 의한 축 이동을 지지한다. 대형 밸브에서는 디스크 무게를 견디기 위한 한 두개의 추력 베어링이 설치한다.

2.3 밀봉면

밀봉면은 밸브에 장착되거나 디스크에 장착된다. 스테인레스강이나 니켈-구리 합금강이 운전 빈도가 높은 밸브에 추천된다. 밀봉면은 크게 간섭형(interference type), 압력강화형(pressure-energized) 혹은 팽창형(inflatable)으로 구분된다. 간섭형 밀봉면은 대칭형 디스크에서 주로 사용되며, 밀봉면을 탄성적으로 변형한다. 압력강화 밀봉면은 완전 닫힘시의 차압이 밀봉력을 증대시키기 위하여 사용된다. 팽창형 밀봉면에서는 완전 닫힘시에 밸브 외부에서 추가적인 압력이 가해지고 언시팅시에는 작용된 압력이 제거된다.

3. 나비밸브 토크 특성

나비밸브가 열림 혹은 닫힘행정을 수행하는 동안 발생하는 토크는 크게 베어링 토크, 패킹 토크, 허브마찰 토크 및 동수력 토크로 구분되며 아래에는 각각의 토크 예측방법에 대하여 기술한다.

3.1 베어링 토크, T_b

베어링은 밸브에 작용하는 차압에 의한 힘을 지지하며, 토크 산정시 반력으로 나타난다. 베어링 토크는 베어링 마찰계수와 디스크 양단간의 차압에 비례하여 아래식으로 표현된다.

$$T_b = \frac{1}{12} \times m_b \times \frac{p}{4} \times D_{disc}^2 \times \Delta P \times \frac{D_s}{2} \qquad (1)$$

윗식에서 m_b, ΔP, D_s 및 D_{disc}는 각각 베어링 마찰계수, 밸브 양단간 차압, 축 직경 및 디스크 직경을 나타낸다. 베어링 마찰계수는 베어링 재질 및 작동 유체의 종류 혹은 작동 유체의 오염도에 따라 표 1 로 부터 구할 수 있다[3].

표 1. 재질 및 작동유체에 따른 베어링 마찰계수

Material of bearing	Working fluid	Bearing friction coef.
Bronze	Clean treated water	0.25
	Raw untreated water	0.6
Non-bronze	-	0.6
Teflon	-	0.15
Teflon/fiber glass	Clean water	0.15
Nylon	Air/Gas	0.35

3.2 패킹 토크, T_p

나비밸브에서 패킹토크는 전체 토크에서 일부분에 지나지 않는다. 테프론(teflon) 혹은 강화 복합 플라스틱을 사용하는 세브론(Chevron)형 V 자 패킹은 전체 토크량에서 패킹토크의 영향은 미미하므로 무시할 수 있다[1]. 박스형 그랜드 패킹에서 패킹토크는 패킹 재료, 패킹길이 및 그랜드에 미

리 가한 하중에 따라 영향를 받는다. 패킹토크는 제작사 제공값을 사용할 수 있으며 아래식에 의해서 예측이 가능하다[2].

$$T_P = \frac{1}{12} \times m_P \times (pD_s \lambda_P) \times \frac{P_{pkg}}{2} \times \frac{D_s}{2} \qquad (2)$$

윗식에서 m_P, λ_P 그리고 P_{pkg}는 각각 패킹 마찰계수, 패킹길이 및 직경 방향으로 작용하는 패킹 압력이다. 자료가 부족하여 윗 식을 사용할 수 없을 경우에는 ANSI/AWW에 의해 설계된 밸브에 한하여 베어링 토크의 20%를 적용한다.

3.3 허브 마찰토크, T_{hub}

허브 마찰토크는 대칭형 고무 라이너(elastomer liner)구조에서 허브와 라이너의 마찰에 의하여 밸브 행정중에 발생한다. 허브 마찰 토크는 아래식으로 구할 수 있다.

$$T_{hub} = C_{hub} \times D_s \qquad (3)$$

윗식에서 C_{hub}는 허브 마찰토크 계수로서 라이너의 경도와 두께에 비례한다. C_{hub}는 작동유체가 물인경우 12, 가스인 경우 36을 적용한다.

3.4 동수력토크, T_{hyd}

나비밸브 디스크 주위에 흐르는 유체는 디스크 형상에 기인한 양력과 항력을 발생시킨다. 이것은 디스크 양면에 작용하는 불균일한 압력분포가 주원인이다. 동수력 토크는 디스크에 작용하는 합력과 합력의 작용점에서 디스크 회전 중심까지의 거리를 곱하여 구할 수 있다.

비대칭 디스크에서 동수력 토크 특성은 유동방향에 따라 결정된다. 축 상류형인 경우 열림시 동수력 토크는 다른 유형에 비하여 전형적으로 크다. 축 상류형에서는 완전 열림 개도각에서도 디스크 양면이 완전 대칭이 아니므로 자동 닫힘 토크를 발생시킨다. 이것은 밀봉 측면에서 유리하다. 이와 반대로 축 하류형인 경우에는 자동 열림(self-opening)토크를 받는다. 축 하류형은 일반적으로 요구 회전력이 축 상류형에 비하여 작으므로 일부 제작사에 의하여 추천되기도 한다. 그러나 완전 열림 위치에서 유동에 의한 열림방향 토크가 작용하므로 진동과 소음이 심하고, 다른 기계적 손상이 발생할 수 있으므로 일반적으로 추천되지 않는다. 축 하류형은 대형 밸브와 고압력 조건에서 밀봉효과가 감소한다. 동수력 토크는 디스크 직경과 밸브 양단 차압에 비례하며 아래식으로 결정된다.

$$T_{hyd\_a} = \frac{1}{12} C_t D_{dsic}^3 \Delta P_a \qquad (4)$$

윗 식에서 C_t는 동수력 토크 계수이다. 동수력 토크계수는 밸브 개도각의 함수이며, 디스크 형상비(디스크 두께와 디스크 직경의 비)가 0.25 이하일 경우에 참고문헌[3]으로 부터 구할 수 있다. 축 상류형에서 동수력 토크계수는 대칭형에 비하여 25% 크며, 축 하류형인 경우에는 대칭형의 75%를 적용한다. 동수력 토크계수는 축 상류형 보다는 축 하류형인 경우 큰 변화폭을 갖는다. 디스크 형상비가 0.25 보다 크고 0.35 이하일 경우 동수력 토크계수는 아래식과 같이 보정하여 사용하여야

한다. 이것은 두꺼운 디스크에서는 두께에 의한 유선(stream line)이 편향되는 정도를 보정하기 위함이다.

$$C_t' = [1+5(R_a - 0.25)] \times C_t \quad (5)$$

윗식에서 C_t' 와 R_a 는 각각 보정 동수력 토크계수와 디스크 형상비이다.

3.5 요구 동적토크, T_{TD}

나비밸브를 운전하기 위해서는 밸브에 적절한 힘이 가해져야 한다 모터구동밸브에서 동력의 전달경로는 모터-웜/웜기어-스템의 경로를 따른다. 이때 밸브 운전 중 축에 가해져야 하는 토크를 요구 동적토크(total dynamic torque)라고 정의한다. 요구 동적토크는 전술한 토크들을 적절히 합산하여 구하여진다.

요구 동적토크에서 부호규약은 일반적으로 밸브 행정 방향과 동일한 방향으로 축에 힘이 가해져야 한다면 양의 부호를 가지며, 밸브 행정을 구속하는 방향으로 힘이 가해져야 한다면 음(-)부호를 갖는 것으로 정의하는 것이 편리하다. 전술한 토크들 중에서 패킹토크와 베어링 토크는 항상 양의 부호를 갖지만, 동수력 토크는 디스크 형상에 따라서 양의 부호 혹은 음의 부호를 가질 수 있다. 이것은 대칭형 및 축 상류형에서 동수력 토크는 밸브 행정방향에 상관없이 자동 닫힘 토크를, 축 하류형인 경우에는 자동 열림 토크를 나타내기 때문이다.

축 상류형 밸브의 닫힘 행정에서 동수력 토크는 닫히는 방향으로 작용하므로 요구 동적토크는 동수력 토크 만큼 감소하게 된다. 대형 밸브이고, 유동효과가 큰 밸브에서는 동수력 토크가 지배적일 수 있으며 이 경우에 밸브는 구동부의 도움없이 저절로 닫히는 구간이 존재한다. 요구 동적토크는 순수하게 구동부에 가해져야 하는 토크를 고려하므로 행정을 돕는 토크는 계산에서 제외하고 아래 표 3 과 같이 디스크 형상에 따라서 구한다[4].

표 2 디스크 형상에 따른 동적토크 계산식

	Opening stroke	Closing stroke
Symmetric	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub} + T_{hyd}$	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub}$
Shaft upstream	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub} + T_{hyd}$	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub}$
Shaft downstream	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub}$	$T_{TD} = T_b + T_p + T_{hub} + T_{hyd}$

4. 요구 동적토크 예측 및 시험결과 검토

본 연구에서는 2 대의 나비밸브에 대한 요구동적토크 예측결과 및 시험결과를 비교, 검토하였다. 요구 동적토크는 전술한 해석방법으로 산출하였으며, 시험결과는 가동 원전 모터구동 안전성 평가 수행 중 취득한 자료를 사용하였다. 시험결과는 모터구동 나비밸브가 설치된 배관에 유동을 형성한 후 열림 및 닫힘 시험을 수행하여 취득한 압력 및 토크 결과이다.

요구 동적토크 예측시 차압 정보와 패킹토크 정보는 시험에 의하여 얻어진 결과를 이용하였으며, 베어링 토크계수와 동수력 토크계수는 본 논문에서 제시한 값을 사용하였다. 패킹 토크는 시험결과값을 인용하였으며, 유동이 조건하지 않는 조건에서 밸브를 운전하여 얻은 토크값이다.

표 3에는 본 연구에서 선정한 2대의 시험밸브 사양을 나타내었다. 시험에 사용된 밸브는 24”대칭형 1대와 8” 단일 편심형 1대이다. 단일편심형 밸브에서 유동흐름 방향은 축 상류형이다. 축 및 배관 설치방향은 2대 밸브 모두 각각 수직 및 수평이다. 계통 특성으로서 밸브 A는 기기냉각수 계통, 밸브 B는 정지냉각계통에 위치하며, 밸브를 통과하는 작동유체는 가압수이다. 최대 시험 차압은 밸브가 완전히 닫힌 경우 발생하며 시험시 밸브 완전 닫힘 차압은 밸브 A와 밸브 B에서 각각 123psi와 90psi이다. 이 차압은 설계기준 사고시 밸브에 작용하는 최대 차압과 유사한 조건이다.

표 3 시험에 사용된 밸브 설계정보 및 계통정보

	Test valves	
	A	B
Valve design information		
Valve manufacture	Posi-seal	Fisher
Disc type	Symmetric	Single offset
Flow direction	-	Shaft upstream(O/C)
Valve size(in)	24	8
Disc diameter(in)	23.375	9.256
Stem diameter(in)	2.5	1.747
Disc aspect ratio	0.2032	0.344
Bearing material	Teflon	Bronze
System information		
Valve function	Componet cooling	Shutdown cooling
Maximum ΔP(psi)	123psi	90.0

그림 3과 그림 4에는 밸브 A에서 개도각에 따른 차압분포에 대한 시험결과를 열림 및 닫힘 행정에 대하여 각각 나타내었다. 압력 분포는 디스크 개도각을 5^o씩 증가하면서 도시하였다. 그림에서 개도각이 0^o와 90^o는 각각 완전 닫힘 상태 및 완전 열림 상태이다. 시험은 신뢰도가 준수되는 상황에서 2회 실시되었으며, 그림에서 Test #1 및 Test #2는 각각 시험 1차와 시험 2차를 지시한다. 그림 3에서 열림 행정시 차압은 100psi 근처로 부터 급격히 감소하고 있으며 개도각 약 45^o 에서 차압이 모두 해소되고 있는 것을 알 수 있다. 닫힘 행정시 차압분포를 나타낸 그림 4에서 완전 열림시 0에 가까운 차압으로부터 밸브가 닫히는 동안 차압이 증가하여 완전 닫힘시 약 100psi에서 차압이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 닫힘 행정시 차압은 거의 변화가 없다가, 개도각 0^o ~35^o 구간에서 급격히 증가하는 것을 알 수 있다.

그림 5에는 열림 행정시 시험으로부터 취득한 요구 동적토크와 해석방법으로 구한 요구 동적토크를 도시하였으며, 그림 6에는 닫힘 행정에 대한 결과를 도시하였다. 요구 동적토크 중 동수력

토크 해석시 요구되는 차압은 시험 차압을 그대로 적용하였으며, 베어링 마찰계수로는 0.6 을 적용하였다. 그림에서 Calculation #1 및 Calculation #2 는 각각 시험 1 차와 시험 2 차에서 얻어진 차압을 적용하여 해석방법으로 구한 요구 동적토크를 지칭한다. 그림으로부터 요구 동적토크는 행정방향에 상관없이 차압이 가장 크게 작용하는 완전 닫힘 근처에서 크게 나타나며 이후로는 지수적으로 감소하는 것을 특성을 나타낸다. 그림 5 와 그림 6 에서 시험에 의한 요구 동적토크 특성과 해석방법에 의한 요구 동적토크 특성은 정성적으로 전 행정 구간에서 비교적 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다. 정량적으로는 해석방법에 의한 요구 동적토크가 시험에 의한 동적토크에 비하여 보수적인 값을 갖는 것을 알 수 있다.

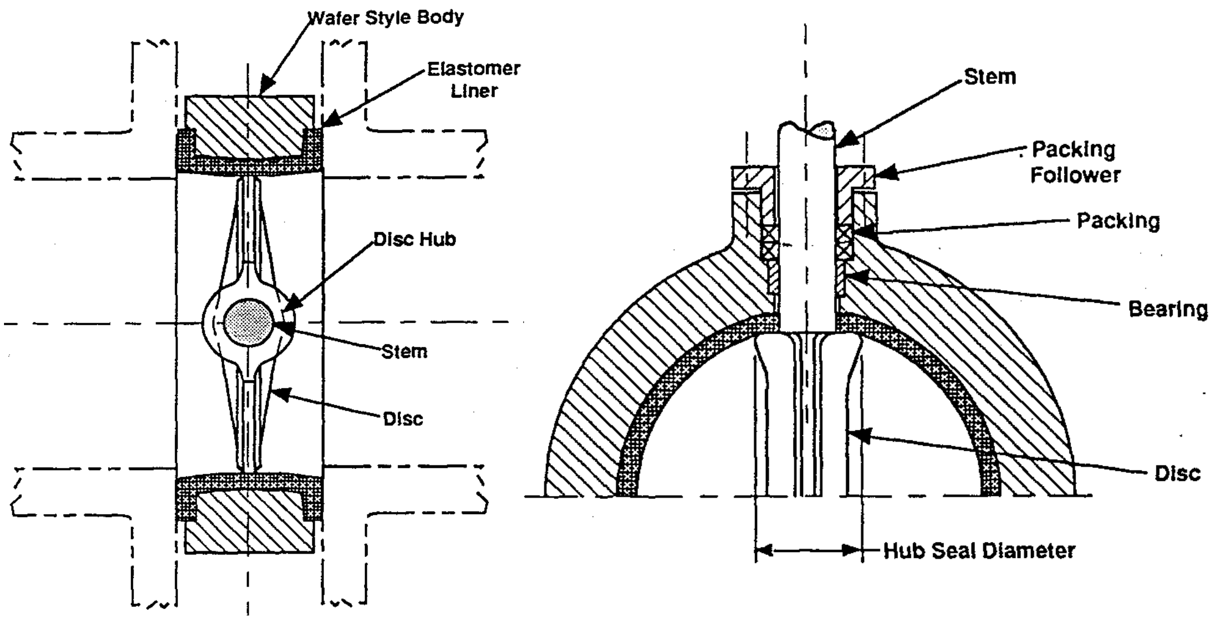
그림 7 과 그림 8 에는 밸브 B 에서 개도각에 따른 차압분포의 시험결과를 도시하였다. 그림 7 과 그림 8 에서 차압분포는 밸브가 완전히 열린 상태에서도 완전히 해소되지 않고 있는 것을 알 수 있으며, 이것은 계통특성 혹은 압력계의 위치와 관련 있는 것으로 보인다. 그림 9 와 그림 10 에는 밸브 B 에서 개도각에 따른 요구 동적토크에 대한 시험결과와 해석결과를 도시하였다. 해석방법에 의한 요구 동적토크는 시험 요구 동적토크에 비하여 모든 행정에서 비교적 크게 나타나고 있다. 특히 열림 행정의 요구 동적토크를 보여주는 그림 9 에서 열림 개도각 45^{o} 이상에서 요구 동적토크가 시험값 보다 상당히 크게 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 이것은 밸브 열림 행정에서 완전히 해소되지 않고 있는 부적절한 차압정보의 영향과 보수적인 동수력 토크계수가 동수력 토크를 크게 예측하였기 때문으로 판단된다. 동수력 토크는 요구 동적토크의 중요한 부분을 차지하므로 동수력 토크의 주요인자인 차압분포가 정확히 알려져야만 보다 정확한 요구 동적토크가 계산될 수 있다.

5.결 론

본 연구에서는 모터구동 나비밸브의 요구 동적토크를 예측하는 방법과 시험결과를 비교 검토하였으며 검토결과, 해석방법은 가동 중 원전에 설치된 모터구동 나비밸브에 대한 요구 동적토크를 타당하게 예측하는 것으로 나타났다. 모터구동 나비밸브에 대한 시험결과와 해석결과를 비교함으로서 해석방법이 시험결과에 비하여 다소 보수적으로 요구 동적토크를 예측하고 있는 것을 알 수 있었으며, 또한 정확한 밸브 차압정보가 요구 동적토크를 예측하는 데에 중요함을 알 수 있었다.

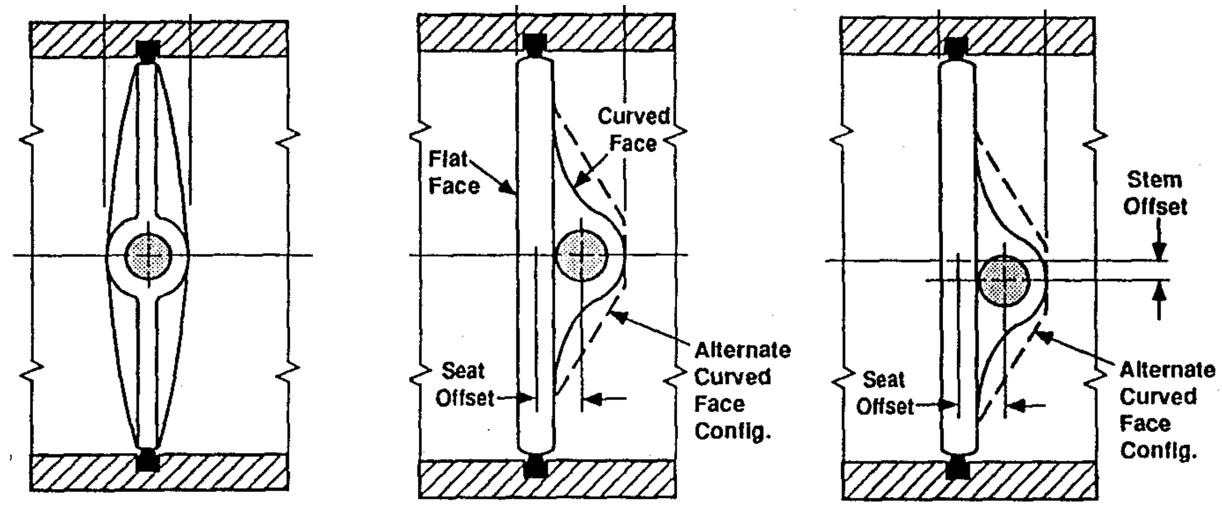
References

1. 양경모, 모터구동밸브의 용량 산정과 밸브의 위치가 미치는 영향, 한국전력기술㈜, 전력기술 제 32 호, 1998.
2. General Characteristics of Butterfly Valves, Henry Pratt Publication, BBGE84, 1984.
3. EPRI NP-7501: Application Guide for Motor Operated Butterfly Valves In Nuclear Power Plants, January 1993.
4. EPRI TR-103224: EPRI MOV Performance Prediction Program; Butterfly Valve Model Description Report, September 1994.



(a) **평면도** (b) **정면도**

그림 1 버터 플라이 밸브 구조(대칭형)



(a) **대칭형** (b) **단일편심형** (c) **이중편심형**

그림 2 디스크 형태에 따른 버터플라이 밸브 분류

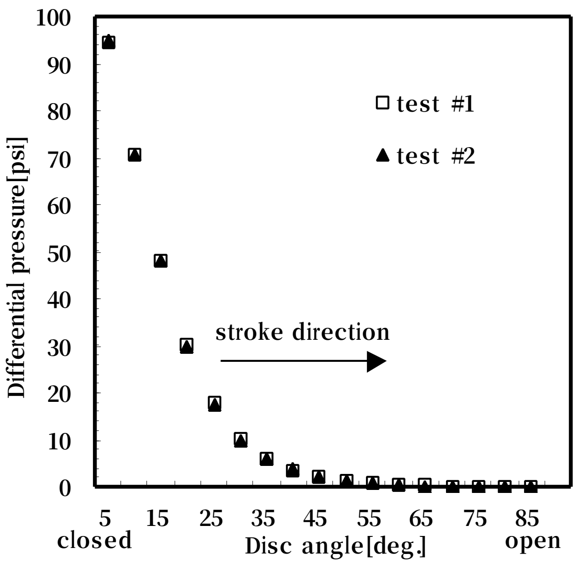


그림 3 열림행정시 차압분포(밸브 A)

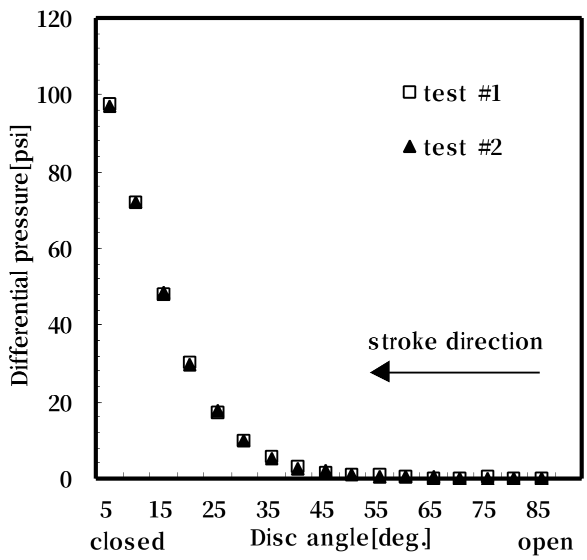


그림 4 닫힘행정시 차압분포(밸브 A)

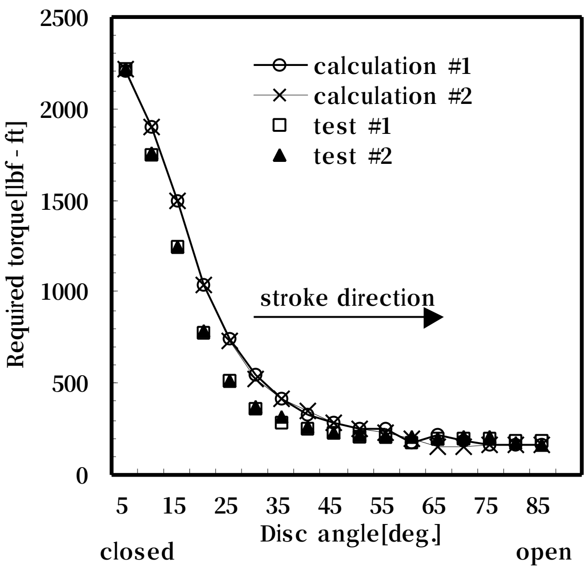


그림 5 열림행정시 요구동적토크(밸브 A)

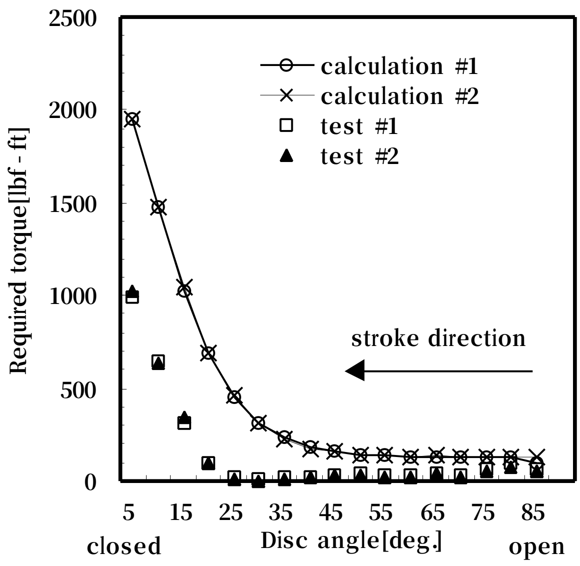


그림 6 닫힘행정시 요구동적토크(밸브 A)

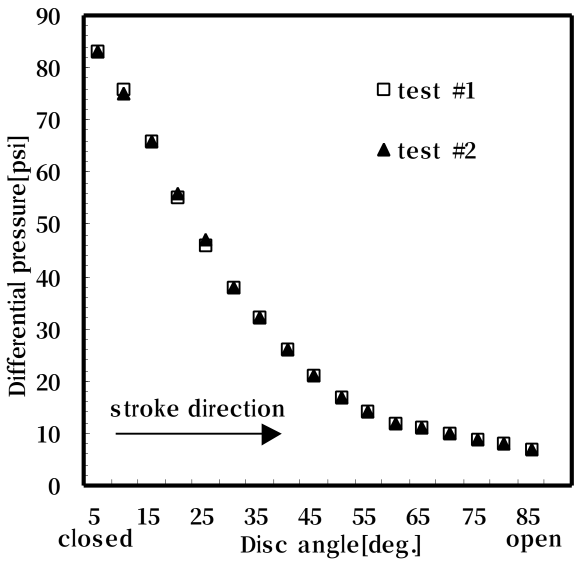


그림 7 열림행정시 차압분포(밸브 B)

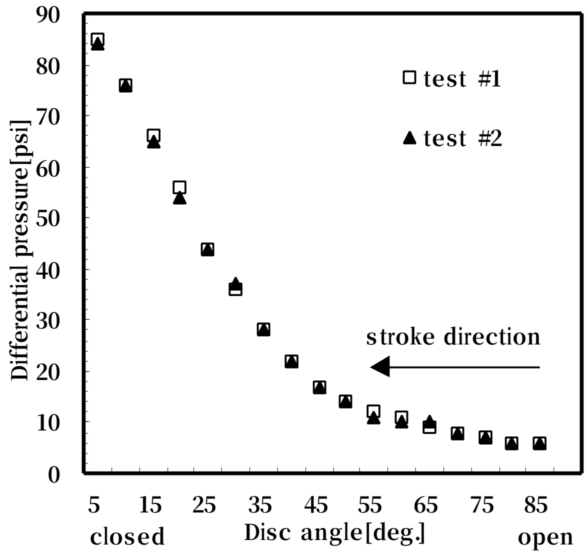


그림 8 닫힘행정시 차압분포(밸브 B)

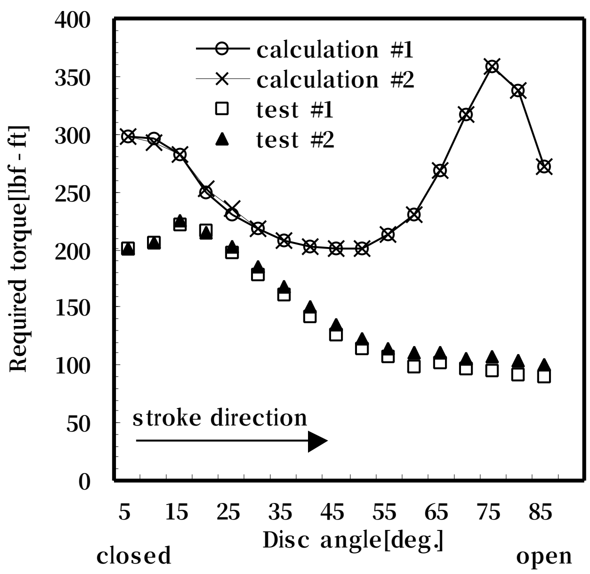


그림 9 열림행정시 요구동적토크(밸브 B)

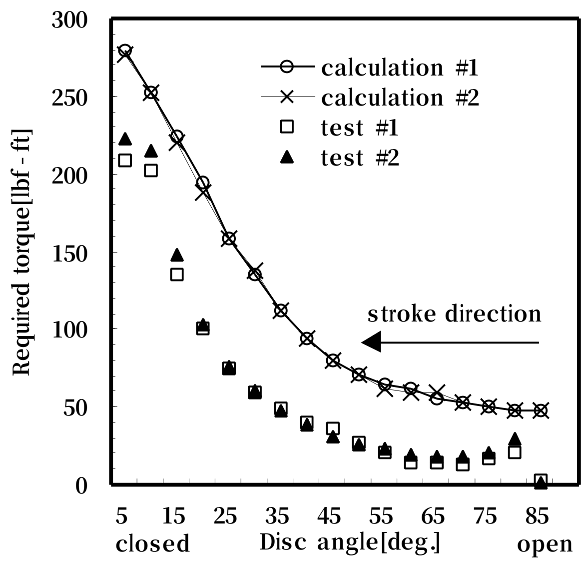


그림 10 닫힘행정시 요구동적토크(밸브 B)