

## KELEBEK VANA KLAPE KUVVETLERİNİN BELİRLENMESİ VE TİPİK TAHRİK MEKANİZMALARININ ANALİZİ

Fuat TİNİŞ

IŞIK Makina İmalat ve Pazarlama A.Ş., ANKARA

### ÖZET

Büyük çaplı kelebek vanalar, hidroelektrik santralların enerji tünellerinde ve sulama ve içme suyu şebekelerinde işletme ve tehlike vana-sı olarak yoğun şekilde kullanılmaktadır.

Kelebek vana tasarımında en önemli sorun, vana klapa ve gövdesinin mekanik tasarımının değil, açma ve kapatma anında vana klapesine etki eden kuvvetlerin belirlenmesi olmaktadır.

Klapa ağırlığı, karşı ağırlık, hidrostatik basınç, mil ve sızdırmazlık conta sürtünmeleri gibi tahrık mekanizmasının boyutlandırılmasına doğrudan etki eden kuvvetler, bilinen fizik kuralları ile belirlenebilmekte iken, akıma karşı kapatmadada klapa üzerine etki eden hidrodinamik kuvvetlerin belirlenmesi ancak deneysel olarak mümkün olabilmektedir.

Bu çalışmada, kelebek vana klapesine etki eden kuvvetlerin belirlenmesi için yapılan çalışmalar incelenmiş ve belirlenen kuvvetlere göre, tipik kelebek vana tahrık mekanizmalarının boyutlandırılması ve analizi için eşitlikler türetilmiştir.

### 1. GİRİŞ

Hidroelektrik santralların enerji tünellerinde, sulama barajlarının dipsavak ve sulama tünellerinde ve içme suyu şebekelerinde, büyük çaplı kelebek vanalar işletme ve tehlike vanası olarak kullanılmaktadır.

Kelebek vanalar işletme vanası olarak, enerji yapılarında türbünlere giden suyu kontrol ederken, sulama ve içme suyu yapılarında hatlara verilen su miktarlarını ayarlamaktadır ve türbün ve hatlardaki herhangi bir arıza anında suyu keserek te tehlike vanası işlevini yerine getirmektedir.

Vana gövde ve klapesi, akıma karşı koydukları su basıncını taşıyabilecek mukavemette tasarlanırlar. Tasarımda güclük, vananın açılması ve kapatılması sırasında vana klapesine etki eden moment ve kuvvetlerin belirlenmesindedir. Bu kuvvet ve momentler düşüye, debiye, vananın hat içindeki konumuna ve klapa yapısına bağlıdır.

Bu çalışmada, işletme sırasında vana klapesine etki eden kuvvet ve momentler incelenmiş ve belirlenen momentleri yenebilecek ve sıkılıkla kullanılan tipik hidrolik vana tıhrik mekanizma uzun boyutları ve kesitlerinin belirlenmesi için eşitlikler türetilmiştir.

## 2. KELEBEK VANA KLAPE KUVVET VE MOMENTLERİ

Kelebek vana klapesi, vana kapalı iken yalnızca hidrostatik basınçla karşı koymaktadır. Kelebek vanalar genellikle dengeli şartlar altında açılmaktadır; bu nedenle açılırken yalnızca sızdırmazlık contası sürtünmelerini, klapa ağırlığı ve mil sürtünmesinin yarattığı momentlerini tıhrik mekanizması ile yemek yeterli olmaktadır. Vana klapesi akıma karşı kapatılırken ise yukarıda sözü edilen kuvvetlere ek olarak hidrodinamik kuvvet ve momentlerin de etkisi altındadır.

### Hidrodinamik Moment

Hidrodinamik moment, vana klapesi akısa karşı kapatılırken oluşan ve vanayı kapatmaya çalışan momenttir. Hidrodinamik moment, vana geometrisi düşü ve debinin fonksiyonudur ve belirlenmesi ancak deneyel olarak mümkün olabilmektedir [1], [2], [3] ve [4].

Deneysel çalışmalar sonucunda hidrodinamik momentin hesaplanabilmesi için aşağıdaki empirik eşitlik türetilmiştir [1], [2]:

$$M_H = C_T \cdot D^3 \cdot h_{vk} \cdot \delta \cdot g \quad (1)$$

Burada;

$M_H$  : Hidrodinamik moment [N.m]

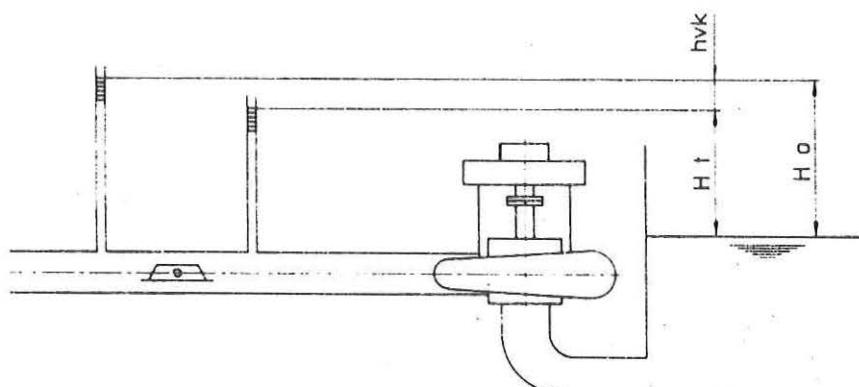
$C_T$  : Hidrodinamik moment katsayısı (Bu katsayı vana klapa tipi ve açılığına göre değişmektedir [1], [2], [3], [4])

$D$  : Vana anma çapı [m]

$h_{vk}$  : Vanadaki düşü kaybı [m]

$\delta$  : Vanadan geçen akışkanın yoğunluğu [kg/m³]

$g$  : Yerçekimi ivmesi = 9,81 m/sn²



Şekil 1. Tıhrik Janası ve Vanadaki Düşü Kaybı  $h_{vk}$ .

Vanadaki düşü kaybı  $h_{vk}$  için aşağıdaki eşitlik Şekil 1 için yazılıbilir.

$$h_{vk} = \frac{H_0}{1 + \left( \frac{C_v}{C_t} \cdot \frac{A_v}{A_t} \right)^2} \quad (2)$$

Burada;

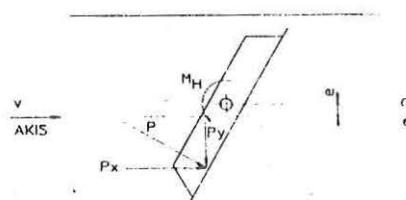
$H_0$  : Tasarım düşüsü [m]

$C_v, C_t$  : Vana ve türbün boşaltım katsayıları (model testleri ile belirlenmektedir [1], [2] ve [3])

$A_v, A_t$  : Vana ve türbün akış alanları [ $m^2$ ]

#### Hidrodinamik Kuvvet

Hidrodinamik kuvvet, akışa karşı vana kapatılırken vana klapesine etki eden ve hidrodinamik momenti yaratılan kuvvettir (Şekil 2).



Şekil 2. Akışa Karşı Kapatılırken Vana Klapesine Etki Eden Hidrodinamik Kuvvet  $P$ .

$$P = c_F \cdot D^2 \cdot h_{vk} \cdot \gamma \cdot g \quad [1], [2] \quad (3)$$

Burada;

$P$  : Hidrodinamik kuvvet [N]

$c_F$  : Hidrodinamik kuvvet katsayısı (deneysel olarak belirlenebilmektedir ve klapa şekil ve açıklığına göre değişmektedir [1], [2], [3]).

#### Klapa Milleri Sürtünme Momenti

Klapa yatak millerine etki eden reaksiyon kuvvetleri, yatak sürtünmesinden dolayı sürtünme momenti yaratmaktadır. Bu momentin değeri :

$$M_F = R \times \frac{d}{2} \times M_s \quad (4)$$

Burada;

$M_F$  : Klapa yatak milleri sürtünme momenti [N.m]

$d$  : Klapa yatak milleri çapı [m]

$M_s$  : Klapa yatak milleri ve yataklar arasındaki sürtünme katsayısı

$R$  : Klapa yatak millerine etki eden toplam reaksiyon kuvveti [N].

#### Sızdırmazlık Contası Sürtünme Momenti

Vana klapesinin vana gövdesi içindeki hareketi sırasında bazı konumlarda ve kesinlikle kapama konumunda, sızdırmazlık contası, sızdırmazlık çemberi tarafından sıkıştırılmakta ve bu sürtünme de klapa hareketine karşı yönde bir moment oluşturmaktadır.

$$M_c = 2 \cdot \frac{Z}{L_c} \cdot E_c \cdot \frac{t_c^2}{\cos \alpha} \cdot M_c \cdot R_c \quad (5)$$

Burada;

$M_c$  : Sızdırmazlık contası sürtünme momenti [N.m]

$Z$  : Sızdırmazlık contasındaki ezilme [ $\text{m}$ ]

$L_c$  : Sızdırmazlık contası serbest boyu [ $\text{m}$ ]

$E_c$  : Conta elastiklik modülü [ $\text{N/m}^2$ ]

$t_c$  : Conta genişliği [ $\text{m}$ ]

$\alpha$  : Klapa konum açısı ( $0^\circ$  vananın tam açık olduğu konuma karşılık gelmektedir).

$M_c$  : Sızdırmazlık contası ile sızdırmazlık halkası arasındaki sürtünme katsayısı.

$R_c$  : Contanın ezildiği noktası (lar) ile klapa dönme ekseni dönme ekseni arasındaki uzaklık [ $\text{m}$ ]

#### Klapa Ağırlığının ve Karşı Ağırlığının Moment Etkisi

Klapa ve karşı ağırlık ağırlık merkezlerinin, klapa yataklama ekseninden farklı noktalarda olması, klapaya moment etki ettirmektedir.

$$M_w = W \cdot g \cdot R_w \cdot \cos(\alpha_w + \alpha) \quad (6)$$

Burada;

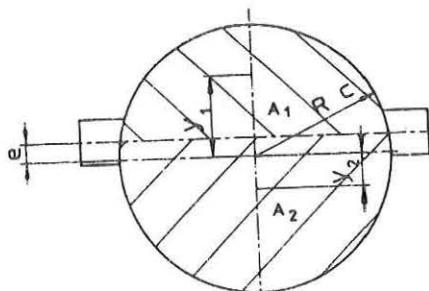
$M_w$  : Klapa ağırlığı ve karşı ağırlığı momenti [N.m]

$W$  : Klapa ve karşı ağırlık kütleleri toplamı [kg]

$R_w$  : Toplam kütle ağırlık merkezinin klapa yataklama eksenine olan uzaklığı [ $\text{m}$ ]

$\alpha_w$  : Toplam kütle ağırlık merkezinin yatayla saat yönünün tersinde yaptığı açı.

#### Klapa Eksen Kaçıklığının ve Klapa Üzerindeki Düşü Farkının Moment Etkisi



Şekil 3. Kelebek Vana Klapesi Üzerinde Eksen Kaçıklığı ve Farklı Basınç Alanları.

Klapa yataklama ekseninin klapa gövde ekseninden farklı olması ve klapa üzerindeki basınç farklılığı, dengesiz şartlarda ve klapa tam kapanıldığı anda klapaya kapatma yönünde bir moment etki ettirir:

$$M_p = 1000 \cdot g [(H_{sta} - y_2) A_2 (y_2 - e) - (H_{sta} - y_1) A_1 (y_1 - e)] \quad (7)$$

Burada;

$$A_1 = R_c^2 \cdot \cos^{-1} \left( \frac{e}{R_c} \right) - e (R_c^2 - e^2)^{1/2} \quad (8)$$

$$A_2 = \pi \cdot R_c^2 - A_1 \quad (9)$$

$$y_1 = \frac{2(R_c^2 - e^2)^{3/2}}{3(\pi R_c^2 - R_c^2 \cdot \cos^{-1} \frac{e}{R_c} + e \sqrt{R_c^2 - e^2})} \quad (10)$$

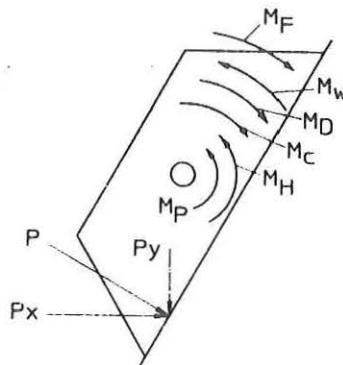
$$y_2 = \frac{2(R_c^2 - e^2)^{3/2}}{3A_2} \quad (11)$$

$R_c$  : Sızdirmazlık yarı çapı [m]

$e$  : Eksen kağıklığı [m]

#### Klapa Üzerinde Kuvvetler Dengesi

Vana kapatılırken klapa üzerine etki eden moment ve kuvvetler, yönleri ile birlikte Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Kelebek Vana Klapesine Etki Eden Kuvvet ve Momentler  
(Kapatma Yönünde)

Klapeye etki eden bu kuvvet ve momentlerin karşılanması için dıştan ve diğer döndürme momentlerinin toplamına eşit bir moment ( $M_D$ ) uygulanmalıdır. Klapa açılma ve kapanma hızı genellikle çok düşük olduğu için, momentler statik bir denge içindedir.

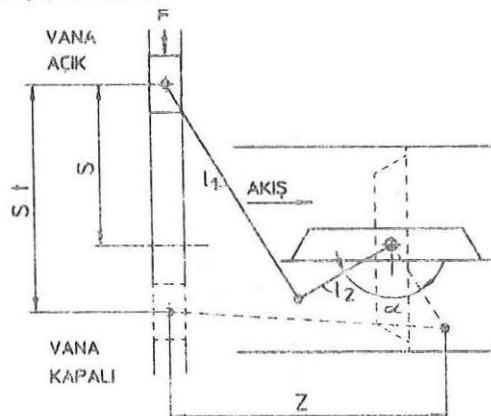
$$M_D = M_H + M_P - M_F - M_C + M_W \quad (12)$$

### 3. TİPİK KELEBEK VANA TAHİRİ MEKANİZMALARI

Kelebek vana klapelerini  $M_D$  döndürme momentini sağlayacak şekilde tahrir eden çok çeşitli mekanizma türleri bulunmaktadır. Burada, son zamanlarda daha yaygın olarak kullanılmakta olan iki değişik hidrolik tahrirli mekanizma türünden söz edilecektir.

#### Vana Gövdesinde Yataklı Krank Biyel Mekanizması

Tahrir mekanizmasını vana gövdesine sağlamak, daha modüler vana yapılarının oluşturulabilmesini sağlar. Şekil 5'te gösterilen mekanizmada vanayı açıp kapatmak F kuvvetini uygulayan bir hidrolik silindirdir. Bu tür bir mekanizmada optimizasyon mekanizma boyutlarını kabul edilebilir sınırlar içinde tutup hidrolik silindir tarafından verilecek F kuvvetini dolayısıyla silindir ölçüsünü minimize etmektedir. Bu da mekanizma boyut sınırları içinde iletişim açısının  $90^\circ$ 'dan sapmasının en aza indirilmesi ile yapılabilir.



Şekil 5. Vana Gövdesine Yataklı Krank Biyel Mekanizması

Kullanılabilen yöntemlerden birisi Chebishev anlamında optimizasyon yani iletişim açısının  $90^\circ$ 'dan sapmasının ilk ve son konumlarda birbirine eşitlenmesidir. Bu yöntemde  $\alpha=90^\circ$  için  $S$ ,  $S_t$  ve  $Z$  seçilir, mekanizma uzuv boyları  $l_1$  ve  $l_2$  aşağıdaki eşitliklerle hesaplanır [5].

$$l_2 = \frac{d}{2} - p \cdot \cos(\delta - \vartheta) \quad (13)$$

$$l_1 = p^2 + l_2^2 - 2 \cdot p \cdot l_2 \cdot \cos(\delta - \vartheta) \quad (14)$$

Burada;

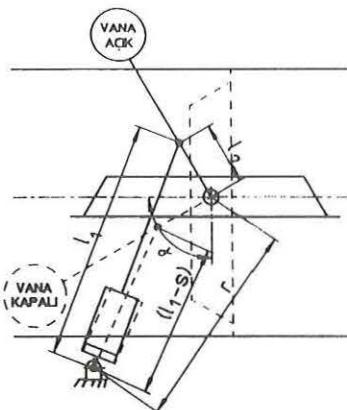
$$\vartheta = \tan^{-1} \frac{Z}{S} \quad (15)$$

$$p = (S^2 + Z^2)^{1/2} \quad (16)$$

$$de^{i\delta} = pe^{i\vartheta} (1 - e^{i\alpha}) - S_t e^{i\alpha} \quad (17)$$

### Zemine Yataklı Hidrolik Tahrik Mekanizması

Özellikle büyük çaplı vanalarda, tahrik silindirini zemine yataklamak, tasarımını daha pratikleştirmekte ve vana gövdesinde bu kuvvetlere dayanıklı karmaşık ve büyük bir yataklama yapısından kaçınmayı sağlamaktadır. Ayrıca böyle bir yapı, karşı ağırlıkla kapanan tehlike vanaları içinde çok uygun olmaktadır (Şekil 6).



Şekil 6. Zemine Yataklı Hidrolik Vana Tahrik Mekanizması.

Vine silindir büyülüğünün minimize edilmesi iletim açısının ( $\alpha$ )  $90^\circ$ 'den sapmasının en aza indirilmesi ile sağlanabilir. Chebishev anlamanın daki optimizasyona göre, önceden seçilen ve/veya bilinen  $\alpha = 90^\circ$ ,  $r$  ve silindir kursu  $s$  için, aşağıdaki eşitlikler yazılabilir ;

$$r^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cos(90 - \alpha) \quad (18)$$

$$r^2 = (l_1 - s)^2 + l_2^2 - 2(l_1 - s) \cdot l_2 \cdot \cos(90 + \alpha) \quad (19)$$

$$\cos^{-1} \left( \frac{l_2^2 + r^2 - l_1^2}{2l_2 \cdot r} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{l_2^2 + r^2 - (l_1 - s)^2}{2 \cdot l_2 \cdot r} \right) = \alpha \quad (20)$$

18, 19 ve 20 sayılı üç eşitlikten, üç bilinmeyen  $l_1, l_2$  ve  $\alpha$  çözülebilir.

#### 4. SONUÇ

Kelebek vana tasarımında, tasarımcılara her zaman sorun olan vana klapesine etki eden döndürme momentlerinin bilinmesi teorik yaklaşımalarla direk olarak mümkün olamazken, deneysel veriler, probleme yaklaşabilmede mertebe olarak uygun sonuçlar vermektedir. Döndürme momentlerinin bilinmesinden sonra tahrik düzeninin tasarlanması yalnızca bir mekanizma problemi olmaktadır.

Yukarıda söz edilen deneysel ve teorik eşitlikler kullanılarak tasarlanmış pek çok kelebek vana, değişik uygulamalarda emniyetle görev yapmaktadır.

**5. KAYNAKÇA**

1. Guins, V.G., "Flow Characteristics of Butterfly and Spherical Valves", Proc. ASCE, J.of Hydraulics Division, s.675-690, Mayıs 1968.
2. Barp, B.ve Grein, H., "The Biplane Butterfly Valve, System Escher Wyss" Water Power, s.359-362, Eylül 1968.
3. Meystre, N., "Safety Butterfly Valves", Escher Wyss tarafından yayınlanan rapor.
4. Ellis, J.ve Mualla, W., "Dynamic Behaviour of Safety Butterfly Valves", Water Power and Dam Construction, s.26-31, Nisan 1984.
5. Tiniş, F., "Design and Construction of a Rapier Drive System", Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara, Ağustos 1983.