



HİDROLİK YÖN KONTROL VALFLERİNDE AKIŞ KAYBI

Erdem KOÇ*, Betül ÖZDEMİR**

*Çukurova Üniversitesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana

**PİLSA Plastik Sanayi ve Tic. A.Ş., Adana

ÖZET

Bu çalışmada endüstriyel hidrolik devre elemanlarından olan yön denetim valfeleri teorik olarak analiz edilmiştir. Yüzeyleri paralel işlenmiş valf sürgüsü ile valf gövdesi (silindir) arasındaki viskoz akışkan kaçağı belirlenmiştir. Sürgü yüzeyinin konik olması halinde analiz genişletilmiştir. Valf performansı için akışkan kaçağının mümkün mertebe az olması istendiğinde eksen kaçıklığı, piston boyu ve koniklik değerlerini uygun değerlerde seçilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Çalışma boyutsuz parametrelerle yürütülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Yön Kontrol, Valf, Akışkan Kaçağı

LEAKAGE IN HYDRAULIC DIRECTIONAL CONTROL VALVES

ABSTRACT

In this study directional control valves being the elements of industrial hydraulic circuits have been examined. A viscous fluid leakage between the spool (piston of which the surfaces being machined parallel to each other) and the valve body has been obtained. It has been seen that the misalignment within the piston-cylinder system increases the fluid leakage. Analysis has been expanded to cover the conical spool surfaces. It was concluded that for reduced leakage (as far as possible) the misalignment, piston length and the value of surface coning should be selected properly. The study has been performed by non-dimensional parameters.

Keywords: Directional Control, Valve, Fluid Leakage.

1. GİRİŞ

Endüstriyel hidrolik sistemlerdeki yön kontrol valflerinin tasarımında çalışma kuvvetlerinin ve akış kanallarının belirlenmesi zorunludur. Çalışma anında hareket doğrultusuna bağlı olarak radyal ve eksenel kuvvetler doğmaktadır. Eksenel kuvvetler valf sürgüsünün (piston) hareketi arasında tahrik mekanizması tarafından karşı konulması gereken kuvvetler olup akış kuvvetleri, sürtünme kuvvetleri ve kütleli atalet kuvvetlerinden ibarettir. Valf pistonunun dengeli çalışabilmesi için bu kuvvetlerin birbirini dengelemeleri gerekir.

Radyal kuvvetler ise piston ile silindir arasındaki yağ film kalınlığını belirleyen parametredir. Bu kuvvetler pistonu silindir iç yüzeyine yaslamaya çalışacağından sürtünme kuvvetlerini arttıracaktır. Sürtünme kuvvetlerinin artması da eksenel kuvvete artışa sebep olacaktır. Sistem içinde hidrolik kilitlenmeye sebep olmaması açısından yüzey düzgünlüğü ve eksen kaçıklığı çok iyi ayarlanmalıdır. Valf pistonunun silindir ile temasta olduğu dış yüzeyinde uygun radyal açıklık

(tolerans) bırakılmalıdır. Bu açıklık gereğinden fazla olduğundan istenmeyen akışkan kaçağı oluşacak ve beklenmedik basınç düşmesi ve debi kaybı söz konusu olacaktır. Radyal açıklığın çok küçük tutulması halinde de metal-metal teması oluşup istenmeyen aşınma ve ısınmaya neden olacaktır. Viskoz sürtünme kuvvetinin artışında sistem performansını etkileyecektir.

Sürgülü tip yön denetim valflerinde çeşitli çalışmalar yürütülmüştür. (Zakharov, Baranov ve Shomlo 1962) yön denetim valfinde hidrodinamik kuvvet analizi yapmışlardır. Hidrodinamik kuvvetin değişik boyutsuz büyüklere göre değişimi incelenmiştir. (Dranfield, Bruce ve Wadsworth, 1968) yaptıkları çalışmada piston ile silindir yüzeyi arasındaki radyal açıklığın genel ifadesini ortaya çıkarmışlar ve Reynolds denklemini kullanarak radyal kuvvet analizi yapmışlardır. Başka bir çalışmada da sürgülü tip yön denetim valflerinde radyal ve eksenel kuvvet analizi yapılmıştır. (Blackburn, Reethof ve Shearer, 1972). (Baz, Barakatt ve Rabie, 1978) sürgülü yön denetim valflerinde akışkan kaçağı üzerinde incelemeler yapmışlardır. Radyal aralığın farklı değerleri için teorik akışkan kaçağını boyutsuz olarak

bulmuşlardır. (Inal ve Gediktaş, 1986) yön denetim valfi pistonlarına çeşitli çalışma şartları altında gelen kuvvetlerin incelenmesi amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır.

4/3 yön denetim valfi dinamik modeli oluşturulup sürekli halde ve ani devreye girme durumlarında valf pistonuna etki eden kuvvetler analiz edilmiştir. (Koç ve Şahin, 1992) Valflerde piston tasarımı için radyal aralıktaki basınç dağılımı teorik olarak analiz edilip, piston ile silindir arasındaki radyal açıklığı belirleyen radyal kuvvetlerin teorik olarak belirlenmesi üzerinde de çalışmalar yürütülmüştür. (Koç, Yatçı ve Özdemir 1993, 1993a).

Bu çalışmada valf performansına etki eden radyal aralık akışkan kaçağı, valf pistonunun paralel yüzeyli ve konik yüzeyli olması durumunda teorik olarak analiz edilmiştir. Ayrıca piston yüzeylerinin tam paralel yapılmaması ve silindir ile piston arasında mevcut eksen kaçıklığı dikkate alınarak sistemde mevcut akışkan kaçağı tahmin edilmiştir. Bütün bu teorik çalışmalar boyutsuz parametrelerle yürütülmüştür.

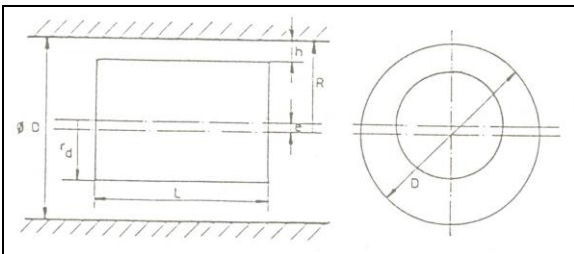
2. VALFTE AKIŞ KAYBI

2.1 Paralel Yüzeyli Eksantrik Piston

Şekil-1 tipik paralel yüzeyli eksantrik piston-silindir sistemini göstermektedir. Geometrik ve çalışma parametreleri değerlendirilerek h radyal aralığında kaçan akışkan debisi:

$$Q = \frac{\pi D h^3}{12 \eta L} \left[1 + 1.5 \left(\frac{e}{h} \right)^2 \right] \Delta P \quad (1)$$

şeklinde yazılabilir. Burada D silindir çapı, h film kalınlığı (radyal açıklık), η devrede kullanılan akışkanın dinamik viskozitesi, L piston boyu, e eksantriklik (Eksen kaçıklığı) ve ΔP basınç farkıdır.



Şekil 1. Paralel yüzeyli eksantrik piston.

(1) eşitliğinde

$$D = 2r_d + h \quad (2)$$

ifadesi kullanılır ve boyutsuzlaştırılırsa

$$\bar{Q}_1 = \frac{\pi}{6} \frac{(1+\bar{h})\bar{h}^3}{\bar{L}} \left[1 + 1.5 \left(\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{h}} \right)^2 \right] \bar{\Delta P} \quad (3)$$

şeklinde boyutsuz akışkan kaybı elde edilir. Burada $\bar{h} = h/r_d, \bar{L} = L/r_d, \bar{\varepsilon} = e/r_d$ ve $\bar{\Delta P} = \Delta P / (\eta u r_d)$ olmak üzere $\bar{Q}_1 = Q / r_d^2 U$ olmaktadır.

Analizde piston ile silindir arasındaki radyal açıklık esas alınarak boyutsuz basınç farkı tarif edilerek

$$\bar{\Delta P} = \Delta P h^2 / \eta u r_d \quad (4)$$

ifadesi ile boyutsuz akış kaybı

$$\bar{Q}_2 = \frac{\pi}{6} \frac{(1+\bar{h})\bar{h}}{\bar{L}} \left[1 + 1.5 \left(\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{h}} \right)^2 \right] \bar{\Delta P} \quad (5)$$

elde edilir.

2.2 Konik yüzeyli Eksantrik Piston

Şekil-2'deki model esas olmak üzere sistemde meydana gelen kaçak akış ifadesi

$$Q = \frac{\pi (r_d + h) \left(h + \frac{x}{L} t \right)^3}{6 \eta L} \left[1 + 1.5 \left(\frac{e}{h + \frac{x}{L} t} \right)^2 \right] \Delta P \quad (6)$$

şeklinde yazılabilir. Konik yüzeyli piston için basınç farkı ifadesi,

$$\Delta P = \frac{(P_1 - P)t(2h + t)}{(h + t)^2 \left[1 - \frac{h^2}{\left(h + \frac{x}{L} t \right)^2} \right]} \quad (7)$$

olarak yazılabilir (Özdemir, 1994). Piston yarıçapı r_d dikkate alınarak boyutsuz kaçak akışkan debisi,

$$\bar{Q}_3 = \frac{\pi (1+\bar{h})(\bar{h} + \bar{x}t)^3}{6\bar{L}} \left[1 + 1.5 \left(\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{h} + \bar{x}t} \right)^2 \right] \frac{\bar{\Delta P} t (2\bar{h} + t)}{(\bar{h} + t)^2 \left[1 - \frac{\bar{h}^2}{(\bar{h} + \bar{x}t)^2} \right]} \quad (8)$$

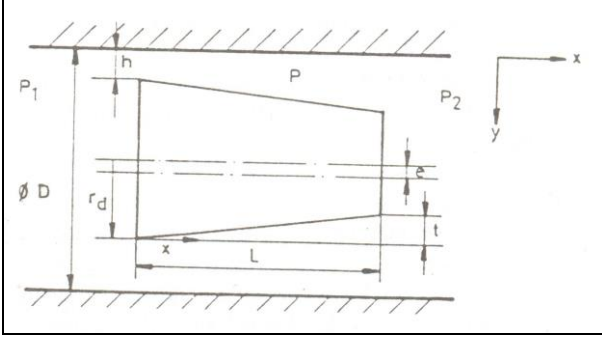
olarak bulunur. Burada

$$\bar{t} = t / r_d, \bar{\varepsilon} = e / r_d, \bar{\Delta P} = (P_1 - P) r_d / \eta u \text{ ve } \bar{x} = x / L$$

olmak üzere $\bar{Q}_3 = Q / u r_d^2$ olmaktadır.

2.3. Teorik Neticeler

Eksen kaçıklığının olmaması halinde yüzeyleri paralel işlenmiş silindirik bir valf gövdesinde piston ile



Şekil 2. Konik yüzeyli eksantrik piston.

silindirik arasındaki boyutsuz kaçak akışının boyutsuz radyal açıklığa göre değişimi farklı ΔP değerleri için Şekil-3'de verilmiştir. Boyutsuz radyal açıklık \bar{h} (film kalınlığı) değerleri 0-0.005 arasında değiştirilmiş, ΔP değerleri de 1.10^5 'ten 1.10^6 'ya kadar artırılmıştır.

Boyutsuz piston boyu $\bar{L} = 0.05$ olarak değerlendirilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi radyal aralık değerinin büyümesi ile kaçak debi artmaktadır.

$\bar{h} = 0.001$ değerine kadar akışkan kaçağı sabit olmakta, sistemdeki basıncın artması bile bu durumu değiştirmemektedir. \bar{h} 'ın artan değerlerinde \bar{Q}_1 değeri hızlı bir şekilde artış göstermektedir. Basıncın artışı da kaçak debiyi lineer olarak artırmaktadır.

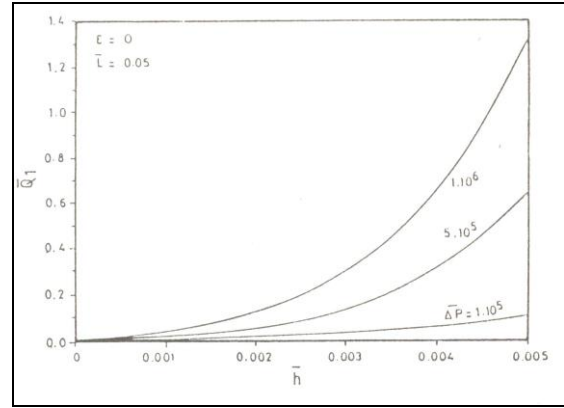
Şekil-4 boyutsuz eksen kaçıklığının (eksantrisite) 0.005 olması durumunda \bar{Q}_1 ile \bar{h} arasındaki ilişkiyi göstermektedir. ε 'un varlığı eğrilerin genel formunda bir değişim oluşturmamakta ancak akışkan kaçağı $\varepsilon=0$ durumuna göre yaklaşık 2.5 kat artmaktadır.

Valf içindeki akışkan kaçağını önemli ölçüde etkileyen parametrelerden biride piston uzunluğudur. $\Delta P = 1.10^6$ değerinde konsantrik durum ($\varepsilon = 0$) \bar{Q}_1 ile \bar{L} 'nin değişimi Şekil-5'te verilmiştir. Boyutsuz radyal açıklığın farklı değerleri için değişim gözlenmiş olup, radyal açıklığın artması ile sistemdeki akışkan kaybının arttığı ortaya çıkarılmıştır. Piston uzunluğunun çok küçük değerlerinde akışkan kaybı çok fazla olmakta, boyutsuz radyal açıklığa bağlı olarak \bar{L} 'nin belli bir değerinden sonra ise sabit kalmaktadır.

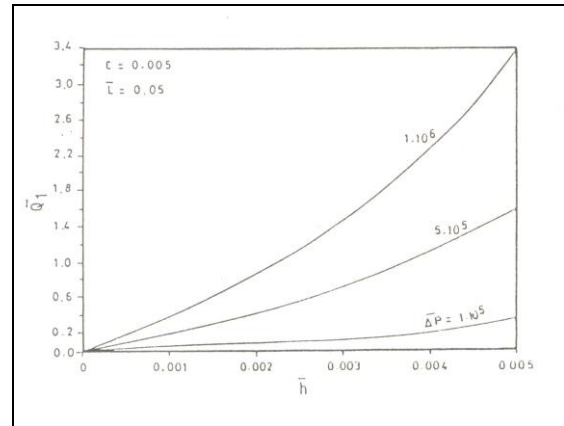
Şekil-6'da boyutsuz akışkan kaybının boyutsuz eksen kaçıklığına göre değişimini göstermektedir. $\Delta P = 1.10^6$ ve $\bar{L} = 0.05$ için kaçak akış miktarı farklı \bar{h} 'lar kullanılarak tesbit edilmiştir. Eksen kaçıklığının 0 ile 0.002 değerleri arasında kaçak akış miktarı çok az

değişmekte 0.002 değerinden sonra hızla artmaktadır. Film kalınlığı \bar{h} 'ın artan değerlerinde bu artışın lineer olmadığı görülmektedir. Eksen kaçıklığı ve piston boyunun kaçak debiye etkileri Şekil-7'de daha açıkça görülmektedir. Boyutsuz büyüklüklerden, çeşitli geometrik ve çalışma parametreleri değerlendirilerek boyutlu büyüklüklere geçmek mümkündür.

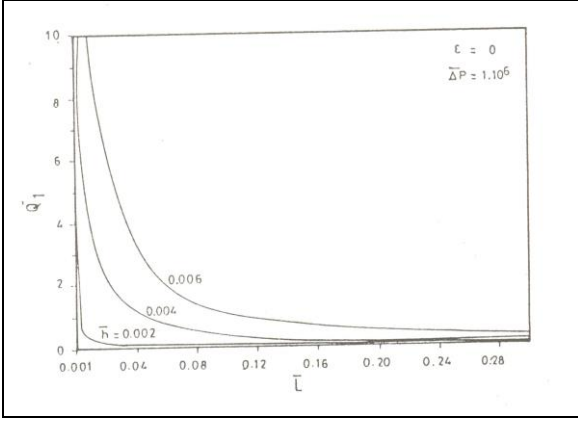
Boyutsuz basınç farkı tanımının değiştirilmesi ile elde edilen yeni boyutsuz debi ifadesi esas alınarak valf pistonu davranışı da incelenmiş olup Şekil-8'deki değişim elde edilmiştir. Eksen kaçıklığının varlığı özellikle küçük piston boylarında kaçağı artırmaktadır. Şekil-9 $\varepsilon = 0$ ve $\Delta P = 1$ durumunda iki değişik \bar{h} değerleri için boyutsuz kaçak akış \bar{Q}_2 'nin değişimini göstermektedir. $\bar{L} = 0.001$ ve $\bar{h} = 0.0001$ için boyutsuz kaçak debi $\bar{Q}_2 = 0.05$ olmaktadır. Bu boyutsuz akışkan debisi; $\Delta P = 100$ bar'lık basınç farkında, $r_d = 20$ mm yarıçapındaki bir pistonda 0.06 lt/sn'lik boyutlu debiye tekabül etmektedir. Aynı değerlerde $\bar{h} = 0.001$ için $Q_2 = 0.6$ lt/sn'lik bir kaçak akışa ulaşılacaktır.



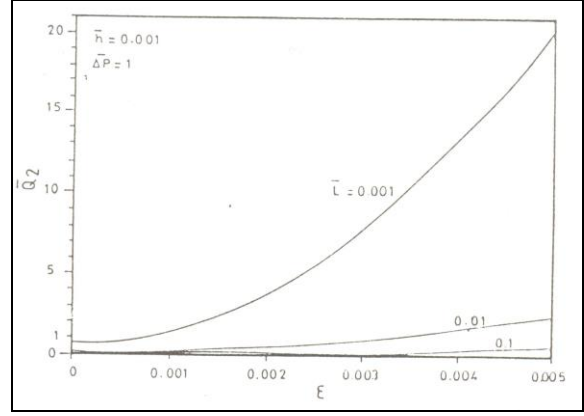
Şekil 3. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz radyal aralık ile değişimi.



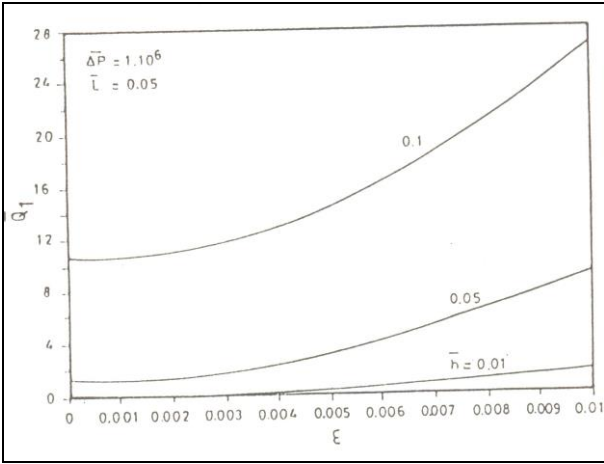
Şekil 4. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz radyal aralık ile değişimi.



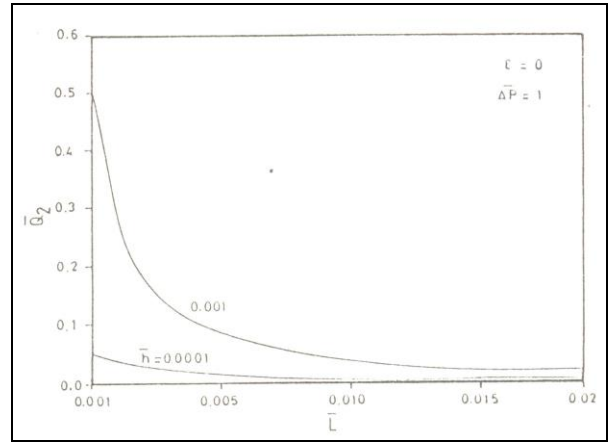
Şekil 5. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğu ile değişimi.



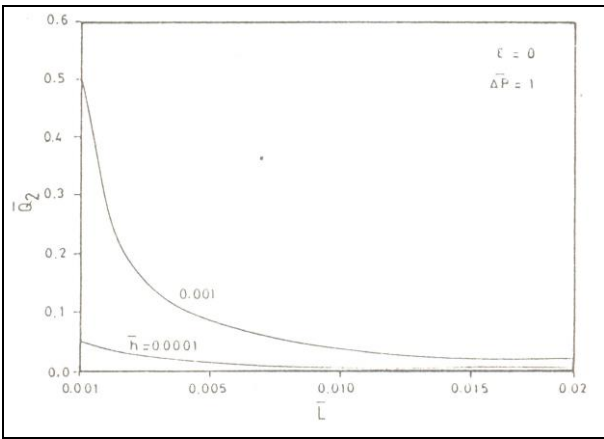
Şekil 8. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz eksen kaçıklığı ile değişimi.



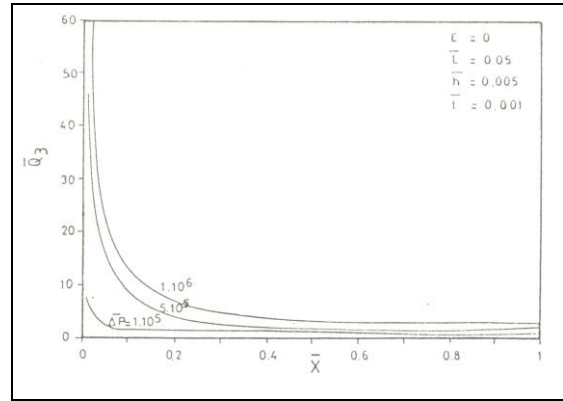
Şekil 6. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz eksen kaçıklığı ile değişimi.



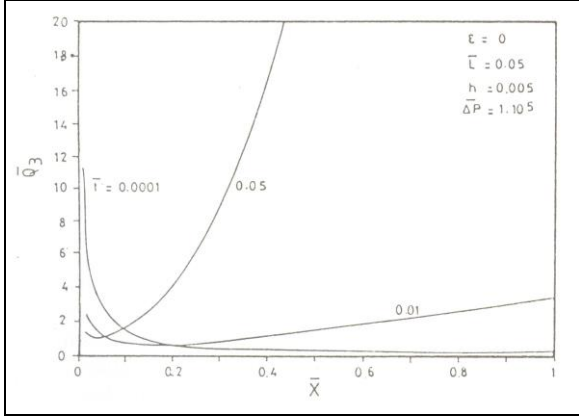
Şekil 9. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğu ile değişimi.



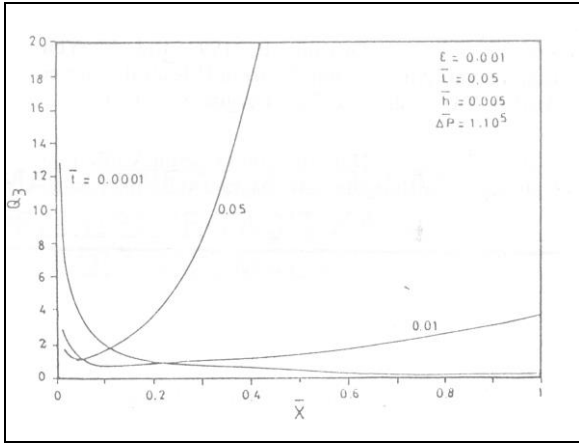
Şekil 7. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğu ile değişimi.



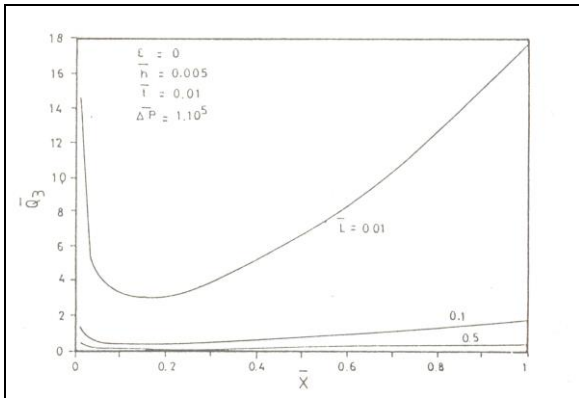
Şekil 10. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğuna göre değişimi.



Şekil 11. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğuna göre değişimi.



Şekil 12. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğuna göre değişimi.



Şekil-13. Boyutsuz kaçak akışın boyutsuz piston uzunluğuna göre değişimi.

Şekil 10 konik yüzeyli pistonda kaçak akışın (\bar{Q}_3) piston uzunluğu boyunca değişimini göstermektedir. Boyutsuz piston uzunluğu $\bar{L} = 0.05$, boyutsuz radyal açıklık $\bar{h} = 0.005$ ve boyutsuz piston eğimi $\bar{t} = 0.001$ olarak değerlendirilmiştir. Boyutsuz basınç farkındaki artışın kaçak akışı artırdığı gözlenmiştir.

Kaçak akışın pistonun geniş bölgesinde çok büyük değerler almasına rağmen piston ortasında itibaren değişim göstermediği açıkça görülmektedir. Sistemde eksen kaçıklığının olmaması halinde piston uzunluğu boyunca kaçak akışın dağılımı şekilden gözlenebilmektedir.

Yine eksantriliğin olmaması durumunda seçilmiş boyutsuz büyüklükler kullanılarak boyutsuz piston yüzey eğiminin farklı değerleri için \bar{Q}_3 'ün \bar{X} 'e göre değişimi Şekil-11'de verilmiştir. $\bar{t} = 0.0001$ değeri için piston başlangıcında hızla azalan kaçak akış piston uzunluğunun yaklaşık %20'lik bir kısmından sonra sabit kalmaktadır. Yüzey eğiminin artmasıyla piston başlangıcında kaçak akışta bir azalma meydana gelirken \bar{X} 'in belli bir değerinden sonra kaçak akışta hızlı bir artma gözlenmiştir. Bu değişim $\bar{t} = 0.05$ durumunda açıkça görülmektedir. Şekil-12'de boyutsuz parametreler için aynı değerler kullanılarak $\varepsilon = 0.001$ 'lik bir eksen kaçıklığında \bar{Q}_3 'ün değişimi elde edilmiştir. Piston ile silindir arasında eksen kaçıklığının mevcut olması durumunda eğrilerin genel formunda bir değişim gözlenmemesine rağmen kaçak akışta azda olsa bir artış söz konusudur.

Boyutsuz piston uzunluğunun kaçak akışa etkisinde araştırılmış ve Şekil-13'teki değişim elde edilmiştir. Burada $\bar{h} = 0.005$, $\bar{t} = 0.01$ ve $\bar{\Delta P} = 1.10^5$ olarak alınmıştır. $\bar{L} = 0.01$ değerinde kaçak akış piston başlangıcında çok büyük değerden hızla azalmakta piston uzunluğunun % 10'luk kısmından sonra ise hızla artmaktadır. $\bar{L} = 0.5$ durumunda kaçak akış piston başlangıcında küçük bir miktar azalırken, daha sonra piston boyunca sabit kalmaktadır.

3. SONUÇ

Geliştirilen teorik model ve yaklaşımla sürgülü tip yön kontrol valflerinde valf performansına doğrudan etki eden radyal aralık sızıntısı tahmin edilebilmektedir.

Boyutsuz parametreler kullanıldığından analiz çok yönlü incelemeye imkan tanımaktadır. Radyal açıklığın artması beklendiği gibi sistemdeki akışkan kaçağını artırmaktadır. Piston ile silindir eksenleri arasında kaçıklık olması durumunda kaçak akış çok büyük değerler almaktadır. Piston (Sürgü) tasarımı ve sistem performansı açısından eksen kaçıklığını küçük tutulması gereklidir. Piston uzunluğunun artışı akışkan kaçağında azalmaya neden olmaktadır.

4. KAYNAKLAR

Baz, A., Barakatta, A., Rabia, G., 1978, "Leakage in Hydraulic Spool Valves", NCFP, Vol. 32, 37-44

Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer, J.L., 1972, Fluid Power Control, 279-321, MIT Press, USA

Dransfield, P., Bruce, D.M., Wasworth, M., 1967-1968, Hydraulic Lock, Proc.Inst.Mech.Engrs, Vol.182, pt 1, No 27, 595-602

Inal, M., Gediktaş, M., 1986, "Hidrolik Kontrol Valflerinde Çalışma Kuvvetleri", **II. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu**, Eylül 1986, ODTÜ, Gaziantep

Koç, E., Şahin, B., 1992, Hidrolik Yön Denetim Valflerinin Dinamik Davranışı-Teorik Analiz, Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 7.1.65-78.

Koç, E., Yatçı, A., Özdemir, B., 1993, Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Piston Tasarımı I-Radyal Aralıkta Basınç Dağılımı Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 8, 1, 25-38

Koç, E., Yatçı, A., Özdemir, B., 1993, Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Piston Tasarımı II-Radyal Kuvvet Analizi Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 8, 2, 1-11

Özdemir, B., 1994, Hidrolik Yön Denetim Valflerinin Hidrostatik ve Hidrodinamik Davranışı-Teorik Analiz, 124 s. Ç.Ü. Fen Bilimleri Ens., Makina Müh. Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi, Adana.

Zakharov, Y.E., Baranov, Y.N., Shomlo, Y., 1962, Determining the Coefficient of Discharge and Hydrodynamic Force on Hydraulic Valve Pistons, Machs. Tool., Vol 33, pt 3, 19-24