



4- YOLLU SÜRGÜLÜ VALFLER İÇİN GEOMETRİK TOLERANS BELİRLEME YÖNTEMİ

Ahmet Can AFATSUN
Tuna BALKAN

ÖZET

Uzay/havacılık uygulamaları ve askeri uygulamalarda kullanılan valflerin oldukça yüksek başarımlı gereksinimlerini karşılamaları beklenmektedir. Bu gereksinimlerin karşılanması, valflerin üretiminin oldukça hassas (birkaç mikrometre [1]) geometrik toleranslar dâhilinde yapılmasıyla sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, 4-yollu sürgülü bir valfin üretiminde, belli başarımlı gereksinimlerini karşılaması için uyulması gereken geometrik toleransların belirlenmesinde kullanılacak bir yöntem önerilmiştir. Yöntemin geliştirilmesinde yazarlar tarafından önceden geliştirilen akış modeli [2] kullanılmıştır. Geliştirilen yöntem kullanılarak literatürde önerilen toleranslara yakın sonuçlar bulunduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelime: Sürgülü valf, servovalf, üretim toleransı, geometrik tolerans

ABSTRACT

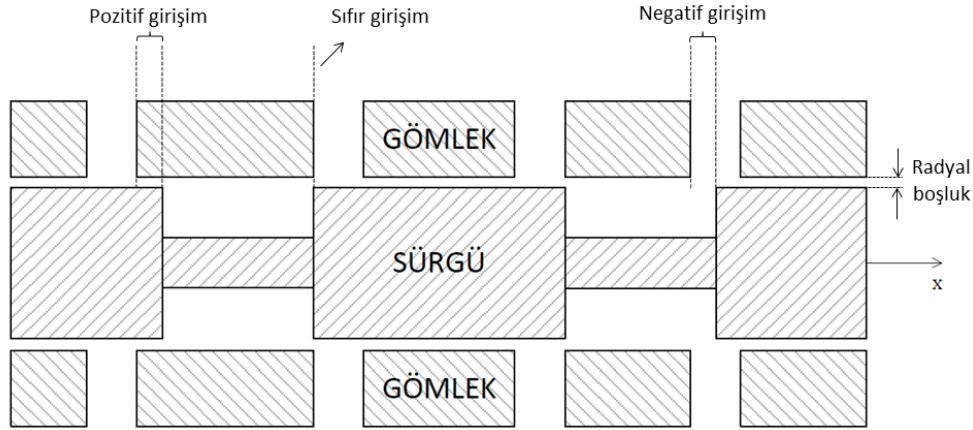
The valves which are used in aerospace and military industry are required to meet very high performance criteria. In order to meet these criteria, the valves must be produced within very narrow (a few micrometers [1]) geometric tolerances. In this study, a method to calculate the geometric tolerances for 4-way spool valves in order to meet certain performance criteria is proposed. The flow model, which was previously developed by the authors [2] is used in development of the proposed method. It is seen that the output of the method is in agreement with the tolerance values found in literature.

Keywords: Spool valve, servovalve, production tolerance, geometric tolerance

1. GİRİŞ

Sürgülü valflere, havacılık ve uzay uygulamalarında özellikle iki kademeli servovalflerin ikinci kademesi olarak sıklıkla rastlanmaktadır [3]. Bu tip servovalflerin oldukça yüksek durağan ve dinamik başarımlı gereksinimlerini karşılaması beklenmekte ve dünyada önde gelen birkaç hidrolik bileşen üreticisi tarafından ticari olarak üretilip dağıtılabilmektedir. İki kademeli servovalflerde, güç yükseltici

olarak kullanılan birinci kademe nozul-kanat, jet borusu veya sürgülü valf tipinde olabilirken ana debinin kontrol edildiği ikinci kademe her zaman sürgülü valf tipindedir [4]. Valfin ana kademesi olarak da adlandırılan ikinci kademede kullanılan sürgülü valfin başarımı, servovalfin genel başarımını doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle yüksek başarımlı valflerde, sürgülü valf kademesi oldukça dar toleranslarla mükemmel yakın bir şekilde üretilmelidir. Burada mükemmelden kasıt, Şekil 1’de verilen valf şemasında tüm portların sıfır girişim durumunda olduğu ve radyal boşluğun olmadığı valftir. Böyle bir valfte hiç iç kaçak olmayacak ve basınç hassasiyeti sonsuz olacaktır.



Şekil 1. Sürgü-gömlek arasındaki eşleşme durumları

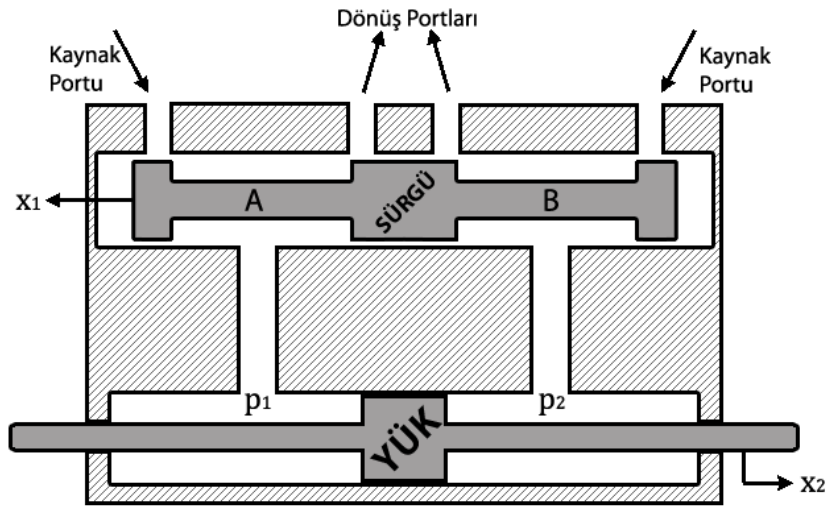
2. SÜRGÜLÜ VALFİN BAŞARIM ÖLÇÜTLERİ

Şekil 2’de 4 yollu bir valf ile hız kontrolünde kullanıldığı yükün şematik gösterimi verilmiştir. Bu sistemde, sürgü hareketiyle A ve B odalarındaki p_1 ve p_2 basınçları değişir. Yük pistonunun iki tarafına etkiyen bu basınçlar arasında fark oluşması, yükün üzerinde belli bir yönde kuvvet oluşmasına neden olur ve böylece yük hareket eder. Bu hareketin belli bir hız gereksinimini karşılayabilmesi için, sürgü hareketiyle p_1 ve p_2 basınçlarının da belli bir hızda değişebilmesi gerekir. p_1 ve p_2 arasındaki fark yük basıncı (p_L) olarak tanımlanırsa ($p_L \triangleq p_1 - p_2$);

$$\left. \frac{\partial p_L}{\partial x_1} \right|_{x_1=0} \quad (1)$$

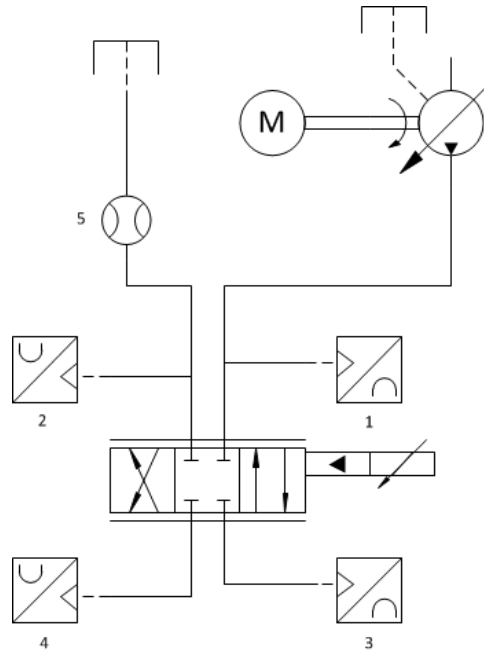
ifadesi valfin “basınç hassasiyeti” (veya basınç kazancı) olarak adlandırılır [1]. Bu değer valfin önemli bir başarımlı ölçütüdür.

Sürgülü valflerin diğer bir başarımlı ölçütü ise valfin iç kaçak miktarını belirten “kaçak debisi” değeridir. Sürgülü valflerde, sürgü ile gömlek arasındaki radyal boşluktan dolayı her zaman kaynak portlarından girip dönüş portlarından rezervuara dönen ve pratikte hiçbir iş yapmayan bir miktar akış vardır. Sürgü odalarındaki basınçların sabit tutulabilmesi için pompanın sürekli çalışarak bu debiyi sağlaması gerekir. Bu da sistemin, faydalı iş yapmadığı durumda bile sabit bir enerji tüketiminin olacağı anlamına gelir. Örneğin Parker firmasının D1FP serisi oransal valflerinin 100 bar kaynak basıncındaki kaçak değeri 0,4 L/dk’dır [5]. Bu değer yaklaşık 70 W güç gereksinimine karşılık gelir. Özellikle birden fazla valfin kullanıldığı mobil sistemlerde kaçak değerinin artması batarya boyutlarını artıracığından, valflerin olabildiğince düşük kaçaklı olarak tasarlanması amaçlanır.



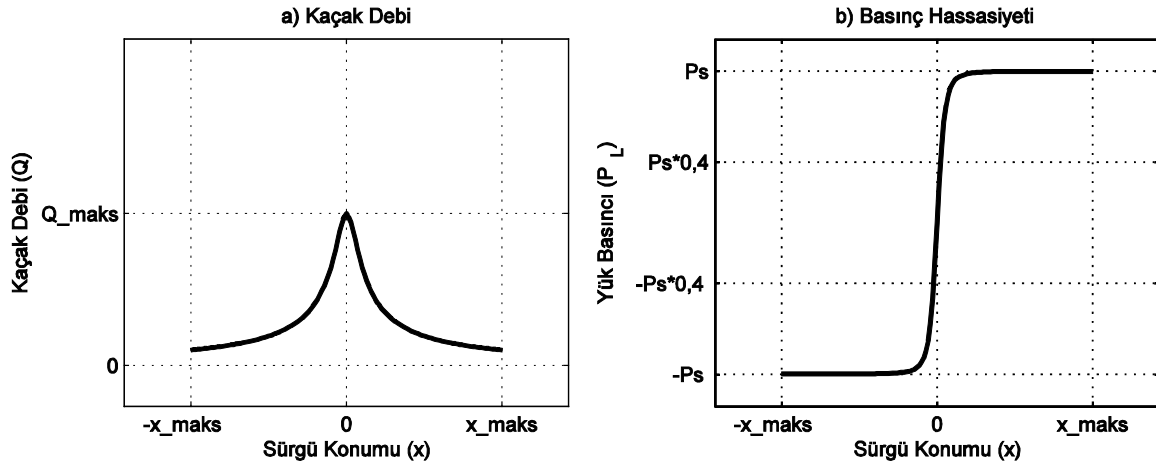
Şekil 2. 4 yollu bir sürgülü valfin yükün hız kontrolünde kullanımı

Elektrohidrolik servovalflerin spesifikasyonu ve test prosedürleri için bir Amerikan Milli Standardı olan SAE ARP 490 dokümanında basınç hassasiyeti ve kaçak debi testlerinin yük portları kapalı durumda iken valfin sıfır konumu etrafında sürülerek yapılması gerektiği belirtilmiştir [6]. Buna göre bu testler Şekil 3'te verilen örnek test düzeneği ile yapılabilir.



Şekil 3. Basınç kazancı ve kaçak debi için örnek test düzeneği hidrolik şeması

Şekil 3'teki 1 ve 2 nolu basınç sensörleri sırasıyla kaynak ve dönüş portlarındaki basınçların ölçüldüğü sensörlerdir. 3 ve 4 nolu basınç sensörleri ile yük portlarındaki basınçlar ölçülür ve iki sensörün verilerinin farkı alınarak yük basıncı bulunur. 5 numara ile gösterilen debi sensörüyle ise test boyunca valften rezervuara giden akışın debisi ölçülür. Test boyunca toplanan debi ve yük basıncı değerlerinin valfe verilen girdi sinyaline karşı grafiklerinin çizilmesi ile Şekil 4'tekine benzer kaçak debi ve yük basıncı eğrileri elde edilir. Bu sinyal genellikle valf eyleyicisine verilen akımdır, ancak bu çalışmanın amacı doğrultusunda valfin eyleyiciden bağımsız olarak incelenmesi için burada sürgü konumu olarak alınmıştır.



Şekil 4. Örnek kaçak debi ve yük basıncı grafikleri

Şekil 4'teki kaçak debi grafiğinde gözlemlenen maksimum debi değeri valfin testin yapıldığı basınçtaki kaçak debi değeridir. Bu değer genelde valfin çalışma noktası olan sıfır noktasında gözlemlenir. Valfin basınç hassasiyeti ise $p_L - x$ grafiğinde, yük basıncının kaynak basıncının (p_s) $\pm 40\%$ 'ına eşit olduğu iki noktadan geçen doğrunun eğimidir [6]. Valfin bu iki başarımı, valf ile gömlek arasında eşleşen portların sıfır konumundaki girişim durumlarının ve radyal boşluğun toleranslarını belirleyen karakterlerdir.

Bunların yanında sürgünün çapı ve maksimum hareket miktarı da valfin maksimum yük debisi gereksinimi sağlanacak şekilde belirlenir. 4-yollu sürgülü bir valfin belli bir kaynak basıncındaki maksimum yüksüz akış debisi;

$$Q = C_D \pi D x_{maks} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$$

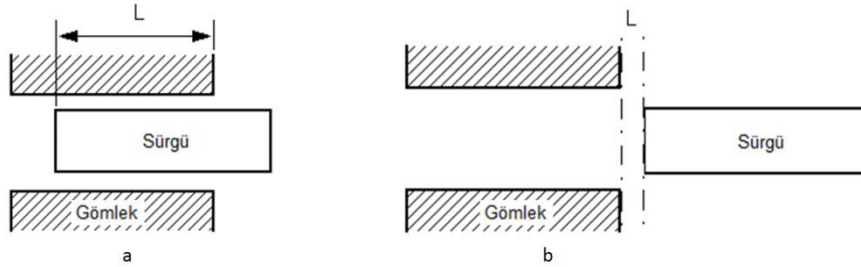
bağıntısı ile bulunur [1]. Burada C_D akışa karşı direnç gösteren orifisin akış katsayısı, D gömlek çapı, x_{maks} sürgünün maksimum açıklığı ve ρ kullanılan akışkanın özkütlesidir. Görüldüğü gibi sabit bir debi değeri için sürgü çapı ile maksimum konumu ters orantılıdır. Bu yüzden çapın artırılmasıyla sürgünün hareket miktarı azaltılabilir, böylece dinamik başarımı da iyileştirilebilir. Ancak artan çap, valfin kaçak debisini de artıracığından sürgü çapı üzerinde kaçak debi ile dinamik başarımlar arasında bir optimizasyon yapılmalıdır. Bu optimizasyonda sürgüyü sürmekte kullanılan eyleyicinin özellikleri de etkili olduğundan bu çalışmada bu konuya daha ayrıntılı değinilmemiştir. Ancak kısaca sürgü tasarlanırken, verilen bir dinamik başarımlar gereksiniminin belli bir eyleyici ile en fazla hangi x_{maks} değerinde sağlanabileceği belirlenmeli, bulunan değere göre olması gereken sürgü çapı hesaplanmalıdır. Bu çap, gereksinimleri ve eyleyicisi belli olan bir sürgülü valf için olabilecek minimum sürgü çapıdır. Daha sonra bu çalışmada önerilen yöntem ile verilen kaçak debi ve basınç hassasiyeti gereksinimlerini karşılayabilecek radyal boşluk ve sıfır konumundaki girişim miktarlarının toleransları belirlenmelidir. Sürgülü valf üretimindeki en dar toleranslar bu ölçüler üzerinde olduğundan [1], maksimum ölçüsel esneklik bu ölçüler üzerinde bırakılmalıdır.

3. GİRİŞİM DURUMLARININ VE RADYAL BOŞLUĞUN KAÇAK DEBİ VE BASINÇ HASSASİYETİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Belirtildiği gibi, valf benzetimi oluşturulurken [2] nolu referansta verilen akış modeli kullanılmıştır. Bu modele göre valfin kontrol portlarında görülen değişken dairesel orifisteki akışın debisi;

$$Q = \begin{cases} \frac{\pi R B^3}{6\mu L + \frac{B^2 \sqrt{2\rho \Delta P}}{4C_{D,0}}} \Delta P, & L \geq 0 \\ C_D \cdot 2\pi R \sqrt{B^2 + L^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, & L < 0 \end{cases} \quad (2)$$

bağıntısı ile bulunabilir. Burada “L”, Şekil 5’teki gösterildiği gibi orifisin açıklık miktarını ifade eder. L’nin sıfırdan büyük olduğu durum orifisin kapalı olduğu durumdur (pozitif girişim). Bu durum akışkan sadece sürgü ile gömlek arasındaki radyal boşluktan geçebilir. L’nin sıfırdan küçük olduğu durum ise orifisin açık olduğu durumdur (negatif girişim).



Şekil 5. Değişken dairesel orifisin kapalı (a) ve açık (b) durumları

(2) nolu bağıntıdaki C_d (akış katsayısı) ifadesinin, literatürde genellikle sabit kabul edilmesine rağmen, [2] nolu çalışmada hesaplama akışkan dinamiği (HAD) analizlerine dayanarak şu bağıntı ile hesaplanması önerilmiştir;

$$C_D = C_{D,0} C_\theta$$

$$C_{D,0} = C_D|_{L=0} = \frac{0,77(\widetilde{Re}^4 + \widetilde{Re}) \exp(-0,09\widetilde{Re}^{-0,3})}{\widetilde{Re}^4 - 3,6\widetilde{Re} + 7,2} \Big|_{L=0}$$

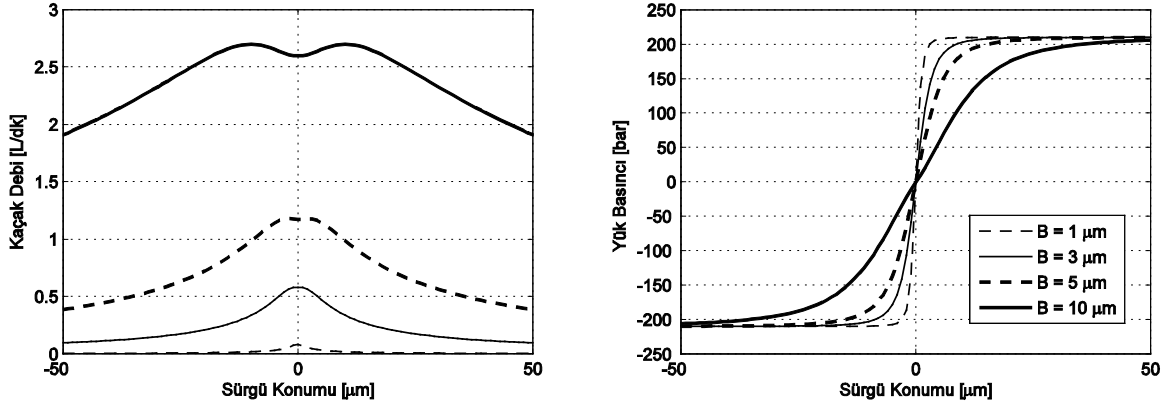
$$C_\theta = 1 + \frac{\left(0,34 - 0,31 \tanh \frac{\widetilde{Re}^5}{20}\right) (\sin \theta + \cos \theta - 1)}{\sqrt{2} - 1} \quad (3)$$

$$\widetilde{Re} = \log(Re^* + 1)$$

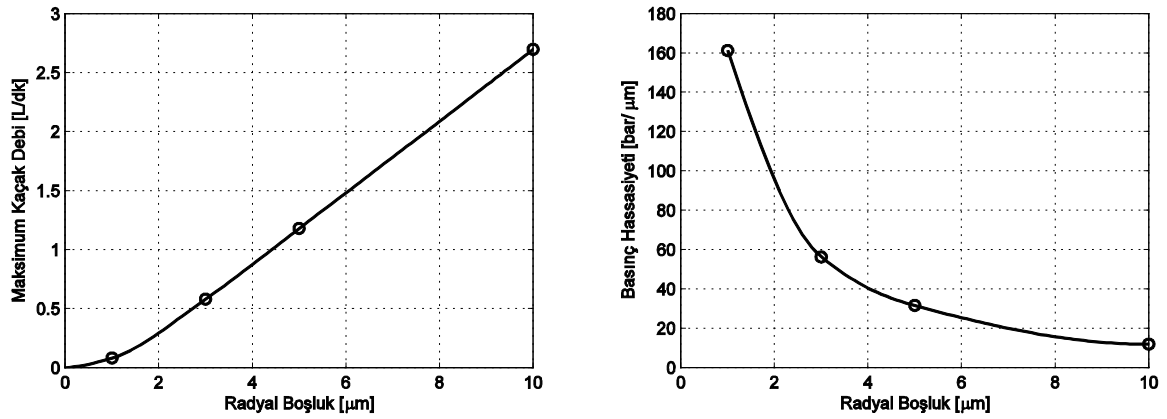
$$Re^* = \frac{\sqrt{B^2 + L^2} \sqrt{2\rho \Delta P}}{\mu}$$

(2) ve (3)’teki bağıntı setleri kullanılarak hazırlanacak bir benzetimle, bir sürgülü valfin kaçak debisi ve basınç hassasiyeti akışkan yoğunluğu ve viskozitesinin, sürgü ile gömlek arasındaki radyal boşluğun ve kontrol portlarının girişim ölçülerinin farklı değerlerine göre hesaplanabilir. Bu çalışma için bu şekilde bir benzetim hazırlanmış ve geometrik ölçülerin basınç kazancı ve kaçak debi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Benzetimde gömlek yarıçapı 6 mm, akışkanın yoğunluğu ve viskozitesi ise

sırasıyla 1000 kg/m^3 ve $0,02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ olarak alınmıştır. Öncelikle tüm portlar sıfır girişim durumunda kabul edilerek 1, 3, 5 ve $10 \mu\text{m}$ radyal boşluklu valflerin benzetimi yapılmış ve sonuçları Şekil 6 ve 7 sunulmuştur.



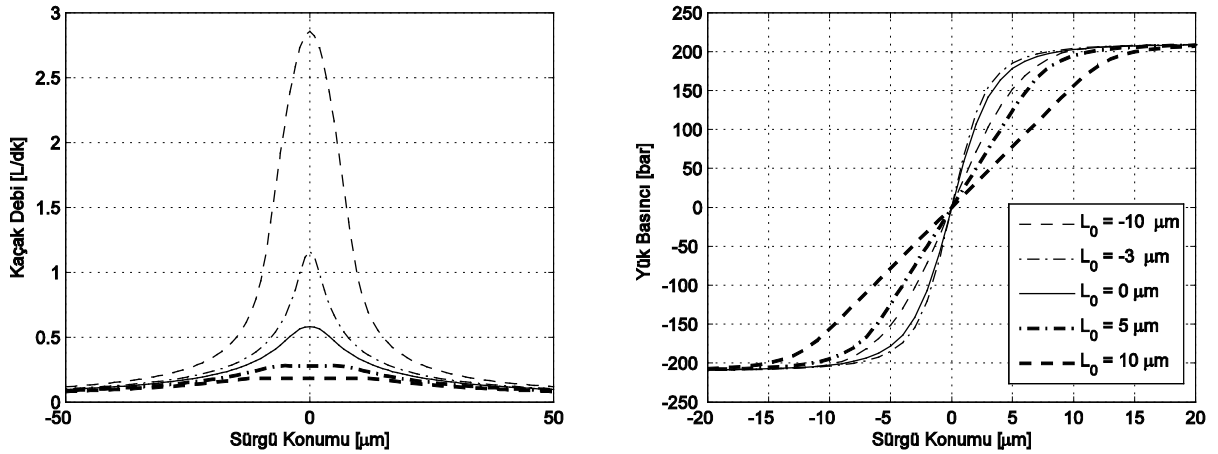
Şekil 6. Farklı radyal boşluk değerleri için kaçak debi ve yük basıncı eğrileri



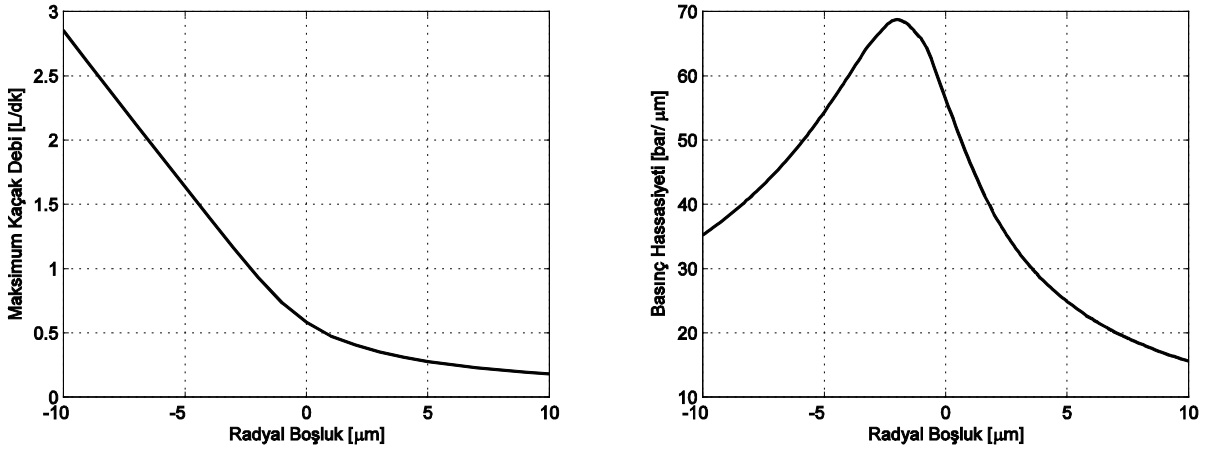
Şekil 7. Radyal boşluktaki değişime göre maksimum kaçak debi ve basınç hassasiyetinin değişimi

Şekil 6'da artan radyal boşluk için kaçak debi ve yük basıncı eğrilerinin değişimi görülmektedir. Şekil 7'de ise radyal boşluğa göre valfin maksimum kaçak debisi ile basınç hassasiyetinin değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi radyal boşluk sıfırın etrafında iken, sıfırdan uzak olduğu durumla karşılaştırıldığında maksimum kaçak debi daha düşük bir eğimle, basınç hassasiyeti ise oldukça yüksek bir eğimle değişmektedir. Bu nedenle, özellikle basınç hassasiyetinin yüksek tutulabilmesi için radyal boşluğun sıfıra mümkün olduğunca yakın olması gerekmektedir.

Girişim durumlarının da valf başarımına etkilerinin görülebilmesi için, bu kez radyal boşluk $2 \mu\text{m}$ 'de sabit tutulup tüm portların girişim değeri -10 ve $10 \mu\text{m}$ aralığında değiştirilerek benzetim yapılmış ve sonuçları Şekil 8 ve 9'da paylaşılmıştır.



Şekil 8. Farklı girişim durumları için kaçak debi ve yük basıncı eğrileri



Şekil 9. Portların girişim durumundaki değişime göre maksimum kaçak debi ve basınç hassasiyetindeki değişim

Şekil 8'de portların farklı girişim durumları için kaçak debi ve yük basıncı eğrileri verilmiştir. Tahmin edilebileceği girişimler değerleri negatif yönde arttıkça valfin kaçak değeri de artmaktadır. Ancak Şekil 6 ve 8'de kaçak debi grafikleri karşılaştırılırsa, radyal boşluğun artmasıyla kaçak debinin sürgünün her konumu için arttığı, port girişimlerinin negatif yönde artmasıyla ise yalnızca sıfır konumu çevresinde artış olduğu görülmektedir. Eğrilerin davranışı arasındaki bu farklılık, iç kaçağı fazla bir valfte sorunun nereden kaynaklandığının tespit edilmesinde yardımcı olabilecek bir çıkarımdır.

Şekil 8'deki yük basıncı eğrileri incelendiğinde de ilginç bir nokta göze çarpmaktadır. Portları $-3 \mu\text{m}$ girişimde olan valfin yük basıncı eğrisinin sıfır etrafındaki eğimi, sıfır girişim durumundaki valfe göre daha yüksek görülmektedir. Bu durum Şekil 9'da daha net bir şekilde oraya koyulmuştur. Radyal boşluğun basınç hassasiyetine etkisinden farklı olarak, girişim durumlarının etkisi incelendiğinde maksimum basınç hassasiyeti sıfır girişim durumunda değil, belli bir negatif girişim durumunda gözlemlenmiştir. Bu gözlemden, valfin dinamik başarımı açısından portlarda belli bir miktar negatif girişim olmasının faydalı olacağı çıkarımı yapılabilir.



4. GEOMETRİK TOLERANSLARIN BELİRLENMESİ

Önceki kısımda görüldüğü üzere, valfin önemli durağan başarımlarından kaçak debi ve basınç hassasiyetini belirleyen ölçüler sürgü ve gömlek arasındaki radyal boşluk ile kontrol portlarının girişim durumlarıdır. Sürgünün dış yüzeyi ile gömleğin iç yüzeyi sırasıyla taşlama ve honlama yöntemleri ile işlenir. Bilindiği gibi bu iki yöntem en hassas işleme yapılabilen yöntemlerdendir [7]. Bu nedenle sürgü ile gömleğin düşük radyal boşlukla eşleştirilmesi port duvarlarının eşleşmelerine göre daha kolaydır. Ticari valflerde tipik radyal boşluk değeri 1-4 μm aralığıdır [8]. Şekil 6 ve 7'de görüldüğü gibi valfin iç kaçak ve basınç hassasiyeti başarımları açısından radyal boşluğun sıfıra mümkün olduğunca yakın olması gerekmektedir. Ancak sürgü ile içinde hareket ettiği yuvanın silindiriklikleri ve yüzey kaliteleri mükemmel olamayacağından radyal boşluksuz bir valf pratikte mümkün değildir. Özetle, radyal boşluğun tolerans aralığını, kullanılan taşlama ve honlama tezgâhlarının başarımları belirler ve genellikle $\pm 1 \mu\text{m}$ hata payı ile bu ölçü işlenebilir.

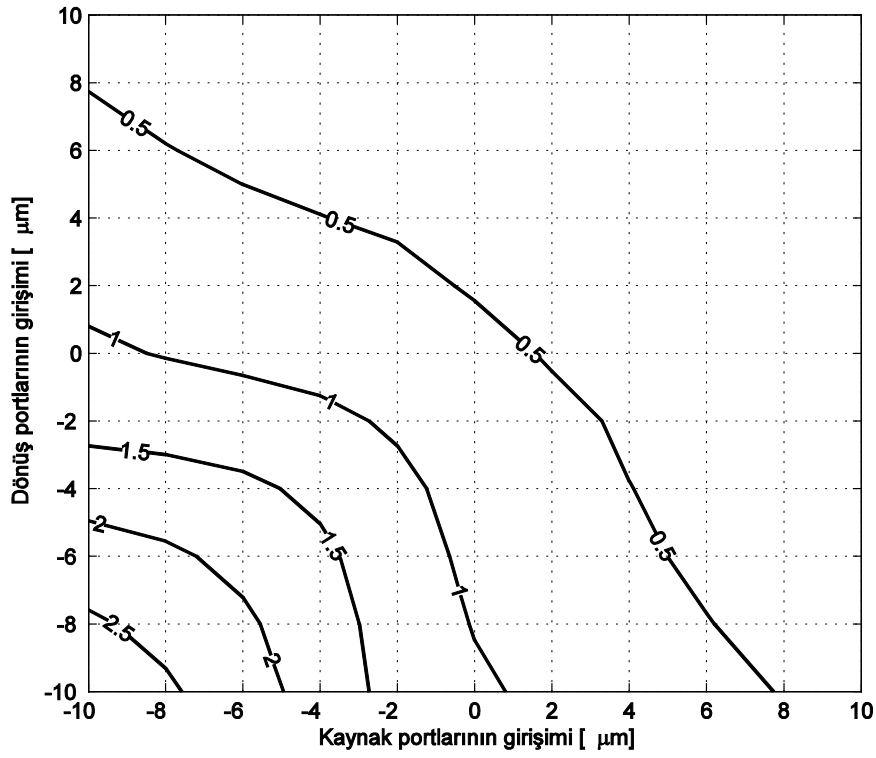
Port duvarlarının eşleşme toleransının belirlenmesi ise radyal boşluk kadar kolay değildir. 4-yollu bir valfte hassas eşleşme yapılması gereken dört adet kontrol portu bulunmaktadır (bkz. Şekil 2). Bu portların farklı girişim durumlarının valf başarımına etkileri Şekil 8 ve 9'da incelenmiştir. Ancak bu inceleme tüm portların aynı girişim durumunda iken yapılmıştır. Pratikte valfin her bir portu farklı girişim durumunda olabilir ve buna rağmen valfin belli bir düzeyin üzerinde başarımlarını göstermesi beklenir. Portların sürgü ve gömlek üzerindeki duvarlarının eşleşme toleransları bu durum göz önünde bulunarak belirlenmelidir.

Port toleransları belirlenirken radyal boşluk sabit kabul edilmeli ve buna göre benzetim yapılmalıdır. Burada tasarlanan valfin radyal boşluğu pratikte elde edilebilir bir değer olan $2 \pm 1 \mu\text{m}$ olarak alınmıştır. Buna göre en kötü durumda valfin radyal boşluğu 3 μm olur. Bu valfle kullanılacak akışkanın yoğunluğu ve viskozitesi yine sırasıyla 1000 kg/m^3 ve $0,02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ olarak alınmıştır. Gömlek yarıçapının ise önceden maksimum debi isterini karşılayacak şekilde 6 mm olarak belirlendiği ve valfin 210 bar kaynak basıncında çalışacağı kabul edilmiştir. Valften beklenen ise sıfır noktasında maksimum 1 L/dk iç kaçak ve 25 bar/ μm basınç hassasiyeti gereksinimlerini sağlamasıdır. Bu noktada amaç, bu kurgusal valfin portlarının girişim toleranslarını belirlemektir.

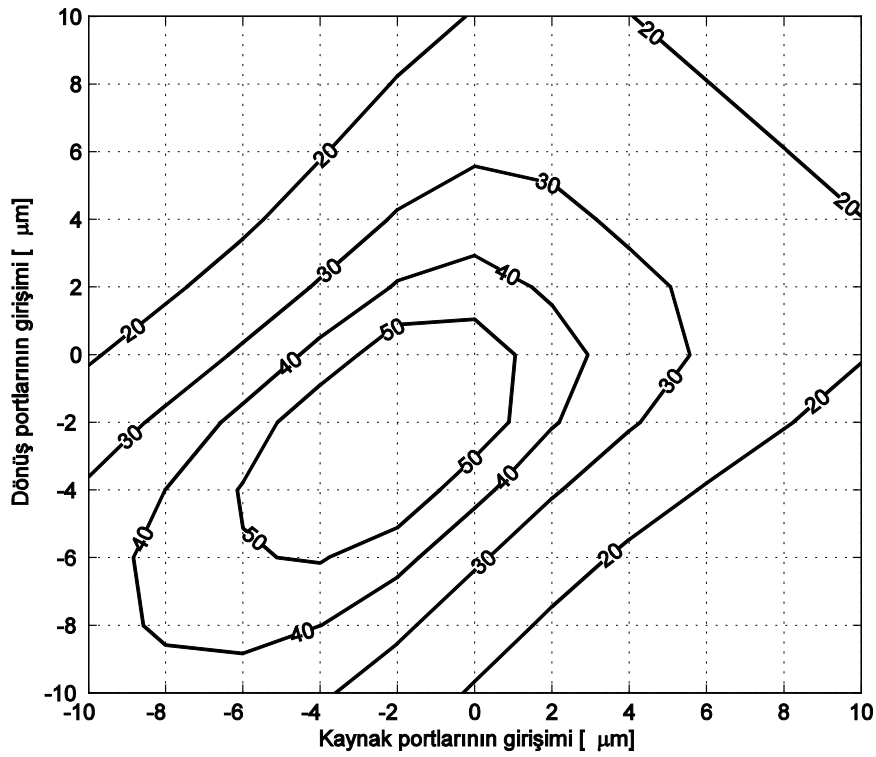
Bu amaçla kurgulanan benzetimde kaynak portları ile dönüş portlarının girişim durumları kendi aralarında aynı alınmıştır. Böylelikle bir kaynak portu ve bir de dönüş portu girişimi olmak üzere iki adet bağımsız değişkenle çalışılır ve elde edilecek sonuçlarla eş yükselti eğrileri çizilerek valf başarımı görsel olarak incelenebilir.

Şekil 10 ve 11'de bu amaçla çizilmiş eş iç kaçak ve basınç hassasiyeti eğrisi grafikleri verilmiştir. Benzetimde kaynak ve dönüş portlarının girişimleri -10 ve 10 μm aralığında 2 μm 'lik adımlarla değiştirilmiş ve toplam 121 farklı port girişimi kombinasyonu için benzetim yapılmıştır. Çizilen eş yükselti eğrileri 121 noktada elde edilen sonuçlarla çizilmiştir. Beklendiği gibi portların girişimleri pozitif yönde artırıldıkça kaçak debi azalmakta, negatif yönde artırıldıkça ise artmaktadır. Basınç hassasiyeti ise -2 μm yakınında maksimuma ulaşmakta, her hangi bir portun girişimi bu noktadan uzaklaştığında ise azalmaktadır.

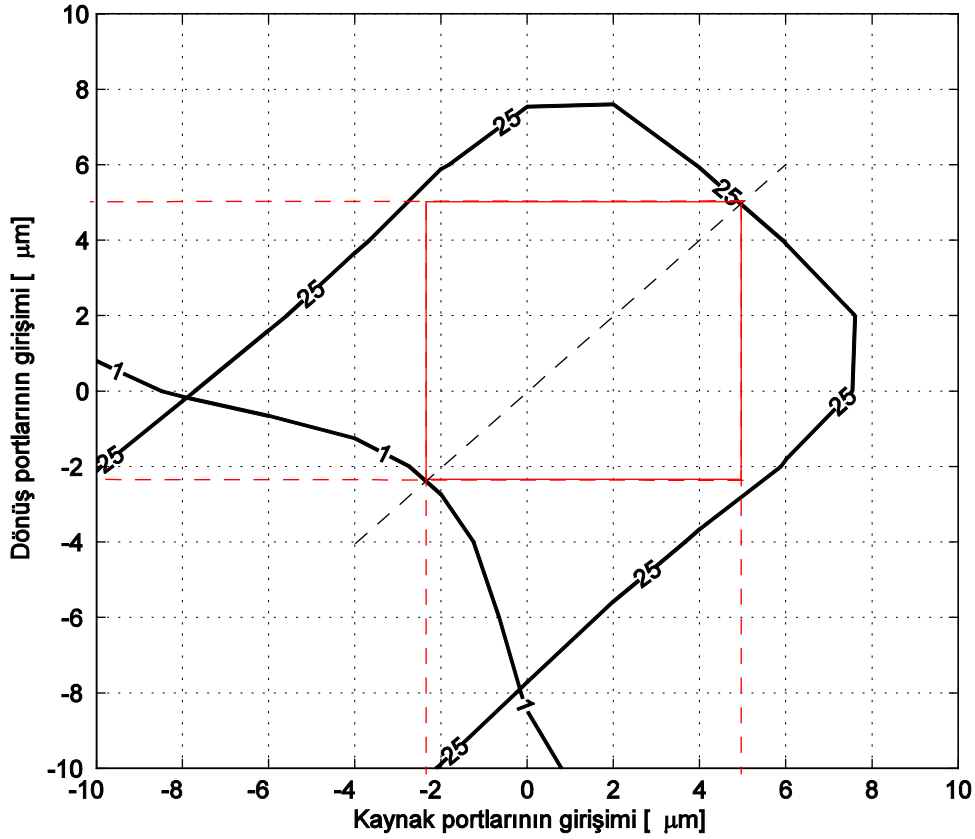
Daha önce belirtildiği gibi bu valf için amaç basınç hassasiyetinin 25 bar/ μm 'den yüksek, kaçak debinin ise 1 L/dk'dan düşük olmasıdır. Bu nedenle, bu iki gereksinimin eş yükselti eğrileri Şekil 12'de üst üste çizilmiştir.



Şekil 10. Farklı girişim değerleri için eş iç kaçak eğrileri



Şekil 11. Farklı girişim değerleri için eş basınç hassasiyeti eğrileri



Şekil 12. Valfin gereksinimlerini belirten eş yükseklik eğrileri

Şekil 12'de görüldüğü gibi, 1 L/dk kaçak debi ve 25 bar/ μm basınç hassasiyeti eğrileri aynı grafikte gösterildiğinde, iki eğrinin arasında kalan kapalı bir alan bulunmaktadır. Valfin önceden belirlenen gereksinimlerde başarım sergileyebilmesi için portların girişim durumlarının bu alan içerisinde kalmadığını gerekmektedir.

Tüm portlar için geçerli tek bir tolerans aralığı belirlenebilmesi için, bu kapalı alan içerisinde sığdırılabilecek en büyük alanlı kare çizilir. Bu karenin kenarlarının eksenler üzerinde kestiği noktalar port girişimlerinin içerisinde bulunması gereken uç değerlerdir. Görüldüğü gibi bu valf için bu değer -2 ve 5 μm aralığıdır. Başka bir deyişle valfin kontrol portlarının girişimleri $1,5 \pm 3,5 \mu\text{m}$ olmalıdır. Burada bir uygulama örneği gösterilen bu yöntem ile tasarlanmak istenen herhangi bir 4-yollu valfin portlarının girişim toleransları belirlenebilir.

5. SONUÇ

Bu çalışmada yazarlar tarafından önceden hazırlanan değişken dairesel orifis akış modeli [2] kullanılarak bir 4-yollu valf benzetimi oluşturulmuştur. Bu benzetim ile radyal boşluk ve port girişimindeki değişimlerin bir valfin önemli başarım ölçütlerinden kaçak debi ve basınç hassasiyeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ardından önceden belirlenen kaçak debi ve basınç hassasiyeti gereksinimlerini karşılayabilecek bir valfin tasarımında radyal boşluk ve port girişimi toleranslarının belirlenmesi için kullanılabilecek bir yöntem önerilmiş ve örnek bir valf üzerinde uygulanmıştır. Önerilen yöntem tamamen bilgisayar ortamında hazırlanacak bir benzetim üzerinden uygulanmakta ve başka bir veriye gereksinim duyulmamaktadır.



TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK tarafından desteklenen 3150330 nolu proje kapsamında Roketsan A.Ş. tesislerinde yapılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Herbert E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*. NY: John Wiley & Sons Inc., 1967.
- [2] Ahmet Can Afatsun and Tuna Balkan, "Sürgülü Valfler için Akış Modeli Geliştirilmesi," in *VIII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, İzmir, 2017.
- [3] Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Valves.
- [4] Yücel ERCAN, *Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi*. Ankara: Gazi Üniversitesi Yayınları, 1995.
- [5] Hydraulic Valve Division. (2014) Catalog HY14-2550/US (Electrohydraulic Motion Control).
- [6] SAE International, "SAE ARP490 Rev.E," 1993.
- [7] Rajendra Karwa, *A Textbook of Machine Design*, 2nd ed. Yeni Delhi, Hindistan: Laxmi Publications, 2006.
- [8] R. W. Park, "Contamination Control - A Hydraulic OEM Perspective," in *Workshop on Total Contamination Control Center for Machine Condition Monitoring*, Melbourne, 1997.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Can AFATSUN

1990 yılında Adana'da doğdu. Lise eğitimini 2008 yılında Aydın Ortaklar Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladı. 2013 yılında Hacettepe Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. Halen Roketsan A.Ş. bünyesinde Güç Aktarım ve Hareket Sistemleri Tasarım Mühendisi olarak çalışmakta ve ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans çalışmalarına devam etmektedir. Sistem dinamiği, akışkan gücü denetimi, hesaplamalı akışkan dinamiği, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanınması alanlarında çalışmalarında bulunmaktadır.

Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa'da doğdu. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1979 yılında "Lisans", 1983 yılında "Yüksek Lisans", 1988 yılında da "Doktora" derecelerini aldı. 1985 yılında "Öğretim Görevlisi", 1988 yılında "Yardımcı Doçent", 1990 yılında "Doçent" ve 2000 yılında da "Profesör" unvanını aldı. 1998-2008 yılları arasında ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004-2008 yılları arasında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı, 2015-2017 yılları arasında da Bölüm Başkanlığı görevlerini yürüttü. Halen ODTÜ Mühendislik Fakültesi Dekan V. olarak görev yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanınması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı kontrol sistemleri alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi, 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu Başkanlığı görevini yapmıştır.