



# SÜRGÜLÜ VALFLER İÇİN AKIŞ MODELİ GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet Can AFATSUN  
Tuna BALKAN

## ÖZET

Hidrolik kontrol sistemlerinde sıklıkla kullanılan bileşenlerden biri de sürgülü valflerdir. Sürgülü valfler tasarlanırken, kaçak debi ve basınç hassasiyeti gibi başarımların gereksinimlerinin [1] karşılanması için uyulması gereken geometrik toleransların belirlenmesinde kullanılacak isabetli bir akış modeline gereksinim duyulmaktadır. Valfin çalışması sırasında sürgü, gömleğin içinde ve dışında olmak üzere iki farklı koşulda çalıştığından bu iki koşulu da kapsayacak bir model oluşturulmalıdır. Bu çalışmada hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) çözümlerinden yararlanılarak literatürdeki akış bağıntıları modifiye edilmiş ve süreksizlik yaratmadan tüm çalışma koşullarında kullanılabilen bir akış modeli elde edilmiştir. Modelin çıktısı HAD verileri ile karşılaştırılmış ve sonuçları sunulmuştur.

**Anahtar Kelime:** Değişken orifis, akış modeli, sürgülü valf, servovalf

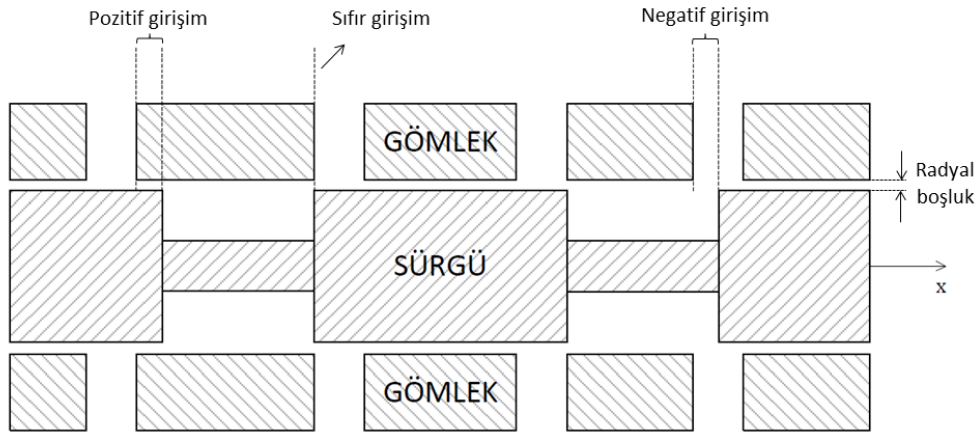
## ABSTRACT

Spool valve is one of the most widely used components of hydraulic control systems. There is need for an accurate flow model for spool valve, which can be used to calculate the geometric tolerances which should be abided by to ensure that certain performance criteria [1] are met. Since the laps of the spool are in two different geometric conditions during operation, namely open and close, a model that can account for both of these conditions must be developed. In this study computational fluid dynamics (CFD) analyses are used to modify the existing relations in the literature to develop a model which gives continuous and smooth results and can be used for entire working range. Output of the model is compared with CFD data and results are presented.

**Keywords:** Variable orifice, flow model, spool valve, servovalve

## 1. GİRİŞ

Sürgülü valfler, hem endüstriyel hem de askeri uygulamalarda oldukça geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Özellikle havacılık ve uzay uygulamalarının önemli bileşenlerinden hassas servovalflerde kullanıldıklarında oldukça dar toleranslarla ( $\sim 5 \mu\text{m}$ ) [1] üretilmeleri gerekmektedir. Valfe herhangi bir komut verilmediği durumda (sıfır konumunda) sürgü ile gömlek üç şekilde eşleşebilir: Pozitif girişim (kapalı merkezli valf, İng. overlap), negatif girişim (açık merkezli valf, İng. underlap), sıfır girişim (sıfır merkezli valf, İng. zero lap/critical lap). Bu durumlar Şekil 1’de gösterilmiştir.



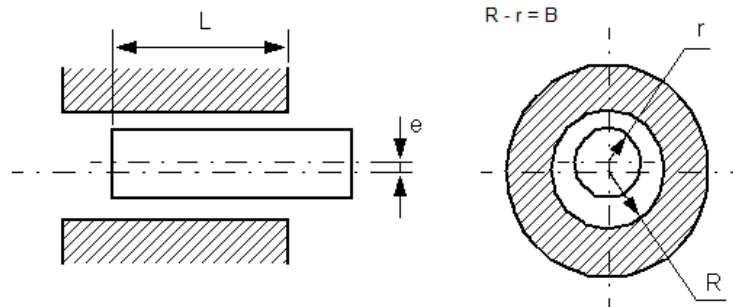
Şekil 1. Sürgü-gömlek arasındaki eşleşme durumları

Sürgü ile gömleğin pozitif girişim durumunda olması, valfin geç tepki vermesine neden olur. Negatif girişim durumunda olması ise valfin kaçacağını, dolayısıyla bekleme durumunda enerji tüketimini artırır. Askeri uygulamalarda kullanılan servovalflerden hızlı ve doğrusal tepki vermesi, ayrıca kaçığının da düşük olması beklenir. Örneğin Moog firmasının 210 barda 26 L/dk yüksüz akış debisi (İng. "No Load Flow" [2]) veren 31 serisi valflerinin tepki süresi<sup>1</sup> yaklaşık 2,5 ms; kaçık debisi ise yaklaşık 1 L/dk'dır [3]. Bu isterler sürgü ile gömlek duvarlarının oldukça hassas bir şekilde eşleşmesi gerektiği anlamına gelir.

Bu noktada da artan üretim hassasiyetinin getireceği maliyet artışı göz önüne alındığında, hem gereksiz maliyet artışının önüne geçebilmek hem de istenen başarımda bir valf üretebilmek için üretim toleranslarının isabetli şekilde belirlenmesinin önemi ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada, özellikle HAD çözümlerinden faydalanarak sürgülü valfler için yüksek başarımlı bir akış modeli oluşturulması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda öncelikle çalışmaya başlangıç noktası olabilecek mevcut çalışmalar incelenmiştir.

## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Sürgü ile gömlek arasındaki pozitif ve negatif girişim durumları için literatürde iki temel formül bulunmaktadır. Pozitif girişimde sürgü ile gömlek arasında oluşan durum Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Pozitif girişim durumu [4]

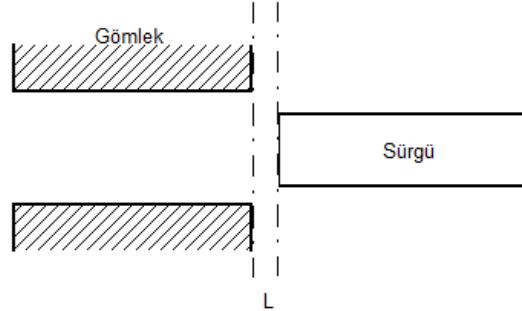
<sup>1</sup> Durağan durum cevabının 90%'ına ulaşana kadar geçen süre.

Bu durumda sürgü ile gömlek arasındaki sızıntı debisi şu formülle ifade edilir [1];

$$Q = \frac{\pi RB^3}{6\mu L} \left( 1 + \frac{3e^2}{2B^2} \right) \Delta P \quad (1)$$

Burada “ $\mu$ ” kullanılan akışkanın viskozitesi, “ $\Delta P$ ” orifisin iki tarafı arasındaki basınç farkı, “ $B$ ” gömlek ile sürgü arasındaki radyal boşluk, “ $R$ ” gömlek yarıçapı, “ $e$ ” eksantriklik ve “ $L$ ” çevresel orifisin boyudur.

Negatif girişimde ise Şekil 3'te gösterildiği gibi sürgü ile gömlek arasında bir değişken orifis durumu oluşur ve sürgünün açıklığına göre orifisten geçen debi kontrol edilir.



Şekil 3. Negatif girişim durumu

Burada da debi aşağıdaki formül ile hesaplanır [1];

$$Q = C_D \pi D L \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (2)$$

(2) nolu denklemde de “ $\rho$ ” akışkan yoğunluğunu, “ $D$ ” gömlek çapını, “ $C_D$ ” akış katsayısını, “ $L$ ” ise orifis açıklığını belirtmektedir.

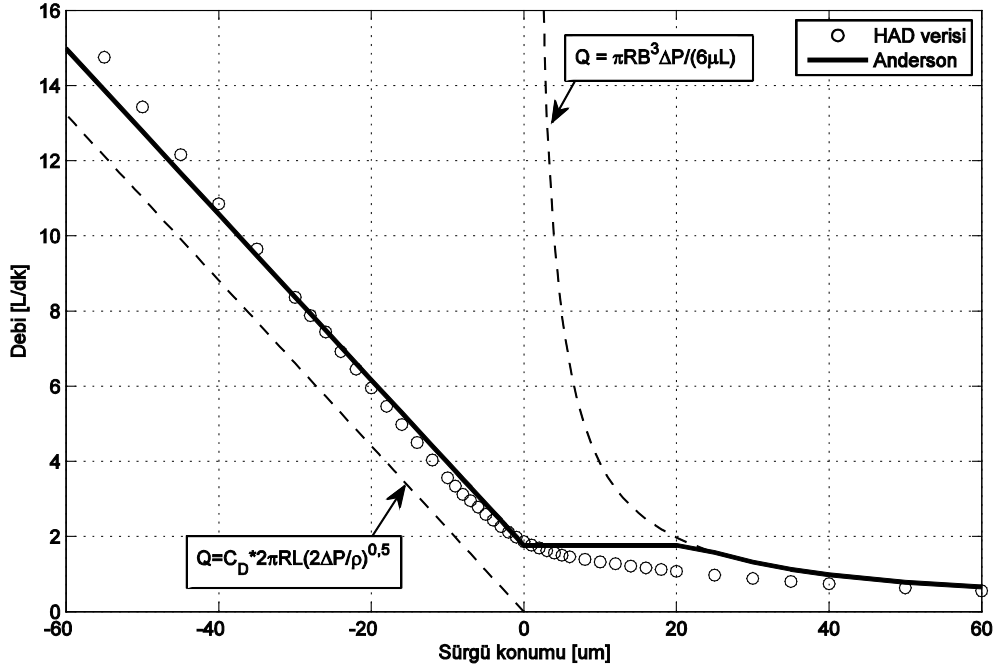
(1) ve (2)'de verilen iki formül de  $L = 0$ 'da sürgünün aynı konumu için debiyi hesaplar. Dolayısıyla  $L = 0$  olduğunda iki formül de aynı sonucu vermelidir. Ancak dikkat edilirse, (1) nolu denklemde  $L$ 'li terim paydadaki tek terimdir ve  $L = 0$  durumunda bu formülle debi sonsuz olarak hesaplanır. (2) nolu denklem de  $L = 0$  için debinin sıfır olduğu sonucunu verir, yani çevresel kaçak yok kabul edilmiş olur.

Bahsedilen bu sorunlara Anderson [5] nolu referansta değinmiş ve bu formüllerin doğrudan kullanılması yerine (3) nolu denklem setinin kullanılmasını önermiştir.

$$Q = \begin{cases} \frac{\pi RB^3}{6\mu L} \left( 1 + \frac{3e^2}{2B^2} \right) \Delta P, & L > L_t \\ C_D \cdot 2\pi RB \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, & 0 \leq L \leq L_t \\ C_D \cdot 2\pi R(B + |L|) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, & L < 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$L_t = \frac{B^2 \left( 1 + \frac{3e^2}{2B^2} \right) \sqrt{\Delta P}}{12\mu C_D \sqrt{\frac{2}{\rho}}}$$

Bu algoritmaya göre orifisin negatif girişim durumu ( $L < 0$ ) için (2)'de verilen bağıntı yerine, sürgü konumu ( $L$ ) sıfır iken orifis açıklığının sıfır değil radyal boşluğun değeri ( $B$ ) kadar kabul edildiği bağıntı kullanılır. Orifis açıklığı arttıkça, açıklık miktarı radyal boşluğun üzerine eklenerek debi hesabı yapılır, böylece radyal boşluktaki debi de hesaba katılmış olur. Orifis pozitif girişim durumunda iken,  $L = 0$ 'da radyal boşluk nedeniyle bulunan debi değerinin (1)'de verilen bağıntı ile bulunan debiye eşit olduğu nokta ( $L_t$ ) bulunur.  $L = 0$  ile bu nokta arasındaki debi sabit ve  $L = 0$ 'dakine eşit kabul edilir.  $L$  değerinin  $L_t$ 'den daha büyük olduğu durumlar için debi (1) kullanılarak hesaplanmaya devam edilir.



Şekil 4. Literatürdeki formüllerin başarımlarının HAD sonucu ile karşılaştırılması

Şekil 4'te (1), (2) ve (3)'te verilen bağıntıların başarımları grafiksel olarak gösterilmiş ve HAD çözümüyle sonucuyla kıyaslanmıştır. Çözümlenen geometride gömlek yarıçapı 5 mm, radyal boşluk 8  $\mu\text{m}$ 'dir. Ayrıca akışkan yoğunluğu ve viskozitesi sırasıyla 860  $\text{kg/m}^3$  ve 0,0245 Pa·s; basınç düşüşü 120 bardır. Görüldüğü gibi valfin çalışma noktası olan sıfır noktası çevresinde (1) ve (2) nolu formüller ile HAD sonucundan oldukça uzak sonuç elde edilmektedir. Anderson'ın yaklaşımı ile HAD çözümlemesine daha yakın bir sonuç elde edilmiştir. Ancak bu eğri, birbiri arasındaki geçişleri süresiz olan bölgelerden oluşmaktadır ve pozitif girişim durumunda verdiği debi eğrisi fiziksel gerçekçilikten uzaktır.

Valf kaçağının isabetli bir şekilde kestirilmesi amacıyla yapılmış başka çalışmalar da bulunmaktadır. Ancak bu çalışmaların amacı valfin tasarım esaslarını belirlemek değil, zaten var olan bir valfi isabetli bir şekilde modelleyerek valfin kullanılacağı servomekanizmanın davranışını tahmin etmek ve kontrolcüsünün başarımını artırmaktır. Örneğin [6]'da sunulan model ile pozitif ve negatif girişim durumları arasındaki geçiş sürekliliği bozmadan sağlanmıştır. Ancak modelin parametrelerinin belirlenmesi için valfin akış eğrisinin önceden bilinmesi gerekmektedir. [7]'de sunulan model ise yalnızca sıfır merkezli valflerde geçerlidir. Dolayısıyla valfin kontrol portlarındaki ölçüsel sapmaların etkilerini hesaplayabilmesi mümkün değildir. [8]'de önerilen model ise bir grup kapalı denklemden oluşmaktadır ve zamana bağlı benzetimlerde kullanılması oldukça zor bir modeldir. Ayrıca orifislerdeki akış katsayılarının, standart orifis denklemindeki gibi sabit kabul edilip önceden girilmesi gerekmektedir. Sonraki kısımlarda açıklanacağı gibi, sabit akış katsayısı kabulü modelin isabet oranını düşüren bir yaklaşımdır.

Bu çalışmada türetilen modelin ise tüm parametreleri akışkan özellikleri ile geometrik ölçülerden oluşmaktadır. Bu parametrelerin tamamı hiçbir test yapılmadan bilinebilecek verilerdir. Ayrıca modeldeki tüm bağıntılar açık denklemlerden oluşmaktadır. Böylece modelin zamana bağlı servovalf benzetimlerinde de kullanılması mümkün olmaktadır. Model, ölçüleri bilinen bir valf ile kullanıp valfin kaçak debi, basınç hassasiyeti vs. başarımları önceden kestirilebileceği gibi; test edilip akış verileri elde edilmiş bir valf için kullanılarak valfin geometrik ölçüleri de hassas ölçüm yapılmadan belirlenebilir.

### 3. MODELİN TÜRETİLMESİ

Daha önce de belirtildiği gibi, bir sürgülü valfte sürgü ile gömlek pozitif ve negatif girişim olmak üzere iki şekilde eşleşebilir. Bu eşleşmeler iki farklı geometrik durumu belirtmektedir ve bu durumlar için akışın iki ayrı bağıntı ile modellenmesi gerekmektedir. Bu iki bağıntının sürgünün tüm hareketi boyunca sürekli bir eğri oluşturabilmesi için aşağıdaki iki kısıta uyması gerekir;

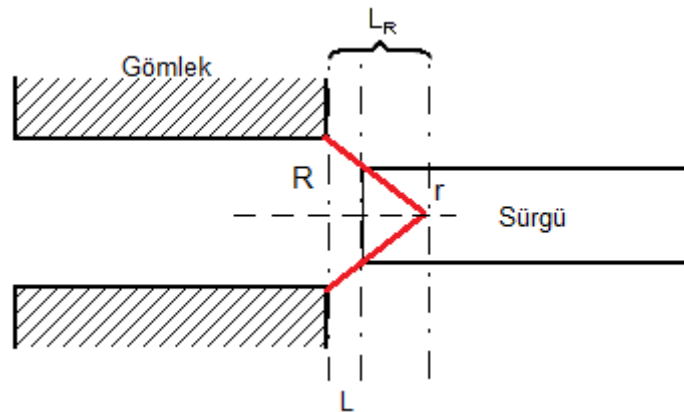
1.  $Q_{NG}|_{L=0} = Q_{PG}|_{L=0}$
2.  $\frac{\partial Q_{NG}}{\partial L}|_{L=0} = -\frac{\partial Q_{PG}}{\partial L}|_{L=0}$

Burada  $Q_{NG}$  negatif girişim durumundaki (Şekil 3);  $Q_{PG}$  ise pozitif girişim durumundaki (Şekil 2) debidir. 1 nolu kısıtta iki durum için türetilen bağıntıların  $L = 0$  noktasında, yani birbirleri arasındaki geçiş noktasında aynı değeri vermeleri gerektiği belirtilmektedir. 2 nolu kısıtta ise yine  $L = 0$  noktasında iki bağıntının eğimlerinin birbirine eşit olması gerektiği belirtilmektedir.

Öncelikle sürgünün açık olduğu durumdaki debi ifadesi değiştirilmiştir. Bu ifadenin genel formu şu şekildedir;

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}$$

Burada "A" akışın gerçekleştiği orifis alanını belirtmektedir. Bu alan ifadesi için, Şekil 5'te gösterilen, sürgü ile gömlek arasında kalan kesik koninin alanı kullanılmıştır.



Şekil 5. Sürgü ile gömlek arasındaki konik alan



Bu alan şöyle bulunur;

$$A = \pi R \sqrt{R^2 + L_R^2} - \pi r \sqrt{r^2 + (L_R - L)^2}$$

Üçgen benzerliğinden;

$$\frac{L_R - L}{L_R} = \frac{r}{R} \rightarrow (R - r)L_R = RL$$

Burada  $(R - r) = B$  olduğundan  $L_R = \frac{RL}{B}$  şeklinde yazılabilir. Bu ifade de alan denkleminde yerine konulduğunda kesik koninin alanı;

$$A = \pi(R + r)\sqrt{B^2 + L^2}$$

ya da  $R \cong r$  olduğundan;

$$A = 2\pi R\sqrt{B^2 + L^2}$$

olarak bulunur. Bu durumda debi ifadesi

$$Q_{NG} = C_D \cdot 2\pi R\sqrt{B^2 + L^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta P} \quad (4)$$

halini alır. Ardından (1) nolu bağıntı baz alınarak pozitif girişim durumundaki debi bağıntısı türetilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi, (1) nolu bağıntının sorunu  $L$ 'li terimin paydadaki tek terim olmasıdır. Bu yüzden  $L$  sıfıra giderken debinin sonsuza gitmesini önlemek için paydaya bir terim daha eklenmiştir;

$$Q_{PG} = \frac{\pi RB^3}{6\mu L + M} \Delta P \quad (5)$$

Buradaki " $M$ " ifadesinin tanımı, eğrilerin sürekliliği için konulan birinci kısıtın uygulanması ile bulunur;

$$Q_{NG}|_{L=0} = Q_{PG}|_{L=0}$$

$$C_D \cdot 2\pi RB \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta P} = \frac{\pi RB^3}{M} \Delta P$$

$$M = \frac{B^2 \sqrt{2\rho\Delta P}}{4C_D}$$

İkinci kısıt ise (4) ve (5)'in  $L = 0$ 'daki eğimlerinin eşit olması gerektiğini söylemektedir. (5)'in  $L = 0$ 'daki eğimi incelenirse;

$$\left. \frac{\partial Q_{PG}}{\partial L} \right|_{L=0} = - \frac{6\mu\pi RB^3 \Delta P}{\left(6\mu L + \frac{B^2 \sqrt{2\rho\Delta P}}{4C_D}\right)^2} \Bigg|_{L=0} = - \frac{48C_D^2 \mu \pi R}{\rho B}$$

olarak bulunur. (4)'ün  $L = 0$ 'daki eğimi ise sıfır olmaktadır;

$$\left. \frac{\partial Q_{NG}}{\partial L} \right|_{L=0} = \frac{C_D \cdot 2\pi RL \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}}{\sqrt{B^2 + L^2}} \Bigg|_{L=0} = 0$$

Görüldüğü gibi bu halleriyle (4) ve (5)'in  $L = 0$ 'daki eğimlerinin eşit olması mümkün değildir. Bu yüzden akış katsayısı  $C_d$ 'nin sabit değil  $L$ 'ye göre değişken olarak işlenmesine karar verilmiştir. Değişken akış katsayısı ile (4)'ün  $L = 0$ 'daki eğimi;

$$\left. \frac{\partial Q_{NG}}{\partial L} \right|_{L=0} = \left( \frac{\partial C_D}{\partial L} 2\pi R \sqrt{B^2 + L^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} + \frac{C_D \cdot 2\pi RL \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}}{\sqrt{B^2 + L^2}} \right) \Bigg|_{L=0} = \frac{\partial C_D}{\partial L} \Bigg|_{L=0} \cdot 2\pi RB \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}$$

olarak bulunur. Bu durumda 2 nolu kısıt uygulanırsa şu sonuca varılır;

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial Q_{NG}}{\partial L} \right|_{L=0} &= - \left. \frac{\partial Q_{PG}}{\partial L} \right|_{L=0} \\ \frac{\partial C_D}{\partial L} \Bigg|_{L=0} \cdot 2\pi RB \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} &= \frac{48C_{D,0}^2 \mu \pi R}{\rho B} \\ \frac{\partial C_D}{\partial L} \Bigg|_{L=0} &= \frac{24C_{D,0}^2 \mu}{B^2 \sqrt{2\rho \Delta P}} \end{aligned} \quad (6)$$

Görüldüğü gibi (6) nolu denklem bir kısmi diferansiyel denklemin yalnızca bir noktadaki çözümüdür. Bu koşul sağlandığında değişken orifisin açık ve kapalı durumu için türetilen bağıntılar, tüm çalışma aralığı için sürekli bir eğri oluşturacaktır. Ancak (6) nolu denklemin analitik olarak çözülmesi mümkün olmadığından, akış katsayısı değerleri HAD çözümlerinden çekilmiştir.

Şekil 6'da HAD çözümlerinde kullanılan ağlardan bir örnek verilmiştir. 6217 eleman bulunan bu ağda elemanların en düşük ortogonal kalitesi %82,8 ve en yüksek en/boy oranı 1,66'dır. Bu çalışmada yapılan tüm HAD çözümlerinde bu ağın kalitesine yakın kalitedeki ağlar kullanılmıştır.

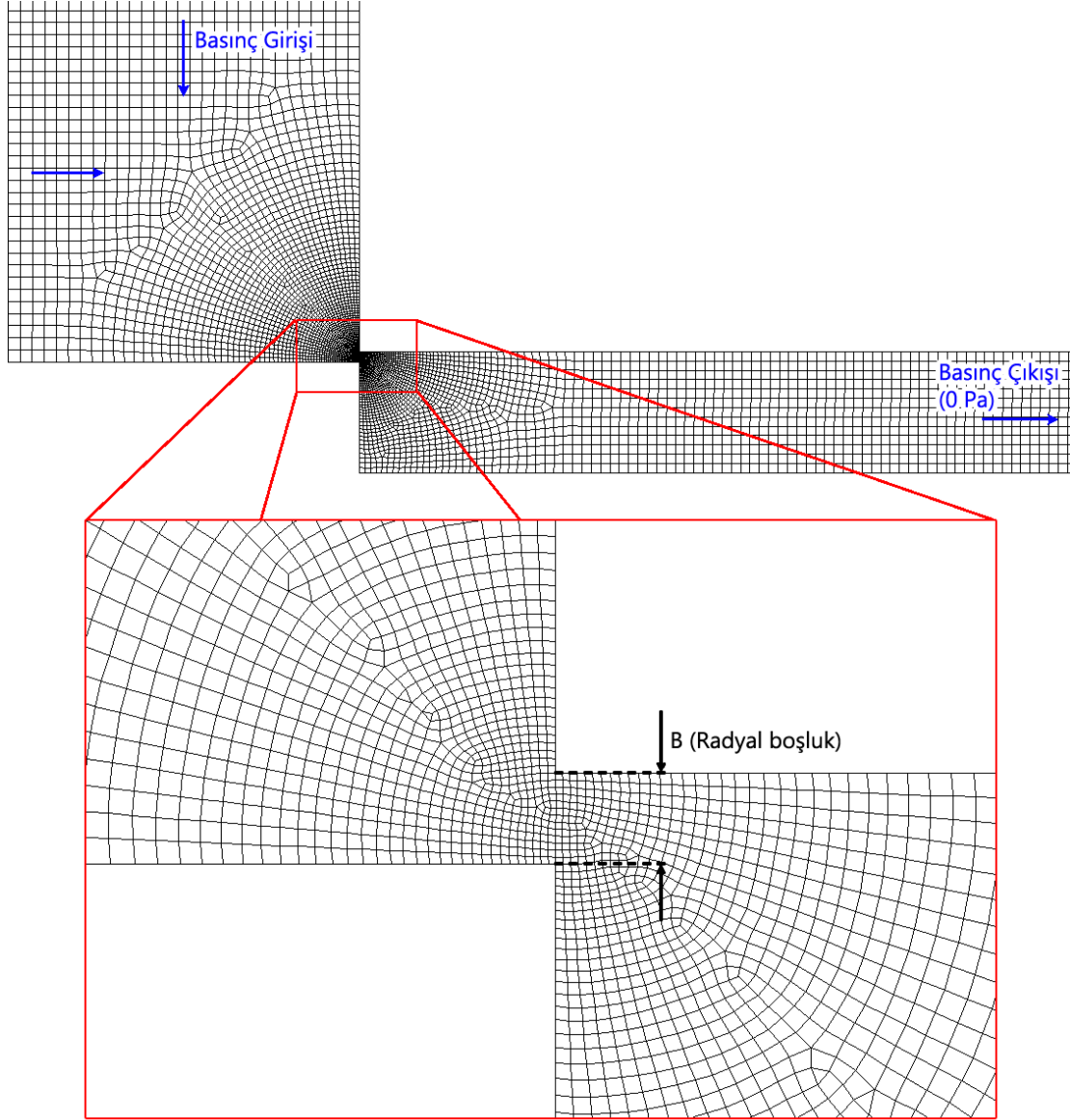
Akış katsayısı geometrinin ve Reynolds sayısını bir fonksiyondur [1]. Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (7)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada "L" terimi incelenen geometrinin karakteristik uzunluğudur. Bu çalışmada incelenen çevresel orifis için bu uzunluk Şekil 6'da gösterilen radyal boşluk (B) olarak seçilmiştir.

Hız terimi "v" yerine ise standart orifis denkleminde kullanılan ve Bernoulli denkleminde kullanılan  $\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}$  ifadesi kullanılmıştır [1]. Ancak dikkat edilmelidir ki, düşük Reynolds sayılarında ( $Re < 10$ ), akış hızı Bernoulli denklemindeki gibi basınç düşüşünün karekökü ile değil doğrudan kendisi ile orantılıdır. Dolayısıyla (7)'deki hız ifadesinin bu şekilde değiştirilmesiyle elde edilen bağıntı Reynolds sayısının kendisi değil, akış gerçekleşmeden önce yapılmış düşük debilerde hatalı olması beklenen bir kestirimdir. Reynolds sayısı üzerinde söz edilen değişikliklerin yapılması ile elde edilen kestirim şu hali alır;

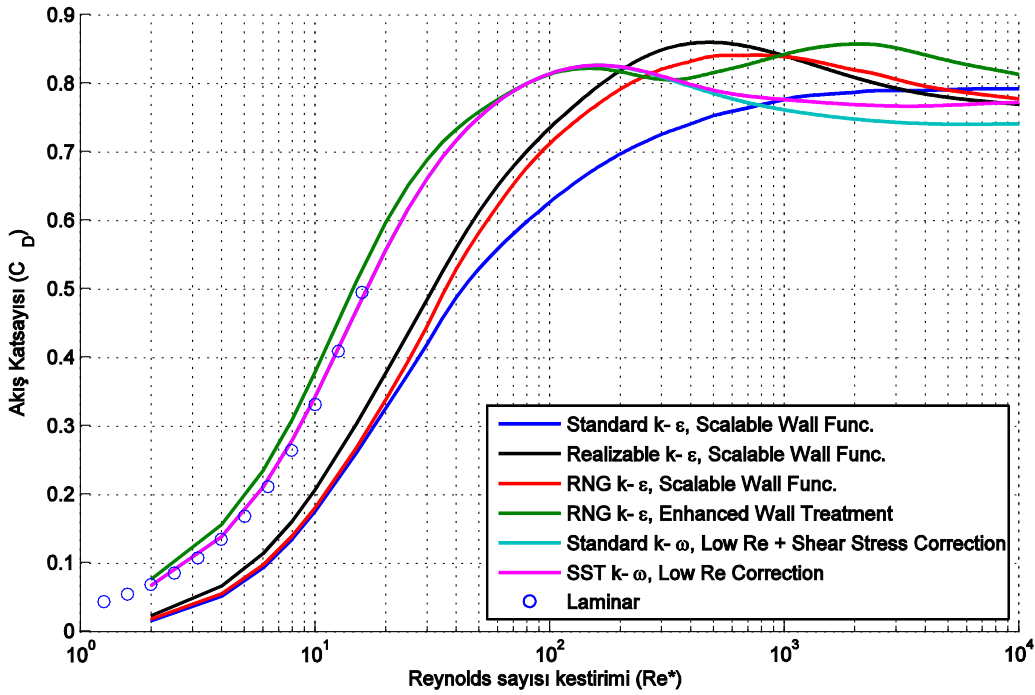
$$Re^* = \frac{B\sqrt{2\rho\Delta P}}{\mu} \quad (8)$$



**Şekil 6.** Örnek çözümlene ağı

HAD çözümlerinde (8) nolu bağıntıdaki  $B$ ,  $\rho$ ,  $\Delta P$  ve  $\mu$  terimleri değiştirilerek 200 farklı Reynolds sayısı kestirimi için debi hesabı yapılmış ve (4) nolu bağıntının  $L = 0$  durumu için yerine konularak her Reynolds sayısında kestiriminde gözlemlenen  $C_D$  bulunmuştur. Çözümlerinde A. C. Afatsun ve T. Balkan'ın çalışmalarında [9] çevresel orifis geometrisinde en iyi başarımının gözlemlendiği "Standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli + Scalable Wall Functions" duvar dibi yaklaşımı kombinasyonu ve aradaki farkın gözlemlenebilmesi için Şekil 7'de listelenen diğer modeller kullanılarak sonuçları sunulmuştur.





**Şekil 7.** Kestirilen Reynolds sayısına karşılık farklı türbülans modelleri ile elde edilen akış katsayısı eğrileri

Görüldüğü gibi her bir türbülans modeli ve duvar dibi yaklaşımı kombinasyonu kendisine özgü bir akış katsayısı eğrisi vermektedir. En doğru eğrinin bulunması için deney yapılması gerektiği anlaşılmaktadır.

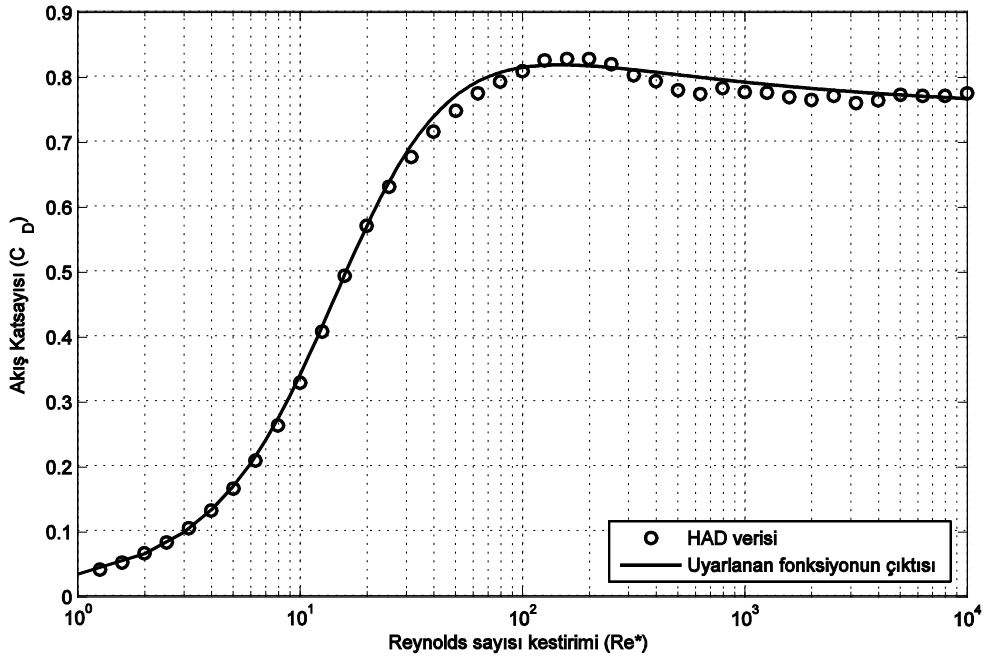
Ancak bu noktada, oluşturulmaya çalışılan akış modelinde kullanılacak türbülans modeline eğrilerin şekilleri yorumlanarak karar verilmiştir. Literatürde Scalable Wall Functions kullanımının düşük Reynolds sayılarında yüksek hata getireceği bilinmektedir [10]. Şekil 7'de görüldüğü gibi düşük Reynolds sayılarında hiçbir türbülans modeli kullanmadan da çözümlenmiş ve Scalable Wall Functions ile yapılan çözümlenmeleri bu bölgede hatalı sonuç verdiği görülmüştür. Bu nedenle Scalable Wall Functions ile elde edilen  $C_D$  değerlerinin bu çalışmada kullanılmamasına karar verilmiştir. [9] nolu kaynakta Scalable Wall Functions çözümünün başarılı bulunmasının sebebi, o çalışmada kullanılan orifisteki radyal boşluğun yaklaşık 30  $\mu\text{m}$  olması, dolayısıyla çok daha yüksek Reynolds sayılarında çalışılmasıdır.

Diğer modellerden RNG k- $\epsilon$  + Enhanced Wall Treatment çözümlenmesinde elde edilen çift tepeli  $C_D$  eğrisi de fiziksel olarak gerçekçi bulunmamıştır. Bu nedenle birbirine oldukça yakın sonuç veren iki k- $\omega$  çözümlenmesinden SST k- $\omega$  verilerinin kullanılmasına karar verilmiştir.

HAD çözümlenmesi ile elde edilen  $C_D$  eğrisine modelde kullanılacak bir fonksiyon uyarlanmıştır. Uyarlanan fonksiyon (9)'da verilmiş ve HAD verisi ile uyumluluğu Şekil 8'da gösterilmiştir.

$$C_{D,0} = \frac{0,77(\widetilde{Re}^4 + \widetilde{Re}) \exp(-0,09\widetilde{Re}^{-0,3})}{\widetilde{Re}^4 - 3,6\widetilde{Re} + 7,2} \quad (9)$$

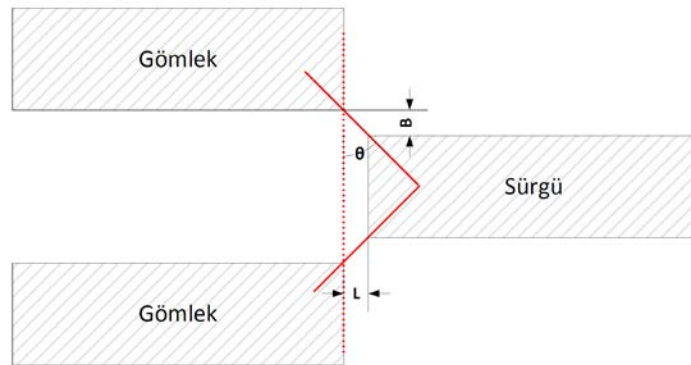
$$\widetilde{Re} = \log(Re^* + 1)$$



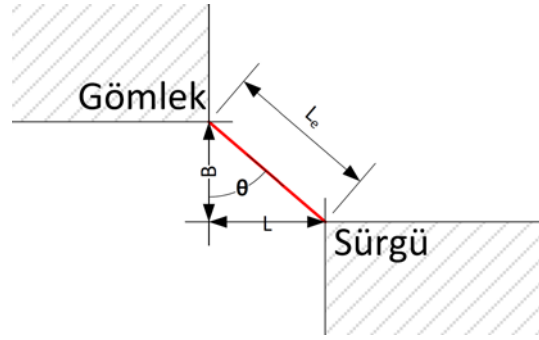
**Şekil 8.** HAD çözümlerinden elde edilen akış katsayısı eğrisi ve uyarlanan fonksiyonun sonucunun karşılaştırılması

Buradaki çözümler Şekil 3'te  $L$  uzunluğunun sıfır olduğu durum için yapılmıştır. Bu nedenle bu noktadaki akış katsayısı  $C_{D,0}$  olarak adlandırılmıştır. Ancak sürgü açıldığında  $L$  uzunluğu artacak, dolayısıyla gömlek ile sürgü arasındaki orifisin geometrisi değişecektir. Akış katsayısı geometrinin de bir fonksiyonu olduğundan bu şekil değişiminin etkisi oluşturulacak modele yansıtılmalıdır.

Genel olarak  $L$  uzunluğunun sıfırdan farklı değerlerinde orifis Şekil 9'daki durumda olmaktadır. Bu durumu tanımlamak için kullanılan parametreler ve orifisin daha ayrıntılı gösterimi Şekil 10'da verilmiştir.

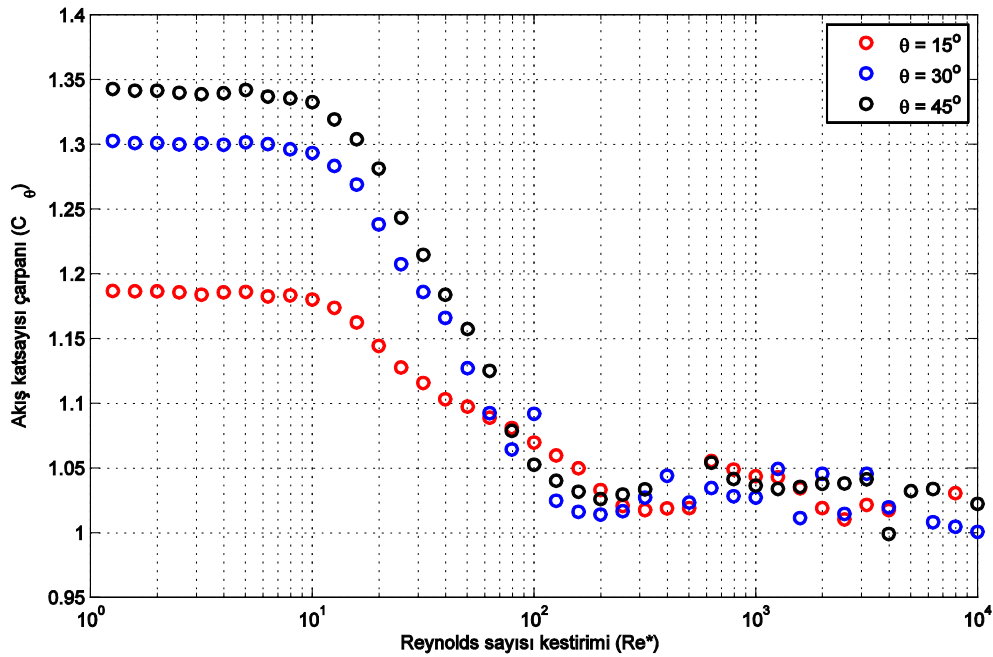


**Şekil 9.**  $L < 0$  için çevresel orifisin durumu



Şekil 10. Sürgü-gömlek sisteminin incelenmesinde kullanılan parametreler

Şekil 10'daki  $\theta$  açısının akış katsayısına etkisinin anlaşılması için yine HAD çözümlerine başvurulmuştur. HAD çözümleri yine SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Çözümler sonucunda elde edilen veriler Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11.  $\theta$ 'ya ve Reynolds sayısına göre akış katsayısı çarpanının değişimi

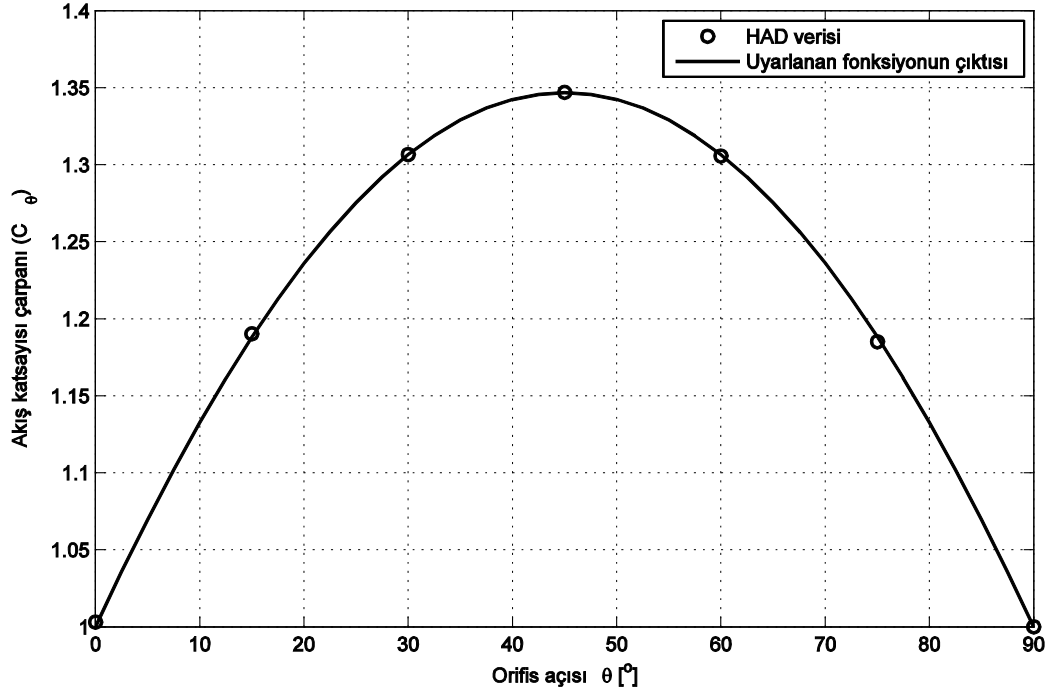
Şekil 11'deki  $C_\theta$  katsayısı, çözümlenin yapıldığı durumdaki akış katsayısının  $\theta = 0^\circ$  için bulunan akış katsayısına oranıdır;

$$C_\theta = f(\theta, \tilde{Re}) = \frac{C_D}{C_{D,0}} \quad (10)$$

Çözümlerde  $\theta$  açısı değiştirilirken Şekil 10'da gösterilen  $L_e$  uzunluğu sabit tutulmuş ve (8)'de verilen Reynolds sayısı tanımı  $\frac{L_e \sqrt{2\rho\Delta P}}{\mu}$  olarak güncellenmiştir. Böylece  $\theta$  değiştirilse de Reynolds sayısı kestirimi değişmemektedir. Çözümlerde  $Re^* < 10$  için elde edilen  $\theta$ 'ya karşılık  $C_\theta$  verileri kullanılarak,  $\theta$  değişiminin etkisinin  $C_\theta$  bağıntısına yansıtılmasını sağlayacak bir fonksiyon uyarlanmış ve aşağıda verilmiştir;

$$C_{\theta} = 1 + (C_{\theta}|_{\theta=45} - 1) \frac{\sin \theta + \cos \theta - 1}{\sqrt{2} - 1} \quad (11)$$

(11)'de verilen bağıntının çıktısının HAD verileri ile karşılaştırılması Şekil 12'de gösterilmiştir.



Şekil 12.  $Re^* < 10$  için  $\theta$ 'ya göre akış katsayısı çarpanının değişimi

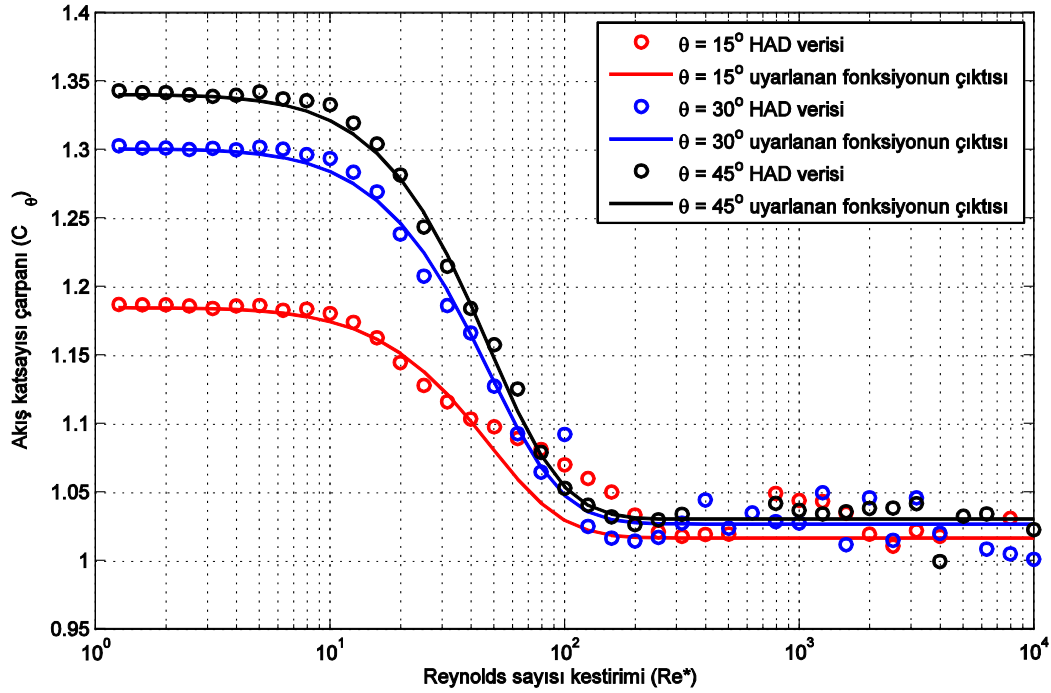
(11)'deki bağıntıda geçen  $C_{\theta}|_{\theta=45}$  teriminin hesaplanması için kullanılacak fonksiyon da Şekil 11'deki HAD verileri kullanılarak uyarlanmıştır;

$$C_{\theta}|_{\theta=45} = 1,34 - 0,31 \tanh \frac{\widetilde{Re}^5}{20} \quad (12)$$

Böylece  $C_{\theta}$  son halini alır;

$$C_{\theta} = 1 + \frac{\left(0,34 - 0,31 \tanh \frac{\widetilde{Re}^5}{20}\right) (\sin \theta + \cos \theta - 1)}{\sqrt{2} - 1} \quad (13)$$

(13)'teki fonksiyon ile elde edilen  $C_{\theta}$  eğrilerinin Şekil 11'de verilen HAD verileri ile karşılaştırılması Şekil 13'te görülmektedir.

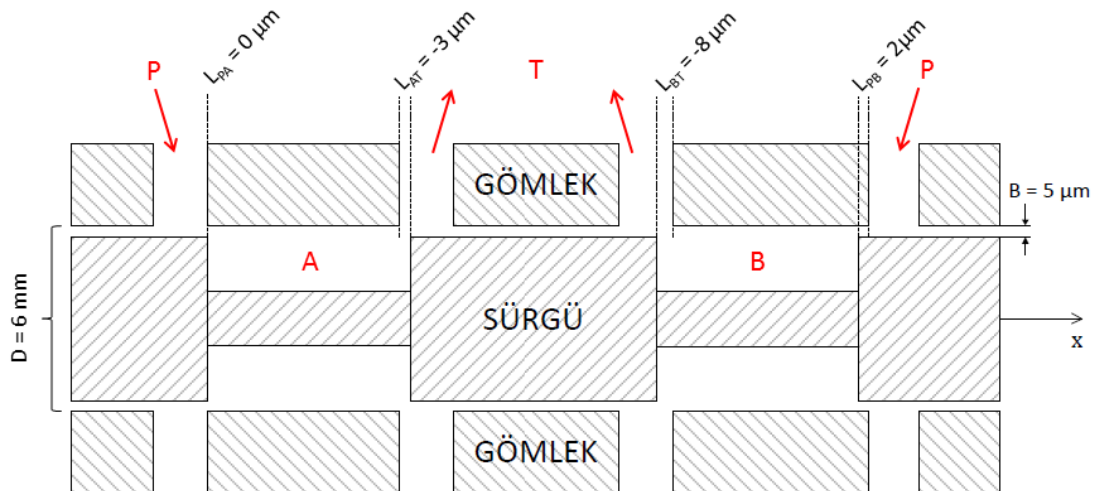


Şekil 13. HAD çözümlerine ve uyarlanan fonksiyona göre  $C_\theta$  eğrileri

Şekil 13'te  $Re^* > 40$  için  $\theta = 15^\circ$  durumunda HAD verileri ile fonksiyon çıktısı arasında farklılık görülmektedir. Ancak bunun çözümlerden kaynaklı bir hata olduğu varsayılmıştır ve fonksiyonun başarımının genel olarak yeterli olduğu kabul edilmiştir.

Böylece sürgülü valflerin modellenmesinde kullanılması amacıyla türetilmek istenen değişken çevresel orifis modeli tamamlanmış ve (14)'te verilmiştir.

Oluşturulan model, başarımının görülebilmesi için parametreleri gelişigüzel belirlenmiş bir sürgülü valf üzerinde denenmiştir. Söz edilen valfin ölçüleri Şekil 14'te verilmiştir.



Şekil 14. Örnek çözüm için test edilen valf geometrisi

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

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

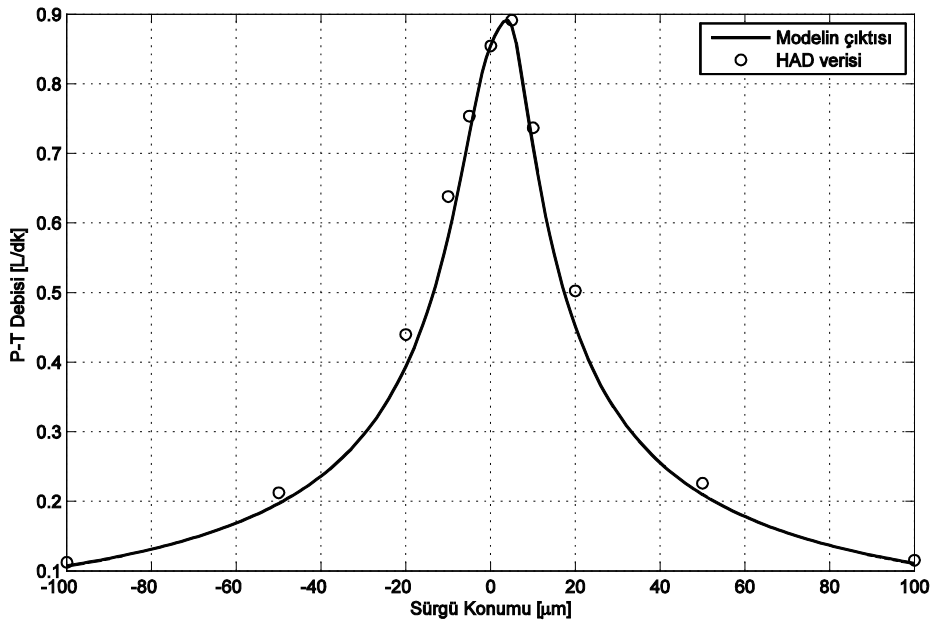
$$C_{D,0} = \frac{0,77(\widetilde{Re}^4 + \widetilde{Re}) \exp(-0,09\widetilde{Re}^{-0,3})}{\widetilde{Re}^4 - 3,6\widetilde{Re} + 7,2} \quad (14)$$

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

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

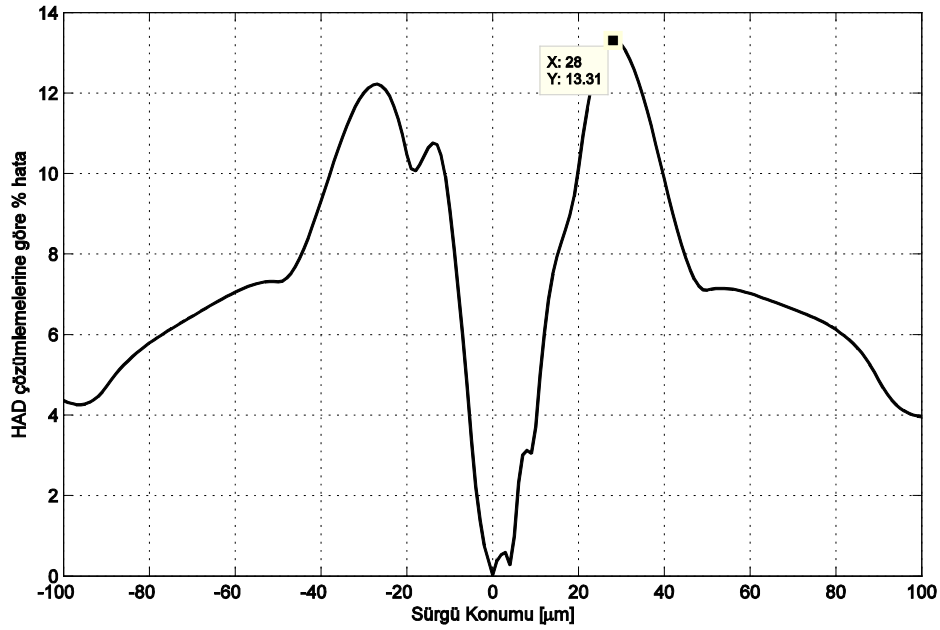
$$Re^* = \frac{\sqrt{B^2 + L^2} \sqrt{2\rho\Delta P}}{\mu}$$

Testlerde giriş basıncı 100 bar, çıkış basıncı 0 bar, akışkanın yoğunluğu  $1000 \text{ kg/m}^3$ , viskozitesi ise  $0,02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  seçilmiştir. İncelen çıktı, sürgü konumu  $-100$  ile  $+100 \mu\text{m}$  aralığında değiştirildiğinde basınç portlarından (P) girip rezervuara (T) giden akışın debisidir. Aynı valf geometrisi için yine SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanılarak HAD çözümlenmeleri de yapılmış ve modelin sonuçları ile Şekil 15'te karşılaştırılmıştır.



Şekil 15. Örnek valf çözümü

Görüldüğü gibi oluşturulan model sıfır konumundan uzaklaştıkça HAD çözümlenmelerine göre belli oranda düşük debi kestirimi yapsa da, sıfır konumu çevresinde HAD verileri ile uyumlu sonuç vermektedir. Modelin çıktısı HAD çözümlenmeleri ile karşılaştırıldığında görülen % hata oranı grafiği Şekil 16'da verilmiştir.



Şekil 16. Model çıktısının sürgü konumuna göre hata oranı

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada, bir sürgülü valfin portlarından geçen debinin kestirilmesi için kullanılacak bir akış modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modele port üzerindeki basınç düşüşünün, akışkan özkütlesi ve viskozitesinin, portların girişim durumunun, radyal boşluğun ve gömlek çapının etkileri yansıtılmıştır.

Model oluşturulurken literatürde bulunan orifis bağıntılarından yola çıkılmış ve bu bağıntılar üzerinde değişiklik yapılarak başarımlarının iyileştirilmesi için HAD çözümlerinden yüksek oranda faydalanılmıştır. Bu çalışmada yapılmak istenen çözümlere en uygun olan türbülans modelinin saptanması amacıyla modeller arasında karşılaştırma yapılmış ve en uygun modelin SST k- $\omega$  türbülans modeli olduğuna karar verilmiştir. Sonrasında tüm çözümlerler SST k- $\omega$  modeli kullanılarak yapılmıştır.

Oluşturulan model ile ölçüleri gelişigüzel belirlenen bir sürgülü valfin kaçak debi grafiği çıkarılmıştır. Aynı valf geometrisi için HAD çözümleri de yapılmış ve sonuçları modelin çıktısı ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda sürgünün sıfır konumu çevresinde modelin HAD çözümleri ile tutarlı sonuç verdiği, sürgü ilerledikçe aradaki hata oranının arttığı ancak %14'ün üzerinde çıkmadığı, ilerleme devam ederken hata oranının tekrar düştüğü gözlemlenmiştir. Bir sürgülü valfin en yüksek kaçak debisi sıfır konumu çevresinde gözlemleneceğinden önemli olan bu bölgedeki başarımın yüksek olmasıdır. Oluşturulan model ile bu hedefe ulaşıldığı görülmektedir. Sonuç olarak model ile elde edilen debi eğrileri sürgünün her durumu için sürekli, fiziksel olarak mantıklı ve HAD çözümleri ile tutarlıdır.

#### TEŞEKKÜR

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



## KAYNAKLAR

- [1] SAE International, «SAE ARP490 Rev.E,» 1993.
- [2] H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, NY: John Wiley & Sons Inc., 1967.
- [3] «Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Valves,» Moog Inc..
- [4] «MATLAB R2013b Simscape "Annular Orifice" Bloğu Yardım Dokümanı».
- [5] W. Anderson, Controlling Electrohydraulic Systems, New York: Marcel Dekker, Inc., 1988.
- [6] A. Ellman, «Leakage Behaviour of Four-Way Servovalve,» *Fluid Power Systems and Technology*, cilt 5, pp. 163-167, 1998.
- [7] B. Eryılmaz ve B. H. Wilson, «Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servovalve Model,» *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, cilt 122, pp. 576-579, 1999.
- [8] D. Gordic, M. Babic, D. Milanovic ve S. Savic, «Spool Valve Leakage Behaviour,» *Arch Civil Mech Eng*, pp. 859-866, 2011.
- [9] A. C. Afatsun ve T. Balkan, «Orifis Akışı Çözümlerinde Türbülans Modellerinin Başarımlarının Karşılaştırılması,» *HPKON 2017*, İzmir, 2017.
- [10] F. Moukalled, L. Mangani ve M. Darwish, The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics, Springer, 2015.

## 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 tanılması alanlarında çalışmalarda 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 tanılması, 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.