

Su Tasarrufu Sağlayan Emniyet Valfinin Optimum Tasarımının Geliştirilmesi

Muhammed Safa KAMER
Ahmet KAYA
Hüseyin Emre ŞAHİN
Abdullah ŞİŞMAN

ÖZET

Bu çalışma iki aşamadan oluşmaktadır. İlk olarak; su kullanımının yaygın olduğu mahallerde, su kullanımı sırasında ani su kesilmelerinden sonraki olası su israf ve baskınlarını önlemek amacıyla bir otomatik-mekanik emniyet valfi tasarlanarak imal edilmiştir. Emniyet valfi, su kesildiğinde (şebeke basıncı atmosfer basıncına eşit olduğunda) devreye girerek hattı kapatmakta, su tekrar geldiğinde su geçişine izin vermediği için su tasarrufu sağlayarak baskınların oluşmasını da engellemektedir. Emniyet valfinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşüşünü ölçmek amacıyla bir deney düzeneği kurulmuş ve artan debi ile basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. Emniyet valfinin üç boyutlu akış analizi Ansys-Fluent paket programı ile yapılmış ve elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak iyi bir uyum sağlanmıştır. İkinci aşamada ise; tasarım üzerinde değişiklikler yapılmış ve tasarımdaki değişikliklerin basınç düşüşüne etkisi sayısal olarak araştırılmış ve basınç düşüşünün en az olduğu geometri tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Emniyet Valfi, Basınç Düşüşü, Deneysel Çalışma, Ansys-Fluent, Tasarım Etkileri.

1. GİRİŞ

Su gereksinimi, artan nüfus ve gelişen ekonomi ile birlikte hızla artmaktadır. Temiz su kaynaklarının boşa harcanmadan kullanıma sunulması, suyun ekonomik olarak işletilmesinde en büyük amaçtır. Su kaynaklarının boşa harcanmasına neden olan önemli faktörlerden birisi de şebekelerdeki su kayıplarıdır ve bu ülkemizde olduğu kadar diğer ülkelerde de üzerinde önemle durulan araştırma konularından biridir [1]. Şebeke suyu kesilmesi durumunda açık unutulmuş vanalar, önemli oranda su kaybına neden olmaktadır.

Şebeke ve tesisatlardaki su kayıpları ile su baskınlarını önlemek amacıyla geçmişten günümüze çok çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Kavurmacıoğlu ve Karadoğan, basınç ayar vanaları ve karakteristiklerini tanıtarak, bunların ayar karakteristiklerini belirlemişlerdir. Otomatik kontrol vanaları kullanılarak basıncın ayarlanmasıyla su

Abstract:

This study consists of two phases. Firstly; the use of water is common in places, designed an auto-mechanical safety valve was manufactured to prevent during water use after sudden cut of water, possible wasting water and floods. Safety valve close the line when water is cut off (when mains pressure is equal to atmospheric pressure) and does not allow water to pass when come back, saving water and prevents the floods. An experimental setup was established to measure pressure drop between the inlet and outlet of safety valve. It was determined that increased pressure drop with increasing flow rate. Three-dimensional flow analysis of safety valve was performed with Ansys-Fluent CFD solver and, the results obtained compared with experimental data are a good correspondence. In the second stage; changes made in the design and the effect of varying the pressure drop was investigated numerically and it has been determined in design at least the geometry of the pressure drop.

Key Words:

Safety Valve, Pressure Drop, Experimental Studies, Ansys-Fluent, Design Effects.

Makale

kaçaklarının azaltılmasının mümkün olduğunu tespit etmişlerdir [2]. Çelikağ, küresel vanalardaki basınç kayıp katsayısını deneysel ve sayısal olarak belirlemiştir. Sayısal yöntemde sonlu hacimler yöntemi olan Fluent programını kullanmıştır [3]. Amirante vd., hidrolik oransal valfin performansını artırmak ve tasarım iyileştirmeleri yapmak amacıyla akış analizini Fluent paket programını kullanarak yapmışlardır [4]. Chern vd., küresel valfin performansını, akış özelliklerini ve kaviteasyon etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Valfin performansını belirlemek için gerekli katsayıları; farklı hacimsel debi ve farklı basınçlar için belirlemiştir [5]. Duymaz, DN 40 nominal çapında bir kelebek vananın lokal yük kayıp katsayısını, deneysel ve sayısal olarak hesaplamıştır. Sayısal çözümlemede sonlu hacimler yöntemi olan Fluent paket programını kullanmıştır [6]. Koyunbaba, endüstride yaygın olarak kullanılan küresel ve kelebek vanaların akış karakteristik eğrilerini ANSYS programı yardımıyla belirlemiş ve vana üreten firmaların katalog verileri ile karşılaştırmıştır [7]. Pirinççiler, basınçlı sulama sisteminde suyun sahaya dağıtımında kullanılan tek gövdeli dağıtım ünitesini tasarlayarak akış analizini deneysel ve sayısal olarak araştırmıştır. Deneysel olarak elde edilen basınç kayıplarını sayısal yöntemden (FLUENT) elde edilen sonuçlarla karşılaştırmıştır [8]. Yüksel, sürgülü vanalarda basınç kayıp katsayısını vana açıklığına bağlı olarak, deneysel ve sayısal olarak hesaplamıştır [9]. Kaya, yatay milli, tek kademe, uçtan emişli bir santrifüj pompanın performansını sayısal olarak araştırmıştır. Sayısal çalışmada sonlu hacimler yöntemi olan FLUENT programını kullanmıştır [10]. Deng vd., bir spool-valf içindeki yüksek hızda akan yağın akış analizini ve çentikler etrafındaki lokal sıcaklık dağılımını, sonlu hacimler yöntemine dayalı olan Ansys-Fluent ve ABAQUS programı ile belirlemiştir [11]. Sandalcı, DN65 ve DN80 ölçülerindeki iki farklı vananın basınç kayıplarını farklı akış hızlarında ve farklı disk açılarında deneysel olarak belirlemiştir [12]. Kocakaya, Diyarbakır ili Muradiye Mahallesi pilot bölge olarak seçmiş ve pilot bölgenin şebeke suyu giriş hattına bir oda inşa ederek hat üzerinde çeşitli akış ölçümleri (debi, basınç vb.) yapmıştır. Farklı işletme basınçları için deneyler yapmış ve şebeke işletme

basıncının su tüketimi üzerindeki etkisinin oldukça önemli olduğunu belirlemiştir [13]. Yang vd., 3-boyutlu bir durdurma vanasının akış analizini farklı hacimsel debiler için sayısal olarak incelemişlerdir. RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli uygulanarak Navier-Stokes denklemlerini Fluent paket programı ile çözmüşlerdir [14]. Chattopadhyay vd., basınç ayar valfi içinden olan akışı hesaplamalı akışkanlar mekaniği yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Türbülans koşulları için Navier-Stokes denklemlerini Fluent paket programını kullanarak çözmüşlerdir. Sayısal analizde standart $k-\epsilon$ ve realizeable $k-\epsilon$ modellerini kullanmışlardır [15]. Lisowski ve Rajda, bir hidrolik sistemde, yön kontrol valfi kullanılarak basınç düşüşünün azaltılmasını deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Deneysel çalışmada, bir deney düzeneği kurulmuş ve farklı hacimsel debilerde oluşan basınç düşüşü belirlenmiştir. Sayısal çalışmada ise Ansys-Fluent paket programında standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanarak analizler yapılmış ve deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır [16]. Kamer, su tasarrufu sağlamak amacıyla bir mekanik valf tasarlamıştır. Tasarlanan bu valfte akış analizi yapılarak farklı debilerde oluşan basınç düşüşünü deneysel ve sayısal olarak belirlemiştir [17].

Bu çalışmada; toplu su tüketim alanlarında (hastane, okul vb.) ani su kesilmesiyle açık unutulmuş musluklardan şebeke suyu gelmesiyle oluşacak israfı ve su baskınına engellemek amacıyla mekanik-otomatik olarak çalışan bir emniyet valfinin optimum tasarımı belirlenmiştir. Tasarlanarak imal edilen bu emniyet valfinin akış özellikleri (hız ve basınç dağılımları ile basınç düşüşü-kütlesel debi ilişkisi) deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasında uyum belirlendikten sonra, tasarım üzerinde farklı iyileştirmeler yapılmış ve her iyileştirme sonrası sayısal çözüm yapılmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Deneysel Çalışma

Tasarım-I

Şebeke kullanım suyu kesilmesi durumunda açık unutulmuş vanalardan, suyun gelmesiyle oluşan su kayıp ve baskınlarının mekanik otomatik çalışan

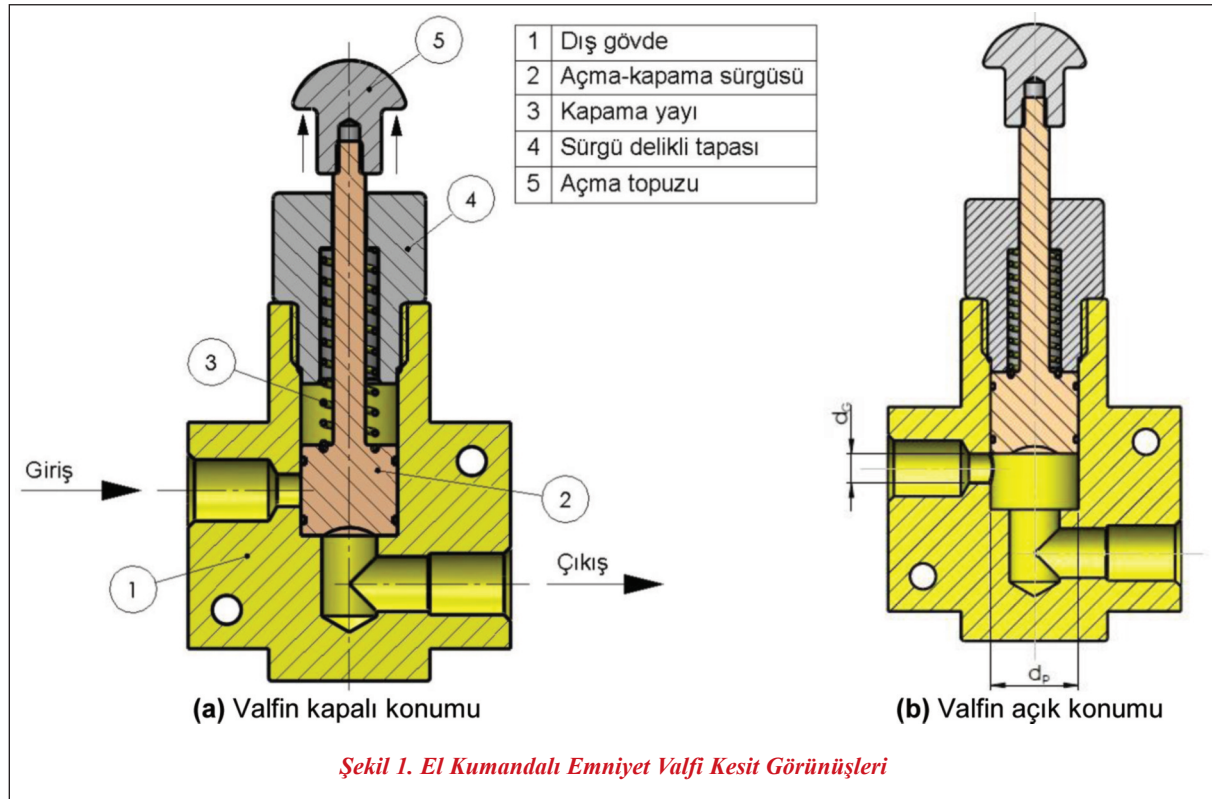
mekanizmalarla engellenmesi amacıyla yeni bir valf (El Kumandalı Emniyet Valfi) tasarlanmıştır ve imalatı yapılmıştır.

El Kumandalı Emniyet Valfi Şekil 1'de gösterildiği gibi dış gövde (1), açma-kapama sürgüsü (2), kapama yayı (3), sürgü delikli tapası (4) ve açma topuzundan (5) oluşmaktadır.

İlk durumda açma-kapama sürgüsü (2) kapama yayı (3) kuvvetinden dolayı kapalı konumda olduğu için şebeke kullanım suyu tesisatında şebeke basıncı olsa bile El Kumandalı Emniyet Valfi, kullanım suyunun „Çıkış” hattına geçmesine izin vermemektedir. Şebeke kullanım suyu tesisatında şebeke basıncı olduğu durumda açma topuzu (5) Şekil 1a'da gösterilen yönde insan gücü ile çekilerek açma-kapama sürgüsü (2) açık konuma getirilmekte ve bırakılmaktadır. Böylece El Kumandalı Emniyet Valfi çıkış hattına kullanım suyu geçişi sağlanmış olmaktadır. Kapama yayının (3) açma-kapama sürgüsünün (2) açık konumundaki kuvveti, açma-kapama sürgüsüne (2) etki eden minimum şebeke basıncının (son kulla-

nıcı vanasının/vanalarının tamamen açık olduğu durumda açma-kapama sürgüsüne (2) etki eden basınç) oluşturduğu kuvveti yenemeyecek şekilde tasarlanmıştır. Bu nedenle şebeke kullanım suyu tesisatında şebeke basıncı olduğu durumda El Kumandalı Emniyet Valfi bir kez açık konuma getirildiğinde, şebeke kullanım suyu kesilene kadar kapalı konuma geçmemektedir. Ayrıca şebeke kullanım suyu kesilse dahi herhangi bir kullanıcı vanasının açık olmadığı durumda valf yine kapalı konuma geçmemektedir. Çünkü valfin kapalı konuma geçebilmesi için açma-kapama sürgüsüne (2) etki eden basıncın ortadan kalkmasının yanında, valfin içerisindeki suyun tahliye edilerek açma-kapama sürgüsünün (2) kapalı konuma doğru hareketini engellemesi gerekmektedir.

Şebeke kullanım suyu kesildiğinde açma-kapama sürgüsüne (2) etki eden şebeke basıncı ortadan kalktığı için kapama yayı (3) kuvvetinin etkisiyle açma-kapama sürgüsü (2) otomatik olarak kapalı konuma geçmektedir (bunun için herhangi bir kullanıcı vanasının açık olması veya valfin içerisindeki suyun bir



Makale

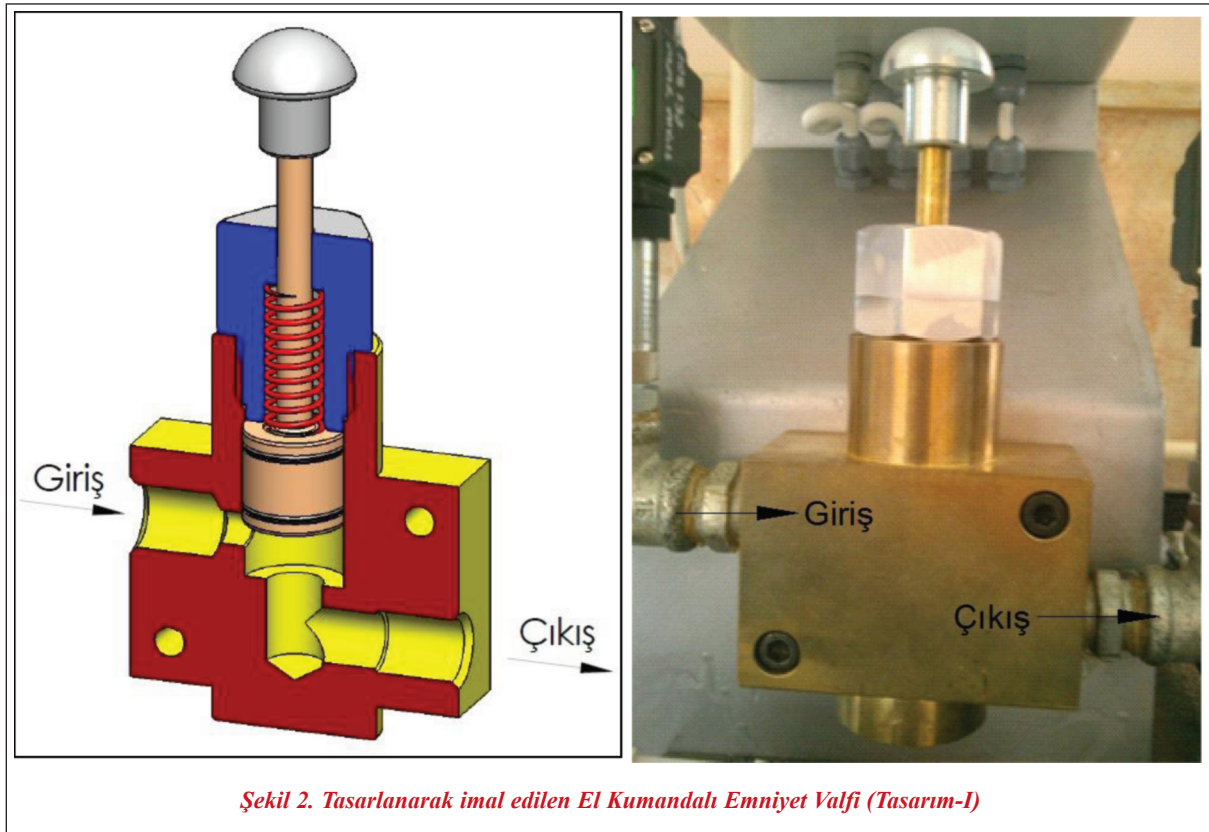
şekilde tahliye olması gerekmektedir). Bu aşamada açma topuzu (5) Şekil 1a'da gösterilen yönde insan gücü ile çekilerek açma-kapama sürgüsü (2) açık konuma getirilmek istendiğinde, şebeke kullanım suyu tesisatında şebeke basıncı olmadığından, yine kapama yayı (3) kuvvetinin etkisiyle açma-kapama sürgüsü (2) otomatik olarak kapalı konuma geçmektedir. Şebeke kullanım suyu tesisatına tekrar şebeke basıncının gelmesi halinde, açma topuzu (5) Şekil 1a'da gösterilen yönde insan gücü ile çekilerek açma-kapama sürgüsü (2) açık konuma getirilene kadar El Kumandalı Emniyet Valfi, "Çıkış" hattına kullanım suyu geçişine izin vermemektedir. Böylece şebeke kullanım suyu kesilmesi durumunda, El Kumandalı Emniyet Valfinden sonraki tesisat üzerindeki kullanım suyu vanası/vanaları açık unutulsa bile, şebeke kullanım suyunun tekrar gelmesi halinde bu vanadan/vanalardan su akmamaktadır.

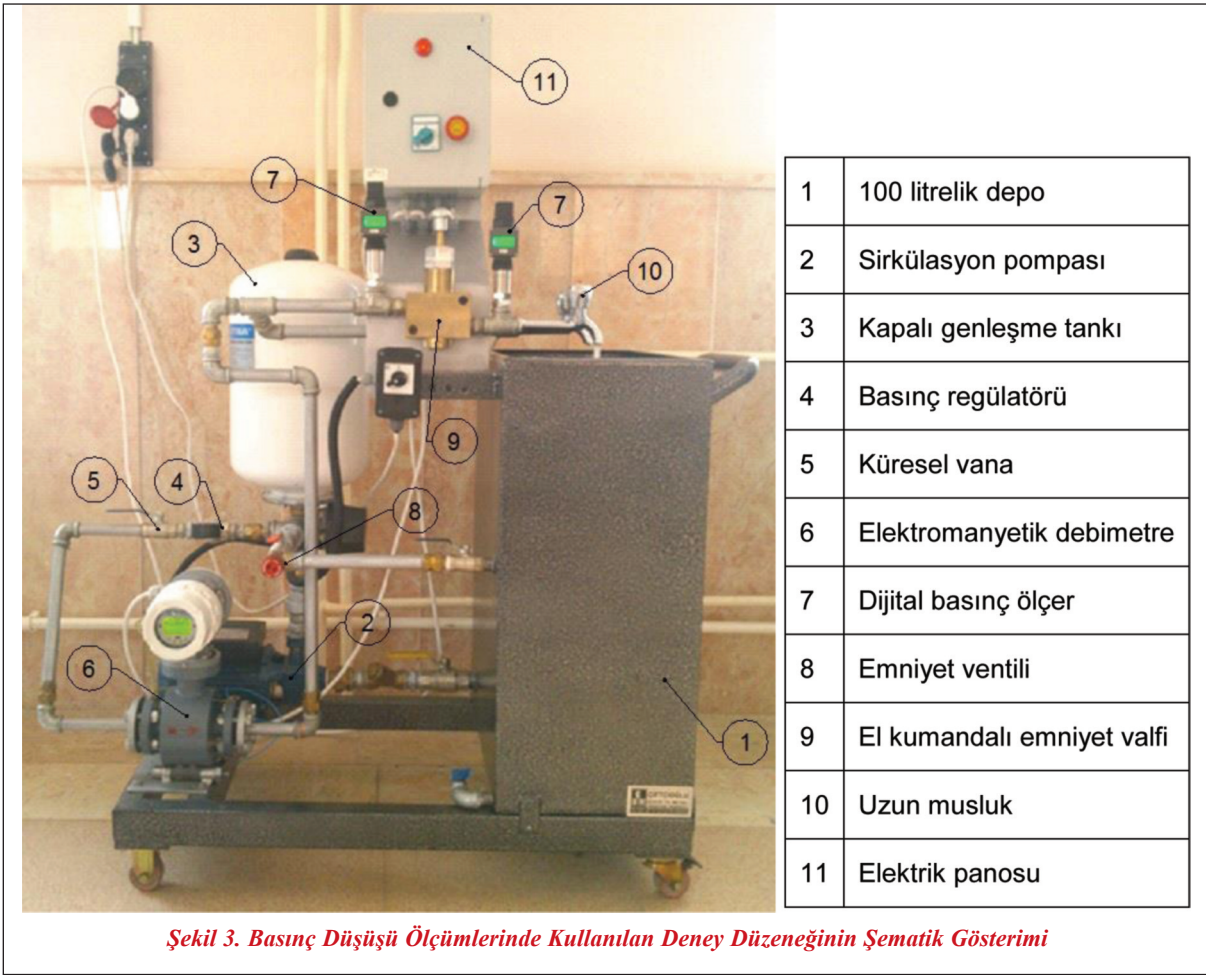
Kullanım suyu vanasından/vanalarından su akmadığı fark edildiğinde, El Kumandalı Emniyet Valfi insan gücü yardımıyla açık konuma getirilmekte ve böylece son kullanıcı vanalarına kullanım suyu geçi-

şi sağlanmış olmaktadır. Son kullanıcı vanalarına kullanım suyu geçişi sağlandıktan sonra açık unutulmuş olan vanalardan su aktığı fark edilmekte ve bu vanalar kapatılmaktadır. Tasarlanarak imal edilen bu valf Şekil 2'de gösterilmiştir.

Geliştirilen bu el kumandalı emniyet valfinin test edilmesi ve farklı debilerdeki basınç düşüşü değerlerinin belirlenmesi için bir deney düzeneği tasarlanmıştır (Şekil 3). Tasarlanan deney düzeneği başlıca; 100 litrelik depo, sirkülasyon pompası, kapalı genleşme tankı, basınç regülatörü, küresel vana, elektromanyetik debimetre, dijital basınç göstergesi, emniyet ventili, uzun musluk ve elektrik panosu elemanlarından oluşmaktadır.

Depoya doldurulan temiz su, sirkülasyon pompası yardımıyla sisteme gönderilmektedir. Tesisat elemanlarından dolaşarak uzun musluğa ulaşan temiz su, musluktan tekrar depoya aktarılmaktadır. Sistemin çalışması bu şekilde kapalı devre olarak devam etmektedir.





Depodan sirkülasyon pompası yardımıyla emilen su, pompanın çıkışında iki yola ayrılmaktadır. Bu yollardan birincisinde, çeşitli tesisat elemanlarından dolaştıktan sonra uzun musluğa ulaşmaktadır. İkincisinde ise, emniyet ventili ve çeşitli tesisat elemanlarından dolaştıktan sonra depoya aktarılmaktadır. Birinci yolu izleyen temiz su, burada ilk olarak basınç regülatörüne girmektedir. Basınç regülatöründen çıkan su, debi ayarının yapılabilmesi için yerleştirilen küresel vanaya girmektedir. Küresel vanadan çıkan suyun debi ölçümü elektromanyetik debimetreye yapılmaktadır. Elektromanyetik debimetreden geçtikten sonra, su El Kumandalı Emniyet Valfine (Şekil 2) girmektedir. El Kumandalı Emniyet Valfinden çıktıktan sonra, ilk olarak uzun musluğa girmekte ve buradan çıkan su, tekrar depoya akmaktadır. El Kumandalı Emniyet Valfi giriş ve çıkışına bu bölgelerdeki basınçların ölçülmesi için birer dijital basınçölçer yerleştirilmiştir. Sistem üzerindeki

uzun musluğun kapalı olması durumunda veya birinci yol üzerinde bulunan küresel vana yardımıyla birinci yola aktarılan debinin azaltılması durumunda pompanın zarar görmemesi için temiz su, ikinci yola yönelmekte ve buradaki emniyet ventilini açarak depoya ulaşmaktadır.

2.2. Sayısal Çalışma

Sayısal çalışma kapsamında; analiz bölgesinin 3 boyutlu katı modeli deney seti üzerinden ölçüler alınıp bilgisayar ortamında modellenmiştir. El Kumandalı Emniyet Valfinin açık olduğu konum dikkate alınarak çizimler gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar ortamında 3 boyutlu katı modelleme işlemlerinde SolidWorks ticari yazılımı, akış analizlerinde ise Ansys-Fluent ticari yazılımı kullanılmıştır.

Sayısal hesaplamalarda yapılan kabuller;

- Valf giriş-çıkışında çelik boru ve demir fittings

Makale

malzemeler kullanılmış ve bu malzemelerin pürüzlülük değerleri sabit olarak çelik boru için 1,6 µm, demir fittings malzeme için 12,5 µm girilmiştir. Valf ise bronz malzemededen üretilmiş ve pürüzlülük değeri sabit olarak 3,2 µm girilmiştir [18].

- Sayısal hesaplamalar, türbülanslı, üç boyutlu, sürekli, zorlanmış taşınım için CFD uygulamalarında sıkça kullanılan Ansys-Fluent bilgisayar programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Çözümlerde, segregated çözücü ve SIMPLE algoritması kullanılmıştır [19]. Süreklilik ve momentumun korunumu denklemleri [11];

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) \quad (2)$$

Burada p statik basınç, $\vec{\tau}$ gerilme tensörüdür.

(3)

Burada μ moleküler viskozitedir ve türbülanslı akışta efektif viskozite olarak kullanılır ($\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, burada μ_t türbülans viskozitesidir).

3-boyutlu sayısal analiz için aşağıdaki sınır koşulları tanımlanmıştır;

- Giriş sınır koşulu: “mass-flow-inlet” tanımı yapılarak kütledebiler 0,2149 kg/s’den 0,2915 kg/s’ye aralığında girilmiştir.
- Çıkış sınır koşulu: “pressure-outlet” olarak tanımlanmıştır. Deneysel olarak belirlenen valf çıkış basıncının sayısal değeri girilmiştir.
- Boru ve valf cidarları “wall” olarak tanımlanmıştır.
- Duvar fonksiyonu: Her iki türbülans modelinde de (Standart k-ε ve Realizable k-ε) “Standart Wall Functions” seçilmiştir.

Sayısal analizlerde Standart k-ε ve Realizable k-ε türbülans modelleri kullanılmıştır. k-ε modellerinde, türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı “disipasyonu” (ε) için iki adet transport denklemi, Navier-Stokes denklemlerine ek olarak çözülmektedir.

Standart k-ε türbülans modelinde; türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ε) aşağıda verilen denklemler kullanılarak çözülmektedir [11, 16, 20].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon \quad (5)$$

Bu denklemlerde, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimidir. μ_t türbülans viskozitesidir ve $\mu_t = (\rho C_\mu k^2)/\varepsilon$ denklemi ile belirlenir. Türbülans modellerindeki sabitler aşağıda verilmiştir [11, 16, 21].

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_{1\varepsilon} = 1.3$$

“Standart k-ε” modelinde sabit olan C_μ katsayısı Realizable k-ε türbülans modelinde dinamik bir form almaktadır ve $C_\mu = 1/[A_0 + [A_s k S_{ij}/\varepsilon]]$ bağıntısı ile elde edilmektedir [20].

Burada; $A_0 = 4.04$, $A_s = 6 \cos(\theta)$ ve $\theta = \frac{1}{3} \cos^{-1}(6W)$ şeklinde sabitlerdir. Deformasyon tensörü S_{ij} ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

W terimi ile S_{ij} arasındaki ilişki,

$$W = \frac{S_{ij} S_{ij}}{\sqrt{S_{ij} S_{ij}}} \quad (7)$$

şeklinde [15].

Realizable k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisini (k) ve kayıp oranını (ε) belirlemek için aşağıda verilen denklemler kullanılır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (9)$$

“Realizable k-ε” türbülans modelinin sabitleri aşağıda belirtilen değerlere sahiptir [21].

$$C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_{1e} = 1.2$$

Her iki türbülans modelinde de (Standart k- ϵ ve Realizable k- ϵ) “Standart Wall Functions” seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

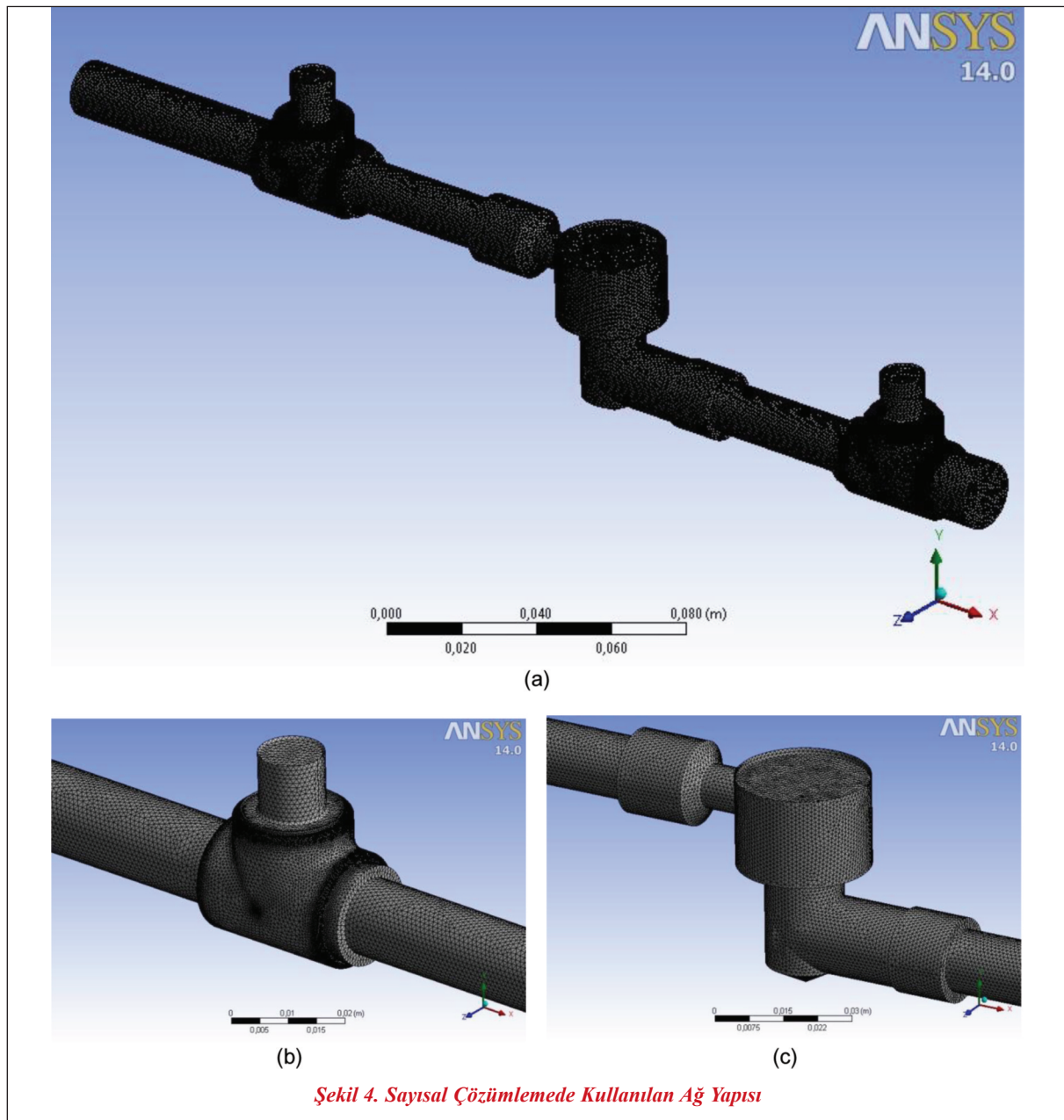
2.3. Mesh Yapısı

Tasarım-I’deki gibi geliştirilip imal edilen el kumandalı emniyet valfinin sayısal çözümünde Şekil 4’te gösterilen ağ yapısı kullanılmıştır. Köşe noktalarında hız ve basınç değişimini daha iyi görebilmek için

yoğun ağ kullanılmıştır. Vana çözüm bölgesi için 1,25x10⁶ elaman sayılı ağ yapısı kullanılmıştır.

2.4. Hata Analizi

Deneysel çalışmalarda, elde edilen sonuçların doğruluğunu etkileyen hata miktarlarının belirlenmesi önemlidir. Literatürde belirtilen standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneylerde, elde edilen veriler değerlendirildiğinde, hatalar iki farklı şekilde ortaya çıkmaktadır. Bunlar; deney düzeneğinin ve ölçüm araçlarının yapısından



Makale

kaynaklanan kaçınılmaz hatalar ve deney yapan kişinin ihmallerinden kaynaklanan hatalardır. Bu hataların değerlendirilmesi için yapılan hata analizi sonuçlarının yorumlanması açısından oldukça önemlidir [22].

Belirli sayıda deney yapıldıktan sonra bu deneylere ait hata oranlarının tespiti için pratikte birkaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılanlardan biri “akılcı yaklaşım” yöntemidir. Bu tip hata analizinde ölçme sisteminde bulunan bütün aletlerin aynı anda maksimum hatayı yaptığı kabul edilir [23]. Bu yöntem göz önünde bulundurularak deneysel ve sayısal olarak hesaplanan basınç düşüşü (ΔP) sonuçları arasındaki hatanın analizi yapılabilir.

Deneysel çalışma kapsamında her deney için ayrı ayrı El Kumandalı Emniyet Valfi giriş hattında ölçülen basınç değerinden (P_G) çıkış hattında ölçülen basınç değerinin (P_C) farkı alınarak basınç düşüşü değerleri (ΔP) hesaplanmıştır. Bu basınçların ölçümlerinde kullanılan dijital basınç ölçerlerin ölçüm hassasiyetleri (w_B) $\pm\%0.5$ 'tir ve bu basınç ölçerler sadece bar biriminde ölçüm yapabilmektedir. Giriş ve çıkış hattındaki basınçölçerlerin aynı anda maksimum ve minimum hatayı yaptığı kabul edilerek her

deney için maksimum basınç düşüşü (ΔP_{mks}) ve minimum basınç düşüşü (ΔP_{min}) değerleri ölçüm cihazlarının hassasiyetleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda (11) ve (12) numaralı denklemler kullanılmıştır.

$$\Delta P = P_G - P_C \quad (10)$$

$$\Delta P_{mks} = [P_G + (P_G \cdot w_B)] - [P_C - (P_C \cdot w_B)] \quad (11)$$

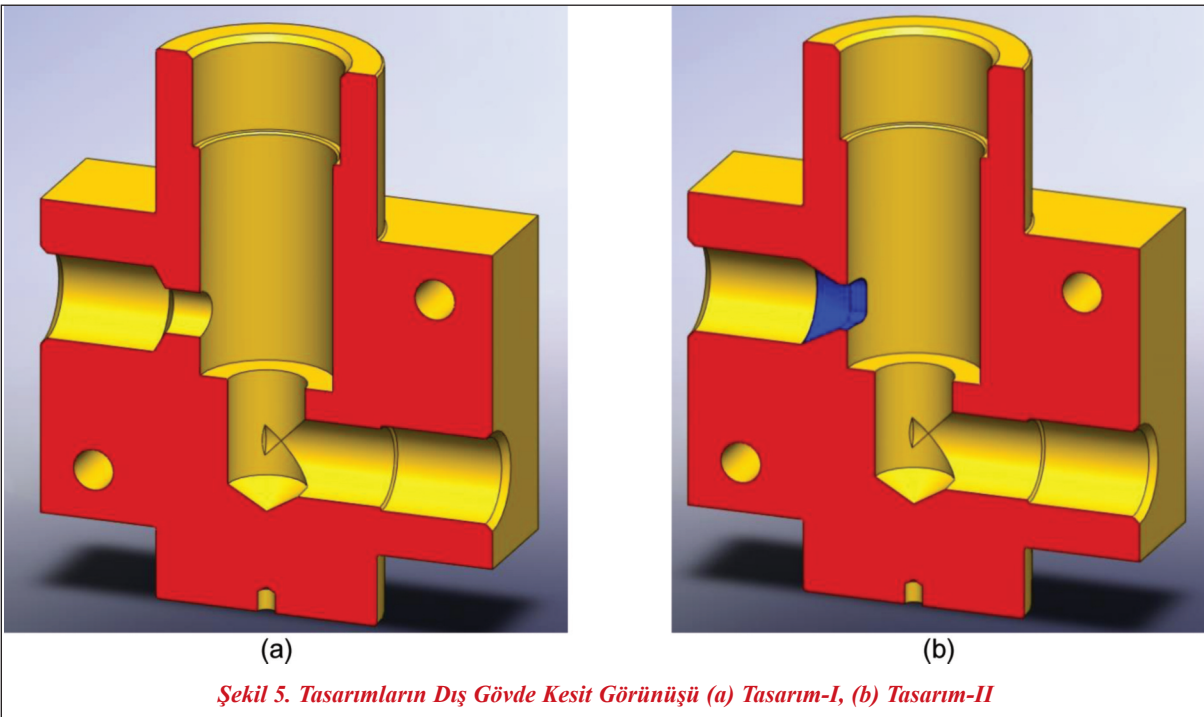
$$\Delta P_{min} = [P_G - (P_G \cdot w_B)] - [P_C + (P_C \cdot w_B)] \quad (12)$$

2.5. Tasarım İyileştirmeleri

İlk tasarlanan valf imal edilmiş ve farklı kütleli debilerde oluşan basınç düşüşleri deneysel ve sayısal olarak belirlenmiştir. Aynı sayısal yöntem kullanılarak, ilk tasarım üzerinde yapılan değişikliklerin basınç düşümüne olan etkisi belirlenmiştir.

Tasarım-II

Bu tasarımda ilk tasarımdan (Şekil 5a) farklı olarak valfin giriş bölgesindeki en düşük kesit alanı genişletilmiş ve bu geçişteki kesit alanı dikdörtgen şeklinde oluşturulmuştur. Tasarım-I üzerinde yapılan bu değişiklik Şekli 5b'de mavi ile işaretli bölge olarak gösterilmiştir.

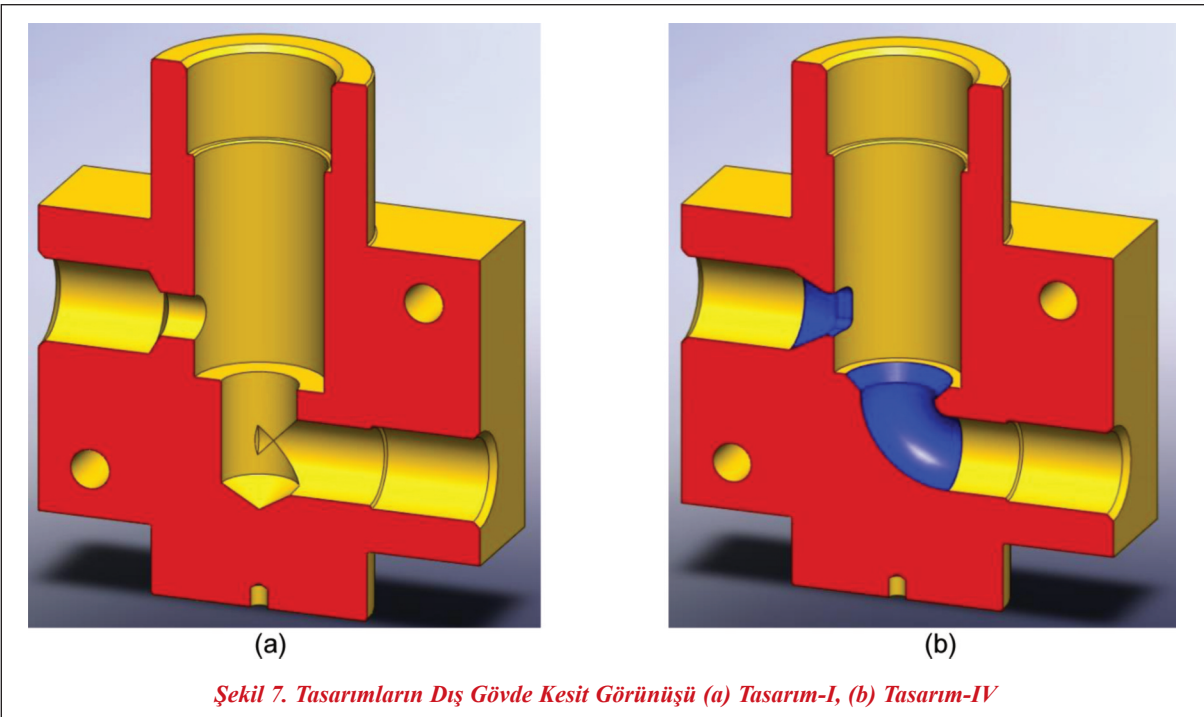
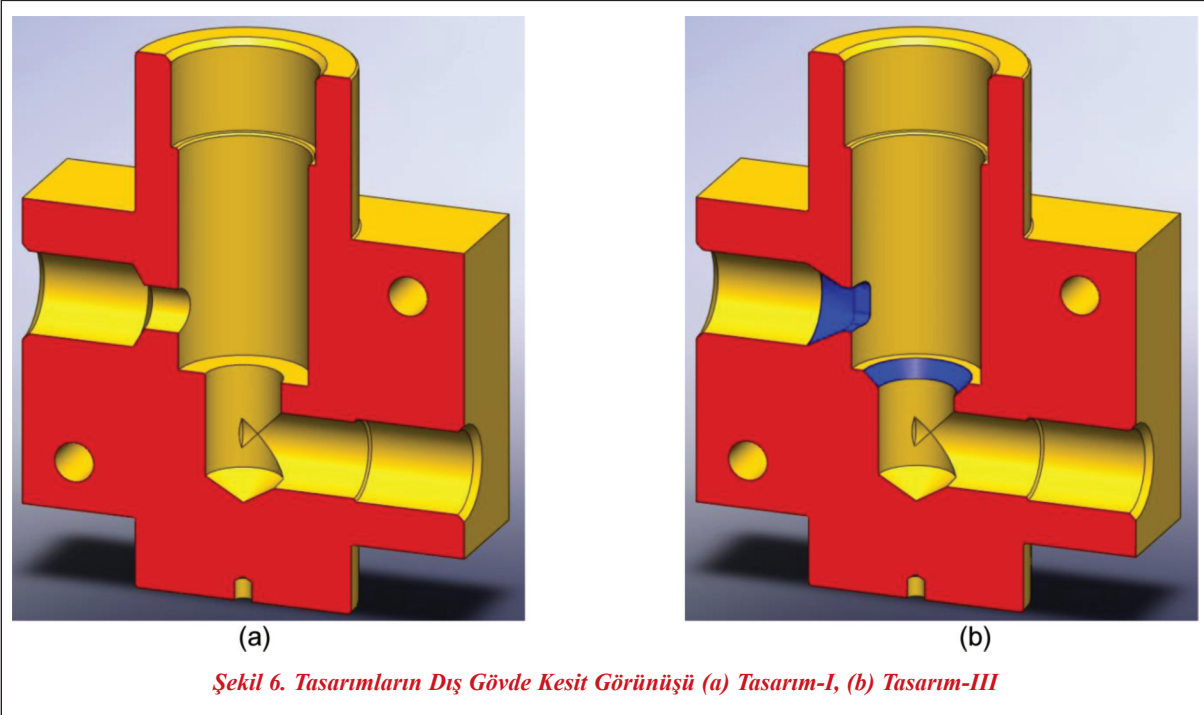


Tasarım-III

Bu tasarımda, giriş bölgesindeki en düşük kesit alanı genişletilmiş ve valfin piston bölgesinden çıkış bölgesine geçiş kısmına bir konik geçiş eklenmiştir. Tasarım-I (Şekil 6a) üzerinde yapılan bu değişiklik Şekli 6b'de mavi ile işaretli bölgeler olarak gösterilmiştir.

Tasarım-IV

Bu tasarımda Tasarım-II ve Tasarım-III için yapılan değişikliklere ek olarak; valfin piston bölgesinden çıkış bölgesine geçiş kısmına dirsek yerleştirilmiştir. Şekil 7b'de mavi ile işaretli kısımlar, Tasarım-I (Şekil 7a) üzerinde yapılan değişiklikleri göstermiştir.



Makale

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışma iki kısımdan oluşmaktadır. İlk olarak; toplu su tüketim alanlarında (hastane, okul vb.) su kesilmesiyle açık unutulmuş musluklardan şebeke suyu gelmesiyle oluşacak su israfını engellemek amacıyla mekanik-otomatik çalışan El Kumandalı Emniyet Valfi tasarlanıp imal edilmiştir. Tasarlanarak imal edilen bu emniyet valfinin akış özellikleri (basınç ve hız dağılımları ile basınç düşüşü-kütlesel debi ilişkisi) deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. İkinci olarak; aynı sayısal yöntem kullanılarak, tasarlanarak imal edilen ve akış özellikleri belirlenen valf geometrisi üzerinde değişiklikler yaparak optimum tasarım elde edilmiş ve tasarım değişikliğinin basınç düşüşüne olan etkisi belirlenmiştir.

3.1. Deneysel Bulguların Analizi

Deneysel çalışma kapsamında; deneysel veriler alınmadan önce sistemin dengeye ulaşması için elektromanyetik debimetre, dijital basınç ölçerler ve sirkülasyon pompası çalıştırılmış, ilk tasarım valfi ve uzun musluk açık hale getirilmiştir. Tüm deneyler, sistem bu halde iken yapılmıştır. Debi ayarı yapıldıktan sonra, her deney için en az 20 dakika beklenerek sistemin rejime ulaşması sağlanmıştır. Her deney 3 kez tekrarlanarak ortalama değerler alınmış-

tır. Deneysel çalışmada, 6 farklı debide basınç düşüşü değişimi belirlenmiştir.

Deneysel sonuçlar kullanılarak valfin basınç düşüşü (ΔP) ve basınç düşüşünün (ΔP) giriş basıncına (P_G) oranı ($\% \Delta P_0$) 6 farklı debi için hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Tablo 1’de verilmiştir.

$$\% \Delta P_0 = (\Delta P / P_G) \cdot 100 \quad (13)$$

Valften geçen akışkanın kütleli debisi arttıkça, giriş-çıkış arasında oluşan basınç düşüşü de artmıştır. Bu artışa boru yüzey pürüzlülükleri, sürtünme ve ani daralma-genişleme gibi olguların sebep olduğu bilinmektedir.

Farklı kütleli debilere göre ölçülen giriş ve çıkış basınçları ile basınç düşüşü Tablo 1’de gösterilmiştir. Yapılan tüm deneylerde basınç düşüşü oranlarının ($\% \Delta P_0$) birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu oranların birbirine yakın olması, kütleli debi (m) değişimiyle basınç düşüşü (ΔP) değişiminin hemen hemen lineer olduğunu göstermektedir.

Deneysel sonuçlara hata analizi uygulanarak, ölçülen değerlerin hangi aralıkta değişebileceği belirlenmiş ve Tablo 2’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Valf Giriş-Çıkışında Oluşan Basınç Düşüşünün Kütleli Debiye Göre Değişimi

Deney No	Sıcaklık T [K]	Kütleli Debi \dot{m} [kg/s]	Giriş Basıncı P_G [Pa]	Çıkış Basıncı P_C [Pa]	Basınç Düşüşü ΔP [Pa]	$\% \Delta P_0$
1	301.15	0.2915	185000	174000	11000	5.946
2	303.15	0.2816	173000	163000	10000	5.780
3	304.15	0.2663	156000	147000	9000	5.769
4	305.15	0.2483	136000	128000	8000	5.882
5	306.15	0.2315	118000	111000	7000	5.932
6	307.15	0.2149	102000	96000	6000	5.882

Tablo 2. Hata Analizi Uygulanan Deneysel Sonuçlar

Deney No	Kütleli Debi \dot{m} [kg/s]	Giriş Basıncı P_G [Pa]	Çıkış Basıncı P_C [Pa]	Maksimum Basınç Düşüşü ΔP_{mks} [Pa]	Ölçülen Basınç Düşüşü ΔP [Pa]	Minimum Basınç Düşüşü ΔP_{min} [Pa]
1	0.2915	185000	174000	12795	11000	9205
2	0.2816	173000	163000	11680	10000	8320
3	0.2663	156000	147000	10515	9000	7485
4	0.2483	136000	128000	9320	8000	6680
5	0.2315	118000	111000	8145	7000	5855
6	0.2149	102000	96000	6990	6000	5010

3.2. Sayısal Bulguların Analizi

Sayısal çalışma kapsamında 3-boyutlu katı modeli oluşturulan ilk tasarım valfinin akış analizi Ansys-Fluent programında yapılmıştır. Sayısal çözümleme de kullanılmak üzere akışkanın (suyun) bazı özellikleri belirlenmiştir. Deney düzeneğinde dolaşan suyun, deneyler sırasındaki sıcaklık değerlerine göre termodinamik özellikleri Tablo 3'te verilmiş ve sayısal çalışmada bu özellikler kullanılmıştır.

Reynolds sayısı akış alanının maksimum kesit (Şekil 1.b'de verilen d_p) ve minimum kesitlerine (Şekil 1.b'de verilen d_G) göre hesaplanmış ve akışın her koşulda türbülanslı olduğu belirlenmiştir.

Yapılan sayısal çalışmada kullanılan hacim elemanı boyutlarının (iki düğüm noktası arasındaki mesafe) sonuçlar üzerinde etkisi oldukça fazladır.

Dolayısıyla eleman ağ yapısı doğru sonucu verecek kadar küçük olmalıdır. Bu çalışmada, kullanılan her iki türbülans modeli için de ağ yapısındaki hücre sayısının deneysel sonuçlara etkisi incelenmiş ve Tablo 4'te verilmiştir. Yapılan incelemeye göre ağ yapısındaki hücre sayısının 1.250.000 olması durumunda elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara çok yakın olduğu ve Realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinde hata oranının çok daha az olduğu (%0,6) görülmüş ve çalışmalarda bu türbülans modeli kullanılmıştır.

6 farklı deneysel veri kullanılarak sayısal çalışma yapılmış, iki farklı türbülans modeli ile elde edilen çözümlerin deneysel verilerle karşılaştırılması yapılmış ve Tablo 5'te gösterilmiştir. Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sonuçların deneysel verilerle oldukça uyumlu olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeliy-

Tablo 3. Doymuş Suyun Özellikleri [24]

Deney No	Sıcaklık	Yoğunluk	Özgül Isı	Isı İletim Katsayısı	Dinamik Viskozite	Kinematik Viskozite	Reynolds sayısı	Reynolds sayısı
	T [K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg.K]	K [W/m.K]	μ [kg/m.s]	$\nu \times 10^7$ [m ² /s]	Minimum Kesit, d_G	Maksimum Kesit, d_p
1	301.15	996.400	4178.800	0.612	0.000835	8.38218	44460.917	14820.306
2	303.15	996.000	4178.000	0.615	0.000798	8.01205	44953.147	14984.382
3	304.15	995.600	4178.000	0.617	0.000782	7.85858	43358.342	14452.781
4	305.15	995.200	4178.000	0.618	0.000767	7.70498	41250.096	13750.032
5	306.15	994.800	4178.000	0.620	0.000751	7.55127	39257.782	13085.927
6	307.15	994.400	4178.000	0.621	0.000736	7.39743	37215.601	12405.200

Tablo 4. Hücre Eleman Sayısının Çözüm Üzerindeki Etkisi

Analiz No	Eleman Sayısı	Kütleli Debi \dot{m} kg/s	Deneysel Pa	Giriş Basıncı, P_G		Hata Oranı	
				Sayısal		Standart $k-\epsilon$	Realizable $k-\epsilon$
				Standart $k-\epsilon$	Realizable $k-\epsilon$		
1	600,000	0.2915	185000	Pa	Pa	%	%
2	700,000			190227	190084	2.748	2.675
3	800,000			186681	186398	0.900	0.750
4	1,000,000			186878	186425	1.005	0.764
5	1,250,000			187054	186518	1.098	0.814
6	1,250,000			186374	185258	0.737	0.600

Tablo 5. Farklı Türbülans Modelleriyle Yapılan Sayısal Analiz Sonuçları

Deney-Analiz No	Deneysel Pa	Giriş Basıncı, P_G		Hata Oranı	
		Sayısal		Standart $k-\epsilon$	Realizable $k-\epsilon$
		Standart $k-\epsilon$	Realizable $k-\epsilon$		
1	185000	Pa	Pa	%	%
2	173000	186702	186116	0.912	0.600
3	156000	175081	174155	1.189	0.663
4	136000	157803	156779	1.143	0.497
5	118000	137262	136600	0.919	0.439
6	102000	118699	118448	0.589	0.378
6	102000	102714	102472	0.695	0.461

Makale

le yapılan sayısal analiz sonuçları kullanılarak basınç düşüşleri (ΔP) ve basınç düşüşü oranları ($\% \Delta P_0$) hesaplanmıştır.

Farklı kütleli debilere (\dot{m}) göre değişen basınç düşüşleri (ΔP) Tasarım-I için sayısal ve deneysel olarak elde edilmiş ve Şekil 8’de gösterilmiştir. Sayısal ve deneysel olarak elde edilen kütleli debi-basınç düşüşü değişiminin oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Sayısal olarak elde edilen sonuçların, deneysel verilere hata analizi uygulanmasıyla elde edilen verilerin arasında olduğu tespit edilmiştir.

Kütleli debinin artmasıyla emniyet valfi giriş-çıkışı arasında oluşan basınç düşüşünün arttığı, bu artışın hemen hemen lineer olduğu belirlenmiştir. Benzer değişime, literatürde farklı valf mekanizmaları için yapılan çalışmalarda da rastlanmıştır [6, 12, 15, 16, 25].

İlk tasarım valfi üzerinde yapılan iyileştirmelerin basınç düşümüne olan etkisi çalışmanın ikinci kısmını oluşturmaktadır. İlk tasarım üzerinde üç farklı değişiklik yapılmış ve Tasarım-I’in sayısal çözümünde kullanılan hacim elemanı boyutu, türbülans çözücü ve mesh yapısı kullanılarak çözümler tekrar yeni durumlar için yapılmıştır. İlk tasarımda deneysel olarak elde edilen çıkış basıncı, diğer tasarımlarda da sayısal çözümlemede kullanılmış (çıkış basıncı değişmediğinden), kütleli debi ile basınç düşümünün değişimi elde edilmiş ve sonuçlar Şekil 8’de verilmiştir. Şekil 8’den görüldüğü gibi Tasarım-IV’de daha düşük basınç kayıpları elde edilmiştir.

Deneysel ve sayısal sonuçların uyumlu olması; bu ve benzer çalışmalarda deneysel sistem kurulduğunda yüksek maliyetler oluşturabilecek karmaşık problemlerin, çok az bir maliyetle

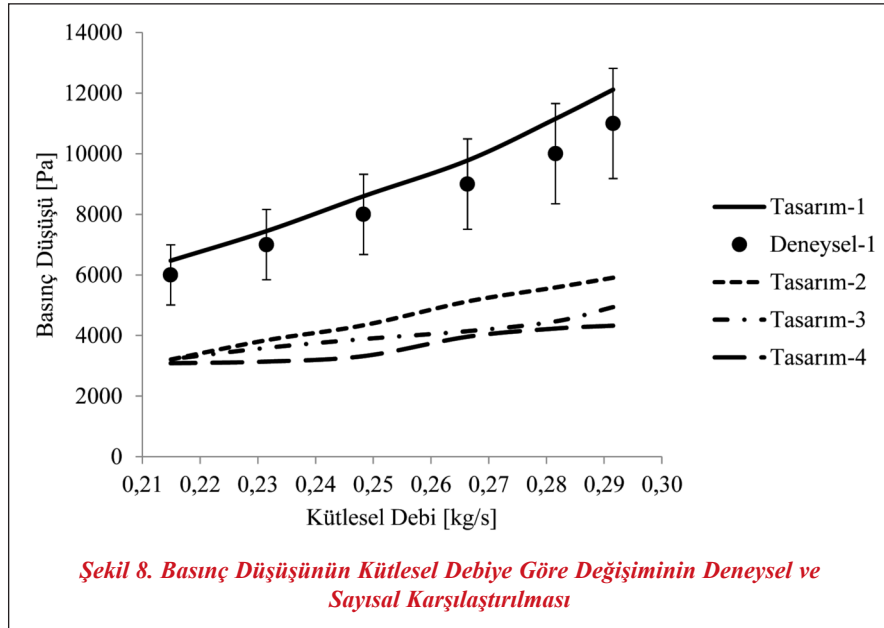
ve kısa bir sürede Ansys-Fluent gibi paket programlarla çözülebileceğini göstermiştir.

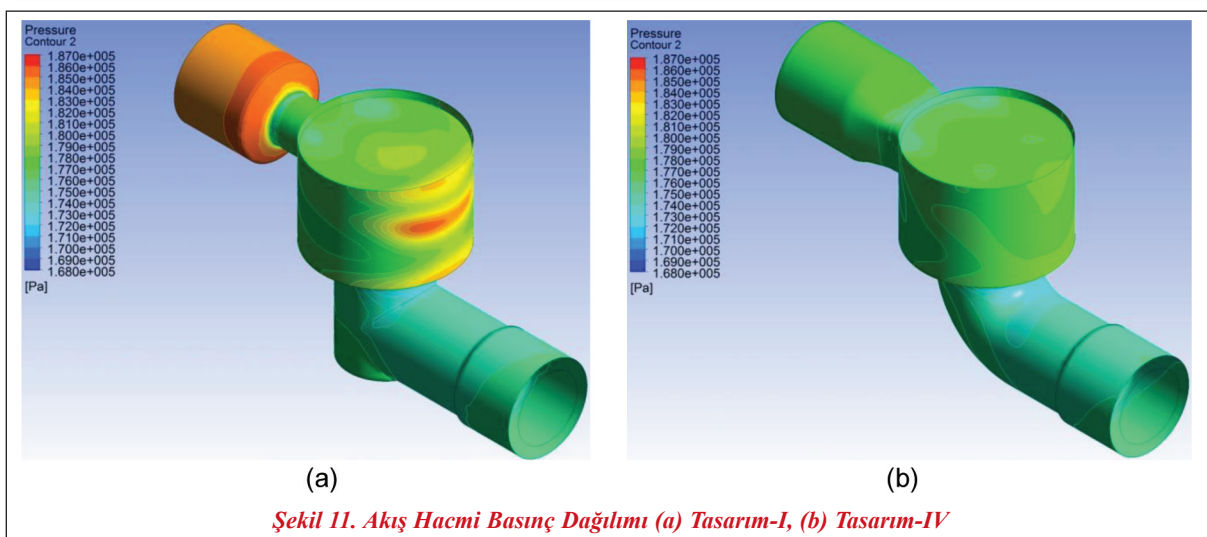
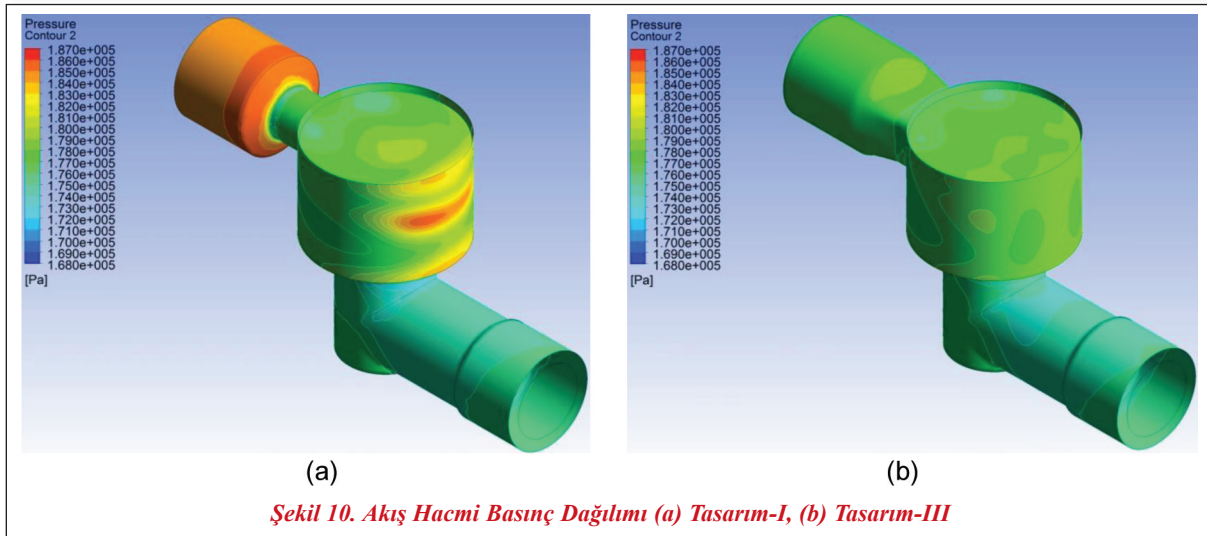
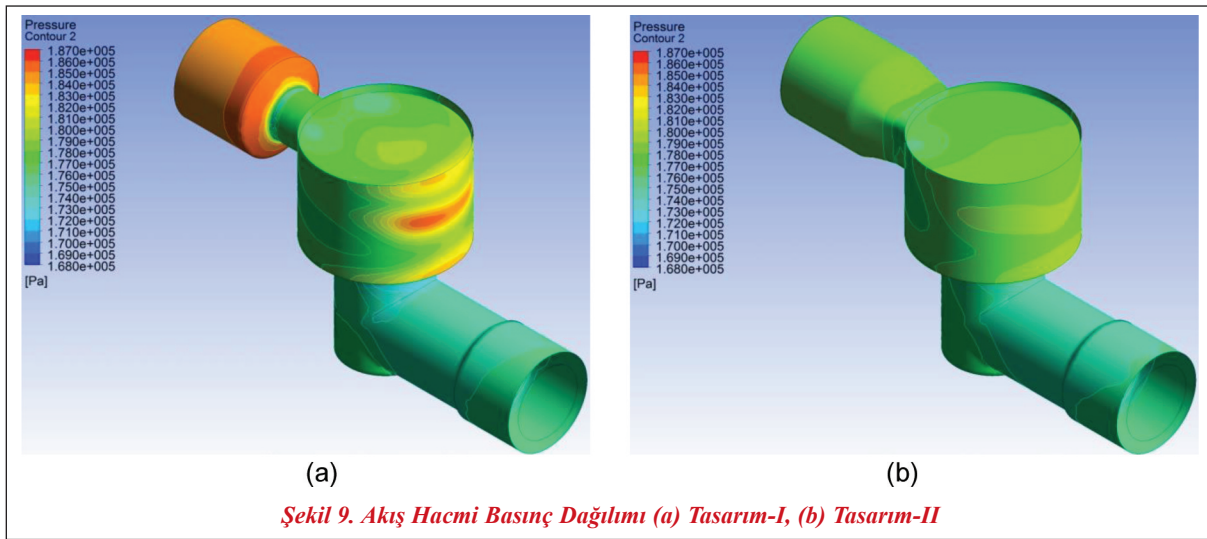
Sistem içerisindeki akışkan, sirkülasyon pompası yardımıyla basınçlandırılmaktadır. Akışkan, sistem içerisinde ilerledikçe sürtünme, vana, armatürler vb. gibi kayıplardan dolayı basınç düşüşüne maruz kalacaktır. Bu nedenle valfin girişindeki basıncın (PG), valfin çıkışındaki basınçtan (Pİ) daha fazla olması beklenmektedir.

Şekil 9’da Tasarım-I ile Tasarım-II’nin akış hacminde meydana gelen basınç dağılımı gösterilmiştir. Tasarım-I’de akışkanın çarptığı yüzeyde basınç yüksek iken (kırmızı yüzey) tasarımda yapılan değişikliklerle bu yüzeyde basınç düşürülmüş ve basınç kaybının azaldığı belirlenmiştir.

Tasarım-I ve Tasarım-III’ün akış hacminde meydana gelen basınç dağılımı Şekil 10’da verilmiştir. Tasarım-III’te elde edilen basınç dağılımı ve basınç düşüşü, hem Tasarım-I’den hem de Tasarım-II’den daha iyi sonuçlar vermiştir.

Tasarım-IV’ten elde edilen basınç düşüşü diğer tasarımlardan elde edilenden daha az olmuş ve dört tasarım içinde optimum olan tasarım olduğu belirlenmiştir (Şekil 8-11).





Makale

Basınç kayıp oranlarının tasarımlara ve kütleli debilere göre değişimleri sayısal olarak elde edilmiş ve Tablo 6'da verilmiştir. Tasarım-I'de deneysel olarak ölçülen çıkış basıncı, tüm tasarımlarda sayısal çözüm için kullanılmış ve giriş basıncı sayısal olarak belirlenmiştir. İlk tasarım üzerinde yapılan her bir iyileştirme basınç düşüşünü azaltmıştır. Tasarım-IV'ün kullanılması durumunda en az basınç düşüşünün olacağı tespit edilmiştir.

SONUÇLAR

Bu çalışma iki kısımdan oluşmuştur. Birinci kısımda; toplu su tüketim alanlarında (hastane, okul vb.) ani su kesilmesiyle açık unutulmuş musluklardan şebeke suyu gelmesiyle oluşacak israfı ve su baskını engelleyen amacıyla mekanik-otomatik çalışan bir emniyet valfi tasarlanıp imal edilmiştir. Tasarlanarak imal edilen bu emniyet valfinin akış özellikleri (basınç ve hız dağılımlarıyla basınç değişimi-kütleli debi ilişkisi) deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Emniyet valfindeki basınç düşüşünü belirlemek amacıyla bir deney düzeneği tasarlanmış, farklı kütleli debilerde meydana gelen basınç değişimi

belirlenmiştir. Sayısal çalışma kapsamında ise emniyet valfi 3 boyutlu olarak modellenmiş ve giriş-çıkış arasındaki basınç düşüşü Ansys-Fluent programı ile her bir debi değeri için belirlenmiştir. Elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışmanın ikinci kısmında ise; imal edilen ve akış analizi belirlenen Tasarım-I üzerinde bazı iyileştirmeler yapılarak sayısal analizler yapılmıştır. Üç farklı tasarım uygulanmış ve aynı sayısal yöntemle akış analizi yapılarak tasarım değişikliklerinin basınç düşüşüne olan etkisi belirlenmiştir. Kütleli debinin artması tüm tasarımlar için valfte basınç düşüşünü artırmış, en az artışın Tasarım-IV'te olduğu tespit edilmiştir.

SEMBOLLER

A_0, A_s : Türbülans modeli sabitleri

C_p : Özgül ısı (J/kg·K)

$C_1, C_2, C_{1e}, C_{2e}, C_\mu$: Türbülans modeli sabitleri

D : Geometrinin karakteristik uzunluğu, dairesel boru için çap (m)

d_G : Valfin giriş hattındaki kesit çapı (Minimum kesit) (m)

Tablo 6. Tasarım İyileştirilmesiyle Oluşan Basınç Kaybı

Kütleli Debi kg/s	Çıkış Basıncı Pa	Tasarım	Giriş Basıncı	Basınç Kaybı	
			Pa	ΔPa	%
0.2915	174000	Tasarım-I	186116	12116	6.510
		Tasarım-II	179909	5909	3.284
		Tasarım-III	178940	4940	2.761
		Tasarım-IV	178327	4327	2.426
0.2816	163000	Tasarım-I	174155	11155	6.405
		Tasarım-II	168589	5589	3.315
		Tasarım-III	167468	4468	2.668
		Tasarım-IV	167233	4233	2.531
0.2663	147000	Tasarım-I	156779	9779	6.237
		Tasarım-II	152126	5126	3.370
		Tasarım-III	151146	4146	2.743
		Tasarım-IV	150962	3962	2.625
0.2483	128000	Tasarım-I	136600	8600	6.296
		Tasarım-II	132341	4341	3.280
		Tasarım-III	131885	3885	2.946
		Tasarım-IV	131322	3322	2.530
0.2315	111000	Tasarım-I	118448	7448	6.288
		Tasarım-II	114847	3847	3.350
		Tasarım-III	114595	3595	3.137
		Tasarım-IV	114142	3142	2.753
0.2149	96000	Tasarım-I	102472	6472	6.316
		Tasarım-II	99210.3	3210.3	3.236
		Tasarım-III	99220.1	3220.1	3.245
		Tasarım-IV	99086.8	3086.8	3.115

d_p	: Piston iç çapı (Maksimum kesit) (m)
G_k	: Türbülans kinetik enerjisi üretimi (kg/m.s ³)
K	: Isı iletim katsayısı (W/m.K)
k	: Türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
P_C	: Çıkış hattı basıncı (Pa)
P_G	: Giriş hattı basıncı (Pa)
R_e	: Reynolds sayısı
S_ε	: ε için kaynak terimi (m ² /s ⁴)
T	: Sıcaklık (K)
t	: Zaman (s)
u	: Yatay doğrultudaki hız bileşeni (m/s)
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi (m ² /s)
V_{ort}	: Ortalama akış hızı (m/s)
w_B	: Dijital basınç ölçer hassasiyeti (%)
x	: Yatay koordinat (m)
ΔP	: Basınç düşüşü (Pa)
ΔP_{mks}	: Maksimum basınç düşüşü (Pa)
ΔP_{min}	: Minimum basınç düşüşü (Pa)
$\% \Delta P_0$: Basınç düşüşü oranı (%)
ε	: Türbülans yitim (kayıp) oranı (m ² /s ³)
μ	: Dinamik viskozite (kg/m.s)
μ_t	: Türbülans viskozitesi (kg/m.s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
σ_k	: k için türbülanslı Prandtl sayısı
σ_ε	: ε için türbülanslı Prandtl sayısı

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya konu olan valfle ilgili yapılan patent başvurusu, TÜBİTAK 1008-Patent Başvurusu Teşvik ve Destekleme Programı kapsamında ARDEB 2013/1813 no'lu proje ile TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Pala, B., Latifoğlu, A., “İçme Suyu Şebekelerinde Oluşan Su Kayıpları-Kayseri İli Örneği”, V. Ulusal Çevre Mühendisliği Kongresi, Ankara, s.1-7, 2003.
- [2] Kavurmacıoğlu, L., Karadoğan, H., “Otomatik Kontrol Vanaları Kullanılarak Tesi-satların Su Kaçaklarının Azaltılması”, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, s.635-644, 2003.
- [3] Çelikağ, B., “Küresel Vanalarda Vana Kayıp Katsayısının Sonlu Hacimler Yöntemiyle ve Deneysel Olarak Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 119s, 2004.
- [4] Amirante, R., Moscatelli, P. G., Catalano, L. A., “Evaluation Of The Flow Forces On A Direct (Single Stage) Proportional Valve By Means Of A Computational Fluid Dynamic Analysis”, Energy Conversion and Management, 48: 942-953, 2007.
- [5] Chern, M. J., Wahg, C. C., M. A, C. H., “Performance Test And Flow Visualization Of Ball Valve”, Experimental Thermal and Fluid Science, 31: 505-512, 2007.
- [6] Duymaz, B. A., “Kelebek Vanalarda Vana Kayıp Katsayısının Sonlu Hacimler Yöntemiyle ve Deneysel Olarak Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 103s, 2008.
- [7] Koyunbaba, E., “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulaması ile Vanaların Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 74s, 2008.
- [8] Pirinççiler, M., “Hidrolik Kumandalı Vana Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 81s, 2008.
- [9] Yüksel, B., “Sürgülü Vana Kayıp Katsayısının Sonlu Hacimler Yöntemiyle ve Deneysel Olarak Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 97s, 2008.
- [10] Kaya, M., “Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul, 75s, 2009
- [11] Deng, J., Shao, X.M., FU, X., Zheng, Y., “Evaluation Of The Viscous Heating Induced Jam Fault Of Valve Spool By Fluid-Structure Coupled Simulations”, Energy Conversion and Management, 50: 947-954, 2009.
- [12] Sandalcı, M., “Kelebek Vanalarda Performans Katsayılarının Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 52s, 2009.
- [13] Kocakaya, Ş., “Şehir Suyu Şebeke Basıncının Su Tüketimine Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 66s, 2010.

Makale

- [14] Yang, Q., Zhang, Z., Liu, M., Hu, J., “Numerical Simulation Of Fluid Flow Inside The Valve”, *Procedia Engineering*, 23: 543-550, 2011
- [15] Chattopadhyay, H., Kundu, A., Saha, B. K., Gangopadhyay, T., “Analysis Of Flow Structure Inside A Spool Type Pressure Regulating Valve”, *Energy Conversion and Management*, 53: 196-204, 2012.
- [16] Lisowski, E., Rajda, J., “CFD Analysis Of Pressure Loss During Flow By Hydraulic Directional Control Valve Constructed From Logic Valves”, *Energy Conversion and Management*, 65: 285-291, 2013.
- [17] Kamer, M. S., “Şebeke Suyu Kesilmesi Durumunda Açık Unutulan Vanalardan Olan Su Kaybının Engellenmesi Yöntemi”, Yüksek Lisans Tezi, Sütçü İmam Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kahramanmaraş, 86s, 2014.
- [18] Bağcı, M., “Teknik Resim”, Birsan Yayınevi Limited Şirketi, ISBN: 975-511-128-X, İstanbul, 286s, 1998.
- [19] Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., Akansu, S. O., “Boru İçi Akışlarda Türbula-törlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28(2), 51-59, 2008.
- [20] Şimşek, O., “Eğrisel Geniş Başlıklı Savak Üzerinden Geçen Açık Kanal Akımının Deneysel ve Teorik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 109s, 2011.
- [21] ANSYS FLUENT 14.0 THEORY GUIDE, “Ansys Inc.”, URL (Erişim tarihi: 28.02.2014) http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/v140/flu_th.pdf, 2011.
- [22] Kaya, A., “Kurutmada Isı ve Kütle Transferinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 153s, 2008.
- [23] Genceli, O. F., “Ölçme Tekniği”, Birsan Yayınevi Limited Şirketi, ISBN: 978-975-511-113-1, İstanbul, 387s, 2008.
- [24] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., “Akışkan-lar Mekanik Temelleri ve Uygulamaları”, İzmir Güven Kitabevi Limited Şirketi, ISBN: 978-975-6240-18-2, İzmir, 938s, 2012.
- [25] Winfield, D., Cross, M., Croft, N., Paddison, D., Craig, I., “Performance Comparison Of A Single And Triple Tangential Inlet Gas Separation Cyclone: A CFD Study”, *Powder Technology*, 235: 520-531, 2013.