

DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN HİDROLİK SİSTEM SİMÜLASYON YAZILIMI İLE MODELLENMESİ VE SİMULE EDİLMESİ *

Taner DOĞRAMACI

Uzman Mühendis/Valf Tasarım Grup Şefi
HEMA Endüstri A.Ş.
Organize Sanayi Bölgesi,
59501 Çerkezköy / Tekirdağ
tanerdogramaci@hattat.com.tr

ÖZET

Basınç emniyet valfleri, basınç kontrol valflerinin bir çeşididir. Sistem basıncı, set edilen değere ulaştığında pompa debisinin bir kısmını veya tamamını tanka yönlendirerek hidrolik sistemde koruyucu görevi yaparlar. Bu valfler normalde kapalıdır. Bu çalışmada direk uyarılı basınç emniyet valflerinin matematiksel modeli çıkartılarak hidrolik sistem simülasyon yazılımı olan AMESİM ile modellenmesi anlatılmıştır. Emniyet valflerinde sönümlenmenin önemi ve etkisi grafiklerle gösterilmiştir. Emniyet valfi sürgüsündeki değişik formların “basınç bindirimi (Pressure override)”ne olan etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Basınç kontrol valfleri, emniyet valfleri, emniyet valfinin modellenmesi, amesim

Modeling and Simulating of a Direct Acting Relief Valve with a Hydraulic System Simulation Software

ABSTRACT

Relief valves are one type of pressure control valves. When the system pressure reached the set pressure, it allow the pump dump some or all pump flow to tank all or part of the time and protects the system. These valves are normally closed. In this work we develop a mathematical model of the direct operated relief valve and explain how to model it with hydraulic system simulation software, Amesim. Also the importance of the damping at relief valves and its effects are shown by graphics. The effects of different forms at the relief valve spool on the pressure override are investigated.

Keywords : Pressure control valves, relief valves, modeling of relief valve, amesim

* Geliş tarihi : 14.09.2011
Kabul tarihi : 06.10.2011

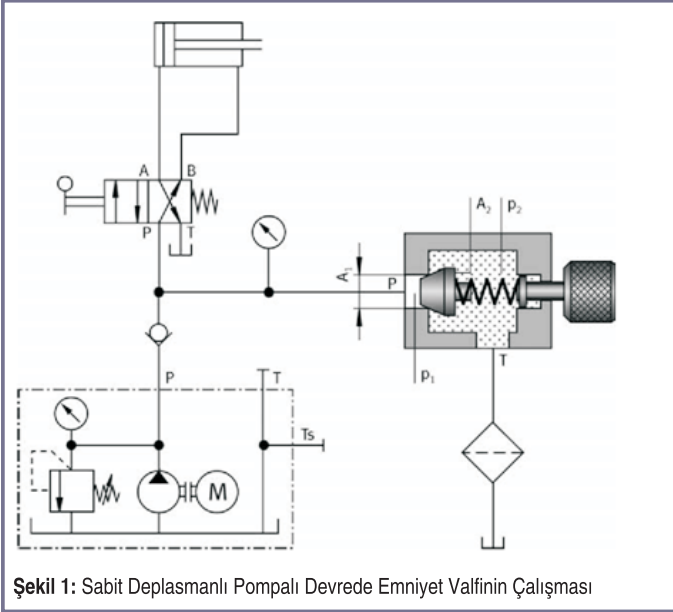
Not: Bu makale, 12-15 Ekim 2011 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir'de düzenlenecek olan VI. Ulusal Hidrolik-Pnömatik Kongresi'nde bildiri olarak sunulacaktır.

BASINÇ EMNİYET VALFLERİ

Birçok hidrolik güç sistemi önceden ayarlanmış bir basınç aralığında çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Bu basınç aralığı, sistemdeki gerekli işi yapmak için hareketlendiricilerin oluşturduğu kuvvetlerin bir fonksiyonudur. Bu kuvvetler kontrol edilmezse veya sınırlandırılmazsa sistemdeki bileşenler ve pahalı ekipmanlar

pompa akışının bir kısmını veya tamamını tanka yönlendiren basınç emniyet valfleri ile korunur [2].

Şekil 1'de sabit deplasmanlı pompa, yön kontrol valfi ve silindirden oluşan bir hidrolik devrede emniyet valfinin çalışması gösterilmiştir. Silindir sona dayandığında akışkan debisinin tamamı valf üzerinde akar. Akışkanın emniyet valfi üzerinden tanka akması esnasında hidrolik enerji ısıya dönüşür.



Şekil 1: Sabit Deplasmanlı Pompalı Devrede Emniyet Valfinin Çalışması

$$P(kW) = \frac{P(bar) \times Q (l / dak)}{600} \quad (1)$$

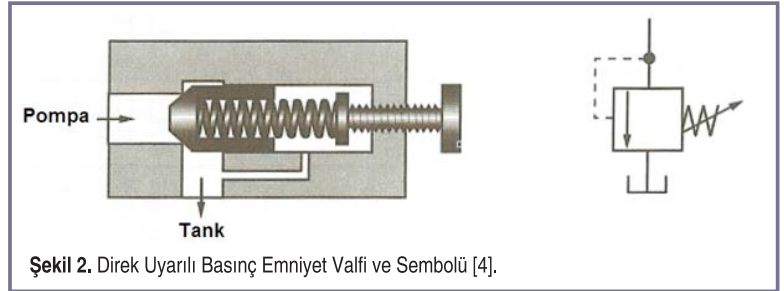
Üç tip emniyet valfi vardır.

- Direk Uyarılı Emniyet Valfleri
- Diferansiyel Basınç Emniyet Valfleri
- Pilot Uyarılı Emniyet Valfleri

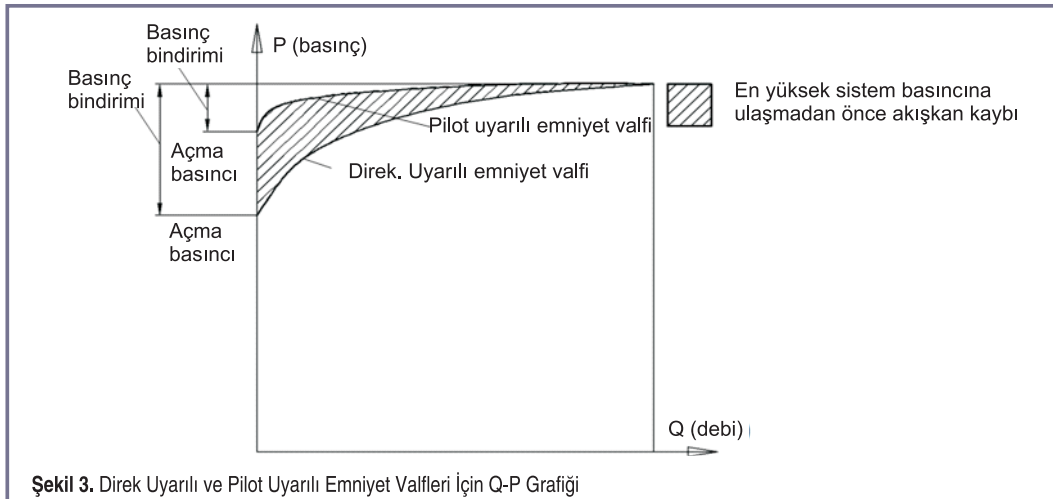
Direk Uyarılı Emniyet Valfleri

Direk uyarılı basınç emniyet valfi, popet, bilya veya sürgü ve valfi kapalı konumda tutmaya yarayan ayarlanabilir yaydan oluşur. Bir direk uyarılı basınç emniyet valfi ve ISO sembolü Şekil 2'de gösterilmiştir. Sistem basıncı, popetin basınca maruz kalan alanına karşı etki yapar. Akışkan kuvveti yayın karşı basıncından büyük olunca; popet yuvasından içeri doğru itilir, emniyet valfi açılır ve akışkan, düşük basınç altında tanka doğru serbest bırakılır. Valfin, akışkanı tanka yönlendirmeye başladığı basınç, "açma basıncı" olarak tanımlanır. Tanka doğru akış arttığında, popet yuvasından daha da fazla içe doğru

zarar görebilir [1]. Hidrolik hareketlendirici ile hareket ettirilmesi gereken yük, pompanın akışkan akışına bir direnç yaratır ve bu direnç arttıkça sistem basıncı da orantılı olarak artar. Hareketlendirici (hidrolik silindir veya motor) yavaşlama noktasına ulaşırsa sistem basıncı aniden öylesine tehlikeli düzeye çıkar ki hidrolik sistemin zarar görmesi kaçınılmaz olur. Bu çok önemli nedenle hidrolik sistemlerin çoğu maksimum izin verilebilir sistem basıncını sınırlayan ve ön-ayar basıncına ulaştığında



Şekil 2: Direk Uyarılı Basınç Emniyet Valfi ve Sembolü [4].



Şekil 3: Direk Uyarılı ve Pilot Uyarılı Emniyet Valfleri İçin Q-P Grafiği

itilerek yayın daha fazla sıkışmasına neden olur. Böylece valf, bütün pompa akışkanını geçirdiğinde sistem basıncı (tam akış basıncı olarak da tanımlanır) açma basıncının çok üzerinde olabilir. "Tam akış basıncı" ile "Kırılma (açma) basıncı" arasındaki bu fark, "basınç bindirimi" (pressure override) olarak tanımlanır (Şekil 3).

DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN MODELİ

Bütün emniyet valflerinin çalışması, giriş basıncının bir ölçüm yüzeyine kuvvet uygulaması prensibine dayanır.

$$P_s \times A = k_s \times (x_0 + x_v) + F_f + P_e \times A \quad (3)$$

Burada;

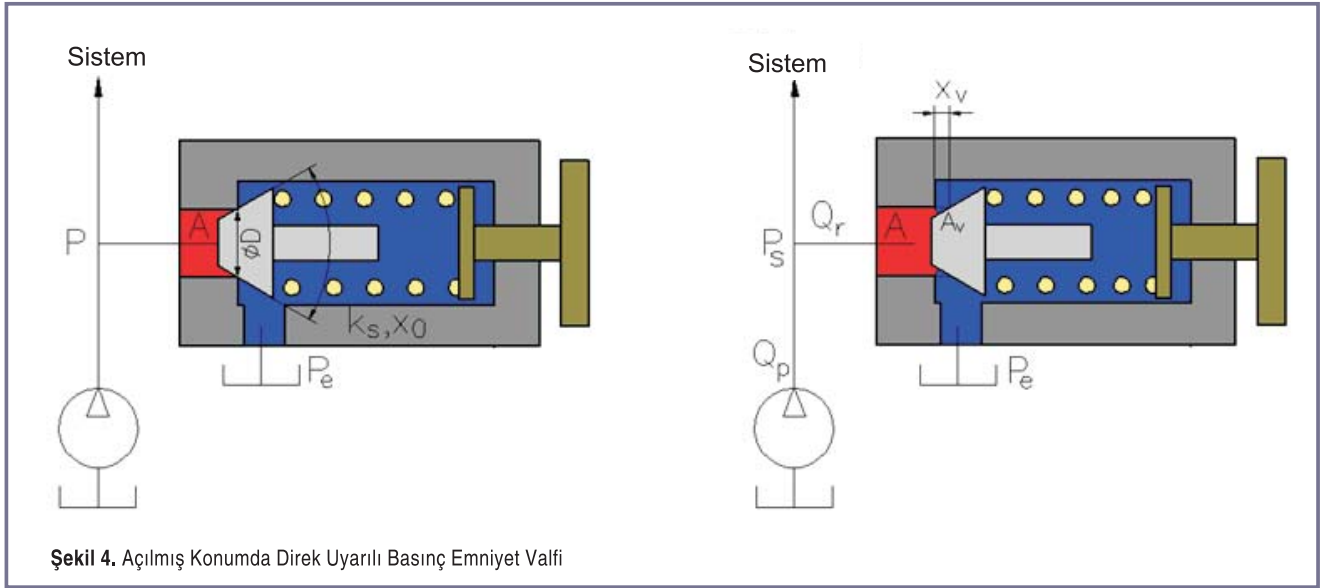
x_v = valftekî açma miktarı

F_f = kararlı hâl için akış kuvveti

P_s = sistem basıncı'dır.

Popetler için akış kuvveti

$$F_f = \pi d C_d C_v \sin 2\alpha (P_s - P_e) \left(1 - \frac{x_v \sin 2\alpha}{D} \right) x_v \quad (4)$$



Şekil 4. Açılmış Konumda Direk Uyarılı Basınç Emniyet Valfi

$$P_c \times A = F_{s0} + P_e \times A \quad (2)$$

Burada;

P_c = Açma basıncı

A = Basınca dik popet alanı

F_{s0} = Sıkıştırılmış yay kuvveti ($k_s \cdot x_0$)

k_s = Yay sabiti

x_0 = Yayın sıkıştırılma mesafesi

P_e = Tank basıncı

Yay kuvveti, basınç kuvvetinden daha fazla olduğu sürece popet oturma yüzeyinde hareketsiz durur. Basınç kuvveti yay kuvvetini aştığında popet yay yönünde hareket eder ve tank bağlantısı açılır. Bu durumda akışkan tanka tahliye edilir. Hidrolik devrede silindir sona dayandığında akışkan debisinin tamamı valf üzerinde akar. Popet, basınç ve yay kuvveti dengeye gelinceye kadar açık konumda (x_v) kalır. Valfin açılma stroğu, maksimum açılma stroğuna ulaşmaya kadar (güç sınırı) akışkanın debisine bağlı olarak sürekli değişir.

İyi bir emniyet valfde çalışma aralığında P_s 'nin mümkün olduğu kadar P_c 'ye yakın olması istenir. Yani valften geçen debi miktarı arttıkça basıncın çok az artması beklenir. Denklem 3'teki F_f ihmal edilirse ve P_e tank basıncı sıfır kabul edilirse,

$$P_s = \left(P_c + \frac{k_s \times x_v}{A} \right) \quad (5)$$

olur. P_s 'nin P_c 'ye yakın olması için

$$\frac{k_s x_v}{A} \approx 0 \quad (6)$$

Denklem 6'daki üç parametre tasarım parametreleridir. Bunlar değiştirilerek emniyet valfdeki "basınç bindirimi" azaltılır [4].

Emniyet valfde geçen debi için akış alanı;

$$A_v = \pi x_v \sin \alpha (D - x_v \sin \alpha \cos \alpha) \quad (7)$$

Eğer x_v çok küçük ise;

$$A_v = \pi D x_v \sin \alpha \quad (8)$$

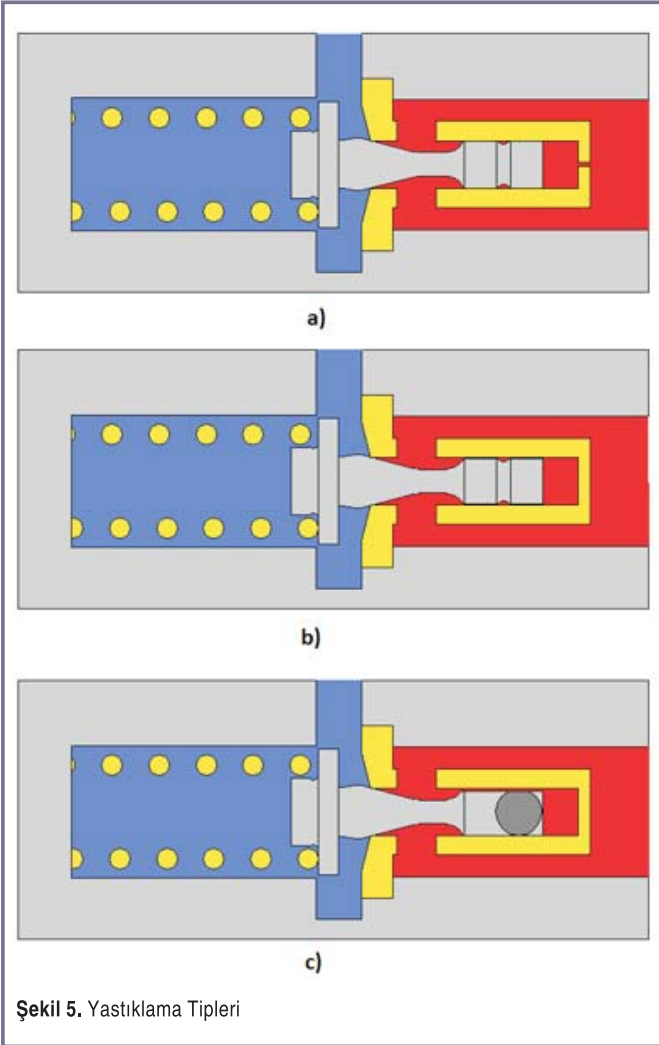
Emniyet valfinden geçen debi miktarı;

$$Q_r = C_d (\pi D x_v \sin \alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \quad (9)$$

Denklem 9'dan x_v çekilirse ve denklem 5'te yerine yazılırsa;

$$P_s = P_c + \frac{4k_s Q_r}{C_d \pi^2 D^3 \sin^3 \alpha} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \quad (10)$$

Denklem 10, emniyet valfinin "basınç bindirimi" karakteristiğini gösterir ve P_s ve Q_r cinsinden non-lineer bir denklemdir.



Şekil 5. Yastıklama Tipleri

Emniyet valfinin Debi-Basınç grafiğini elde etmek için verilen bir Q_r 'ye göre P_s 'yi çözmek için bir iterasyon yapmak gerekir.

Şimdiye kadar incelenen çalışma prensibi sadece statik kuvvetlere bağlıdır. Olayın dinamik boyutunda ise bir yay kütle sistemi bulunur. Bu sistem harekete geçerek titreşimler meydana getirir. Bu titreşimler basınca etki eder ve bir yastıklama ile sönümlenmesi gerekir. Şekil 5'te yastıklama tipleri gösterilmiştir [5].

- Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve orifis takılması
- Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve uygun büyüklükte eşleme boşluğu bırakılması
- Sürgü yüzeyine düzleme yapılması

Tank basıncının sıfır kabul edildiği dinamik model, atalet kuvvetleri ve viskoz sönümlenme kuvvetlerinin Denklem 3'teki kuvvet denge denkleminde eklenmesiyle elde edilen denklem 11 ve net dinamik akışlarla basınç değişim oranını içeren denklem 12 ile elde edilir.

$$P_s \times A = k_s \times (x_0 + x_v) + F_f + m \ddot{x}_v + b \dot{x}_v \quad (11)$$

$$\dot{P}_s + \frac{\beta_e}{V_c} (Q_p + Q_r - A \dot{x}_v) \quad (12)$$

Burada:

- m = sürgü ağırlığı + yayın ağırlığının 1/3'ü
- b = viskoz sönümlenme katsayısı
- β_e = efektif hacimsel esneklik katsayısı
- V_c = basınca maruz kalan hacim
- Q_p = giriş pompa debisi

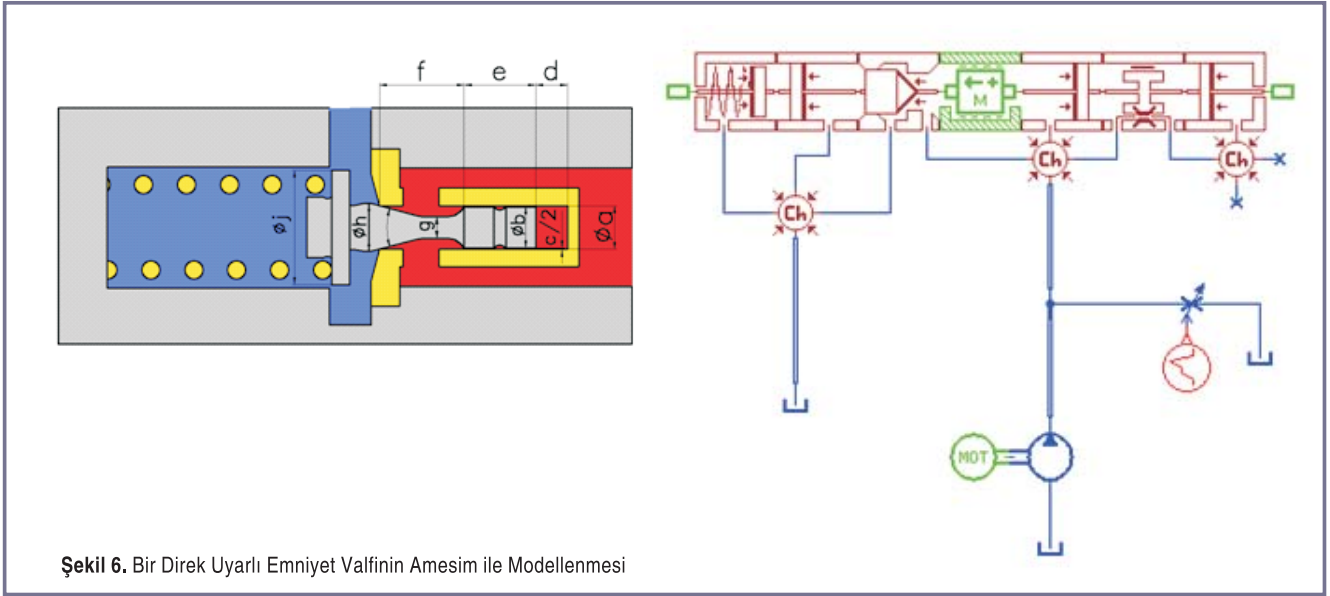
Statik model olan denklem 10 ve dinamik model olan denklem 11 ve denklem 12 genellikle bilgisayar kullanılarak çözülür [4].

DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN AMESİM İLE MODELLENMESİ

Sönümlenme Sürgülü Emniyet Valfi Modeli

Amesim'le modelleme yapılırken yukarıdaki yastıklama tiplerinden "Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve uygun büyüklükte eşleme boşluğu bırakılması" modeli kullanılmıştır (Şekil 6).

Motor 1000 dev/dk ile çalışmakta ve pompanın iletim hacmi 40 cc/dev'dir. Dolayısıyla pompa 40 lt/dk debi basmaktadır. Modelde sistemi yüklemek için değişken alana sahip orifis kullanılmıştır. İkinci saniyede orifis alanı 20 mm² den 0 mm² ye 0.05 s'de düşürülerek sistemin basınçlanması sağlanmıştır. Bu durumda emniyet valfinin açılması ile tüm pompa debisi emniyet valfinden tanka akmaya başlamıştır.



Şekil 7'de modelleme ile ilgili hangi kısmın nasıl modellendiği gösterilmiştir.

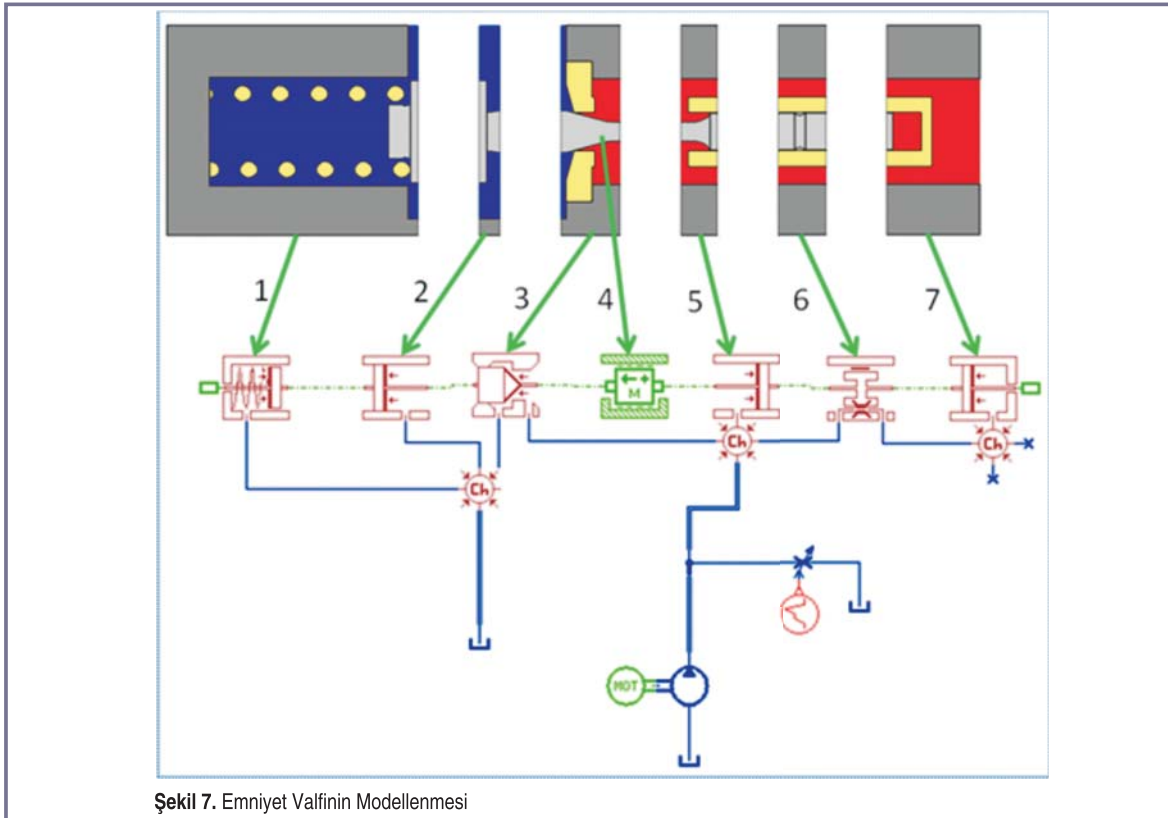
1 : Yay katsayısı, sıkıştırılmış yay kuvveti, valf sürgüsünün yay baskısına maruz kalan yüzeyi için piston çapı olarak Øj , rod çapı olarak sıfır girilmiştir.

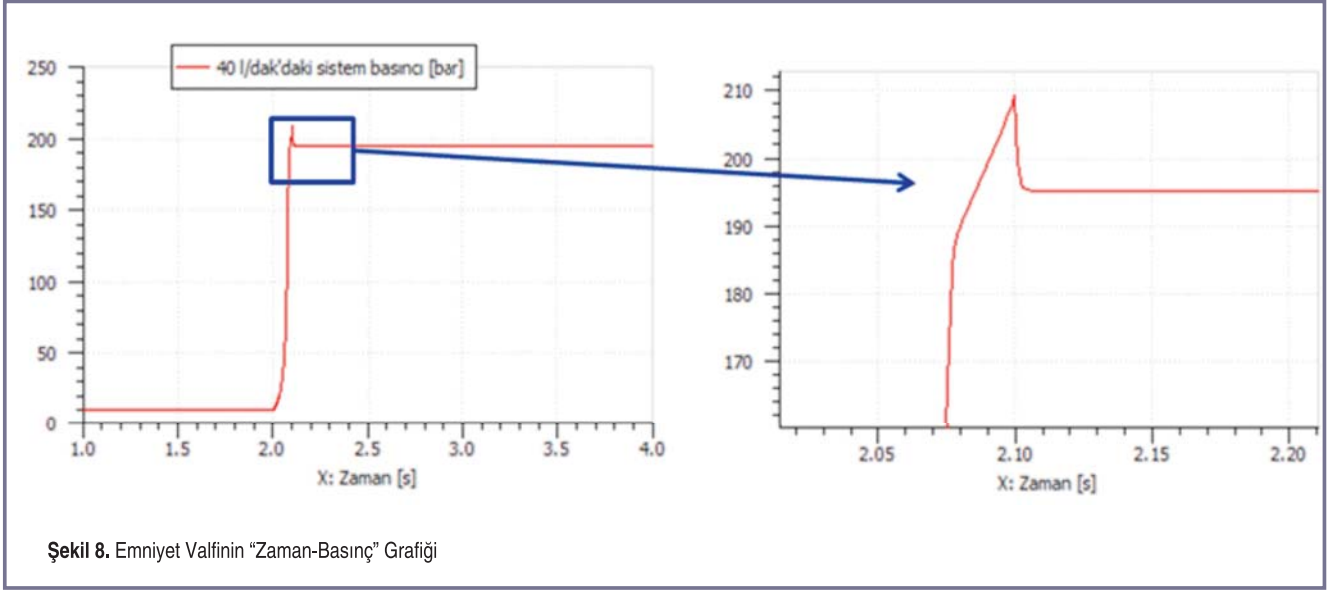
2 : Popetin bu kısmı için piston çapı olarak Øj , rod çapı olarak Øh girilmiştir.

3 : Popet açısı, 2α , Øh , Øa , Øg , ve akış kuvvet katsayısı girilmiştir.

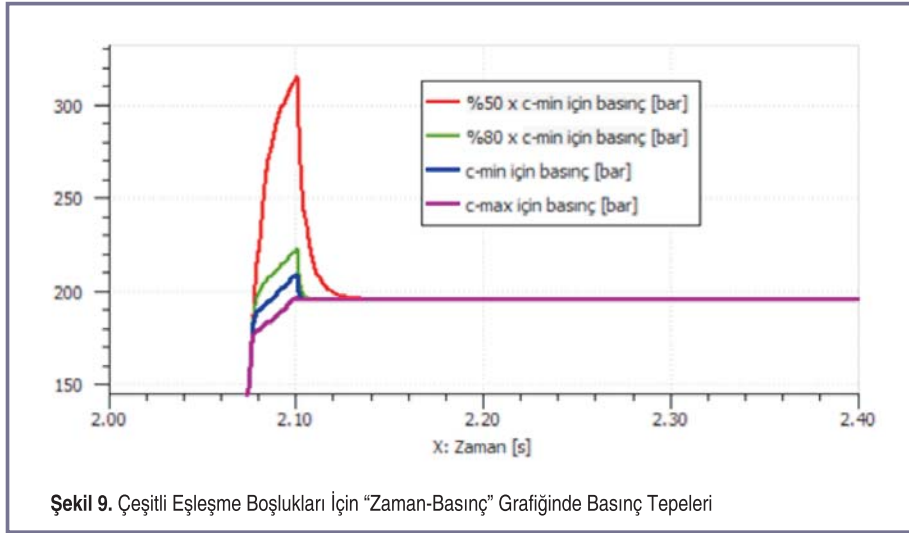
4 : Sürgünün ağırlığı girilmiştir.

5 : Øb ve Øg girilmiştir.





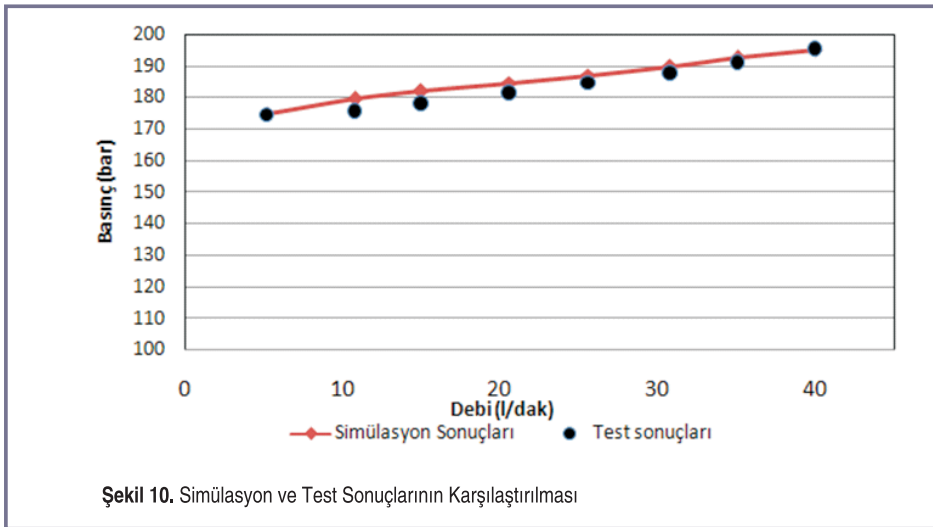
Şekil 8. Emniyet Valfinin "Zaman-Basınç" Grafiği



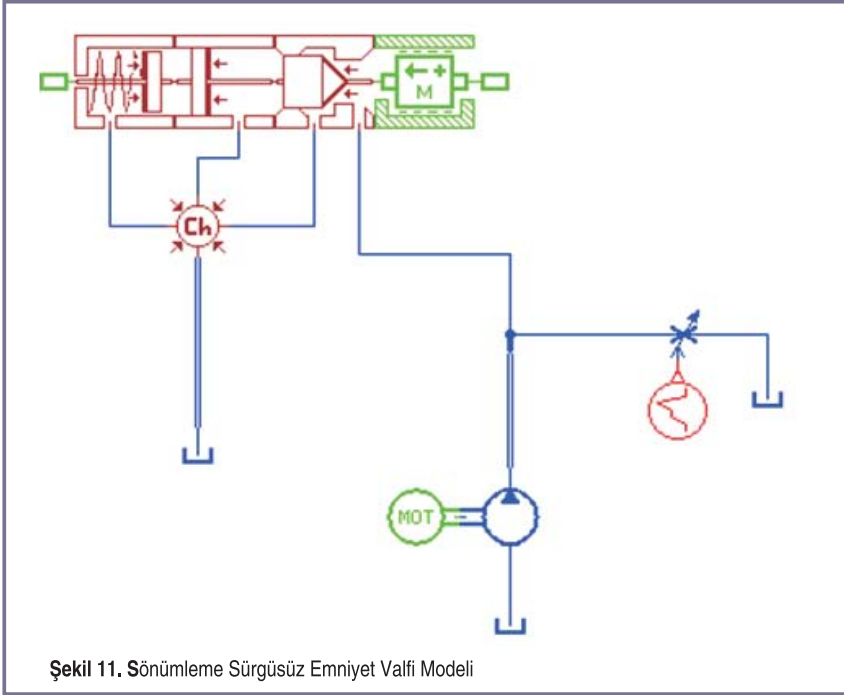
Şekil 9. Çeşitli Eşleşme Boşlukları İçin "Zaman-Basınç" Grafiğinde Basınç Tepeleri

6 : Eşleşme boşluğu "c" girilmiştir.
7 : $\emptyset a$ ve bu kısmın hacmi girilmiştir.

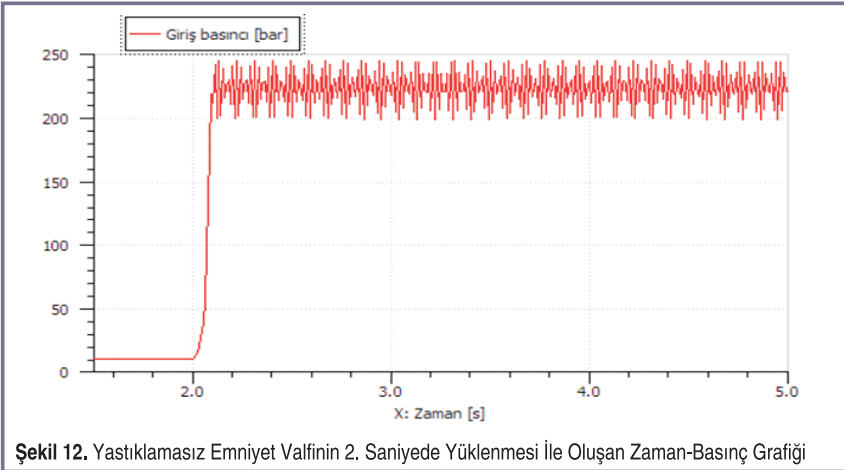
İkinci saniyede sistemin aniden basınçlanmasıyla sistemin 4 sn'lik basınç grafiği Şekil 8'de gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi 0.03 sn'lik bir zamanda 208 bara kadar çıkan bir basınç tepesi oluşmuştur. Kabul edilebilir değerde olan bu basınç tepesi sürgü eşlenme aralığının azaltılmasıyla daha yukarı çıkar (Şekil 9). Emniyet valfi modeli kullanılarak yapılan simülasyon sonuçlarıyla gerçek testlerin sonuçları Şekil 10'da karşılaştırılmıştır.



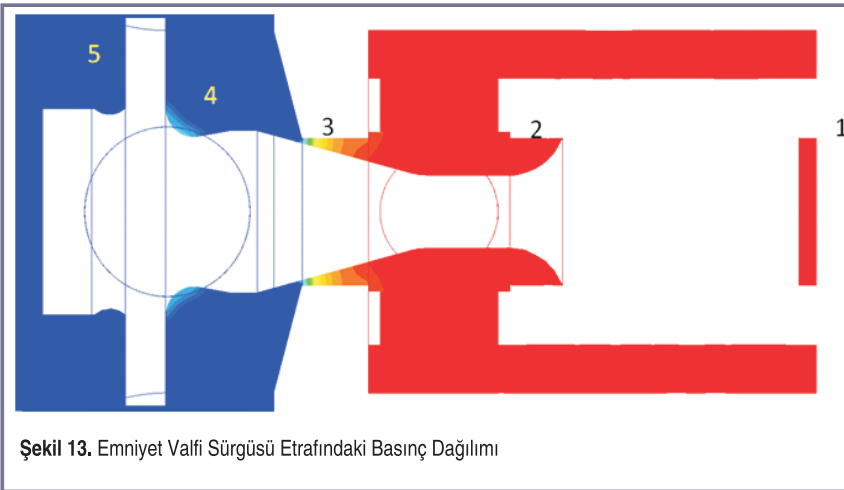
Şekil 10. Simülasyon ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması



Şekil 11. Sönümlenmiş Sürgüsüz Emniyet Valfi Modeli



Şekil 12. Yastıklamasız Emniyet Valfinin 2. Saniyede Yüklenmesi İle Oluşan Zaman-Basınç Grafiği



Şekil 13. Emniyet Valfi Sürgüsü Etrafındaki Basınç Dağılımı

Sönümlenmiş Sürgüsüz Emniyet Valfi Modeli

Yukarıdaki modelde titreşimi önlemek için yastıklama sürgüsü ve uygun bir eşleşme boşluğu seçilmiştir. Valf sürgüsünün ucunun kesildiği yani herhangi bir sönümlenmenin olmadığı yastıklamasız emniyet valfi Şekil 11'deki gibi modellenir. Bu emniyet valfinin 2. saniyede yüklenmesi sonucu nasıl bir basınç dalgalanmasının olduğu ve titreşime sebep olduğunu Şekil 12'de görülmektedir.

Emniyet Valfine Etki Eden Kuvvetlerin HAD¹ (CFD)² Yazılımı ile İncelenmesi

Cfdesign³ ile yapılan akış simülasyonları sonucu elde edilen Şekil 13 ve Şekil 14 incelendiğinde Yüzey-1'e etkiyen basınç $P_{sx}A'$ 'dir. Emniyet valfinin açık olmasından dolayı geçiş bölgesinde basınç, 195 bar'dan tank basıncı olan 1 bar'a düşer ve Yüzey-2 ve Yüzey-3'e etkiyen basınçlara bakıldığında, valfi kapamaya çalışan bir kuvvet oluşur. Buna karşın Yüzey-4'e etkiyen basınçlara bakıldığında köşe bölgelerde 15-25 bar basıncın fazla olduğu görülür. Bu basınç, valfi açmaya çalışan bir kuvvet oluşturur. Valf sürgüsündeki Yüzey-4 bölgesine çeşitli formlar verilerek emniyet valfinin "basınç bindirimi"nin azaltılması sağlanır. Üç tip form ile bu yüzeye etkiyen basınçlar Şekil-15'te gösterilmiştir.

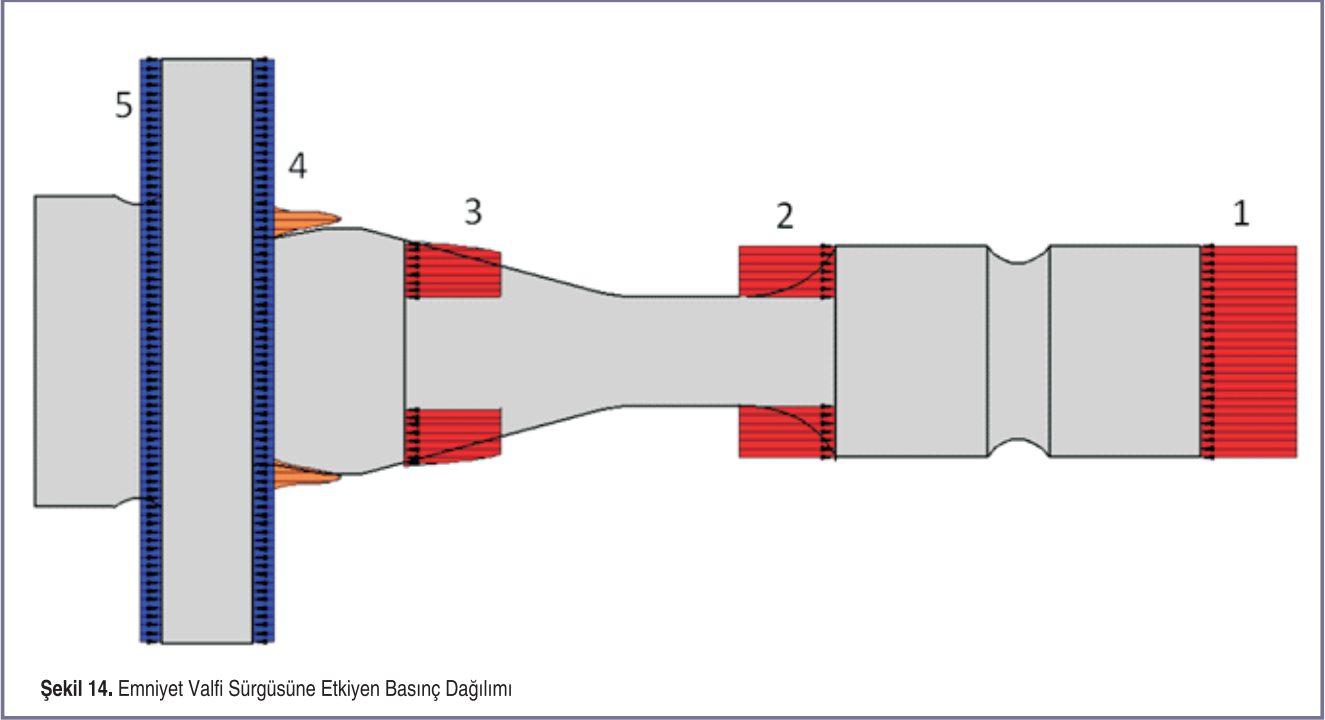
SONUÇ

Bir emniyet valfi tasarlanırken nasıl bir açma karakteristiğine sahip olacağı ve titreşime sebep olup olmayacağı valfler üretilmeden bilgisayar programları sayesinde önceden tespit edilerek prototip sayısı azaltılmış olur ve istenildiği gibi çalışan bir ürüne en kısa sürede ulaşılır.

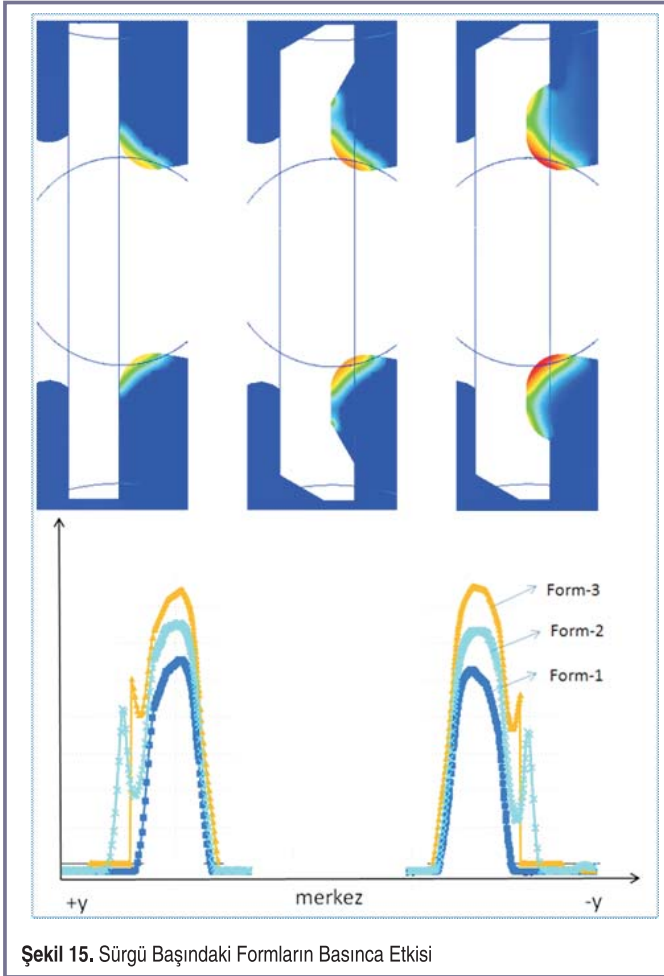
¹ Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

² Computational Fluid Dynamics

³ Cfdesign, bir HAD (CFD) yazılımıdır.



Şekil 14. Emniyet Valfi Sürgüsüne Etkiyen Basınç Dağılımı



Şekil 15. Sürgü Başındaki Formların Basınca Etkisi

KAYNAKÇA

1. <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/Valves/Article/True/6411/Valves>
2. Rohner, P. 1994. Endüstriyel Hidrolik, MEB
3. Merkle, D., Schrader, B., Thomes, M. 2003. Hydraulics Basic Level, Festo Didactic.
4. Fitch, E.C., Hong, I.T. 2004. Hydraulic Component Design and Selection, BarDyne Inc.
5. Exner, H., Freitag, R. 1998. Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Rexroth Hydraulics.
6. LMS Engineering Innovation, 2010. "LMS Image.Lab. Amesim-Hydraulic Library Manual," LMS.