



YÖN KONTROL VALFLERİNİN DEBİ AYAR EĞRİLERİNİN ÇIKARILMASI İÇİN BİR MODELİN OLUŞTURULMASI VE HİDROLİK SİSTEM SİMULASYON YAZILIMI İLE SİMULE EDİLMESİ

Taner DOĞRAMACI

ÖZET

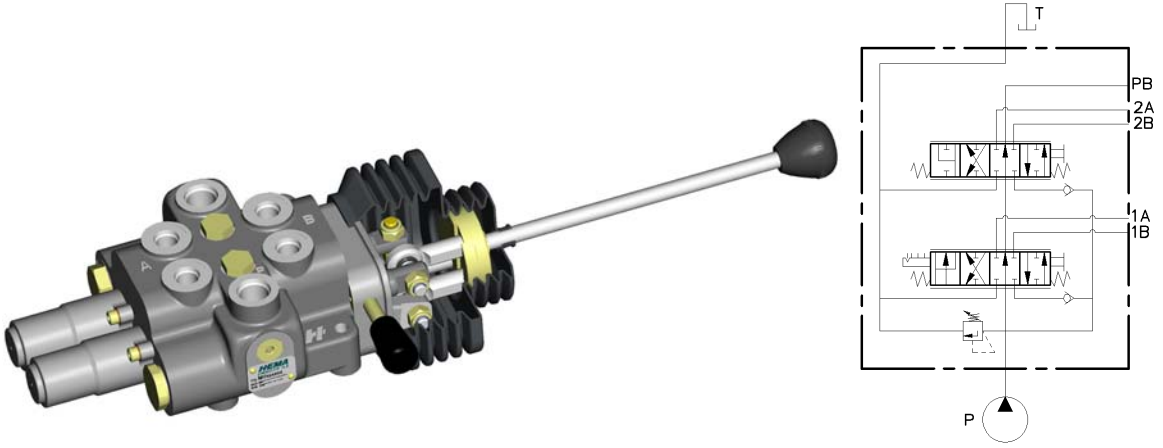
Yön kontrol valflerinde, sürgülerin hareketlendirilmesi ile pompadan gelen hidroliğin silindirlere yönlendirilmesi sırasında sürgünün konumu ile silindirlere gönderilen debi arasındaki ilişki valfin kontrol hassasiyetini gösterir. Bu kontrol hassasiyeti sayesinde operatör, valfin çalıştırdığı ekipmanı kontrollü bir şekilde kullanarak ani istenmeyen hareketlerin yapılmamasını ve hidrolik sisteme ve çevreye zarar vermeden kısa sürede iş yapılmasını sağlar. Bu bildiride valfin debi ayar eğrilerinin 1 boyutlu hidrolik sistem simülasyon yazılımı ile çıkarılması için bir model oluşturulmaya çalışılmış ve bu model ile debi ayar eğrileri simüle edilmiştir.

ABSTRACT

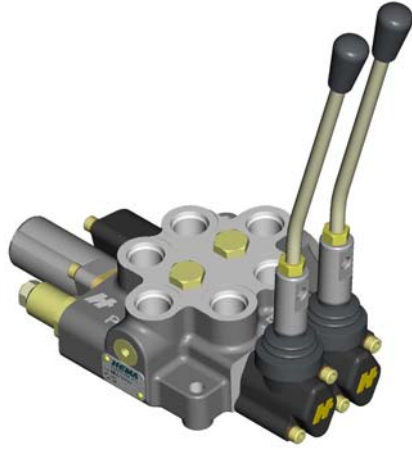
In directional control valves, when the spool is shifted, the oil from pump is directed to the cylinder. The relation between the position of the spool and flow rate directed to the cylinder shows the control sensitivity of the valve. Thanks to the control sensitivity, operator can use the machine in short period under control by not doing undesirable movement and by not damaging the hydraulic system and environment. In this bulletin, a model is developed for the metering curves of the valve to get them in the 1D hydraulic system simulation software and they are simulated in the software by using the model.

1. GİRİŞ

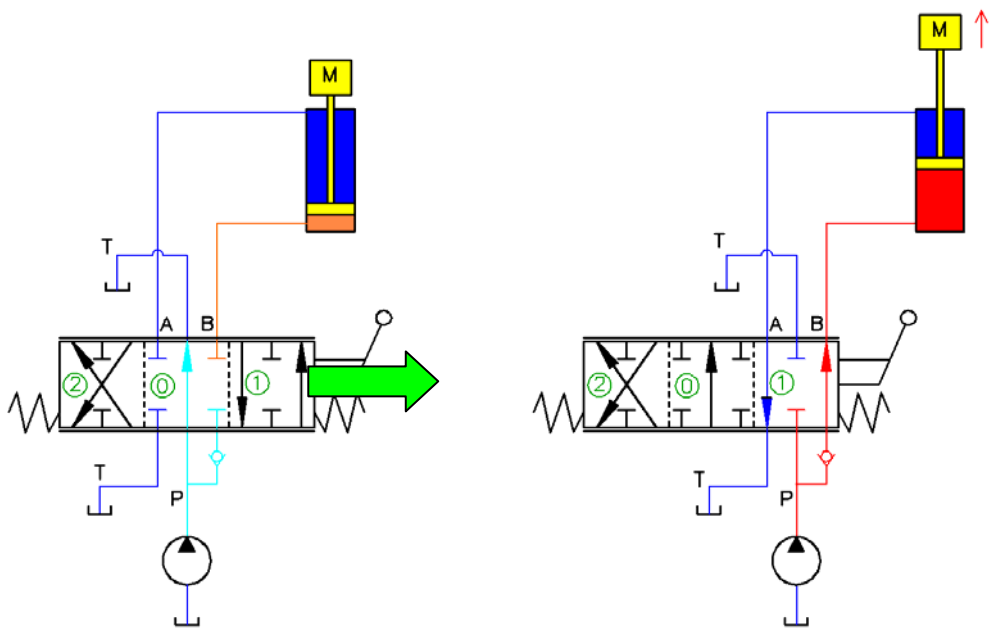
Traktör, forklift, iş makineleri gibi araçlarda çeşitli ekipmanları hareketlendirmek için mobil yön kontrol valfleri kullanılır (Şekil-1). Mobil yön kontrol valfleri, içine monte edilmiş çek valf, emniyet valfi, antişok ve anti-kavitasyon valfi veya karşı-denge valfi gibi diğer yardımcı valfleri de içeren genelde altı yollu sürgülü valflerdir. Valflerin yapıları, tek bir gövdeden monoblok şeklinde olabileceği gibi dilimli olarak civatalanarak sandviç şeklinde de olabilir (Şekil-2). Valflerin hidrolik devreleri kullanım alanına göre; paralel, tandem, seri veya bunların kombinasyonlarından oluşabilir. Bu valfler genellikle açık merkezlidir. Yani sürgüler nötr konumda iken pompa debisi tanka tahliye edilir. Herhangi bir sürgünün tam strok ilerletilmesi ile pompa debisinin tamamını, silindir, hidrolik motor gibi hareketlendiricileri pompa debisi hızında hareket ettirileceği gibi, kısmen ilerletilmesi ile debi ayarı yapılarak (metering) hidrolik silindir ve motorların daha düşük hızlarda hareket ettirilmesi sağlanabilir.



Şekil 1. 50 lt/dak debi geçirgenliğine sahip traktörler için ön yükleyici mobil yön kontrol valfi



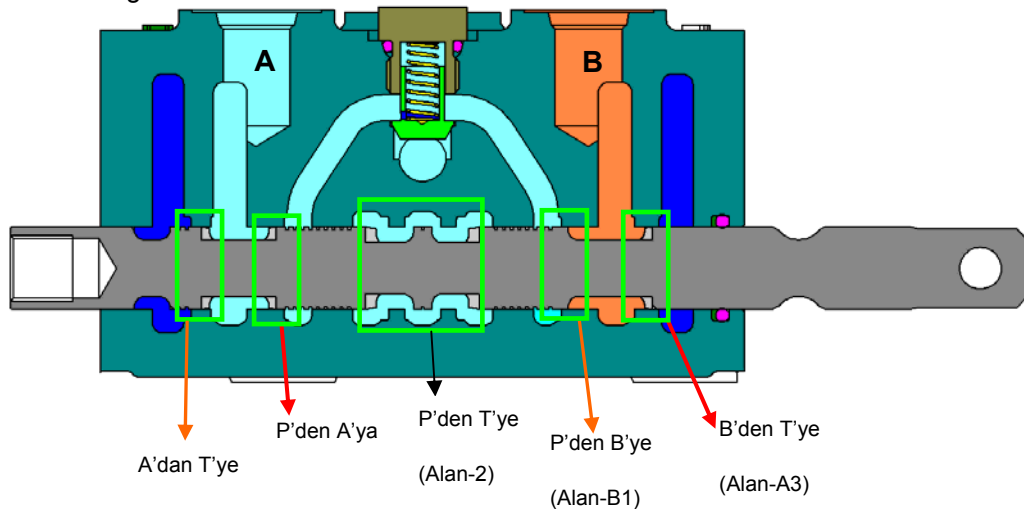
Şekil 2. Monoblok ve dilimli yön kontrol valfleri



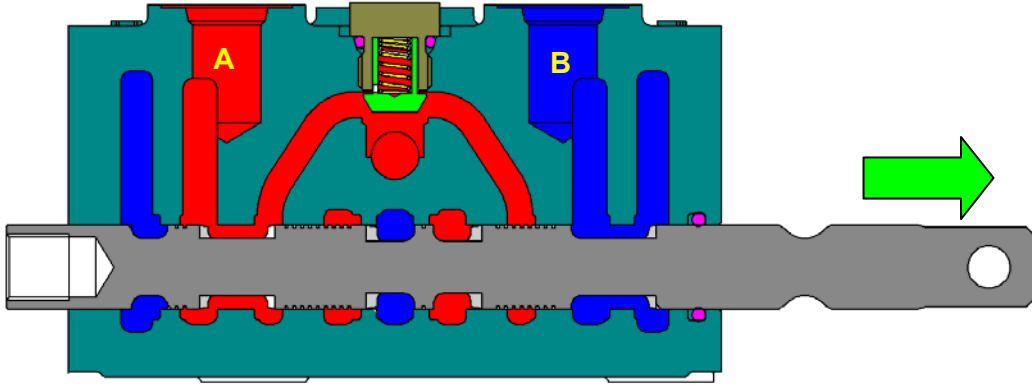
Şekil 3. Yükün kaldırılması

2. VALFTEKİ AKIŞ ALANLARI

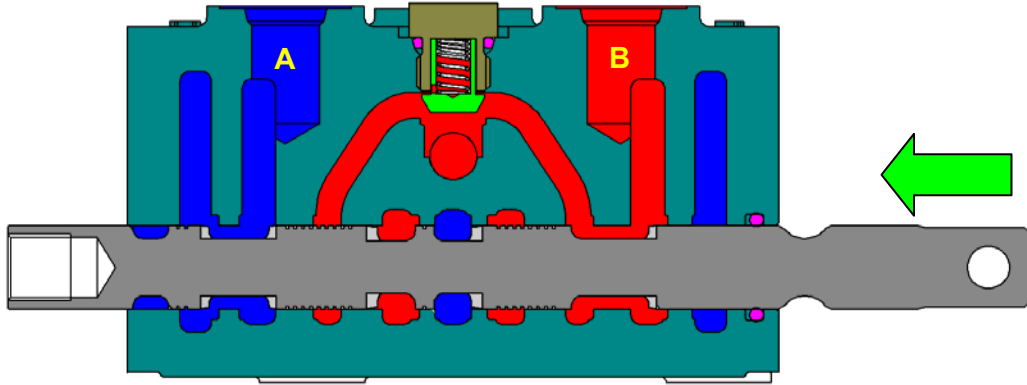
Valf kumanda kollarının yani sürgülerin hareket ettirilmesi sırasında, sürgü ilerleme miktarı ile servis portlarına sağlanan debi miktarı arasındaki ilişki hidrolik uygulamalarda önemlidir. Bunun sağlanması için "0" konumundan "1" veya "2" konumuna geçerken girişten servis portlarına, girişten tanka (veya HPCO) ve servis portlarından tanka olan geçiş alanlarının iyi ayarlanması gerekir (Şekil-3). Bu akış alanları sürgünün ilerleme miktarına göre değişir. Yani artar ya da azalır. Valfteki yerleri Şekil-4'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sürgü nötr konumda iken P'den T'ye yada HPCO'ya olan geçişte negatif bindirme vardır. Bunun sebebi sürgü nötr konumda iken pompa debisinin tanka yada akış aşağısı sisteme gitmesinin sağlanmasıdır. Bu durumda akış alanı maksimum değerindedir. Diğer dört geçişte ise pozitif bindirme vardır. Bunu sebebi de yükün istenilen konumda tutmak için sürgü-gövde eşleşmesi ile cc/dak mertebesinde kaçakla sızdırmazlığı sağlanmasıdır. Bu bindirme miktarları en az sürgü stroğunun %20'si kadardır. Buradaki akış alanları sürgü tam strok (%100) ilerletildiğinde maksimum değerindedir.



Şekil 4. Valfteki debi geçiş alanları



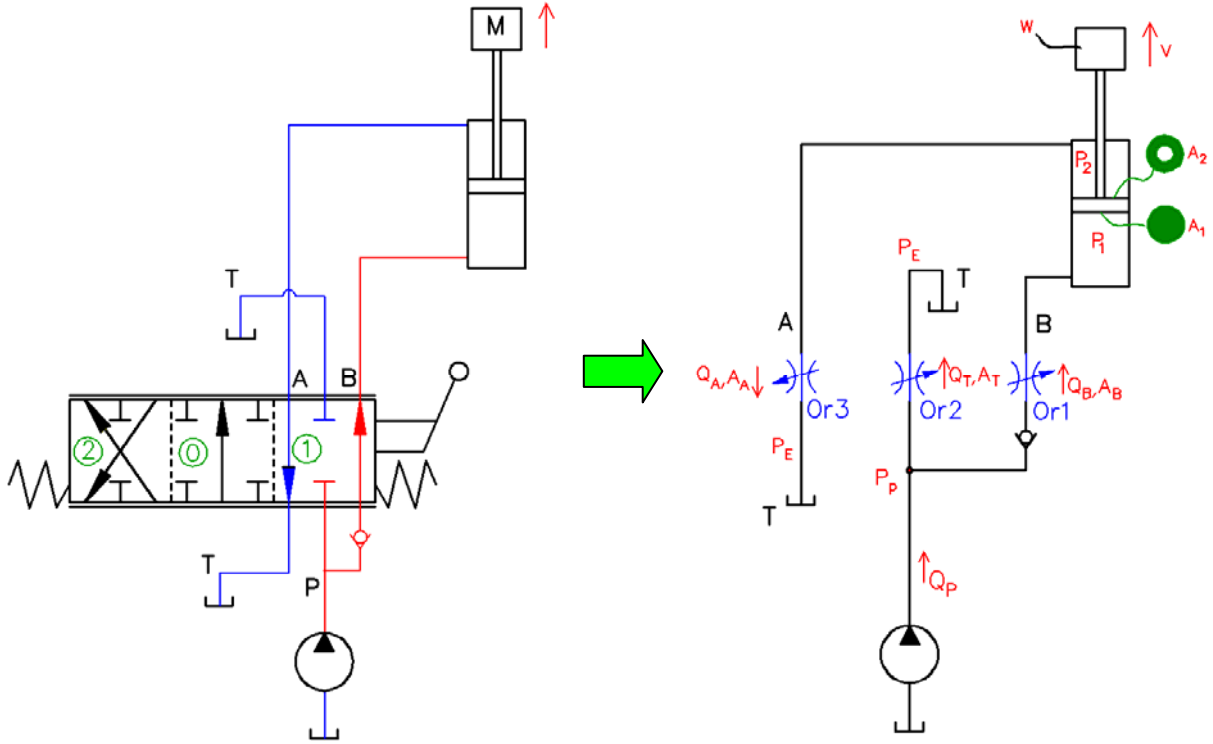
Şekil 5. Sürgü dışarı konumda. P'den A'ya, B'den T'ye akış



Şekil 6. Sürgü içeri konumda. P'den B'ye, A'den T'ye akış

Sürgünün dışarı çekilmesi ile P'den gelen hidrolik, çek valfin açılması ile A servis portuna gider ve yük indirilir (Şekil-5). Sürgünün içeri itilmesi ile P'den gelen hidrolik, çek valfin açılması ile B servis portuna gider ve yük kaldırılır (Şekil-6).

Sürgü yavaş yavaş ileri itildiğinde "Alan-B1" akış alanı yavaş yavaş açılır (P'den B'ye akış), "Alan-2" akış alanı ise yavaş yavaş kapanır (P'den T'ye akış) (Şekil-4 ve Şekil-6). Böylece pompa debisi "Alan-2"den geçerek tanka akmak yerine B portuna yönlenmeye başlar. Sürgü tam strokta ilerletildiğinde ise "Alan-2" tamamen kapatılmış olur ve tüm pompa debisi B servis portuna gider. Bu sırada "Alan-B3" akış alanı artar (A'dan T'ye akış) ve A portundan gelen hidrolik tanka yönlendirilir. Şekil-7'de görüldüğü gibi bu akış alanları orifis gibi düşünebilir.



Şekil 7. Akış alanlarının orifis olarak modellenmesi

3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

3.1 Orifis Denklemi

Orifisler (kısıcılar) sabit ya da değişken olabilir. Bir orifisten geçen akışın karakteristiği yoğunluk ve kütle kuvveti değişimi olmaksızın bir boyutlu, kararlı, viskoz olmayan ve izotermal kabul edilebilir. Bu kabullere göre orifis akış denklemi;

$$Q = C_d A_0 \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} \dots \dots \dots (1)$$

Burada boşaltma katsayısı;

- Tipik olarak 0.7 alınabilir
- veya orifisin geometrisine ve Reynold sayısına göre değişebilir.

İkinci alternatif daha doğrudur. Küçük basınç düşümlerinde akış laminar olduğu açıktır ve C_d sabit değildir. C_d 'nin bulunması için Reynold sayısına karşı detaylı testlerin yapılması bir çözümdür.

Reynold sayısı $Re = \frac{U d_h}{\nu}$ 'dir ve U , ortalama hızdır. $U = Q / A$ olduğundan $C_d = f(Q)$ 'dur ve dolayısıyla $Q = f(Q)$ olur. Bu kapalı (*implicit*) formül ile çalışmaktansa Açık (*explicit*) bir formülle çalışmak daha tercih edilir. Bunun için yeni bir boyutsuz sayı olan akış sayısı, λ , tanımlarsak;

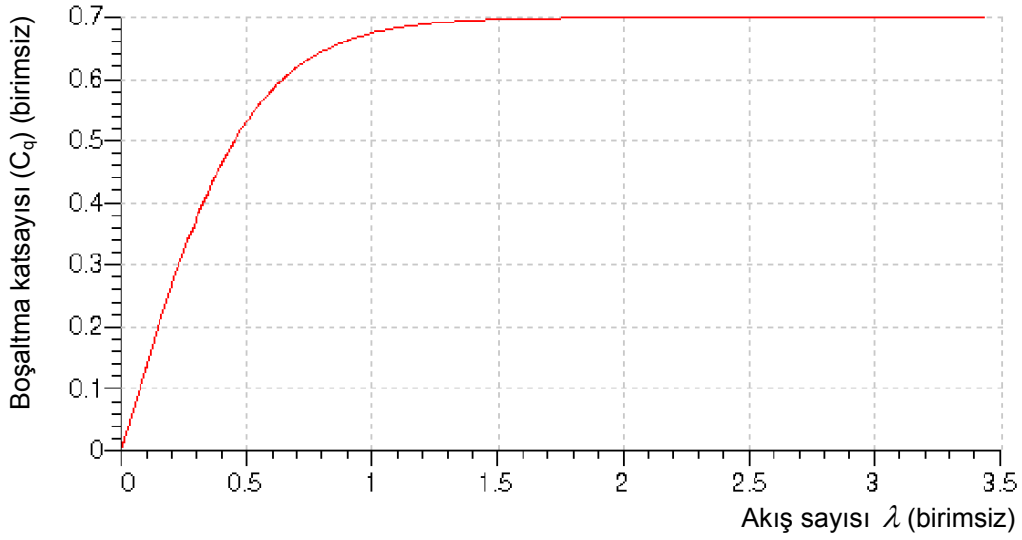


$$\lambda = \frac{d}{v} \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} \dots\dots\dots (2)$$

Bu durumda

$$Q = \frac{C_d A v \lambda}{d} \dots\dots\dots (3)$$

Böylece $C_d \cong C_d(\lambda)$ olur. Bu ilişkinin çözümlenmesi daha kolaydır. $C_d \cong C_d(\lambda)$ için ölçümler yapmak $C_d = C_d(\text{Re})$ için ölçümler yapmaktan zor değildir ve Akış sayısının bir çok avantajı vardır.



Şekil 8. Akış sayısı ile boşaltma katsayısı arasındaki ilişki

3.2 Kararlı Hal İçin Sistem Denklemleri

Şekil-7'deki valflerde üç orifis için $C_d = 0.7$ ve ρ 'yu sabit alırsak;

$$Q = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} A \sqrt{\Delta P} \Rightarrow Q = K A \sqrt{\Delta P} \dots\dots\dots (4)$$

olur. $K = C_d \sqrt{2/\rho}$ ile hesaplanan basınç-akış katsayısını her üç orifis içinde aynı ve eşit kabul edebiliriz. Sürgünün belli bir ilerleme miktarında tutulduğu kararlı bir durum için yukarıdaki sistem ile ilgili denklemleri yazarsak;

Düğüm noktasında süreklilik şartına göre;

$$Q_p = Q_T + Q_B \dots\dots\dots (5)$$

Orifislerden geçen akış ile ilgili denklemler;



$$Q_T = KA_T \sqrt{P_P - P_E} \dots\dots\dots (6)$$

$$Q_B = KA_B \sqrt{P_P - P_1} \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_A = KA_A \sqrt{P_2 - P_E} \dots\dots\dots (8)$$

Silindir hızı;

$$V = \frac{Q_B}{A_1} = \frac{Q_A}{A_2} \Rightarrow Q_A = \frac{A_2}{A_1} Q_B \dots\dots\dots (9)$$

Pistona etkiyen kuvvet denge denklemini yazarsak

$$\Sigma F = 0 \Rightarrow P_1 A_1 = P_2 A_2 + W \Rightarrow P_1 = P_2 \frac{A_2}{A_1} + \frac{W}{A_1} \dots\dots\dots (10)$$

Tank basıncı $P_E = 0$ kabul edip, denklem (6), (7) ve (10)'u (5)'te yerine koyarsak

$$Q_p = KA_T \sqrt{P_P} + KA_B \sqrt{P_P - P_2 \frac{A_2}{A_1} + \frac{W}{A_1}} \dots\dots\dots (11)$$

ve denklem (7), (8) ve (10)'i (9)'da yerine koyarsak

$$KA_A \sqrt{P_2} = \frac{A_2}{A_1} KA_B \sqrt{P_P - P_2 \frac{A_2}{A_1} + \frac{W}{A_1}} \dots\dots\dots (12)$$

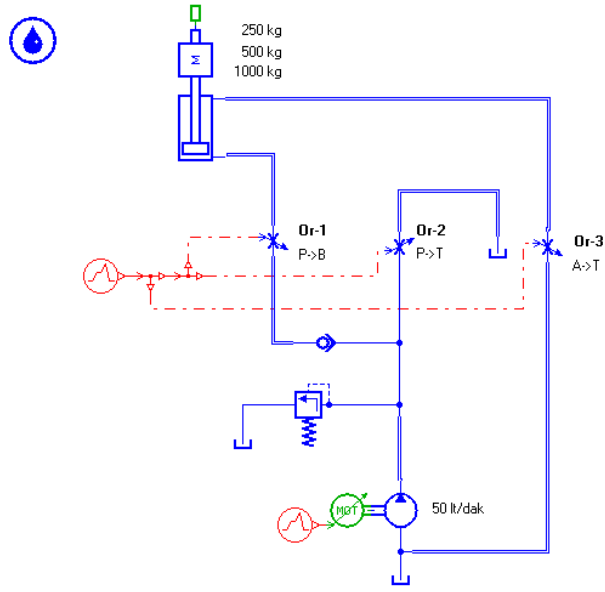
denklemleri elde edilir.

Bu (12) ve (13) denklemlerinde A_A , A_B , A_T , A_1 , A_2 W , K , Q_p bilinendir. P_p ve P_2 bilinmeyendir. Bu iki bilinmeyenli denklemin çözümü ile istenilen sürgü konumunda silindire giden debi bulunabilir.

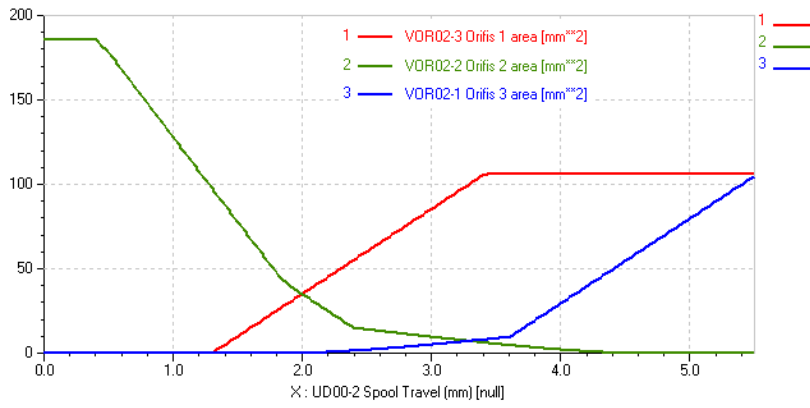
3.3 Debi Ayar Eğrilerinin Elde Edilmesi

Günümüzde, verimli hidrolik sistemlerin tasarımına ihtiyaç duyulması, yeni ürün temrin sürelerinin daha kısa süreli olmasının istenmesi ve test maliyetlerinin artması hidrolik sistemlerin bilgisayar simülasyonu ile yapılmasını eskiye göre daha cazip hale getirmiştir.

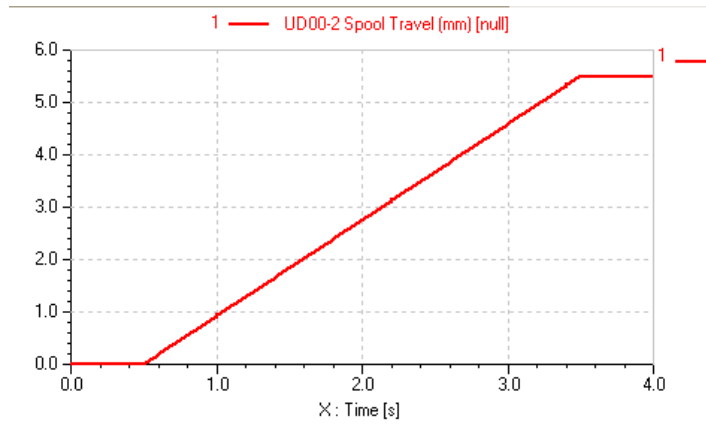
Şekil-7'deki sistemin simülasyonu için "LMS Image.Lab. Amesim Rev7b" kullanılmıştır. Hidrolik devrenin programda modellenmesi kendi kütüphanesinde bulunan simgelerle oluşturulmuştur (Şekil-9). Pompa debisi 50 lt/dak'dır. Basınç kaybına neden olan yerlerdeki hortumlar için gerekli tüm boru pürüzlülük değerleri, çap ve uzunlukları girilmiştir. Bu bağlantılarda hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği ve direnci hesaba katılmıştır. Sürgünün ilerlemesi ile geçiş alanlarının artıp azalmasını hesaplamak için MS Excel kullanılmış ve tablo halinde programa girilmiştir (Şekil-10). "Sinyal-kontrol" kütüphanesindeki "lineer sinyal kaynağı" ile geçiş alanları ilişkilendirilmiştir. Sürgü 3 sn'de 5.5 mm tam stroğa ilerletilmiştir (Şekil-11). 250 kg, 500 kg ve 1000 kg yüklerin kaldırılması ile ilgili simülasyonlar yapılmıştır. Bu yükler için elde edilen debi ayar eğrileri Şekil-12'de gösterilmiştir.



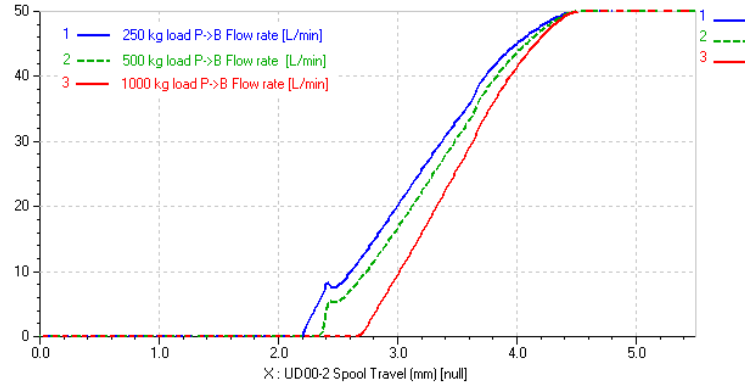
Şekil 9. P'den B'ye akış için sistemin modellenmesi



Şekil 10. Sürgü stroğuna göre akış alanları

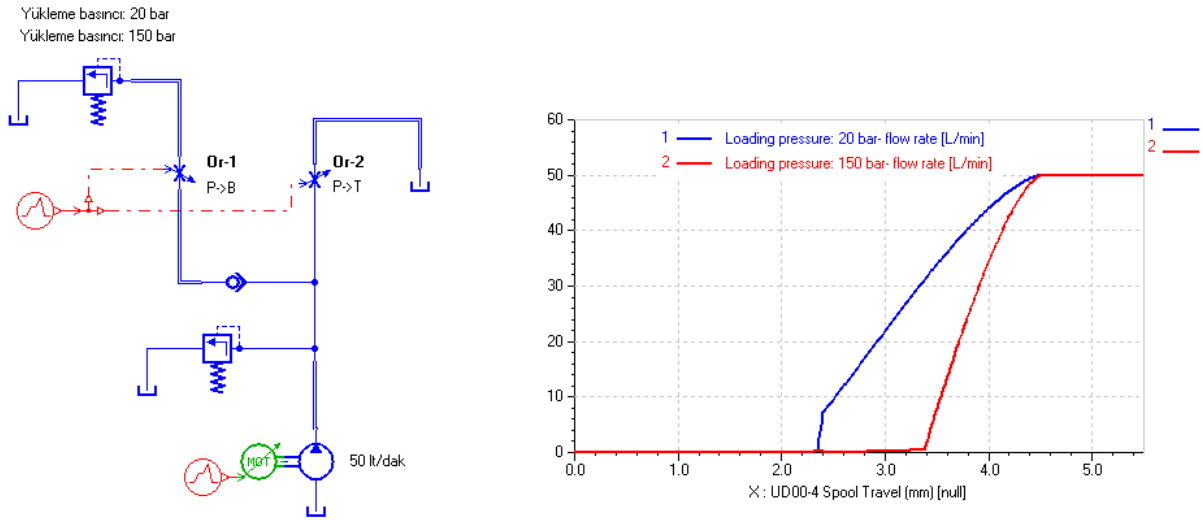


Şekil 11. Zamana göre sürgü stroğu



Şekil 12. Silindirdeki yüke göre Sürgü stroğu-Debi” grafiği

Gerçek sonuçlar ile simülasyon sonuçlarını karşılaştırmak için, kurulan test düzeneğinde silindir ve yük yerine bir yükleme valfi kullanılarak düzenek daha basit hale getirilmiş olur. Servis portuna bağlanan yükleme valfinin 20 bar ve 150 bar’a ayarlanması ile simülasyondan elde edilen debi ayar eğrileri Şekil-12’de gösterilmiştir.



Şekil 13. Gerçek sonuçlarla karşılaştırmak için kurulan devre modeli ve debi grafiği

4. SONUÇ

Simülasyon programları sayesinde bir çok tasarım alternatifi ürün üretilmeden denenerek müşteri için en uygun debi ayar eğrisine sahip tasarım seçilerek prototip sayısı azaltılmış ve kısa sürede ürünler üretilerek müşteriye sevk edilmiş olur.

**KULLANILAN KISALTMALAR**

ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
λ	: Akış sayısı
A, B	: Servis portları
A_0	: Orifis alanı (mm ²)
A_1, A_2	: Piston alanı ve halka alan (mm ²)
C_d	: Orifis akış boşaltma katsayısı
d_h	: Hidrolik çap(mm)
HPCO	: Yüksek basınç iletim portu
K	: Orifis basınç-akış katsayısı ($\sqrt{m^3 / kg}$)
ΔP	: Orifisteki basınç düşümü (bar)
P	: Valf girişi
P_1, P_2	: Pistona etkiyen kuvvetler (N)
P_P	: Giriş basıncı (bar)
Q	: Debi (lt/dak)
Q_A, Q_B	: Servis portlarına giden debi (lt/dak)
Q_P	: Pompa debisi (lt/dak)
Q_T	: Tanka giden debi (lt/dak)
Re	: Reynold Sayısı
T	: Tank hattı çıkışı
U	: Ortalama hız(m/s)
ν	: Kinematik vizkozite
W	: Yük (kg)

KAYNAKLAR

- [1] FITCH, E.C., HONG, I.T., "Hydraulic System Modeling and Simulation", BarDyne, Inc. 2001
- [2] FITCH, E.C., HONG, I.T., "Hydraulic Componet Design asnd Selection", BarDyne, Inc. 2004
- [3] LMS ENGINEERING INNOVATION, "LMS Image.Lab. Amesim -Hydralic Library Manual", LMS, 2007
- [4] MARTIN, H.R., McCLOY,D., "Control of Fluid Power-Analysis and Design"2nd Revision",Ellis Horwood limited, 1980

ÖZGEÇMİŞ**Taner DOĞRAMACI**

1978 yılında Çerkezköy/Tekirdağ'da doğdu. Lise öğrenimini ise Çerkezköy Anadolu Teknik Lisesi Makine bölümünde yaptı (1991–1996). 2001 yılında bölüm birincisi olarak Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2002 yılında Çerkezköy'de Hema Endüstri A.Ş.'de Ürün Geliştirme Mühendisi olarak işe başladı. 2 sene çalıştıktan sonra Nisan-Eylül 2004'te kısa dönem askerlik görevi yapıp tekrar aynı firmada Ar-Ge Mühendisi olarak işe başladı. 2005 Şubat ayında "CNC İşleme Merkezi Seçimi için Bir Uzman Sistemin Geliştirilmesi" tezi ile Makina Yüksek Mühendisi unvanını aldı. Haziran 2008'de Ar-Ge Tasarım Grup Sorumluluğuna atandı.