



HİDROLİK GÜÇ KAYNAKLARININ TEKNİK VE EKONOMİK YÖNLERDEN KARŞILAŞTIRILMASI

Tayfun TAN
Yücel ERCAN

ÖZET

Hidrolik güç üretilmesinde pozitif deplasmanlı pompalar kullanılır. Hidrolik güç üreten kaynaklar sabit ve değişken deplasmanlı olarak iki tür pompa kullanırlar. Değişken deplasmanlı pompa kullanan sistemlerde pompa çıkışındaki basınç ya da pompa tarafından üretilen güç sabit tutulabilir. Bu çalışmada sabit ve basınç kompanzasyonlu değişken deplasmanlı pompa kullanan hidrolik güç kaynaklarının matematiksel tanımları yapılmış; statik ve dinamik davranışları ve ısı kayıpları yönünden birbirleriyle karşılaştırma yapılmıştır. Çalışmada bu sistemlerin statik ve dinamik davranışlarının çözümlerini veren ve ekonomik yönden karşılaştırma yapan bir dizi bilgisayar programı geliştirilmiştir. Değişken deplasmanlı pompa kullanan sistemlerin değişen yükler altında daha verimli ancak yatırım maliyetlerinin yüksek olduğu, sabit deplasmanlı pompa kullanan sistemlerin de cevap zamanlarının kısa, ancak ısı kayıplarının yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

ABSTRACT

Positive displacement pumps are used for generation of hydraulic power. Hydraulic power supplies use either fixed or variable displacement pumps. Systems which use variable displacement pumps regulate either the output pressure or the output power. Determining static and dynamic behaviours of hydraulic systems which are driven by different types of positive displacement pumps and comparing them economically are the aims of this study. In this study mathematical models of hydraulic power supplies which utilize fixed displacement pumps or pressure compensated variable pumps are developed and the systems are compared to each other considering their static and dynamic behaviours and heat losses. Computer programs which give dynamic and static solutions and make economical comparison of hydraulic power supplies are developed. Results show that hydraulic systems which use variable displacement pumps operate more efficiently under conditions with load changes but their investment costs are high; hydraulic systems which use fixed displacement pumps have shorter response times but higher heat losses.

1. GİRİŞ

Hidrolik enerjiyle bir yükün sürülmesi başlıca iki yolla yapılır. Bunlardan birincisinde hidrolik kaynak ünitesinde sadece yükün gerektirdiği kadar güç üretilir ve bir boru şebekesi vasıtasıyla doğrudan yüke sevk edilir. Bu tür sistemlere, hidrolik transmisyon sistemleri denir. Akışkan gücü kontrolünde kullanılan ikinci ve en yaygın yöntem ise yüke giden gücü bir valf kullanarak kontrol etmektir. Bu sistemlerde cevap zamanları çok kısa olabildiği için hızlı değişen yüklerin kontrol edilmesinde daima kontrol valfları kullanılır. Valf yapıları hidrolik kontrolde valf açıklığı değiştirilerek yüke gerektiği kadar güç gitmesi sağlanır. Bu sırada hidrolik güç kaynağı yükün kullandığından daha fazla güç üretiliyorsa, fazla güç sistemde ısıya dönüşür ve bunun sonucu sistem verimi azalır.



Bir kontrolcü gözüyle bakıldığında hidrolik güç kaynağının statik karakteristik eğrisinin şekli, yani kaynak basıncının kaynak debisiyle değişim biçimi çok önemlidir. Örneğin, sabit basınçlı bir güç kaynağıyla kullanıldığında oldukça lineer bir davranışa sahip olan açık merkezli dört yollu bir valfin karakteristik eğrisi, sabit debili bir kaynakla kullanıldığında aşırı biçimde non-lineer hale gelir. Diğer yandan değişen şartlar altında kaynak sisteminin gösterdiği dinamik davranış da önemlidir. Kaynak sisteminin değişen koşullara ayak uydurabilmesi ve yük değişimlerini yakından izleyebilmesi için cevap zamanının yeterince kısa olması ve salınımlar göstermemesi gerekir.

Aşağıda sabit ve değişken deplasmanlı pompa kullanan muhtelif güç kaynaklarının özellikleri incelenmiştir.

2. SABİT DEPLASMANLI POMPA VE BİR KADEMELİ TAHLİYE VALFİ KULLANAN BİR HİDROLİK GÜÇ KAYNAĞININ DAVRANIŞI

Sabit deplasmanlı pompa ve bir kademeli tahliye valfi kullanan bir hidrolik güç kaynağının yapısı, önemli parametreleri ve değişken tanımlarıyla birlikte Şekil 2.1'de görülmektedir. Bu sistemde pompa debisi Q_s sabit olduğundan pompa çıkışındaki basınç P_s , yük direnci R_y tarafından

$$P_s = R_y Q_s \quad [2.1]$$

ifadesiyle belirlenir. Bu ifadeden görüldüğü gibi R_y artacak olursa P_s de orantılı olarak artar. Artan basınç tahliye valfinin piston yüzeyine etkiyerek yayı esnetir. Basınç ayarlanabilir bir P_s referans değerine geldiğinde valf açılarak fazla yağın tanka geri dönmesini sağlar. Valfin açılma miktarı $P_s - P_r$ ($P_s > P_r$) ile orantılıdır.

Bu sistemde iki ayrı çalışma durumu vardır. Birincisi tahliye valfinin kapalı olduğu durumdur. Bu durumda pompa debisinin hemen hemen tamamı yüke gider. Diğer durum ise tahliye valfinin açık olduğu durumdur. Bu durumda pompa debisinin bir kısmı ya da tamamı rezervuara gönderilir. Yük debisinin zaman içinde değişim biçimine göre sistem bu iki durumun birinden diğerine geçiş yapar.

Bu analizde akışkan sıkıştırılabilirliği, sızıntılar, akışkan ataleti ihmal edilmiş ve sistemin yapısının rijit olduğu kabul edilmiştir.

Sistem ilk açıldığında tahliye valfi kapalıdır. Sistem çalışırken yük debisi düşük bir değerden pompanın maksimum debisine çıktığında da tahliye valfi açık durumdan kapalı duruma geçer. Bu durum için süreklilik şartından aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad [2.2]$$

$$Q_3 = Q_4 + Q_5 \quad [2.3]$$

Akümülatöre giden debi ise akümülatör piston alanı A_2 ve piston hızı \dot{z} cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

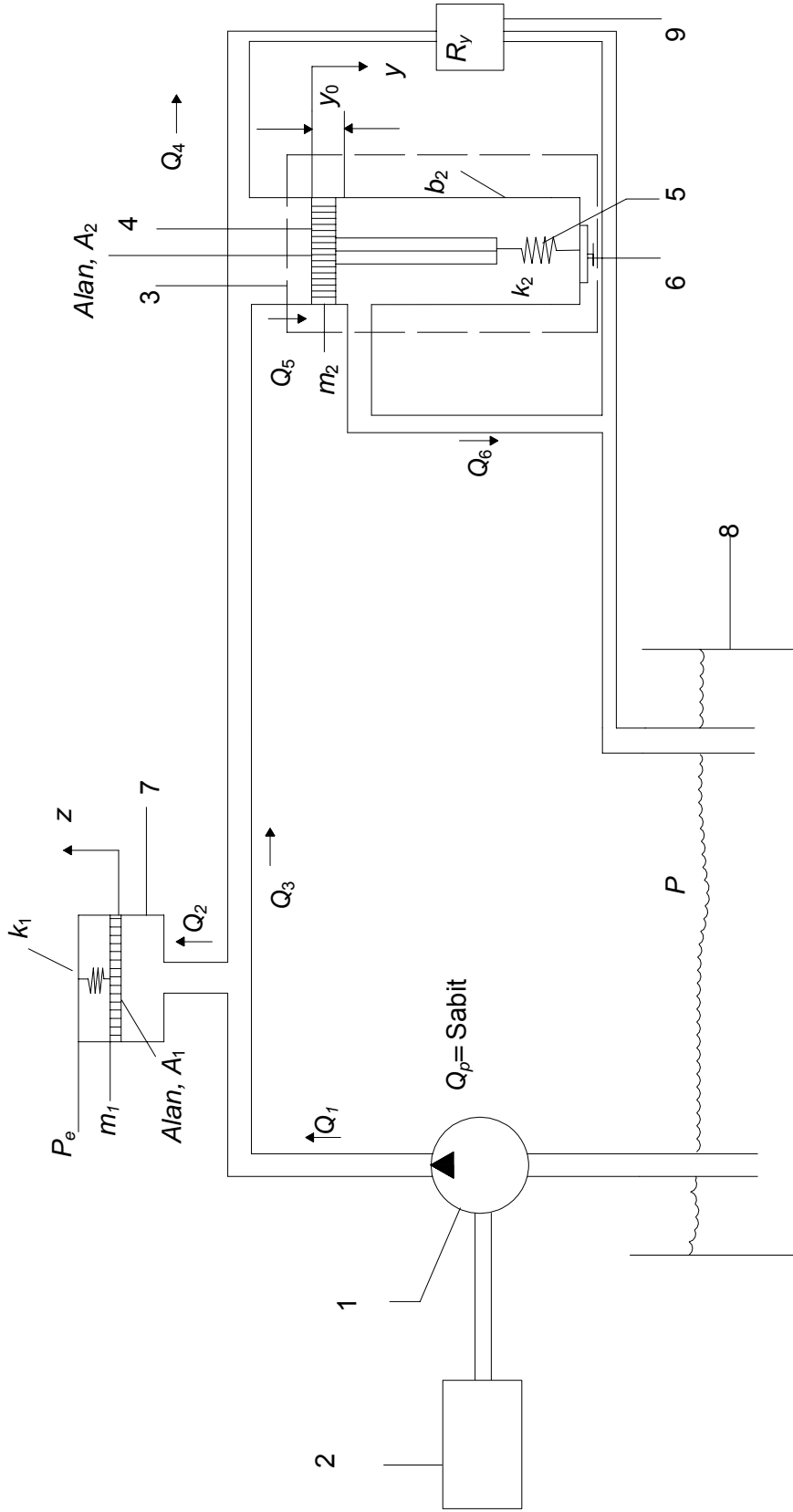
$$Q_2 = A_1 \dot{z} \quad [2.4]$$

Yük debisinin, yük basınç farkının (P) kareköküyle orantılı olduğunu kabul edilirse (örneğin keskin kenarlı bir orifis gibi nonlineer bir direnç),

$$Q_4 = \frac{1}{R_y} \sqrt{P} \quad [2.5]$$

ifadesi yazılabilir. Burada R_y bir direnç sabiti olup, keskin kenarlı a akış alanlı bir orifis için

$R_y = \frac{1}{C_d a} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$ olarak tanımlanır. Bu durum için tahliye valfi kapalı olduğundan



Şekil 2.1. Bir kademeli tahliye valfi kullanan hidrolik güç kaynağı
 1. Sabit debili pompa 2. Motor 3. Tahliye valfi 4. Valf Pistonu 5. Valf yayı
 6. Basınç ayar vidası 7. Akümülatör 8. Tank 9. Yük



$$Q_6 = 0 \quad [2.6]$$

olur. Tahliye valfine giden debi ise, valf piston alanı A_2 cinsinden

$$Q_5 = A_2 \dot{y} \quad [2.7]$$

Tahliye valfinin açık olduğu durumda süreklilik şartlarından elde edilen Eş. 2.1 ve Eş. 2.2 ile, akümülatöre giden debiyi veren Eş.2.3 ve yük debisini veren Eş. 2.4 hala geçerlidir. Valfa giden giden debi Q_5 ve valften geçen debi Q_6 aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_5 = A_2 \dot{y} + Q_6 \quad [2.8]$$

$$Q_6 = C_d w (y - y_0) \left(\frac{2P}{\rho} \right)^{1/2} \quad [2.9]$$

Eş 2.9.'de geçen C_d boşaltma katsayısı, w orifis çevresel uzunluğu, ρ yoğunluk olarak tanımlanmıştır.

2.3. Örnek Hesaplar

Örnek sistemde aksenal pistonlu, sabit deplasmanlı pompa kullanıldığı kabul edilmiştir. Pompanın çalışabileceği maximum basınç 350 bar, debisi ise 75 lt/d (0,00125 m³/s) kadardır. Diğer parametre değerleri aşağıdaki gibidir:

Makara Çapı	: $d_2 = 0,004$ m
Makaranın Uç Yüzey Alanı	: $A_2 = 0,00001256$ m ²
Makara Kütlesi	: $m_2 = 0,03$ kg
Valf Yay Sabiti	: $k_2 = 11\ 000$ N/m
Valf Orifisinin Çevresel Uzunluğu	: $w = 0,001 - 0,003$ m
Valf Sönüm Sabiti	: $b_2 = 73,4$ N.s/m

Valf makarasının basınç sıfırken konumu y_0 (basınç ayar konumu) valfin açılması istenen basıncın (P_{set}) değerine bağlı olup aşağıdaki ifadeden bulunabilir.

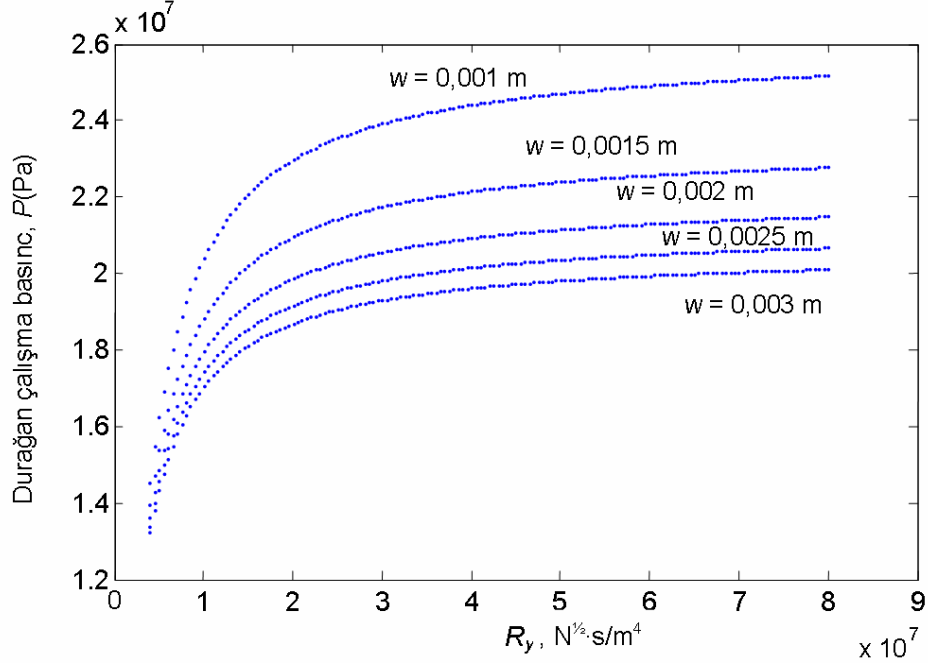
$$y_0 = \frac{P_{set} A_2}{k_2}$$

Burada sunulan statik analizde, yük direnç sabiti R_y 'nin yeterince büyük olduğu ve dolayısıyla durağan durumda tahliye valfinin açık olduğu kabul edilmiştir. Şekil 2.2'de 200 bar, açma basıncı ve değişik w değerleri için durağan çalışma basıncı P_{st} 'nin yük direnç sabiti R_y ile değişimi görülmektedir.

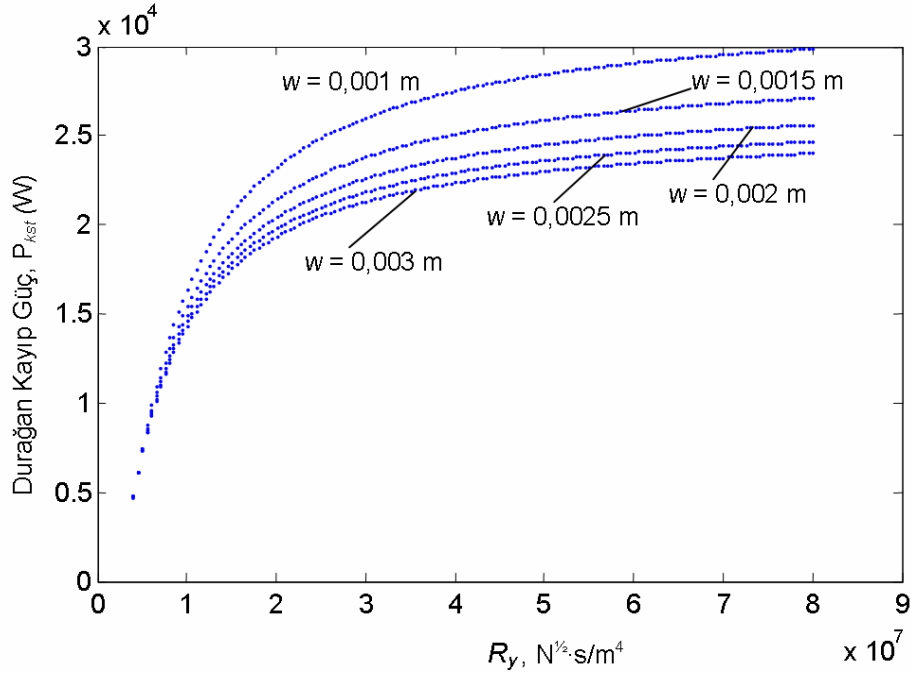
Şekil. 2.3'de ise 200 ayar basıncı ve değişik w değerleri için ısıya dönüşen kayıp güç P_{kst} 'nin yük direnci R_y ile değişimi görülmektedir.

Örnek sistemin dinamik davranış özellikleri incelenirken yük direnç sabiti R_y 'nin başlangıçta sıfır olduğu, dolayısıyla sistemin çıkış basıncının başlangıç değerinin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Sistem bu durumdayken R_y 'nin değeri aniden sabit bir değere artırılmaktadır. Bunun sonucu çıkış basıncı arttığından tahliye valfi açılmakta ve sistem geçici bir davranış sergiledikten sonra durağan duruma erişmektedir. Sistemde hidrolik akümülatör kullanılmadığı kabul edilmiştir.

$P_{set} = 200$ bar için $t = 0$ 'da R_y 'nin değeri aniden sıfırdan 8×10^7 'ye artırıldığında, yani sisteme $R_y = 8 \times 10^7 h(t)$ gibi bir basamak giriş uygulandığında makara konumu y 'nin zamanla değişimi Şekil 2.4'te görülmektedir. Dinamik eğriler incelendiğinde %5 kriterine göre sistemin yerleşme süresi 9,5-10 ms arasındadır. Orifis çevresel uzunluğu w 'nin sistemin yerleşme zamanına büyük bir etkisi yoktur. Ancak cevaplar sırasında görülen tepe değerleri w 'nin küçük değerleri için daha büyüktür.



Şekil 2.2. $P_{set} = 200$ bar ayar basıncı ve değişik w değerleri için durağan çalışma basıncı ve R_y ilişkisi

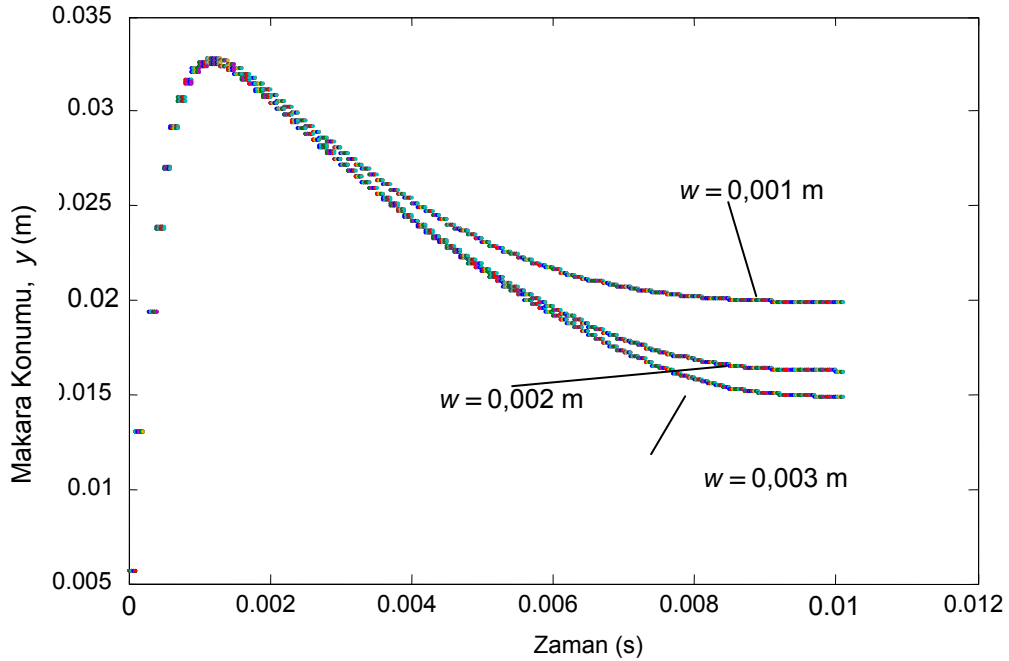


Şekil 2.3. $P_{set} = 200$ bar ayar basıncı ve değişik w değerleri için durağan kayıp güç ve R_y ilişkisi

3. SABİT DEPLASMANLI POMPA VE İKİ KADEMELİ TAHLİYE VALFİ KULLANAN HİDROLİK GÜÇ KAYNAĞI

İncelenen sistemin yapısı, önemli parametreleri ve değişkenleri Şekil 3.1’de verilmiştir. Bu sistemde üç ayrı çalışma durumu vardır. Birincisi sistemin kapalı olduğu durumdur. Bu durumda üç yollu valf henüz açılmamıştır ve pompa debisinin hemen hemen tamamı yüke gitmektedir. Buna “başlangıçta üç yollu valf kapalı olduğu durum” adı verilecektir. İkinci durum üç yollu valf açık olduğu durumdur. Bu durumda tahrik silindirin pistonu +x yönünde hareket eder ve tahliye valfi açılır. Böylece pompa debisinin bir kısmı rezervuara gönderilir. Bu durum “üç yollu valf açık olduğu durum” olarak anılacaktır. Üçüncü durum ise üç yollu valf açıldıktan sonra tekrar kapandığı durumdur. Bu durumda tahrik pistonu -x yönünde hareket etmeye başlar ve tahliye valfi kapanmaya başlar. Daha fazla debi yüke gider. Bu duruma “üç yollu valf sonradan kapandığı durum” adı verilecektir.

Başlangıçta üç yollu valf kapalı olduğu durum sistemin başlangıç durumudur. Pompanın çalışmaya başlamasından üç yollu valf açılmasına kadar devam eder. Bu durum için süreklilik denklemleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.4. $P_{set} = 200$ bar ayar basıncı ve $R_y = 8 \times 10^7 h(t)$ için makara konumunun zamana karşı değişimi

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad [3.1]$$

$$Q_3 = Q_4 + Q_5 \quad [3.2]$$

$$Q_5 = Q_6 + Q_7 \quad [3.3]$$

Akümülatöre giden debi şu şekilde ifade edilebilir;

$$Q_2 = A_1 \dot{z} \quad [3.4]$$

Keskin kenarlı direnç tipi bir yük kabul edilirse, yüke giden debi için



$$Q_6 = \frac{1}{R_y} \sqrt{P} \quad [3.5]$$

ifadesi yazılır. Sistem bu durumda çalışırken tahliye valfi kapalı olduğu için

$$Q_4 = 0 \quad [3.6]$$

olur. Üç yollu valfa giden debi ise

$$Q_7 = A_2 \dot{y} \quad [3.7]$$

Sistem basıncı yeterince yükseldiğinde üç yollu valf açılır; valfin açılmasıyla tahrik silindirine yağ akmaya başlar. Bunun sonucu tahliye valfi silindirindeki basınç artar. Tahliye valfi pistonuna uygulanan kuvvet de artan basınçla birlikte artacağından tahliye valfi açılmaya başlar ve pompadan gelen debinin bir kısmı rezervuara döner. Üç yollu valf açılken, Eş. 3.1-Eş. 3.5 hala geçerlidir.

Tahliye valfi üzerinden geçen debi ise aşağıdaki gibidir:

$$Q_4 = C_d w_2 (x - x_0) \left(\frac{2P}{\rho} \right)^{1/2} \quad (x > x_0) \quad [3.8a]$$

$$Q_4 = 0 \quad (x \leq x_0) \quad [3.8b]$$

Üç yollu valfa giden debi Q_7 için,

$$Q_7 = A_2 \dot{y} + Q_8 \quad [3.9]$$

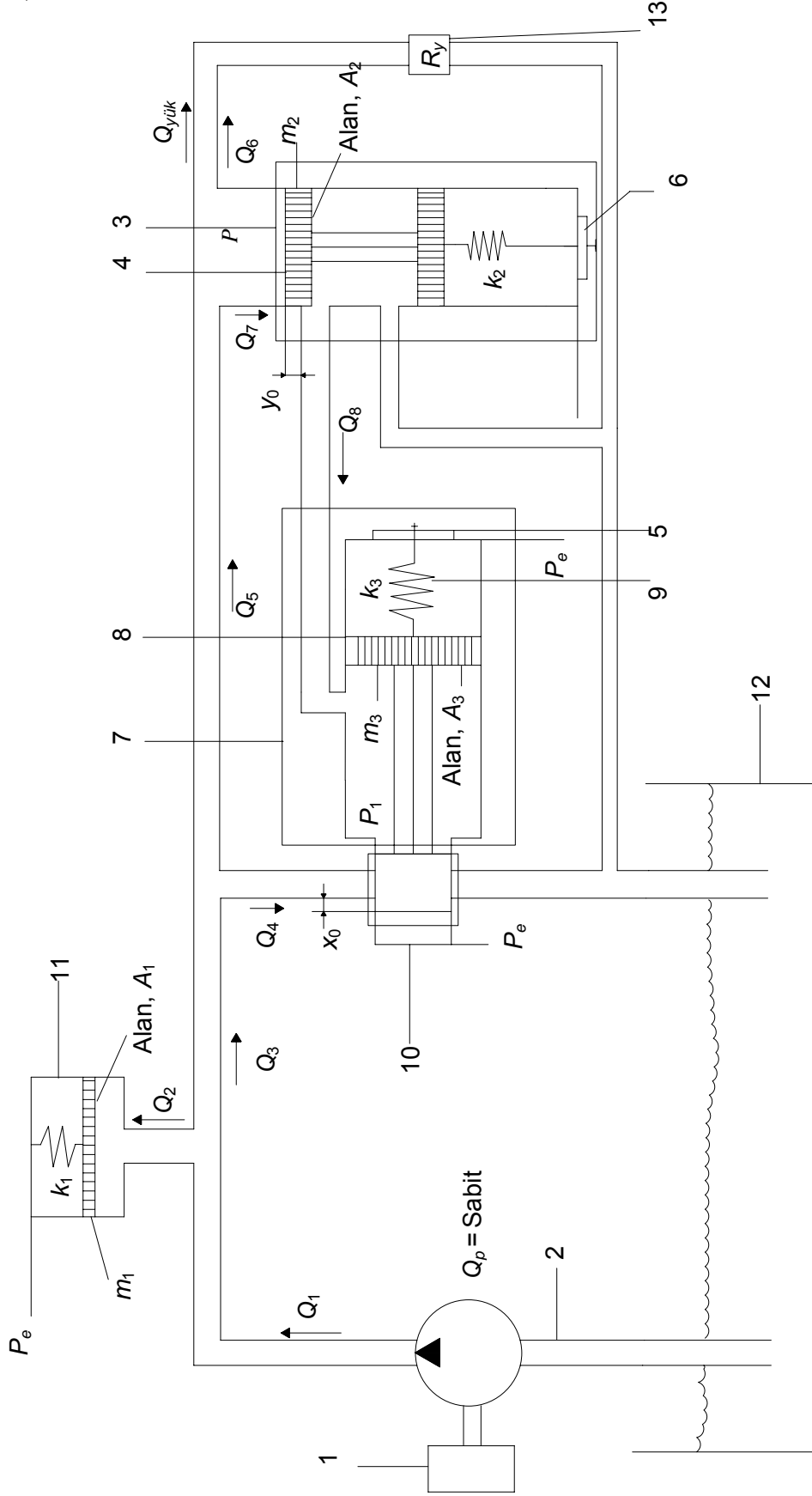
ifadesi yazılabilir. Valftan geçen Q_8 debisi için ise aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$Q_8 = C_d w_1 (y - y_0) \left(\frac{2(P - P_1)}{\rho} \right)^{1/2} \quad [3.10]$$

$$Q_8 = A_3 \dot{x} \quad [3.11]$$

Üç yollu valfin sonradan kapandığı durumu, üç yollu valfin açıldıktan sonra yük direnci azalması, dinamik değişimler vb. nedenlerden dolayı tekrar kapanması durumudur. Sistem basıncının düşmesiyle üç yollu valfin makarasının uç yüzeyine etkiyen basınç kuvveti azalır; valfin yukarıdaki portu kapanır; aşağıdaki port açılır. Aşağıdaki port açıldığı için Q_8 ters yönde akar ve tahrik pistonu – x yönünde harekete başlar. Bu sırada tahliye valfinden geçen debi azalır ve valf tamamen kapanana kadar piston hareketi devam eder.

Çıkış basıncının kontrolü ve kayıplar açısından önemli olan, sistemin üç yollu valf ve tahliye valfi açıkken sergilediği statik davranışdır. Durağan durum için kayıp güç ise, kayıp debi ve basıncın çarpımı olup, $P_{kst} = Q_{4st} P_{st}$ ifadesinden elde edilir.



Şekil 3.1. İki kademeli tahliye valfi kullanan hidrolük güç kaynağı
 1.Motor 2.Sabit debili pompa 3.Üç yollu valf 4. Makara 5.Valf ayar vidası 6.Basiñç ayar vidası 7.Tahrik silindiri
 8.Piston 9.Piston yayı 10.Tahliye valfi 11.Akümlatör 12.Tank 13.Yük

3.1. Örnek Hesaplar

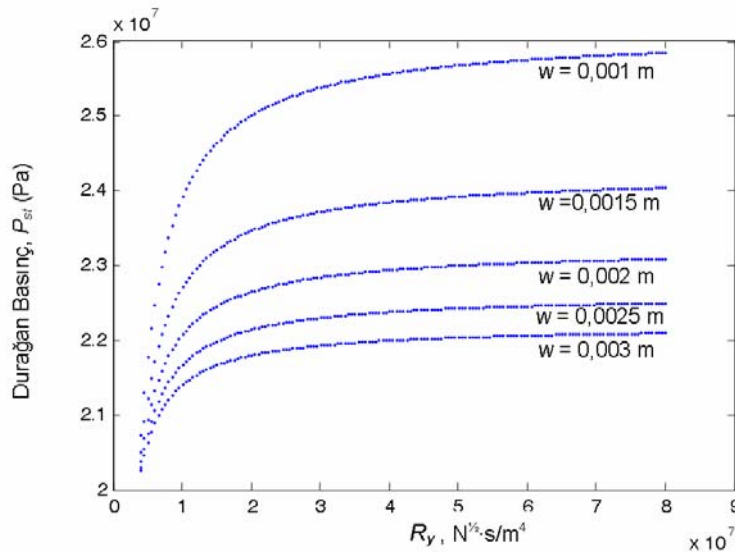
Örnek sistemde aksel pistonlu, sabit deplasmanlı pompa kullanıldığı kabul edilmiştir . Pompanın çalışabileceği maksimum basınç değeri 350 bar, debisi ise 75 lt/dk (0,00125 m³/s) kadardır.

Makara çapı	: $d_2 = 0,005 \text{ m}$
Makaranın uç yüzey alanı	: $A_2 = 0,0000196 \text{ m}^2$
Makara kütlesi	: $m_2 = 0,03 \text{ kg}$
Valf yay sabiti	: $k_2 = 45 \text{ 000 N/m}$
Valf orifisinin çevresel uzunluğu	: $w_1 = 0,002 \text{ m}$
Valf sönüm sabiti	: $73,4 \text{ N.s/m}$ (Sönüm oranı $\zeta = 1$)

Üç yollu valfin makarasının basınç sıfırken konumu y_0 (basınç ayar konumu) valfin açılması istenen basıncın (P_{set}) değerine bağlı olup $y_0 = P_{set} A_2 / k_2$ ifadesinden bulunur.

Tahrik pistonu çapı	: $d_3 = 0,005 \text{ m}$
Tahrik pistonu yüzey alanı	: $A_3 = 0,0000196 \text{ m}^2$
Tahrik pistonu kütlesi	: $m_3 = 0,03 \text{ kg}$
Tahrik pistonu yay sabiti	: $k_3 = 15 \text{ 000 N/m}$
Tahliye valfi orifisi çevresel uzunluğu	: $w_2 = 0,001 - 0,003 \text{ m}$
Tahliye valfi sönüm sabiti	: $b_3 = 102,35 \text{ N.s/m}$ ($\zeta = 2,42$)

Statik analizde R_y 'nin yeterince büyük olduğu ve dolayısıyla üç yollu valf açıkken sistemin durağan duruma eriştiği kabul edilmiştir. Çalışma basıncı, yük debisi, kayıp debi ve kayıp gücün durağan değerlerinin önemli sistem parametrelerinden nasıl etkilendiği belirlenmiştir. Şekil 3.2.'de $P_{set} = 200$ bar ve değişik w_2 değerleri için durağan çalışma basıncı P_{st} 'nin yük direnci sabiti R_y ile değişimi görülmektedir. Durağan durum için kayıp güç, kayıp debiyle çalışma basıncının çarpımına eşit olup, $P_{kst} = Q_{4st} P_{st}$ ifadesinden bulunur. Şekil 3.3'de $P_{set} = 200$ bar ayar basıncı ve değişik w_2 değerleri için kayıp güç P_{kst} 'nin yük direnci sabiti R_y ile değişimi görülmektedir.

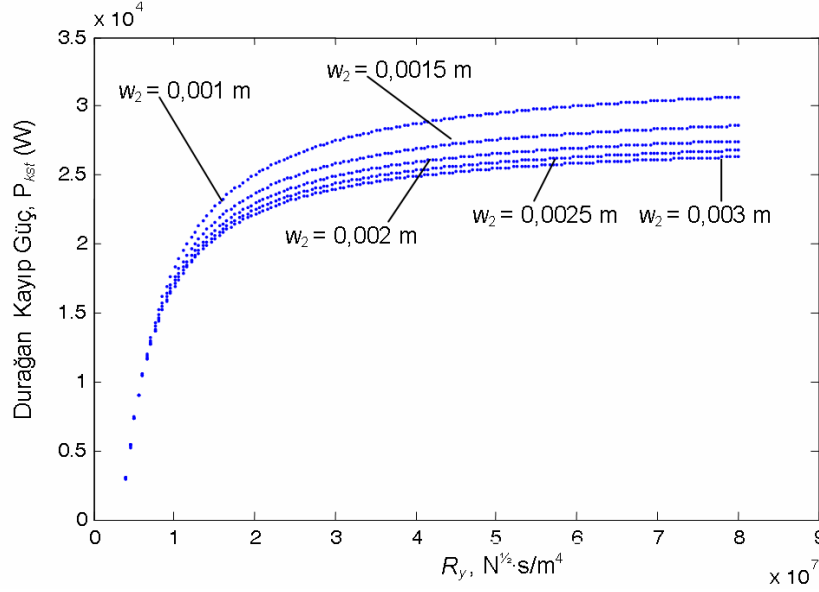


Şekil 3.2. $P_{set} = 200$ bar ve değişik w_2 değerleri için durağan çalışma basıncı ve R_y ilişkisi

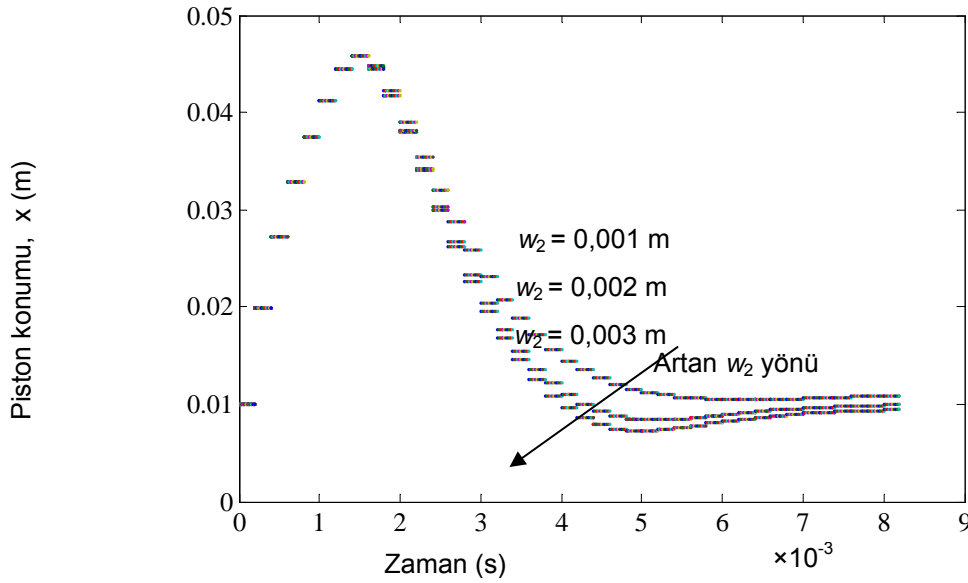
Sistemin dinamik davranışı incelenirken, sistemde akümülatör olmadığı, başlangıçta üç yollu valfin kapalı olduğu, daha sonra sırasıyla üç yollu valf ve tahliye valfinin açıldığı, daha sonra sistemin çalışmasına bu durumda devam ettiği öngörülmüştür.

$P_{set} = 200$ bar için $t = 0$ 'da R_y 'nin değeri aniden sıfırdan 8×10^7 'ye artırıldığında, yani sisteme $R_y = 8 \times 10^7 h(t)$ gibi bir basamak giriş uygulandığında piston konumu x 'nin zamanla değişimi, Şekil 3.4'te görülmektedir.

Dinamik eğriler incelendiğinde %5 kriterine göre sistemin yerleşme süresi 7,8-8,5 ms arasındadır. Orifis çevresel uzunluğu w_2 'nin sistemin yerleşme zamanına büyük bir etkisi yoktur ancak w_2 büyük değerleri için yerleşme süresi nispeten daha kısadır. Cevaplar sırasında görülen tepe değerleri w_2 'nin küçük değerleri için daha büyüktür.



Şekil 3.3. $P_{set} = 200$ bar ve değişik w_2 değerleri için durağan kayıp güç ve R_y ilişkisi



Şekil 3.4. $P_{set} = 200$ bar ve $R_y = 8 \times 10^7 h(t)$ için piston konumunun zamana karşı değişimi



4. DEĞİŞKEN DEPLASMANLI POMPA KULLANAN HİDROLİK GÜÇ KAYNAĞI

İncelenen sistemin yapısı önemli parametrelerle birlikte Şekil 4.1'de verilmiştir. Bu sistemde üç ayrı çalışma durumu vardır. Birinci durumda üç yollu kompensatör valfi kapalıdır. Bu durumda pompa maksimum debide çalışır. Buna "kompensatör valfinin kapalı olduğu durum" adı verilecektir. İkinci durum üç yollu valfin açık olduğu durumdur. Bu durumda tahrik pistonu $+x$ yönünde hareket eder. Bunun sonucu pompa pistonlarının kursu ve pompa deplasmanı azalır ve pompa debisi düşer. Buna "kompensatör valfinin açık olduğu durum" adı verilecektir. Üçüncü durum ise üç yollu valfin açıldıktan sonra tekrar kapandığı durumdur. Bu durumda piston $-x$ yönünde hareket etmeye başlar. Böylece pompa deplasmanı ve pompa debisinin artmasına neden olur. Bu duruma "kompensatör valfinin sonradan kapandığı durum" adı verilecektir.

Kompensatör valfinin kapalı olduğu durum, sistemin başlangıç durumudur. Pompanın çalışmaya başlamasından üç yollu valfin açılmasına kadar devam eder.

Bu durum için süreklilik denklemleri aşağıdaki gibidir

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad [4.1]$$

$$Q_3 = Q_4 + Q_5 \quad [4.2]$$

Pompanın maksimum deplasmanına karşılık gelen x 'in değeri X_{max} ise, herhangi bir x konumuna karşılık gelen pompa debisi Q_1 bir β sabiti cinsinden

$$Q_1 = \beta[X_{max} - x] \quad [4.3]$$

olarak gösterilebilir. Ancak incelenen bu durumda kompensatör valfi kapalı olduğundan tahrik pistonu konumu $x = 0$ olup Q_1 aşağıdaki eşitlikle belirlenebilir.

$$Q_1 = \beta X_{max} \quad [4.4]$$

Akümülatöre giden debi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_2 = A_1 \dot{z} \quad [4.5]$$

Keskin kenarlı direnç tipi bir yük kabul edilirse yüke giden debi,

$$Q_4 = \frac{1}{R_y} \sqrt{p} \quad [4.6]$$

şeklinde yazılabilir. Üç yollu valfa giden debi ise aşağıdaki gibidir.

$$Q_5 = A_2 \dot{y} \quad [4.7]$$

Kompensatör valfinin açık olduğu durumda, Sistem basıncı yeterince yüksekse, kompensatör valfi makarasının uç yüzeyine etkiyen kuvvet valfi açar. Valftan geçen debi tahrik silindirine akarak tahrik pistonunu hareket ettirir. Bunun sonucu pompa deplasmanı ve pompa debisi azalır.

Kompensatör valfi açıkken, Eş. 4.1 ve Eş. 4.2'yle ifade edilen süreklilik şartları ve Eş. 4.3, Eş. 4.5 ve Eş. 4.6'yla verilen debi ifadeleri hala geçerlidir.

Kompensatör valfine giden debi ise aşağıdaki gibidir.



$$Q_5 = A_2 \dot{y} + Q_6 \quad [4.8]$$

Valf orifisinden geçen Q_6 debisi için

$$Q_6 = C_d w (y - y_0) \left[\frac{2(P - P_1)}{\rho} \right]^{1/2} \quad [4.9]$$

eşitliği yazılabilir. Tahrik silindirin giren ve çıkan debiler için kütle dengesi ise aşağıdaki eşitliği verir.

$$Q_6 = A_3 \dot{x} + Q_7$$

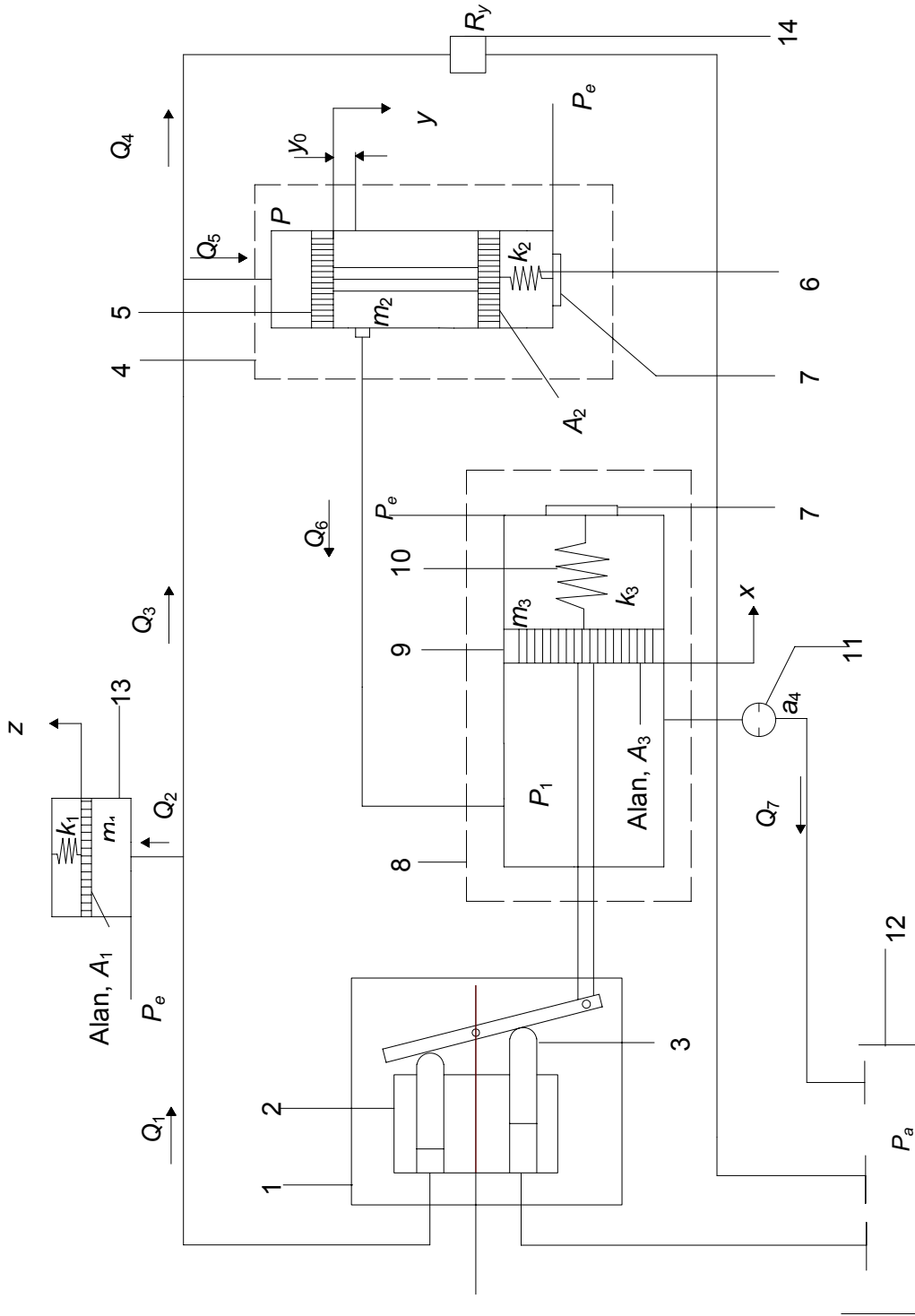
4.4. Örnek Hesaplar

Örnek sistemde aksel pistonlu, eğik aksel, değişken deplasmanlı pompa kullanıldığı kabul edilmiştir. Seçilen pompanın çalışabileceği maksimum basınç 315 bar'dır. Pompanın maksimum deplasmanı $75 \text{ cm}^3/\text{devir}$ olup elde edilen maksimum debi 75 lt/d kadardır.

Makara çapı	: $d_2 = 0,005 \text{ m}$
Makara uç yüzey alanı	: $A_2 = 0,0000196 \text{ m}^2$
Makara kütlesi	: $m_2 = 0,03 \text{ kg}$
Valf orifisinin çevresel uzunluğu	: $w = 0,001 - 0,004 \text{ m}$
Valf yay sabiti	: $k_2 = 45 \text{ 000 N/m}$
Valf sönüm sabiti	: $b_2 = 73,4 \text{ N.s/m}$
Piston çapı	: $d_3 = 0,01145 \text{ m}$
Piston yüzey alanı	: $A_3 = 0,000103 \text{ m}^2$
Piston kütlesi	: $m_3 = 2,5 \text{ kg}$
Piston yay sabiti	: $k_3 = 80 \text{ 000 N/m}$
Sönüm sabiti	: $b_3 = 100 \text{ N.m/s}$ (Sönüm oranı $\zeta = 1,12$)
Silindir boşaltma orifisi alanı	: $a_4 = 7,068 \times 10^{-8} \text{ m}^2$

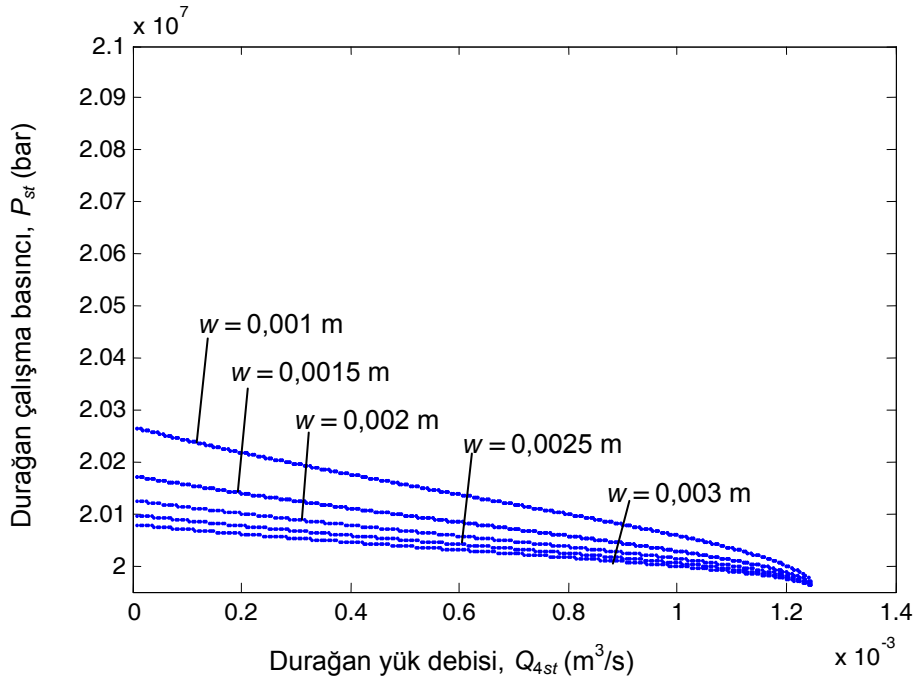
Burada sunulan statik analizde Q_{4st} 'nin yeterince küçük olduğu ve dolayısıyla kompensatör valfi açıkken sistemin durağan duruma eriştiği kabul edilmiştir. Şekil 4.2'de $P_{set} = 200 \text{ bar}$ ve değişik w_2 değerleri için durağan çalışma basıncı P_{st} 'nin, durağan yük debisi Q_{4st} ile değişimleri gösterilmiştir.

Durağan kayıp güç P_{stk} , durağan kayıp debi Q_{7st} ile durağan çalışma basıncı P_{st} 'nin çarpımına eşittir. Şekil 4.3'de $P_{set} = 200 \text{ bar}$ ve değişik w_2 değerleri için durağan kayıp güç P_{kst} 'nin durağan yük debisi Q_{4st} ile değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Basınç kompensatörlü pompa kullanılan hidrolik güç kaynağının yapısı

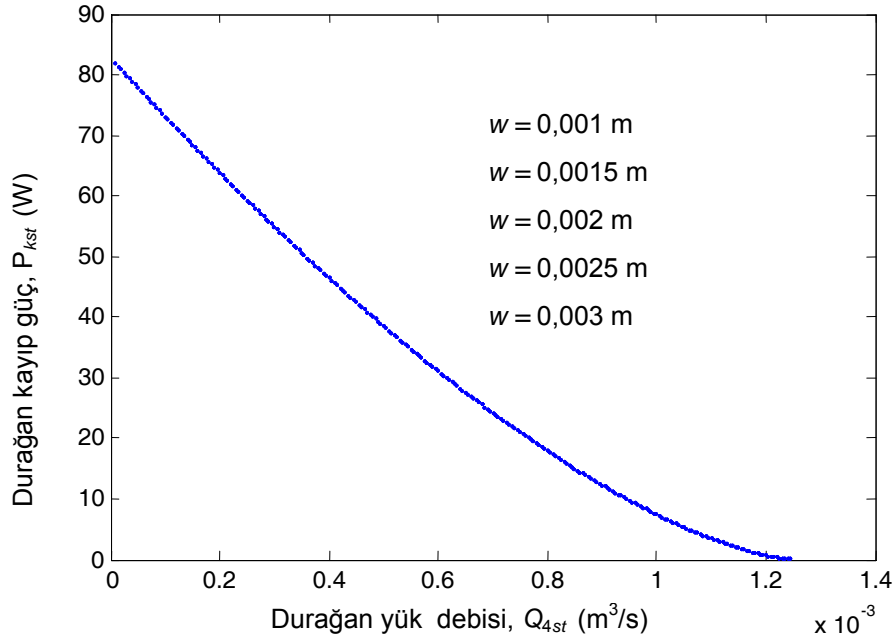
1. Değişken deplasmanlı pompa 2. Pompa bloğu 3. Pompa pistonu 4. Kompensatör valfi
5. Makara 6. Valf yayı 7. Basınç ayar vidası 8. Tahrik silindiri 9. Silindir pistonu
10. Piston yayı 11. Silindir dönüş yolu 12. Tank 13. Akümülatör 14. Yük



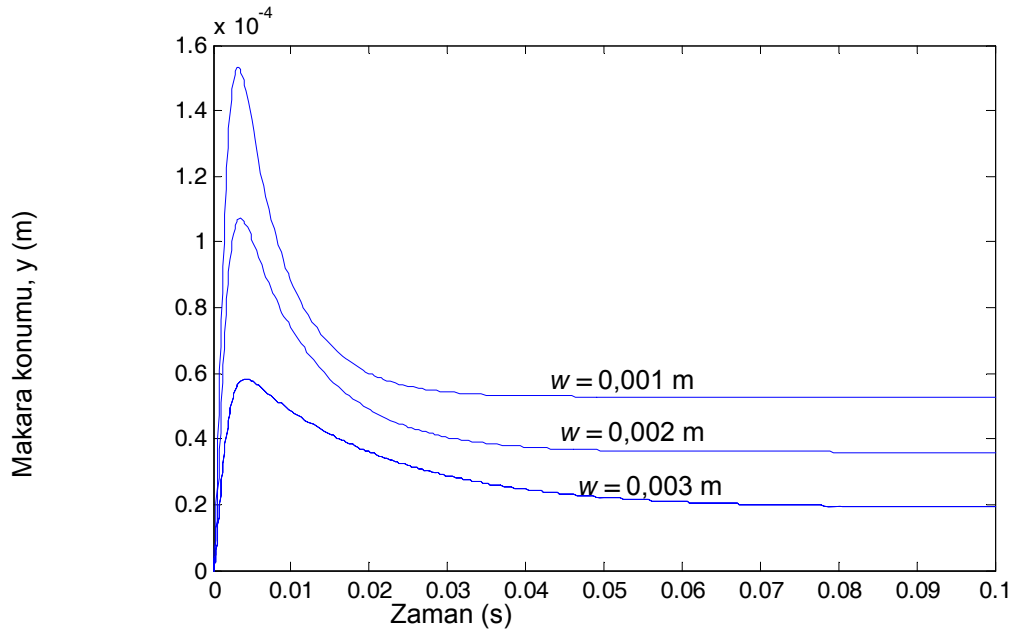
Şekil 4.2. $P_{set} = 200$ bar ve değişik w değerleri için durağan çalışma basıncı ve yük debisi ilişkisi

Burada sunulan dinamik analizde başlangıçta yüke belli bir Q_{40} debisi ($Q_{40} < Q_{1max}$) sağlandığı ve sistemin durağan durumda olduğu kabul edilecektir. Sistem bu haldeyken (kompansatör valfi açık) R_{y0} yük direnci ΔR_y kadar değiştirilecek ve bunun sonucunda sistemin sergilediği davranış belirlenecektir.

Kompansatör valfinin makara konumu, y_0	: 0,0089 m
Tahrik pistonunun konumu, x_0	: 0,0221 m
Çalışma basıncı, P_0	: 204,3 bar
Tahrik silindiri basıncı, P_{10}	: 172 bar
Yük direnci, R_{y0}	: 400 000 N ^{1/2} · s/m ⁴



Şekil 4.3. $P_{set} = 200$ bar ve değişik w değerleri için durağan kayıp güç ve durağan yük debisi ilişkisi



Şekil 4.4. $P_{set} = 200$ ve $\Delta R_y = 1$ h(t) için kompansatör valfi makara konumunun zamana karşı değişimi.



5. SİSTEMLERİN TEKNİK ÖZELLİKLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

5.1. Sistemlerin Statik Davranışlarının Karşılaştırılması

Sistemlerin statik davranışlarını veren bir bilgisayar programıyla sayısal çözümler daha önce elde edilmişti. Statik çözümlerde yük direnci R_y , çevresel orifis genişliği w ve açma basıncı P_{set} değiştirilerek çıkış basıncının, yük debisinin, kayıp debinin ve kayıp gücün nasıl değiştiğini gösteren eğriler oluşturulmuştu. Çizelge 5.1-5.2'de üç sistemde üç farklı açma basıncı P_{set} ve iki farklı yük direnç sabiti R_y değeri için elde edilen çalışma basıncı, yük debisi, kayıp debi ve kayıp gücün durağan değerlerinin karşılaştırılması görülmektedir. Kullanılan R_y değerleri, yük debisini pompa debisinin yaklaşık %0, ve %100'ü yapacak şekilde seçilmiştir. Sabit deplasmanlı pompa kullanan sistemler için pompanın debisi, değişken deplasmanlı pompa kullanan sistem için de pompanın maksimum debisi $Q_p = 0,00125 \text{ m}^3/\text{s}$ dir. Orifis çevresel uzunlukları ise her üç sistemde de 0,003 m alınmıştır.

Bir ve iki kademeli tahliye valfı kullanan sistemlerin durağan çalışma basınçları R_y 'nin değerindeki değişikliklere çok daha duyarlıdır. Bir kademeli tahliye valfı kullanan sistemde $P_{set} = 200$ bar kullanıldığında $R_y = 8 \times 10^7 \text{ N}^{1/2} \cdot \text{m}^4/\text{s}$ için durağan çalışma basıncı 201bar iken $R_y = 3,58 \times 10^6 \text{ N}^{1/2} \cdot \text{m}^4/\text{s}$ için durağan çalışma basıncı 146 bar olmaktadır.

Sabit deplasmanlı pompa kullanan her iki sistemde de yük tarafından kullanılmayan debinin tamamı kayıp debi olarak tahliye valfı üzerinden rezervuara gönderilmektedir. Değişken deplasmanlı sistemde ise kayıp debi, tahrik silindirini boşaltan orifisten akan debiyle sınırlıdır.

Çizelge 5.1. Örnek hidrolik güç kaynaklarının %0 yük debisi için durağan değerleri

	Bir kademeli tahliye valfı kullanan	İki kademeli tahliye valfı kullanan	Değişken deplasmanlı pompa kullanan
Açma basıncı P_{set} (bar)	200	200	200
Çalışma basıncı, P_{st} (bar)	200,9	221,2	202
Çekilen yük debisi, (m^3/s)	9×10^{-5}	8×10^{-5}	0
Kayıp debi, (m^3/s)	$1,16 \times 10^{-3}$	$1,17 \times 10^{-3}$	$7,2 \times 10^{-6}$
Kayıp güç, (W)	$2,4 \times 10^4$	$2,62 \times 10^4$	82

Çizelge 5.2. Örnek hidrolik güç kaynaklarının %100 yük debisi için durağan değerleri

	Bir kademeli tahliye valfı kullanan	İki kademeli tahliye valfı kullanan	Değişken deplasmanlı pompa kullanan
Açma basıncı P_{set} (bar)	200	200	200
Çalışma basıncı, P_{st} (bar)	146	202,6	200,2
Çekilen yük debisi, (m^3/s)	$1,245 \times 10^{-3}$	$1,248 \times 10^{-3}$	$1,25 \times 10^{-3}$
Kayıp debi, (m^3/s)	5×10^{-6}	2×10^{-6}	4×10^{-7}
Kayıp güç, (W)	77	40,4	1



5.2. Sistemlerin Dinamik Davranışlarının Karşılaştırılması

Çizelge 5.3'de $R_y = 8 \times 10^7 \text{ N}^{1/2} \cdot \text{m}^4/\text{s}$ $h(t)$ şeklinde bir basamak girişi için elde edilen sistem cevaplarının %5 kriterine göre $P_{set} = 200 \text{ bar}$ ve değişik w değerleri için verilmiştir. Tablodaki değerlerden görüldüğü gibi, bir kademeli ve iki kademeli tahliye valfi kullanan sistemlerin yerleşme zamanları w 'nin değerine göre 7,8-10 ms arasında değişmektedir. Buna karşılık değişken deplasmanlı pompa kullanan sistemin yerleşme zamanı 46-95 ms arasında olup, bu sistemin cevap hızı, diğer iki sisteme göre daha yavaştır.

Çizelge 5.3. Örnek hidrolik güç kaynaklarının $P_{set} = 200 \text{ bar}$ ve $R_y = 8 \times 10^7 \text{ N}^{1/2} \cdot \text{m}^4/\text{s}$ $h(t)$ basamak girişi için yerleşme zamanları

	Bir kademeli tahliye valfi kullanan		İki kademeli tahliye valfi kullanan				Değişken deplasmanlı pompa kullanan		
	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003
Orifis çevresel uzunluğu, w (m)	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003
Yerleşme zamanı (ms)	9,5-10	9,5-9,8	9,3-9,5	8,2-8,5	8-8,2	7,8-8	94-96	58-59	45-46

6. SİSTEMLERİN EKONOMİK YÖNDEN KARŞILAŞTIRILMASI

Daha önceki bölümlerde teknik yönlerden incelenen üç sistem arasında en ucuzu bir kademeli tahliye valfi ve sabit deplasmanlı pompa kullanan sistem, en pahalısı ise değişken deplasmanlı pompa ve basınç kompansatörü kullanan sistemdir. Buna karşılık enerji kaybı en düşük sistem değişken deplasmanlı sistemdir. Sistemlerin ekonomik ömürleri boyunca karşılaşılabilecek yük durumlarına göre, uzun vadede hangi sistemin daha ekonomik olacağı sistem seçiminde teknik özelliklere göre ek olarak göz önünde bulundurulması gereken en önemli kıstastır.

Sistemlerin ekonomik yönden karşılaştırılmasında temel olarak iki tür parametre vardır; yatırım maliyetleri (sabit maliyetler) ve işletme maliyetleri (değişken maliyetler). Sistemlerin alış fiyatı yatırım maliyetleridir. Sistemleri satın aldıktan sonra gerekli işlevi sağlamaları için katlanılan maliyetler ise işletme maliyetleridir. İşletme sırasında kullanılan enerjinin maliyeti ve bakım maliyetleri, sistemin işletme maliyetlerine örnek olarak gösterilebilir. Bu bölümde sunulan çalışmada hidrolik güç kaynaklarının işletme maliyetleri hesaplanırken sistemlerin bakım maliyetleri ihmal edilmiş, sadece kullanılan enerjinin maliyeti dikkate alınmıştır.

Sistemlerin toplam maliyetlerini hesaplamak ve karşılaştırmak için bir MS-Excel programı geliştirilmiştir. Program girdileri

- Teknik parametreler
- Çalışma modu parametreleri
- Çalışma süresi ve finansal parametreler
- Yatırım maliyetleri

olmak üzere dört grupta toplanmıştır.

Şekil 6.1 ve 6.2'de sistemlerin programın girdi alanları görülmektedir.

Enerji kayıp maliyetleri hesaplanırken enerji kayıpları toplam çalışma zamanına göre enerjinin birim fiyatıyla çarpılır. Sistemin tahmini ömrüne ve yıllık basit faiz oranına göre sistemlerin işletme maliyetleri aşağıdaki eşitliğe göre bugünkü değere çevrilir.

$$PV = C \left[\frac{1}{r} - \frac{1}{r(1+r)^t} \right] \quad [6.1]$$

Eş 6.1' PV bugünkü değer, C birleşme zamanındaki ödeme miktarı, r yıllık basit faiz oranıdır. Hesaplamalarda enerji maliyetlerinin yıllık olarak karşılandığı yani, birleşme zamanının bir yıl olduğu ve yıllık basit faiz oranının çalışma ömrü boyunca değişmediği kabul edilmiştir. İşletme maliyeti bugünkü değere çevrildikten sonra yatırım maliyetiyle toplanır ve her bir sistem için toplam maliyet elde edilir.

Sistem	Parametre	Değer	Birim
Sistem 1	Piston Alanını Girmiz	A3=	0,0000196 m2
	Yay Sabitini Girmiz	K3=	15000 N/m
	Orifis Uzunluğunu Girmiz	W2=	0,003 m
	Pompa Debisini Girmiz	Q1=	0,00125 m3/s
Sistem 2	Valf Alanını Girmiz	A2=	0,0000196 m2
	Yay Sabitini Girmiz	K2=	15000 N/m
	Orifis Uzunluğunu Girmiz	W1=	0,003 m
	Pompa Debisini Girmiz	Q1=	0,00125 m3/s
Sistem 3	Valf Alanını Girmiz	A2=	2,83E-05 m2
	Yay Sabitini Girmiz	K2=	100000 N/m
	Orifis Uzunluğunu Girmiz	W=	0,001 m
	Pompa Debisini Girmiz	Q1=	0,00125 m3/s

Şekil 6.1. Sistemlerin teknik parametrelerine ayrılan girdi alanından bir görünüş

Sistem	Parametre	Değer	Birim
Sistem 1	Günlük Çalışma Saatinin Girmiz	6	Saat
	Tahmini Sistem Ömrünün Girmiz	15	Yıl
	Elektroün Birim Fiyatını Girmiz	150000	TL/KWh
	Yıllık Basit Faiz Oranını Girmiz	10	%
Sistem 2	Çalışma Modu Parametreleri	Çalışma Debisi	Toplam Zamana Göre Yüzde
	%75 Q1	20	%
	%50 Q1	30	%
	%25 Q1	40	%
Sistem 3	Sistemlerin Yatırım Maliyetleri	Sistem 1	10000 TL(milyon)
	Sistem 2	8000 TL(mil)	
	Sistem 3	25000 TL(mil)	
	Sistemlerin Toplam Maliyetleri (Bugünkü Değer)	Sistem 1	586007,3 TL(mil)
Sistem 2	603782,0 TL(mil)		
Sistem 3	28604,9 TL(mil)		

Şekil 6.2.Çalışma Modu Parametreleri'nin ve Çalışma Zamanı-Finansal parametreler kısımlarının görünüşü

Çizelge 6.1'de örnek bir durum için programa girişi yapılan parametreler verilmiştir. Çizelge 6.2'de girişi yapılan parametrelere göre her bir sistem için elde edilen çalışma basıncı, kWh ve TL cinsinden ısı kayıpları, işletme maliyetleri, toplam maliyet değerleri görülmektedir.



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Değişken deplasmanlı sistemin durağan çalışma basıncı, yük debisi (yani yük direnci) değişmelerinden çok az etkilenmektedir. Örnek sistemde $P_{set} = 200$ bar kullanıldığında %0 yük debisi için durağan çalışma basıncı 202 bar iken % 100 debisi için durağan çalışma basıncı 200 bar olmaktadır. Dolayısıyla yük debisinin %0-%100 arasında değişmesi sonucu durağan çalışma basıncının değişmesi sadece % 1 dolayındadır. Aynı oran $P_{set} = 100$ bar için %15, $P_{set} = 300$ bar için ise % 0,05 kadardır. Bir ve iki kademeli tahliye valfi kullanan sistemlerin durağan çalışma basınçları R_y 'nin değerindeki değişikliklere çok daha duyarlıdır.

Sabit deplasmanlı pompa kullanan her iki sistemde de yük tarafından kullanılmayan debinin tamamı kayıp debi olarak tahliye valfi üzerinden rezervuara gönderilmektedir. Değişken deplasmanlı sistemde ise kayıp debi, tahrik silindirini boşaltan orifisten akan debiyle sınırlıdır.

Çizelge 6.1. Örnek durum için girişi yapılan parametreler

Teknik parametreler			
	Bir kademeli	İki Kademeli	Değ. Deplas.
Çalışma basıncı (bar)	200		
Valf yay sabiti (N/m ²)	-	11000	100 000
Piston valf yay sabiti (N/m ²)	15 000	-	13 000
Piston Uç Alanı (m ²)	0,0000196	-	0,000113
Valf Uç Alanı (m ²)	-	0,000012566	0,0000283
Orifis çevresel uzunluğu (m)	0,003	0,003	0,001
Pompa sabiti	-	-	0,0125
Çalışma modu parametreleri			
Çalışma debisi	Toplam zamana göre çalışma zamanı yüzdesi		
Maksimum debi	% 20		
Maksimum debinin % 75'i	% 20		
Maksimum debinin % 50'si	% 0		
Maksimum debinin % 75'i	% 30		
Sfır debi	% 30		
Çalışma zamanı-Finansal parametreler			
Günlük çalışma saati (saat)	6		
Tahmini sistem ömrü (yıl)	15		
Elektriğin birim fiyatı (TL/kWh)	150 000		
Yıllık basit faiz oranı (%)	10		
Yatırım maliyetleri			
	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3
Yatırım maliyeti (TL)	10 000 000 000	8 000 000 000	25 000 000 000

Çizelge 6.2. Örnek durum için çözümler

	Bir kademeli	İki Kademeli	Değ. Deplas.
Çıkış basıncı (bar)	209,5	200,1	200
Isı kayıpları (kWh)	502 177,4	470 635	3159,6
İşletme maliyeti (milyon TL)	572 940	536 953	3 604 ,9
Toplam Maliyet (milyon TL)	582 940	544 953	28 604,9



Dinamik davranışlarda ise, bir kademeli ve iki kademeli tahliye valfi kullanan sistemlerin yerleşme zamanları w 'nin değerine göre 6-10 ms arasında değişmektedir. Buna karşılık değişken deplasmanlı pompa kullanan sistemin yerleşme zamanı 46-95 ms arasında olup, bu sistemin cevap hızı, diğer iki sisteme göre daha yavaştır. Ayrıca w değeri arttıkça valf kazancı arttığından yerleşme zamanları azalmakta ve sistemlerin cevap hızları artmaktadır.

İşletme maliyetlerini yönünden bakıldığında değişen yükler altında, değişken deplasmanlı pompa kullanan sistemin çok ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır. Sistemde yükün talep ettiği kadar güç üretimi olduğundan, sistemin kendi iç kayıplarını karşılayacak kadar fazladan güç üretimi olmaktadır. İşletme maliyetinin etkileyen bir diğer faktörde kullanılan enerjinin birim fiyatıdır. Kullanılan enerjinin birim fiyatının yüksek olduğu durumlarda değişken deplasmanlı sistemler çok daha ekonomik olacaktır. Sistemlere ekonomiklik yönünden bakıldığı zaman, toplam çalışma zamanı, çalışma rejimi, yatırım maliyeti ve enerjinin birim fiyatı dikkate alınmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] TOMLINSON, S.P.; BURROWS, C.R., "Achieving a variable flow supply by a controlled unloading of a fixed displacement pump", *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 114(1): 167-171 (1992).
- [2] SYMMANK, W. D., "Constant flow, pressure sumated hydraulic system as applied to a crawler excavator.", *SAE Preprints*, 740724: 9-12 (1974).
- [3] WANG, Y.; LIU, Y.; ZHANG, X.; XU, J., "Study on variable displacement axial piston pump with electrohydraulic proportional regulator." , "Proceedings of the 3rd International Symposium on Fluid Power Power Transmission and Control", 127-127 (1999).
- [4] GUEBELI, M.; MICKLEM, J.D.; BURROWS, C.R., "Maximum transmission efficiency of a steel belt continuously variable transmission", *Journal of Mechanical Design Transactions Of The ASME*, 115(4): 1044-1048 (1993).
- [5] KAPPİ, T. "Semiempirical model for variable displacement pump with load sensing regulator and power restrictor." , *American Society of Mechanical Engineers, The Fluid Power and Systems Technology Division* , 8: 197-202 (2001).
- [6] BACKE, W.; ULRICH, H., "Design of electrohydraulic speed control for variable displacement motors on different pressure networks", *SAE (Society of Automotive Engineers) Transactions* , 99(2): 394-403 (1990).
- [7] WEBER, R.T., "Controlling pumps for performance, efficiency" , *Hydraulics&Pneumatics* , 47(5): 39-66 (1994).
- [8] KIM, C., LEE O., "Speed control of an overcentered variable displacement hydraulic motor with a load-torque observer" , *Control Engineering Practice* , 14: 1563-1568 (1996).
- [9] KUGI, A., SCHLACHER K., "Modelling and simulation of an hydrostatic transmission with variable displacement pump" , *Mathematics and Computers in Simulation*, 53(2000): 409-414 (2000).
- [10] ERCAN, Y. "Akışkan gücü kontrolü teorisi" , *Gazi Üniversitesi Yayınları* , Ankara, 3-114 (1995).
- [11] MERRIT, H., "Hydraulic Control Systems 2nd ed.", *John Wiley&Sons*, New York, 334-353 (1967).



ÖZGEÇMİŞLER

TayfunTAN

Yazar 1976 yılında Diyarbakır'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ankara'da, TED Ankara Koleji Vakfı Özel Lisesi'nde tamamladı. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1999 yılında lisans, derecesi aldı. 2002 yılında Başkent Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü İşletme Yönetimi Programı'dan yüksek lisans derecesi aldı. 2004 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. Özel bir kurumda proje mühendisi olarak görev yaptıktan sonra halen bir kurumda Makine İkmal Grubu'nda görev yapmaktadır.

Yücel ERCAN

1943 yılında Konya'da doğdu. 1961 yılında Milli Eğitim Bakanlığı'nın yükseköğretim bursunu kazanarak A.B.D.'ne gitti. Makina mühendisliği dalında Massachusetts Institute of Technology (MIT)'den 1966'da lisans, 1968'de yüksek lisans ve 1971'de doktora derecelerini aldı. MIT'de araştırma asistanı ve araştırmacı olarak çalıştı. 1971 yılında yurda geri dönerek Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde öğretim üyesi olarak göreve başladı. 1976 yılında doçent ünvanını aldı. ODTÜ'de Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı (1974-1977), Rektör Yardımcılığı (1977-1978) yaptı. 1979-1981 yılları arasında Alexander von Humboldt Vakfı bursu kazanarak Almanya'da araştırmalar yapmıştır. 1982 yılında profesör ünvanını alarak o zaman yeni kurulan Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi'ne öğretim üyesi olarak atandı. Gazi Üniversitesi'nde Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanlığı (1982-1992) yaptı. 2005 yılında Gazi Üniversitesi'nden emekli oldu ve aynı yıl TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi (TOBB ETÜ) Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne öğretim üyesi olarak atandı. Halen TOBB ETÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı'nı yürütmektedir. İlgili alanları sistem dinamiği, otomatik kontrol, akışkan gücü kontrolü, modelleme, simülasyon, enerji sistemleri ve ölçüm sistemleridir. Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi isimli kitapları yayınlanmıştır. Büyük kısmı uluslararası olmak üzere 90 kadar makale ve basılı bildirisi ve 80 kadar proje raporu vardır. Evli ve iki çocuk sahibidir.