



KAZICI-YÜKLEYİCİ İŞ MAKİNASININ HİDROLİK VE MEKANİK SİSTEMLERİNİN DİNAMİK ANALİZİ

Boran KILIÇ
Tuna BALKAN
Eres SÖYLEMEZ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı Hidromek HMK 102B kazıcı-yükleyici iş makinasının dinamik modelini geliştirmektir. Makinanın dinamik ve hidrolik parçaları aynı ortamda modellenecek ve analizi yapılacaktır. Parçalar arasındaki etkileşim ve hidrolik sistemin tepkisi, dinamik ve hidrolik sistem analizlerinin bir arada çözülmesi ile elde edilmesi planlanmıştır. Bu çalışma sonucunda, makina üzerindeki mafsallara ve parçalara gelen dinamik yükler ve makinanın çalışma çevrim zamanları elde edilecektir.

ABSTRACT

The aim of this study is to develop a dynamic model of a Hidromek HMK 102B backhoe-loader. Dynamic machine bodies and hydraulic components will be modeled and analyzed in the same environment. Interaction between the bodies and the response of the hydraulic system will be obtained by co-operating the dynamic and hydraulic analyses. As a result of this work, dynamic loads on the joints and attachments of the machine and duty cycle times of the machine will be determined.

1. GİRİŞ

Kazıcı-yükleyici iş makineleri günümüzde birçok farklı uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu makinelerin ön tarafında bulunan kepçe yardımı ile yükleme işlemi yapılırken, arka taraftaki ataşman grubu ile kazı işlemi yapılabilmektedir. Bu makineler, bir içten yanmalı dizel motor ile tahrik edilmektedir.

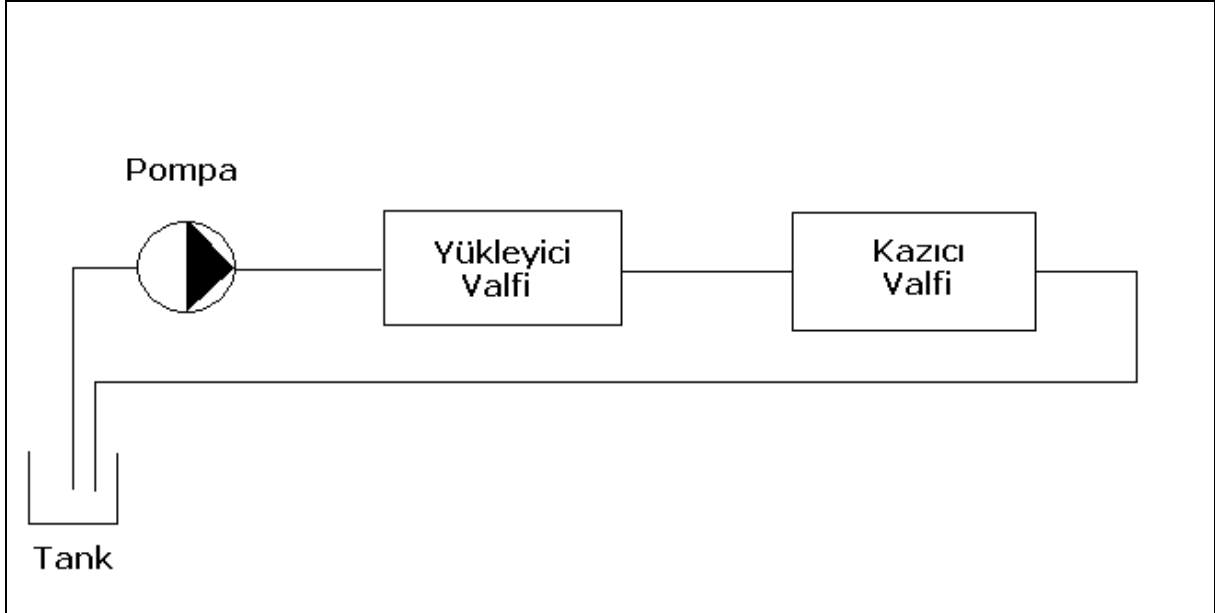
Kazıcı-yükleyici makinelerin hidrolik sistemleri, hidrolik pompa, yön denetim valfi, basınç emniyet valfi, hidrolik silindir gibi birçok farklı parçadan oluşmaktadır. Makina ataşmanlarının hareketi, hidrolik silindirler vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu makinelerde açık merkezli sistem ve kapalı merkezli sistem olmak üzere temel olarak iki çeşit hidrolik sistem kullanılmaktadır.

Şekil 1.1' den de görülebileceği gibi açık merkezli sistemde, yükleyici ve kazıcı valfleri seri olarak birbirine bağlanmıştır. Bu sistemde genellikle sabit deplasmanlı dişli pompa ve 6/3 (6 yollu, 3 konumlu) yön denetim valfleri kullanılır. Bu yön denetim valflerinin merkez konumu, yağın sistemde dolaşmasına imkan vermek için bir by-pass hattına sahiptir (Şekil 1.2). Sürgüye hareket verildiğinde, bu by-pass hattı oransal olarak kapanır ve aynı anda silindire giden hat oransal olarak açılır. Sistemde olası oluşabilecek yüksek basınçları engellemek için bir basınç emniyet valfi de bulunmaktadır.

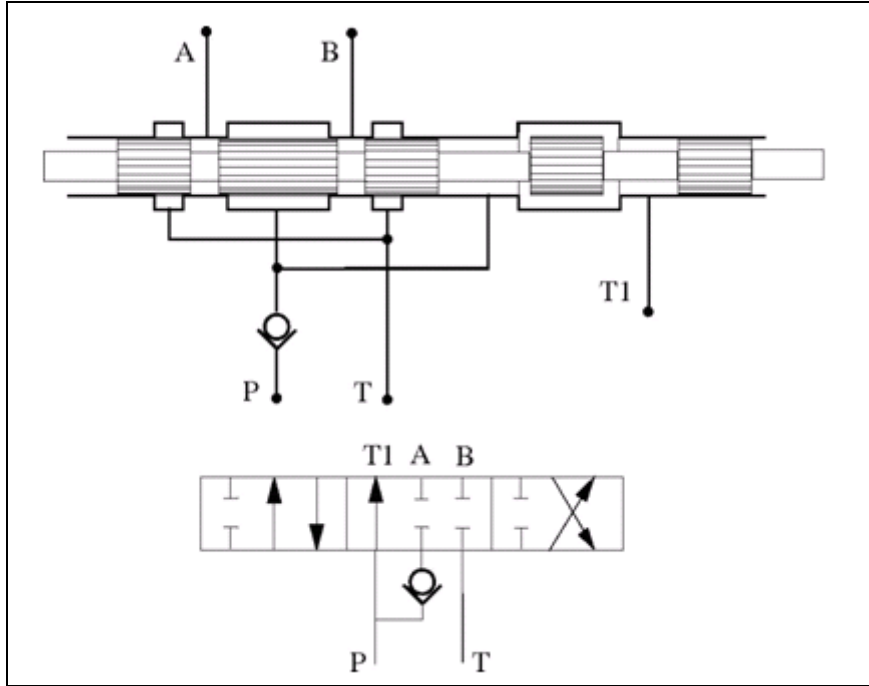


Şekil 1. HMK 102B Kazıcı-Yükleyici İş Makinası

Kapalı merkezli sistemlerde ise, yön denetim valflerinin merkez konumları kapalıdır ve yağ geçişine izin vermez. Bu sistemlerde yağ bütün sistemi gezmeden valf girişinde tanka aktarılır. Ayrıca, kayıpları en aza indirmek için yük algılamalı değişken deplasmanlı pistonlu pompa kullanılır. Kapalı merkez sistemler, açık merkezli sistemlere göre daha verimli olmalarına rağmen daha karmaşık sistemlerdir.



Şekil 1.1. Açık Merkezli Sistem



Şekil 1.2. 6/3 yön denetim valfi

2. MAKİNENİN DİNAMİK MODELİNİN ELDE EDİLMESİ

Makinanın standart çalışma koşullarında yükleme ve kazı işlemleri aynı anda yapılmadığı için sistem modellemesinde bu göz önünde bulundurulmuş ve yükleyici sistemi ve kazıcı sistemi olmak üzere iki ayrı model oluşturulmuştur. Bu sayede analiz sürelerinin kısaltılması sağlanmıştır.

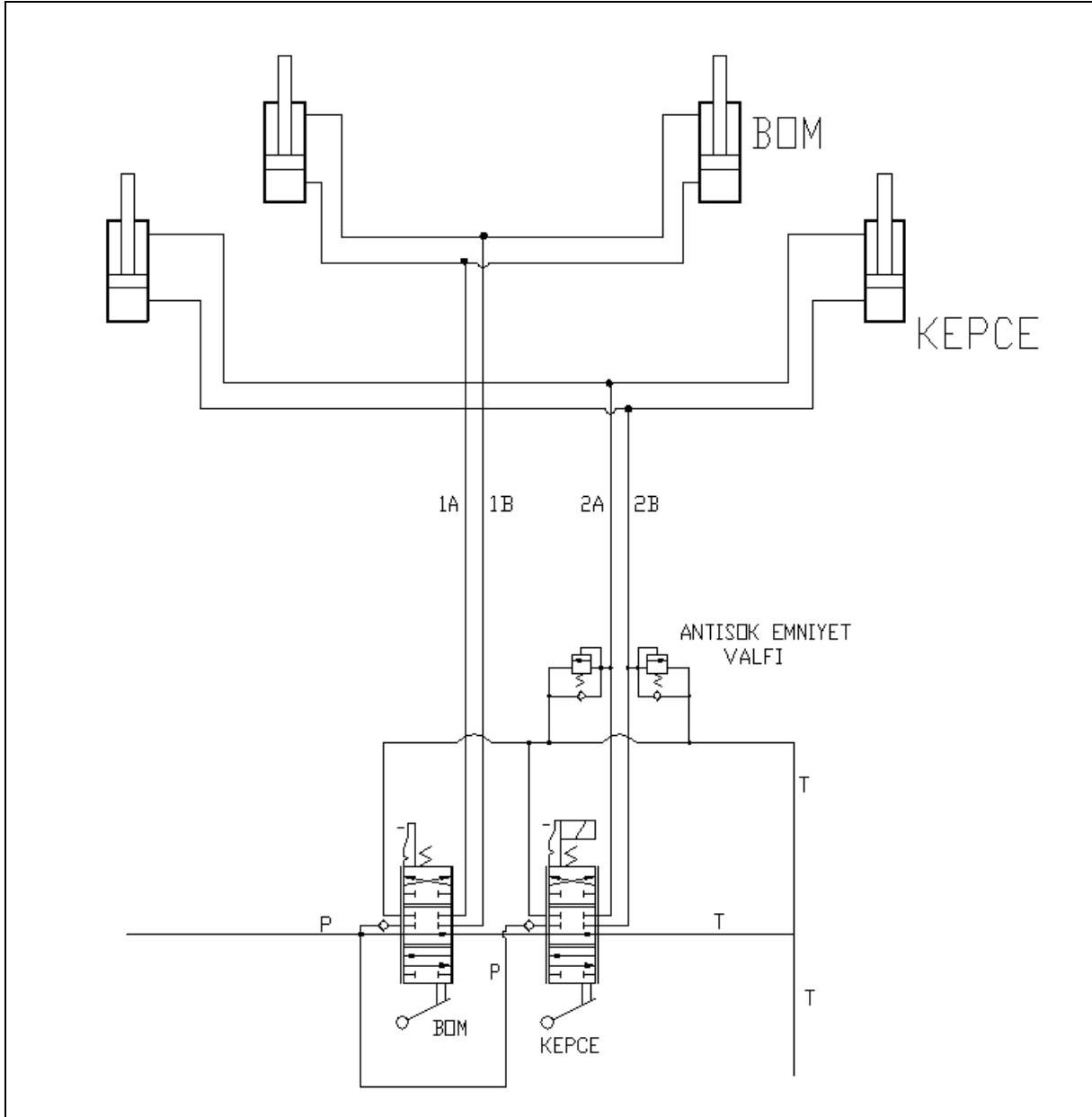
2.1 Hidrolik Sistemin Modellenmesi

Bu çalışmada modellenen hidrolik sistem, açık merkezli sistemdir. Yön denetim valfleri mekanik kontrollüdür. Hidrolik sistemin yükleyici kısmının teknik çizimi Şekil 2.1'de görülebilir.

Hidrolik sistem modeli, Mathworks firmasının bir ürünü olan MATLAB/Simulink® yazılımı ile SimHydraulics® aracının deneme sürümü ile oluşturulmuştur [1], [2].

Şekil 2.1'de görülen yükleyici sisteminin bom ve kepçe 6/3 yön denetim valfleri, Şekil 2.2'teki gibi değişken alanlı 6 orifis (kısıcıcı) ile modellenmiştir. Orifislerin anlık alanları, sürgünün konumunu belirleyen "S" girdisi ile hesaplanmaktadır. Sistemdeki by-pass hattını modelleyen "P-T_1" ve "P-T_2" orifisleri, sürgü merkez konumundayken valfin içinden akışın sağlanabilmesi amacıyla açık merkezli (underlapped) orifis olarak modellenmiş, diğer orifisler ise aşılı kapalı merkezli (overlapped) orifis olarak modellenmiştir [3].

Sürgünün konumuna bağlı olarak, orifisin üzerinden geçen debi ve oluşan basınç düşümü değişmektedir. Model, laminar ve türbülanslı akış rejimlerini de göz önünde bulundurmakta ve her bir çözüm adımında Reynolds sayısını (Re), türbülanslı akışa geçildiği kritik Reynolds sayısı (Re_{kr}) ile karşılaştırmaktadır.



Şekil 2.1. Yükleyici hidrolik sistemi

Değişken alanlı orifis hesaplamalarında kullanılan denklemler aşağıdaki gibidir [2], [4]:

$$q = \begin{cases} C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |P|} \cdot \text{sign}(P) & \text{for } Re \geq Re_{kr} \\ 2C_{DL} \cdot A \frac{D_H}{\nu \cdot \rho} P & \text{for } Re < Re_{kr} \end{cases} \quad (1)$$

$$h = x_0 + x \quad (2)$$



$$A(h) = \begin{cases} \frac{h \cdot A_{maks}}{h_{maks}} + A_{kaçak} & \text{for } h > 0 \\ A_{kaçak} & \text{for } h \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$P = P_a - P_b \quad (4)$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(h) \cdot \nu} \quad (5)$$

$$C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{kr}}} \right)^2 \quad (6)$$

$$D_h = \sqrt{\frac{4A(h)}{\pi}} \quad (7)$$

q : Debi

P : Orifis üzerindeki basınç düşümü

P_A, P_B : Orifisin giriş ve çıkışındaki basınç

C_d : Akış boşaltma katsayısı

$A(h)$: Anlık orifis alanı

A_{maks} : Maksimum orifis alanı

h_{maks} : Sürgünün maksimum yer değişimi

x_0 : Sürgünün ilk konumu

x : Sürgünün ilk konumuna göre yer değişimi

h : Sürgünün konumu

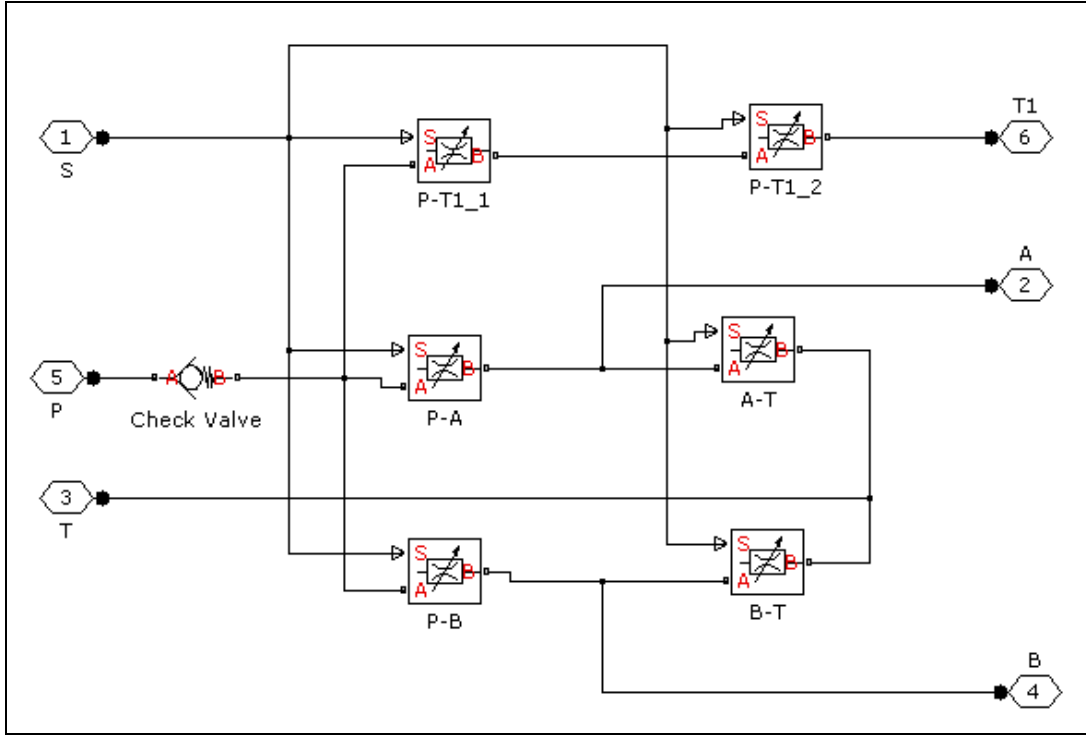
ρ : Hidrolik yağ özkütlesi

ν : Hidrolik yağ kinematik vizkozitesi

D_h : Anlık orifis hidrolik çapı

$A_{kaçak}$: Orifis iç kaçak alanı

Yükleyici kısmının SimHydraulics modeli Şekil 2.3' de verilmiştir. HMK 102B kazıcı-yükleyici makinada iki adet sabit deplasmanlı tandem dişli pompa kullanılmaktadır. SimHydraulics modelinde ise, iki pompanın toplam deplasmanını sağlayacak tek sabit deplasmanlı dişli pompa kullanılmıştır. Pompa, 2200 devir/dakika hızda dizel motor tarafından döndürülmektedir. Pompa basıncı arttığında, motor üzerinde oluşacak yükün artması ve bunun sonucunda motor devrinin düşmesi ihmal edilmiştir.



Şekil 2.2. 6/3 Yön denetim valfinin SimHydraulics modeli

Sabit deplasmanlı pompa hesaplamalarında kullanılan denklemler aşağıdaki gibidir:

$$q = D \cdot \omega - k_{kaçak} \cdot P \quad (8)$$

$$T = \frac{D \cdot P}{\eta_{mek}} \quad (9)$$

$$k_{kaçak} = \frac{k_{HP}}{v \cdot \rho} \quad (10)$$

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_v) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{P_{nom}} \quad (11)$$

$$P = P_p - P_T \quad (12)$$

q : Debi

P : Pompa üzerindeki basınç farkı

P_T, P_p : Pompanın giriş ve çıkış basınçları

T : Pompa şaftı üzerindeki tork

D : Pompa deplasmanı

ω : Pompa açısal dönüş hızı

$k_{kaçak}$: Kaçak katsayısı



k_{HP} : Hagen-Poiseuille Katsayısı

η_v : Pompa volümetrik verimi

η_{mek} : Pompa mekanik verimi

P_{nom} : Nominal pompa basıncı

ω_{nom} : Nominal pompa açısal dönüş hızı

v_{nom} : Nominal hidrolik yağ kinematik vizkositesi

Pompa mekanik verimi katalogta verilmemişse, aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir:

$$\eta_{mek} = \frac{\eta_{toplam}}{\eta_v} \quad (13)$$

Pompadaki yağ kaçağını, pompa üzerindeki basınç düşümü ile doğru orantılı olduğu kabul edilmiş ve aşağıda verilen Hagen-Poiseuille formülü ile hesaplanmıştır.

$$P = \frac{128\mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} q_{kaçak} = \frac{\mu}{k_{HP}} q_{kaçak} \quad (14)$$

$q_{kaçak}$: Kaçak yağ debisi

d, l : Kaçak yolunun geometrik parametreleri

μ : Hidrolik yağ dinamik viskozitesi, $\mu = \nu \rho$

Pompa basıncı P_{nom} 'a, hidrolik yağ kinematik vizkositesi de v_{nom} 'a eşitken, pompa katalog değerlerinden kaçak yağ debisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$q_{kaçak} = D\omega_{nom}(1 - \eta_v) \quad (15)$$

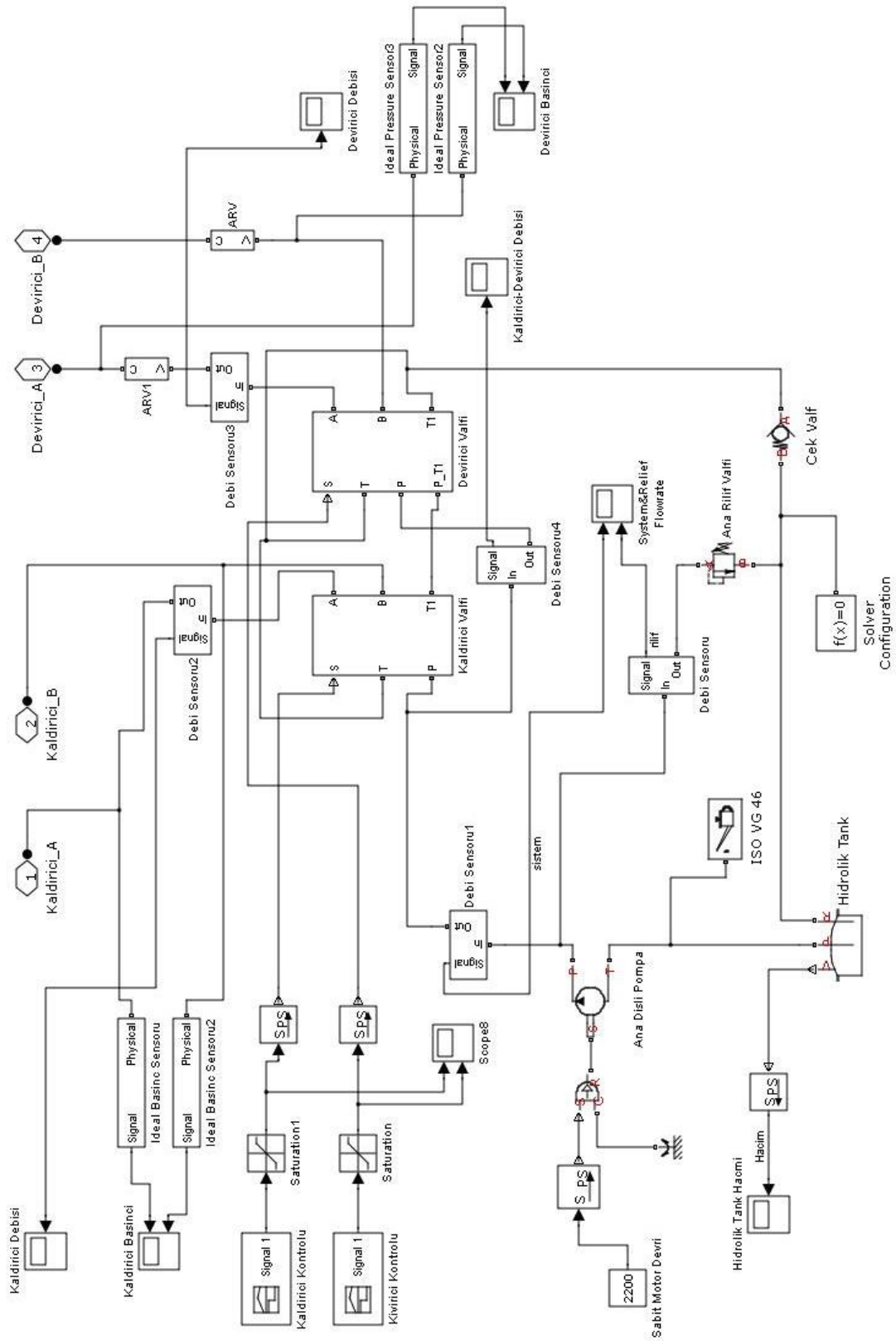
Kaçak yağ debisi ($q_{kaçak}$) hesaplandıktan sonra, Hagen-Poiseuille katsayısı da aşağıdaki denklemden bulunabilir:

$$k_{HP} = \frac{D\omega_{nom}(1 - \eta_v) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{P_{nom}} \quad (16)$$

Hidrolik modelde, sıcaklığı 60°C'de sabit ISO VG 46 yağı kullanılmıştır. Hidrolik analizde bazı kabuller yapılmıştır:

- Sabit hidrolik yağ sıcaklığı
- Silindir ve valf gruplarında sıfır kaçak
- Hortum, boru ve bağlantı elemanlarında sıfır kayıp
- Sabit dizel motor devri
- Laminar akıştan türbülanslı akışa keskin geçiş ($Re = Re_{kr}$)

Sistemde olası oluşabilecek yüksek basınçları engellemek için bir basınç emniyet valfi, silindir hattında oluşabilecek ani şok basınçlarını tahliye etmek için anti-şok emniyet valfi ve silindirlerde oluşabilecek kavitasyonu önlemek için anti-kavitasyon çek valfleri de modele dahil edilmiştir.



Şekil 2.3. SimHydraulics Modeli



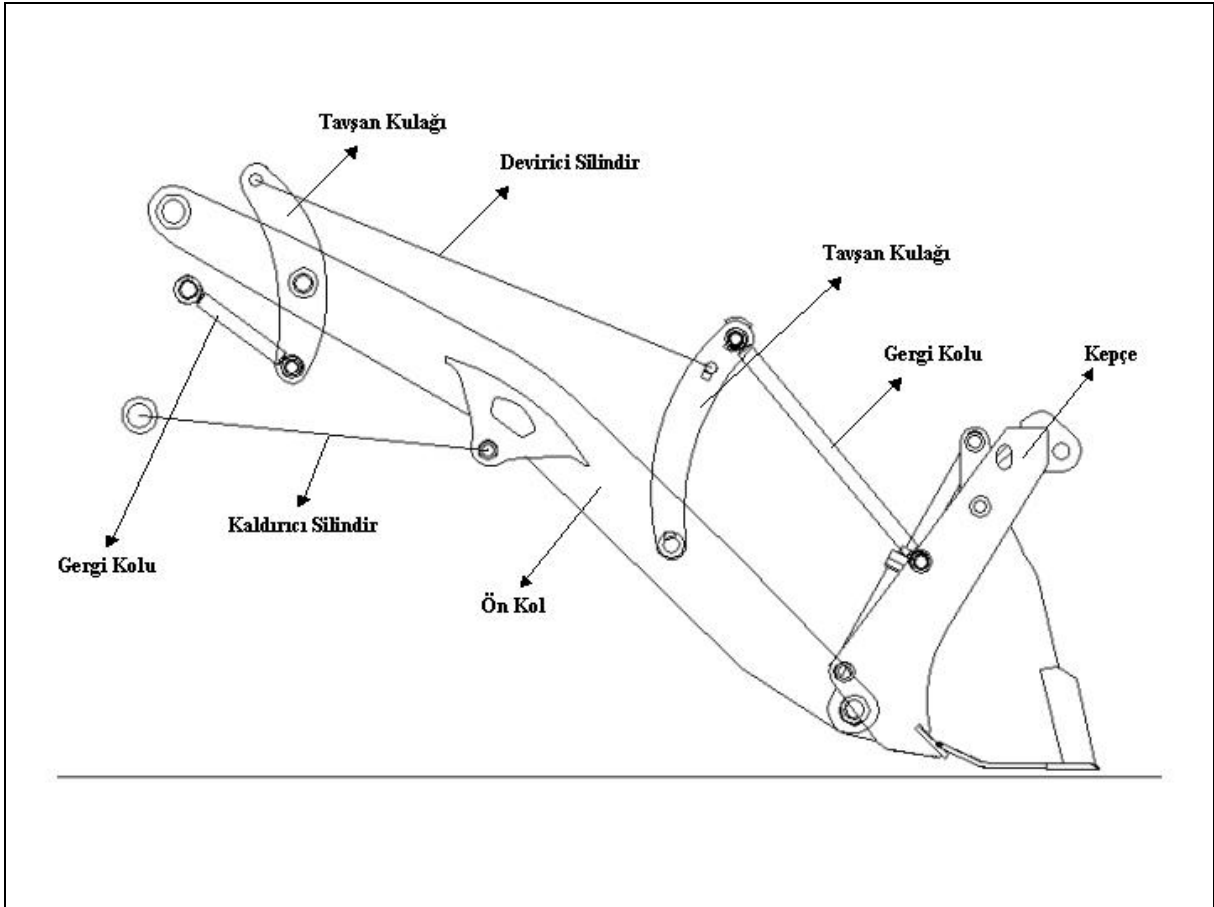
2.2 Mekanik Sistemin Modellenmesi

Yükleyici mekanizması, hidrolik silindir ile hareketi sağlanan ve iki serbestlik derecesine sahip bir mekanizmadır. Bu mekanizmada toplam 10 adet hareketli parça, 4 adet hidrolik silindir ve 24 adet tek serbestlik derecesine sahip döner mafsal (revolute joint) bulunmaktadır.

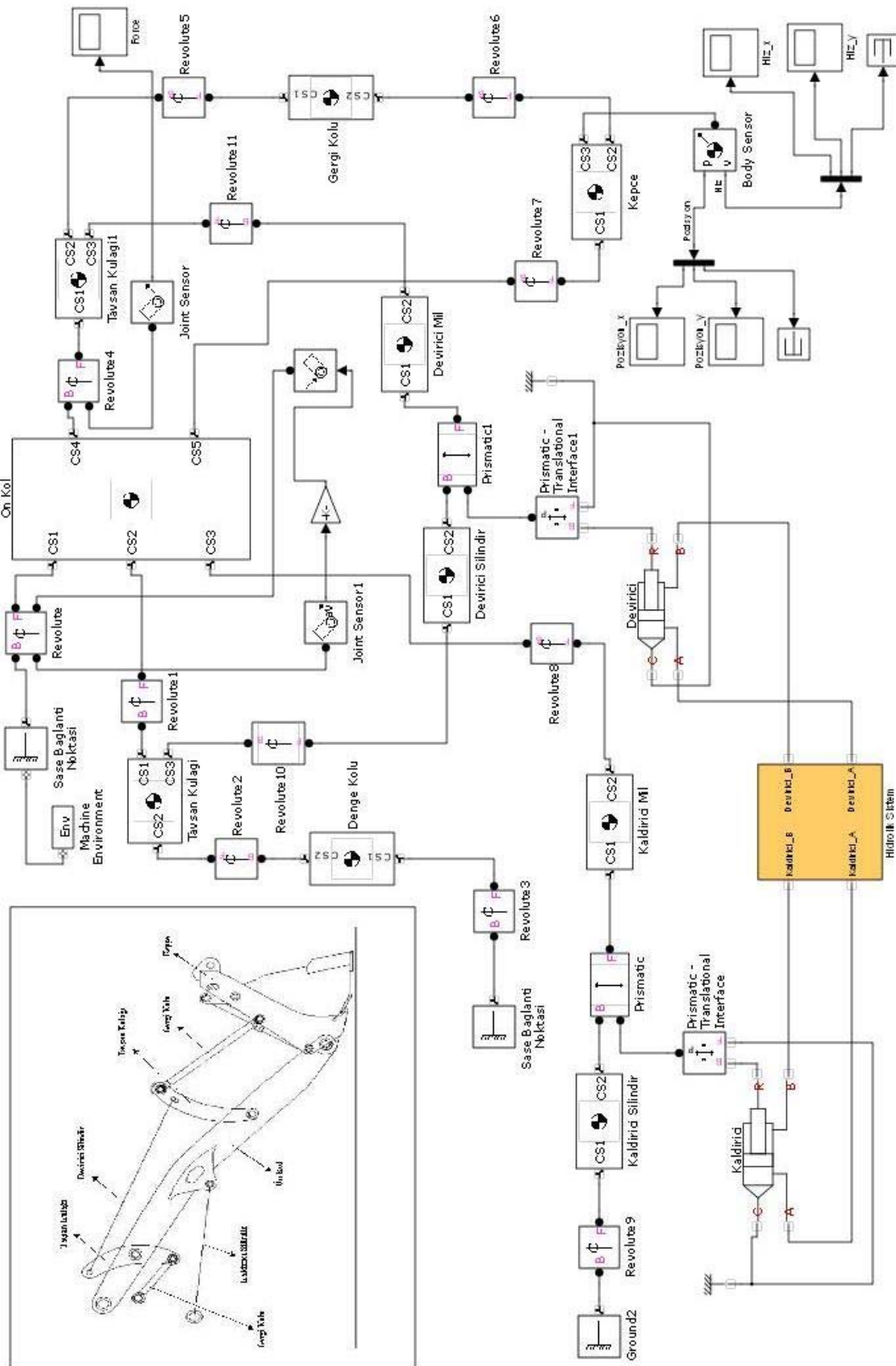
Mekanik model MATLAB yazılımının SimMechanics™ aracı ile oluşturulmuştur (Şekil 2.5). Bağlantı noktalarındaki boşluklar ihmal edilebilir ve yükleyici sisteminde dönüş hareketi olmadığından mekanik sistem 2 boyutlu modellenmiştir.

Şekil 2.6' ta da görülebileceği gibi sistemde, kepçe ve ön kol dışındaki bütün parçalardan iki adet bulunmaktadır. Bu nedenle, kepçe ve ön kol dışındaki parçaların kütle ve atalet moment değerleri iki katı alınmıştır. Böylece hareketli parça sayısı 5'e, hidrolik silindir sayısı 2'ye, mafsal sayısı da 12'ye düşürülmüş ve 3 boyutlu modelin yol açacağı uzun analiz zamanları kısaltılmıştır. Silindir ve mil ayrı parça olarak modellenmiş ve bu iki parça arasına tek serbestlik derecesine sahip bir mafsal (prismatic joint) tanımlanmıştır. Döner mafsallardaki kinetik sürtünmeler de modele dâhil edilmiştir.

Yükleyici mekanizmasını oluşturan parçalar, Pro/Engineer® [5] yazılımında 3 boyutlu olarak çizilmiştir. Mekanik modeli oluştururken gerekli olan kütle ve atalet momenti değerleri de bu 3 boyutlu çizimlerden elde edilmiştir.



Şekil 2.4. HMK 102B Yükleyici Mekanizması



Şekil 2.5. SimMechanics™ Modeli



Şekil 2.6. HMK 102B Yükleyici Mekanizması 3 Boyutlu Çizimi

3. MODELİN DİNAMİK ANALİZİ

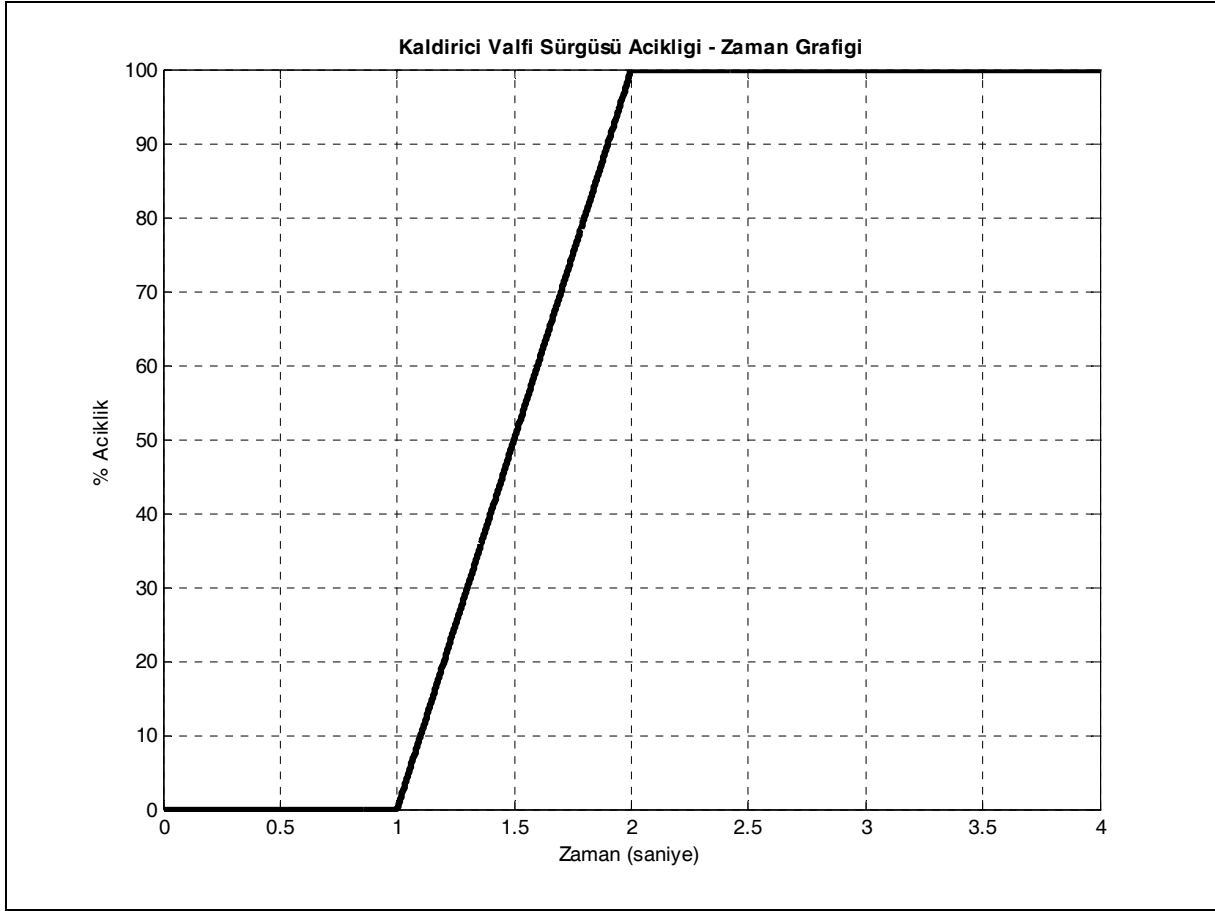
Dinamik modelin analizinde, makinanın hidrolik ve mekanik sistemleri aynı ortamda eş zamanlı çözülmüştür.

Silindirelerin hidrolik ve mekanik modelleri arasına, MATLAB SimMechanics™ aracının içinde bulunan "Prismatic-Translational Interface" bloklarının yerleştirilmesi ile hidrolik ve mekanik sistemlerin bir arada analizi yapılabilmektedir. Bu blok sayesinde, her bir çözüm adımında hidrolik silindirin konumu ve hızı sabit tutulurken hidrolik modelden hesaplanan silindir kuvveti mekanik modele beslenmiş ve bu kuvvet sonucunda mekanik sistemin yeni konumu ve hızı belirlenmiştir. Bu yeni konum ve hız, hidrolik modele geri beslenerek bir çözüm adımı tamamlanmıştır.

Valf grubu mekanik kontrollü olduğu için, hidrolik modelde sisteme girdi olarak kaldırıcı valfinin sürgü konumu verilmiştir. Analiz sırasında devirici valfine komut verilmediği için, bu valf içindeki sürgü merkez konumundadır.

Toplam analiz süresi 4 saniyedir. Analizin ilk saniyesinde kaldırıcı valfi sürgüsü merkez konumdadır, Birinci saniyede sürgüye hareket verilmiş, sürgü konumunun doğrusal bir şekilde arttığı varsayılmış ve ikinci saniyede sürgü maksimum açıklığına gelmiştir. Bundan sonraki iki saniye boyunca sürgü maksimum açıklıkta sabit tutulmuştur. Sürgünün zamana bağlı değişimi Grafik 3.1'de görülebilir.

Bu bölümde grafiklerde verilen değerler, normalize edilmiş değerlerdir. Debi değerleri, sistemdeki maksimum debiye; basınç değerleri de ana emniyet valfi açılma basınç değerine bölünerek normalize edilmiştir.



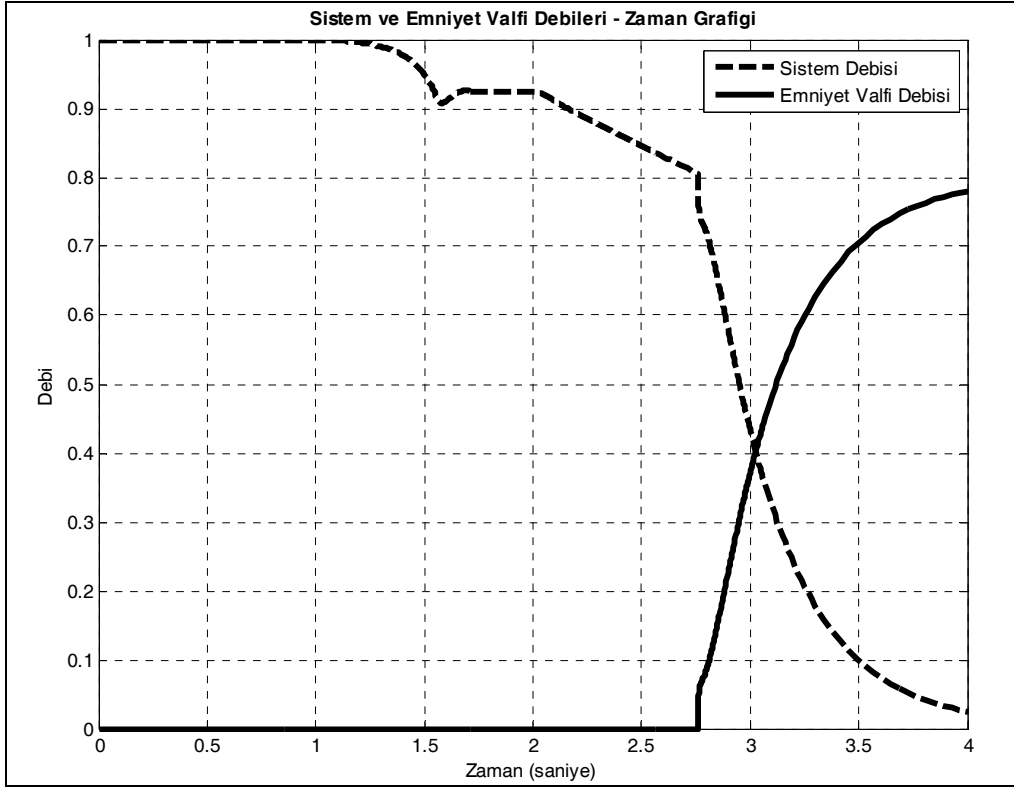
Şekil 3.1. Kaldırıcı Valfi Sürgüsü Açıklığı - Zaman Grafiği

Şekil 3.2'de görülebileceği gibi, yükleyici hidrolik sistemi açık merkezli bir sistem olduğu için, sürgüler merkez konumda olmasına rağmen sistemde tam yağ akışı gerçekleşmektedir.

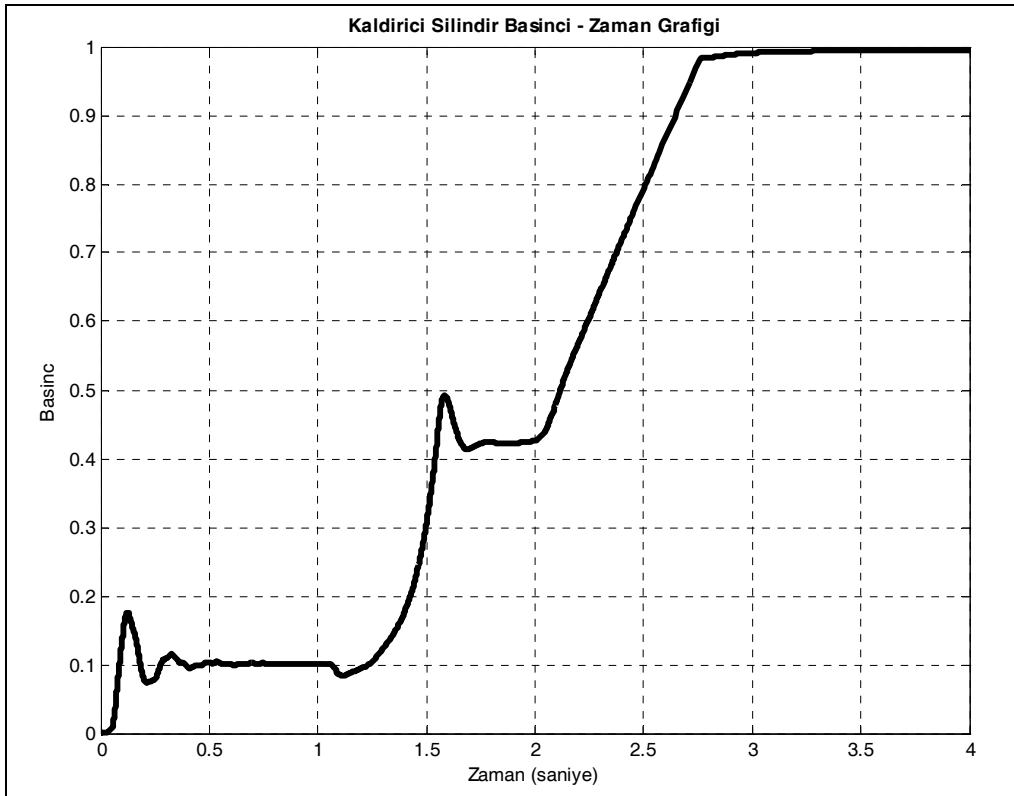
Kaldırıcı silindir strok sonuna geldiğinde, sistem basıncı ana emniyet valfi basıncına kadar yükselecek ve daha sonra emniyet valfi açılarak sistemdeki basıncın daha fazla yükselmesine engel olacaktır. Yaklaşık 3. saniyede sistemde dolaşan yağ debisinin azalıp emniyet valfi üzerinden geçen yağ debisinin artmasının sebebi de budur.

Ana emniyet valfi açıldıktan sonra kaldırıcı silindirde oluşan basıncın sabit kaldığı da Şekil 3.3'ten görülebilir.

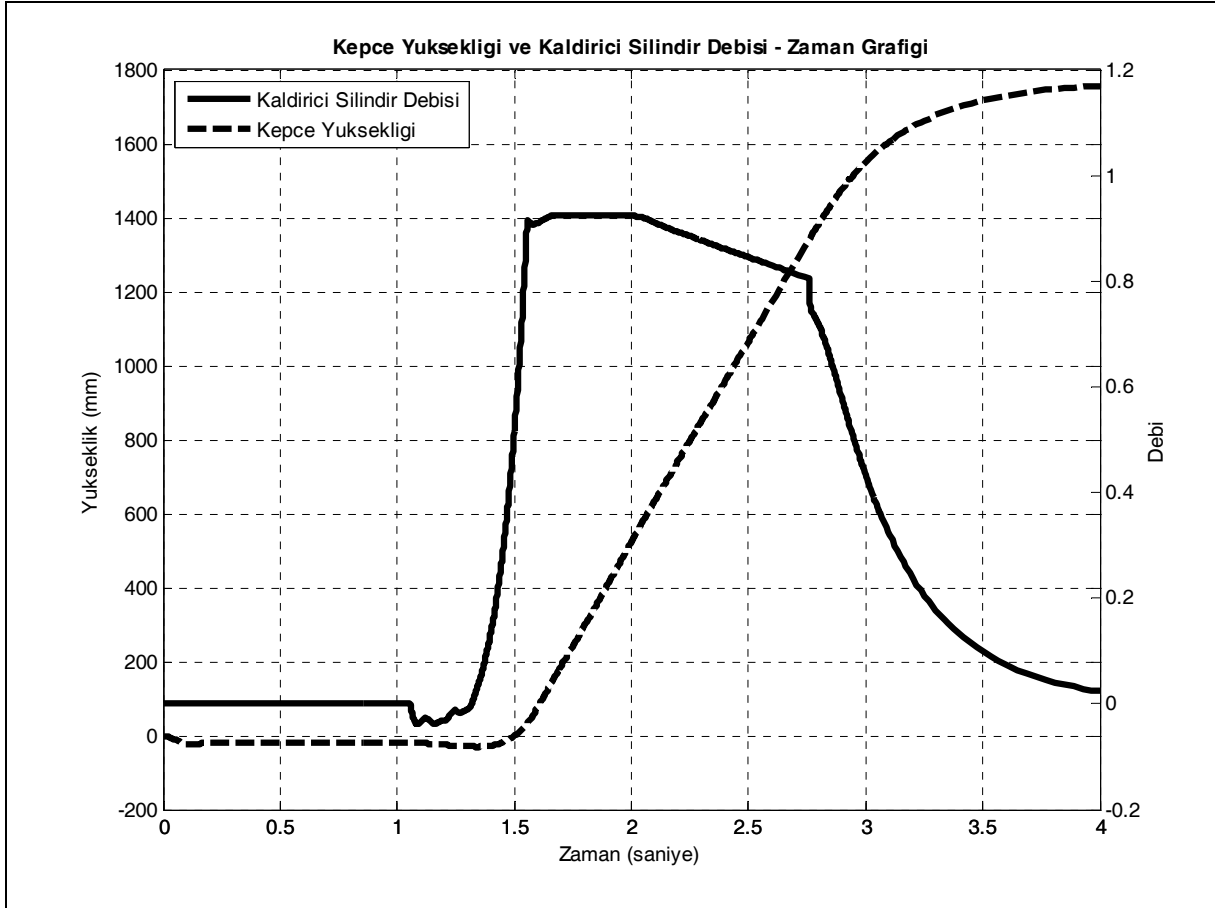
Şekil 3.4'te ise kepçe yüksekliği ve kaldırıcı silindir debisinin zamana bağlı grafiği verilmiştir. Kaldırıcı valfindeki sürgünün birinci saniyede hareket ettirilmesiyle kaldırıcı silindirdeki debi artmaya başlamaktadır. Mekanik sisteme sürtünme de dahil edildiği için, sistemin hareketi ancak döner mafsallardaki sürtünme kuvvetinin yenilmesiyle gerçekleşebilir. Silindirin hareketi debinin oluşmasından yaklaşık 0.3 saniye sonra başlamaktadır.



Şekil 3.2. Sistem Ve Ana Emniyet Valfi Debileri – Zaman Grafiği



Şekil 3.3. Kaldırıcı Silindir Basıncı – Zaman Grafiği



Şekil 3.4. Kepçe Yüksekliği ve Kaldırıcı Silindir Debisi – Zaman Grafiği

SONUÇ

Bu çalışmada, HMK 102B kazıcı-yükleyici iş makinasının yükleyici kısmının hidrolik ve mekanik sistemlerinin dinamik modelini geliştirilmiştir. Hidrolik ve mekanik sistemlerin modelleri ayrı ayrı oluşturulup, MATLAB/Simulink yazılımında eş zamanlı çözüm yapılmıştır.

Parçalar arasındaki etkileşim ve bu etkileşime hidrolik sistemin tepkisi, basınç-kuvvet ve debi-hız ilişkileri ile incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda, döner mafsallarda oluşan dinamik yüklerin bulunması sağlanmıştır. Bu dinamik yüklerin, makina üzerindeki ataşmanların mukavemet hesaplamalarında statik yükler yerine kullanılması planlanmaktadır.

Ayrıca, bu model sayesinde hidrolik veya mekanik sistemde yapılacak bir değişikliğin makinanın hızına ve kuvvetine olan etkisi, bilgisayar ortamında elde edilebilecektir. Bu sayede, prototip makina üretiminin yol açacağı zaman kaybı ve masraftan kaçınılmış olunacaktır.

Bu çalışmanın devamında, analiz sonuçlarının gerçek bir makina üzerinde yapılacak debi, basınç, hız gibi çeşitli ölçümlerle doğrulanması gerekmektedir. Bu ölçüm sonuçlarına göre model üzerinde iyileştirmeler yapılması planlanmaktadır.



KAYNAKLAR

- [1] "MATLAB[®] User's Guide", Version 2008a, The Mathworks Inc., 2008.
- [2] "MATLAB[®]/Simulink[®] SimHydraulics[®], User's Guide", Version 1.3, The Mathworks Inc., 2008.
- [3] ERCAN, Y., "Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi", Gazi Üniversitesi Yayınları, 1995.
- [4] BLACBURN, J. F., REETHOF, G., SHEARER, J. L., "Fluid Power Control", John Wiley & Sons, Inc. New York and London, 1960.
- [5] "Pro/Engineer[®] Wildfire 4.0", PTC Inc., 2008
- [6] MATLAB[®]/Simulink[®] SimMechanics[™], User's Guide", Version 2.7.1, The Mathworks Inc., 2008.
- [7] PRABHU S. M., WENDLANDT J., GLASS J., EGEL T., Multi-Domain Modeling and Simulation of an Electro-Hydraulic Implement System, The Mathworks Inc., 2007.

ÖZGEÇMİŞLER

Boran KILIÇ

1983 yılında Ankara'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2006 yılında "Lisans" derecesini aldı. Aralık 2006 tarihinde HİDROMEK LTD. ŞTİ.'de Ar-Ge mühendisi olarak çalışmaya başladı. Aynı zamanda, 2007 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde iş makinelerinde hidrolik ve mekanik sistemlerin dinamik olarak modellenmesi konusunda yüksek lisans çalışmasına başladı. Halen Hidromek'teki görevine ve yüksek lisans çalışmalarına devam etmektedir.

Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa'da doğdu. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1979 yılında "Lisans", 1983 yılında "Yüksek Lisans", 1988 yılında da "Doktora" derecelerini aldı. 1985 yılında "Öğretim Görevlisi", 1988 yılında "Yardımcı Doçent", 1990 yılında "Doçent" ve 2000 yılında da "Profesör" unvanını aldı. 1998 yılından beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004 yılından beri de ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürütmekte ve ASELSAN A.Ş. ile ortak çalışmalar yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanılması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır.

Eres SÖYLEMEZ

1946 Gaziantep doğumlu. Orta Doğu Teknik Üniversitesin makina mühendisliği bölümünden 1969 da lisans 1970 de yüksek lisans ünvanlarını aldı. 1974 de Columbia Üniversitesinde (ABD) doktora çalışmalarını tamamlayarak Orta Doğu Teknik Üniversitesine geldi. 1979 da Doçent 1986 da Profesör oldu (Gazi Üniversitesi). 1989 da Orta Doğu Teknik Üniversitesine geri döndü ve halen Makina Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi olarak görevini sürdürmektedir. İdari olarak Bölüm başkanlığı, TÜBİTAK Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü Müdürlüğü, ÖSYM Başkanlığı görevlerinde bulundu. Evli ve 2 çocuk babasıdır. Mekanizma tekniği ve makina dinamiği konularında araştırma ve danışmanlık faaliyetlerinde bulunmaktadır. Bu alanlarda çeşitli yurt içi ve yurt dışı yayını vardır.