



HAVA ARACI HİDROLİK REZERVUARI PİSTON SÜRTÜNME DAVRANIŞININ POMPA EMİŞ BASINCI ÜZERİNE ETKİSİNİN BENZETİM ARAÇLARI İLE DEĞERLENDİRİLMESİ

EVALUATION OF AN AIRCRAFT HYDRAULIC SYSTEM RESERVOIR PISTON FRICTION BEHAVIOR EFFECT ON PUMP SUCTION PRESSURE VIA SIMULATION TOOLS

Ayşe Dilek Özkan

ÖZET

Bazı hava araçlarında, hidrolik güç aktarma sistemleri ağırlık kazancı amacıyla tercih edilmektedir. Bu hidrolik güç sistemleri, motordan aldığı mekanik gücü pompa aracılığı ile akışkan gücüne dönüştürmektedir. Pompa çıkışından sonra borulama, filtre ve valf grupları aracılığı ile bu güç hidrolik eyleyicilere iletilmektedir. Depolama amacı ile kullanılan rezervuarlar, bilinen rezervuarlardan farklı olarak, sürekli basınç altında tutulan "bootstrap" tipi rezervuarlardır. Bu rezervuarlarda bulunan hareketli piston mekanizması, sistemden çekilen yüksek basınçlı hat ile uçuş profili boyunca farklı manevralarda basıncın korunmasını sağlamak üzere tasarlanmıştır. Sızdırmazlığın önem arz ettiği rezervuarlarda kullanılan, dinamik conta sürtünme davranışı, bu çalışma kapsamında ele alınmıştır. AMESIM benzetim aracı yardımı ile oluşturulan bir boyutlu fiziksel ve matematiksel hidrolik sistem benzetim modelleri kullanılarak, çeşitli sürtünme modelleri ve parametrelerinin pompa emiş basıncı üzerine etkileri değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Basınçlı rezervuar, bootstrap tipi rezervuar, dinamik conta, pompa emiş basıncı, hidrolik simülasyon, sürtünme modeli.

ABSTRACT

Hydraulic power transmission systems are preferred in some air vehicles due to their advantage on weight gain. Those hydraulic systems, converts the mechanical power from engine into a fluid power through pump. That power is transferred to the hydraulic actuators via piping, filter and valve groups after pump outlet. The bootstrap type reservoirs, which are always pressurized unlike other known reservoirs, are used for fluid storage. The moving piston mechanism on those reservoirs are designed for maintaining pressure on different maneuvers over flight profile with a high pressure line from system. The frictional behavior of dynamic sealing on reservoirs, which are important on leakage tightness point of view, is evaluated in the scope of this study. The effect of several friction models and parameters on pump suction pressure is studied with 1D physical model, which were built via AMESIM simulation tool.

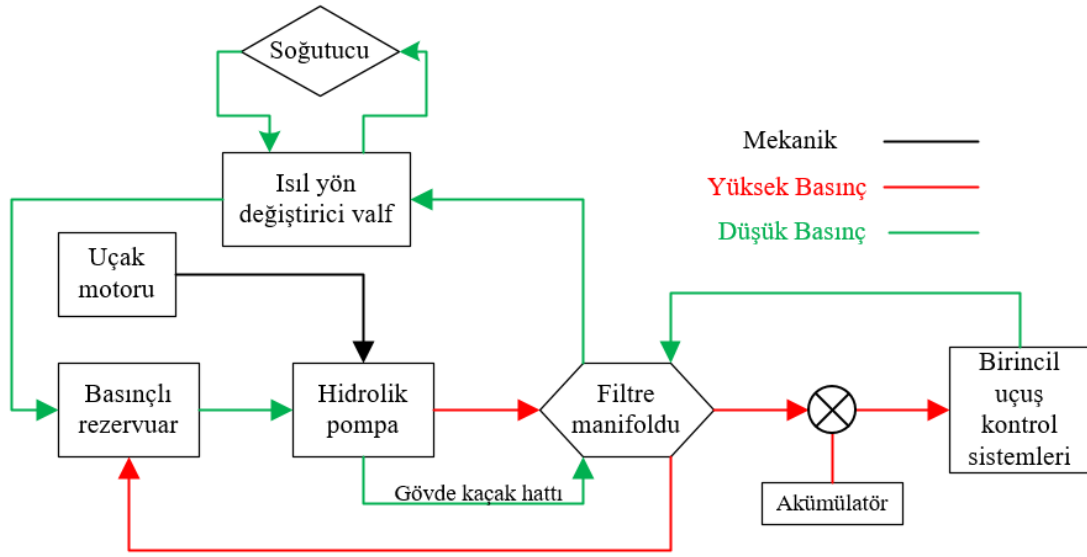
Key Words: Pressurized reservoir, bootstrap reservoir, dynamic sealing, pump suction pressure, hydraulic simulation, friction model

1. GİRİŞ

Hava araçlarında, özellikle jet uçaklarda güç dağıtım fonksiyonu çoğunlukla hidrolik sistem ile gerçekleştirilmektedir. Bu hidrolik güç sistemi temel olarak pompa, rezervuar, filtre manifoldu, akümülatör ve gereksinimlere yönelik belirlenen valf gruplarından oluşmaktadır [1].

Şekil 1. de örnek bir jet eğitim uçağına ait hidrolik sistem elemanları ve ilişkileri görülmektedir. Hidrolik pompa, uçak motorundan sağlanan dönel mekanik hareketin getirdiğı güç ile akışkanda deplasman yaratmakta ve oluşan debi ile çıkışındaki basınç yükselmektedir. Karşıdaki dirence göre oluşan bu basınç 3000 psi değerine ulaştığında debi kesilmekte ve aksel olarak tabir edilen bu pompa debi üretmeden dönel hareketine devam etmektedir. 3000 psi basınç sınıfı hava araçlarında sıklıkla tercih edilmektedir [2].

Pompadan sonra oluşan yüksek basınçlı akışkan filtre manifoldunda filtrelenmekte ve kullanıcı sistemlere iletilmektedir. Bu kullanıcı sistemler, uçak manevra kabiliyetinde etkili olan birincil uçuş kontrol sistemleri başta olmak üzere ikincil uçuş kontrol sistemleri, iniş takımı açma kapama sistemleri, iniş takımı dümenleme ve frenleme sistemleri olarak sayılabilir. Tasarım seçimine bağlı olarak, uçak sistemlerinde bulunan çeşitli mekanizmalarda da tercih edilebilir [3].



Şekil 1. Hava aracı hidrolik sistemi bileşenleri [2]

Kullanıcı sistemleri besleme hattında oluşan basınç dalgalanmalarını sönmekle amaçlı olarak akümülatörler kullanılmaktadır. Kullanıcı sistemlerde, mekanik iş gerçekleştirdikten sonra basıncı düşen dönüş akışkanı filtrelererek dönüş sistemine bağlanmaktadır. Ayrıca, pompa gövde kaçakları da, filtre manifoldunda filtrelenerek dönüş sistemine bağlanmaktadır. Bu akışkan, özellikle jet uçaklarda yüksek sıcaklığa sahip olabilmektedir ve akışkan özelliklerinin korunması maksadı ile soğutulması gerekmektedir [2].

Dönüş debisi, ısı yön değiştirici valfte sıcaklığa göre bölünmekte ve soğutucuya gitmesi gereken debi miktarına karar verilmektedir. Bu soğutucu temel olarak, hidrolik sistemde bulunan fazla ısıyı yakıt sistemine aktaran bir eşanjörden oluşmaktadır.

Düşük basınçlı dönüş hattı rezervuarda depolanmakta ve ihtiyaç oluştuğunda pompa emiş hattını beslemektedir. Pompa emiş hattı basıncının korunması, pompa ömrünü korumak açısından önemlidir. Pompa kavitasyonunu önlemek için, emiş basıncı pompa gereksinimine göre belirlenen seviyelerin altına düşmemelidir. Bu basınç düşüşü, emiş hattı uzunluğu, pompa dinamik cevabının hızı, pompa debisi ve rezervuar çıkış basıncına bağlıdır [4].

Rezervuar çıkış basıncı ise yay yükü, pnömatik bir mekanizma veya sistem basıncı gibi çeşitli yöntemler ile korunmaktadır. Bu yöntemler sayesinde, uçuş süreci boyunca çeşitli manevralarda rezervuarda çalkantı hareketi ve basınç düşüşleri minimize edilmektedir [5].

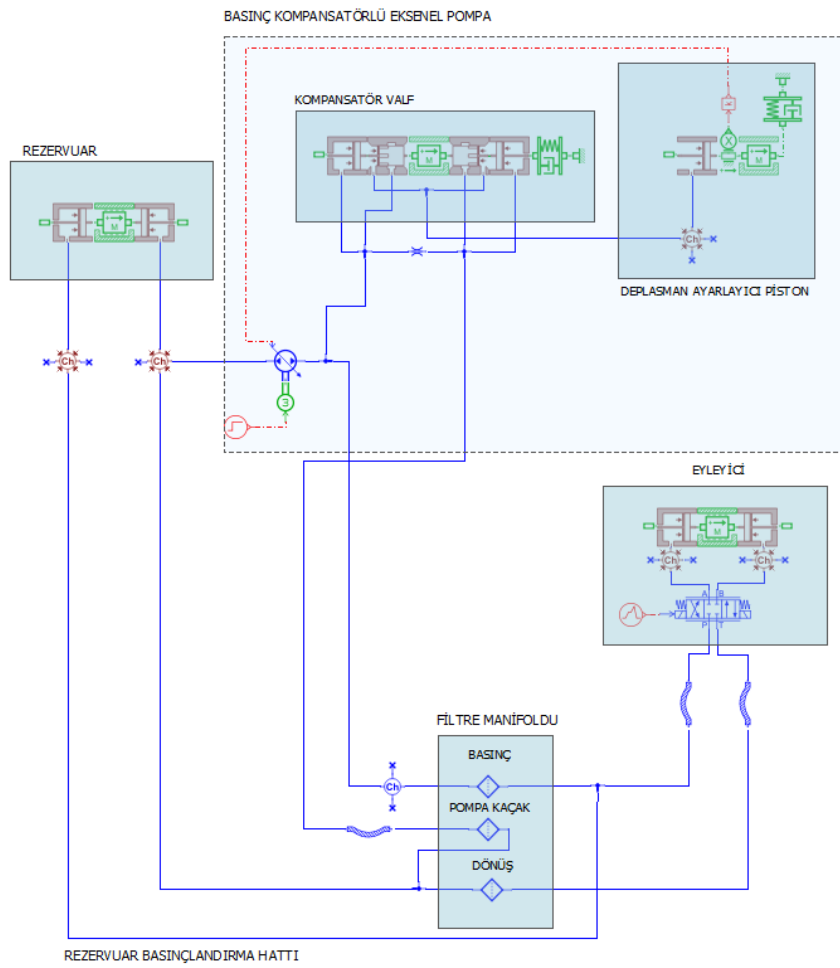
Bu çalışma kapsamında Şekil 1. de görüldüğü gibi, sistem basıncı ile basınçlandırılan bir rezervuar ele alınacaktır.

2. HİDROLİK SİSTEM BENZETİM MODELİ

Bu çalışma kapsamında oluşturulacak model, tüm hava aracı hidrolik sistemini kapsamayacaktır. Sistemde bulunan ve gözlenmesi gereken dinamik davranışı üzerinde etki olabilecek ekipmanlar, Şekil 2. de görüldüğü gibi kaldırılmıştır. Akümülatör pompa sistem cevabını geciktireceği için kaldırılmıştır. Ayrıca sistemde akümülatörden çek valf ile ayrılan kullanıcılar bulunmaktadır. Onların ani debi talebinin etkisini değerlendirmek üzere kaldırmak daha güvenlidir.

Pompa davranışı bu çalışma kapsamında önem arz ettiği için yüksek detayda bir model kullanılmıştır.

Filtre basınç düşüşleri kayda değer büyüklüklerde olduğu için modele yansıtılmış fakat çek valfler akış yönünün terse dönmediği bir senaryoda çalışıldığı için kaldırılmıştır. Ayrıca sistemde bulunan çek valfler, ani basınç dalgalanmalarında basıncı bazı bölgelere hapsedmekte ve rezervuar emiş basıncını beklenenden yüksek seviyelere çıkarabilmektedir. Bu durumun oluşmadığı durumlarda olabileceği için, güvenli bir kestirim yapabilmek adına bu valflerde kaldırılmıştır.



Şekil 2. Hidrolik güç sistemi ve eyleyici modeli AMESIM arayüzü

Sistemde bulunan basınç rahatlatma valfleri, basıncın yükselmediği koşullar incelendiği için karmaşıklığı ve çözüm süresini azaltmak adına kaldırılmıştır.

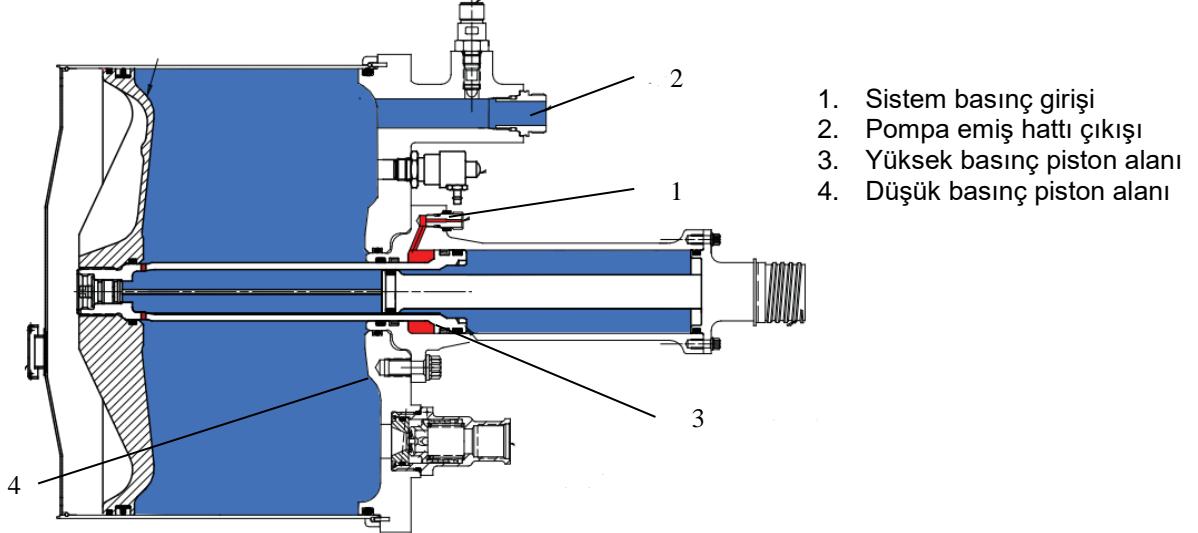
Pompa emiş hattı borulama modeli kaldırılmıştır. Bu sayede emiş basıncında sadece rezervuar dinamiğinden kaynaklanan değişiklikler gözlenebilecektir.

Termal özelliklerin ve ısınmaların ihmal edileceği bir senaryo oluşturulacağı için, ısıl yön değiştirme valfi ve soğutucu basınç düşüşü benzetim modelinde tanımlanmamıştır.

2.1. Rezervuar benzetim modeli

Sistem basınçlı rezervuar benzetiminde yansıtılması gereken iki dinamik vardır. İlki rezervuar depolama basıncı ve sistem basıncına maruz kalan alanların farkından dolayı oluşan piston hareketidir. İkincisi ise rezervuar pistonlarının maruz kaldığı conta sürtünmesidir.

Aşağıdaki şekilde örnek bir sistem tarafından basınçlandırılan hava aracı rezervuarına ait kesit görüntü görülmektedir. Bu tip rezervuarlar düşük basınç ve yüksek basınç olmak üzere iki farklı hazneye ve farklı alanlara sahip iki pistonla sahiptir. Düşük basınç haznesinde basınç düştüğünde, pistonlar, üzerlerinde basınçtan dolayı oluşan kuvvetler dengelenene kadar düşük basınç haznesinin hacmini azaltmaya zorlayacak şekilde hareket ederler.

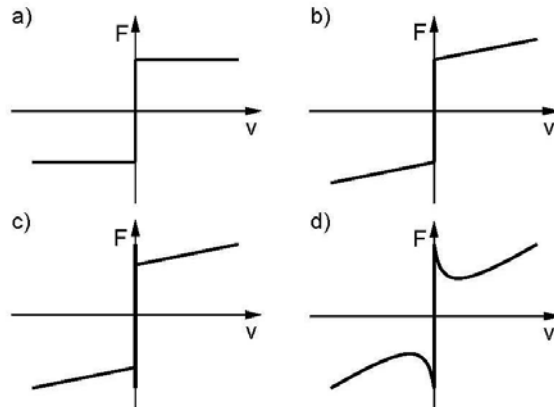


Şekil 3. Örnek bir sistem basınçlı rezervuar kesit görüntüsü [6]

Bu çalışma kapsamında havacılıkta sıklıkla tercih edilen 3000 psi sistem basıncı tercih edilmiş ve düşük basınç ile yüksek basınç alanları oranı 50 olan bir rezervuarın modeli kurulmuştur. Dolayısı ile bu sistemde pompa emiş basıncının 60 psi olması beklenmektedir.

AMESIM ortamında oluşturulan rezervuar modeli, Şekil 3. de görülmektedir. İki piston ile oluşturulmuş bu modelde alan oranı bilgisi ve rezervuar odacıklarının uzunluk bilgisi tanımlanmıştır. Ölü hacimlerin de tanımlandığı modelde, iki basınç odacığının kapasitans etkisinin değişimi de koşturulan senaryolar boyunca hesaplanmaktadır.

Sürtünmenin etkisini benzetime dahil etmek ise oldukça zor ve kabullere dayanan bir işlemdir. Özellikle tasarım aşamasında önceden kestirmek mümkün olmasa da kabuller ile ilerlenerek iteratif bir süreç takip edilebilir. Bu çalışma kapsamında da, çeşitli kabuller ile sürtünme modelleri oluşturulmuştur.



Şekil 4. Sürtünme modelleri

Şekil 4. de görülen statik sürtünme modelleri aşağıdaki gibi listelenmiştir.

- Coulomb sürtünme
- Coulomb+ viskoz sürtünme
- Statik+ Coulomb+ viskoz sürtünme
- Stribeck etkisi

$$F_{sc} = F_c \cdot \text{sgn}(v) \quad (1)$$

Denklem (1) de, Coulomb sürtünme kuvveti ifade edilmektedir. Coulomb sürtünme katsayısı F_c , büyüklük olarak normal kuvvet ve sürtünme katsayısının çarpımından oluşmaktadır. Hızdan bağımsız olan bu kuvvetin yönü, hızın yönü ile aynıdır. Hız sıfır iken ifade edilemeyen bu kuvvet, sıfırdan farklı hızlarda büyüklük olarak sabittir.

$$F_{sv} = F_s \cdot v \quad (2)$$

Denklem (2) de viskoz sürtünme kuvveti ifade edilmektedir. Viskoz sürtünme katsayısı F_s , sabit olup F_{sv} büyüklüğü doğrudan hıza bağlıdır. Şekil 4 (b). de bu kuvvetin, Coulomb kuvveti ile toplamının hıza bağlı grafiği görülmektedir.

$$\begin{cases} F_{st} = F_U & \text{eger } v = 0 \text{ ve } |F_U| < |F_s| \\ F_{st} = F_K \text{sgn}(F_U) & \text{eger } v = 0 \text{ ve } |F_U| \geq |F_K| \end{cases} \quad (3)$$

Denklem (3) de statik sürtünme kuvveti F_{st} ifade edilmiştir. Bu kuvvet hıza bağlı değildir ve hız sıfır iken dışardan uygulanan kuvvete eşittir. Dışardan uygulanan kuvvet F_U , contayı yapışmadan kurtaracak olan F_K kopma kuvvetini geçtiğinde statik sürtünme dinamik sürtünmeye dönüşür.

Denklem (1) den (3) e kadar olan sürtünme bileşenlerinin toplamı Şekil 4.c de görülmektedir. Burada statik sürtünme kuvveti, hareket olduğu anda Coulomb sürtünme kuvvetine dönüşmekte ve kayma hızı ile doğru orantılı olarak viskoz sürtünme oluşmaktadır. Bu geçiş, Stribeck etkisi eklenerek yumuşatılabilir.

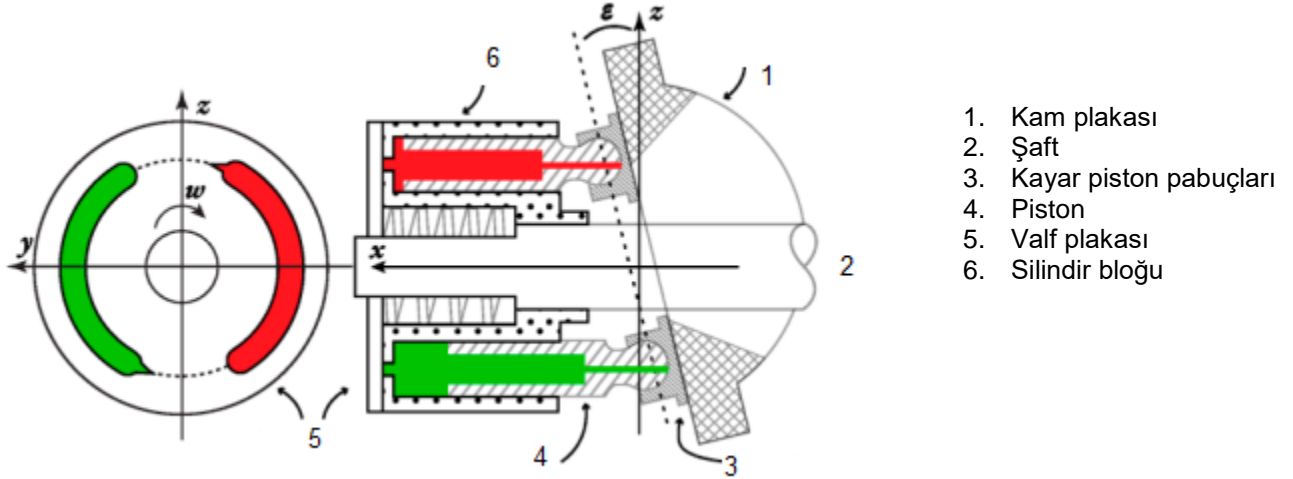
$$F_s(v) = \left| F_c + (F_K - F_c) e^{-|v/v_s|^\rho} \right| + F_v v \quad (4)$$

Denklem (4) de Stribeck etkisi, sürtünme modeline tanımlanmış ve Şekil 4.d yi ifade edecek olan parçalı fonksiyon parametrik olarak düzenlenmiştir [7]. Bu denklemde v_s Stribeck hız sabitidir ve bu bilinmeyen değer kabulü, AMESIM yazılımında hali hazırda bulunan değer göz önünde bulundurularak yapılmıştır.

Bilinmeyen bu parametrelerin tespiti, statik sürtünme kuvvetinin kabulü ile başlamıştır. Piston hareketi için 10 psid değerini geçmeyen bir basınç farkı oluşması gereksinimi mühendislik yargısı olarak konulmuş ve alan farkından dolayı oluşan kuvvet statik kuvvet olarak tanımlanmıştır. Coulomb sürtünme değeri bu değerden düşük olmalıdır. Başlangıç kabulü olarak, Coulomb sürtünme kuvveti statik sürtünme kuvvetinin yarısı olarak tanımlanmıştır. Coulomb ve statik sürtünme arasında yüksek fark bulunması, hareketi sarsıntılı (jerky) olmasına sebep olacaktır [7].

2.2 Pompa Benzetim Modeli

Sistemde, basınç kompensatörlü pozitif deplasmanlı, piston tipi bir eksenel pompa kullanılmıştır. Şekil 5. de örnek kesiti gösterilen bu pompalar çıkış basınç seviyesine göre kam plakası açısını değiştirmekte ve çıkış debisini ayarlamaktadır. Pistonlar kam plakası üzerinde kaymakta ve x – ekseninde hareket ederek girişten aldığı akışkanı basınçlandırarak çıkışa iletmektedir.



Şekil 5. Piston tipi eksenel pompa yapısı

Şekil 2. de, oluşturulan fiziksel pompa modeli gösterilmektedir. Bu modelde, pompa çıkış hattı basıncı ve gövde kaçak basıncı arasında kurulan mekanizma, kam plakası açısına karar vermektedir. Kam plakası açısı basınç yükseldikçe düşmekte ve sıfırlandığında pompa debisi de sıfırlanmaktadır. Gerçek sistem modelinde pompa sürekli olarak kaçak debilerini kompanse edecek kadar debi üretmektedir. Ani basınç yükselmelerinde, çıkış basıncının yükseldiği durumlar oluşmaktadır. Bu durumda ise kam plakası açısı terse dönebilmekte, böylece çıkış basıncı debinin terse dönmesi ile düşürülebilmektedir.

2.3 Eyleyici ve Filtre Modeli

Eyleyicinin asimetric olması, rezervuar girişi ve çıkışı arasında debi farkı yaratacağı için piston hareketine sebep olacaktır. Bu piston hareketi ise sürtünme davranışının gözlenmesi açısından önemlidir [8]. Sistemde farklı rod çaplarına sahip piston tanımlanmıştır. Piston stroku 0.5 m olarak tanımlanmış bu sayede stroğun basınç dalgalanması geçiş süresi içinde tamamlanması önlenmiştir.

3/2 yön değiştirici valf, tüm pompa debisini geçirecek şekilde ayarlanmıştır. Bu şekilde, tüm kullanıcıları kapatacak şekilde eşdeğer bir kullanıcı oluşturulmuştur.

$$Q = A.c_d \cdot \sqrt{\frac{2x\Delta P}{\rho}} \quad (5)$$

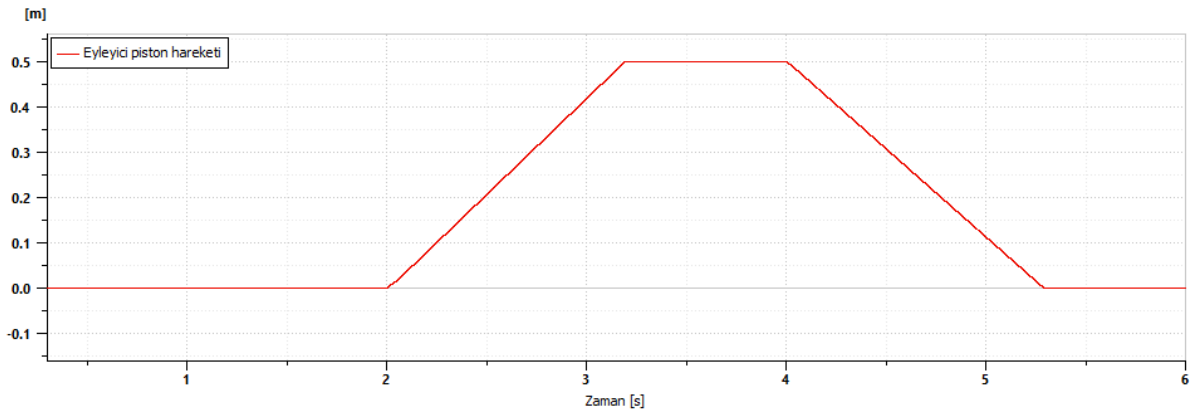
Filtre ve 3/2 valf basınç düşüşleri, Denklem 5. de ifade edilmiştir. Q debi değeri; eşdeğer orifis alanı A, akışkan yoğunluğu ρ ve ΔP ekipman giriş-çıkış basınç farkına bağlıdır.

3. BENZETİM MODELİ ÇIKTILARI

Benzetim modelinde, hava araçlarında sıklıkla kullanılan MIL-PRF-83282 kodlu akışkan tanımlanmıştır. AMESIM kütüphanesinde hali hazırda bulunan bu akışkanın, sıcaklık ve basınç değişimine bağlı özellik tabloları yine aynı kütüphanede tanımlıdır.

Akışkan sıcaklığı, özellikle hava aracı görev başlangıç koşullarını değerlendirmek üzere -29 °C olarak seçilmiştir.

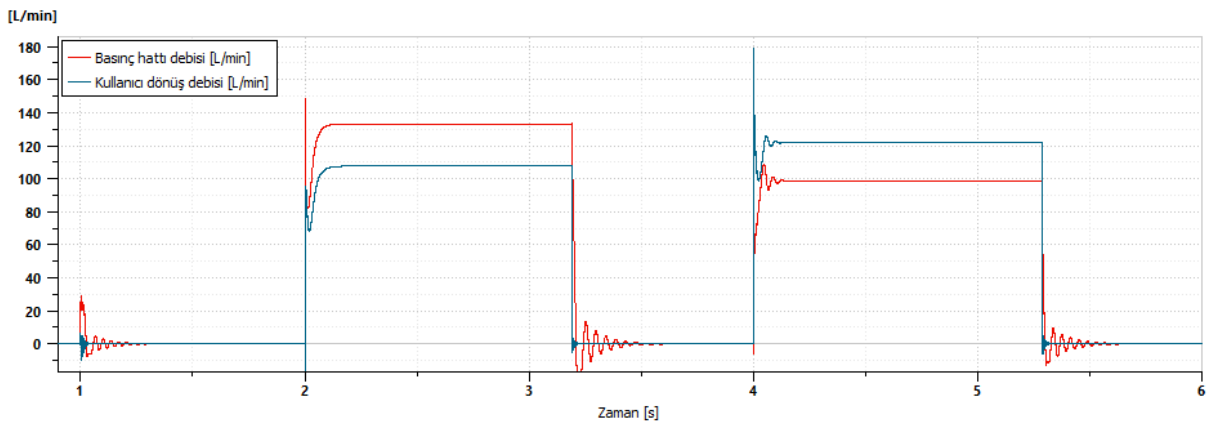
Senaryoda, 1. saniyede pompa çalıştırılmış ve sistemde basınç dengesi oluşumu beklenmiştir. 2. saniyede, 3/2 valfin yönü adım girdi ile değiştirilmiş ve pistonların büyük alanlı kısmına denk gelecek şekilde sistemde debi oluşturulmuştur. Piston stroğu, yaklaşık 1.2 saniyede tamamlandıktan sonra basınç dengesinin oluşumu beklenmiştir. 4. saniyede 3/2 valfin yönü adım girdi ile ters çevrilmiş ve bu sefer eyleyici dönüş debisinin giriş debisinden fazla olması sağlanmıştır. Piston stroğu, yaklaşık 1.3 saniyede tamamlanmış ve 6. saniyede çalışması sonlandırılmıştır.



Şekil 6. Eyleyici piston hareketi

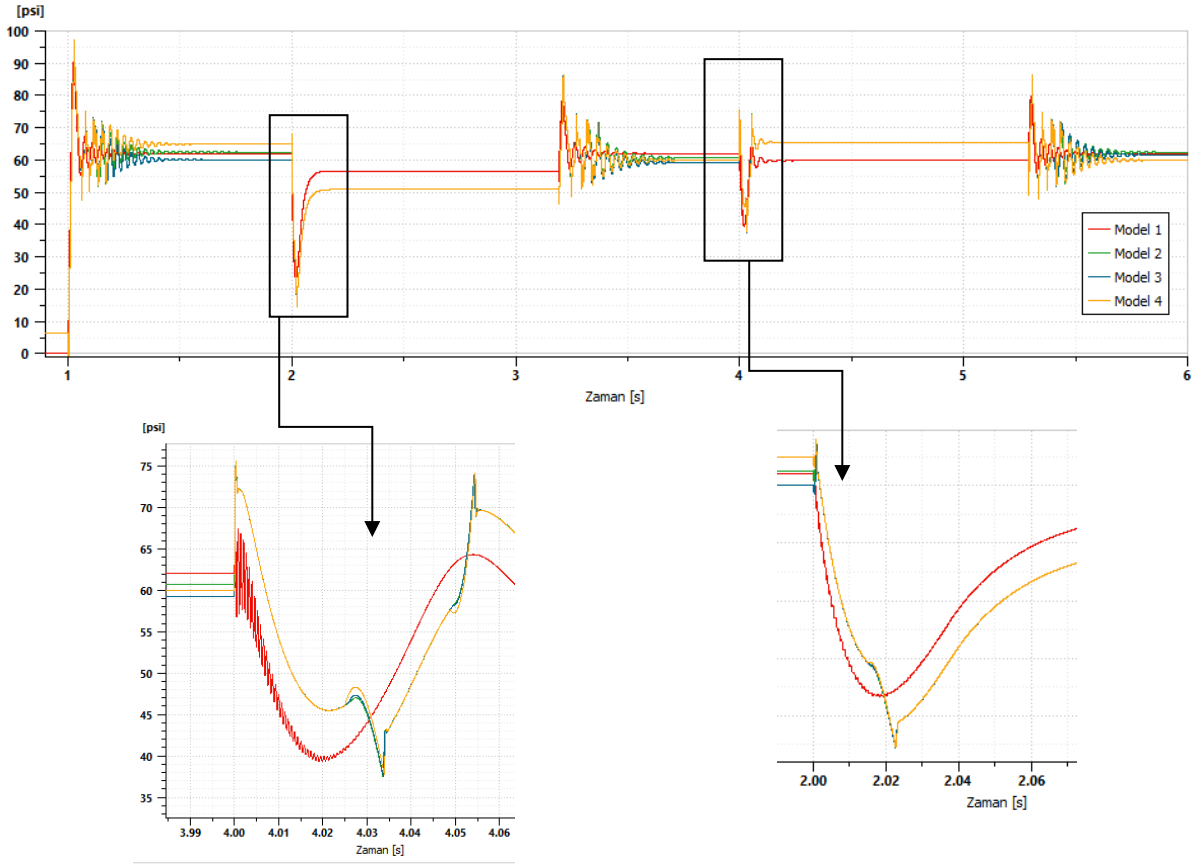
Şekil 7. deki debi değerleri basınç ve dönüş filtrelerinden elde edilmiştir. Pompa gövde kaçak debisi bu değerlere dahil değildir. 1. Saniyede ortalama 20 lpm debi ile sistem basınçlandırılmış ve 3000 psi değeri elde edilmiştir. 2. Saniyede 133 lpm debi kullanıcılara gönderilmiş ve kullanıcı çıkış debisi 108 lpm dönüş hattına iletilmiştir. Yaklaşık 9 lpm olan gövde kaçak debisi, dönüş debisi ile birleşerek rezervuara iletilmiştir. Sonuç olarak rezervuar çıkış ve dönüş debisi arasında 16 lpm fark oluşmuştur.

Şekil 7. de görülen ikinci debi talebi 4. saniyede oluşmuştur. Durağan durum halinde 99 lpm basınç hattında, 122 lpm dönüş hattında debi görülmektedir.



Şekil 7. Eşdeğer kullanıcı sisteme gidiş ve dönüş debileri

Şekil 6. ve Şekil 7. de anlatılan senaryo dört farklı sürtünme davranışı ile koşturulmuştur. Her model için pompa emiş hattında oluşan basınç değişimi Şekil 8. de gösterilmektedir. Debi talebinin oluştuğu 2. ve 4. saniyeler net gösterim için büyütülmüş olarak şeklin altında verilmiştir.



Şekil 8. Pompa emiş basınçları

Şekil 8. de, AMESIM yazılımında mevcut olan seçenekler ile oluşturulan farklı sürtünme seçenekleri ile aynı senaryo tekrarlanmış ve pompa emiş basınç değerleri çizdirilmiştir. Model-1 isimli eğride, sürtünme tanımlanmamıştır. Model-2 de basit sürtünme seçeneği seçilmiştir. Bu basit sürtünmede statik, Coulomb ve viskoz sürtünme etkileri dahil edilmiştir. Model-3 için ileri sürtünme modeli seçilmiş fakat Stribeck etkisi kapatılmıştır. Bu ileri modelin farkı yapışma limit hızını içermesidir. AMESIM de hali hazırda 0.001 m/s olarak tanımlanan bu değerden sonra pistonun kaymaya başladığı varsayımı yapılmıştır. Model-4 de ise fazladan Stribeck etkisi aktive edilmiştir.

Model-1 ile gösterilen sürtünmesiz durumda oluşan emiş basıncı diğerlerinden her durumda yüksektir. Sürtünmenin dâhil edildiği diğer Model-2, Model-3 ve Model-4 eğrilerinde minimum basınç değerlerinin aynı olduğu görülmüştür fakat durağan durum rezervuar basınçları farklı dolayısı ile basınç düşüşleri de farklıdır.

SONUÇ

Pompa emiş hattı basınç değerleri aşağıdaki gibi tablo haline getirilmiştir. Bu tabloda durağan durum rezervuar basıncı ile basınç düşüş dalgasının dip noktasındaki basınçların farkı görülmektedir.

Tablo 1. Emiş basınç değerleri

Senaryolar	Sürtünme davranışı	Birinci debi talebinde basınç düşüşü, psid	İkinci debi talebinde basınç düşüşü, psid
Model- 1	Sürtünmesiz	38.65	22.75
Model- 2	Basit sürtünme	48.01	23.35
Model- 3	İleri sürtünme	45.64	21.81
Model- 4	Stribeck etkisi	50.43	22.40

Birinci debi talebinde oluşan basınç düşüşleri, ikincilerden çok daha yüksektir. Bunun sebebi yer çekimi yönü ihmal edilerek oluşturulan rezervuarda akışkan eksildiği için basınç düşmekte ve basıncı toparlayacak piston hareketinde, sürtünme ve piston ataleti sebebiyle gecikme oluşmaktadır.

Model-1 de oluşan basınç düşüşü diğerlerine göre düşük olduğu için, sürtünme etkisini açıkça görebiliriz. Ayrıca en yüksek basınç düşüşü model-4 de olduğu için Stribeck etkisinin tanımlanmasının daha sağlıklı sonuçlar elde edilmesinde etkili olduğu gözlenmiştir.

İkinci debi talebinde ise, dönüş debisi oluşana kadar bir kısım akışkan kaybedildiğinden ötürü basınç düşmüş fakat ilk durumdan daha çabuk bir toparlama gözlenmiştir. Sürtünme etkisi bu bölümde 1 psi altında kaldığı için ihmal edilebilir olarak değerlendirilmiştir.

Ayrıca her koşulda çok ciddi basınç düşüşü olduğu yorumu yapılabilir. Yaklaşık ortalama 60 psi olan rezervuar basıncının en az 1/3 ü dinamik sebepler ile kaybedilmektedir. Bu ciddi basınç düşüşünün sebebi -29 °C de yüksek pompa debisi olsa da, daha detaylı görev döngüleri oluştuğunda bu konunun ele alınması gerektiği çıkarımının yapılması için yeterlidir. Zira bu kadar düşük sıcaklıkta sistemde direnç yükseleceği için, bu debilerin durağan durum halinde birden oluşması mümkün olmayabilir.

Genel havacılık uygulamalarında kullanılan pratiğin, emiş basıncı hesabı için rezervuar sürtünme ve piston atalet davranışını içermediği bilinmektedir [4]. İlgili uygulama standartları, emiş borusunun çapı ve uzunluğu konusunda yönlendirmede bulunmakta fakat rezervuar basıncı, daima durağan durum halindeki sabit değer alınarak hesaplanmaktadır. Bu çalışmada ise ilgili borulama eklenmediğinden, basınç düşüşlerinin borulama ile alakalı olmayan kısmı net bir şekilde gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Wang, S., Tomovic, M., Liu, H., "Commercial Aircraft Hydraulic Systems", Shanghai Jiao Tong University Press Aerospace Series Academic Press, 2015.
- [2] ÖZKAN, A.D., ÖZDEMİR, O., "Askeri Bir Jet Eğitim Uçağı Hidrolik Güç Sistemine Ait Soğutma İhtiyacının Benzetim Modeli İle Belirlenmesi", USMOS 2019
- [3] KAN, A.E., ORBAY GÜNERİ, N., "Uçak Hidrolik Sistemleri Tasarım Faaliyet Süreçleri", HPKON, 2014
- [4] SAE AIR1922B, "Aerospace – System Integration Factors That Affect Hydraulic Pump Life", 2017
- [5] SAE AS 5587, "Aerospace- General Requirements for Hydraulic System Reservoirs", 2005
- [6] "Bootstrap Hydraulic Reservoirs Technical Specification Sheet", Parker Hannifin Corporation, 2009 [https://www.parker.com/Literature/Hydraulic%20Systems%20Division/HSD%20literature%20files/HSD\[1\].product.spec.sheet_BootstrapReservior.pdf](https://www.parker.com/Literature/Hydraulic%20Systems%20Division/HSD%20literature%20files/HSD[1].product.spec.sheet_BootstrapReservior.pdf)
- [7] ARMSTRONG-HELOUVRY, B., "Control of Machines with Friction", Springer Science & Business Media, 2012.
- [8] Aaltonen, J. "Interaction of bootstrap reservoir and hydraulic pump in aircraft hydraulic Systems", 2016



ÖZGEÇMİŞ

Ayşe Dilek Özkan

1991 yılı Ankara doğumludur. 2013 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2014 yılında Hacettepe Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde, araştırma görevlisi olarak görev almıştır. 2018 yılında Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. şirketinde Hidrolik Sistem Tasarım mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Halen aynı şirkette Akışkan Sistem Analizleri Mühendisi olarak çalışma hayatına devam etmektedir.