Pamukkale Univ Muh Bilim Derg, 24(8), 1409-1417, 2018
(TOK'2017 – Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi Ulusal Toplantısı Özel Sayısı)

Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi

Pamukkale University Journal of Engineering Sciences

4x4 Ağır hizmet araçları için pnömatik fren sistemi tepki süresinin bilgisayar destekli olarak hesaplanması ve deneysel doğrulaması

Computer aided calculation and experimental verification of response time of pneumatic brake system for 4x4 heavy duty vehicles

İbrahim Can GÜLERYÜZ[1], *Özgün BAŞER*[1*]

[1]Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir Katip Çelebi Üniversitesi, İzmir, Türkiye.
can.guleryuz@hotmail.com
[2]Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, İzmir Katip Çelebi Üniversitesi, İzmir, Türkiye.
ozgun.baser@ikc.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 30.01.2018, Kabul Tarihi/Accepted: 09.10.2018 doi: 10.5505/pajes.2018.68888
*Yazışılan yazar/Corresponding author Özel Sayı Makalesi/ Special Issue Article

Öz

Bu çalışmanın ana hedefi, 4x4 ağır hizmet araçları için, araç testleri ile doğrulanmış ve fren tepki süresi tahminlerinde kullanılacak detaylı bir havalı (pnömatik) fren sistemi dinamik modelinin elde edilmesidir. Bu neden ile bu çalışmada, havalı fren sistemi dinamik davranışını belirleyebilmek amacıyla genel bir matematiksel model önerilmektedir. Bu amaca uygun olarak, öncelikle havalı fren sisteminin pnömatik ve mekanik alt sistemlerine ait detaylar incelenmiştir. Daha sonrasında benzetimlerde kullanılmak üzere elde edilen matematiksel ifadeler Simulink modeline uyarlanmıştır. Simulink modelinin oluşturulması esnasında sistem parametrelerinin bir kısmı literatürde bulunan temel modellerden ve/veya fren sistemine ait bileşenlerin teknik veri sayfalarından elde edilmiştir. Burada daha karmaşık bir havalı fren sistemi modellemesi amaçlandığı için daha fazla sistem parametresine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bilinmeyen parametreleri belirleyebilmek amacıyla, fren tepki süresi testleri kampana frenli bir 4x4 ağır hizmet aracı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu testlere ait deneysel sonuçlar kullanılarak sistem modelindeki bilinmeyen parametreler ayarlanmıştır. Daha sonra elde edilen model, prototip seviyesindeki başka bir 4x4 araca uyarlanmış ve burada fren tepki süresi hesaplamaları doğrulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Havalı fren sistemi, Matematiksel modelleme, Simulink model, Fren tepki süresi testleri

Abstract

Main objective of this study is to obtain a detailed dynamic model of pneumatic brake system that will be verified with vehicle tests and be used for response time prediction of 4x4 heavy duty vehicles. Hence, in this study, a general mathematical model is proposed to determine the dynamic characteristics of pneumatic brake system. For this purpose, first of all the details of pneumatic and mechanical subsystems of the air brake system are investigated. After that; in order to be able to execute the simulations, mathematical equations derived are adapted to the Simulink model. When constructing the Simulink model, some system parameters are obtained from the basic models in the literature and/or are taken from the technical datasheets of the brake system components. Since a more complicated pneumatic brake system is aimed to be modeled, much more system parameters are required to be estimated. To identify those unknown parameters, response time tests were performed on a 4x4 heavy-duty vehicle equipped with wedge drum brakes. The experimental results of those tests are used to tune the system model for the unknown parameters. After that, the model obtained is adapted to a prototype level 4x4 heavy duty vehicle and the break response time calculations are verified.

Keywords: Pneumatic brake system, Mathematical modelling, Simulink model, Brake response time tests

1 Giriş

Fren sisteminin temel tasarım amacı, sürüş esnasında ihtiyaçlar doğrultusunda aracın hızını azaltmak ve araç tamamen durduktan sonra da aracı hareketsiz kılmaktır. Yol durumuna bağlı olarak özellikle yokuş aşağı sürüşlerde harekete ters yönde verilecek sabit veya değişken ivme ile aracın hızını yavaşlatmak da bir diğer amaç olarak görülmektedir. Frenleme sırasında aracın kinetik enerjisi, kampana veya fren diski olarak da anılan rotor ile balatalar arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ısı enerjisine dönüştürülür [1]. Havanın eyleyici güç olarak kullanıldığı pnömatik fren sistemleri, hidrolik sistemlere göre daha ucuz, daha dayanıklı olması ve kolay bakım yapılabilmesi nedeniyle özellikle çekici, kamyon, treyler, yolcu otobüsü ve okul servisleri gibi birçok ağır ticari araçta sıklıkla kullanılır olmuştur [2], [3]. Bunların yanında, gelişen teknoloji ile birlikte havalı fren mekaniğinin elektronik fren sistemleri ile entegrasyonu da bu tip fren sistemlerinin kullanımını arttırmaktadır. Etkili bir frenleme esas olarak fren sisteminin tepki süresine ve sürücünün pedal hissine bağlıdır. Bu neden ile fren sistemi tasarımında, tasarım parametrelerinin başında fren tepki süresi gelmektedir. Avrupa motorlu taşıtlar frenleme regülasyonu UNECE R13'e göre; fren tepki süresi, fren pedalının aktive edildiği andan itibaren fren körüklerindeki hava basıncının kompresör kesme basıncının %75'ine ulaşana kadar ki geçen süre olarak yer almaktadır. Yasal gereksinimler göz önünde bulundurulduğunda fren tepki süresinin 0.6 saniye ve altında olması gerekmektedir [4].

Literatürde pnömatik fren sistemi dinamik karakteristiğinin belirlenmesi ile ilgili birçok çalışma yer almaktadır [3]-[22]. Subramanian ve arkadaşlarının üzerinde çalıştıkları fren sistemi modelinde yalnızca ön fren devresini göz önünde bulundurarak besleme basıncına ve kısmi fren uygulamalarına karşılık fren körüğünde meydana gelen basınç geçişlerini incelemişlerdir [3]. Başka çalışmalarda ise pnömatik fren sisteminde sıklıkla ortaya çıkabilecek hava kaçaklarının ve körük itici millerinin ayarlanamaması gibi arızaların otomatik olarak tespit edilebilmesi için model tabanlı çalışmalar yapılmıştır [5], [6]. Diğer çalışmalarda ise pnömatik fren sisteminin matematiksel modelleri ortaya konulmaya

çalışılmıştır. [7]-[9]. İbrahim Can Güleryüz ve Özgün Başer'in yaptığı çalışmada ise elde edilen model tabanlı fren sistemi kullanılarak yapılan benzetim çalışmalarında fren tepki süresi hesaplanıp deneysel olarak doğrulanmıştır [10]. Bu çalışmaların yanında Siemens firmasının geliştirdiği bütünleşik bir benzetim platformu olan AMESim kullanılarak da fren sistemi üzerinde analizler yapılmıştır [11], [12].

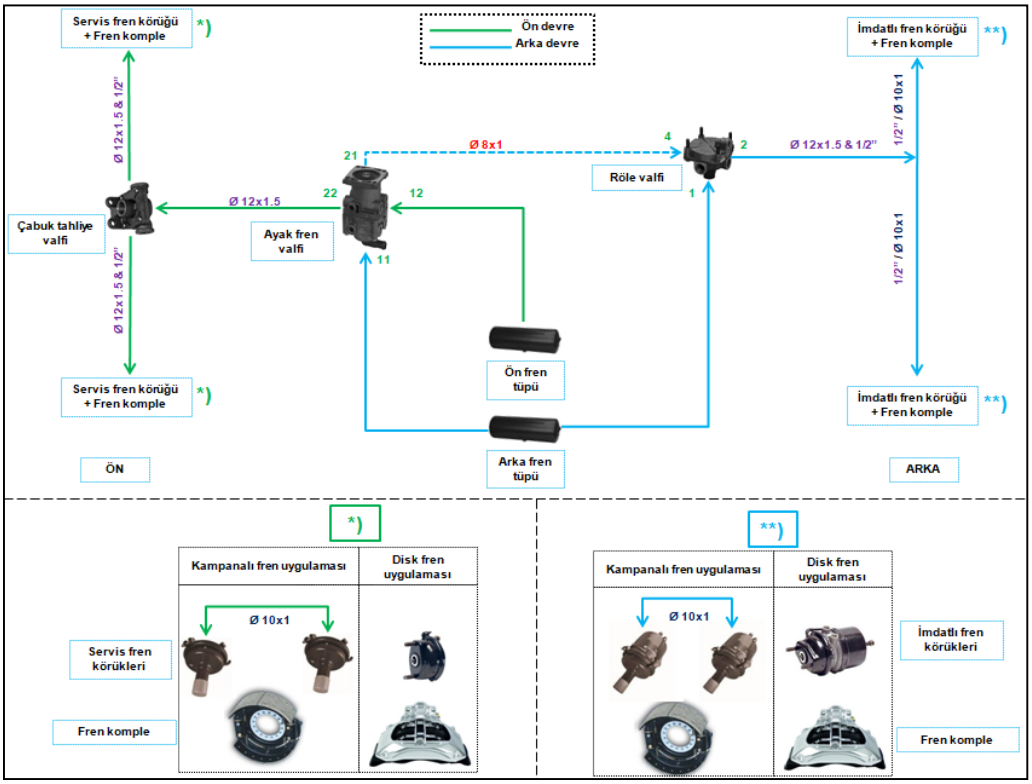
Son yıllardaki araştırmalarda özellikle pnömatik fren sistemlerinde iletim hortumlarından kaynaklanan gecikmeler ve sistem histerisizliklerinin sistem modeline etkisi ile ilgili çalışmalar ağırlık kazanmaktadır [13]-[15]. Bunlarla birlikte hibrit araçlarda rejeneretif frenleme ilgili de yayınlar bulmak mümkündür[16],[17]. Yine literatürde ağır ticari araçlarda elektronik frenleme ilgili yayınlar da göze çarpmaktadır [18]-[20].

Literatür incelemesi ışığında bu çalışmanın ana hedefi, araç testleriyle doğrulanacak ve frenleme tepki süresinin tahmininde kullanılacak bir pnömatik fren sistemi modelinin elde edilmesi olarak belirlenmiştir. Burada yürütülen benzetimlerin güvenilir olabilmesi için, matematiksel modelin sonuçlarının, deneysel araç testlerini gerçekçi bir biçimde yansıtması gerekmektedir. Bu neden ile analizlerin ilk aşamasında, fren sisteminde tasarım açısından önem taşıyan ve literatürden elde edilemeyen bilinmeyen sistem parametreleri araç testlerinden alınan deneysel veriler irdelenerek hesaplanmıştır. İlk analiz ile hesaplanan bilinmeyen sistem parametreleri belirlendikten sonra, ikinci aşama analizler yapılmış ve matematiksel modelden elde edilen sayısal sonuçların benzer fren sistemi ile donatılmış farklı bir araçtan elde edilen deneysel veriler ile doğrulanması sağlanmıştır.

Literatürdeki çalışmalarda pnömatik fren sistemi modellemesi sadece ön veya arka fren devreleri için yapılmakta olup, fren tepki süresinin tayini için gerçekleştirilen testler temel deney düzenekleri ile gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, pnömatik servis fren sistemi ön ve arka fren devreleri ile beraber araç seviyesinde, basınç düşümleri de hesaba katılarak modellenmiştir. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen testler temel pnömatik deney düzeneklerinden ziyade modellenen fren sisteminin kullanıldığı araç üzerinde (araç seviyesinde) yapılmıştır. Ayrıca literatürde 4x4 ağır hizmet araçlarına yönelik böyle bir çalışma bulunmamaktadır.

Çalışmanın genel düzeni şu şekildedir: Bölüm 2'de, havalı fren sisteminin pnömatik ve mekanik alt sistemlerinin ayrıntıları açıklanmaktadır. Bölüm 3'te, pnömatik fren sistemine ait Simulink modelin ayrıntılı bir tarifi sunulmaktadır. Bilinmeyen sistem parametrelerinin tanımlanması ve Simulink modelinin doğrulanması amacıyla, Bölüm 4'te ayrıntıları paylaşılan tepki süresi testleri, iki farklı 4x4 ağır hizmet tipi araç üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bölüm 5, araç testlerinden elde edilen deneysel verilerle Simulink modelini doğrulamak için gerçekleştirilen tepki süresi analizlerinin ayrıntılı bir açıklamasını sunulmaktadır. Bölüm 6, çalışmanın sonucunu içermektedir.

Pnömatik fren sistemi modellemesine başlamadan önce servis fren sistemi prensip şemasının, pnömatik fren sistemi bileşenlerinin kullanımı ve çalışma prensiplerinin anlaşılması önem teşkil etmektedir. Şekil 1'e göre sürücünün fren pedalına basmasıyla birlikte ayak fren valfi açılır ve ön ve arka fren tüplerinde bekleyen basınçlı hava ayak fren valfinin 11 ve 12 portlarından 21 ve 22 portlarına doğru yol alır.



Şekil 1: Pnömatik servis fren sistemi şeması. *) ile verilen detay ön devredeki **) ile verilen detay ise arka devredeki kampanalı fren ve disk fren uygulamalarını şematik olarak göstermektedir.

Ön fren devresi için, ayak fren valfinin 22 No.lu portuna gelen basınçlı hava çabuk tahliye valfinin giriş portuna gelir ve buradan akış ikiye bölünerek ön dingilde yer alan servis fren körüklerine doğru yol alır. Arka devre için ise, ayak fren valfinin 21 portundaki basınçlı hava sinyal hattını izleyerek röle valfinin 4 No.lu portuna gelir ve bu röle valfinin 1 No.lu portunda bekleyen basınçlı havanın 2 nolu porta geçmesine izin verir. Basınçlı hava, pnömatik hat üzerindeki t-rakor ile ikiye ayrılarak arka dingilde yer alan imdatlı fren körüklerine ulaşır. Fren körüklerinde, basınç kuvvete dönüşerek frenleme torku oluşturmak üzere fren kompleye iletilir.

Şekli 1'de yer alan servis freni şemasında iki farklı fren komple uygulaması yer almaktadır. Birinde kampanalı kamalı fren uygulamasının bulunduğu, bilinmeyen sistem parametrelerinin tayini ve sistem modelinin eldesi için analiz ve test çalışmalarının (Analiz 1 ve Test 1) gerçekleştirildiği seri üretim seviyesi araca ait şema bulunurken, diğerinde ise disk fren uygulamasının gerçekleştirildiği benzetim sonuçlarının ve fren tepki süresi testleri ile doğrulandığı prototip seviye araca ait sistem şeması yer almaktadır.

2 Matematiksel model

Pnömatik fren sistemini modellerken sistemi iki ana gruba ayırabiliriz. Bunlardan birincisi basınçlı havanın doldurduğu fren körükleri ve röle valfinden oluşan mekanik alt sistemi, diğeri ise fren körüğü itici mili ve röle valfi pistonun hareketi ile fren körüğünde ortaya çıkan basıncın ve sistem içindeki basınç düşümlerinin modellendiği pnömatik alt sistemdir. Şekil 2'de belirtildiği gibi mekanik alt sistem, ön ve arka fren körüklerine ait mekanik ilişkileri ve röle valfi dinamiklerini içermektedir. Pnömatik alt sistemi ise ayak fren valfi ve röle valfindeki orifis akış ifadelerini ve ayrıca sistem içindeki basınç düşümlerini, ön ve arka körükler ile röle valfindeki basınç ilişkilerini içermektedir. Mekanik ve pnömatik alt sistemlerde kullanılan matematiksel Denklemler (1)-(6) literatürden referans alınmıştır [21],[24]. Alt sistemlere ait detaylar Bölüm 2.1 ve 2.2'de verilmektedir.

2.1 Mekanik alt sistem

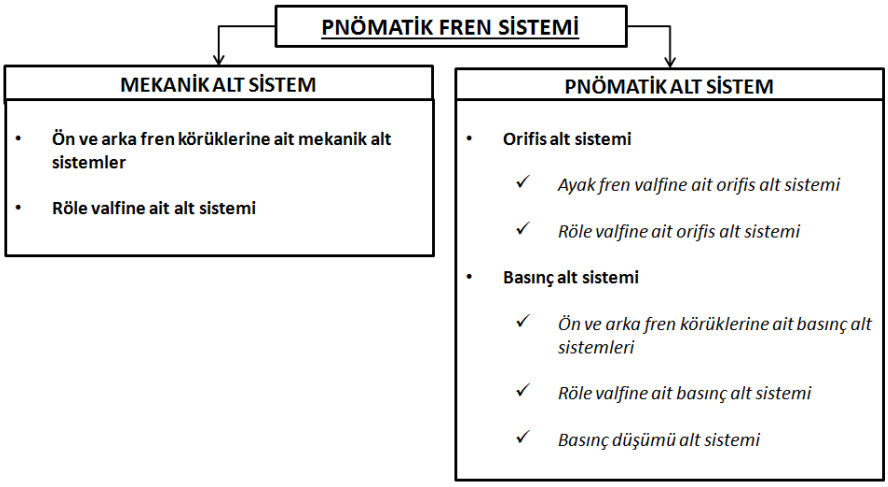
Sürücü fren pedalına bastığında, ayak fren valfi açılır ve ön ve arka hava tanklarındaki sıkıştırılmış hava devre boyunca dolaşır. Ön fren devresi için, ön fren tüpünde bulunan basınçlı hava, ön aks üzerinde bulunan fren körüklerine iletilir. Fren körüğünde, basınç artışına bağlı olarak bir piston kuvveti oluşur ve fren körüğü üzerinde bulunan itici mil fren kompleyi tahrik etmek üzere hareket eder. Arka fren devresi için, arka fren tüpündeki basınçlı hava sinyal hattı üzerinden röle valfinin kontrol portuna gider. Röle valfinin kontrol portundaki basınç belirli bir seviyeyi aşınca röle pistonunu hareket ettirir ve röle valfinin besleme portunda bekleyen basınçlı hava arka fren körüğüne iletilir. Fren körüğündeki basınç, arka aks üzerinde bulunan fren kompleyi eylemek üzere fren körüğünün itici milini hareket ettirir.

Şekil 3a'da ön ve arka fren körüklerine ait serbest cisim diyagramları verilmiş olup, ön ve arka fren körüklerine ait hareket denklemleri aşağıda paylaşılmıştır:

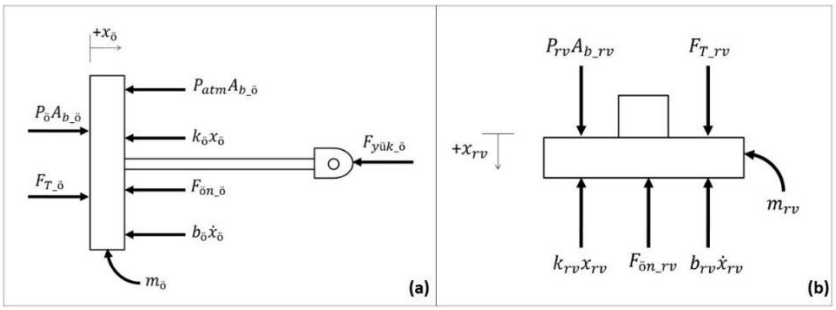
$$m_{ö}\ddot{x}_{ö} + b_{ö}\dot{x}_{ö} + k_{ö}x_{ö} = (P_{ö} - P_{atm})A_{b_ö} + F_{T_ö} - F_{ön_ö} - F_{yük_ö} \quad (1)$$

$$m_{a}\ddot{x}_{a} + b_{a}\dot{x}_{a} + k_{a}x_{a} = (P_{a} - P_{atm})A_{b_a} + F_{T_a} - F_{ön_a} - F_{yük_a} \quad (2)$$

Burada "*ö*" indisi ön, "*a*" indisi ise arka fren sistemi ile ilgili parametreleri ifade etmektedir. Buna göre; $m_{ö}$ ve m_a piston ve itici mil kütlelerini, $b_{ö}$ ve b_a viskoz sönüm katsayılarını, $k_{ö}$ ve k_a yay sabitlerini belirtir. $P_{ö}$ ve P_a fren körüğü basınçlarını, $A_{b_ö}$ ve A_{b_a} diyafram kesit alanlarını, $F_{T_ö}$ ve F_{T_a} temas (tepki) kuvvetlerini, $F_{ön_ö}$ ve $F_{ön_a}$ yay ön gerilme kuvvetlerini, $F_{yük_ö}$ ve $F_{yük_a}$ fren komplelere ait ön gerilme kuvvetlerini, $\ddot{x}_{a}$, $\ddot{x}_{ö}$, $\dot{x}_{a}$, $x_{ö}$ ve x_{a} ise sırasıyla itici millere ait ivme, hız ve deplasman değerlerini temsil etmektedir. Denklem (1) ve (2)'de yer alan temas kuvvetleri; diferansiyel basınç kuvvetleri (ön devre için $(P_{ö} - P_{atm})A_{b_ö}$, arka devre için $(P_a - P_{atm})A_{b_a}$ ifadeleri) yay ön gerilme kuvvetlerinden küçük olduğunda oluşmaktadır. Bu durum için piston mili hareketsizdir. Diferansiyel basınç kuvvetleri ön ve arka körükteki yay ön gerilme kuvvetlerini aşınca piston harekete geçer, temas kaybolur ve doğal olarak temas kuvvetleri sıfırlanır.



Şekil 2: Mekanik ve pnömatik alt sistemlerin sınıflandırılması.



Şekil 3: Serbest cisim diagramları. (a): Ön/arka fren körüğü, (b): Röle valfi.

Röle valfine ait serbest cisim diyagramı Şekil 3b'de gösterilmekte olup, matematiksel ifadesi ise aşağıdaki gibidir:

$$m_{rv}\ddot{x}_{rv} + b_{rv}\dot{x}_{rv} + k_{rv}x_{rv} = P_{rv}A_{b_rv} + F_{T_rv} - F_{\text{ön}_rv} \qquad (3)$$

Burada "*rv*" indisi röle valfi ile ilgili parametreleri tanımlar. Diğer indisler Denklem (1) ve (2)'deki tanımlamalara uygun olarak verilmiştir. Buradaki temas kuvvetinde de ön ve arka fren körüklerindeki durum geçerlidir.

2.2 Pnömatik alt sistem

Pnömatik alt sistem, ön/arka fren tüplerindeki basınçlı havanın ayak fren valfi ve röle valfi üzerinden geçerek ön/arka fren körüklerine ait basınçları ve pnömatik boru hattlarındaki akışı içermektedir. Fren pedalına basıldığında ayak fren valfi açılır. Ayak fren valfinin açılmasıyla ön fren tüpündeki basınçlı hava ön fren körüğüne doğrudan aktarılırken; arka fren tüpündeki sıkıştırılmış hava röle valfinin kontrol portuna iletilir. Kontrol portunun eşik basıncı aşıldığında ise röle valfi açılır ve arka fren körüklerine basınçlı hava yönlendirilir. Fren körüğü basıncı, körük itici mili hareketine bağlı olan kütlesel debi ve körük hacminin değişimi ile değişir.

Ayak fren valf çıkışlarındaki, ön ve arka fren devrelerine ait kütlesel debi bağıntıları aşağıda verilen orifis denklemleri ile ifade edilmiştir. Burada denklemler akışın boğulmuş (chocked) veya normal (unchocked) olmasına göre değişiklik gösterir:

Boğulmuş akış için:

$$w_{\ddot{o}} = C_d A_v P_{st} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}\left[\left(\frac{P_{\ddot{o}}}{P_{st}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{\ddot{o}}}{P_{st}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}, \ \frac{P_{\ddot{o}}}{P_{st}} > C_r \qquad (4)$$

Normal akış için:

$$w_{\ddot{o}} = C_d A_v P_{st} \sqrt{\frac{\gamma}{RT} C_r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}, \ \frac{P_{\ddot{o}}}{P_{st}} < C_r \qquad (5)$$

Burada $w_{\ddot{o}}$ ön fren devresine ait kütlesel debisi, C_d ön fren valfinin deşarj katsayısı, A_v ayak fren valfine ait kesit alanı, P_{st} düzenli rejim sistem basıncı, γ özısı oranı, R gaz sabiti, T havanın sıcaklığı, C_r ise kritik basınç oranıdır. Öz ısı oranı γ ve kritik basınç oranı C_r hava için sırasıyla 1.4 ve 0.528'dir. Benzer şekilde arka devre için w_a kütlesel debisi bulunabilir. Denklem (4) ve (5), röle valfinin pnömatik alt sisteminin matematiksel modellemesi için de kullanılmaktadır.

Ön/arka fren körüklerine ve röle valfine ait basınç alt sistemi modellenirken aşağıdaki denklemden yararlanılmıştır:

$$\dot{P}_{\ddot{o}} = \frac{nRT}{V_{\ddot{o}}}\left(w_{\ddot{o}} - \frac{P_{\ddot{o}}}{RT}\dot{V}_{\ddot{o}}\right) \qquad (6)$$

Burada $\dot{P}_{\ddot{o}}$ zamana bağlı basınç değişimi, n politropik hal değişiminin üssel katsayısı (izotermal durum için n=1 alınmıştır), $V_{\ddot{o}}$ ise ön fren körüğünün hacmidir. İfadeler arka devre ve röle valfi için düzenlendiğinde "*ö*" indisi yerine arka devre için "*a*" indisi, röle valfi için "*rv*" indisi kullanılır.

Fren pedalına basıldığında ayak fren valfi açılır, ön ve arka fren tüplerinde bulunan basınçlı hava, pnömatik boru hatlarından geçerek fren körüklerini doldurmaya başlar ve böylece sahip olduğu hacmi arttırır. Bu nedenle, ön ve arka fren tüplerindeki hava basıncında pnömatik fren sisteminin kararlı durum basıncına ulaşılana kadar bir miktar düşüş gözlemlenir. Boyle gaz kanununa göre basınç düşümü alt sistemi denklemi şöyle yazılabilir:

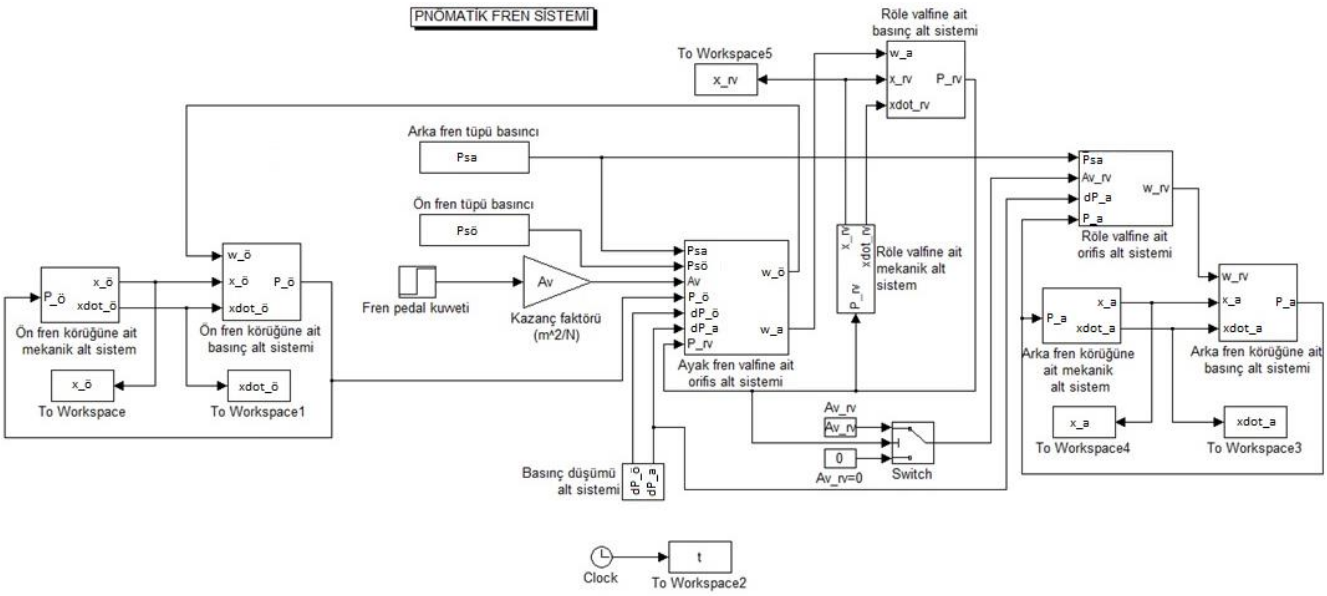
$$\begin{aligned} P_{s_{\ddot{o}}}V_{s_{\ddot{o}}} + P_{s_a}V_{s_a} = P_{st}(V_{s_{\ddot{o}}} + V_{s_a} + n_{\ddot{o}}V_{\max_\ddot{o}} \\ + n_a V_{\max_a} + V_8 + V_{10} + V_{12} + V_{1_2}) \end{aligned} \qquad (7)$$

Burada $P_{s_{\ddot{o}}}$ ve P_{s_a} ön ve arka fren tüpü basıncı, $V_{s_{\ddot{o}}}$ ve V_{s_a} ön ve arka fren tüpü hacimleri, $V_{\max_\ddot{o}}$ ve $V_{\max_a}$ maksimum strokta ön ve arka körük hacimleri, $n_{\ddot{o}}$ ve n_a ön ve arka akslarda bulunan fren körüğü sayısı, V8, V10, V12 ve V1_2 sırası ile Φ8x1, Φ10x1, Φ12x1.5 ve ½ inçlik hortumların iç hacimleridir.

3 Simulink modeli

Yukarıda verilen Denklem (1)-(7) arası ifadeler, pnömatik fren sisteminin matematiksel modelinin oluşturulması için gereken denklemlerdir. Benzetim aşamasında gerçek bir ağır ticari araçtan alınan parametreler kullanılarak ön ve arka körük basınçlarının zamanla değişimi ve fren tepki süresi hesaplanacaktır. Bunun amaca yönelik olarak çalışmada Matlab Simulink yazılımından yararlanılmıştır. Şekil 4, Bölüm 2'de mekanik ve pnömatik alt sistemler için belirtilen matematik denklemlere göre geliştirilen pnömatik fren sisteminin Simulink modelini göstermektedir. Servis fren sistemine ait pnömatik ön ve arka fren devreleri model içine dâhil edilmiştir. Sistem modelinde, girdilerden biri araç sürücüsünün basamak girdi şeklinde uyguladığı F_{pedal} kuvveti olarak tanımlanmıştır. Diğer girdiler ise ön ve arka devrenin sabit $P_{Sö}$ ve P_{Sa} besleme basınçlarıdır. Valfin orifis kesit alanı A_v, sürücünün pedal kuvveti ile orantılı olup Simulink modelinde kazanç faktörü olarak alınmıştır.

Ön ve arka fren körükleri ve röle valfi için mekanik alt sistem blokları Denklem (1), (2), (3) kullanılarak üretilmiştir. Orifis akış alt sistem blokları, ayak freni ve röle valfleri için üretilmiştir. Ayak fren valfine ait orifis akış alt sisteminde;



Şekil 4: Pnömatik fren sisteminin Simulink modeli.

hava tüpü basınçları $P_{Sö}$ ve P_{Sa}, ayak fren valfinin kesit alanı A_v, ön fren körüğü basıncı $P_ö$, röle valfinin kontrol port basıncı P_{rv}, ön ve arka devredeki basınç düşümleri girdi olarak belirlenmiştir. Ön ve arka devre akış hızları $w_ö$ ve w_a ise alt sistemin çıktılarıdır. Bu bloklar Denklem (4),(5) kullanılarak oluşturulmuştur

Basınç alt sistem blokları, ön ve arka fren körükleri ve röle valfi için oluşturulmuştur. Denklem (6)'dan yararlanılarak oluşturulan bloklarda ön ve arka fren körük basınçları alt sistem çıktılarıdır. Ön, arka ve röle valfi kütlesel debileri ise alt sistemin girdilerini oluşturur.

Denklem (7)'den elde edilen basınç düşümleri de Şekil 4'deki Simulink modeline eklenerek 4x4 ağır hizmet araçlarına ait pnömatik fren sisteminin detaylı Simulink modeli oluşturulmuştur. Tüm alt sistemlerin detayları literatürde verilmektedir [23].

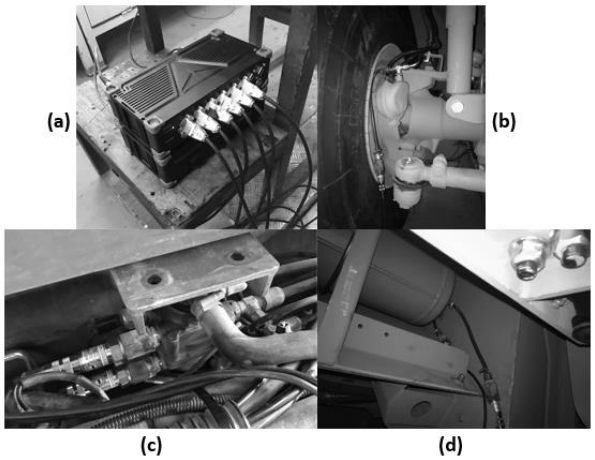
Bu modelin tasarım süreçlerinde kullanılabilirliğinin belirlenmesi için bir sonraki aşamada deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

4 Deneysel çalışma

Bu çalışmada farklı amaçlara yönelik iki tepki süresi testi yapılmıştır. Pnömatik fren sisteminde mekanik ve pnömatik alt sistemlere ait parametreler literatürden ve üretici firmaların ürün kataloglarından belirlenmeye çalışılmıştır. Fakat fren valfi ve röle valfi kesit alanları literatürden elde edilememiştir. Bu parametrelerin bulunması için kampanalı frene sahip bir araç kullanılarak birinci tepki süresi testi (Test 1) gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlar ile benzetim sonuçları arasındaki farkları düzeltmeye yönelik iyileştirmeler yapılmıştır. İkinci testte ise aynı fren valfi ve röle valfine sahip fakat frenleme mekanizması olarak kampanalı fren yerine disk fren kullanan bir araç üzerinde, tasarım sürecinde kullanılması öngörülen Simulink modelinin geçerliliğinin belirlenmesine yönelik bir çalışma yapılmıştır. Testlerin iki ayrı araç üzerinde yapılması ile bu çalışma kapsamında önerilen modelin genel geçerliliği test edilmiştir.

Test 1, çalışma basıncı 8 bar'a eşit olan piyasada seri üretimi yapılan kampanalı fren sistemine sahip bir ağır hizmet aracı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Aracın tepki süresi ölçümlerini almak için DEWESoft SIRIUSi 8xSTGM veri toplama sistemi ve 6 adet basınç algılayıcısı kullanılmıştır (Şekil 5). Basınç algılayıcılarının iki tanesi fren tüplerine, iki tanesi fren körüklerine ve iki tanesi de ayak fren valfinin çıkış portlarına yerleştirilmiştir. Veriler 2000 Hz örnekleme frekansında toplanıp, DEWESoft'un kendi ara yüz programına aktarılmıştır.

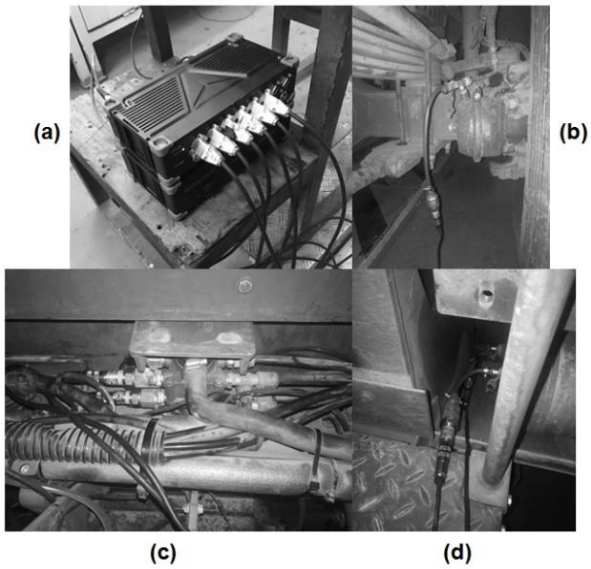
Test 1'de tepki süresi değerlendirmesinde kullanılmak üzere kompresöre ait kesme basıncı 7.3 bar olarak ölçülmüştür. Avrupa motorlu taşıtlar frenleme regülasyonu UNECE R13 kriterleri uyarınca kompresör kesme basıncının %75'i 5.5 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5: Test 1 Deney düzeneği. (a): DEWESoft veri toplama sistemi, (b): Fren körüklerine, (c): Ayak fren valflerine, (d): Hava tüplerine monte edilen algılayıcılar.

Test 2, çalışma basıncı 10 bar olan disk frenli bir prototip araç üzerinde gerçekleştirilmiştir. Test 2, ağır hizmet araçlarında kullanılan pnömatik fren sistemlerinin tepki süresini tahmin etmek için geliştirilen sistem modelinin doğrulanması için

yapılmıştır. Bu amaçla, Test 1'de kurulan deney düzeneğine benzer bir sistem kurulmuştur. Ölçüm yapmak için yine DEWESoft SIRIUSi 8xSTGM veri toplama sistemi kullanılmış ve Test 1'e benzer şekilde 6 adet algılayıcı prototip araç üzerine yerleştirilmiştir. Algılayıcıların sistem üzerindeki yerleşimi Şekil 6'da görülmektedir. Bu testlerde, tepki süresinin değerlendirmesinde kullanılmak üzere kompresöre ait kesme basıncı 8.8 bar olarak ölçülmüştür. Avrupa motorlu taşıtlar frenleme regülasyonu UNECE R13 kriterleri uyarınca kompresör kesme basıncının %75'i 6.6 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6: Test 2 Deney düzeneği. (a): DEWESoft veri toplama sistemi, (b): Fren körüklerine, (c): Ayak fren valflerine, (d): Hava tüplerine monte edilen algılayıcılar.

5 Sistem analizi ve doğrulaması

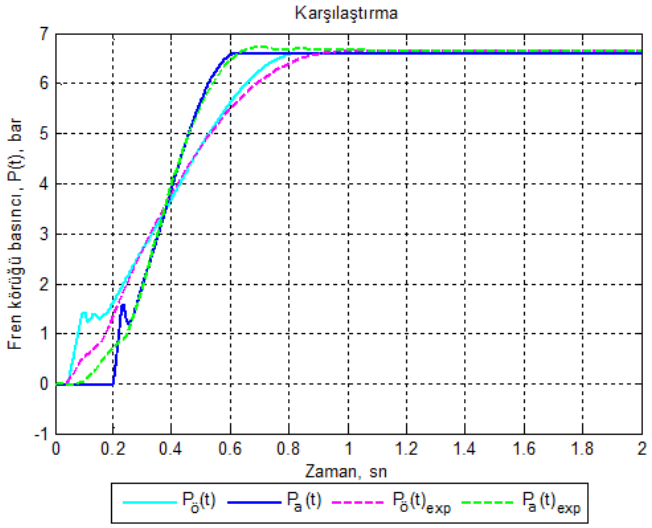
Bu kısımda, elde edilen matematik model ve Simulink modeli kullanılarak fren sisteminin tepki süresinin hesaplanmasına ilişkin sistem çözümlemesi yapılmıştır. Daha sonra buradan elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

İlk olarak, seri üretimi yapılan kampana frenli bir ağır hizmet aracının sistem parametreleri önerilen pnömatik fren sistemi modeline aktarılmıştır. Bu sistem parametreleri Tablo 1'de verilmektedir. Bölüm 4'te belirtildiği gibi ayak fren valfi ve röle valfine ait orifis kesit alanları bilinmeyen parametrelerdir. Bu parametrelerin bulunması için Test 1'e ait deney sonuçlarından yararlanılmıştır. Test 1'den elde edilen deneysel sonuçlar $P_{ö}(t)exp$ ve $P_{a}(t)exp$ Simulink modeline girilmiştir. Bu deneysel sonuçlar, analiz sonucunda elde edilen ön ve arka fren körüklerindeki zamana bağlı basınç değişimlerini gösteren sayısal sonuçlar $P_{ö}(t)$ ve $P_{a}(t)$ ile beraber çizdirilmiştir. Bilinmeyen sistem parametreleri olan ayak fren valfi ve röle valfine ait orifis kesit alanlarının tespiti için nominal çalışma koşullarında her iki valfe ait orifis kesit alanları değiştirmek kaydıyla sayısal ve deneysel eğrilerin birbirleri ile örtüşene kadar simülasyonlar tekrar edilmiştir (Şekil 7).

Tablo 1: Seri üretim araca ait sistem parametreleri (Analiz 1).

Fren tüpü parametreleri	Sembol	Değer	Birim
Fren tüpü basıncı	$P_{S_ö}$	$7.427(10^5)$	Pa
	P_{S_a}	$7.427(10^5)$	
Fren tüpü hacmi	$V_{S_ö}$	$18(10^{-3})$	m^3
	V_{S_a}	$18(10^{-3})$	
Fren körüğü parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
İtici mil kütlesi	$m_{ö}$	1.5	kg
	m_{a}	2	
Vizkoz sönüm katsayısı	$b_{ö}$	12	N-s/m
	b_{a}	12	
Yay sabiti	$k_{ö}$	1250	N/m
	k_{a}	1250	
Ön gerilme kuvveti	$F_{ön_ö}$	150	N
	$F_{ön_a}$	150	
Diyafram kesit alanı	$A_{b_ö}$	0.0774	m^2
	A_{b_a}	0.0774	
İtici mil başlangıç stoğu	$x_{0_ö}$	0	m
	x_{0_a}	0	
İtici mil maksimum stroğu	$x_{max_ö}$	0.027	m
	x_{max_a}	0.027	
Fren körüğü başlangıç hacni $(x = x_0)$	$V_{0_ö}$	$0.12(10^{-3})$	m^3
	V_{0_a}	$0.12(10^{-3})$	
Maksimum fren körük hacmi $(x = x_{max})$	$V_{max_ö}$	$0.30(10^{-3})$	m^3
	V_{max_a}	$0.30(10^{-3})$	
Fren körüğü başlangıç basıncı $(x = x_0)$	$P_{0_ö}$	0	Pa
	P_{0_a}	0	
Dingil başına düşen körük sayısı	$n_{ö}$	4	adet
	n_{a}	4	
Fren komple parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Ön gerilme kuvveti	$F_{yük_ö}$	90	N
	$F_{yük_a}$	90	
Ayak fren valfi parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Pedal kuvveti	F_{pedal}	1	N
Orifis kesit alanı	A_v	$0.015(10^{-3})$	m^2
Gecikme/aktivasyon süresi	t_{delay}	0.04	s
Deşarj katsayısı	C_d	0.7	-
Predominans basıncı	P_{FBV}	$0.3039(10^5)$	Pa
Röle valfi parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Piston ağırlığı	m_{rv}	0.1	kg
Vizkoz sönüm katsayısı	b_{rv}	12	N-s/m
Yay sabiti	k_{rv}	1320	N/m
Ön gerilme kuvveti	$F_{ön_rv}$	21.32	N
Piston başlangıç stroğu	x_{0_rv}	0	m
Maksimum piston stroğu	x_{max_rv}	$3.5(10^{-3})$	m
Kontrol odası başlangıç basıncı $(x_{rv} = x_{0_rv})$	P_{0_rv}	0	Pa
Piston kesidi	A_{b_rv}	$5.6(10^{-3})$	m^2
Orifis kesit alanı	A_{v_rv}	$0.028(10^{-3})$	m^2
Deşarj katsayısı	C_{d_rv}	0.7	-
Eşik basıncı	P_{th_rv}	$6.586(10^5)$	Pa
Boru hattı parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Boru iç çapı Ø8x1	d_8	0.006	m
Boru iç çapı Ø10x1	d_{10}	0.008	m
Boru iç çapı Ø12x1.5	d_{12}	0.009	m
Boru iç çapı 1/2"	d_{1_2}	0.0125	m
Toplam boru uzunluğu Ø8x1	L_8	13.183	m
Toplam boru uzunluğu Ø10x1	L_{10}	13.183	m
Toplam boru uzunluğu Ø12x1	L_{12}	5.436	m
Toplam boru uzunluğu 1/2"	L_{1_2}	1.810	m
Diğer parametreler	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Atmosfer basıncı	P_{atm}	$1.0133(10^5)$	Pa
Gaz sabiti	R	287	N-m/kg-K
Hava sıcaklığı	T	298	K
Simülasyon süresi	t_{sim}	2	s

Şekil 7'de basınçların değişmeye başladığı ilk anda sayısal sonuçlarda görülen titreşim, körük itici milinin hareketinin modellemesinden ileri gelmektedir. Burada piston çubuğu mekanik limitlerine geldiğinde bu titreşim kaybolup basınç sabit bir şekilde artmaktadır. Sayısal sonuçlarda görülen bu durum deneysel sonuçlarda görülmemektedir.



Şekil 7: Test 1'den elde edilen tepki süresi sonuçlarının önerilen modelden yararlanılarak yapılan benzetim sonuçları ile karşılaştırılması.

Kompresöre ait kesme basıncının %75'i 5.5 bar olarak hesaplanmakta olup, ön ve arka fren körüklerinin bu basınca ulaşana kadar geçen sayısal ve deneysel tepki süreleri Tablo 2'de özetlenmektedir. Fren sisteminin istenen basınca (5.5 bar) ulaşma süresi (tepki süresi) deneysel ve sayısal çalışmalar için karşılaştırıldığında, model ile gerçek sonuçlar arasında ön devre için %1.7 arka devre için %2'lik bir fark görülmektedir ki bu fark kabul edilebilir bir aralıktadır. Diğer taraftan Tablo 2'de yer alan fren tepki süreleri yasal limit 0.6 s'nin altında yer aldığı için Test 1 ve Analiz 1'in regülasyon isterlerini karşıladığı görülmektedir.

Tablo 2: Frenleme tepki süresine ait Test 1 ve Analiz 1 sonuçlarının karşılaştırılması.

	Sayısal Sonuçlar (s)	Test Sonuçları (s)	Hata (%)
Ön devre	0.59	0.58	1.7
Arka devre	0.49	0.48	2

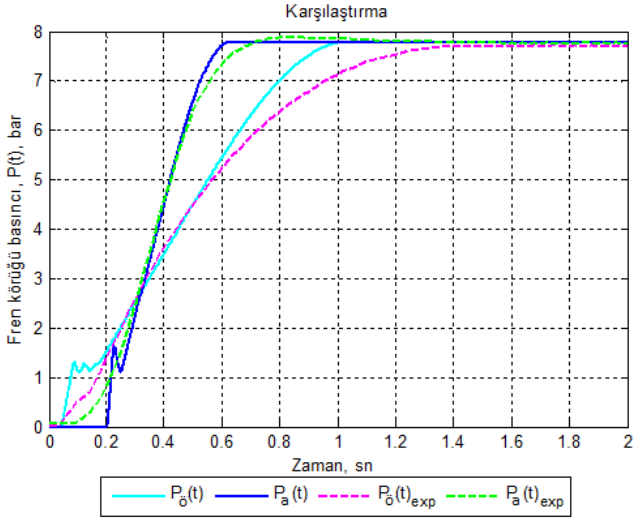
Pnömatik fren sistemi modelinin doğrulanması için ikinci bir analiz yapılmıştır (Analiz 2). Burada disk frenli bir prototip ağır hizmet aracına ait Tablo 3'de yer alan sistem parametreleri modele doğrudan aktarılmıştır. Prototip aracın pnömatik fren sisteminde yer alan valfler seri üretim aracındaki valfler ile birebir aynı olduğu için aynı ayak fren valfi ve röle valfi parametreleri (orifis kesit alanları) göz önünde bulundurulmuştur.

Tablo 3: Prototip araca ait sistem parametreleri (Analiz 2).

Fren tüpü parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Fren tüpü basıncı	$P_{S_ö}$	$8.917(10^5)$	Pa
	P_{S_a}	$8.917(10^5)$	
Fren tüpü hacmi	$V_{S_ö}$	$18(10^{-3})$	m^3
	V_{S_a}	$18(10^{-3})$	
Fren körüğü parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
İtici mil kütlesi	$m_ö$	2	kg
	m_a	4	
Vizkoz sönüm katsayısı	$b_ö$	12	N-s/m
	b_a	12	
Yay sabiti	$k_ö$	1250	N/m
	k_a	1250	
Ön gerilme kuvveti	$F_{ön_ö}$	200	N
	$F_{ön_a}$	220	
Diyafram kesit alanı	$A_{b_ö}$	0.0155	m^2
	A_{b_a}	0.0129	
İtici mil başlangıç stoğu	$x_{0_ö}$	0	m
	x_{0_a}	0	
İtici mil maksimum stroğu	$x_{max_ö}$	0.036	m
	x_{max_a}	0.036	
Fren körüğü başlangıç hacni $(x = x_0)$	$V_{0_ö}$	$0.27(10^{-3})$	m^3
	V_{0_a}	$0.20(10^{-3})$	
Maksimum fren körük hacmi $(x = x_{max})$	$V_{max_ö}$	$0.75(10^{-3})$	m^3
	V_{max_a}	$0.70(10^{-3})$	
Fren körüğü başlangıç basıncı $(x = x_0)$	$P_{0_ö}$	0	Pa
	P_{0_a}	0	
Dingil başına düşen körük sayısı	$n_ö$	2	adet
	n_a	2	
Fren komple parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Ön gerilme kuvveti	$F_{yük_ö}$	90	N
	$F_{yük_a}$	90	
Ayak fren valfi parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Pedal kuvveti	F_{pedal}	1	N
Orifis kesit alanı	A_v	$0.015(10^{-3})$	m^2
Gecikme/aktivasyon süresi	t_{delay}	0.04	s
Deşarj katsayısı	C_d	0.7	-
Predominans basıncı	P_{FBV}	$0.3039(10^5)$	Pa
Röle valfi parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Piston ağırlığı	m_{rv}	0.1	kg
Vizkoz sönüm katsayısı	b_{rv}	12	N-s/m
Yay sabiti	k_{rv}	1320	N/m
Ön gerilme kuvveti	$F_{ön_rv}$	21.32	N
Piston başlangıç stroğu	x_{0_rv}	0	m
Maksimum piston stroğu	x_{max_rv}	$3.5(10^{-3})$	m
Kontrol odası başlangıç basıncı $(x_{rv} = x_{0_rv})$	P_{0_rv}	0	Pa
Piston kesidi	A_{b_rv}	$5.6(10^{-3})$	m^2
Orifis kesit alanı	A_{v_rv}	$0.028(10^{-3})$	m^2
Deşarj katsayısı	C_{d_rv}	0.7	-
Eşik basıncı	P_{th_rv}	$7.802(10^5)$	Pa
Boru hattı parametreleri	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Boru iç çapı Ø8x1	d_8	0.006	m
Boru iç çapı Ø10x1	d_{10}	0.008	m
Boru iç çapı Ø12x1. 5	d_{12}	0.009	m
Boru iç çapı 1/2"	d_{1_2}	0.0125	m
Toplam boru uzunluğu Ø8x1	L_8	13.183	m
Toplam boru uzunluğu Ø10x1	L_{10}	0	m
Toplam boru uzunluğu Ø12x1	L_{12}	11.831	m
Toplam boru uzunluğu 1/2"	L_{1_2}	5.530	m
Diğer parametreler	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Atmosfer basıncı	P_{atm}	$1.0133(10^5)$	Pa
Gaz sabiti	R	287	N-m/kg-K
Hava sıcaklığı	T	298	K
Simülasyon süresi	t_{sim}	2	s

Test 2'de elde edilen ön ve arka fren körüklerine ait basınç eğrileri Simulink'e tanımlanarak, sayısal çalışma sonuçları ile birlikte Şekil 8'de görüldüğü üzere karşılaştırılmalı olarak çizdirilmiştir.

Şekil 8'deki genel değişimlere bakıldığında Şekil 7'ye benzer bir durumla karşılaşıldığı görülmüştür. Burada da basınçların değişmeye başladığı ilk anda sayısal sonuçlarda titreşim görülmektedir. İki araçta da aynı pnömatik fren sistemi ve modeli kullanıldığı için bu beklenen bir durumdur.



Şekil 8: Prototip araç üzerinde yapılan tepki süresi test 2 sonuçlarının önerilen pnömatik fren sistemi modeli kullanılarak yapılan benzetim sonuçlar ile karşılaştırılması.

Kompresöre ait kesme basıncının %75'i 6.6 bar olarak hesaplanmakta olup, sayısal hesaplamalar (Analiz 2) ve yapılan deneysel çalışma (Test 2) ile elde edilen tepki süreleri arasındaki fark Tablo 4'de görülmektedir. Tablo 4'de özellikle ön devrede hesaplanan ve ölçülen tepki süreleri arasında %12.9 gibi bir fark görülmektedir. Bu fark 0.11 s gibi bir süreye denk gelmektedir. Her ne kadar hata yüksek görülse de farkın saniyenin onda biri kadar bir süreye karşılık gelmesi bu hatanın etkisinin çok büyük olmadığını düşündürmektedir.

Tablo 4: Frenleme tepki süresine ait test 2 ve analiz 2 sonuçlarının karşılaştırılması.

	Sayısal Sonuçlar (s)	Test Sonuçları (s)	Hata (%)
Ön devre	0.74	0.85	12.9
Arka devre	0.50	0.52	3.8

Bu hatanın ortaya çıkmasında aşağıda belirtilen etmenlerin rol oynadığı düşünülmektedir:

- Analiz 2 ve Test 2'de kullanılan araç prototip bir araçtır. Araç üzerindeki boru ve hortum uzunlukları tam olarak ölçülememiştir. Bu bir miktar hataya yol açmış olabilir.
- Balatalardaki aşınma hesaplara katılmamıştır. Prototip araç yol yapmış bir araçtır ve bu sebeple balata aşınmasına sahiptir. Seri üretim araçta böyle bir durum söz konusu değildir.
- Sürtünme kaynaklı boru kayıpları önerilen fren sistemi modeline katılmayarak ihmal edilmiştir. Bu sonuçlarda bir miktar sapmaya sebep vermiş olabilir.

Ek olarak, Tablo 4'te yer alan fren tepki süreleri ön fren devresi için yasal limit 0.6 s'nin üzerinde yer aldığı üzere regülasyon isterlerini karşılamazken, arka fren devresi tepki süresi yasal limitin altında kaldığı için regülasyon gerekliliklerini karşılamaktadır.

6 Sonuçlar

Bu çalışmada pnömatik fren sisteminin dinamik özelliklerini belirlemek için genel bir matematiksel model önerilmiştir. Bu amaçla, öncelikle hava fren sisteminin pnömatik ve mekanik alt sistemlerinin ayrıntıları araştırılmış, sistemi yansıtan matematiksel model oluşturulmuş ve bu model Simulink ortamına aktarılmıştır.

Simulink modelini oluştururken, bazı sistem parametreleri literatürdeki temel modellerden elde edilirken bazıları da fren sistemi bileşenlerinin teknik veri sayfalarından alınmıştır. Diğer bilinmeyen parametreleri tanımlamak için, kampanalı frenlere sahip ağır hizmet tipi bir araç üzerinde tepki süresi testleri (Test 1) gerçekleştirilmiştir. Test 1 verileri kullanılarak elde edilen fren sistemi modelinin genel geçerliliğin belirlenebilmesi için disk fren sistemi ile donatılmış başka bir araçta bu önerilen model kullanılarak fren tepki süresinin belirlenmesine yönelik benzetim çalışmaları yapılmıştır. Daha sonra bu sonuçlar araç üzerinde yapılan deneysel sonuçlar ile (Test 2) karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın nihai sonucu olarak benzetim sonuçları araç testlerinden alınan deneysel verilerle karşılaştırıldığında, pnömatik fren sistemi modelinin tepki süresini doğru bir şekilde tahmin edebildiğini görüyoruz. Bu nedenle geliştirilen sistem modeli, yeni bir fren sisteminin tasarım aşamasında pnömatik fren sisteminin dinamik özelliklerinin belirlenmesi için model tabanlı bir tasarım aracı olarak kullanılabilir. Bu tasarım aracı üzerinden sistem basıncı, ön/arka fren tüpü kapasitesi, ön/arka fren körüğü boyutu ve fren körüğü ile ilgili parametreler değiştirilerek fren tepki süresi iyileştirilmesi elde edilebilir.

7 Kaynaklar

[1] Limpert R. *Brake Design and Safety*, Society of Automotive Engineers Inc, 1992.
[2] Day AJ. *Braking of Road Vehicles*, Butterworth-Heinemann, 2014.
[3] Subramanian SC. Darbha S ve Rajagopal KR. Modeling the pneumatic subsystem of an S-cam air brake system, Msc Thesis, Texas A&M University, Faculty of Mechanical Engineering, 2003.
[4] UN, UNECE Regulation 13. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking, E/ECE/324/Rev.1/Add.12/Rev.8, March 2014.
[5] Subramanian SC. Darbha S, Rajagopal KR. "A diagnostic system for air brakes in commercial vehicles", *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(3), 360-376, 2006.
[6] Ramaratham S. A mathematical Model for air Brake Systems in the Presence of Leaks. Doctoral Dissertation, Texas A&M University, 2008.

[7] Kulesza Z, Siemieniako F. "Modeling the air brake system equipped with the brake and relay valves". *Akademia Morska w Szczecinie*, 24(96), 5-11, 2010.

[8] He L, Wnag X, Zhang Y, Wu J, Chen L. "Modeling and simulation vehicle air brake system". *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*, 430-435, Dresden, Germany, 2011.

[9] Brubaker CL. Dynamic Model of a Non-Linear Pneumatic Pressure Modulating Valve Using Bond Graphs, Doctoral dissertation, Cleveland State University, 2015.

[10] Güleryüz İC, Başer Ö. "4x4 ağır hizmet araçları için pnömatik fren sistemi modellemesi". *Analizi ve Deneysel Doğrulaması, Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi Ulusal Toplantısı (TOK 2017)*, İstanbul, Türkiye, 2017.

[11] Selveraj M, Mariappa S, Gayakward S. "Modeling and simulation of pneumatic brake system used in heavy commercial vehicle", *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(1), 1-9, 2014.

[12] Yi L, Bowen X, Bin G. "Dynamic modeling and experimental verification of bus pneumatic brake system". *Open Mechanical Engineering Journal*, 9, 52-57, 2015.

[13] Palanivelu S, Patil J, Jindal A. "Modeling and optimization of pneumatic brake system for commercial vehicles by model based design approach". *SAE Technical Paper* 2017-01-2493, 2017, doi.org/10.4271/2017-01-2493.

[14] Yang F, Li G, Hua J, Li X, Kagawa T. "A new method for analysing the pressure response delay in a pneumatic brake system caused by the influence of transmission pipes". *Appl. Sci.* 7, 941. 941, 2017.

[15] Yang C, Chen Z, Wu X. "An experimental study on hysteresis characteristics of a pneumatic braking system for a multi-axle heavy vehicle in emergency braking situations". *Appl. Sci.* 7, 799, 2017.

[16] Li L, Zhang Y, Yang C, Yan B, Martinez CM. "Model predictive control-based efficient energy recovery control strategy for regenerative braking system of hybrid electric bus". *Energy Conversion and Management*, 111, 299-314, 2016

[17] Bravo RS, De Negri VJ, Oliveira AAM. "Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles". *Applied Energy*, 225, 60-77, 2018.

[18] Gautam V, Rajaram V, Subramanian SC. "Model-based braking control of a heavy commercial road vehicle equipped with an electropneumatic brake system". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.* 231(12), 1693-1708. 2017.

[19] Osinenko P, Streif S. "Optimal Traction Control for Heavy-Duty Vehicles". Control Engineering Practice. Volume 69. pp. 99-111. 2017. ISSN 0967-0661. https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2017.09.010.

[20] Zheng H, Ma S, Liu Y. "Vehicle braking force distribution with electronic pneumatic braking and hierarchical structure for commercial vehicle". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 232(4), 481-493, 2018.

[21] Kluever RC, Kluever CA. *Dynamic Systems: Modeling, Simulation, and Control*, John Wiley & Sons, 2015.

[22] Selvaraj M, Gaikwad S, Suresh AK**.** *Modeling and Simulation of Dynamic Behavior of Pneumatic Brake System at Vehicle Level*, (No. 2014-01-2494). SAE Technical Paper.

[23] Güleryüz İC. Modelling Analysis and Experimental Verification of Pneumatic Brake System, MSc Thesis, İzmir Katip Çelebi University, İzmir, Turkey, 2017.

[24] Göktan AG, Güney A, Ereke M, *Taşıt Frenleri*, İTÜ Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı. İstanbul, Ocak 1995.