

Asansörlerde kullanılan çift pabuçlu fren sistemlerinin dinamik davranışlarının deneysel yöntemle incelenmesi

Berna BOLAT^{*1}, Muharrem BOĞOÇLU ^{*1}

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul

Makale Göndere Tarihi: 01/07/2016

Makale Kabul Tarihi: 30.09.2016

Öz

Bu çalışmada binalarda kullanılan asansörlerde mekanik frenleme amacı ile kullanılmakta olan çift pabuçlu fren sistemlerinin davranışlarını gerçeğe en yakın şekilde ifade eden dinamik modellerinin hazırlanması için deneysel bir yöntem kullanılmıştır. Çift pabuçlu fren sistemleri asansörlerin dışında da krenler, iş makineleri gibi birçok sektörde kullanılmaktadır.

Çift pabuçlu fren sistemi bir çok parçadan oluşan kompleks bir yapıdır. Montajlarında metaller ve kompozitler gibi çeşitli malzeme grupları temas halinde çalışmaktadır. Bu durumda doğru kontak tanımları yapıp teorik yaklaşımlarla model oluşturmak oldukça güçtür. Bu nedenle, bu çalışmada sistemin dinamik davranış modeli deneysel veriler üzerinden oluşturulmuştur.

Test çalışmalarından elde edilmiş olan sonuçlara göre, yapısal gürültü ve titreşimlerin, tahrik motoru hızından, duruş ve kalkış ivmelerinden oldukça fazla etkilendiği gözlenmiştir. Bu duruma göre fren sisteminin motor hız alanındaki rezonansları asansörün ve binanın yapısına aktarılmakta, ekstra gürültüler ve yapısal deformasyonlara sebep olmaktadır. Bunu önlemek için fren yapısındaki rezonans frekansına sahip bölgeler için tasarımlar geliştirilmelidir.

Anahtar Kelimeler: Asansörler; Çift pabuçlu frenler; Düşey taşıma sistemleri; Asansör güvenlik sistemleri

Giriş

Asansör sistemleri, düşey yönde insan ve yükleri konforlu ve güvenli bir şekilde taşıyan sistemlerdir. Asansörlerde güvenlik sistemlerinde, kullanılmakta olan frenlerin iki önemli görevi vardır. Birincisi asansör çalışmadığı zaman kabinin bulunduğu konumda durmasını sağlamak, ikincisi ise yolcuların hedeflediği kata gittiklerinde kabinin durmasını güvence altına almaktır. TS 10922 EN 81-1 standardı gereğince güvenlik olarak asansörlerde, şebeke ve kumanda gerilimin kesilmesi halinde elektromekanik fren sisteminin otomatik olarak devreye girmesi gereklidir.

Asansörlerde, diğer sistemlerden farklı olarak frenler sistem çalışmadığı zaman devrededir. Tahrik motoru harekete geçtiğinde fren açılır ve kabin hareketi başlar. Herhangi bir arıza veya elektrik kesilmesi durumunda veya asansör kat seviyesinde durduktan sonra fren yayları balatları fren diskine bastırarak frenlemeyi gerçekleştirmektedir. Fren sisteminde ilk kavrama esnasında fren yayının etkisi ile fren pabucunun, diske vurması sonucunda oluşan darbe fonksiyonu ve sonrasındaki zorlayıcı frekanslardan kaynaklanan genel yapıdaki dinamik değişimler ve rezonanslar asansör ve binanın yapısında deformasyonlara ve ekstra gürültülere neden olmaktadır. Bunu önlemek için fren yapısındaki doğal frekans ve sönümler dikkatle değerlendirilmeli ayrıca uygun geometri ve kütleler kullanılarak tasarımlar yapılmalıdır.

Frenlerdeki mekanik yapı ve tahrik sistemleri üzerine çok yönlü çalışmalar yapılmaktadır. Hirasata vd. (2007) yüksek kayma hızları ve yüksek temas basınçları altında çeşitli dökme demir malzemelerin kuru sürtünen ve aşınma karakteristiklerini araştırmışlardır. Sürtünme testleri, düşük alaşımli çelik disk üzerinde dökme demir pimin kayması ile gerçekleşen pim disk (pin-on-disc) tip deney düzeneği kullanılarak yapılmıştır. Sürtünme kuvveti, aşınma oranı ve sıcaklıktaki değişimler deneysel olarak ölçülmüştür. Bu özellikler arasındaki ilişki ortaya konulmuştur. Xiao vd. (2010) disk-disk tip test düzeneğini kullanarak, C/C-SiC kompozit malzemesinin tribolojik özelliklerini

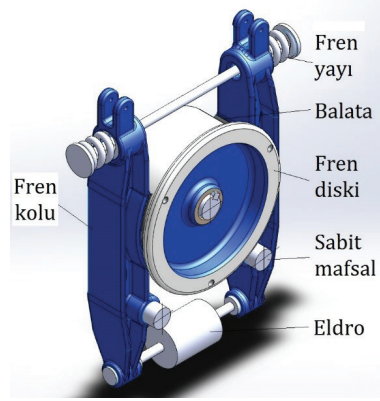
araştırmışlardır. Bu kompozitin mükemmel sürtünme özelliklerine sahip olduğu ortaya konulmuştur. Fan vd. (2011) uçaklarda fren balata malzemesi olarak kullanılan sandviç yapılı C/SiC kompozit balataların sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Bu özellikler disk-disk test düzeneği kullanılarak belirlenmiştir. Yurtseven (2010), ülkemizde kullanılan yerli ve ithal fren balatalarını kullanarak bunların sürtünme kuvveti, sürtünme katsayısı ve aşınma gibi tribolojik özelliklerini araştırmışlardır. Testten elde edilen sonuçlar grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Asansör güvenlik sistemleri ile ilgili diğer bir çalışmalar özellikle paraşüt sistemleri ile ilgili olup direk fren sistemi ile ilgili çalışmalara literatürde rastlanmamıştır. Çavdar vd. (2005), asansörlerde hız kontrolü için paraşüt fren tertibatını analiz ederek tasarım ile ilgili öneriler sunmuşlardır. Bedir (2007), silindir tipi ani frenlemeli güvenlik tertibatında paraşüt freni esnasında maruz kaldığı kuvvet ve gerilmelerin deneysel çalışmalarını yapmıştır. Çalışmanın sonucunda da gerilme, sehim, frenleme süresi, ivme ve hız değerleri karşılaştırılmıştır. Ersavaş (2009), asansörlerde paraşüt sisteminin modellenmesi ve analizini yapmıştır. De Jong (2001), asansörlerde ani frenleme ve kaymalı güvenlik elemanlarının hesap ve tasarım kriterlerini inceleyerek, kılavuz raylar üzerindeki etkilerini çalışmasında sunmuştur. Abu Bakar vd. (2003), balata-disk arasındaki basınç dağılımını farklı tasarım, boyut ve malzeme kullanılarak bilgisayar ortamında modellemeye çalışmışlardır. Abu Bakar ve arkadaşları, piston, balata ve disk geometrisinde farklı düzenlemeler uyguladılar. Modelleme için sonlu eleman yöntemi ve ABAQUS kullandılar. Çalışmada, disk ve balata arasındaki temas yüzeyinde oluşan sürtünme kuvvetlerinden dolayı disk balata arasındaki basınç dağılımının asimetrik olduğunu görmüşlerdir. Bu durum, düzgün olmayan aşınmaya ve balata ömrünün kısılmasına sebep olmuştur. Balata konstrüksiyonunun basınç dağılımı ve aşınma üzerinde etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Bettge vd. (2003), disk frenlerde aşınma yüzeylerindeki temas bölgelerinin topografik özelliklerini incelemişlerdir. Sürtünme ve

kaymaya bağlı olarak temas basıncının değişimi, aşınma miktarı, yüzey geometrisi ve disk-balata malzeme özellikleri ele alınmıştır. Çalışmanın sonucunda yüksek frenleme kuvvetlerinde, geniş temas pürüzlülüğü ortaya çıkmıştır. Lindberg vd. (2013) yaptıkları çalışmada araçlarda kullanılan fren sistemlerinin araç içinde yaptığı gürültü ve titreşim üzerine deneysel çalışmalar yaparak, titreşimlerin fren basıncı ve hızla bağlı olarak hızlı ve zayıf olduklarını göstermişlerdir.

Literatür çalışmalarından anlaşılacağı gibi özellikle asansörde kullanılan çift pabuçlu fren sistemleri üzerine çalışmalar azdır. Çift pabuçlu fren sistemlerinde çok sayıda parça mevcuttur. Sistemin çalışması esnasında farklı malzemelerden yapılmış olan parçalar temas halindedir. Böyle bir yapıda temas bölgelerindeki esneklik ve sönüm ilişkilerini doğru belirleyerek teorik model yapısının oluşturulmasındaki güçlükler anlaşılmıştır. Bu nedenle, bu çalışmada çift pabuçlu asansör frenlerinin dinamik davranışlarının incelenmesi amacıyla bir model yapısı oluşturulması üzerine bir öneri sunulmaktadır.

Asansör Fren Sistemleri

Asansörlerde kullanılmakta olan çift pabuçlu elektromekanik fren sistemleri, tahrik torkunun en az olduğu yer olan motor ile redüktör arasına yerleştirilmektedir (Şekil 1). Elektromekanik frenin devreye girmesi için öncelikli eldro nun elektrik akımı kesilir. Fren yayının oluşturduğu baskı kuvveti ile frenleme sağlanır. Sistemin hareket edebilmesi için frenin açılması elektromanyetik veya hidrolik tahrikli bir eldro tarafından yapılmaktadır. Eldro nun oluşturduğu fren açma kuvveti ile fren pabuçları geri çekilir ve sistem serbestçe hareket eder. Ancak sistemde bakım eksikliği, donanım arızaları ve genel elektrik besleme sistemi arızaları nedeniyle tehlike oluşması söz konusu olduğunda asansör kabini hareket halinde iken elektromekanik fren devreye girerek sistemi süratle frenlemektedir.



Şekil.1. Asansör çift pabuçlu fren mekanizması

Frenlemede oluşacak gecikme sonucunda, yerçekimi ivmesinin etkisi ile kabin hızı süratle artmaktadır. Sonuçta kabini durdurmak, hızının karesi ile orantılı olarak büyük miktarda frenleme enerjisi gerekecektir. Bu nedenle asansör sistemlerinde bir emniyet elemanı olarak çift pabuçlu elektromekanik frenler büyük önem taşımaktadır. Yaptığımız deneylerde, elektriksel motor freni devreden çıkarılarak, sadece çift pabuçlu fren tarafından sistem durdurulmuştur. Bu çalışmada, binalarda kullanılan asansör makine motoru üzerinde laboratuvar ortamında deneyler yapılmıştır. Asansör motoru olarak AKAR marka DAK135 tipli asansör motoru kullanılmıştır. Teknik özellikleri 400 kg taşıma kapasitesi, kabin hızı 1 m/s, kasnak çapı Ø480 mm, halat adedi 4, halat çapı Ø10 mm ve motor gücü 4 kW olan bir asansör motoru üzerinde testler yapılmıştır. Laboratuvar da deney düzeneği motorun dış ortamdan etkilenmemesi için titreşim yalıtımı yapılmış bir zemin üzerinde yerleştirilmiştir.

Asansör kumanda sistemi olarak EN 81-1 ve EN81-2 standardına uygun olan AC Serisi asansör kumanda sistemi kullanılmıştır. AC serisi, 32 bit yüksek performanslı bit mikroişlemci tarafından kumanda edilmektedir. Sistem esnek ve modüler yapıda olup bir asansör sisteminde bulunması gereken tüm özelliklerin yanı sıra herhangi bir bilgisayara da doğrudan bağlanabilmektedir.



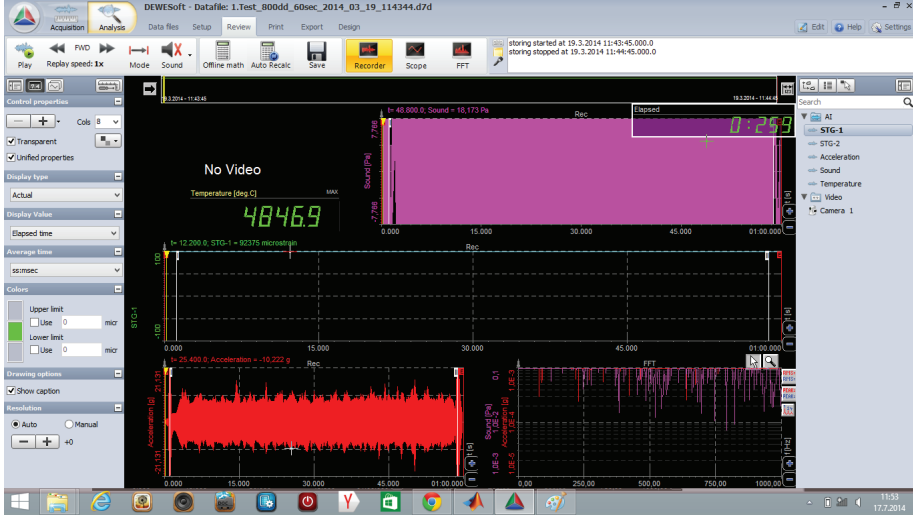
Şekil 2. Deney düzeneği

DeneySEL Çalışma

Bu çalışmada, binalarda kullanılan asansör motoru deney düzeneği oluşturulmuştur. Çalışmanın amacı, asansörün çalışma sırasında oluşan yapısal titreşimlerin ve rezonansların ve bunların sisteme etkilerinin incelenmesi amacı ile gerçeğe yakın dinamik model oluşturmaktır. Bu amaçla yapılan testlerde sistemin fren kolları üzerine yerleştirilen strain gage ve ivme sensörleriyle veriler toplanmıştır. Öncelikle, asansörün elektriksel freni devre dışı bırakılmıştır. Sistemin çalışma ortamında yük ve ivme etkilerinin eşdeğerleri motor miline yerleştirilen volanlarla sağlanmıştır. Strain gage ve ivme ölçer fren kollarına dikkatli bir şekilde yapıştırılmıştır. Kullanılan strain gage modeli

KYOWA type KFG-5-120-C1-11N2C2 ve strain gage faktörü $2.10 \pm 1.0\%$, uzunluğu 5 mm'dir. Yüze yapıştırılmadan önce farklı zımpara kâğıtları ve Isopropyl alkol ile yüzey iyice temizlenmiştir. Yapıştırıcı olarak CC-33A cyanoacrylate kullanılmıştır. T-F13 gage terminali kullanılmış ve kablolarla konnektöre (D-Sub 9) bağlanılmıştır. İvme ölçmek için ise, ivmeölçer balmumu ile motor üzerinde fren kolları üzerine yapıştırılmıştır. Kullanılan ivme ölçer DJB Instruments A/120/EPE ve sensitivity $98,51\text{mV/g}$ özelliklerindedir. Sıcaklık ölçümü içinde K-tipe thermocouple kullanılmıştır. Ayrıca test düzeneği üzerine kamera yerleştirilerek bütün deneyler kaydedilmiştir. Data kollektör 8 kanallı 200kS/s DEWE 43 hardware kullanılmıştır. Şekil 3' de ölçüm ekranı görülmektedir.

Asansörlerde kullanılan çift pabuçlu fren sistemlerinde dinamik davranışlarının deneysel yöntemle incelenmesi

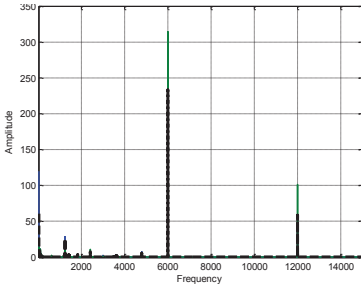


Şekil 3. Bilgisayar ekranında ölçümlerin kaydedilmesi

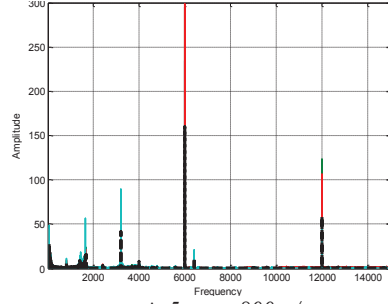
Bütün bu hazırlıklar yapıldıktan sonra deney 600 d/d, 800 d/d, 1000d/d ve 1400d/d farklı motor hızlarında yapılmıştır. Bütün veriler titizlikle kaydedilmiştir. Deneyler aynı hafta içinde aynı koşullarda yapılmıştır. Özellikle sıcaklık ve neme dikkat edilmiştir. Deney süresi için farklı zaman süresi denenmiş, darbe anından titreşimin bitişine kadar olan süre tüm hız varyantları için 60 s olarak tespit edilmiştir. Asansör kontrol ünitesi üzerinde frekans kontrolü ile çalışan sürücü sistem üzerinden motorun frekansı değiştirilerek, ilk önce 600d/d ayarlanarak testler gerçekleştirilmiştir. 600d/d deki sisteme kat çarğınları gönderilerek 60 s. sürede sistem çalıştırılmıştır ve datalar ölçüm cihazı tarafından kaydedilmiştir. Bu işlem, 800 d/d, 1000d/d ve

1400d/d için aynı titizlikle tekrarlanmıştır. Kaydedilen deney sonuçları Matlab yazılımı kullanılarak FFT (Fast Fourier Transformasyonu) ile zaman bölgesinden frekans bölgesine dönüştürülmüştür. Her ölçümde saptanan fren kuvveti girişine karşılık çıkışta fren kolunun konumunu ifade eden deneysel transfer fonksiyonları hesaplanmaktadır. Şekiller 4-7 de bu transfer fonksiyonları frekans bölgesinde gösterilmektedir (H-f eğrileri). Şekiller 4-7 deki eğrilerden anlaşılacağı üzere en önemli harmonik 6000 d/dak (100 Hz) civarında oluşmaktadır. Buna göre Şekil 8'de detaylı olarak verilmekte olan $f=100$ Hz için transfer fonksiyonu irdelenecektir.

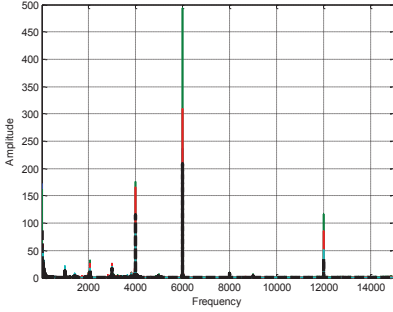
Asansörlerde kullanılan çift pabuçlu fren sistemlerinde dinamik davranışlarının deneysel yöntemle incelenmesi



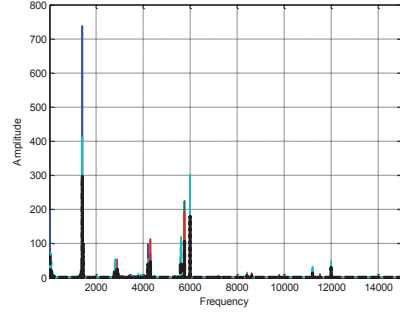
ŞEKİL 4 $N = 600D/D$.



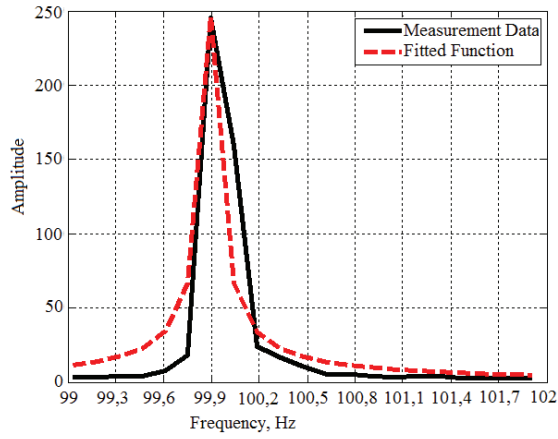
ŞEKİL 5. $N = 800D/D$.



ŞEKİL 6. $N = 1000D/D$.



ŞEKİL 7. $N = 1400D/D$.



Şekil 8. 100 Hz için transfer fonksiyonu

Asansör Fren Sisteminin Dinamik Modelinin Oluşturulması

Deney düzeneği kullanılarak, fren sistemi üzerinde yapılan ölçümler sonucunda frenleme kuvveti girişine karşılık, sistemin yapısal titreşimlerinin ivme değerleri zaman bölgesinde elde edilmiştir. Zaman bölgesindeki bu veriler, MATLAB yazılımında Fast Fourier Transformasyonu (FFT) yöntemi kullanılarak frekans bölgesinde elde edilmiştir. Burada deneyler sonucunda 100 Hz için hesaplanmış olan transfer fonksiyonu (Şekil 8) temel alınarak sistemin dinamik davranışını ifade edebilecek model oluşturulacaktır.

Bu aşamada, çift pabuçlu fren mekanizması 2. mertebeden dinamik davranışa sahip bir sistem olarak değerlendirilmiştir. Buna göre deneysel transfer fonksiyonlarının ortalaması alınarak k ve c değişkenleri deterministik optimizasyon çalışması ile bulunmuştur (Şekil 9).

Sonuçta, dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi oluşturulmaktadır.

$$F_i = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (1)$$

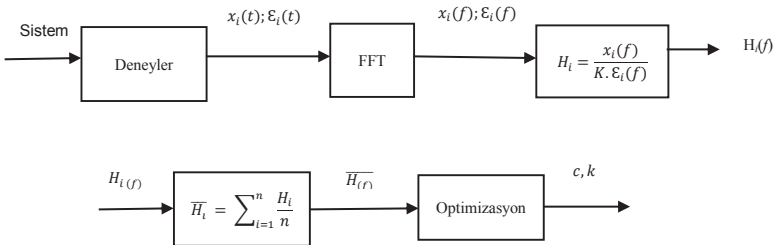
Transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılır.

$$H = \frac{x}{F} = \frac{1}{k - m\omega^2 + i\omega c} \quad (2)$$

Böylelikle fren sistemin deneysel dinamik davranış modelleri oluşturulmuştur. Bu aşamada en önemli sorun birinci harmonik temel alınarak oluşturulan modelin sistemin dinamik davranışını hangi oranda temsil edeceğidir. Bu durumu açıklayabilmek için modal Pseudo enerjiden yararlanmak mümkündür. Testler sonucunda elde edilmiş olan ve sistemdeki tüm harmonikleri ifade eden frekans alanındaki toplam modal pseudo enerji (MPE) aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$MPE_T = \int_{f_0}^{f_n} \sum_{i=1}^n H_i df \quad (3)$$

Yapılan test sonuçlarından hesaplanan toplam pseudo modal enerji, 1. harmoniğin modal enerjisi ile karşılaştırıldığında modelin sistemi hangi oranda temsil ettiği hesaplanabilir.



E_i = Gerinim ölçümleri

n = Ölçüm sayısı

K = Gerinim-kuvvete ilişkisi

H_i = Transfer Fonksiyonlar

\bar{H} = Ortalama transfer fonksiyonu

x_i = konum

Şekil 9. Deneysel transfer fonksiyonu oluşturma prosesinin akış diyagramı

Sonuçlar ve Tartışma

Yapılan testlerde en önemli rezonans frekanslarının 100 ve 200 Hz civarında olduğu gözlenmiştir (Şekil 8). Hâlbuki testlerde kullanılan elektrik motorunun çalışma hızları 10 -24 Hz aralığındadır. Zorlayıcı frekansların rezonans frekanslarından önemli miktarda farklı değerlerde görünmesinin nedenleri, kompleks yapıda farklı parçaların temaslarından kaynaklanan doğrusal olmayan ortam parametreleridir.

Çift pabuçlu fren sistemi bir çok parçadan oluşan kompleks bir yapıdır. Bu sistemde metaller ve kompozitler gibi çeşitli malzeme grupları temas halinde çalışmaktadır. Bu durumda doğru kontak tanımları yapıp teorik yaklaşımlarla model oluşturmak oldukça güçtür. Bu nedenle, bu çalışmada sistemin dinamik davranış modeli deneysel veriler üzerinden oluşturulmuştur.

Bu amaçla ilk olarak asansör sistemi farklı hızlarda çalıştırılarak transfer fonksiyonu üretilmiştir (Şekil 9). İkinci aşamada sistemin dinamik davranışlarını ifade eden frekans bölgesinde toplam modal pseudo enerji (MPE_T) hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin dinamik davranışı açısından en kritik rezonans frekansı olan 100 Hz değerinde de bölgesel modal pseudo enerji (MPE_1) hesaplanmış ve bu iki değer oranlanarak 100 Hz bölgesindeki transfer fonksiyonunun sistemin dinamik davranışını hangi oranda temsil ettiği araştırılmıştır.

$$\mu = \frac{MPE_1}{MPE_T} \cdot 100 \quad (4)$$

Asansör fren sisteminde yapılan test sonuçlarına göre $\mu = 70\%$ hesaplanmıştır. Buna göre $f=100$ Hz değerindeki transfer fonksiyonunun (H_{100}) sistemin dinamik davranışlarını yeterli oranda temsil ettiğine karar verilmiştir.

Üçüncü aşamada sistemin dinamik davranış denkleminin 2. mertebeden olduğu değerlendirilerek bu denklemin katılık, sönüm gibi parametreleri optimizasyonla gerçeğe uygun olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçların

H_{100} transfer fonksiyonu ile uyumlu olduğu doğrulanmıştır.

Bu yöntem sayesinde kompleks bir sistemin dinamik davranışını belirleyen denklem gerçeğe en uygun yaklaşımla belirlenmektedir. Sonraki aşamada bilgisayar ortamında yapılan simulasyon çalışmaları ile sistemin çeşitli tasarım parametreleri değiştirilerek, daha az gürültü ile çalışan ve daha düşük frenleme enerjisi gerektiren sistemler yapılabilmektedir.

Teşekkür

Bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Koordinatörlüğü Projesi (BAP) No:2012-06-01-KAP05 ve Akar Asansör Motor Makine Sanayi tarafından desteklenerek gerçekleştirilmiştir.

Kaynaklar

- Abu Bakar A.R., Ouyang, H.,Cao, Q., (2003) Interface Pressure Distributions through Structural Modifications, *SAE Papers* 01-3332.
- Bedir S., (2007) Çift yönlü asansör fren bloklarının modellenmesi ve sonlu elemanların analizi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Bettege D., Starcevic J.,(2003) Topographic properties of the contact zones of wear surfaces in disc brakes, *Wear*, 254,195-202.
- Çavdar K., Karpat B., Güngören Y., (2005) Asansörler için paraşüt fren sistemi tasarımı. TMMOB Makine Mühendisleri Odası II. İletim Teknolojileri Kongre ve Sergisi, İstanbul, 27-28 Mayıs 2005.
- De Jong J., (2001) Understanding the natural behaviour of elevator safety gears and their triggering devices. *Elevator Technology*, 14 IAEE.
- Ersavaş M., (2009) Çift yönlü asansör fren bloklarının modellenmesi ve sonlu elemanların analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Fan S., Zhang L., Cheng L., Zhang J., Yang S., Liu H., (2011) Wear mechanism of the C/SiC brake materials, *Tribology International*,44, 25-28

Asansörlerde kullanılan çift pabuçlu fren sistemlerinde dinamik davranışlarının deneysel yöntemle incelenmesi

- Hirasata K., Hayashi K., Inamoto Y., (2007) Friction and wear of several kinds of cast irons under severe sliding conditions. *Wear*, 263, 790–800.
- Lindberg E., Hörlin N.E., Göransson P., (2013) An experimental study of interior vehicle roughness noise from disc brake systems, *Applied Acoustics*, 396-406.
- T. Marwala., (2003) Fault classification using pseudo modal energies and neural networks. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 41, pp. 82-89.
- Xiao P., Li Z., Xiong X., (2010) Microstructure and tribological properties of 3D needle-punched C/C-SiC brake composites, *Solid State Sciences*, 12, 617-623.
- Yurtsevn a H., (2010) Asansörlerde kullanılan fren balatalarının tribolojik özelliklerinin deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.

The investigation of dynamic behavior with experimental method of the double-shoes brake used in elevators

Extended abstract

In this study, the double-shoe braking system, which is the mechanical braking system in the elevators used in the buildings, has been studied experimentally. The double-shoe braking systems are used in many mechanisms. One of these areas of use is elevators in which there is so limited research in the related field. The experiments in this paper were performed under laboratory conditions by creating the system which is similar to real elevator used in buildings.

The brake systems of the elevators have a complex structure consisting of several parts. Therefore, it will be more appropriate to find the dynamic behavior equation of such a structure with an experimental approach. The structure contains several material groups such as metals and composites. This makes it difficult to make correct contact definitions and create a model with mathematical methods. Therefore, the system model has been created with experimental data in this study. For this purpose, the elevator system has been operated at different speeds and amplitude output functions have been produced according to the different speed inputs. The transfer functions are produced for resonance area. Then, the total energy of pseudo modal frequency representing the dynamic behavior of the system (MPE_T) was calculated. Also, the system's most critical resonance frequency in terms of the dynamic behavior of 100 Hz regional modal pseudo energy (MPE_1) calculated and these two values by dividing 100 Hz of the transfer function in the dynamic behavior of the system was investigated, which represents the ratio. According to the results of tests performed in the elevator brake system are calculated $\mu = 70\%$. The value of (H_{100}) in the $f = 100$ Hz represent the dynamic behavior of the system transfer function that is provided in sufficient quantity, was determined. Then this equation considering that the equation of order 2 of the dynamic behavior of the system, its rigidity, damping parameters is determined according to the actual optimization. The results obtained from here is compatible with H_{100} transfer function. The equation that determines the dynamic behavior of a complex

system is determined with this method, is determined by the most suitable approach.

The results of these experiments have shown that the structural noise and vibrations were significantly effected by the speed, and braking and take-off acceleration of the engine. According to this, the resonances in the engine speed area of the braking system are transferred to the structures of the elevator and building, causing deformations and extra noise. Designs that target the areas with low natural frequency within the brake structure should be made.

Keywords: Elevators, the Double-Shoes Brake, Vertical Transportation, Safety Systems