

Çamaşır makinası dinamik davranışının deneysel ve teorik incelenmesi

Faruk BAYRAKTAR*, **H.Temel BELEK**

İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 34464, Gümüşsuyu, İstanbul

Özet

Bu çalışmada, çamaşır makinası tasarım aşamasında iken, titreşim davranışını en iyileyebilmek için bir tasarım metodolojisi geliştirilmesi hedeflenmiştir. Söz konusu metodoloji, ileri analiz paket programlarının kullanılmasını, yeni ölçüm sistemlerinin kurulmasını ve yeni test prosedürlerinin hazırlanmasını gerektirmiştir. Çamaşır makinasının 0-400 Hz frekans aralığında, toplu ve yayılı parametrelili elemanların bulunduğu bir titreşim modeli kurulmuştur. Çamaşır makinasının mekanik modeli çok cisimli bir mekanik sistemin modellenmesi problemidir. Literatürde doğrudan çamaşır makinası mekanik modelinin kurulduğu bir kaynağa ulaşılması oldukça güçtür. Çalışma sırasında, "Sonlu Elemanlar Yöntemi", "Deneysel Modal Analiz Yöntemi" ve "Bileşen Mod Sentezi Yöntemi" kullanılmıştır. Oluşturulan çamaşır makinası modeli yapılan ölçümler ile sınanmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Bileşen mod sentezi, modal analiz, sonlu elemanlar, çamaşır makinası, dinamik analiz.*

Experimental and theoretical investigation of the dynamic behaviour of a washing machine

Abstract

In this study, the objective is to develop a methodology to optimize the vibration behaviour of a washing machine while early in the design phase. The mechanical model of a washing machine is the modelling problem of a multi-body mechanical system. It is very difficult to find a reference in literature which has a mechanical model directly established for a washing machine. In this work, a vibration model of the washing machine is constructed between 0-400 Hz frequency range. In the first step, the washing machine is considered to be a lumped parameter multi-body system. In the second step, the material properties (Young's modulus, lost factor, density) of the components are measured. In the third step, the numerical models of the elastic components are formed in the free-free boundary conditions with Finite Element Method. In the fourth step, to validate the numerical model, Experimental Modal Analysis is performed on the elastic components. In the fifth step, vibration behaviour of the connecting elements (spring, damper etc.) are determined by using experimental methods and modelled. In the sixth step, the Component Mode Synthesis Method is applied when establishing the over all vibration model of the washing machine. In the seventh step, to validate established model of the washing machine, a series of numerical analyses and measurements are done.

Keywords: *Component mode synthesis, modal analysis, finite element, washing machine, dynamic analysis.*

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Faruk BAYRAKTAR. faruk.bayraktar@arcelik.com; Tel: (216) 585 84 21.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Makina Fakültesi'nde tamamlanmış olan "Çamaşır makinası dinamik davranışının deneysel ve teorik incelenmesi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 08.04.2005 tarihinde dergiye ulaşmış, 26.07.2005 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 30.09.2006 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Giriş

Günümüzde, beyaz eşya sektöründe, titreşim ve gürültü performansı bakımından en kritik ürünlerden biri çamaşır makinasıdır. Çamaşır makinasının en yüksek titreşim düzeyinin sıkma çalışma adımında olduğu bilinmektedir. Makina üzerinde çok sayıda esnek yapının bulunması nedeniyle ilgilenilen frekans aralığında titreşimi yaratan parçanın hangisi olduğunu anlamak çok güçtür. Bazı durumlarda, böyle bir tespiti yapmak çok zaman almakta, bazı durumlarda mümkün bile olmamaktadır.

Düşük frekanslarda (0-400 Hz) görülen gürültü, makinanın parçalarının yarattığı titreşimlerin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Bu parçaların titreşim davranışları dikkate alınarak tasarlanmaları gerekmektedir. Söz konusu tasarımların da kalıp tasarımı öncesinde analiz edilmesi gerekmektedir. Analizlerin tamamlanma sürelerinin tasarım hızına ve metodolojik yaklaşımla uyumlu olması gerekmektedir. Bu çalışmada, ihtiyaç duyulan metodoloji, bir çok ileri analiz paket programları kullanılarak, ölçüm sistemleri ve analiz prosedürleri hazırlanarak inşa edilmiştir.

Çamaşır makinasının dinamik modeli elastik çok cisimli bir mekanik sistemin modellenmesi problemidir. Çok cisimli sistemlerin dinamiğinin modellenmesine yönelik literatürde çok sayıda makale bulunmaktadır. Titreşim teorisini temel alan çok cisimli sistemlerin dinamiğinin temelleri Roberson ve Schwertassek (1988), Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Teorik Modal Analiz Yöntemi kullanılarak problemlerin modellenmesi Cook vd. (1989), bir çubuk üzerindeki dalganın yayılımı Escalona vd. (1998), elastik ve çok cisimli sistemlerin dinamiği Bremer (1999), tarafından çalışılmıştır.

Literatürde, beyaz eşya endüstrisine yönelik çalışmalar incelendiğinde, doğrudan bileşen mod sentezi yöntemi kullanılarak çamaşır makinası mekanik modelinin kurulduğu bir kaynağa ulaşılması oldukça güçtür. Ancak, uçak ve uzay endüstrisinde ise, bileşen mod sentezi yöntemini temel alan bir çok çalışma bulunmaktadır. Karmaşık yapıları birbirine bağlı bileşenler olarak ele alıp, bölümlere ayırarak analiz edebilecek

bir yöntem Hurty (1965), mekanik sistem modelinin serbestlik derecesi sayısının azaltılmasına yönelik bir yöntem Hintz (1965), mekanik sistemleri oluşturan cisimlerin katı cisim hareketlerinin daha basit bir şekilde ifade edilebildiği bir yöntem Craig ve Bampton (1968) tarafından geliştirilmiştir. Sınır şartlarının sabit ya da serbest olması durumlarında, mekanik sistemi oluşturan cisimlerin titreşim biçimlerinin belirlenebileceğini bir yöntem Benfield ve Hrudu (1971), mekanik sistemi oluşturan cisimlerin bazılarının sabit bazılarının serbest bağlı olarak modellenebileceği hibrit bir yöntem MacNeal (1971), belirli bir yükleme koşulu altında, tüm mekanik sistemin dinamik davranışını çözümleyebilecek bir yöntem Klosterman ve Mc Clelland (1973), mekanik sistemlerin parçalara ayrılarak modellenmesine yönelik bir yöntem Meirovitch ve Hale (1981) tarafından geliştirilmiştir. Literatürde çok sayıda bulunan, bileşen mod dönüşümüne yönelik yöntemlerin fiziksel anlamını açıklayan bir yöntem de Craig (2000) tarafından geliştirilmiştir.

Literatürde, doğrudan çamaşır makinasının modellenmesine yönelik çalışmalar incelendiğinde sınırlı sayıda çalışma bulunmuştur. Bulunan çalışmalar; çamaşır makinasının yürüme probleminin modellenmesi Soward (1972), çamaşır makinasının ulaşılabilir sıkma hızının, askı sisteminin direngenliğine bağlı olduğunu gösteren bir çalışma Conrad (1994), yere paralel eksenli bir çamaşır makinası için, bir katı cisim modeli Türkay (1995), zemin titreşimine bağlı çamaşır makinası yürüme probleminin çözümü için Sonlu Elemanlar yöntemini temel alan bir yöntem Kato ve Honma (1998), çamaşır makinasının dinamik davranışını tanımlayabilmek için, bir mekanik model Wagner (2000) tarafından geliştirilmiştir. Literatürdeki çalışmaların genelde makinanın belirli bir bölümünü modellediği ve makinayı katı çok cisimli sistem olarak göz önüne aldığı görülmüştür.

Bu çalışma kapsamında, çamaşır makinasının 0-400 Hz frekans aralığında, toplu ve yayılı parametrelili elemanların bulunduğu bir titreşim modeli kurulmaktadır. İlk adımda, çamaşır makinası çok cisimli toplu parametrelili bir sis-

tem olarak ele alınmaktadır. İkinci adımda, yayılı parametrelili olarak modellenecek parçalardan alınan numuneler ile malzeme özellikleri (elastisite modülü, kayıp faktörü, yoğunluk) ölçülmektedir. Üçüncü adımda, ölçülen malzeme özellikleri kullanılarak elastik parçaların “Sonlu Elemanlar Yöntemi” ile, serbest-serbest sınır şartlarındaki nümerik modelleri oluşturulmaktadır. Dördüncü adımda, makina parçalarının nümerik modelleri “Deneysel Modal Analiz Yöntemi” kullanılarak sınanmıştır. Beşinci adımda, çamaşır makinasında kullanılan bağlantı elemanlarının (yay, amortisör gibi) titreşim davranışları deneysel yöntemler ile belirlenmiş ve modellenmiştir. Altıncı adımda, çamaşır makinasının tüm modeli kurulurken “Bileşen Mod Sentezi Yöntemi” kullanılmıştır. Yedinci adımda, oluşturulan çamaşır makinası modelini sınamak için ise, bir dizi sayısal analiz ve ölçümler yapılmıştır. Modelden elde edilen veriler ile ölçümlerden elde edilen verilerin uyumlu olduğu görülmüştür. Sekizinci adımda, kurulan model yardımıyla makinanın titreşim davranışında etkin olan parametreler belirlenmiştir.

Teori

Bu bölümde, Lagrange çarpanları kullanılarak bileşenler arası yer değiştirme uyum denklemlerinin uygulanmasını sağlayacak, parçalar arası bağlantıyı ifade eden genelleştirilmiş bir yöntem anlatılacaktır. Bu yöntemde, göz önüne alınan sistem α ve β adında iki fuzuli arayüzü olan iki bileşenin birleşiminden oluşmaktadır. Arayüzdeki fiziksel yer değiştirme, (1) nolu denklemde verilen yer değiştirme uyum denklemi tarafından sınırlandırılmaktadır.

$$u_b^\alpha = u_b^\beta, u_b^\alpha = \psi_b^\alpha p^\alpha, u_b^\beta = \psi_b^\beta p^\beta \quad (1)$$

Burada; u_b^α : α bileşenin arayüz yer değiştirme vektörü, ψ_b^α : α bileşenin arayüz mod matrisi, p^α : α bileşenin genelleştirilmiş koordinat vektörüdür. Arayüzlere uygulanan dış kuvvetleri içermeyen ortak arayüz tepki kuvvetleri (2) nolu denklemde verilmektedir.

$$\hat{f}_b^\alpha + \hat{f}_b^\beta = 0 \quad (2)$$

Burada; \hat{f}_b^α , α bileşenin arayüz tepki vektörüdür. (1) nolu denklemde verilen yer değiştirme uyum denklemi gibi kısıtlama denklemleri (3) nolu denklemde verildiği şekilde genelleştirilmiş koordinatlar p cinsinden yazılabilir. Kısıtlama denklemleri bir araya getirilerek matris formunda ifade edilebilir.

$$Cp = 0 \quad (3)$$

Örneğin, kısıtlama denklemlerini elde etmek için, (1) nolu denklemler (3) nolu denklemde yerine yazılarak (4) nolu denklem elde edilir.

$$\left[\psi_b^\alpha - \psi_b^\beta \right] \begin{Bmatrix} p^\alpha \\ p^\beta \end{Bmatrix} = 0 \quad (4)$$

Sistemin hareket denkleminin sentezi, belirlenmemiş çarpanları olan Lagrange hareket denklemini temel almaktadır. Bağlı iki parçadan oluşan bir sistem için Lagrange denklemi (5) nolu denklemde verilmektedir.

$$L = T - V + \lambda^T Cp \quad (5)$$

Burada; T : kinetik enerji, V : potansiyel enerji, λ : Lagrange çarpanıdır.

$$T = \frac{1}{2} \dot{p}^{\alpha T} \bar{M}^\alpha \dot{p}^\alpha + \frac{1}{2} \dot{p}^{\beta T} \bar{M}^\beta \dot{p}^\beta = \frac{1}{2} \dot{p}^T \bar{M} \dot{p} \quad (6)$$

$$V = \frac{1}{2} p^{\alpha T} \bar{K}^\alpha p^\alpha + \frac{1}{2} p^{\beta T} \bar{K}^\beta p^\beta = \frac{1}{2} p^T \bar{K} p$$

Burada; \bar{M}^α : α bileşenin modal kütle matrisi, \bar{K}^β : α bileşenin modal direngenlik matrisidir. (6) nolu denklemde verilen \bar{M} , \bar{K} ve p ifadeleri, (7) nolu denklemde tariflenmektedir.

$$\bar{M} \equiv \begin{bmatrix} \bar{M}^\alpha & 0 \\ 0 & \bar{M}^\beta \end{bmatrix}, \bar{K} \equiv \begin{bmatrix} \bar{K}^\alpha & 0 \\ 0 & \bar{K}^\beta \end{bmatrix}, p = \begin{Bmatrix} p^\alpha \\ p^\beta \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\bar{f} \equiv \begin{Bmatrix} \bar{f}^\alpha \\ \bar{f}^\beta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \psi_b^{\alpha T} f^\alpha \\ \psi_b^{\beta T} f^\beta \end{Bmatrix} \quad (8)$$

(7) nolu ve (8) nolu denklemlerin kullanılması ve Lagrange denkleminin uygulanması ile (9) nolu

hareket denklem sistemi elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{p}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial p_j} = \bar{f}_j, \quad j = 1, 2, \dots, N_\alpha + N_\beta \quad (9)$$

Burada; p_j : j elemanındaki yer değiştirme vektörü p , \bar{f}_j : j elemanına uygulanan dış kuvveti, N_α : α bileşeninin eleman sayısıdır. (2) nolu denklemde görülen karşılıklı arayüz tepki kuvvetleri birbirlerini yok etmektedirler. Böylece (9) nolu denklemin sağ tarafında görülmemektedir. (9) nolu denklem matris formunda yazılırsa (10) nolu denklem elde edilir.

$$\bar{M}\ddot{p} + \bar{K}p = \bar{f} + C^T \lambda \quad (10)$$

(3) nolu denklemde verilen kısıtlama denkleminden dolayı p koordinatları lineer olarak bağımlıdır. Tüm parça bağlantı yöntemleri bir bağlantılı denklem kümesini çözmektedir. (11) nolu denklem lineer dönüşümü göstermektedir.

$$p = Sq \quad (11)$$

Burada; q : genelleştirilmiş koordinatlarda bağımsız sistem vektörü, S : bağlantı dönüşüm matrisidir. Gerekli görülmesi durumunda, p koordinatları N_c sayıda bağımlı p_D koordinatına ve $N_\alpha + N_\beta - N_c$ sayıda lineer bağımsız p_I koordinatına ayrıştırılır. (3) nolu denklem ayrıştırıldığında (12) nolu denklem elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} C_{DD} & C_{DI} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_D \\ p_I \end{Bmatrix} = 0 \quad (12)$$

C_{DD} : tekil olmayan kare matris (13) denklemi S ve q 'yu tariflemektedir.

$$p \equiv \begin{Bmatrix} p_D \\ p_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -C_{DD}^{-1}C_{DI} \\ I_{II} \end{bmatrix} p_I \equiv Sq \quad (13)$$

$q \equiv p_I$ olduğu kabul edilmektedir. S bağlantı

dönüşüm matrisi olarak (14) nolu denklemde tariflenmektedir.

$$S = \begin{bmatrix} -C_{DD}^{-1}C_{DI} \\ I_{II} \end{bmatrix} \quad (14)$$

(11) nolu denklemi (10) nolu denklemde yerine yazar ve önden S^T ile çarparsak (15) nolu denklem elde ederiz.

$$M_q \ddot{q} + K_q q = f_q + S^T C^T \lambda \quad (15)$$

$$M_q = S^T \bar{M} S, \quad K_q = S^T \bar{K} S, \quad f_q = S^T \bar{f} \quad (16)$$

(12) ve (13) nolu denklemlerden görüldüğü üzere $CS = 0$ olmaktadır. Bu nedenle (15) nolu denklem daha basit hale gelmektedir.

$$M_q \ddot{q} + K_q q = f_q \quad (17)$$

(16) nolu denklemde M_q , K_q ve f_q matris formunda ifade edilmesine rağmen, sistem matrisleri ve kuvvet vektörü kullanılarak, 'direkt direngenlik' birleştirme yöntemi ile parçaların matrisleri bir araya getirilerek birleştirilmektedir (Craig, 2000).

(3) nolu denklemden (17) nolu denkleme kadar olan denklemler, tek bir seviyede parçalara ayırma işlemini anlatmasına rağmen, aynı yöntem bir parçanın çok sayıda alt parçaya ayrılması işlemi sırasında da kullanılabilir.

Malzeme özelliklerinin ölçülmesi

Çamaşır makinası parçalarının malzeme özelliklerinin (elastisite modülü ve yoğunluk) belirlenmesi için standart yöntemler izlenmiştir. Elastisite modülü için, ASTM E756 standardı ve yoğunluk için, ASTM D 2856-87 standardı kullanılmıştır. Şekil 1'de kullanılan ölçüm sistemleri gösterilmektedir.

Sac malzeme numuneleri üzerinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen malzeme özellikleri Tablo 1'de listelenmiştir.



(a) (b)

Şekil 1. (a) ASTM D 2856-87 (b) ASTM E756 standart ölçüm düzenekleri

Tablo 1. Sac malzeme özellikleri

Parça adı	Et kalınlığı [mm]	Elastisite modülü [Pa]	Yoğunluk [kg/m ³]
Yan panel	0.88	2.04x10 ¹¹	7800
Ön panel	1.0	1.70x10 ¹¹	7620
Alt panel	1.2	1.90x10 ¹¹	7870
Nakliye sac	1.5	1.90x10 ¹¹	7870
Arka sac	1.0	1.80x10 ¹¹	7820
Yay sacı	1.5	1.90x10 ¹¹	7870
Ön üst sacı	1.5	1.70x10 ¹¹	7620
Arka panel	0.5	1.80x10 ¹¹	7780

Sonlu elemanlar modelinin kurulması

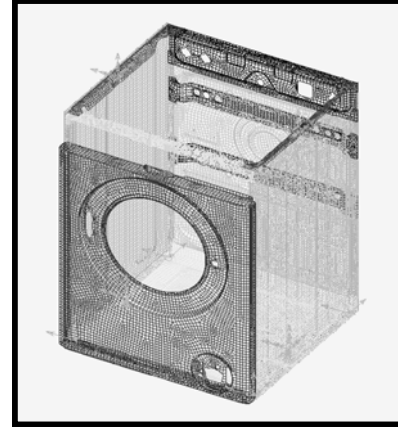
Gövde farklı malzeme özelliklerine sahip sac parçalarının birbirlerine bağlanması ile oluşmaktadır. Her parça için, “Thin Shell Linear Quadrilateral” eleman kullanılarak ağ örgüsü oluşturulmuştur. Tüm modelin oluşturulmasında 41908 eleman kullanılmıştır. Oluşturulan gövde modeli Şekil 2’de verilmektedir (Petyt, 1983).

Parçalar birbirine katı elemanlar yardımıyla bağlanmıştır. Oluşturulan gövde grubu modeli serbest-serbest sınır şartlarında analiz edilmiştir. Böylece, gövde grubunun doğal frekansları ve titreşim biçimleri belirlenmiştir. Gövde 1. titreşim biçimi Şekil 3’te gösterilmektedir

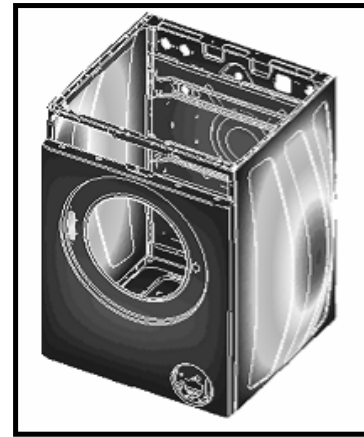
Deneyel modal analiz çalışması

Sonlu elemanlar modeli kurulan gövde grubunun modelini doğrulamak amacıyla Şekil 4’te

görüldüğü üzere bir deney düzeneği kurulmuştur. Gövde, yumuşak lastikler ile asılmış ve bir noktadan da bir sarsıcı ile sarsılmıştır (Ewins, 1984).



Şekil 2. Gövde sonlu elemanlar modeli

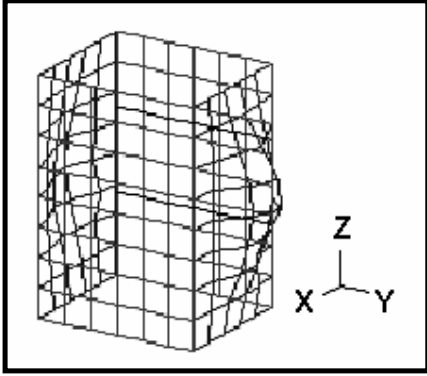


Şekil 3. Gövde birinci titreşim biçimi (26 Hz)



Şekil 4. Gövde deneyel modal analiz düzeneği

Gövde üzerinde işaretlenmiş 248 noktadan uygulanan tahrik kuvvetine karşılık titreşim ivmesi cevabı alınmıştır. 0-400 Hz frekans aralığında frekans cevap fonksiyonu verileri alınmıştır. Elde edilen frekans cevap fonksiyonları bir deneysel modal analiz yazılımında (STAR) işlenmiş ve deneysel bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan modelin birinci titreşim biçimi Şekil 5'te gösterilmektedir.



Şekil 5. Gövde birinci titreşim biçimi (26 Hz)

Gövde için hazırlanan Sonlu Elemanlar Modeli, kazan, tambur, kasnak ve flanş için de hazırlanmıştır. Benzer şekilde modeller Deneysel Modal Analiz çalışmaları yapılarak da sınanmıştır.

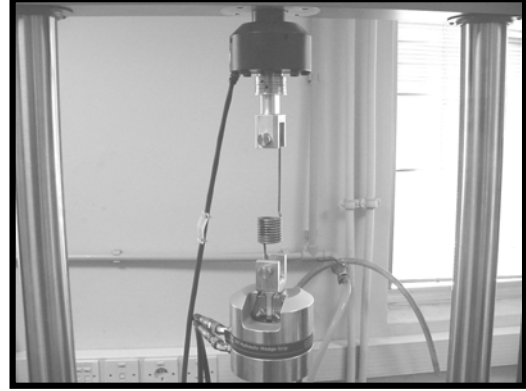
Bağlantı elemanlarının özelliklerinin ölçülmesi

Çamaşır makinasının kararlı rejimde çalışması durumunda, tambur ve motorun dönüşü sebebi ile oluşan titreşimlerin gövdeye geçmesini engellemek ve tahrik grubunu taşımak amacıyla iki adet yay elemanı kullanılmaktadır. Yaylar, kazanın yan yüzeyi ile, gövdenin yan üst yüzeyinden bağlanmaktadır.

Yay elemanlarının titreşim davranışının anlaşılabilmesi için, Şekil 6'da gösterilen ölçüm sistemine yay elemanı bağlanmıştır. Söz konusu ölçüm sisteminde yayın bir ucundan bir sinüs yer değiştirme sinyali gönderilmiş ve yayın diğer ucundan ise, kuvvet sinyali ölçülmüştür. Elde edilen veriler, Tablo 2'de verilmektedir.

Tablo 2'de görüldüğü üzere, 10 Hz ve 2 mm genlikli yer değiştirme sinyaline tabi tutuldu-

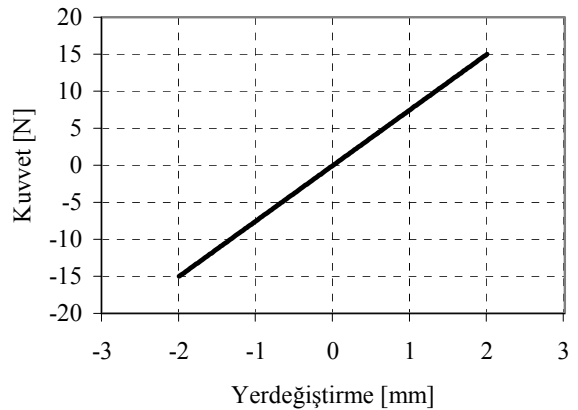
ğunda, 7.5 N/mm direngenlik katsayısına sahip bir lineer yay elemanı gibi davrandığı görülmüştür. Ölçüm sonucunda yay elemanının elde edilen kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 7'de gösterilmektedir.



Şekil 6. Yay elemanının ölçüm düzeneği

Tablo 2. Yay direngenlik katsayısı değerleri

Tambur dönüş devri [rpm]	Tahrik frekansı [Hz]	Tahrik yer değiştirme genliği (sıfır-tepe) [mm]	Yay direngenlik katsayısı [N/mm]
600	10	2	7.5
720	12	2	7.5
1200	20	2	8.1
1320	22	2	8.5



Şekil 7. Yay kuvvet-yer değiştirme grafiği

Deneysel olarak tespit edilen yay elemanının direngenlik katsayısı, oluşturulacak makina modeline girilecektir. Çamaşır makinasında kulla-

nılan kuru sürtünmeli amortisörler de aynı ölçüm sistemi kullanılarak test edilmiştir. Ölçülen dinamik direngenlik, sürtünme katsayısı değerleri de modele girilecektir.

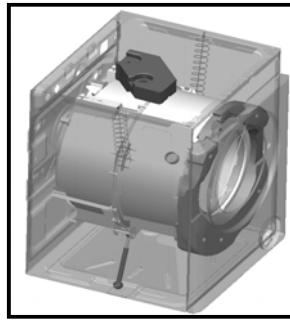
Çamaşır makinası modelinin kurulması

Çamaşır makinasının öncelikle ADAMS yazılımı içerisinde katı çok cisimli dinamik modeli kurulmuştur. ADAMS yazılımı Bileşen Mod Sentezi yönetimini temel almaktadır. Özellikle, (Craig ve Bampton, 1968) yöntemini kullanmaktadır. Çamaşır makinasının tüm modelindeki serbestlik derecesi sayısının yüksek olmasından dolayı ADAMS yazılımının kullanılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Modelde katı cisim olarak belirtilen belirli çamaşır makinası bileşenleri elastik olarak modele dahil edilmiştir. Özellikle, 0-400 Hz frekans aralığında, elastik titreşim biçimleri olan ana çamaşır makinası bileşenlerinin; tambur grubu, kazan grubu, tahrik grubu, gövde grubu, kasnak ve flanş gibi, titreşim modelleri kurulmuştur. Grup modelleri birleştirilerek tüm çamaşır makinasının titreşim modeli oluşturulmuştur. Çamaşır makinasının parça gruplarına ve frekans aralıklarına bağlı olarak sönüm değerleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Parça gruplarının sönüm değerleri

Grup adı	Yapısal Sönüm [%]		
	0-100 [Hz]	100-200 [Hz]	200-400 [Hz]
Gövde gr.	1	2	3
Kazan gr.	4	4	4
Tambur gr.	1	2	10

Oluşturulan tüm çamaşır makinasının modeli Şekil 8'de verilmektedir.



Şekil 8. Tüm çamaşır makinası modeli

Zorlanmış titreşim modelinin sınılanması

Çamaşır makinasının modeli, 600 dev/dak tambur devrinde ve tambur ekseninden 230 mm uzaklığa 300 gr dengesiz yük yerleştirilerek çalıştırılmıştır. Ayrıca, tambur ve motor arasında 10.5 çevrim oranı vardır. Motor ise, 6300 dev/dak dönerken ve motor mil ekseninden 1 mm uzaklıkta 2 gr'lık bir dengesiz yük eklenmiştir. Aynı şartlar çamaşır makinası için de yaratılmıştır. Şekil 9'da görülen ölçüm düzeneği kullanılarak 1 Hz frekans çözünürlüğü ile ölçümler gerçekleştirilmiştir. Hem sayısal model için, hem de makina için tambur 600 dev/dak dönüş devrine ulaştığında gövdenin sol, sağ, arka ve ön panelleri üzerinden titreşim ölçümü 10 defa yapılmıştır. 0-400 Hz frekans aralığında, ölçümler sonucunda elde edilen maksimum ivme düzeyi toplamı 3.4 m/s², minimum toplamı 2.1 m/s²'dir.

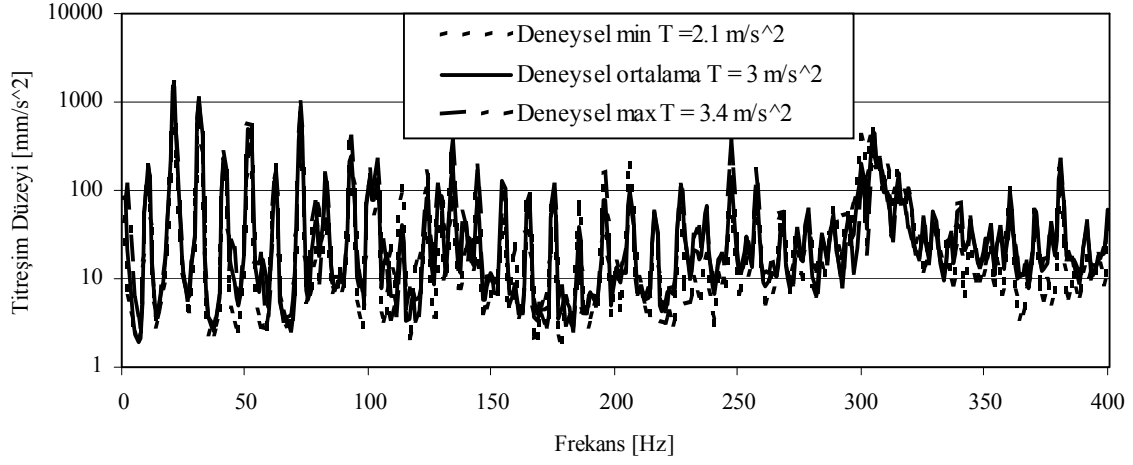
Maksimum, minimum ölçümler ve ortalamaları Şekil 10'de verilmektedir. Sayısal modelden ise, ivme düzeyi toplamı 2.9 m/s² olarak elde edilmiştir. Sayısal model ve ölçüm ortalaması Şekil 11'de verilmektedir. Her iki spektrum karşılaştırıldığında, sayısal model ile tepe frekanslarının tespit edilebildiği görülmüştür.



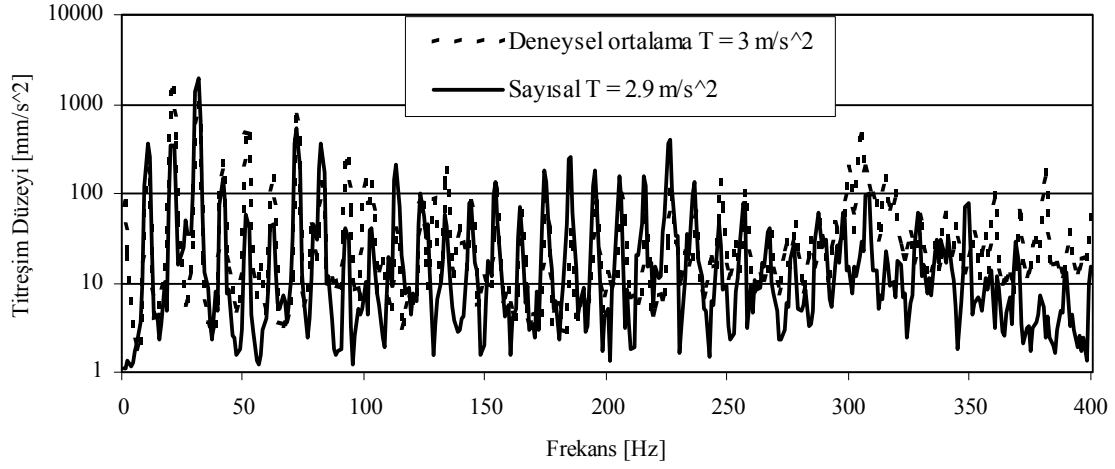
Şekil 9. Titreşim ölçüm düzeneği

Uygulama

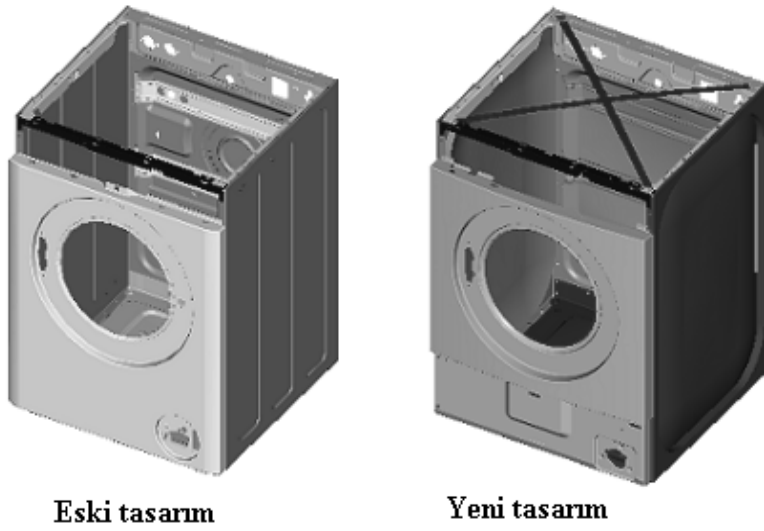
Mevcut gövde grubunun serbest-serbest sınır şartlarında, ilk doğal frekansı 26 Hz'de görülmektedir. İlk doğal frekansı 71 Hz olan bir gövde grubu tasarımının geliştirilmesi metodolojinin bir uygulaması olarak anlatılmıştır.



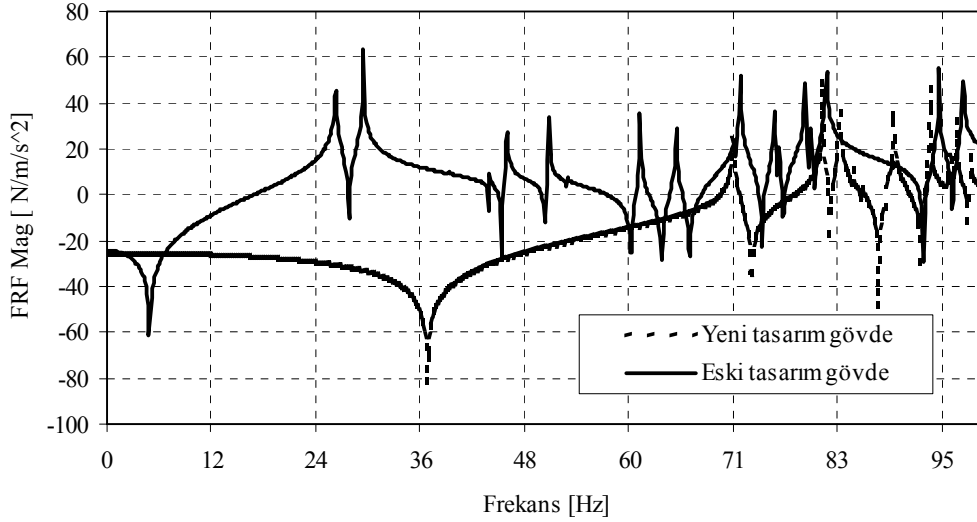
Şekil 10. Deneysel titreşim verileri



Şekil 11. Deneysel ve sayısal titreşim verileri



Şekil 12. Gövde eski ve yeni tasarımları



Şekil 13. Eski ve yeni tasarım gövde frekans cevap fonksiyonu

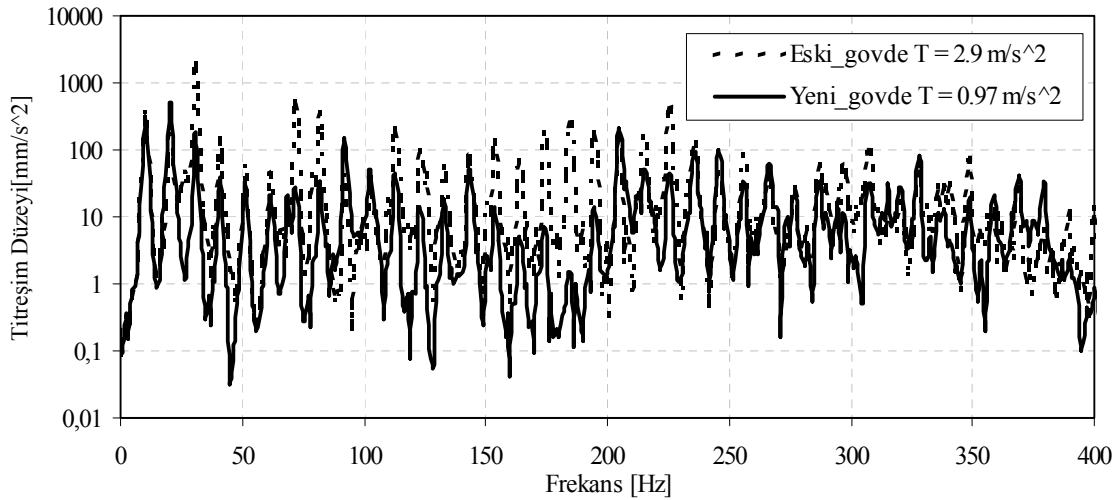
Eski ve yeni gövde tasarımları Şekil 12’de gösterilmektedir. Eski ve yeni tasarımın, 0-100 Hz frekans aralığındaki frekans cevap fonksiyonu Şekil 13’te gösterilmektedir.

Yeni gövde tasarımı sayısal modele eklenerek gövde üzerindeki zorlanmış titreşim cevabı analiz edilmiştir. Böylece, gövde grubunun ilk doğal frekansının 26 Hz’den 71 Hz’e yükseltilmesinin gövde titreşimine etkisi tespit edilmiştir. Şekil 14’te, yeni gövde tasarımının kullanılması ile sol paneldeki toplam titreşim düzeyinin 2.9 m/s^2 ’den 0.97 m/s^2 ’e düştüğü görülmektedir.

Sonuçlar

Bu çalışma ile, çamaşır makinası üreticilerinin kullanması amacıyla, çamaşır makinasının titreşim modelinin oluşturulabileceği bir metodoloji tanımlanmıştır. Bu metodoloji ile, üreticilerin talep ettiği sürede ve hassasiyette, tasarım aşamasındaki çamaşır makinasının titreşim performansı hakkında ön kestirim yapılabilecektir. Yapılan analizler ve değerlendirmeler gerçek üretim geometrileri üzerinde yapılacağından, tasarım grubuna doğrudan titreşim düzeyini azaltmaya yönelik tasarım önerileri yapılabilecektir. Böylece, çamaşır makinası üreticileri

Gövde Sol Panel



Şekil 14. Eski ve yeni tasarım gövde ile sol panel titreşim spektrumları

prototip ortaya çıktıktan sonra görülen titreşim problemlerinden kaynaklanan zaman ve maliyet kayıplarından kurtulmuş olacaktır. Kurulan çamaşır makinası modeli üzerinde yapılabilecek parametrik analiz, çamaşır makinası titreşimini azaltmak için yapılacak çalışmalara da ışık tutacaktır. Ayrıca, geliştirilen yeni tasarımlar ile titreşim düzeyinin ne mertebede düşürüldüğü de ön kestirimde bulunulabilecektir. Bu çalışma bir ekip çalışması olarak gerçekleştirildiğinden modelin kurulması çalışması paralel bir şekilde yürütülmektedir.

Böylece, modelin kurulması için geçen süre kısalmaktadır. Beyaz eşya endüstrisinde, çamaşır makinası tasarım süreleri kısa olduğundan modellerin kurulup değerlendirilmesi ve tasarım önerilerinin yapılması için geçen süre oldukça sınırlıdır. Bu nedenle, ekip çalışması bu çalışma için oldukça önemlidir. Bu çalışma sırasında gerçekleştirilen, malzeme özellikleri ölçüm sistemi, amortisör titreşim davranışı değerlendirme sistemi, serbest sınır şartlarında yapıların titreşim analizleri prosedürü, birbirine bağlı yapıların titreşim analizleri prosedürü ve yapıların zorlanmış titreşim cevabının belirlenmesi konularındaki çalışmalar ile hem cihaz hem de insan kaynağı bakımından önemli bir alt yapı hazırlanmıştır. Söz konusu alt yapı, yalnızca örnek olarak çalışılan çamaşır makinası modeli için değil, aynı zamanda bundan sonra tasarlanacak çamaşır makinası modelleri üzerine de uygulanabilecektir. Gerekli geliştirmeler yapılarak oluşturulan alt yapı beyaz eşya endüstrisindeki diğer makineler için de uygulanabilir.

Teşekkür

Çalışmanın gerçekleşmesi için verdiği destekten dolayı Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi teşekkürle anılır.

Kaynaklar

- Benfield W.A, Hruda R.F., (1971). Vibration analysis of structures by component mode substitution. *AIAA Journal*, **9**, 1255-1261.
- Bremer, H., (1999). On the dynamics of elastic multi-body systems, *Applied Mechanics*, **5**, 256-267.
- Cook, R., Malkus, D., ve Plesha, M., (1989). *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons Inc, 342-367, New York, NY.

- Conrad, D.C. (1994). The fundamentals of automatic washing machine design based upon dynamic constraints. *PhD thesis*, Purdue University, USA.
- Craig R.R., Bampton M.C.C., (1968). Coupling on substructure for dynamic analysis, *AIAA Journal*, **6**, 1313-1319.
- Craig R.R., (2000). Coupling of substructures for dynamic analyses: An overview, *Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 3-14, Atlanta, GA.
- Escalona, J.L., Mayo, J.M., ve Dominguez, J.A., (1998). A critical study of the use of the generalized impulse-momentum balance equations in flexible multibody systems. *Journal of Sound and Vibration*, **2**, 523-545.
- Ewins D.J., (1984). *Modal Testing: Theory and Practice*. Research Studies Press, 270-289, Somerset, England.
- Hintz R.M, (1965). Analytical methods in component modal synthesis, *AIAA Journal*, **3**, 678-685.
- Hurty W.C., (1965). Dynamic analysis of structural systems using component modes. *AIAA Journal*, **3**, 4, April, 678-685.
- Kato, Y. ve Honma, T. (1998). The Rayleigh-Ritz solution to estimate vibration characteristics of building floors. *Journal Sound and Vibration*, **4**, 354-366.
- Klosterman A.L., Mc Clelland, (1973). *Combining experimental and analytical techniques for dynamic system analysis, Theory and practice in finite element structural analysis*, University of Tokyo Press, 339-336, Tokyo.
- MacNeal, R.H, (1971). A hybrid method of component mode synthesis, *Computer & Structure*, **1**, 581-601.
- Meirovitch L., Hale A.L., (1981). On the substructure synthesis method, *AIAA Journal*, **19**, 940-947.
- Petyt M., (1983). *Introduction to finite element vibration analysis*, John Wiley & Sons Inc, 369-377, New York.
- Roberson, R.E. ve Schwertassek, R., (1988). *Dynamics of Multibody Systems*, 165-183, Springer Verlag, Berlin Heidelberg New York,.
- Soward, B., (1972). Spring-damper suspension system analysis for horizontal axis washing machines. *MS thesis*, University of Michigan, USA.
- Türkay, O.S., (1995). Formulation and implementation of parametric optimization of a washing machine suspension system. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **7**, 223-234.
- Wagner, F, (2000). Dynamicsof washing machine, *PhD thesis*, Fortschr.-Ber. VDI Reihe 11 Nr.287. Düsseldorf:VDI Verlag,.