

BİNEK ARAÇLARDA KULLANILAN GAZLI PİSTONLU BAGAJ KAPAĞI AÇMA-KAPAMA MEKANİZMALARININ İNCELENMESİ

*Ahmet YILDIZ **
*Osman KOPMAZ **
*Yusuf GÖKYER ***

Özet: Bu çalışmada binek araçlarda kullanılan gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizmaları teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Öncelikle bir dört çubuk mekanizması olduğu açıkça görülen bu mekanizmanın konum analizi yapılmıştır. Daha sonra virtuel işler ilkesine göre sanki-statik analizler yapılmış ve böylece ergonomi açısından en önemli parametrelerden biri olan kapağı açma ve kapama için gerekli el kuvveti hesaplanmıştır. Kurulan bu modeli doğrulamak için Türk Otomobil Fabrikası A. Ş. (TOFAŞ)' de mevcut olan bir araç üzerinde fiziksel testler yapılarak el kuvveti deneysel olarak da tespit edilmiştir. Nihayetinde, matematiksel modelden elde edilen sonuçlar ile deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Kurulan bu model farklı model araçlar için el kuvvetinin bulunmasında üreticilere kolaylık sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Bagaj Kapağı Mekanizmaları, Dört Çubuk, Gazlı Piston

Investigation of Gas Piston Actuated Opening-Closing Trunk Lid Mechanisms Used in Passenger Cars

Abstract: In this study, the gas piston actuated opening-closing trunk lid mechanisms used in passenger cars are investigated theoretically and experimentally. First, the position analysis of the mechanism which is a four-bar linkage has been carried out. Then the quasi-static analyzes according to the principle of virtual work have been made, and so the hand force, one of the most important parameters in terms of ergonomics, required for opening and closing the trunk lid has been calculated. In order to verify this developed model, the hand force has been determined also experimentally, performing the physical tests on an existing vehicle at Turkish Automobile Factory Inc. (TOFAŞ). Eventually, it is observed that the results obtained from mathematical model and the experimental measurements are compatible each other. This established model will provide convenience for manufacturers to determine the hand force for different model of vehicles.

Keywords: Trunk Lid Mechanisms, Four-Bar Linkage, Gas Piston

1. GİRİŞ

Bagaj kapağı açma-kapama mekanizmaları, hem binek hem de ticari araçlarda kullanılan ve birçok çeşidi bulunan temel araç ekipmanlarıdır. Bu mekanizmalar kullanıldığı aracın tipine göre

* Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059 Bursa.

** TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Yeni Yalova Yolu Cad. No: 574, 16369 Bursa.

İletişim Yazarı: A. Yıldız (ahmetyildiz@uludag.edu.tr)

farklılık göstermekle birlikte Şekil 1’de gösterilen gazlı pistonlu sistemler yaygın bir kullanıma sahiptir. Bu sistemin temel çalışma prensibi bir dört çubuk mekanizmasına dayanmaktadır.



Şekil 1:
Gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizması.

Şekil 1a’da görülen gazlı pistonlu açma-kapama mekanizmasında kapak, karoseri ve iki kol bir dört çubuk mekanizması oluşturmaktadır ve sistemde tahrik bir gaz esaslı pistonla sağlanmaktadır. Şekil 1b’de ise mekanizmanın açık ve kapalı halleri gösterilmiştir.

Üretici firmaların otomobile ilgili ergonomi standartlarını yakalayarak kullanıcıların bagaj kapağını açarken uyguladığı el kuvvetini tespit etmesi gerekmektedir. Gerekli el kuvvetini bulmak ise bagaj kapağı açma-kapama mekanizmasının incelenmesi ile mümkündür. Bu mekanizmalarda tahrik elemanı olan pistonun karakteristiği, mekanizmanın boyutları ve ayrıca kapağın ağırlığı ve geometrisi bu kuvveti etkileyen en önemli parametrelerdir.

Bagaj kapağı açma-kapama mekanizmalarına ilişkin az sayıda çalışma olmakla birlikte bu sistemler üzerine daha çok patentler mevcuttur. Bununla birlikte el kuvvetinin tespitine yönelik herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Baykuş ve diğ., (2011) çalışmalarında bir otobüsün bagaj kapağının açma-kapama mekanizmasıyla ilgilenilmektedir. Zhang ve Chen (2011) iki denge konumlu esnek bir bagaj kapağını analiz etmektedirler. Yazarlar ayrıca tasarım optimizasyonu da yapmaktadırlar. Benzer konuda yapılan bir lisansüstü tezinde (Duran, 2009) ülkemizde üretilen bir kesiksirt (hatchback) binek arabasının beşinci kapısı için çalışma hacmi esas alınarak altı ve dörtçubuk mekanizması alternatifleri araştırılmış, daha iktisatlı ve kolay montaj gibi faktörlere binaen dörtçubuk mekanizması tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla tip ve boyut sentezi yapılmıştır. Genel olarak çalışmalarda incelenen mekanizmaların analizleri Erdman ve Sandor (1984a ve 1984b), Freudenstein (1954) ile Su ve McCarthy (2007)’den ilham alınmıştır.

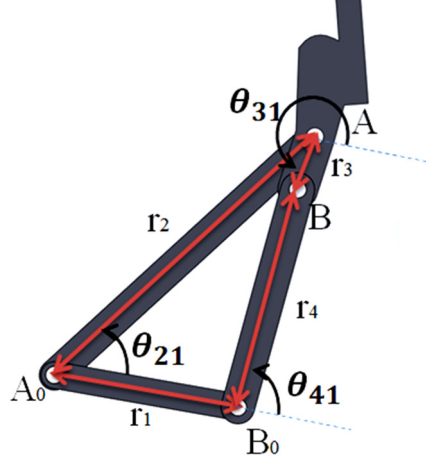
Bu çalışmada bir gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizmasının matematiksel modeli kurulmuş ve fiziksel testlerle de bu model doğrulanmıştır. Mekanizmada öncelikle konum analizi yapılmış ve sonra da virtuel işler ilkesine göre sanki-statik analizi gerçekleştirilmiştir. Modelin doğruluğunu sınamak için mevcut araç üzerinde fiziksel test yapılmış ve kapağı açmak için gerekli el kuvveti tespit edilmiştir. Matematiksel modelden elde edilen sonuçlar deneysel ölçümlerle uyumlu sonuçlar vermiştir. Böylece elde edilen sonuçlar üretici firmalara değişik modeller için gerekli el kuvvetinin bulunmasında önemli bir kaynak oluşturacaktır.

2. MEKANİZMANIN TEORİK MODELİ

Bu bölümde gazlı piston ile tahrik edilen bagaj kapağı mekanizmasının konum analizi ve statik analizi yapılarak kapağı açmak ve kapatmak için gerekli el kuvveti teorik olarak bulunacaktır.

2.1. Mekanizmanın Konum Analizi

Gazlı piston tahrikli mekanizmanın yapısı bir dört çubuk mekanizmasıdır ve Şekil 2’de mekanizmaya ait uzunluklar ve ölçüler gösterilmiştir.



Şekil 2:
Mekanizmanın şematik gösterimi.

A_0ABB_0 mekanizması bir dörtçubuk mekanizmasıdır ve tek serbestlik derecelidir. Buna göre mekanizmada konum analizi için θ_{31} ve θ_{41} 'in θ_{21} 'in fonksiyonu olarak bulunması gerekmektedir. Mekanizmada kolaylık açısından referans uzuv r_1 (A_0B_0 hattı) seçilmiş ve kompleks sayılar metodu kullanılmıştır. Mekanizmanın çevrim denklemi şöyledir:

$$\overline{A_0A} + \overline{AB} = \overline{A_0B_0} + \overline{B_0B} \quad (1)$$

$$r_2 e^{i\theta_{21}} + r_3 e^{i\theta_{31}} = r_1 + r_4 e^{i\theta_{41}} \quad (2)$$

Denklem (2)'nin eşleniğini yazarsak;

$$r_2 e^{-i\theta_{21}} + r_3 e^{-i\theta_{31}} = r_1 + r_4 e^{-i\theta_{41}} \quad (3)$$

Denklem (2) ve (3) taraf tarafa çarpılarak Freudenstein denklemi elde edilir:

$$K_1 \cos \theta_{41} + K_2 \cos(\theta_{41} - \theta_{21}) + K_3 = 0 \quad (4)$$

Burada K_1 , K_2 ve K_3 katsayıları şunlara eşittir:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= 2r_1 r_4 \\ K_2 &= -2r_2 r_4 \\ K_3 &= r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 + r_4^2 - 2r_1 r_2 \cos \theta_{21} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Aşağıdaki yeni değişkenler tanımlansın:

$$\left. \begin{aligned} a &:= K_1 + K_2 \cos \theta_{21} \\ b &:= K_2 \sin \theta_{21} \\ c &:= K_3 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Denklem (4) şu şekli alacaktır:

$$a \cos \theta_{41} + b \sin \theta_{41} + c = 0 \quad (7)$$

Yarım açı formülleri kullanılarak θ_{41} aşağıdaki gibi bulunur:

$$\theta_{41} = \tan^{-1}(\lambda_{1,2}) = \tan^{-1} \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - AC}}{A} \quad (8)$$

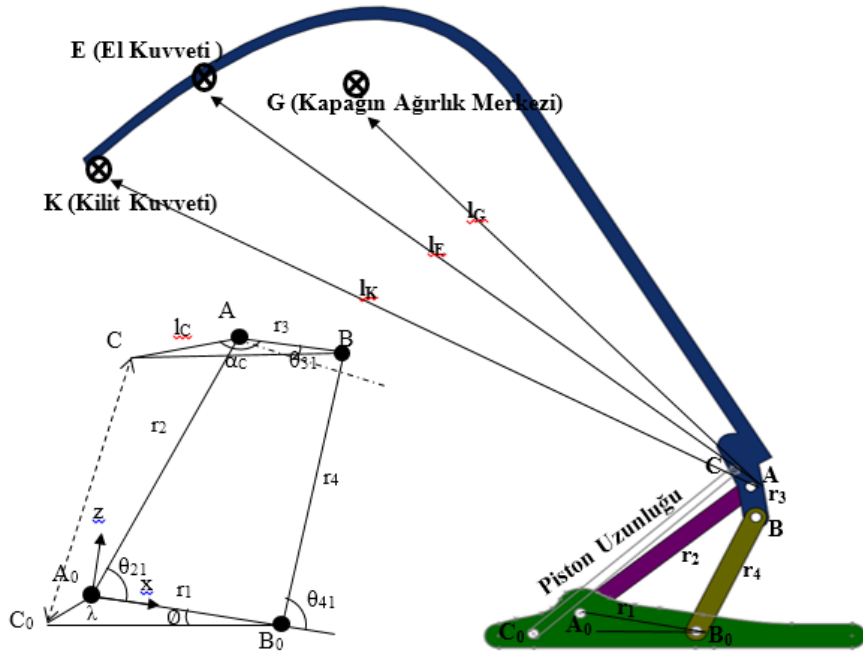
Burada;

$$\left. \begin{aligned} A &:= c - a \\ B &:= b \\ C &:= c + a \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

θ_{31} de benzer yol izlenerek bulunur; ancak burada işlemler verilmeyecektir.

2.2. Mekanizmanın Statik Analizi

Gazlı pistonlu bagaj kapağı açma kapama mekanizmalarında, bagaj kapağı sabit uzvu aracın gövdesi olan bir dört çubuk mekanizmanın biyelini oluşturmaktadır. Şekil 3'te bu sistemin şematığı ve ayrıca kapağın ağırlık merkezi olan G noktası, kapağı açmak için el kuvvetinin uygulandığı E noktası ve kapağın kapalı haldeyken kilitlendiği kilit kuvvetinin uygulandığı K noktası gösterilmiştir.



Şekil 3:

Gazlı pistonlu bir bagaj kapağı açma-kapama mekanizması ve şematik gösterimi.

El kuvvetleri hesabında; sabit bir noktaya göre moment alınması durumunda mekanizma kollarından gelen kuvvetler de denkleme gireceğinden işlemler çok zorlaşacaktır. Burada kolaylık sağlaması açısından virtuel işler ilkesinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu ilkeyi bütün mekanizmaya uygularken tüm mafsallarda sürtünme ihmal edilecektir. Benzer tarzda atalet kuvvetleri de göz önüne alınmayacaktır. Bu durumda virtuel işler ilkesini uygulamak için el kuvveti, gazlı amortisör kuvveti, ağırlık kuvveti ve kilit kuvveti tatbik noktalarının yer vektörleri önce kapağa göre, sonra gövdeye göre tanımlanacaktır.

Kapağın mekanizma kollarıyla bağlantı noktalarına A ve B denirse kuvvet tatbik noktalarının bu noktalara olan uzaklıklarının verilmesi yeterli olacaktır. Gazlı amortisör bağlantı noktalarının tanımlanması amortisörün gövdeye bağlantı noktası C₀ ve C ile gösterilecektir. Sanki-statik analiz için sisteme virtüel iş ilkesi uygulanırsa aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$2\vec{F}_{GA} \cdot \delta\vec{r}_C + \vec{W} \cdot \delta\vec{r}_G + \vec{F}_{EL} \cdot \delta\vec{r}_E + \vec{F}_K \cdot \delta\vec{r}_K = 0 \quad (10)$$

Burada \vec{F}_{GA} piston kuvveti, \vec{W} kapağın ağırlık kuvveti, \vec{F}_K kilit kuvveti ve \vec{F}_{EL} açmak-kapatmak için gerekli el kuvvetidir. Ayrıca $\delta\vec{r}_C$, $\delta\vec{r}_G$ ve $\delta\vec{r}_E$ sırasıyla C noktasının, G ağırlık merkezinin ve E el kuvvetinin uygulama noktasının yer vektörlerinin varyasyonunu ve $\delta\vec{r}_K$ ise K kilit kuvvetinin uygulandığı noktanın yer vektörünün varyasyonunu göstermektedir. Burada kilit kuvveti \vec{F}_K mevcut iken el kuvveti $\vec{F}_{EL} = \vec{0}$ olduğu, buna mukabil $\vec{F}_K = \vec{0}$ olduğunda \vec{F}_{EL} kuvvetinin sıfırdan farklı olduğu hatırlanmalıdır.

Denklem (10)'daki terimler karmaşık işlemler sonucu sistematik şekilde aşağıdaki gibi elde edilmişlerdir. Öncelikle yer vektörlerinin tanımlanması gerekmektedir. C₀ ve C noktalarının sabit referans eksen takımına göre yer vektörleri şöyle tanımlansın:

$$\vec{r}_{C_0} = \overline{A_0C_0} \triangleq \mathbf{C}_0 = C_0 e^{i(2\pi-\lambda)} = C_0 e^{-i\lambda} \quad (11)$$

$$\vec{r}_C = \overline{A_0C} = \overline{A_0A} + \overline{AC} \triangleq \mathbf{r}_2 + \mathbf{l}_C = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_C e^{i(2\pi-(\alpha_C-\theta_{31}))} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_C e^{i(\theta_{31}-\alpha_C)} \quad (12)$$

Burada λ ve α_C açıları Şekil 5'te gösterilmiştir. $\overline{C_0C}$ vektörünün birleşenleri ise şöyledir:

$$\overline{C_0C} = (r_2 \cos \theta_{21} + l_C \cos(\theta_{31} - \alpha_C) - C_0 \cos \lambda)\vec{i} + (r_2 \sin \theta_{21} + l_C \sin(\theta_{31} - \alpha_C) + C_0 \sin \lambda)\vec{k} \quad (13)$$

Ağırlık merkezinin yer vektörü, el kuvvetinin uygulama noktasının yer vektörü ve kilit kuvvetinin uygulama noktasının yer vektörü sırasıyla aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\vec{r}_G = \overline{A_0G} = \overline{A_0A} + \overline{AG} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_G e^{i(2\pi-(\alpha_G-\theta_{31}))} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_G e^{i(\theta_{31}-\alpha_G)} \quad (14)$$

$$\vec{r}_E = \overline{A_0E} = \overline{A_0A} + \overline{AE} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_E e^{i(2\pi-(\alpha_E-\theta_{31}))} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_E e^{i(\theta_{31}-\alpha_E)} \quad (15)$$

$$\vec{r}_K = \overline{A_0K} = \overline{A_0A} + \overline{AK} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_K e^{i(2\pi-(\alpha_K-\theta_{31}))} = r_2 e^{i\theta_{21}} + l_K e^{i(\theta_{31}-\alpha_K)} \quad (16)$$

Mekanizmaya etkiyen Denklem (10)'daki kuvvetlerin tanımlanması ise Şekil 5'te gösterilen x-z koordinat takımında kuvvetler bileşenleri cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir:

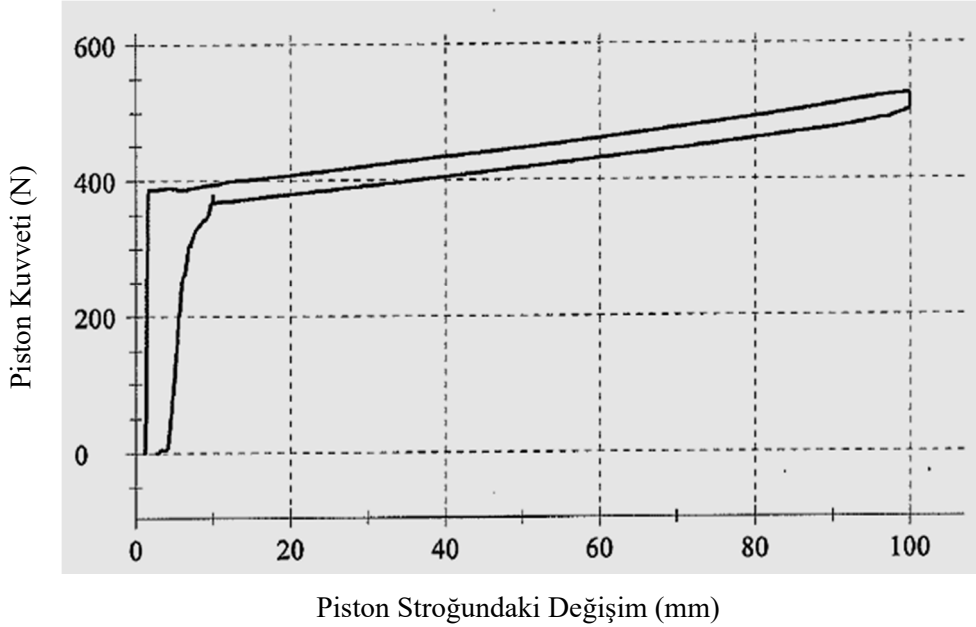
$$\vec{W} = W \sin \phi \vec{i} - W \cos \phi \vec{k} \quad (17)$$

$$\vec{F}_{EL} = -F_{EL} \sin \phi \vec{i} + F_{EL} \cos \phi \vec{k} \quad (18)$$

$$\vec{F}_K = F_K \sin \phi \vec{i} - F_K \cos \phi \vec{k} \quad (19)$$

Buradaki ϕ açısı Şekil 3'te gösterilmiştir. Tüm bu kuvvetlerin yanında kapağa uygulanan tahrik kuvveti görevi yapan \vec{F}_{GA} gazlı piston kuvvetini tanımlamak için, bu kuvvetin doğrultusundaki birim vektör tanımlanmalıdır. Piston kuvvetinin doğrultusu $\vec{C}_0\vec{C}$ vektörü ile aynıdır ve şöyle tanımlanır:

$$\vec{F}_{GA} = F_{GA} \vec{u}, \quad \vec{u} = \frac{\vec{C}_0\vec{C}}{|\vec{C}_0\vec{C}|}, \quad \vec{u} = \frac{1}{|\vec{C}_0\vec{C}|} = (r_2 \cos \theta_{21} + l_C \cos(\theta_{31} - \alpha_C) - C_0 \cos \lambda) \vec{i} + (r_2 \sin \theta_{21} + l_C \sin(\theta_{31} - \alpha_C) + C_0 \sin \lambda) \vec{k} \quad (20)$$



Şekil 4: Gazlı pistonun kuvvet karakteristiğinin deneysel sonuçları
(Piston Gaz Spring A. Ş. 'nin izniyle)

Gazlı piston kuvvetinin şiddetini bulmak için Şekil 4'te verilen araçta kullanılan bir gazlı pistonun açılma ve kapanma halinde deneysel olarak elde edilen kuvvet-strok karakteristiği verilmiştir. Bu kuvvet eğrisine uygun bir eğri uydurularak piston kuvveti elde edilir. Açılma hali için OA kısmı parabolik yaklaşım ile $0 \leq s \leq s_0$ şartı ile;

$$F_{GA} = -F_{GA}^A \left(\frac{s}{s_0}\right)^2 + 2F_{GA}^A \left(\frac{s}{s_0}\right) \quad (21)$$

şeklinde elde edilir. AB kısmında ise doğru yaklaşımı ile $s_0 < s < s_{maks}$ şartı ile;

$$F_{GA} = \frac{F_{GA}^B - F_{GA}^A}{s_{maks} - s_0} s + \frac{-F_{GA}^B s_0 + F_{GA}^A s_{maks}}{s_{maks} - s_0} \quad (22)$$

şeklinde elde edilir. Pistonun kapanma esnasında ürettiği kuvveti temsilen ise doğru yaklaşımı ile aşağıdaki formül çıkartılmıştır:

$$F_{GA} = \frac{F_{GA}^C - F_{GA}^D}{s_{maks}} s + F_{GA}^D \quad (23)$$

Burada $s = |\overrightarrow{C_0 C_{max}}| - |\overrightarrow{C_0 C}|$ ' dir. Şekil 6'da verilen gazlı piston kuvvet-strok grafiğindeki $s_0 = 10 \text{ mm}$, $F_{GA}^A(s_0) = 362.5 \text{ N}$, $F_{GA}^B(s_{maks}) = 475 \text{ N}$, $F_{GA}^C(s_{maks}) = 525 \text{ N}$ ve $F_{GA}^D(0) = 400 \text{ N}$ değerler Denklem 21-23' te yerine koyulursa açılma ve kapanma fazında piston kuvvetlerinin sayısal değerleri elde edilir. Denklem (10)'daki virtuel iş terimleri yer vektörlerinin varyasyonlarını alıp ilgili kuvvetlerle skaler çarpılarak sırasıyla aşağıdaki gibi bulunurlar:

Gazlı piston kuvvetinin virtuel işi:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{GA} \cdot \delta \vec{r}_C = F_{GA} \left\{ (r_2 \cos \theta_{21} + l_c \cos(\theta_{31} - \alpha_c) - C_0 \cos \lambda) \left(-r_2 \sin \theta_{21} - l_c \sin(\theta_{31} - \alpha_c) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \right) \right. \\ \left. + (r_2 \sin \theta_{21} + l_c \sin(\theta_{31} - \alpha_c) + C_0 \sin \lambda) \left(r_2 \cos \theta_{21} \right. \right. \\ \left. \left. + l_c \cos(\theta_{31} - \alpha_c) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \right) \right\} \delta \theta_{21} \end{aligned} \quad (24)$$

Ağırlık kuvvetinin virtuel işi:

$$\begin{aligned} \vec{W} \cdot \delta \vec{r}_C = -W \left\{ \left(r_2 \sin \theta_{21} + l_G \sin(\theta_{31} - \alpha_G) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \sin \phi \right) \right. \\ \left. + \left(r_2 \cos \theta_{21} + l_G \cos(\theta_{31} - \alpha_G) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \cos \phi \right) \right\} \delta \theta_{21} \end{aligned} \quad (25)$$

El kuvvetinin virtuel işi:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{EL} \cdot \delta \vec{r}_E = F_{EL} \left\{ \left(r_2 \sin \theta_{21} + l_E \sin(\theta_{31} - \alpha_E) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \sin \phi \right) \right. \\ \left. + \left(r_2 \cos \theta_{21} + l_E \cos(\theta_{31} - \alpha_E) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \cos \phi \right) \right\} \delta \theta_{21} \end{aligned} \quad (26)$$

Kilit kuvvetinin virtuel işi:

$$\begin{aligned} \vec{F}_K \cdot \delta \vec{r}_K = -F_K \left\{ \left(r_2 \sin \theta_{21} + l_K \sin(\theta_{31} - \alpha_K) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \sin \phi \right) \right. \\ \left. + \left(r_2 \cos \theta_{21} + l_K \cos(\theta_{31} - \alpha_K) \left(\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} \right) \cos \phi \right) \right\} \delta \theta_{21} \end{aligned} \quad (27)$$

Buradaki türev terimi mekanizma tekniğinden bilindiği gibi şöyledir:

$$\frac{d\theta_{31}}{d\theta_{21}} = \frac{\frac{d\theta_{31}}{dt}}{\frac{d\theta_{21}}{dt}} = \frac{\omega_{31}}{\omega_{21}} = -\frac{r_2 \sin(\theta_{41} - \theta_{21})}{r_3 \sin(\theta_{41} - \theta_{31})} \quad (28)$$

Kapak ağırlık merkezi, el kuvvetinin uygulama noktası ve kilit kuvvetinin uygulama noktasının yer vektörleri CAD datasından belirlenmiştir. Bu işlemler burada verilmeyecektir.

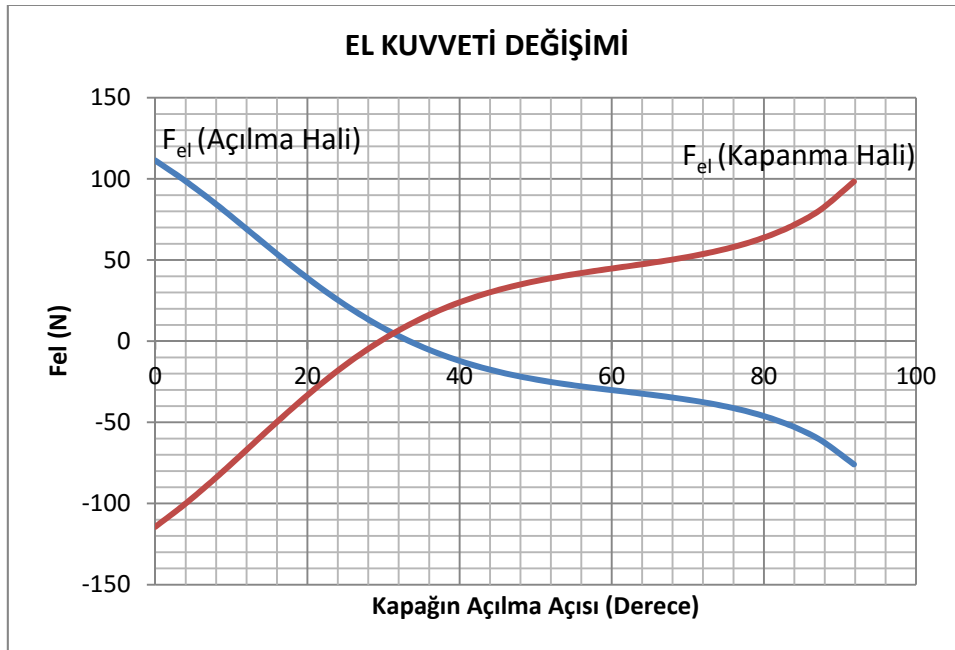
3. SAYISAL SONUÇLAR

Burada kurulan teorik modelin doğrulanması için mevcut bir araç üzerinde ölçümler yapılmış ve modelden elde edilen değerlerle kıyas edilmiştir. Teorik modelden elde edilen el kuvveti değerlerinin fiziksel ölçüm sonuçlarında elde edilen değerlerle uyumlu olduğu gözlenmiştir. İncelenen araç üzerindeki gazlı piston mekanizmasının ve aracın bagaj kapağının gerekli uzunluk ve ölçüleri Tablo 1’ de verilmiştir.

Tablo 1. İncelenen aracın bagaj kapağı ve açma-kapama mekanizmasına ait sayısal değerler

Mekanizma Ölçüleri		Mekanizma Açılarının Başlangıç Değerleri				W	130,75 N
r_1	81 mm	λ	124^0	α_E	$158,92^0$	l_E	488,81 mm
r_2	80 mm	\emptyset	$6,71^0$	α_K	$133,95^0$	l_K	488,73 mm
r_3	75 mm	α_C	$157,4^0$	l_C	47,72 mm	C_0C_{max}	290,00 mm
r_4	72 mm	α_G	$156,84^0$	l_G	303,24	C_0	44,89 mm

Tablo 1’de verilen değerler yukardaki bağıntılarda yerine koyulur ve sistematik bir şekilde çözdürülürse, Şekil 5’teki kapağı açmak ve kapatmak için gerekli el kuvveti eğrileri elde edilir.



Şekil 5:
Bagaj kapağın açılma ve kapanma hali için gerekli el kuvvetinin değişimi.



(a)

(b)

Şekil 6:

Bagaj kapağını açmak (a) ve kapatmak (b) için gerekli el kuvvetinin deneysel ölçümü.

Kapağı açmak için gerekli el kuvveti incelendiğinde; Şekil 5'ten elde edilen eğri ile Şekil 6'da gösterilen fiziksel test sonuçları bir uyum içerisindedir. Açılan bagaj kapağını kaldırmak için gerekli el kuvveti teorik hesap sonucu 110 N olarak hesaplanmıştır. Buna karşılık fiziksel ölçümlerde bu değer 115 N olarak ölçülmüştür. Kapağı kapatmak için gerekli el kuvveti teorik modelde 98 N olarak bulunmasına karşılık fiziksel testte 101 N olarak ölçülmüştür. Fiziksel test sonuçları ile teorik sonuçların çok küçük mertebelerde farklı çıkması, teorik modelde mafsallardaki sürtünmelerin ihmal edilmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca Şekil 5'ten görüldüğü gibi kapak kapalı iken 112 N'luk bir kilit kuvveti tutulmaktadır.

4. SONUÇ

Bu çalışmada gazlı pistonlu bir bagaj kapağı açma-kapama mekanizması teorik ve deneysel olarak incelenmiş ve bagaj kapağını açmak için gerekli el kuvveti ve kilit kuvveti tespit edilmiştir. Öncelikle dörtçubuk mekanizmasının konum analizi yapılmış ve sonra da virtuel işler ilkesine göre sanki-statik analizi gerçekleştirilmiştir. Kurulan matematiksel modelin doğrulanması için bu sistemin kullanıldığı mevcut bir araç üzerinde fiziksel testler yapılmış ve kapağı açmak için gerekli el kuvveti tespit edilmiştir. Teorik modelden elde edilen sonuçların deneysel ölçümlerden elde edilen değerlerle uyumlu olduğu görülmüştür. Böylece elde edilen teorik model üretici firmalara değişik araçlar için gerekli el kuvvetinin bulunmasında önemli bir kaynak oluşturacaktır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. (TOFAŞ) tarafından yürütülen '5. Kapı Kinematığının Tanımlanması ve Sıcaklık Duyarlı Gazlı Amortisör Geliştirilmesi' isimli 3130801 kodlu TÜBİTAK-TEYDEB projesinin bir bölümünü oluşturmaktadır. Çalışmaya destek veren TOFAŞ ve TÜBİTAK'a katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

1. Baykuş, B. Anlı, E. and Özkol, İ. (2011). Design and Kinematic Analysis of a Parallel Mechanism to be Utilized as a Luggage Door by an Analogy to a Four-Bar Mechanism, Engineering, Vol. 3, pp. 411-421.
2. Duran, Y. (2009). Design of a Mechanism for Opening Hatchback Car Baggage Door, Master Thesis, METU.
3. Erdman, A.G., Sandor, G.N. (1984a), Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 1, Prentice-Hall, USA.
4. Erdman, A.G., Sandor, G.N. (1984b), Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 2, Prentice-Hall, USA.
5. Freudenstein, F. (1954), An Analytical Approach to the Design of Four-Link Mechanism, Transactions of the ASME, 76, 483-492.
6. Su, H., McCarthy, J.M. (2007), Synthesis of bistable compliant four-bar mechanisms using polynomial homotopy. Journal of Mechanical Design 129(10), 1094-1098.
7. Zhang, S. and Chen, G. (2011). Design of Compliant Bistable Mechanism for Rear Trunk Lid of Cars, ICIRA 2011, Part1, LNAI7101, pp. 291-299.

Alınma Tarihi (Received) : 07.01.2015
Düzeltilme Tarihi (Revised) : 30.03.2015
Kabul Tarihi (Accepted) : 10.04.2015