



# ENGELLİLER İÇİN OTOBÜSLERE UYGUN ASANSÖR SİSTEMİ TASARIMI

**K. Turgut GÜRSEL, Aydın KATIRCIOĞLU**

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 35100-Bornova/İzmir

Geliş Tarihi : 14.03.2003

## ÖZET

Gelişen teknolojiye karşın, bedensel engelli insanların sosyal ve ekonomik yaşama katılımları binaların, çevre düzenlemelerinin ve özellikle de toplu ulaşım araçlarının elverişsizliği nedeniyle istenilen hızla gelişmemektedir. Konu ile ilgili çalışmaların azlığı nedeniyle, bu çalışma kapsamında bedensel engellilerin arabalarını, standart bir belediye otobüsünde sınırlı değişiklikler yaparak, hidrolik bir sistemle yerden otobüs zemini seviyesine kaldıran ve bu seviyeden tekrar yer düzlemine indiren bir asansör sistemi tasarlanmıştır. Proje oluşturulurken ilk önce standart bir belediye otobüsünün orta kapı boyutlarına göre genel bir konstrüksiyon tasarlanmıştır. Mekanizmaların boyutları belirlendikten sonra, kaldırma sistemi olarak platformu, engelli ve arabasını rahatça kaldırabilecek hidrolik bir devre oluşturulmuştur. Daha sonra sistemi oluşturan elemanların konstrüksiyonları kesinleştirilmiş ve bunların mukavemet hesapları yapılarak sistemin tasarımı tamamlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler :** Engelli, Asansör, Tasarım, Mukavemet analizi, Şehir içi otobüsü

## DESIGN OF CITY BUS LIFT FOR THE HANDICAPPEDS

### ABSTRACT

Although the technological developments, the handicappeds do not take part sufficiently in the social and economic life, because buildings, road construction features and means of the transport are not suitable for them. In this study, a lift for handicappeds was designed, that is supposed to be installed to the middle door of city buses. The lift, whose installation should require a few changes at the bus, is driven by a hydraulic system from the street to the level of the bus floor and vice-versa. In the work, at first a construction was developed in accordance with the dimensions of the middle door of a city bus. After determining of dimensions of all elements, a hydraulic mechanism was constructed, that raises the handicapped, its wheelchair and the platform. Furthermore the construction of the elements of the system were determined, and its proofs of strength analysis were indicated.

**Key Words :** The handicapped, Lift, Design, Strength analysis, City bus

## 1. GİRİŞ

Günümüzde ilerleyen teknolojiye ve çağdaşlaşmaya karşın, bedensel engelli yurttaşların toplumdaki diğer insanlar gibi rahatça hareket edebilme, ulaşımını sağlayabilme ve toplu ulaşım araçlarından yararlanma olanakları çok sınırlıdır. Bu

amaçla tasarlanmış özel taşıtlar olmakla birlikte, fiyatlarının yüksekliği ve düşük yolcu kapasiteleri nedeniyle bunlar genellikle idarelerce satın alınmamaktadır. Toplu taşıma araçlarında yapılacak belirli değişikliklerle, engellilerin de bu araçlara rahatça binip inebilmeleri sağlanarak, soruna oldukça düşük maliyetli ve uygun bir çözüm bulunabilir. Bu nedenle eldeki mevcut standart

taşıtlara monte edilebilecek bir asansör sistemiyle, engelli yurttaşların da bu ulaşım araçlarından yararlanmasını mümkün olacaktır.

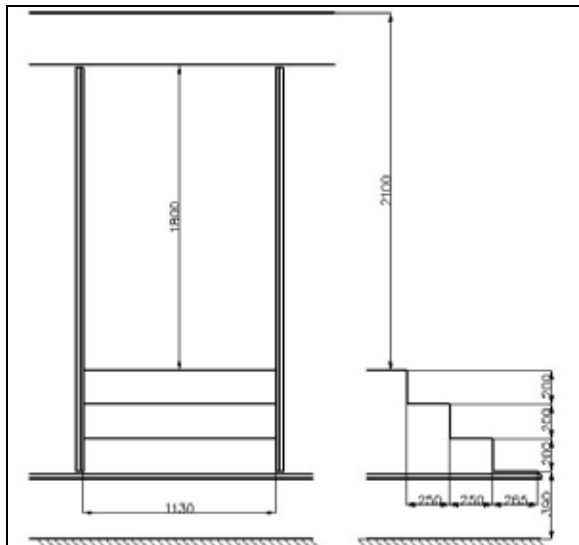
Bu amaçla kullanılan ve sonradan takılabilen değişik sistemler geliştirilmiştir [1, 2, 3]. Sonradan monte edilebilen bu asansörlerin dizaynında belirli kriterler göz önünde bulundurulmak zorundadır. Bu çalışmada aşağıda verilen kriterler gözetilerek bir asansör tasarımı gerçekleştirilmiştir:

- Araca monte edilirken araçta büyük değişiklikler gerektirmemeli,
- Kullanılmadığında araç içinde az yer kaplamalı,
- Kullanımı kolay, açılıp kapanması hızlı olmalı,
- Bu konuda kabul edilen standartlara uygun olmalı,
- Maliyeti oldukça düşük olmalı,
- Bakım ve onarım periyotları uzun olmalıdır.

## 2. GENEL TASARIM

### 2. 1. Sistemin Ana Boyutlarının Belirlenmesi

Ana boyutların belirlenmesinde tekerlekli sandalye asansörleri için oluşturulmuş standartlar ile, standart bir "BMC" şehiriçi otobüsünün orta kapı ölçüleri dikkate alınmış ve bu ölçüler genel hatlarıyla Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Şehiriçi otobüs orta kapı ölçüleri

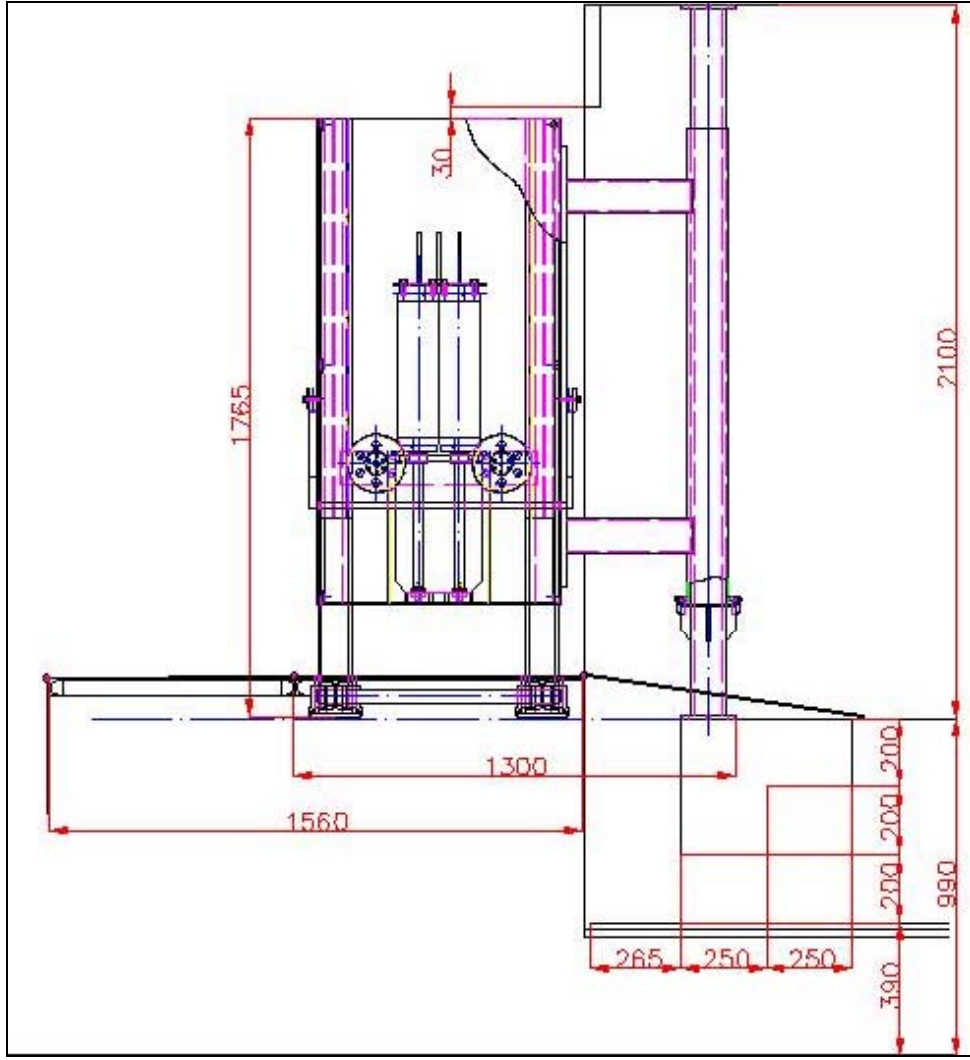
- Bu verilere göre, platformun yerden otobüs iç zeminine kadar kaldırılması için gereken yükseklik, basamak yükseklikleri (200 mm) ile aracın yerden yüksekliğinin (390 mm) toplamıdır ve bu değer 990 mm'dir.
- Platform açıldığında, kapı arasında kalması gerektiğinden ve asansörü taşıyan kolon yüksekliği otobüsün zemini ve tavanı arasındaki uzaklık kadar olması gerektiğinden, platform genişliği en çok 1100 mm ve platform mekanizması taşıyıcı kolon uzunluğu 2100 mm olmalıdır.
- Asansör ve mekanizmasının yüksekliği kapının üst noktasını geçemeyeceğinden 1700 mm'den küçük olmalıdır.
- Tekerlekli sandalye asansörleri için oluşturulmuş standartlardan yararlanılarak, katlanabilen taşıyıcı platformun boyunun en az 1200 mm ve eninin en az 750 mm olması gerektiği saptanmıştır.
- Sistemin kaldırma kapasitesi minimum 300 kg olmalıdır.

### 2. 2. Genel Konstrüksiyonun Belirlenmesi

Oluşturulacak mekanizmanın özellikleri ve uyması gereken kriterler Giriş'te belirtilmiştir. Maliyet, bakım ve onarım harcamaları sınırlı oranda yükselmekle birlikte, mekanizmanın ilk üç özelliği karşılayabilmesi için mutlaka çeşitli yönlere katlanabilir bir yapıya sahip olması gerekmektedir. Ayrıca montajda araca minimum sayıda noktadan sabitlenerek, araçta olabildiğince az değişiklik yapılması sağlanmalıdır. Standartlara uygunluk amacıyla, yardımcı mekanik sistemlerden yararlanılarak minimum kol gücü kullanılmalıdır. Ancak maliyetin, bakım ve onarım giderlerinin sınırlı tutulabilmesi için platform levhalarının manuel olarak katlanması ve tüm mekanizmanın otobüs içine veya dışına manuel olarak çekilmesi öngörülmüştür.

Tüm bu özellikleri karşılayabilmek için Şekil 2'deki gibi otobüse sadece taban ve tavanından sabitlenmiş, otobüsün içine ve dışına manuel olarak çekilebilen ve aynı zamanda çok levhalı olarak manuel katlanabilen taşıyıcı platformlardan oluşan, kaldırma kuvvetini hidrolik bir sistemle sağlayan bir asansör sistemi oluşturulmuştur.

Bu mekanizmanın araca montajının sağlanabilmesi için, sadece araç zemin ve tavanında asansörü taşıyan kolonla bağlantı bölgelerinde gerekli takviyeler yapılmasına ve kapıların dışa açılmasını sağlayacak düzenlemelere gerek vardır. Bu değişikliklerin maliyeti ise oldukça sınırlıdır.

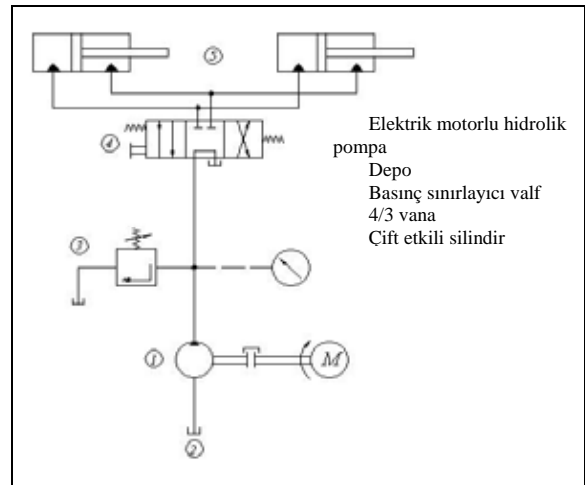


Şekil 2. Genel konstrüksiyon

### 3. HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

#### 3. 1. Hidrolik devre şeması

Şekil 3'de verilen basit şemada, sistemde kullanılan hidrolik devre görülmektedir. Devrede bulunan basit debili pompa, depodan emdiği yağı devreye göndermektedir. El kumandalı yön değiştirme vanası sağa ya da sola itilerek hidrolik silindirin ileri veya geri hareket etmesi sağlanır. Ayrıca devrenin emniyetini sağlamak üzere pompa çıkışına bir adet yüksek basınç vanası ile devredeki basıncı okumak üzere bir adet manometre konulmuştur. Sistem için gerekli itme kuvvetini sağlayabilmek için iki adet çift etkili silindir öngörülmüştür (Katırcıoğlu, 2002).



Şekil 3. Hidrolik devre şeması (Katırcıoğlu, 2002)

### 3. 2. Profil Silindir Seçimi

Profil silindir seçimini yaparken kaldırılmak istenen ağırlığı, kaldırma yüksekliğini ve silindirin boyutlarını göz önünde bulundurmak gerekir. Daha önce de belirtildiği gibi tekerlekli sandalye kaldıraçları için belirlenen minimum kaldırma yükü olan 300 kg'a platform ağırlığı da eklenince bu değer yaklaşık 3434 N olur.

Kaldırma yüksekliği araç ölçülerine göre 990 mm olarak saptanmıştır. Fakat silindir stroku seçimi bu ölçüye göre belirlenirse, silindir açıldığında silindir uzunluğunun daha önce saptandığı gibi genel tasarım ölçülerinin dışına çıktığı görülür. Bu nedenle daha küçük silindir stroku ile istenilen kaldırma yüksekliğini sağlayabilmek için, bir dişli çark kramayer dişli mekanizması kullanılmak zorundadır. Bu mekanizma ile istenilen kaldırma yüksekliği elde edilmekle beraber, silindirden istenen itme kuvveti dişlilerdeki çevrim oranı kadar artmaktadır. Silindir stroku genel konstrüsyona uygun olarak 350 mm seçilirse, çevrim oranı, kaldırma yüksekliğinin

silindir strokuna bölünmesi ile 2.829 olarak bulunur. Silindirden istenen itme kuvveti ise, çevrim oranı ile kaldırılmak istenen ağırlığın çarpımına yani 9715 N'a eşittir.

Mannesmann Engineering Rexroth katalog verilerine göre istenilen itme kuvvetini verebilen herhangi bir silindir olmadığından iki adet silindir kullanılmak zorundadır (Anon., 2000; 2001). Buna göre katalogtan piston çapı 125 mm olan iki adet silindir seçilirse, teorik itme kuvveti 14726 N olur.

### 3. 3. Motor Seçimi

Seçilecek motorun, belirlenen silindirlerin debi (Q) ve güç (N) ihtiyacını Tablo 1'deki bağıntıya göre sağlaması gerekir. Burada P silindirlerden elde edilmesi gerekli basıncı göstermektedir ve bir silindirin oluşturması gerekli olan itme kuvvetinin silindir enkesit alanına bölünmesiyle bulunur. Ayrıca  $t = 5$  s alınarak debi değeri belirlenir ve iki silindir için gerekli güç miktarı Tablo 1'deki gibi  $N = 700$  kW olarak saptanır.

Tablo 1. Motora Ait Karakteristik Değerlerin Belirlenmesi

$P=F/A$	$F=9712/2$	$A=122.72 \text{ cm}^2$	$P=39.6 \text{ N/cm}^2$
$Q=V/t$	$V=4295.2 \text{ cm}^3$	$t=5 \text{ s}$	$Q=859.1 \text{ cm}^3/\text{s}$
$N_0=P \cdot Q = 0.3402 \text{ kW}$	$N=2 \cdot N_0 = 0.681 \text{ kW}$		
Motordan istenen özellikler			
$P = 39.6 \text{ N/cm}^2 = 4 \text{ bar}$	$Q = 859.1 \text{ cm}^3$		$N > 0.681 \text{ kW}$

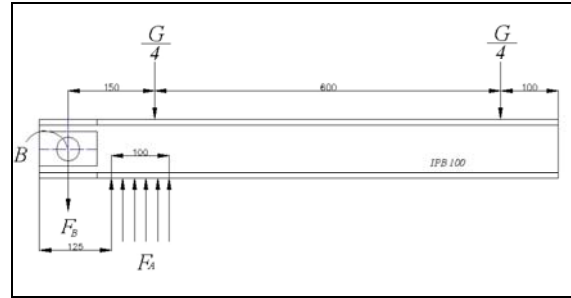
## 4. ELEMENLARIN TASARIMI

### 4. 1. Taşıyıcı Platform

Taşıyıcı platform, tekerlekli sandalyenin zeminden otobüs seviyesine kaldırılmasını sağlayan yüzeyel elemandır. Platform tutucuya bir aks ile bağlanmıştır ve bu aksın eksen etrafında dönerek katlanabilme özelliğine sahiptir. Yere paralel olduğu konumda, üzerinde Şekil 4'de görüldüğü gibi bir kuvvet dağılımı oluşur. Bu konumda maksimum yük taşıdığı durumda üzerinde meydana gelen maksimum gerilmelere ( $\tau_{\max}$ ,  $\sigma_{\max}$ ) göre mukavemet kontrolü yapılır.

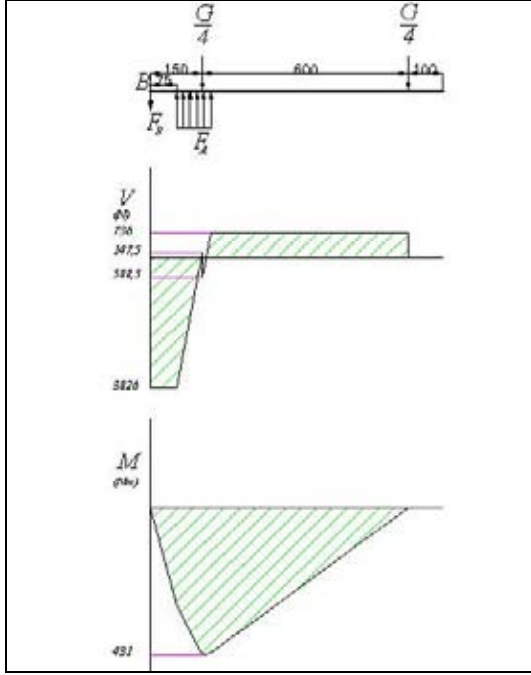
G tekerlekli sandalye ve engelli ağırlığı olmak üzere toplam 300 kg'dır ve Şekil 4'den yararlanılarak tepki kuvvetleri aşağıdaki gibi bulunur:

$$F_A = 53 \text{ kN/m}; \quad F_B = 3.83 \text{ kN}$$



Şekil 4. Taşıyıcı platform üzerindeki kuvvetler

Şekil 5'den görüldüğü gibi, maksimum moment  $M_{\max} = 431 \text{ Nm}$  ve maksimum kesme kuvveti  $V_{\max} = 3826 \text{ N}$  olarak saptanmıştır. IPB 100 profili seçildiğinde, profile ait enkesit ve dolayısıyla gerilme değerlerinin aşağıdaki gibi yeterli olduğu anlaşılır.



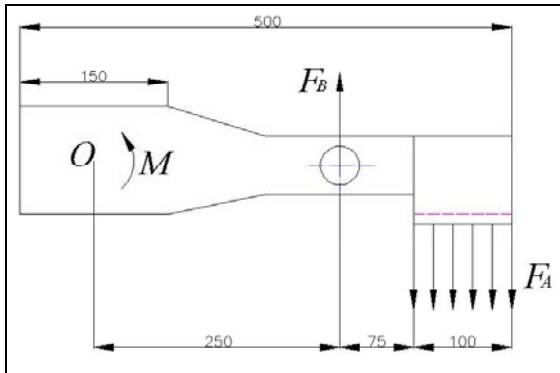
Şekil 5. Taşıyıcı platformdaki kuvvet ve moment diyagramları

$$A = 26 \text{ cm}^2; \quad W = 89.9 \text{ cm}^3; \quad I_x = 450 \text{ cm}^4$$

$$\tau_{\max} = V_{\max} / A = 148 \text{ N/cm}^2; \quad \sigma_{\max} = M_{\max} / W = 480 \text{ N/cm}^2$$

#### 4. 2. Platform Tutucu

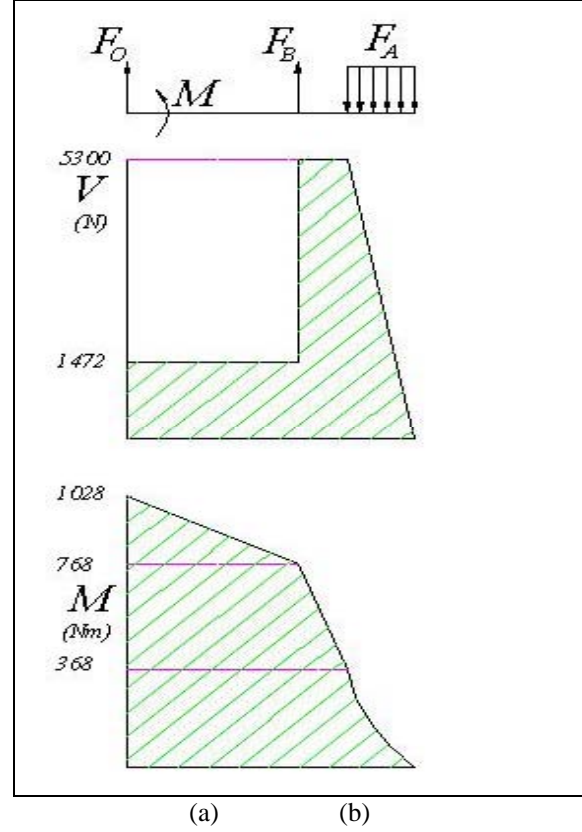
Platform tutucu, katlanabilen platformları aksa bağlar ve bu aksın eksenini etrafında  $90^\circ$  dönebilmesini sağlar. Ayrıca kaldırma ayakları bağlantısı nedeniyle platformların düşey hareketini sağlayan elemandır. Platform tutucu, platformlar yere paralel konumda iken taşıyıcı platform ile temas bölgesindeki ve aks bağlantı noktalarındaki tepki kuvvetlerine maruz kalır (Şekil 6). Bu kuvvetlerin oluşturduğu moment, platform tutucunun ayakla olan rijit bağlantısı nedeniyle ayağa aktarılır.



Şekil 6. Platform tutucu üzerindeki kuvvetler

Şekil 6 ve 7 yardımıyla sırayla enkesite ait tepki kuvvet ve moment değerleri, kritik kesitteki gerilmeler ile maksimum momentin oluştuğu yerdeki değerler aşağıdaki gibi bulunur (Tablo 2).

$$M = 1028 \text{ Nm}; \quad F_O = 1471.5 \text{ N}$$



Şekil 7. Platform tutucudaki kuvvet ve moment diyagramları

Tablo 2. En küçük Kesitteki ve En Büyük Momentin Oluştugu Yerdeki Gerilmeler

	A (cm <sup>2</sup> )	Y (cm)	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	M (Nm)	$\tau$ (N/cm <sup>2</sup> )	$\sigma$ (N/cm <sup>2</sup> )
(a) En büyük moment	22	5,5	111	1028	241	5094
(b) En küçük kesit	4	3	25,3	768	132 5	9107

Elde edilen gerilme değerlerine göre parça boyutlarının emniyetli seçildiği görülür.

#### 4. 3. Aks

Aks, sağ ve sol ayaklar ile platform tutucuları birbirine bağlayan elemandır. Katlanabilen platformların eksenini çevresinde dönme hareketi yapmasını sağlar. Daha önce hesaplanan  $F_B$  tepki kuvvetlerine maruz kalır.

Şekil 8'den  $F = F_B / 2 = 3826 / 2 = 1913$  N olarak saptanır. Aks eğilme dışında burulmaya da zorlandığından, burulma momenti ile minimum çapı (C60;  $\sigma_{em} = 100$  N / mm<sup>2</sup>) aşağıdaki gibi elde edilir ve aks çapı 40 mm olarak seçildiği için uygun olduğu görülür.

$$M_b = (F_B / 2) \cdot (e / 2) = 1913 \cdot 0,056 / 2 = 53,56 \text{ Nm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \sigma_{em}}} = 17,6 \text{ mm}$$



Şekil 8. Aks üzerindeki kuvvetler

#### 4. 4. Dişli Çarklar

Platformu zeminden otobüs seviyesine çıkarmak ve gerekli mesafeyi kullanılan hidrolik silindirlerin stroku ile karşılayabilmek için, aynı eksen etrafında birlikte dönen fakat çapları birbirinden farklı dişli

çarklar kullanılır. Bir kramayer dişli, silindirden aldığı doğrusal hareketi küçük çaplı dişliye ileterek dairesel hareket oluşturur. Küçük çaplı dişli ile büyük çaplı dişli aynı devir sayısıya dönmeye başlar. Büyük çaplı dişli ile tahrik edilen başka bir kramayer dişli ile dairesel hareket tekrar doğrusal harekete çevrilir; fakat dişli çaplarının oranı ile oluşan çevrim oranına bağlı olarak artan bir doğrusal hız oluşur.

Daha önce bulunan bu çevrim oranını (2.829) sağlayacak dişlilerin boyutlarının bulunması için, önce dişlilerin modül hesapları yapılır. Bunun için küçük çaplı dişliye uygulanan dik kuvvet ile pinyon dişlinin modülü 4 mm ve diş sayısı 17 seçilerek, dişli taksimat dairesi yarıçapı 34 mm olarak saptanır ve dişliye uygulanan moment aşağıdaki gibi bulunur:

$$M = r \cdot F_{90} = 34 \cdot (9712 / 2) \cdot \cos 20 = 15514,2 \text{ daNmm}$$

Bu moment değerine göre pinyon dişlinin modül kontrolü Tablo 3 yardımıyla yapılmış ve seçilen  $m = 4$  mm değerinin uygun olduğu görülmüştür. Ayrıca bu modül değerine göre pinyon dişli ölçüleri Tablo 3'deki gibi saptanmıştır.

Tablo 3. Pinyon Dişlilerin Modül Kontrolü ve Çap Değerleri

	Küçük Dişli	Büyük Dişli		Küçük dişli [mm]	Büyük dişli [mm]
$q_k$ : $\alpha_0 = 20^\circ$ için form faktörü (Ötelemsiz dişli çarklar için)	2	2	$d_0 = m \cdot z$	68	192
$c_b$ : İşletme faktörü	1,5	1,5	Taksimat dairesi çapı		
$\lambda$ : Diş genişliği faktörü	15	15	$d_b = d_0 + 2m$	76	200
$z$ : Diş sayısı	17	48	Baş dairesi çapı		
$\sigma_{em} = \sigma_{DSG} / 1,5$ [daN/mm <sup>2</sup> ]	22	22	$d_t = d_0 - 2m$	60	184
			Diş dibi dairesi çapı		
			$d_g = d_0 \cdot \cos \alpha$	63,9	180,4
			Temel dairesi çapı		
			$s_0$	6,28	6,28
			Diş kalınlığı		
$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot q_k \cdot M \cdot c_b}{\lambda \cdot z \cdot \sigma_{em}}}$ [mm]	2,55	1,8			

Büyük dişli de aynı momente maruz kaldığından, bu dişli için modül hesabı yapabilmek amacıyla diş sayısının saptanması gerekir. Büyük dişli çapının, küçük dişliden çevrim oranı kadar büyük olması gereklidir. Dolayısıyla büyük dişli taksimat dairesi çapı, çevrim oranı ve küçük dişli çapından yararlanılarak 192.34 mm olarak saptanır. Modül 4 mm olarak seçilirse diş sayısı  $z = 48$  diş alınarak Tablo 3'deki hesap yapıldığında, seçilen  $m = 4$  mm değerinin uygun olduğu anlaşılır. Bu modül

değerine göre büyük dişli ölçüleri yine Tablo 3'de verilmiştir.

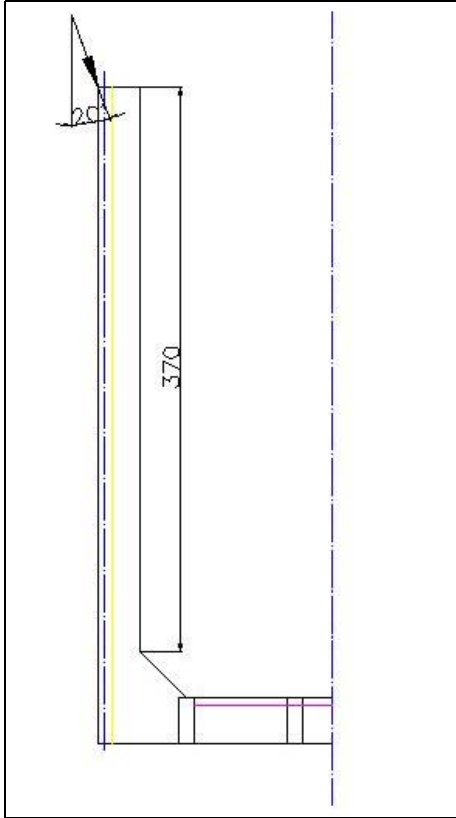
#### 4. 5. Hidrolik Silindir Kramayer Dişlisi

Bu dişli, hidrolik silindirden aldığı doğrusal hareketi dairesel harekete dönüştürmesi için dişli çarklara ileten elemandır (Şekil 9, 10). Uzunluğu silindirin stroğu kadardır. Pinyon dişli ile eş çalışması için kramayer dişlinin modülü, pinyon dişlinin modülü ile aynı seçilerek bu modüle göre diş ölçüleri

belirlenir. Kramayer dişli pinyon, dişliye ilettiği kuvvetin tepkisi nedeniyle eğilmeye zorlanır. Oluşacak en yüksek moment hidrolik silindirin stroğu tamamladığında, yani platform en üst seviyeye çıktığında (Şekil 9) meydana gelir. Parçanın dayanımını ölçmek için bu konumda en zayıf kesitteki gerilmeleri hesaplamak gerekir. Minimum kesit özellikleri ve maksimum gerilme değerleri aşağıdaki gibi belirlendiğinden ve dişlilerde seçilen 20MnCr5 malzemesi için  $\sigma_{em} = 220 \text{ N/mm}^2$  olduğundan eleman emniyetlidir:

$$M_{max} = r_{max} \cdot F = 0,370 \cdot (9712 / 2) \cdot \sin 20 = 614.5 \text{ Nm}$$

$$I_x = 96000 \text{ mm}^4 ; \quad c = 9 \text{ mm} ; \quad \sigma_{max} = 57.6 \text{ N/mm}^2$$



Şekil 9. Kramayer dişli

#### 4. 6. Taşıyıcı Ayak Kramayer Dişlileri

Taşıyıcı ayak kramayer dişlileri, dişli çarklardan aldığı tahrikle dairesel hareketi tekrar doğrusal harekete çevirerek platformun hareketini sağlayan dişlilerdir. Uzunlukları platformların kaldırma yüksekliği kadardır. Büyük çaplı dişli ile eş çalıştıklarından, dişlerin modülü büyük çaplı dişlinin modülü ile aynı seçilir. Dişlerin boyutları da bu modüle göre belirlenir.

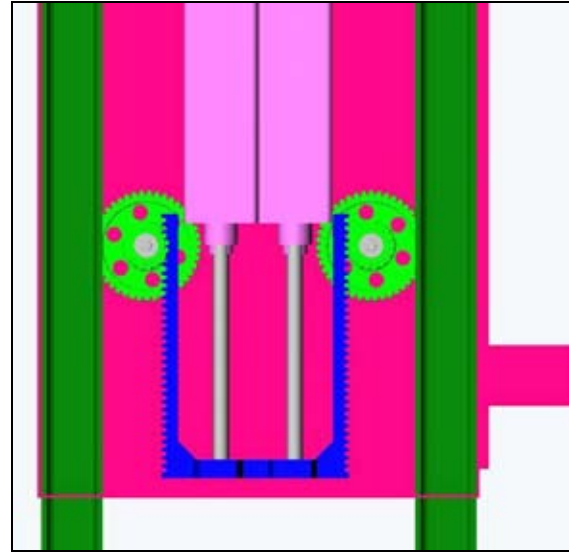
Taşıyıcı ayak olarak IPB 100 profili seçilmiştir. Kramayer dişli bu profilin içine yerleştirilir. Bu ayaklar platform tutucu tasarlanırken bulunan momente maruz kalırlar. Belirlenen bu momente göre elemanın boyutlarının aşağıdaki gibi yeterli olduğu saptanır:

$$M = 102800 \text{ Ncm}; \quad I_y = 167 \text{ cm}^4; \quad y = 5 \text{ cm}$$

$$\sigma_{max} = 3078 \text{ N/cm}^2 < 14000 \text{ N/cm}^2$$

#### 4. 7. Dişlilerin Aks Açıklığının Bulunması

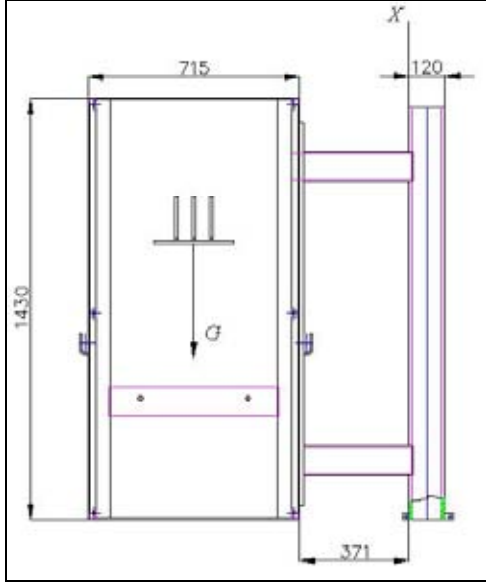
Şekil 10'dan da görüldüğü gibi hidrolik silindir kramayer dişlileri iki silindiri arasına alacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu nedenle bir taraftaki kramayer dişlisinin orta ekseninden uzaklığının, bir silindirin genişliği ile kramayer dişli kalınlığının toplamından fazla olması gerekir. Dişlilerin konumları ayarlanırken bu veri temel olarak alınmış ve taşıyıcı ayak ile orta eksen arası uzaklık 302.5 mm olarak saptanmıştır.



Şekil 10. Hidrolik silindirler ve dişliler

#### 4. 8. Kasa

Kasa; hidrolik silindirlerin ve tüm dişli çarkların monte edildiği, ayakların doğrusal hareketini sağlayan kanalların karşılıklarının bulunduğu ve tüm sistemin otobüse sabitlenen kolonun eksenini etrafında dönerek otobüsün içine ve dışına doğru hareketini sağlayan elemandır. Sistemin tüm ağırlığı, kolon eksenini çevresinde dönmeyi sağlayan kasanın bağlandığı profillerle taşınır. Bu nedenle mukavemet analizinin bu profiller dikkate alınarak yapılması uygundur (Şekil 11).



Şekil 11. Kasa

Sistemin ve taşınan yükün ağırlığı (981 + 2943) 3924 N tutmakta, X eksenine göre M momenti aşağıdaki gibi gerçekleşmektedir:  $M = r \cdot G = 285.864 \text{ Ncm}$

$$I_x = 370 \text{ cm}^4; \quad y = 5 \text{ cm}; \quad \sigma_{\max} = 3863 \text{ N/cm}^2 < 14000 \text{ N/cm}^2$$

Kesitin özellikleri ve mukavemetinin yeterli olduğu yukarıdaki değerlerden anlaşılmaktadır.

#### 4. 9. Kolon

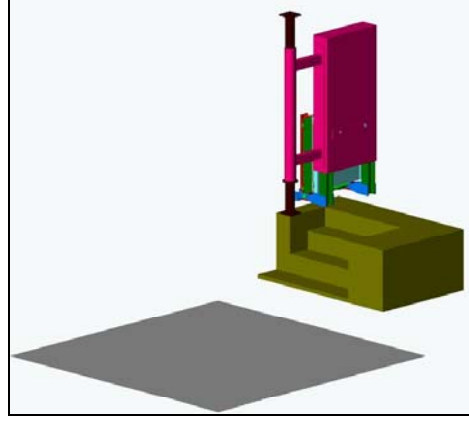
Kolon, kasayı dolayısıyla tüm sistemi otobüse bağlayan elemandır ve sistemin bunun ekseninde dönmesiyle otobüsün içine ve dışına doğru hareketi sağlanır. Kasayı taşıyan kollara uygulanan momentin aynen kolona iletildiği varsayıldığında, kolonda oluşan maksimum gerilme öngörülen sınırlar içinde kalır:

$$\sigma_{\max} = 4932,1 \text{ N/cm}^2 < 14000 \text{ N/cm}^2$$

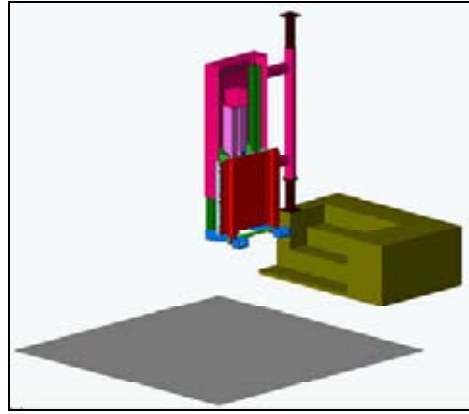
### 5. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında geliştirilen engelliler için şehiriçi otobüslere uygun asansör sisteminde; maliyeti düşük, bakım ve onarım masraflarını sınırlı tutmak, ayrıca sistem ağırlığını da mümkün olduğunca azaltmak ana hedef olarak dikkate alınmıştır. Bunun için, platform levhalarının manuel olarak katlanması öngörülerek, sistem elemanlarının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Montajı yapılan sistemin otobüs içindeki durumu Şekil 12'de

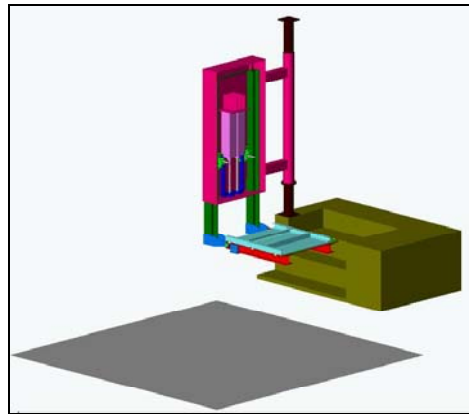
verilmektedir. Şekil 13-16'da sırayla asansör sisteminin dışarı çekilmiş ve platform levhaları açılmış hali görülmektedir. Engelliler için geliştirilen bu tasarım, mevcut şehiriçi otobüslere monte edilecek şekilde gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla söz konusu dizayn yeni üretilen otobüslere daha kolay uygulanabilecektir.



Şekil 12. Platform katlanmış ve araç içine alınmış

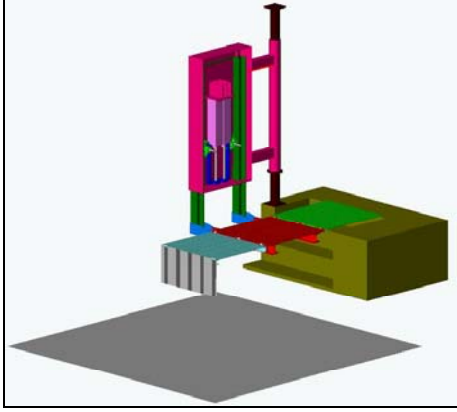


Şekil 13. Platform katlanmış ve araç dışına çıkarılmış

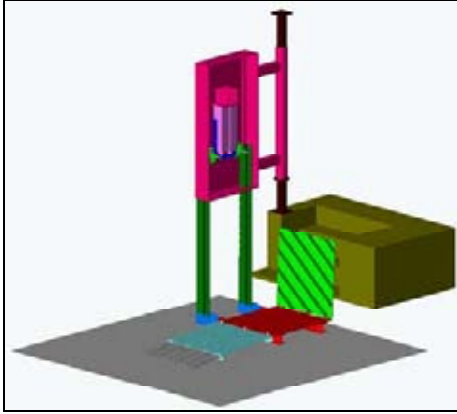


Şekil 14. Platform en üst konumda





Şekil 15. Platform en üst konumda ve levhalar açılmış



Şekil 16. Platform en alt konumda ve levhalar açık

## 6. KAYNAKLAR

Anonim, 2000. Ors Rulman Kataloğu.

Anonim, 2001. Mannesmann Hidrolik Profil Silindir Kataloğu.

<http://www.dpa.org.sg>.

<http://www.iETT.gov.tr/yenilikler/ozurlu.htm> .

<http://www.mobilityequipment.com/products.html> .

Katırcıoğlu, A. 2002.Özürlülerin Arabalarıyla Toplu Taşıma Araçlarına Binmesi ve İnmesi İçin Platform Mekanizmasının Projelendirilmesi, Bitirme Tezi, E. Ü. Müh. Fak., Makine Mühendisliği Bölümü.