

DİNAMİK ÇARPMA TESTLERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE SİMULASYONU

Ümit KOCABIÇAK

SAÜ Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü / SAKARYA

ÖZET

Yoldışı araçlarının eğimli arazilerde devrilmesi durumunda sürücü güvenliğinin sağlanması için bu araçların güvenlik kabini ile teçhiz edilmesi öngörülmüş ve bu konuda uyulması zorunlu olan ulusal ve uluslararası standartlar geliştirilmiştir. Standartlarda belirtilen statik ve dinamik testlerin gerçekleştirilmesi hem maliyetli hem de fazla zaman almaktadır. Güvenlik kabinlerinin daha tasarım aşamasında bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle Statik Yükleme ve Dinamik Çarpma Testlerinin simulasyonunun yapılması tasarım, imalat ve test harcamalarını azaltmaktadır.

Bu çalışmada, güvenlik kabinlerinin dinamik çarpma testlerinin simulasyonu için bir sonlu elemanlar modeli oluşturuldu. Pratik bir uygulama olarak test sonuçları bilinen bir traktör güvenlik kabine uygulandı. Elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında bilgisayar yardımıyla dinamik çarpma testlerinin simulasyonunun yapılabileceğini göstermiştir.

1. GİRİŞ

Eğimli arazilerde, çukurlu veya hendekli tarlalarda devrilme tehlikesi ile karşı karşıya kalan yoldışı araçlarının güvenlik kabinleri ilgili ilk çalışmalar, gerçek devirme testleri ile başlamış, daha sonra çarpma testleri yaygın olarak kullanılmıştır. Son zamanlarda uygulama kolaylığı bakımından statik yükleme testleri önem kazanmıştır. Yukarıda belirtilen testlerin uygulanması oldukça önemli para ve zaman kaybına neden olmaktadır. Bu kayıpları azaltmak üzere güvenlik kabinlerini hesaplama yöntemleri üzerinde çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Güvenlik kabinleri ile ilgili en önemli çalışmalar İngiltere'de Cranfield Impact Centre tarafından gerçekleştirilmiştir. Programdan elde edilen sonuçları, bu çalışmanın ancak güvenlik kabinlerinin ön tasarımında kullanılabileceğini göstermiştir. Benzer çalışma Tübitak tarafından Ray otobüsünün tasarımı için yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan bu

çalışmada ray otobüsü kiriş elemanları ile modellenerek elastik statik analiz yapılmıştır [1].

Güvenlik kabinlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle statik mukavemet hesapları konusunda yapılan çalışmalardan birisi de geliştirilen KABAN yazılımıdır. KABAN güvenlik kabinlerinin statik yükleme testlerini; nonlinear geometrik kiriş elemanlarıyla, plastik düğüm yöntemine dayalı Orbison veya Von Mises plastik akma kriterine göre güncellenmiş Lagrange metoduyla çözüm yapar. KABAN laboratuvarında yapılan statik yükleme testleriyle uyumlu sonuçlar vermiştir [1].

1985'lerden sonra gerek bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve donanım maliyetlerinin düşmesi, gerekse sonlu elemanlar yöntemine dayalı uygulamaların mühendislikte yaygın olarak ihtiyaç duyulması ticari genel amaçlı yazılımların gelişmesini beraberinde getirmiştir. Özellikle oldukça kompleks yapısal hesaplama yetenekleri içeren ANSYS [2], ABAQUS [3], MARC [4] gibi implicit nonlinear programlar ile taşıyıcı sistemlerin statik ve dinamik çarpma testlerinin simulasyonunu yapabilmek mümkündür. Ancak özellikle dinamik çarpma testlerinin gerçekleştirilmesi için gerekli olan temas (contact) koşulu, implicit çözüm yöntemlerinin çözüm zamanlarını uzatmaktadır. Bu durumda explicit zaman integralinin kullanıldığı sonlu elemanlar yaklaşımları daha verimli olmaktadır. Bu yöntemlere dayalı olarak geliştirilmekte olan ANSYS/LS-DYNA otomotiv sektöründe dinamik çarpma testlerinin simulasyonunda kullanılan önemli yazılımlardan birisidir.

Bu çalışmada güvenlik kabini dinamik çarpma testlerinin simulasyonu ANSYS yazılımı DYNA3D modülü kullanılarak yapıldı. Çarpma sırasında gerçekleşen deformasyonlar, çarpma kuvvetinin zamana bağlı değişimi ve toplam momentum aktarımı elde edildi. Elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında bilgisayar yardımıyla dinamik çarpma testlerinin simulasyonunun yapılabileceğini göstermiştir.

II. DİNAMİK ÇARPMA HESAPLAMA MODELİ

Güvenlik kabinlerinin mukavemetlerinin test edilmesini amaçlayan Dinamik Çarpma Testi yaygın kullanılan bir yöntemdir. Gerek yoldışı araçlarının güvenlik kabinleri gerekse yol araçlarının taşıyıcı sistemleri 3 boyutlu ince cidarlı kirişlerden oluşmaktadır. Bu yapılar dinamik çarpma testleri sonucunda büyük yer değiştirmeli kalıcı deformasyonlara neden olmaktadır. Bu sebeple oluşturulacak hesap modeli nonlinear geometrik, nonlinear malzeme davranışı ve nonlinear sınır koşullarından oluşan oldukça karmaşık bir hesap modeli olarak değerlendirilmelidir.

Dinamik testte kullanılan sonlu elemanlar hesaplama modeli statik hesaplama modelinden farklı nitelikler taşır [1, 5]:

- Nonlinear sonlu elemanlar denklemleri statik analizden farklı olarak merkez farkı zaman integrali yöntemiyle iteratif adımlı olarak çözülmelidir.
- Hesaplama modeli birden fazla sonlu elemanlar ağından ve eleman formülasyonundan oluşmaktadır.
- Statik analizden farklı olarak kuvvet veya yutulması gereken enerji hesaplama sınır koşulu olarak bilinmemektedir. Dinamik hesaplama modelinde çarpma kütlelerinin ilk hızları ve sıkıştırma kirişlerinin üzerindeki maksimum dinamik yük, hesaplamada sınır koşullarını ve başlangıç koşullarını oluşturmaktadır.
- Hesaplama modeli taşıyıcı sistem ile çarpma kütlesi ve güvenlik kabini ile sıkıştırma kirişi arasında temas yöntemini kullanmaktadır. Bu yolla sistem sonlu elemanlar ağı üzerine zamana bağlı dinamik kuvvet aktarımı sağlanmaktadır.
- Hesabın her aşamasında analizin ona indirilme kararı; sistemdeki toplam kinetik enerjinin tanımlanan alt limitin altına düşmesiyle verilir. Bu limit

$$\frac{(KE)_{\text{sona}}}{(KE)_{\text{başlangıç}}} \leq 0.005 \quad (1)$$

olarak alınmıştır. Bir sonraki hesap aşamasına geçilirken; artık kinetik enerji olmadığı kabul edildi.

Merkezi Fark Zaman İntegrali Metodu

Dinamik çarpma sonlu elemanlar hesaplama modeli, nonlinear dinamik denklem sistemlerinin çözülmesini gerektirir.

$$[m]\{\ddot{u}\} + [c]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (2)$$

burada $[m]$ yapısal atlet ve kütle matrisini, $[c]$ yapısal sönümlenme matrisini ve $[K]$ ise yapısal rijitlik matrisini göstermektedir. Eşitliğin sağ tarafı $\{f\}$ vektörü dış kuvvetleri ve $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{\ddot{u}\}$ ise sırasıyla düğüm noktalarındaki deplasman, hız ve ivme vektörlerini göstermektedir.

Eleman kütle ve atalet matrisi aşağıdaki eşitlikte verildiği gibi elde edilir [2, 5].

$$[m]_e = \int_{V_e} \rho [N^T] [N] dv \quad (3)$$

burada $[N]$ eleman şekil fonksiyon matrisidir.

Yapısal sönümlenme matrisinin oluşturulmasında ise çarpma mekaniğinde doğrusal sönümlenme veyahut viskoz sönümlenme yaklaşımları kullanılabilir. Ancak viskoz sönümlenmeye yönelik olarak deneysel parametrelerin bulunmasından dolayı doğrusal sönümlenme yöntemi benimsenir [3, 4, 5]. Yapısal sönümlenme matris, $[k]$ ve $[m]$ matrisleri kullanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$[c] = \alpha [k] + \beta [m]. \quad (4)$$

burada α rijitlik sönümlenme katsayısı ve β kütle sönümlenme katsayısı olarak adlandırılır [2, 3, 4, 5]. Büyük rijit katı hareketlerinin olduğu sonlu elemanlar modellerinde β parametresi sıfır olarak kabul edilebilir. α parametresinin ise çelikler için 0.1'den daha az olduğu kabul edilir. Dinamik analizlerin tamamında rijitlik orantılı sönümlenme olduğu kabul edildi ve $\alpha = 0.1$ olarak alındı.

(1)'de verilen nonlinear denklem sisteminin çözümü için gerekli olan bir diğer denklem takımı deplasman, hız ve ivme vektörleri arasında bağlantılardır. Bu amaçla bilinen ilk yöntem "Merkezi Fark Zaman İntegrali Yöntemi" dir [2, 5]. Buna göre;

$$\{\dot{u}\}^i = \frac{\{u\}^i - \{u\}^{i-1}}{\Delta t} = \frac{\Delta u^i}{\Delta t} \quad (5)$$

$$\{\ddot{u}\}^i = \frac{\{u\}^i - 2\{u\}^{i-1} + \{u\}^{i-2}}{\Delta t^2} = \frac{\Delta \ddot{u}^i}{\Delta t} \quad (6)$$

(5) ve (6) eşitliklerinde verilen deplasman, hız ve ivme ilişkisinde integral zaman adımının, Δt , stabilite limiti vardır. Bu limit Δt_{max} aşağıdaki bağıntıyla bulunabilir ;

$$(\Delta t_{max}) \leq \frac{2}{(w_{max})} \quad (7)$$

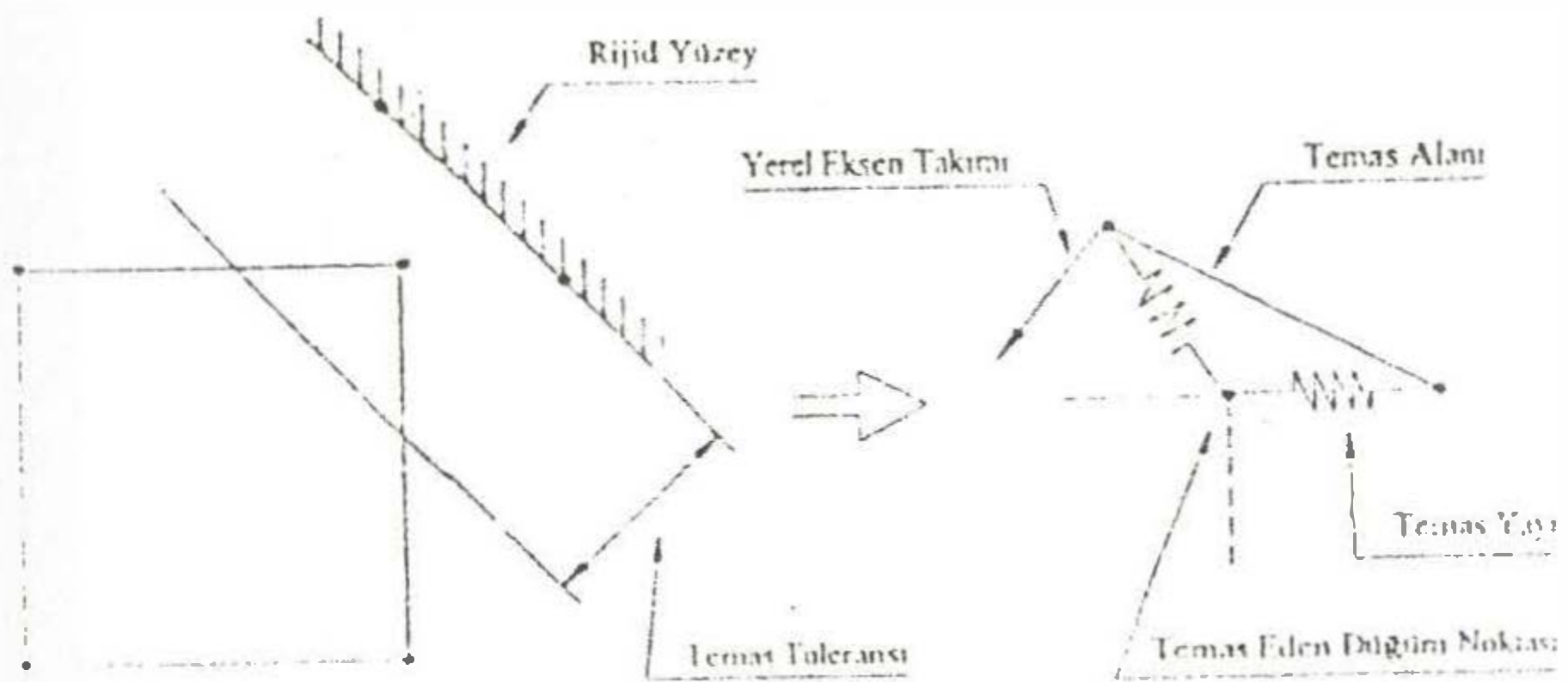
burada w_{max} güvenlik kabinine ait en yüksek doğal frekans değeridir. Bu değerın hesaplanması için iki yaklaşım mevcuttur. İlk yöntem kabinin en yüksek doğal frekanslarının, w_{max} modal analiz yoluyla bulunmasıdır. İkinci yöntem ise kabin sonlu elemanlar ağındaki her bir elemanı en yüksek doğal frekansının bulunmasıdır. İlk yöntem büyük sayıda elemandan oluşan sonlu eleman modelleriyle uygulanması pratik olmadığı için ikinci yaklaşım kullanılmıştır. Buna göre;

$$\Delta t_{max} \leq \frac{\Lambda^{1/2}}{\left(\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}\right)^{1/2}} \quad (8)$$

Λ kabuk alanını, E malzeme elastik modülünü, ν malzeme Poisson katsayısını ve ρ ise malzeme yoğunluğunu göstermektedir. (8) eşitliği kullanılarak en dinamik çeliklerde kullanılacak Δt_{max} değeri 0.00048 olarak belirlendi.

Temas Sür Koşullarının Tanımlanması

Kabin sonlu elemanlar ağıyla çarpma kütlesi ve sıkıştırma kirişi sonlu elemanlar ağı arasındaki temas koşulu temas halindeki düğüm noktalarının sınırlandırılması yöntemine göre yapılır. Temas koşulu, iki ayrı düğüm noktası kümesinin tanımlanan bir temas toleransı içerisinde, yakınlığının araştırılması ve birbirlerine olan uzunlukları, temas toleransının altındaki düğüm noktalarının, temas iterasyonunda tanımlanan yerel eksen takımına göre normal yöndeki bir yay ile sınırlandırılmasıyla yapılır.



Şekil 1. Temas Koşulunun Uygulanması

Temas toleransı içindeki iki düğüm noktasına yerleştirilen hayali temas yayının rijitlik sabiti aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$K_{temas} = \frac{(E.A_c)}{\text{Temas Toleransı}} \quad (9)$$

Burada A_c eleman temas yüzeyi ve E ise deformasyona uğrayan malzemenin elastik modülüdür. Tüm dinamik analizlerde temas toleransı kabuk eleman kenar uzunluğunun %5'i olarak alındı [5].

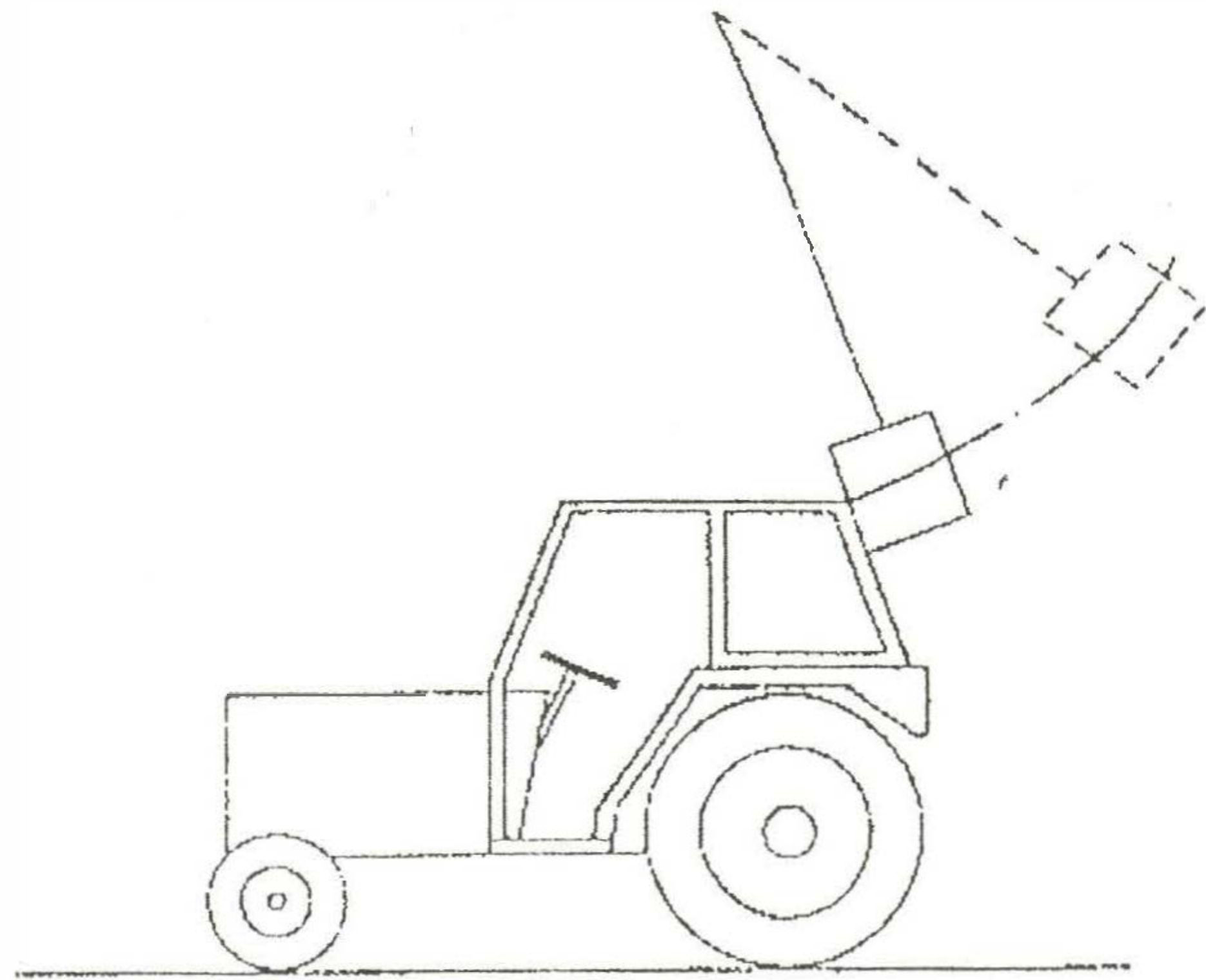
III. DİNAMİK ÇARPMA TESTLERİ

Kabin güvenliğinin tanımlanmasında en önemli kavram deformasyon sonrası kabine ait hiçbir parçanın sürücünün bulunacağı güvenlik kabinine girmemesidir. Dinamik çarpma testleri uluslararası ISO 3463'e [6] göre yapılır.

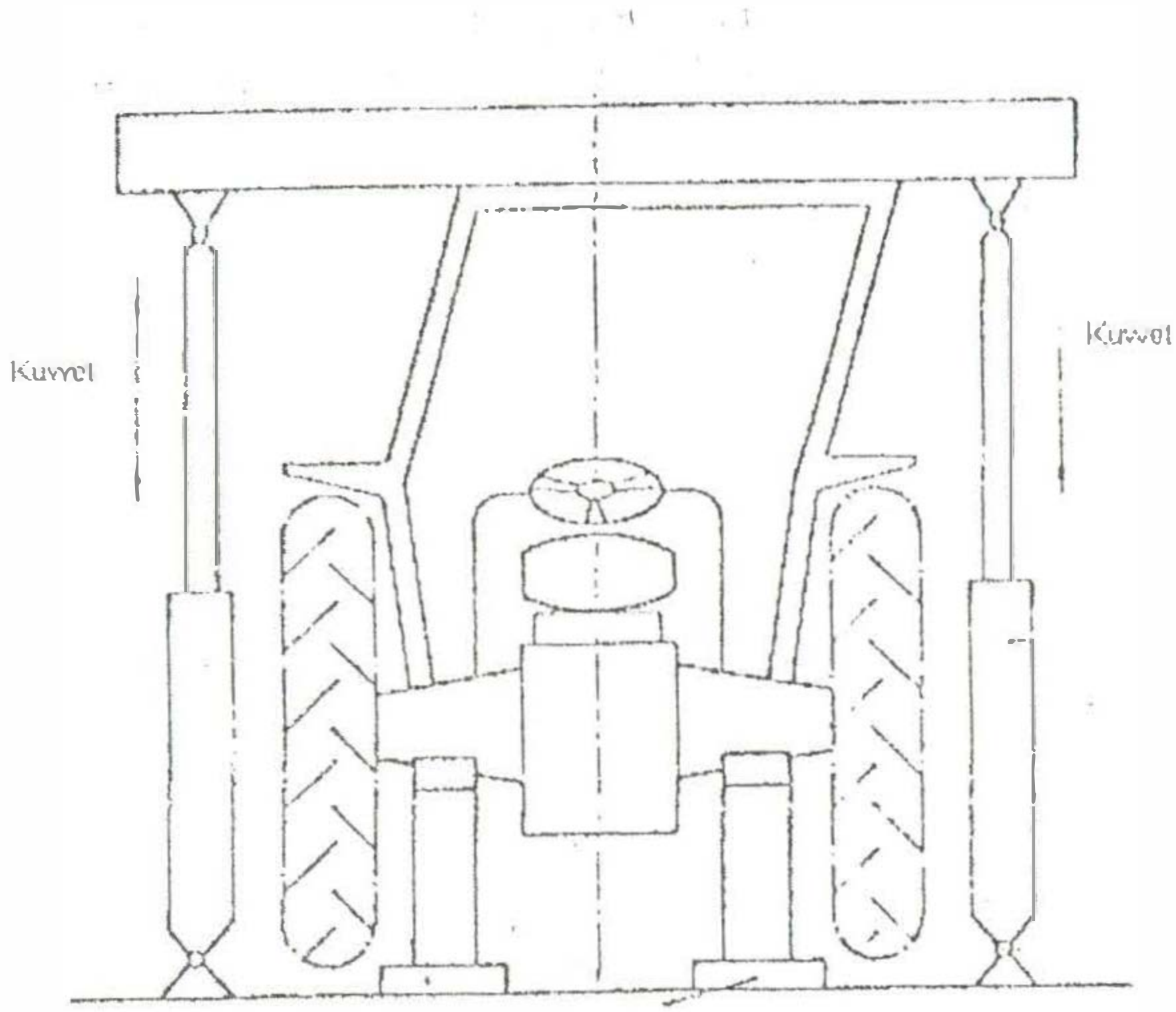
Testler güvenlik kabini traktör üzerinde olmak koşuluyla gerçekleştirilir. Çarpma 2 tonluk bir çelik kütlenin en az 6 m yüksekte asılması ve H kadar yüksekten bırakılmasıyla olur. Bu yöntemle testler aşağıdaki sırayla yapılır :

1. Arkadan çarpma
2. Arkadan sıkıştırma
3. Önden çarpma
4. Yandan çarpma
5. Önden sıkıştırma

Arkadan çarpma test düzeneği şekil 2'de, arkadan sıkıştırma testi şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 2. Arkadan çarpma test düzeneği



Şekil 3. Arkadan sıkıştırma testi

Bütün testler, aynı güvenlik kabinine sırayla uygulanır ve her test için kalıcı deformasyonlar ve herhangi bir parçanın güvenlik bölgesine girmesi durumu kontrol edilir.

IV. ÖRNEK BİR KABİNİN DİNAMİK ÇARPMA TESTİ SİMULASYONU

Dinamik çarpma testi sonlu elemanlar hesaplama aşamaları standartta belirtilen sıra ile yapılmıştır. Güvenlik kabini Von Mises akma kanununa göre elastik-plastik malzeme olarak modellenmiştir. Analizlerde kullanılan çarpma kütlelerinin ve sıkıştırma kirişinin elastisite modülü 210 Gpa ve yoğunluğu 7800 kg/m³ olan elastik malzeme olarak tanımlandı.

Dinamik hesaplama aşamaları standartta belirtilen sırayla aynı kabin sonlu elemanlar ağı kullanılarak yapıldı. Arkadan çarpma, önden çarpma ve yandan çarpma analizlerinde çarpma kütlelerinin serbest düşme zamanı analize dahil edilmedi ve temastan önceki konumunda ilk hız koşulu verilerek analizler başlatıldı. Bu yolla toplam hesaplama süresinden tasarruf edildi.

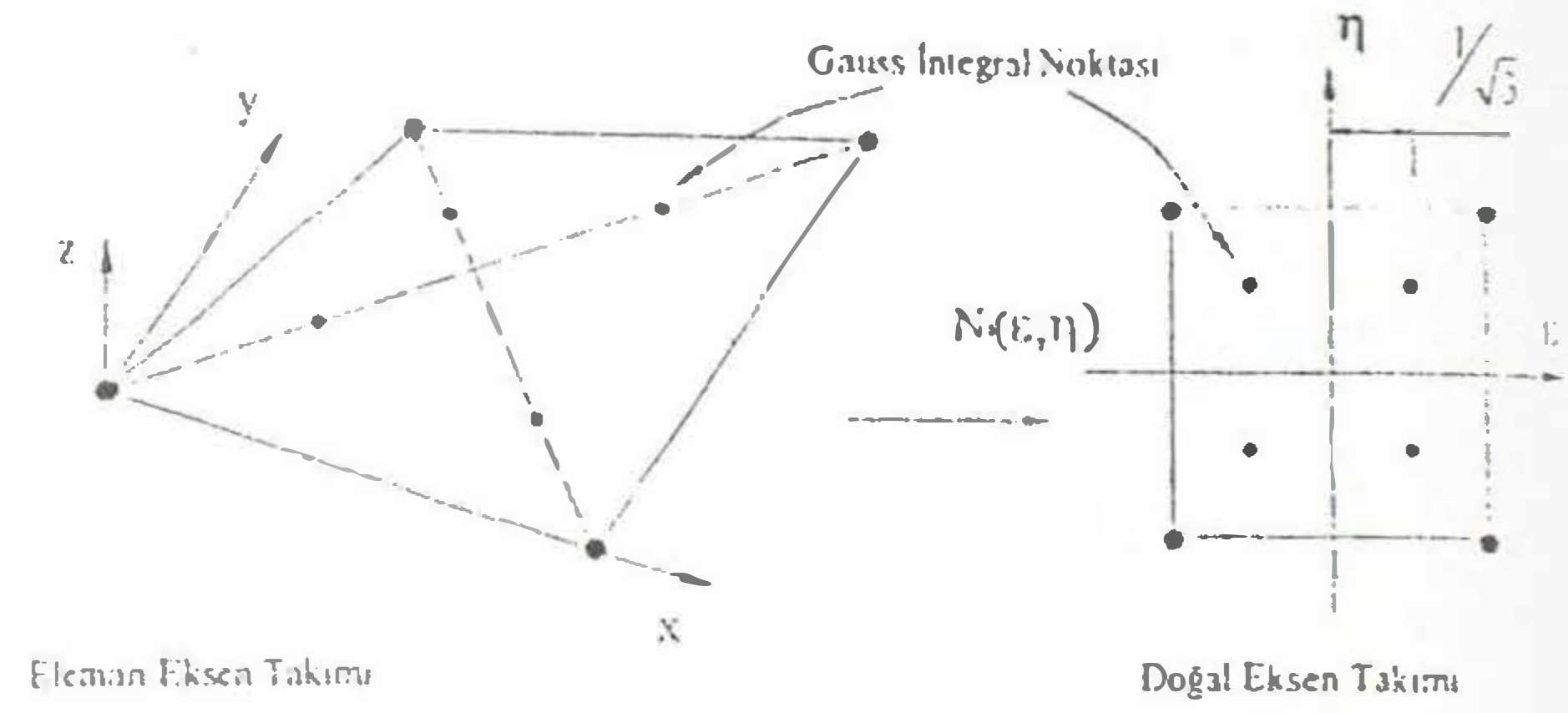
Dinamik çarpma testini hesaplama modeli dört bileşen içermektedir. Bunlar güvenlik kabini, test kütlesi, sıkıştırma kirişi ve kütlelin salınım hareketini sağlayan çelik zincirler.

Güvenlik Kabini Sonlu Elemanlar Modeli

Dinamik çarpma aşamalarında kullanılan güvenlik kabini modeli 4 düğüm noktasından oluşan lineer isoparametrik kabuk elemanlarından oluşturulmuştur. Güvenlik kabini oluşturulan ince cidarlı profil

konstrüksiyonu özellikle çarpma kütlesiyle ve sıkıştırma kirişleriyle temasının modellenmesi açısından kabuk eleman modelleri kullanılmaktadır [5]. Ayrıca üç boyutlu kabuk eleman modeli, kabin birleşme ve bağlantı noktası öncelikli olmak üzere tüm model üzerinde dinamik gerilim dalga dağılımının daha detaylı modellenmesi sağlanmaktadır.

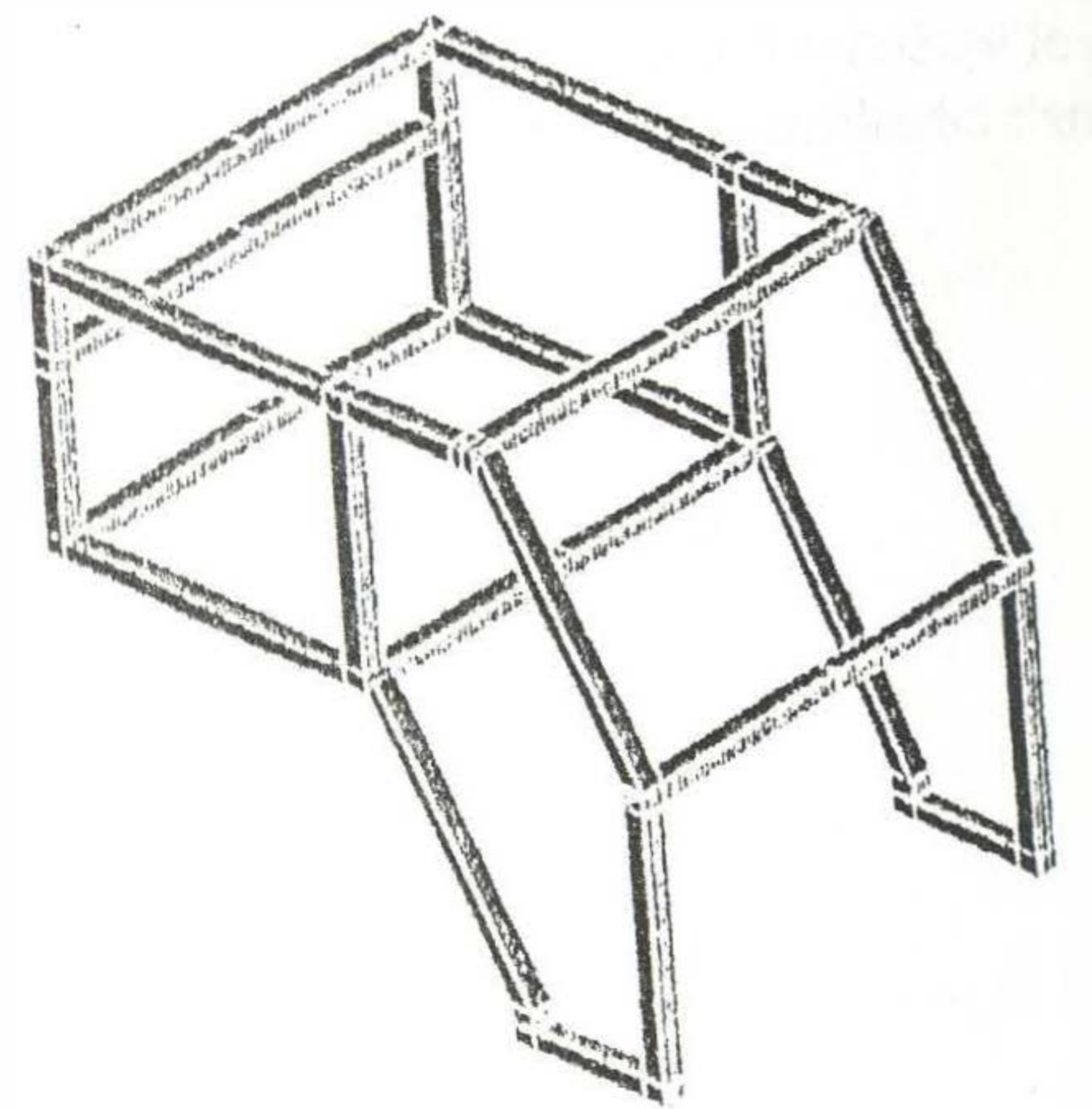
Kabin sonlu elemanlar ağını oluşturan ANSYS SHELL163, ince cidarlı kabuk elemanı formülasyonuna sahiptir. Elemanın isoparametrik bilineer deplasman ve hız şekil fonksiyonları üzerine kurulmuş kinematığı vardır.



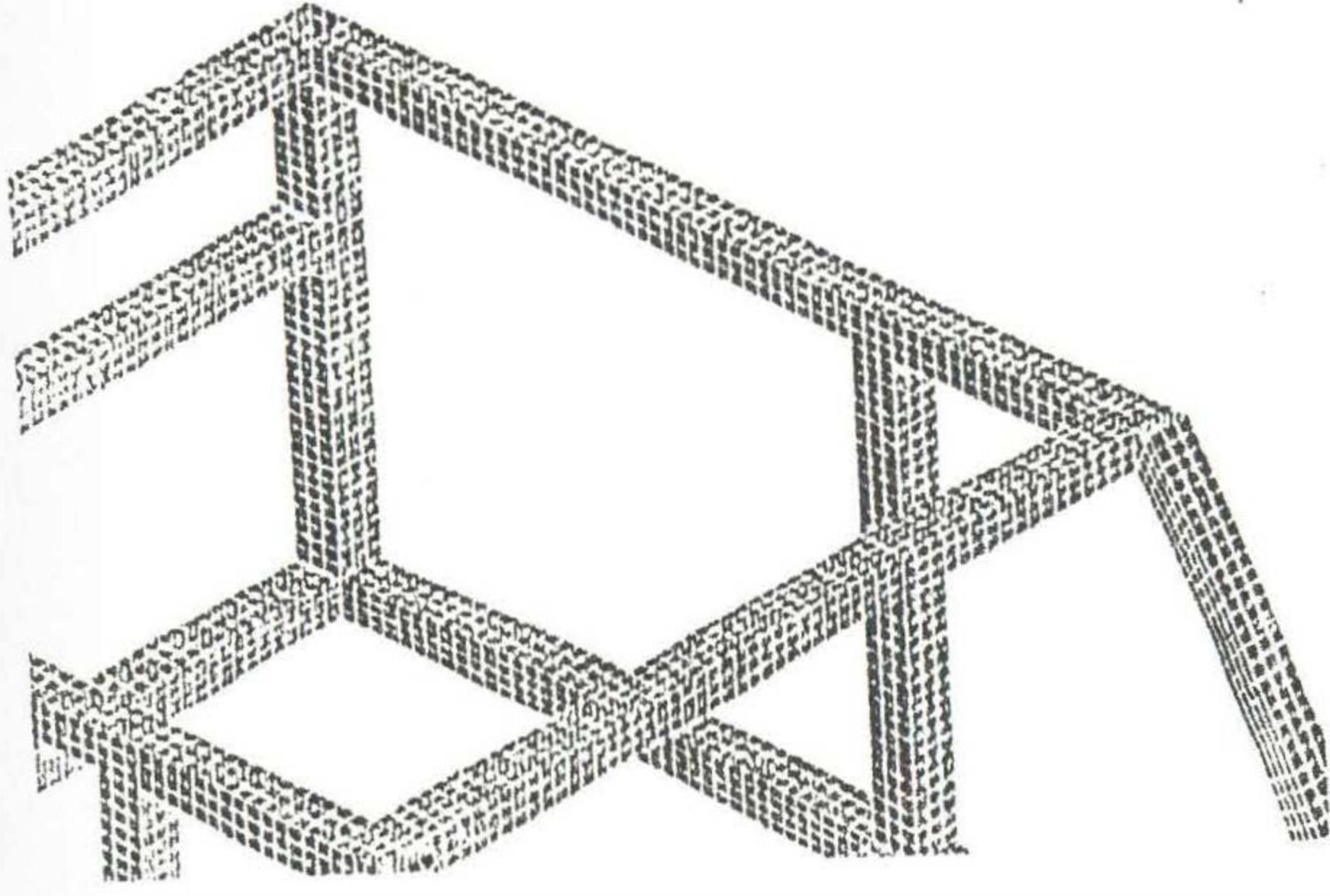
Şekil 4. ANSYS SHELL163 Eleman Kinematığı

Güvenlik kabini ölçüleri ve deplasman sınır koşulları, sonuçları mukayese etmek amacıyla testleri yapılmış bir kabinden alınmıştır [1].

Güvenlik kabini sonlu elemanlar modeli 13469 düğüm noktası ve 12992 kabuk elemanından oluşmuştur. Şekil 5'te güvenlik kabini katı modeli ve sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir.



Şekil 5. Güvenlik Kabini Katı Modeli



Şekil 6. Güvenlik Kabini Sonlu Elemanlar Modeli

Dinamik Test Komponentlerinin Sonlu Elemanlar Modeli

Çarpma kütlesi, sıkıştırma kirişi ve bağlantı zincirinin sonlu elemanlar modeli gerek doğru atalet özelliklerinin gerekse temas yönteminin uygulanabilirliği açısından gereklidir.

Arkadan, yandan ve önden çarpma testlerinde kabinin dinamik yükleri, 640x640x640 ölçüsündeki 2000 kg ağırlığındaki test kütlesinin kabine çarpmasıyla oluşmaktadır.

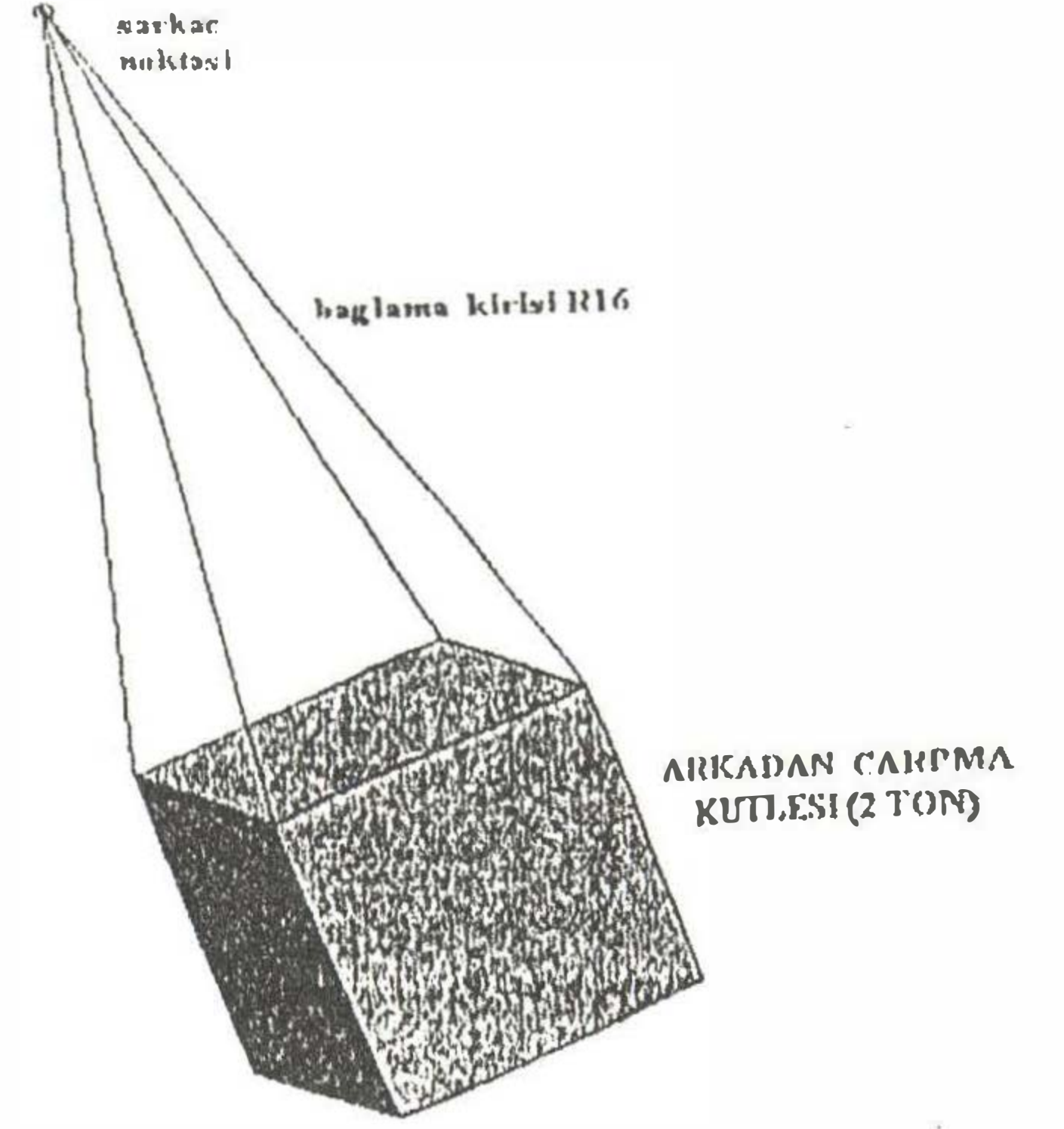
Bu tip yüklemenin hesaplama modeline aktarılması için test kütlesinin ve sarkaç hareketini sağlayan zincir bağlantısının modellenmesi gerekmektedir. Bu amaçla çelik kütle için bir adet 8 düğüm noktasından oluşan lineer isoparametrik hacim elemanı kullanılmıştır.

Kütlenin sarkaç hareketini sağlayan zincirler içinse kiriş elemanları kullanılmıştır.

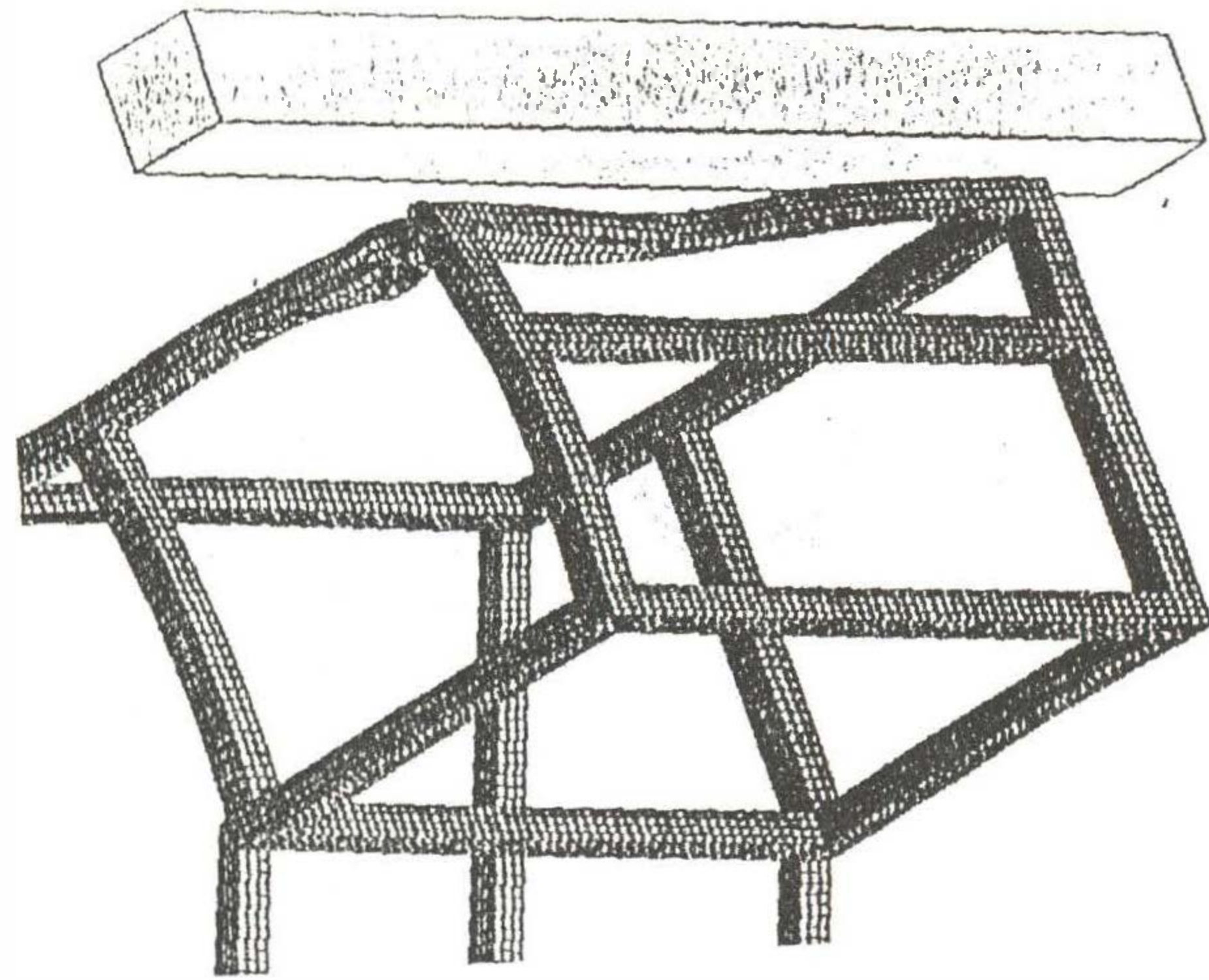
Şekil 7'de arkadan çarpma hesabında kullanılan 1 adet hacim elemanı ve 4 adet bağlantı kirişinin oluşturduğu sonlu elemanlar modeli verilmiştir.

Önden ve arkadan sıkıştırmada kullanılan kirişin modellenmesinde çarpma kütlesinde olduğu gibi 8 düğüm noktasından oluşan kübik lineer isoparametrik hacim elemanı kullanılmıştır.

Şekil 8'de arkadan sıkıştırmada kullanılan kiriş katı modeli ve sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



Şekil 7. Dinamik test çarpma kütlesi ve bağlantı kirişleri



Şekil 8. Arkadan sıkıştırma sonlu elemanlar modeli

Dinamik Çarpma Analizleri

Arkadan Çarpma

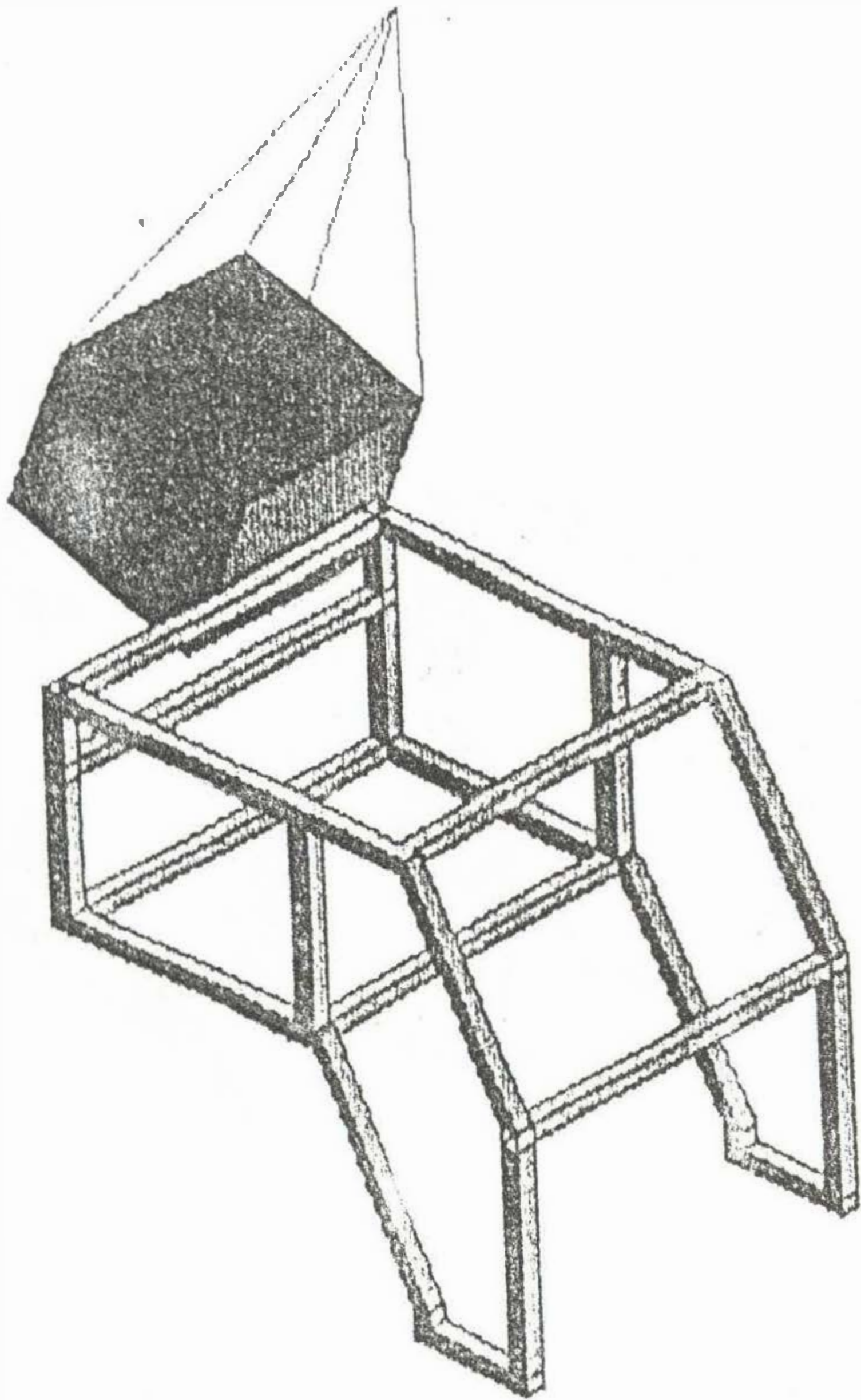
Standartta verilen formüller yardımıyla, çarpma kütesinin serbest düşme yüksekliği 164.4 mm ve çarpma kütesi hızı 1.76 m/s olarak hesaplandı.

Şekil 9'da arkadan çarpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu gösterilmiştir.

Arkadan Sıkıştırma

Arkadan sıkıştırma testinde sıkıştırma kirişi üzerine 4120 kg'luk yük dikey yönde 5 sn süreyle artırılarak uygulanmış ve takip eden 5 saniye süresince azaltılarak kaldırılır.

Şekil 10'da arkadan sıkıştırma hesaplama modeli ve sıkıştırma sonrası kabinin durumu gösterilmiştir.



Önden Çarpma

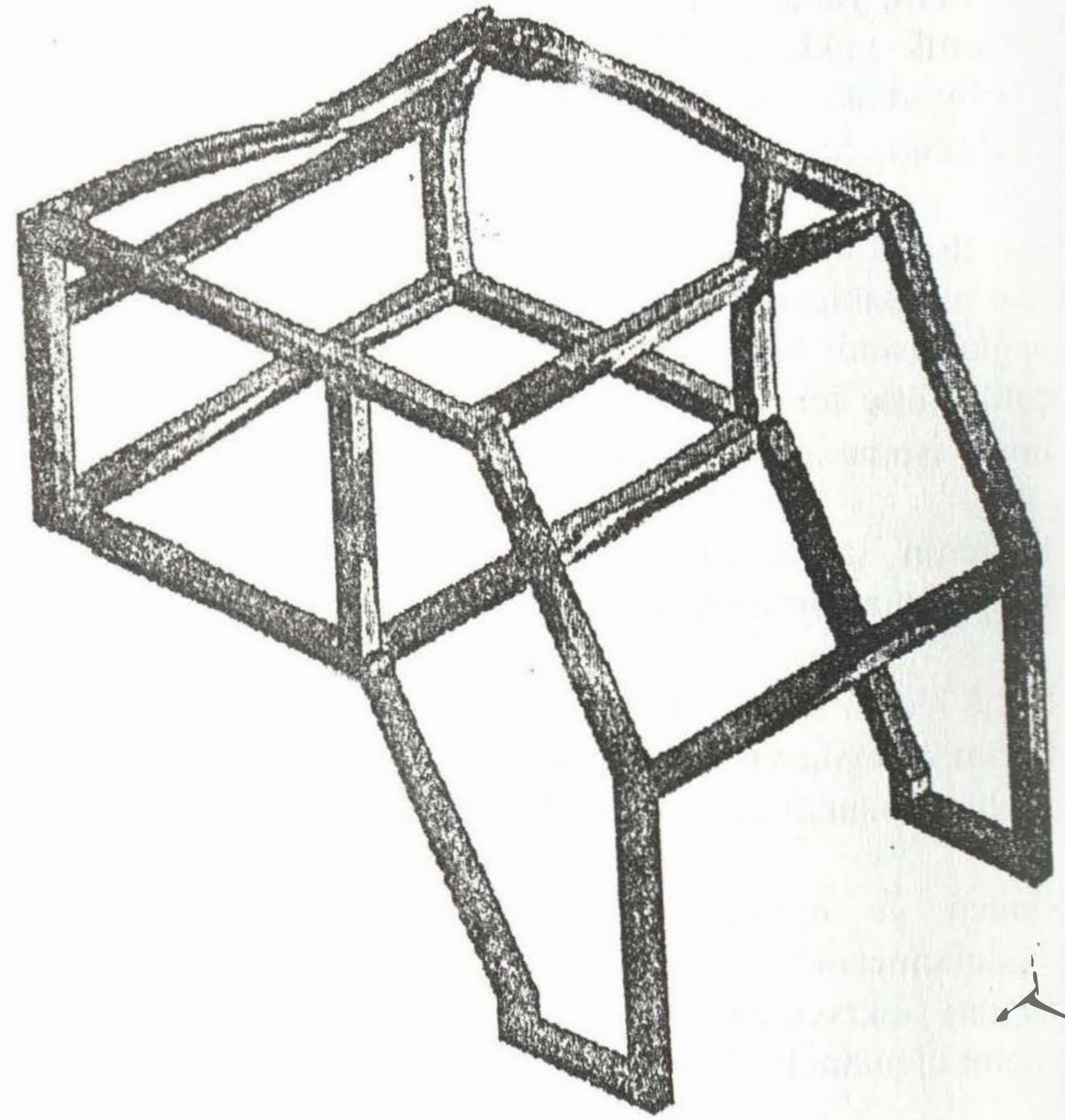
Standartta verilen formüller yardımıyla, çarpma kütesinin serbest düşme yüksekliği 166.2 mm ve çarpma kütesi hızı 1.77 m/s olarak hesaplandı. Şekil 11'de önden çarpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu gösterilmiştir.

Yandan Çarpma

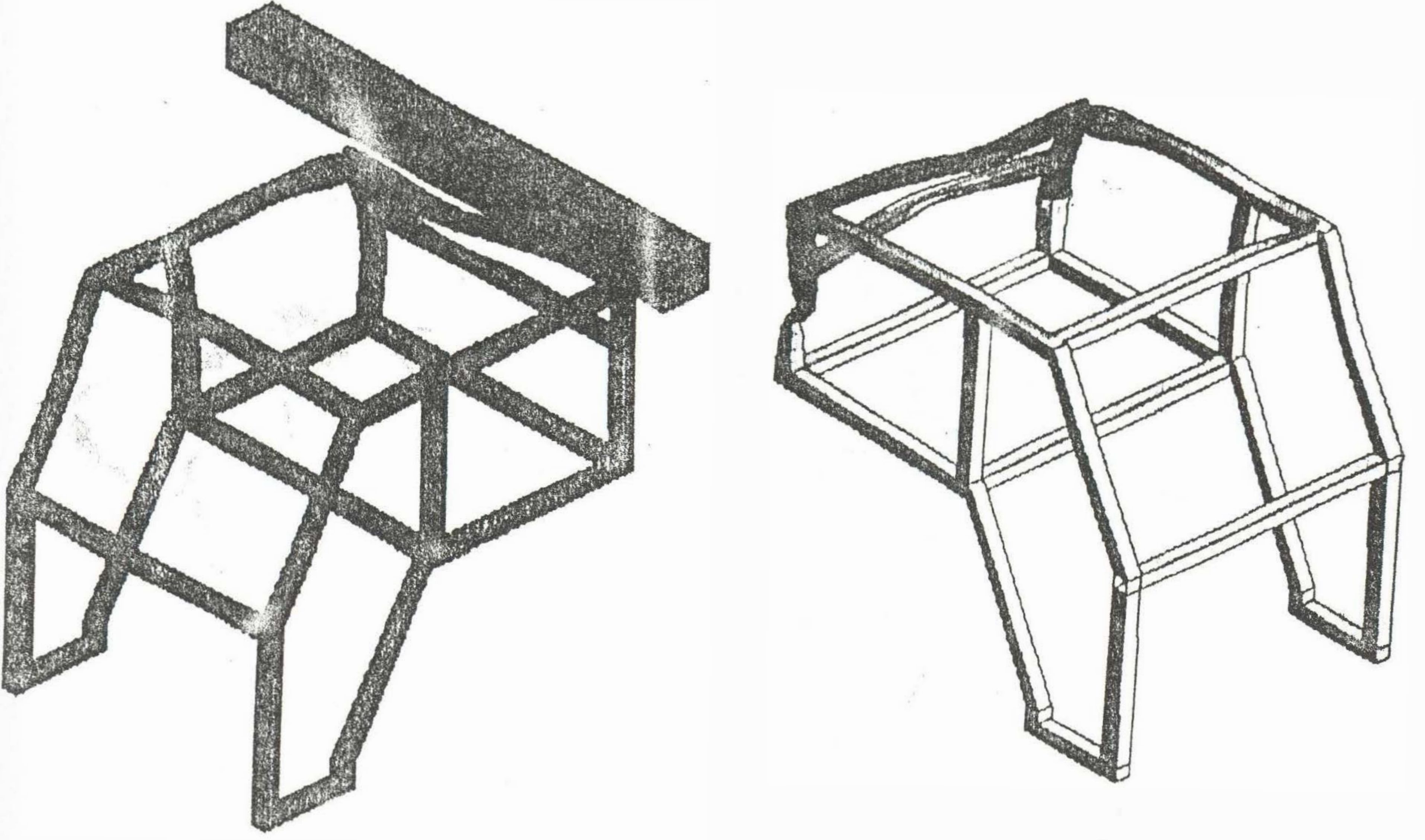
Standartta verilen formüller yardımıyla, çarpma kütesinin serbest düşme yüksekliği 434 mm ve çarpma kütesi hızı 2.87 m/s olarak hesaplandı. Şekil 12'de yandan çarpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu gösterilmiştir.

Önden Sıkıştırma

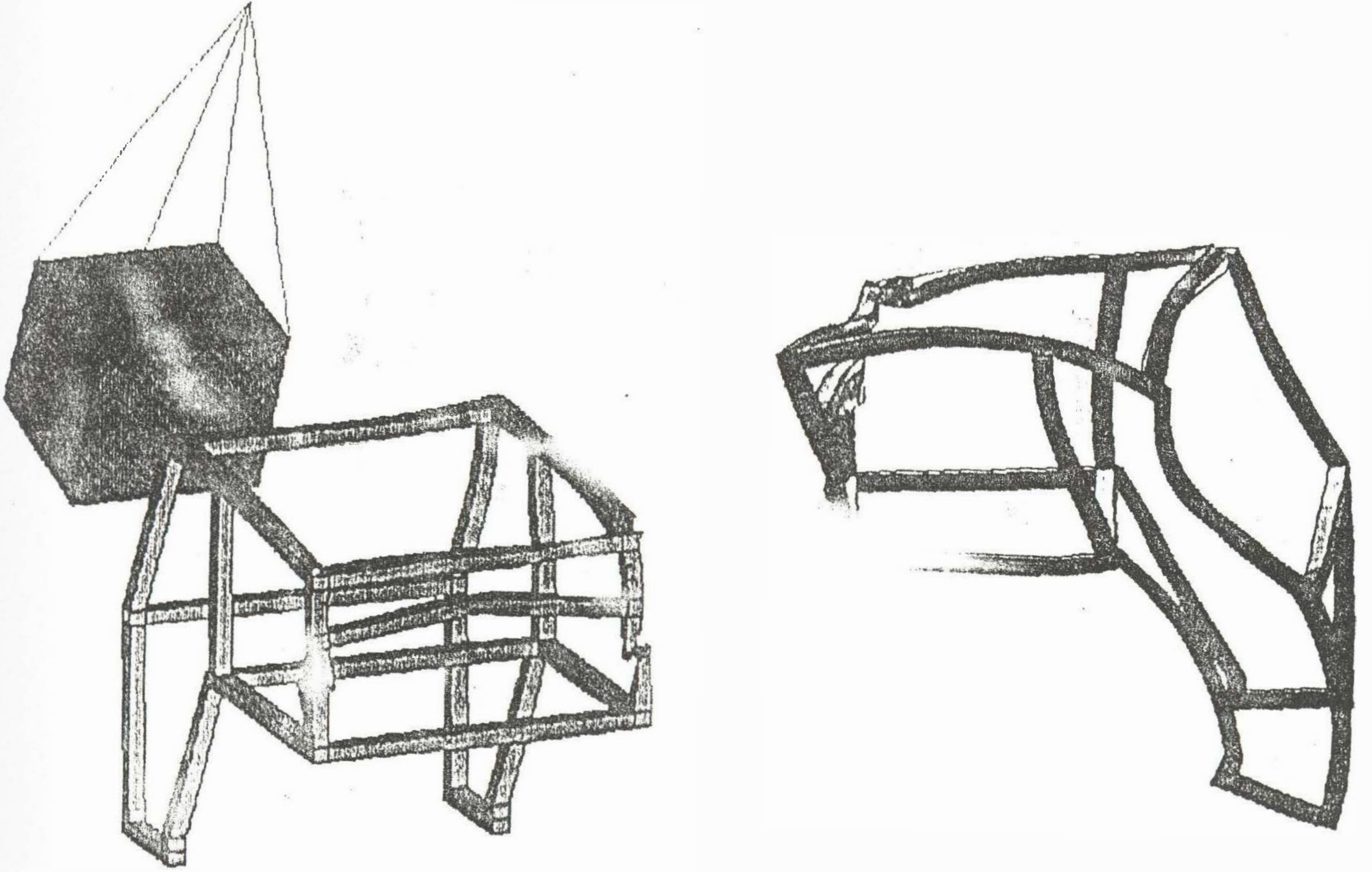
Güvenlik kabini önden sıkıştırma kuvveti ve zamana göre değişim arkadan sıkıştırma analizinde kullanılan değerlerle aynıdır. Şekil 13'de önden sıkıştırma hesaplama modeli ve sıkıştırma sonrası kabinin durumu gösterilmiştir.



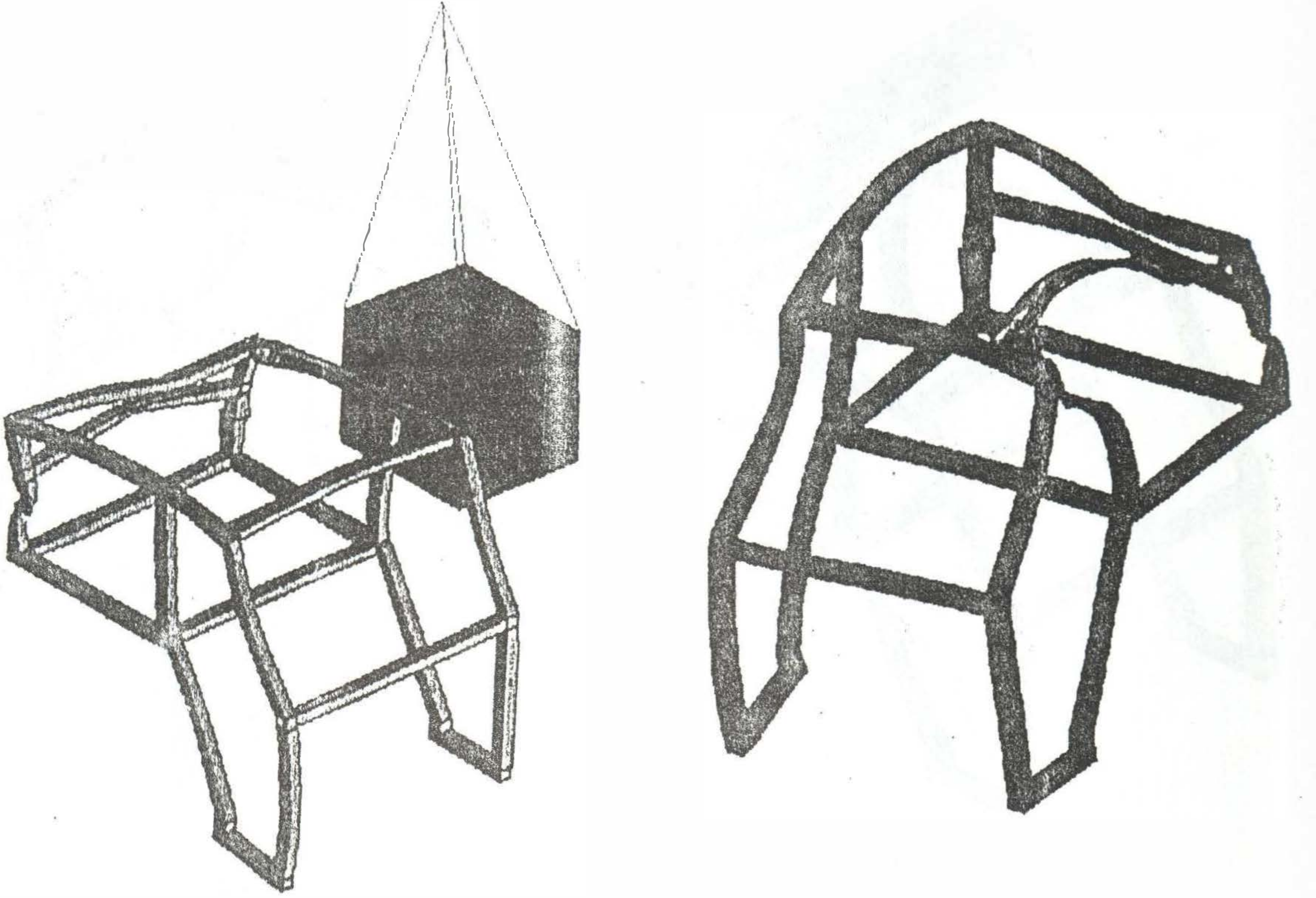
Şekil 9. Arkadan çarpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu



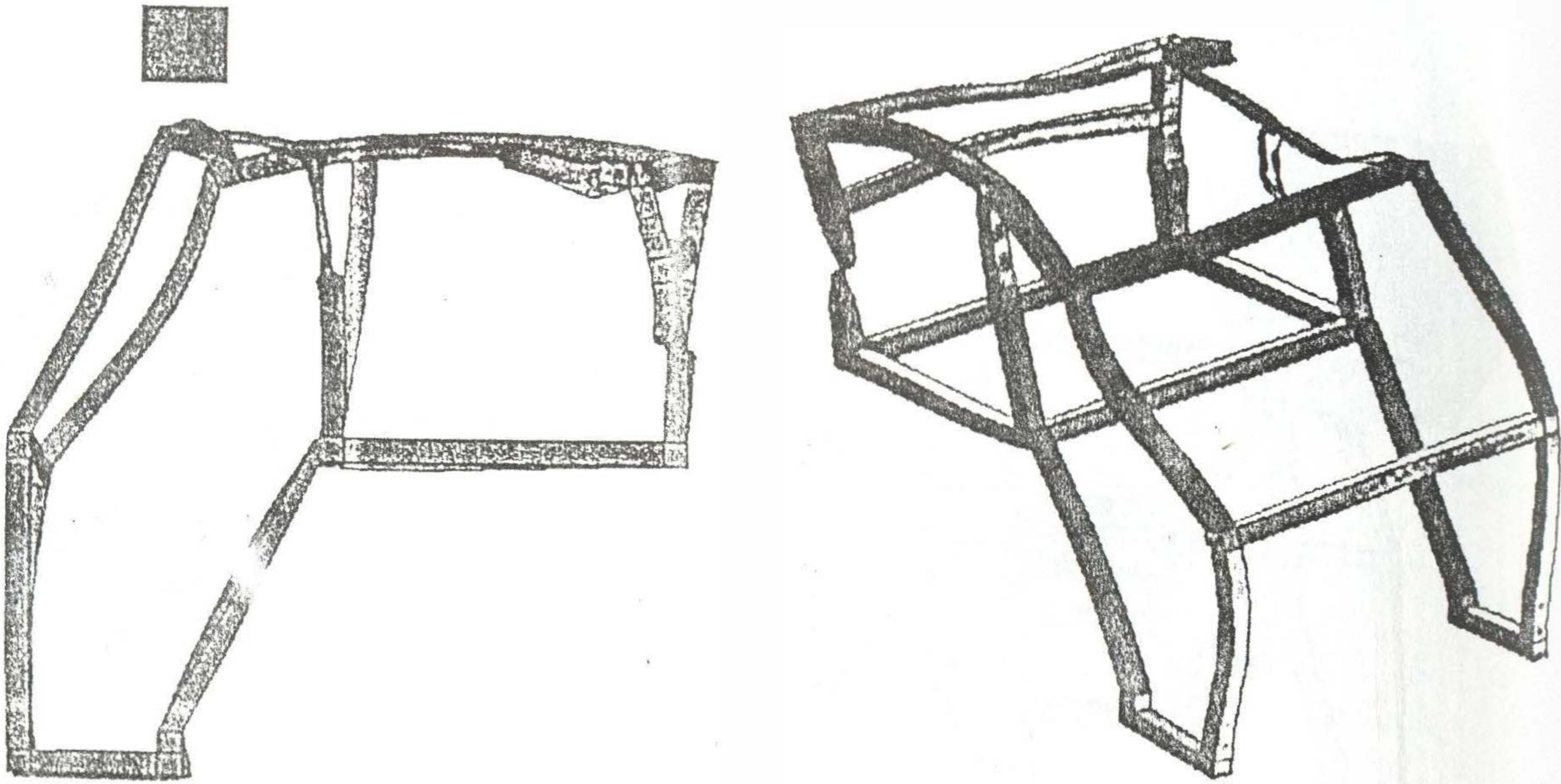
Şekil 10. Arkadan sıkıştırma hesaplama modeli ve sıkıştırma sonrası kabinin durumu



Şekil 11. Önden çarpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu



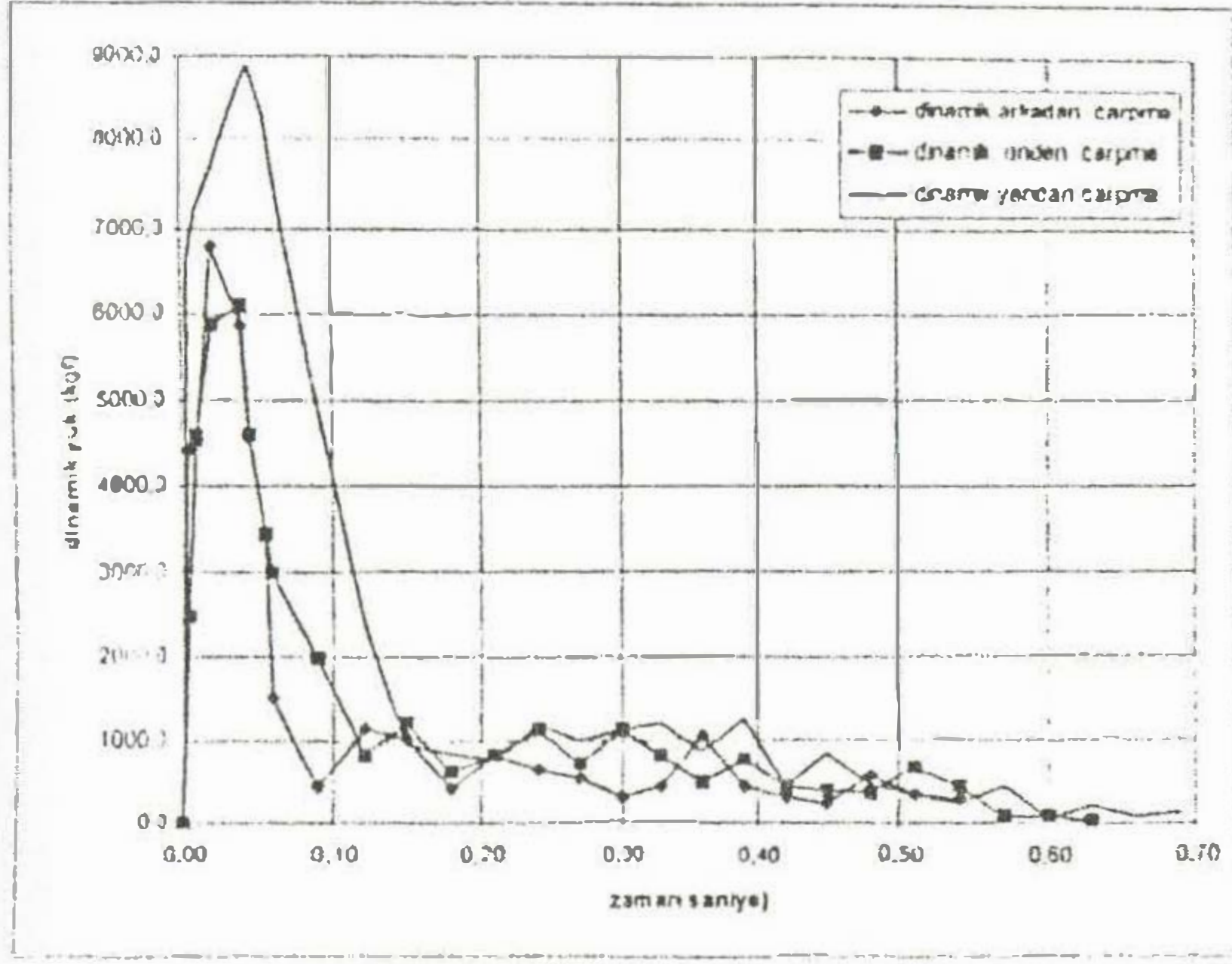
Şekil 12. Yandan arpma hesaplama modeli ve çarpma sonrası kabinin durumu



Şekil 13. Önden sıkıştırma hesaplama modeli ve sıkıştırma sonrası kabinin durumu

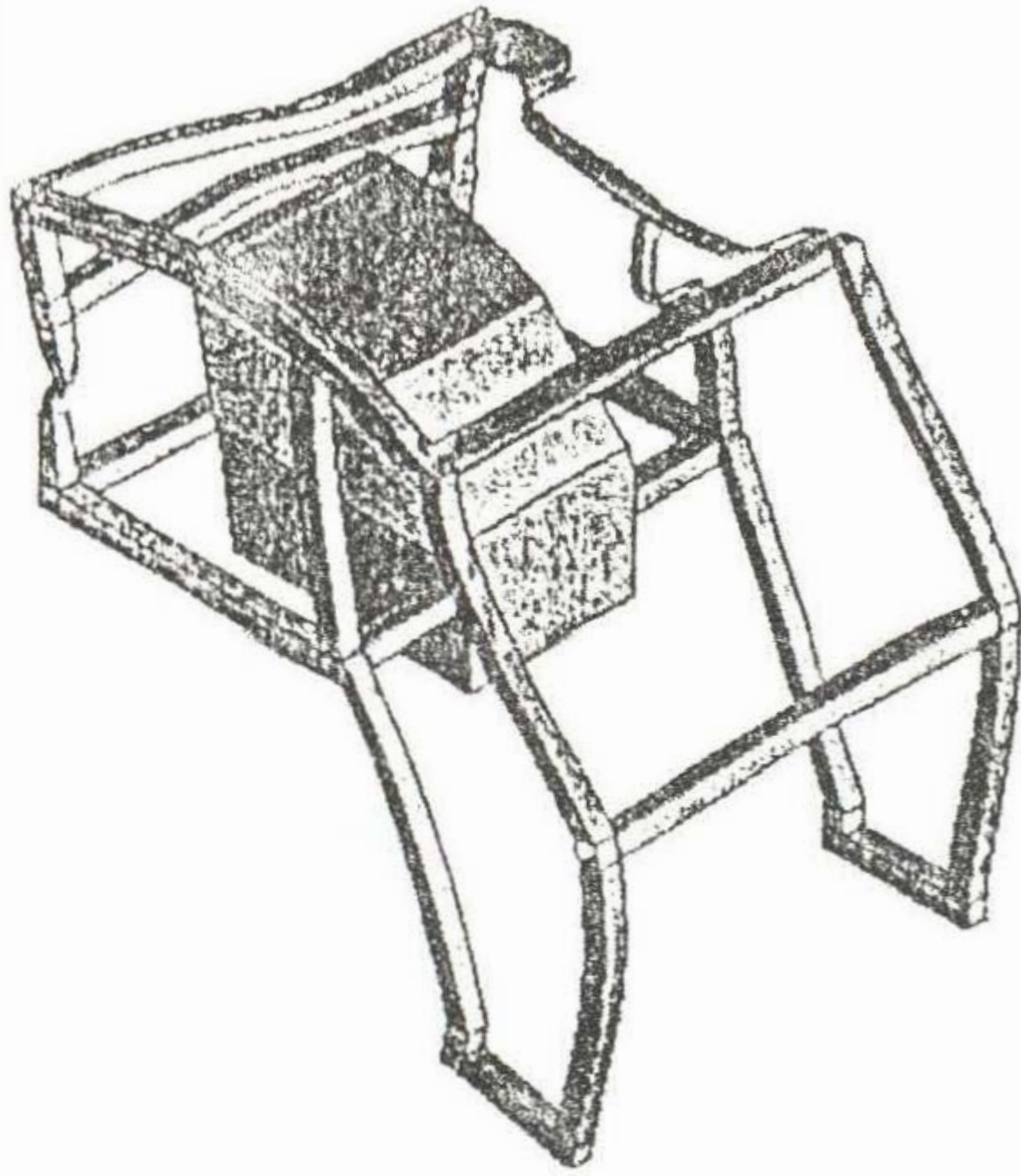
Dinamik Analiz Sonuçları

5 aşamalı dinamik analizler sonunda her yüklemdeki dinamik çarpma kuvvetinin zamana göre değişimi elde edildi. Şekil 14'de arkadan, önden ve yandan çarpma hesaplamalarında elde edilen kuvvet-zaman eğrileri verilmiştir.



Şekil 14. Dinamik analizlerden elde edilen kuvvet-zaman eğrileri

Dinamik mukavemet analizleri sonucunda kabin taşıyıcı konstrüksiyonunun sürücü güvenlik bölgelerine girmediği ve ISO 3464' uygun olduğu görüldü. Şekil 15'de deforme olmuş kabin geometrisi ve sürücü güvenlik bölgesi verilmiştir.



Şekil 15. Dinamik çarpma analizi sonrası kabin geometrisi ve güvenlik bölgesi

V. SONUÇ

Laboratuvar ortamında gerçekleştirilen testler uzun zaman almakta ve yüksek maliyetleri de beraberinde getirmektedir. Sonlu elemanlar yöntemine dayalı olarak testlerin simülasyonunu yapmak mümkün olmaktadır.

Standartlarda belirtilen testlerin önemli bir kısmı dinamik çarpma testleri olup, bunların gerçekleştirilmesi hem maliyetli hem de fazla zaman almaktadır. Gerek kabinlerin gerekse taşıyıcı sistemlerin daha tasarım aşamasında bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle Dinamik Çarpma Testlerinin simülasyonunun yapılması tasarım, imalat ve test harcamalarını azaltacaktır.

Bu çalışmada, dinamik çarpma testlerinin simülasyonu için bir sonlu elemanlar modeli oluşturuldu. Pratik bir uygulama olarak test sonuçları bulunan traktör güvenlik kabininin dinamik çarpma testleri ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile simüle edildi. Elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında sonlu elemanlar yardımıyla dinamik çarpma testlerinin simülasyonunun yapılabileceğini göstermiştir.

KAYNAKLAR

- [1] KOCABIÇAK, Ü., "Traktör Güvenlik Kabinlerinin Konstrüksiyonu ve Kontrolü İçin Bir Analiz Modeli", Doktora Tezi, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1994.
- [2] ANSYS Theory Manual, Ph. Jhonson Road 3175, USA, 1996.
- [3] ABAQUS Theory Referebce Vol. I, ABACOM AL. Strasse, 201, Münich-Germany, 1995.
- [4] MARC Training Notes, Göthing Str. 110 Boden-Germany, 1995.
- [5] ANSYS/LS-DYNA3D Theory Manual, Ph. Jhonson Road 3175, USA, 1996.
- [6] ISO 3463, Agricultural and Forestry Wheeled Tractors- Protective Structures- Dynamic Test Method and Acceptance Conditions, International Organization for Standardization, Switzerland, 1984.

