

# Dynamische Berechnungen am Beispiel von Glaskonstruktionen

Marc Quint

*Structural Design, Reutlingen, Deutschland*

[marc.quint@xperteez.de](mailto:marc.quint@xperteez.de) bzw. [www.xperteez.de](http://www.xperteez.de)

## SOFiSTiK

15. Anwender-Seminar  
19. und 20. April 2002  
Nürnberg

# Dynamische Berechnungen am Beispiel von Glaskonstruktionen

Marc Quint

*Structural Design, Reutlingen, Deutschland*

**ZUSAMMENFASSUNG:** Seit der Einführung der transienten Dynamischen Berechnungen im Modul ASE der SOFiSTiK-Programmkette kann man zeitvariante Berechnungen an nahezu beliebigen Systemen durchführen. Die Berechnung erfolgt nach dem Newmark-Wilson Verfahren der direkten Zeitschrittintegration. Von der ersten Veröffentlichung des Verfahrens 1959 war es ein langer Weg bis dieses nun in nahezu alle FE-Programme für dreidimensionale Strukturanalysen eingefügt wurde. Im folgenden Beitrag werden anhand von Glaskonstruktionen die Möglichkeiten dieser Berechnungen beispielhaft gezeigt. Das erste Beispiel ist eine Fassadenscheibe, welche für eine Bombendruckwelle untersucht wird. Diese impulsartige Belastung wirkt nur 15 Millisekunden und hat eine große Intensität mit einem Druck von bis zu 10 kN/m<sup>2</sup>. Neben der Berechnung von direkten Beschleunigungen ganzer Strukturelemente wie einer Glasscheibe, können auch einzelne Strukturteile wie z.B. Anprallkörper beschleunigt und mit einem anderen Körper mittels Kontakt zusammentreffen und diesen ebenfalls in Bewegung versetzen. Diese dynamischen Kontaktberechnungen eröffnen Lösungsmöglichkeiten für eine ganz neue Klasse von Aufgabenstellungen im Bauwesen. War es früher kaum möglich für den Anprall eines Körpers auf einem anderen im allgemeinen und nicht akademischen Fall präzise Aussagen zu machen, so kann man mit diesen Methoden den Anprall eines Flugzeuges auf ein Gebäude, eines Zuges auf einen Brückenpfeiler oder eben den eines Anprallkörpers auf eine absturzsichernde Fassadenglasscheibe, wie im zweiten Beispiel gezeigt, berechnen.

## 1 ÜBERBLICK

Seit einiger Zeit ist es mit dem Modul ASE möglich, dynamische Berechnungen mit einem direkten Zeitschrittverfahren nach Newmark-Wilson (Constant-Average Acceleration) durchzuführen. Die Berechnung wird in ASE mit dem Steuerwort STEP aktiviert und kann sowohl für lineare (SYST PROB LINE) als auch nichtlineare (SYST PROB NONL/TH11/TH2/TH3) Systemberechnungen eingesetzt werden.

Diese sogenannte transiente Berechnung betrachtet das Ausgangssystem und setzt für jeden Belastungsschritt eine linear veränderliche Beschleunigung im betrachteten Zeitintervall voraus.

Es handelt sich eigentlich um ein numerisches Integrationsverfahren zur Bestimmung der schrittweisen Lösung der Bewegungsgleichung  $f(t) = Ma + Dv + Kd$ . Programmtechnisch werden die Massenmatrix  $M$ , die Dämpfungsmatrix  $D$  und die Steifigkeitsmatrix  $K$  am Gesamtsystem aufgestellt. Gesucht werden nun schrittweise die Verschiebungen  $d$  sowie die Geschwindigkeiten  $v$  und die Beschleunigungen  $a$  der Knoten des FE-Modells. Der Rechenablauf löst dies nun für alle Zeitschritte  $dT$  und setzt ähnlich einer üblichen nichtlinearen Berechnung jeweils auf dem vorangegangenen Rechenschritt auf. Die Verformungen und Spannungen ergeben sich direkt in jedem Zeitschritt durch Rückeinsetzen der o.a. Lösungsvektoren und Multiplikation mit den entsprechenden Elementmatrizen.

Die schrittweise Lösungsbestimmung in ASE wird numerisch aufgrund des Verfahrens von Newmark und Wilson durchgeführt. Es gibt hierzu diverse abgewandelte bzw. ergänzte Verfah-

ren die bestimmte Aspekte wie z.B. die numerische Stabilität oder Dämpfung von höheren Frequenzen im System beeinflussen. Für ein besseres Verständnis kann man das Vorgehen in der einschlägigen Literatur zur numerischen Dynamik nachlesen.

Die Beanspruchung durch eine Druckwelle oder einen elastischen Stoß kann man nun mit diesem Rechenverfahren derart lösen, dass man die Belastung als Impuls über eine bestimmte Zeitdauer aufbringt und die Reaktion des Systems auch in anschließenden lastfreien Zeitschritten  $dT$  untersucht. I.d.R. nimmt die Beanspruchung bei auch nur geringfügig gedämpften Systemen über die Zeit ab. Wichtig ist jedoch zu beachten, dass bei einmaligen Impulslasten meist erst nach Aufbringen der ganzen Bewegungsenergie und dem Einstellen von Verformungen sich in dem belasteten Bauteil die größten Spannungen ergeben. Dann hat die aufgebrauchte Bewegungsenergie sich in Verformungen der Strukturteile umgewandelt und führt zu den größten Dehnungen und damit zu den größten Spannungen. Ein Beispiel für die Beanspruchung einer Brücke durch Impulse in der 1. Eigenfrequenz des Systems kann z.B. den Produktinformationen zu dynamischen Systemen der SOFiSTiK entnommen werden.

## 2 BEISPIEL EINER DRUCKWELLE AUF EINE GLASFASSADE

Nicht nur durch die derzeitige Ausführung von immer mehr „Transparenten Gebäudehüllen“ werden nun auch Sicherheitsbelange an Fassadenkonstruktionen oder Lärmschutz- und Raumtrennwänden aus Glas bzgl. deren Widerstands gegenüber Kurzzeitbeanspruchungen untersucht.

Mit statischen oder quasi-statischen Belastungen kann eine Beurteilung bzgl. des Verhaltens bei dynamischer Beanspruchung meist nicht oder nur unzureichend erfolgen.

Bereits 1985 wurde z.B. beim Neubau des Rechenzentrums der Sparkasse in Bonn die Anforderung gestellt, dass alle Fassadenbauteile und hier insbesondere die Glaskonstruktionen einer statischen Ersatzlast von  $p=5 \text{ kN/m}^2$  standhalten mussten.

Mit den immer weiter fortschreitenden Möglichkeiten in der numerischen Simulation von physikalischen Vorgängen werden diese für immer neue Aufgabenstellungen im Rahmen von Entwicklung und Planung von Konstruktionen eingesetzt.

Im folgenden wird anhand einer Glasscheibe der Fassadenkonstruktion eines Treppenhauses am Gottlieb-Daimler-Stadion in Stuttgart der Einfluss einer kurzzeitigen Druckbeanspruchung (z.B. Bombendruckwelle) mit dem Programm ASE und der implementierten Methode der direkten Zeitschrittintegration (Newmark-Wilson) untersucht.

### 2.1 System

Der Aufbau des Systems an welchem die Beanspruchung durch eine Druckwelle untersucht wird ist analog zum Beitrag aus 1997 gebildet worden und in Bild 1 dargestellt.

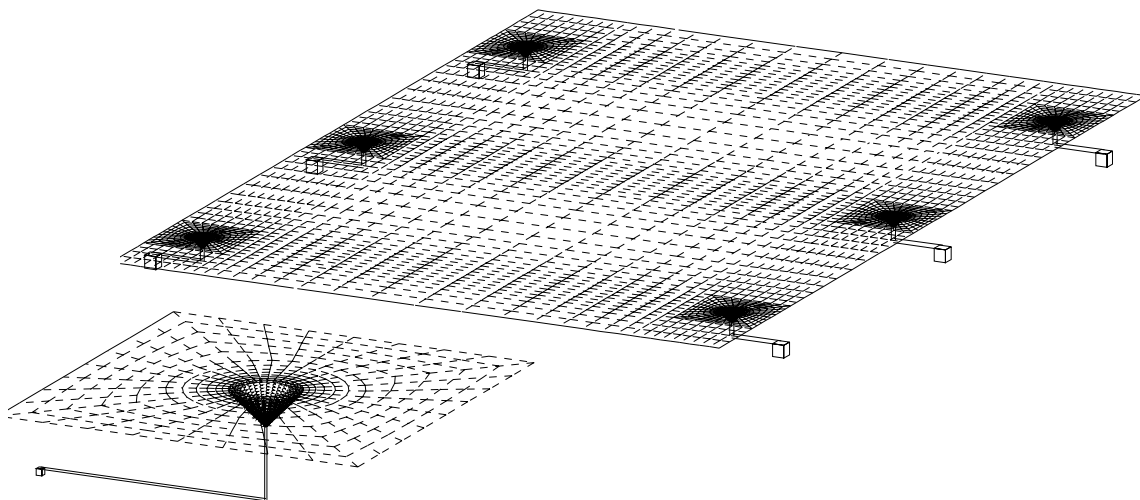


Bild 1 : Ausschnitt eines Halters und Diskretisierung des Gesamtsystems

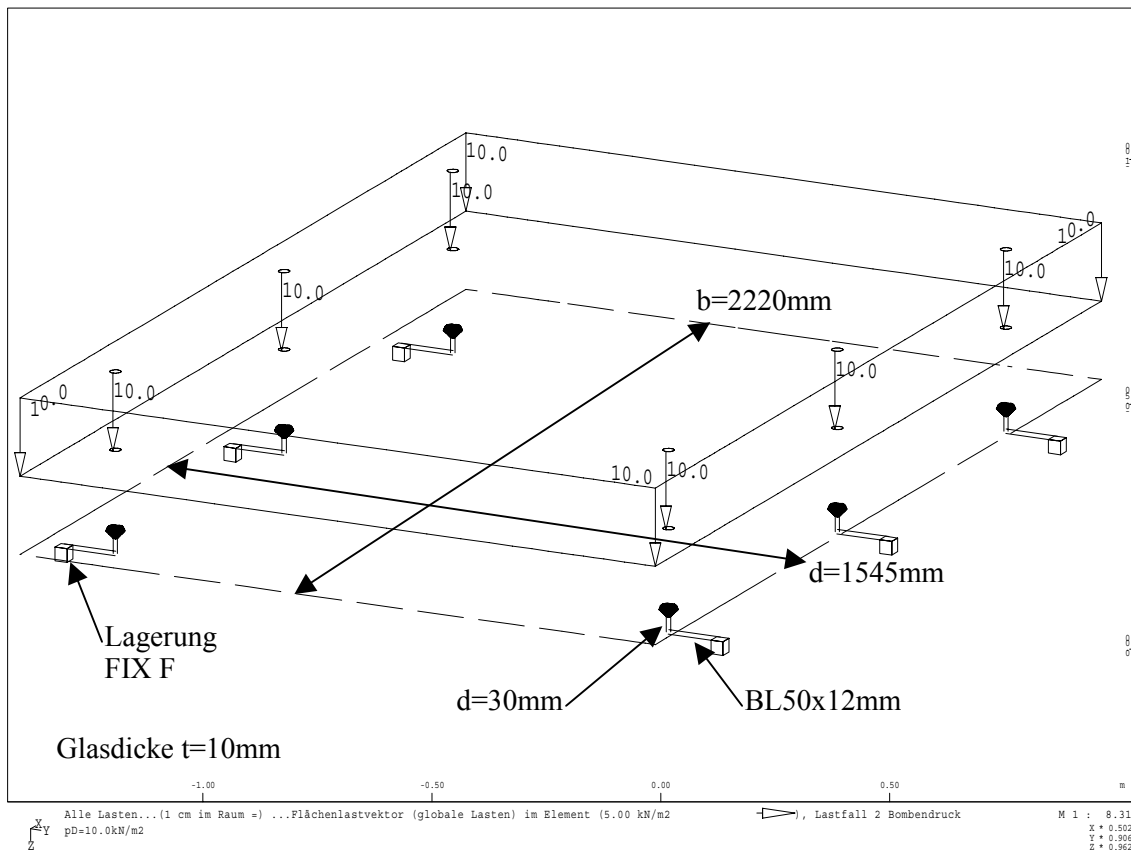


Bild 2 : System und Belastung der untersuchten Fassadenglasscheibe

Das gesamte, doppelsymmetrische System mit den Abmessungen, den Lagerungsbedingungen und den Lasten des Grundlastfalls ist in Bild 2 dargestellt.

Es handelt sich um eine 10mm dicke Glasscheibe mit Abmessungen von  $b/d=2220/1545\text{mm}$ , welche durch insgesamt 6 punktförmige Halter Typ RODAN KH70 gehalten wird. Diese Halter mit Kugelgelenk werden über stabförmige Elemente  $d=30\text{mm}$  und Flachstäbe  $b/d=50/12\text{mm}$  von 125mm Länge an der Stahlunterkonstruktion befestigt. Die Übergänge zur Unterkonstruktion werden vereinfachend als biegesteife Festpunkte (KNOT FIX F) betrachtet.

## 2.2 Belastung

Die Vorgabe für die impulsartige Belastung über die Zeit ist in Bild 3 gezeigt.

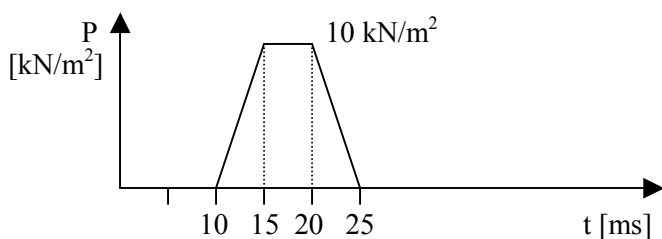


Bild 3 : Belastungsfunktion in Abhängigkeit der Zeit  $t$  [ms]

Zu Beginn werden 10 Zeitschritte mit  $dT=1\text{ms}$  nur unter Eigengewicht berechnet, damit man einen definierten Ausgangszustand erzielt. Die impulsartige Belastung wird anschließend in insgesamt 15 Zeitschritten von jeweils  $dT=1\text{ms}$  Dauer aufgebracht. Dies erfolgt als Flächenlas-

ten (FLAS PZS 10.0) über alle Elemente der Glasscheibe analog zu einer Berechnung z.B. für Winddruck (vgl. Bild 2). Mit dem Befehl STEP N 5 DT 1 wird z.B. die Laststufe mit konstant  $p=10\text{kN/m}^2$  berechnet. Für die Belastungsphasen mit veränderlichen Lastgrößen zu Beginn und am Ende des Impulses werden die Möglichkeiten der Eingabesprache CADINP zur Schleifenbildung genutzt. Hier ein Ausschnitt aus der Steuerdatei \*.DAT zu diesem Beispiel :

```
#define n=15
#define n1=5
#define timestep=0.015/$(n) ALF 0.25 0.50 1.00
$
LET#F(001) 0.1,0.3,0.5,0.7,0.9
$
LOOP#1 $(n1)
$
$ Mitnahme der geometrischen Nichtlinearität
$ Berechnung unter Berücksichtigung der verformten Lage
SYST PROB THII ITER 25 TOL 0.01 PLF #zuletzt+#1
$
STEP N 1 $(timestep)
$
ECHO VOLL NEIN
$
$ STEU ITER Iterationsverfahren zur Eliminierung der Restkräfte
$ 0 =Crisfieldverfahren, +1 =Linesearchverfahren,
$ +2 =Bei Bedarf erfolgt Update der tangentialen Steifigkeit, 3=1+2
STEU PLAB 0
STEU ITER 3
$
$ RADA - Rayleigh Dämpfung ? ( RADB, MODD ? )
$
LF #zuletzt+#1+1 EGX 1.0
$
$ Faktorisierte Grundlastfall LF2 - BOMB BLAST
LC 2 FAKT #F(#1+1)
$
ENDE
ENDLOOP
```

Zuerst wird die Feldvariable F mit den Mittelwerten der jeweiligen Belastungsstufe im Verhältnis zur maximalen Lastgröße belegt und für die Faktorisierung in einer Schleife (LOOP-ENDLOOP) benutzt.

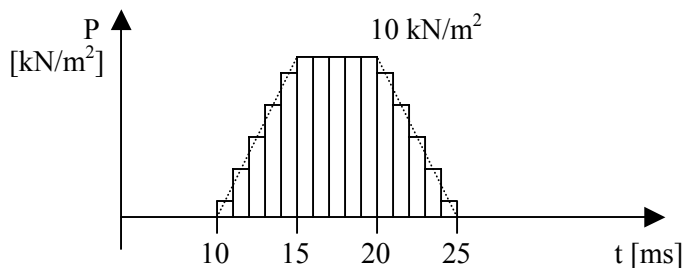


Bild 4 : Belastungsfunktion in Abhängigkeit der Zeit  $t$  [ms]

In Bild 4 ist die so ermittelte treppenförmige Lastfunktion mit jeweils konstanten Lasten je Zeitintervall angegeben. Bei der Ermittlung wurde auf eine energieäquivalente Umsetzung der Laststufen geachtet, um genau dieselbe Impulsenergie wie vorgegeben in das System einzutragen.

### 2.3 Berechnung und Auswertung

Das beschriebene System wird nun mit hintereinandergeschalteten ASE-Läufen für das „Einhängen“, die Impulsphase und das „Ausschwingen“ berechnet. Anschließend können für jeden Lastfall wie gewohnt alle Ergebnisse wie Verformungen, Spannungen, Reaktionskräfte aber auch Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in WinGRAF oder DBVIEW angezeigt oder ausgegeben werden.

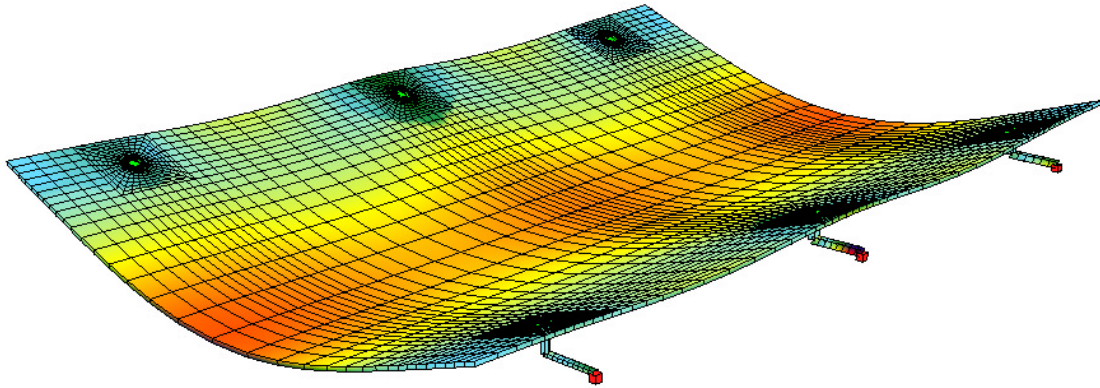


Bild 5 : System nach Aufbringen der Impulslast (LF125, 5-fach überhöht)

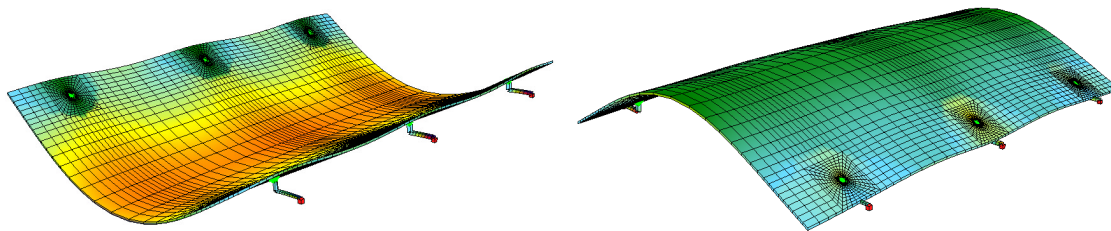


Bild 6 : System bei maximaler Durchbiegung (LF135) und erstem „Rückschwingen“ (LF170)

Die Bilder 5 und 6 zeigen das System zu verschiedenen Zeitpunkten (15ms, 25ms und 60ms nach Beginn des Impulses) als Darstellung im Programm ANIMATOR. Mit der Funktion LF-LOOP kann man dort auch eine animierte Darstellung der Reaktion der Struktur bei Auftreffen der Druckwelle erzeugen.

Bild 7 stellt den zeitlichen Verlauf der Verschiebungen senkrecht zur Scheibenebene für ausgewählte Knoten entlang der Scheibenmitte (Feldmitte) und entlang des Längsrandes (frei Kante) dar. Die Maximalwerte der ungedämpften Schwingung betragen  $\pm 14\text{mm}$  am Längsrand und  $\pm 58\text{mm}$  in Feldmitte.

Bild 8 zeigt den Verlauf der Geschwindigkeiten derselben Knoten wie Bild 7. Diese liegen am Längsrand bei  $\pm 3.0\text{ m/s}$  und in Feldmitte bei  $\pm 5.8\text{ m/s}$ . Zu beachten ist, dass sich die Knoten in Feldmitte nahezu „synchron“ mit derselben Geschwindigkeit bewegen, wohingegen die Knoten am Längsrand um eine Art Mittelwert herum „flattern“. In der Animation kann man deutlich erkennen, dass insbesondere die freie Ecke eine Art Oberschwingung auf der Grundschiwingung des Randes aufgesetzt durchführt.

Ebenfalls zu beachten ist die bereits erwähnte Tatsache, dass die maximale Geschwindigkeit nicht nach dem Aufbringen des Impulses sondern erst beim 1. Zurückschwingen auftritt. Dies ist ganz einfach zu verstehen, da die Feldmitte der Glasscheibe ab dem LF170 (s.o.) bereits eine Beschleunigung in positiver Z-Richtung erfährt und nicht erst aus ihrer ebenen Ruhelage zu einer Bewegung angeregt werden muss.

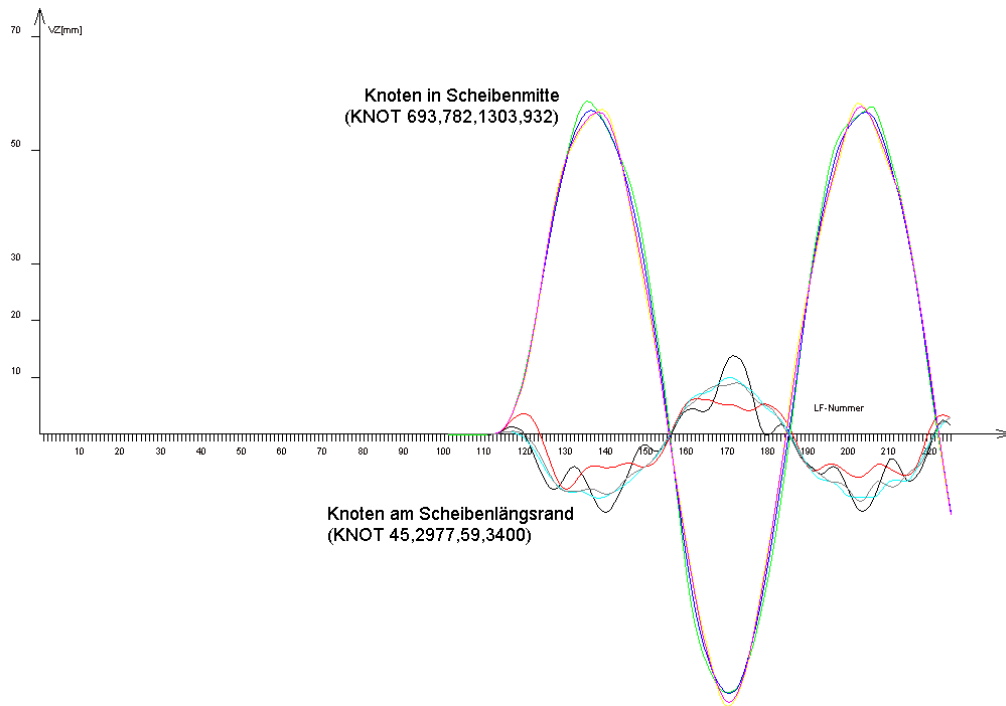


Bild 7 : Verformungen VZ [mm] für ausgewählte Knoten (aus DBVIEW)

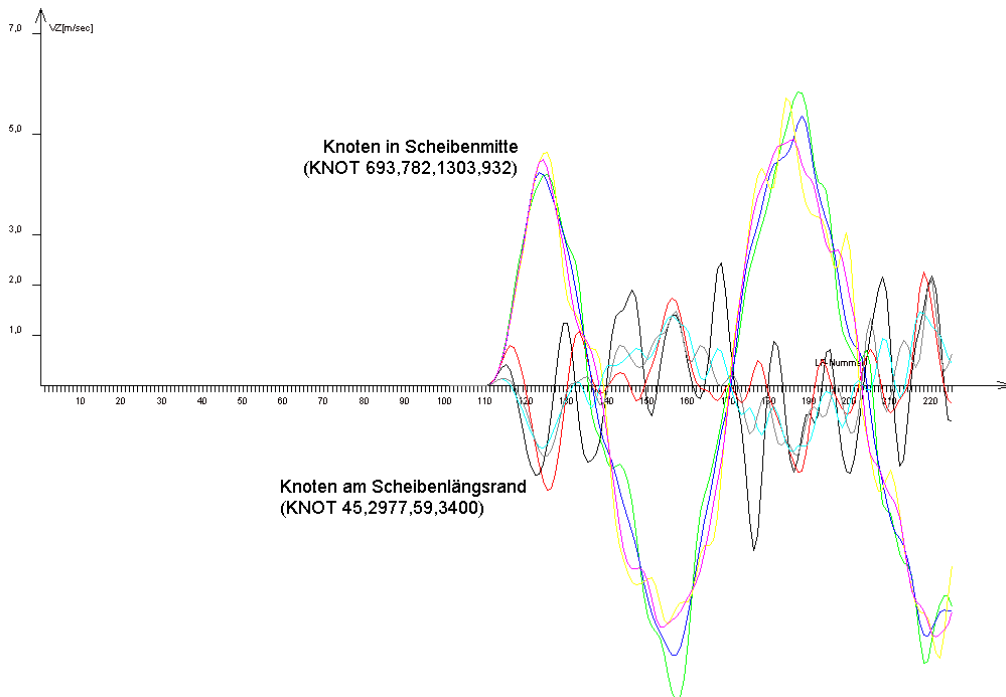


Bild 8 : Geschwindigkeiten VZ [m/s] für ausgewählte Knoten (aus DBVIEW)

Bild 9 zeigt die Beschleunigungen derselben ausgewählten Knoten. Die Maximalwerte liegen bei erstaunlichen  $\pm 1320 \text{ m/s}^2$ . Bei genauerem Unterscheiden der Knoten fällt auf, dass es sich hierbei um die Knoten des Längsrandes handelt. Die Begründung liegt in den Oberschwingungen die bei einer größeren Frequenz liegen und somit zu größeren Beschleunigungen jedoch mit geringeren Energieinhalten führt. Die Feldmitte erfährt in der 1. Phase Werte bis ca.  $1070 \text{ m/s}^2$ .

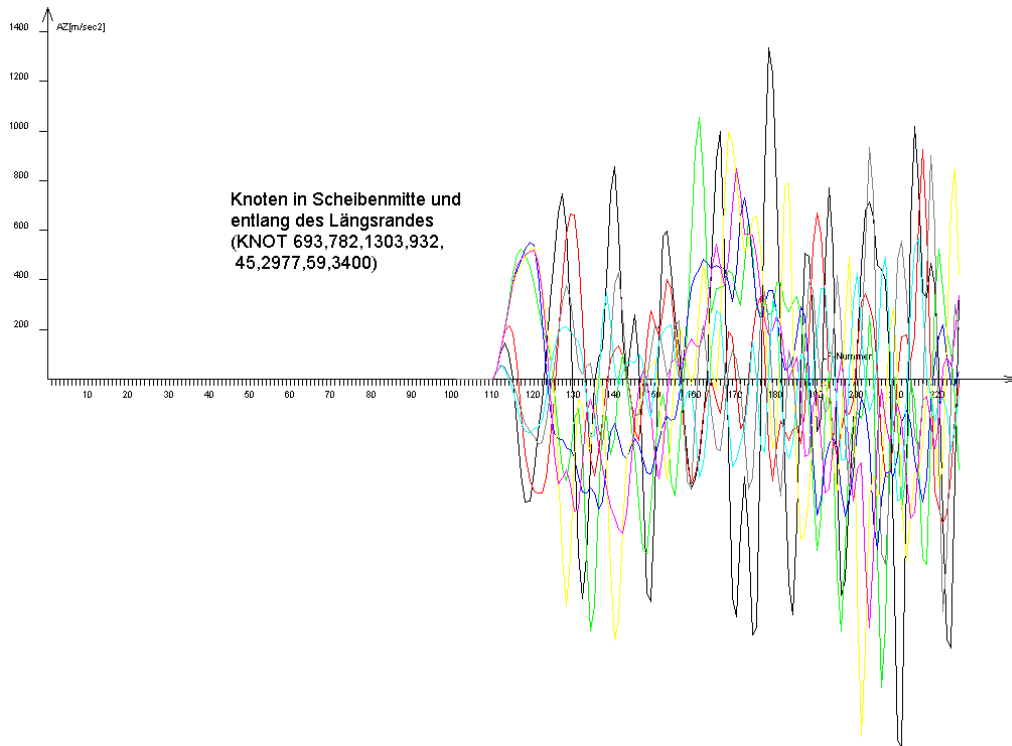


Bild 9 : Beschleunigungen AZ [ $\text{m/s}^2$ ] für ausgewählte Knoten

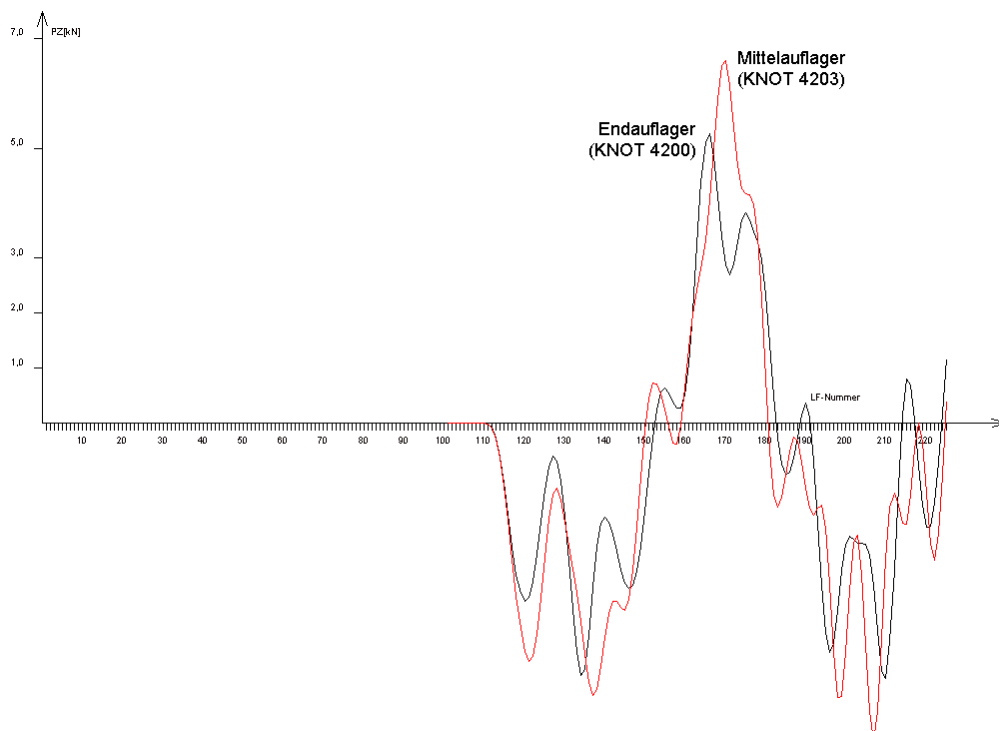


Bild 10 : Auflagerkräfte PZ [kN] am Eck- und Mittelaflager

Auffallend ist ebenfalls die Tatsache, dass bei dem ungedämpften System die maximale Auflagerkraft in Lastrichtung zuerst nur ca. 4.8kN am Mittelaflager und die nachfolgende abhebende Auflagerkomponente jedoch ca. 6.5kN beträgt. Die Maximalwerte für das Endauflager liegen bei ca.  $\pm 5.2\text{kN}$ .

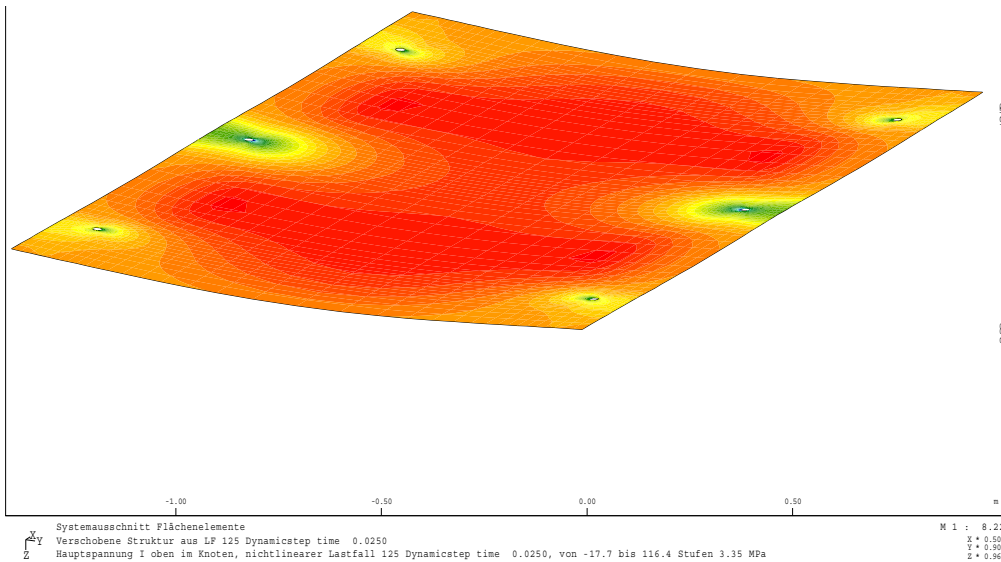


Bild 11 : Hauptzugspannungen oben  $[N/mm^2]$  nach Aufbringen der Last (LF125, 1-fach überh.)

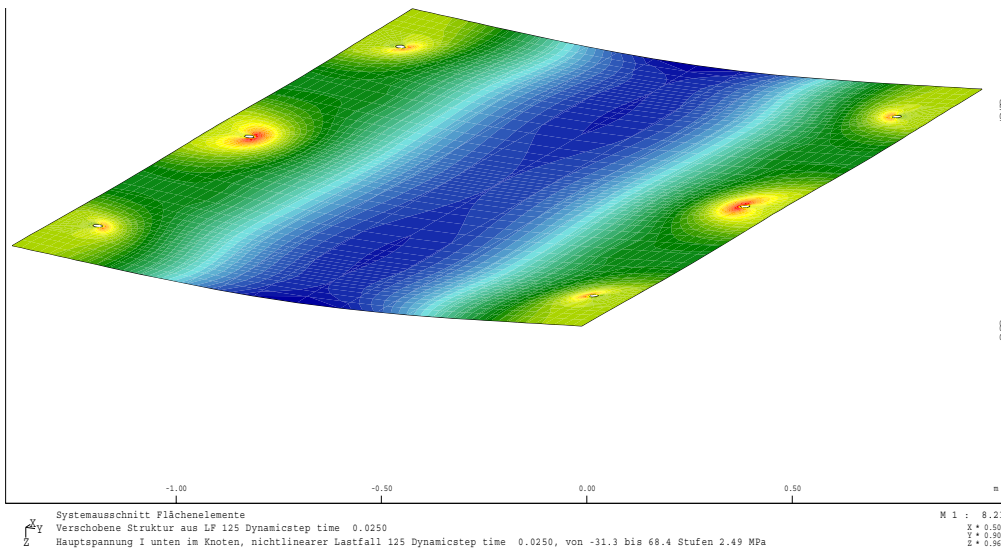


Bild 12 : Hauptzugspannungen unten  $[N/mm^2]$  nach Aufbringen der Last (LF125, 1-fach üb.)

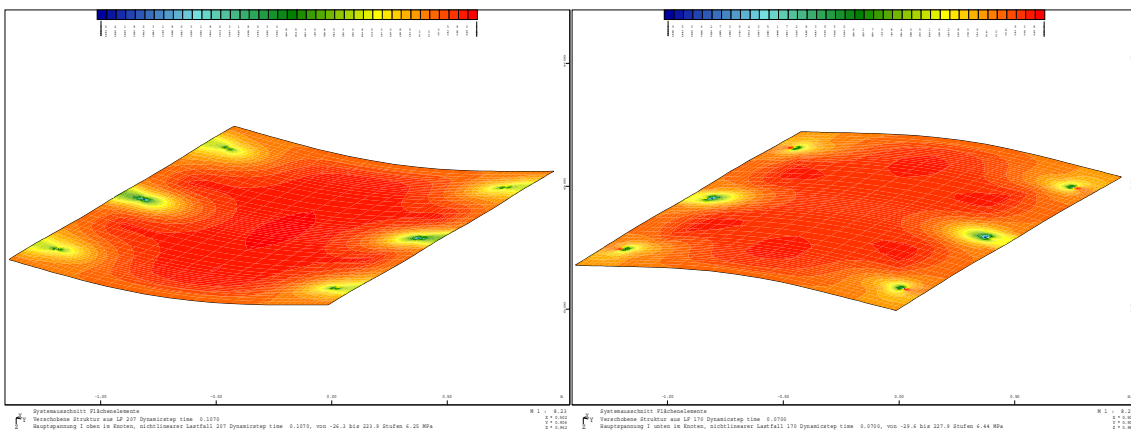


Bild 13 : Extremale Hauptzugspannungen  $[N/mm^2]$  oben und unten (LF207, LF170, 1-fach üb.)

Die maximalen Hauptzugspannungen im Glas liegen am Ende des Impulses oben am Rand des Bohrlochs des mittleren Halters bei  $116,4\text{N/mm}^2$  (vgl. Bild 11) und unten in Feldmitte der Glasscheibe bei  $68,4\text{N/mm}^2$  (vgl. Bild 12).

Die extremalen Hauptzugspannungen ergeben sich mit  $223,9\text{ N/mm}^2$  oben im Lastfall 207 (82ms nach dem Impuls) und unten mit  $227,9\text{N/mm}^2$  im Lastfall 170 (45ms nach dem Impuls) jeweils am Rand des Bohrlochs am mittleren Halter (vgl. Bild 13). Eine Bewertung dieser Spannungen soll hier nicht erfolgen. Allgemein kann jedoch für derart kurzzeitige Beanspruchungen eine deutlich höhere Bruchspannung zugelassen werden als für statische oder quasi-statische Beanspruchungen. Näheres hierzu kann unter anderem dem Bericht von Schneider & Wuttke entnommen werden (s. Abschnitt 7).

## 2.4 Kritik

Im Rahmen der Projektbearbeitung wurden mehrere Parameter die Eingang in die Berechnung fanden kritisch hinterfragt.

Dies ist insbesondere die Festigkeit der gewählten Materialien für Kurzzeitbeanspruchung und deren Dämpfungsverhalten. Es ist schwer, insbesondere für derartige Kurzzeitbeanspruchungen, E-Moduli und Dämpfungswerte zu erhalten bzw. zu ermitteln. Exemplarisch wurden zusätzlich zu den Federn diskrete Dämpfer angeordnet und gleichzeitig die Federkonstanten der ideal elastischen Federn verringert.

Wie zu erwarten war, wurde der Impuls der auf die Scheibe wirkt und diese beschleunigt durch die Dämpfer „abgebremst“ und die Bewegung wurde verzögert. Zusammenfassend konnte aber keine wesentliche Änderung der Auflagerkräfte oder Maximalspannungen beobachtet werden. Dies ist evtl. auf die verwendeten Dämpfungswerte zurückzuführen und nicht unbedingt allgemeingültig.

Eine Berücksichtigung von struktureller Dämpfung mittels der Parameter GRUP RADA/RADB/MODD ist ebenfalls möglich. Diese wurden nicht angewendet, da eine gewisse Unsicherheit in deren Größe bestand. Es ist nicht so einfach für diese Mischung von Werkstoffen unter Kurzzeitbeanspruchung zuverlässige Angaben zu machen und dementsprechend wurde für die Ermittlung der Spannungen im Glas und die Auflagerkräfte an der Stahlkonstruktion auf der sicheren Seite liegend die ungedämpfte Struktur angesetzt.

Die hier gezeigte Untersuchung wurde supplementär durchgeführt und war nicht Gegenstand des Genehmigungsverfahrens. Die Ergebnisse zeigten jedoch deutlich, dass die Wahl von Punkthaltern mit Kugelgelenk (RODAN KH70) die zwängungsarme Verformung der Scheiben sowohl im statischen sowie dynamischen Belastungsfall begünstigen.

## 3 AUSBILDUNG EINES STOSSKÖRPERS

Im folgenden wird ein aktuelles Thema bei der Ausführung absturzsichernder Verglasungen aufgegriffen. Derzeitiger Stand der Technik bzw. der baurechtlichen Genehmigungsverfahren ist, dass bei Überschreiten gewisser Abmessungen oder Abweichung von gewissen Lagerungsbedingungen ein zeit- und kostenaufwendiger Versuch erforderlich ist.

Dies stellt derzeit eins der größten Probleme bei der Planung und Ausführung derartiger Verglasungen dar, da i.d.R. bis zum Vorliegen der Versuchsergebnisse keine eindeutige Aussage über die Genehmigungsfähigkeit gemacht werden kann.

Um jedoch den Objektplanern Angaben zur Machbarkeit ihrer Entwürfe geben zu können, ist man derzeit bemüht ein zuverlässiges Vorgehen bei der numerischen Simulation des nachfolgend beschriebenen Pendelschlagversuches zu erarbeiten.

### 3.1 Pendelschlagversuch gemäß TRAV und E DIN EN 12600 1998-06

Das im folgende beschriebene Vorgehen bei der Berechnung des „weichen Stoßes“ soll die Anforderung gemäß TRAV (Technische Regeln für die Verwendung von absturzsichernden Verglasungen des DIBt) bzw. die Versuchsanordnung entsprechend der E DIN EN 12600 1998-06 numerisch abbilden.

Dieser Versuchsaufbau besteht im wesentlichen aus einem mit 4 bar gefüllten Doppelreifen mit Außendurchmesser 389mm bzw. jeweils 102mm Durchmesser des Reifenquerschnitts und einem zentralen Massenkörper zum Ausgleich des Gesamtgewichts auf 50kg der an einem 1500mm langen Seil hängt. Es wurden in der Vergangenheit auch andere Stoßkörper (z.B. Doppelreifen 45kg, Glaskugelsack, Bleischrotsack) verwendet, auf diese soll hier im Zusammenhang nicht eingegangen werden.

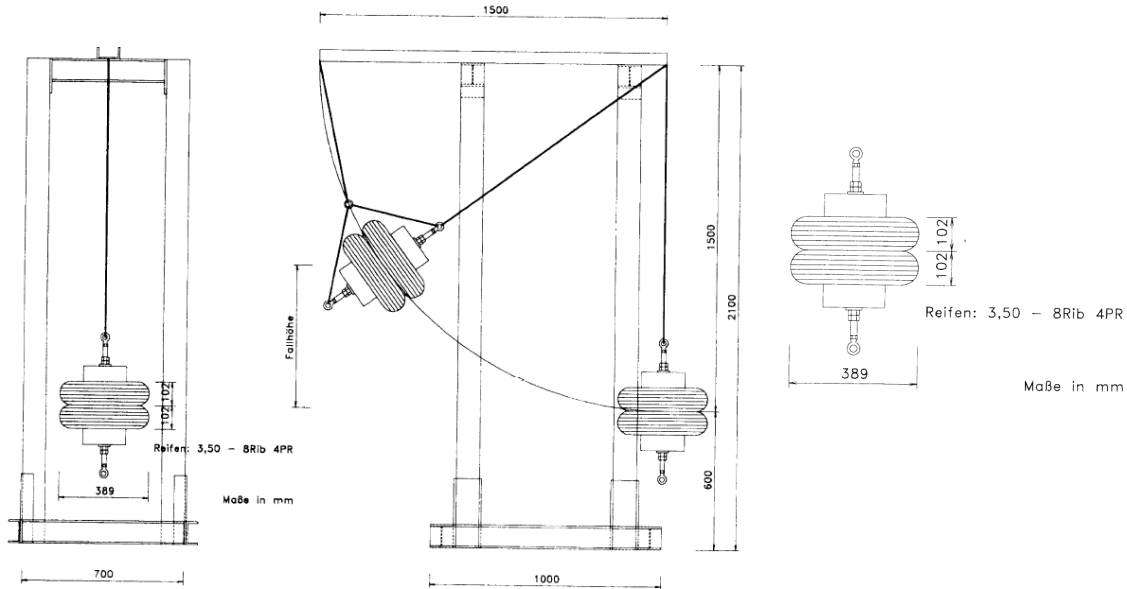


Bild 14 : Versuchsaufbau und Anprallkörper gem. E DIN EN 12600 1998-06

Der Anprallkörper wird nun je nach Anforderung so ausgelenkt, dass er 450, 700 oder 900mm „Fallhöhe“ hat. Im folgenden wird nur der letztere Fall als Grundlage der weiteren Annahmen und Festlegungen untersucht.

### 3.2 Anprallkörper mit punktförmiger Masse

Der zuerst ausgebildete Anprallkörper wurde als zentraler Massenpunkt von 50kg am Ende einer Pendel- bzw. Zugstange diskretisiert. Dieser wurde auf eine mit 390mm Durchmesser ausgerundeten Abschnitt einer Zylinderschale von 200mm Länge mit  $9 \times 9 = 81$  elastischen Federn gekoppelt.

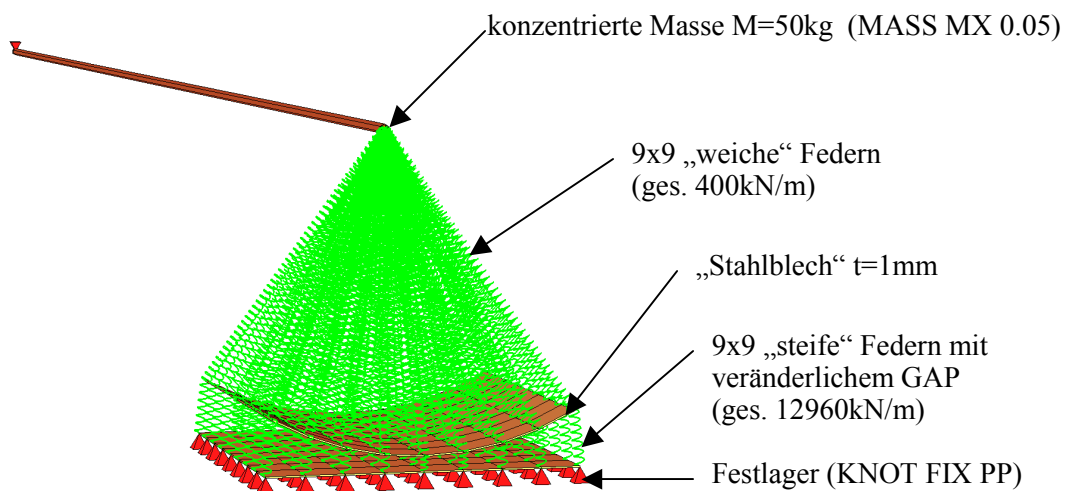


Bild 15 : 3D-Darstellung des Anprallkörpers mit punktförmiger Masse (aus ANIMATOR)

Diese Schale besteht rechnerisch aus einem 1mm dicken „Stahlblech“ aus 8x8 QUAD-Elementen. Dies stellt eine erste Näherung dar. Man könnte die Koppelfedern zum Massenschwerpunkt auch in ihrer seitlichen (X-Y-Ebene) Bewegung behindern (PXPY) und ohne „künstliches“ Material ausbilden oder Federn ohne Biegesteifigkeit in der Schalenebene anordnen.

Die Knoten der „Oberfläche“ dieses Anprallkörpers wiederum werden nun mittels „steifer“ Federn (ca. 12960 kN/m) an die „Oberfläche“ des Probenkörpers gekoppelt.

Da die Impulsbelastung auf die Glaskonstruktion durch einen energetisch präzise definierten Stoß des Anprallkörpers erfolgen soll, wird die beschriebene Konfiguration in einem Abstand von 10mm vom Auftreffpunkt angeordnet. Dieser Abstand muss so groß sein, dass der Weg der während der Beschleunigungsphase zurückgelegt wird kleiner ist und noch ein Stück des „freien Fluges“ des Anprallkörpers simuliert wird.

Um diesen veränderlichen Abstand zwischen der Oberfläche des Anprallkörpers und der Auftrefffläche des anzupendelnden Bauteils zu berücksichtigen, erhalten die „steifen“ Koppelfedern einen Schlupf (GAP) der dem geometrischen Abstand auf die Mittelfläche der QUAD-Elemente der Glaskonstruktion entspricht.

### 3.3 Anprallkörper mit verteilter Masse

Der unter 3.2 beschriebene Anprallkörper wurde derart verändert, dass die Einzelmasse entfernt und eine „Stahlplatte“  $b/d=200 \times 200 \text{mm}$  mit einer Dicke  $t=159 \text{mm}$  aus QUAD-Elementen parallel zur Auftreffstelle ersetzt wurde. Diese wiegt ebenfalls 50kg und verteilt offensichtlich die dynamischen Wirkungen besser. Dies könnte an der Massenmatrix im Gleichungssystem liegen, da nun anstelle eines einzigen großen Wertes mehrere kleinere Werte vorhanden sind. Dies könnte evtl. näher untersucht werden.

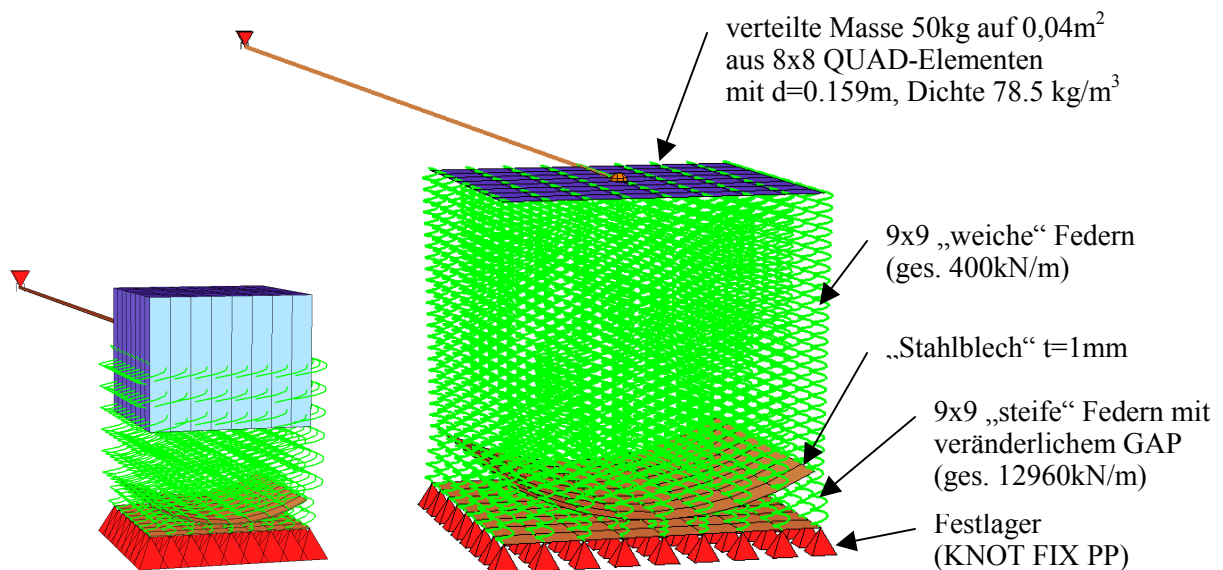


Bild 16 : 3D-Darstellungen des Anprallkörpers mit verteilter Masse (aus ANIMATOR)

### 3.4 Numerisches „Eichen“ bzw. Testen der Anprallkörper

Zum Vergleich der beschriebenen Modelle mit dem realen Anprallvorgang werden zwei numerische Simulationen durchgeführt.

Die erste ist der Kontaktvorgang als statisch nichtlineare Berechnung (SYST PROB NONL), um das grundsätzliche Kontaktverhalten zu beurteilen und die zweite simuliert den Stoßimpuls.

Zur Abbildung des Stoßes wird die Annahme getroffen, dass der Anprallkörper bis 10mm vor dem Auftreffen einem mathematischen, d.h. reibungsfreien, Pendel entspricht. Man erhält so mit der allgemeinen Bewegungsgleichung die Geschwindigkeit von  $v = \text{SQRT}(2gh)$  wobei die Erdbeschleunigung mit  $g=9.81 \text{m/s}^2$  und die Fallhöhe  $h=0.45/0.70/0.90 \text{m}$  eingeht.

Im weiteren wird nur eine Fallhöhe von  $h=0.90\text{m}$  betrachtet, so dass sich eine Geschwindigkeit von  $v = \text{SQRT}(2 \times 9.81 \times 0.90) = 4.202 \text{ m/s}$  vor dem Aufprall ergibt. Mit den anderen Fallhöhen kann man entsprechend vorgehen.

Die Bewegungsenergie im Fallkörper beträgt somit  $E = m v^2 / 2 = 50.0 \times 4.202^2 / 2 = 441.45 \text{ [kgm}^2/\text{s}^2 = \text{Nm}]$ .

Mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes und dem Impuls  $I=mv$  bzw. der Arbeit  $A=Fs$  kann man nun auf die erforderliche Last im betrachteten Zeitintervall schließen. Hierin ist  $F$  die aufzubringende Impulskraft als äußere Last und  $s$  der während der Impulsdauer  $dT$  zurückgelegte Weg.

Gibt man die Dauer des Impulses zur Beschleunigung des Stoßkörpers willkürlich mit  $dT=1\text{ms}$  vor, ergibt sich mit der Geschwindigkeit  $v = a dT = 4.202\text{m/s}$  und der angenommenen Impulsdauer von  $dT=1\text{ms}$  eine konstante Beschleunigung von  $a = v / dT = 4.202 / 0.001 = 4202\text{m/s}^2$ .

Mit der bekannten Beziehung  $F = ma$  ergibt sich damit die aufzubringende Last für das Rechenverfahren zu  $F = 50.0 \times 4202 = 210100.0 \text{ [kgm/s}^2] = 210.10 \text{ [kN]}$ .

Wie man beim Stoßkörper mit verteilter Masse sehr gut erkennen kann, wird der Massenschwerpunkt am Ende der Impulsphase (LF14) genau auf die Geschwindigkeit von  $v=4.2\text{m/s}$  beschleunigt und dieser gibt anschließend über die Kontaktfläche seine Energie an die Unterlage ab bzw. erhält eine umgekehrt gerichtete Impulskraft zurück. Die konstante Beschleunigung  $a=4202\text{m/s}^2$  stimmt ebenfalls sehr gut überein.

Bild 17 zeigt den Impulskörper zu Beginn des statischen Kontaktvorgangs mit  $F=0,21\text{kN}$  (LF511),  $F=2.1\text{kN}$  (LF513),  $F=5.25\text{kN}$  (LF516) und  $F=10.5\text{kN}$  (LF521). Das Ausbreiten der Kontaktfläche ist deutlich zu erkennen. Die Penetration ist ebenfalls gering und beträgt nur ca. 1mm.

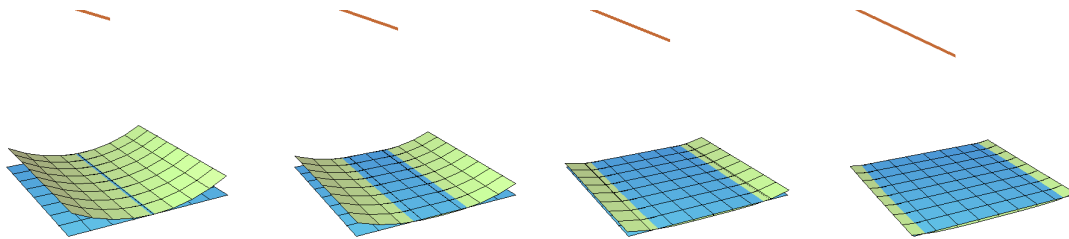


Bild 17 : Stoßkörper mit konzentrierter Masse im statischen Kontaktvorgang (ANIMATOR)

In Bild 18 nun ist der Verlauf des Kontaktvorgangs in Ausgangslage (LF0), am Impulsende (LF14), bei ruhender Masse  $M$  (LF 27) und direkt vor dem Abheben der Kontaktfläche (LF37) dargestellt. Man kann in LF27 die deutliche Penetration und in LF37 die doppelte Kontaktfläche erkennen. Wie auch an den Werten für Verformung, Geschwindigkeit und Beschleunigung zu erkennen ist, wurde dieses Modell nicht weiter für die Betrachtung am Gesamtsystem verfolgt. Es war auch bei mehrmaligem Ändern der relevanten Parameter nicht möglich einen „sauberen“ Stoßvorgang abzubilden.

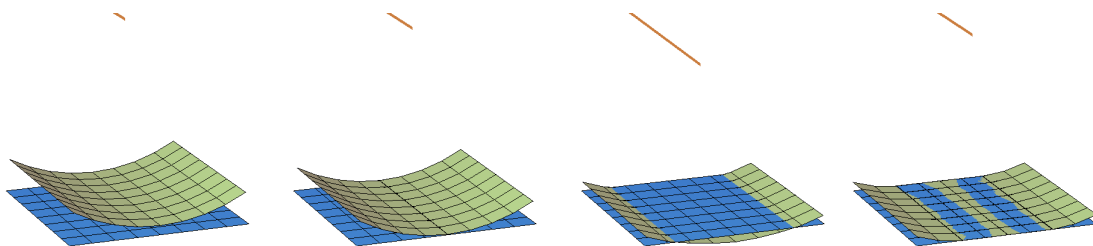


Bild 18 : Stoßkörper mit konzentrierter Masse im dynamischen Impulsvorgang (LF0,14,27,37)

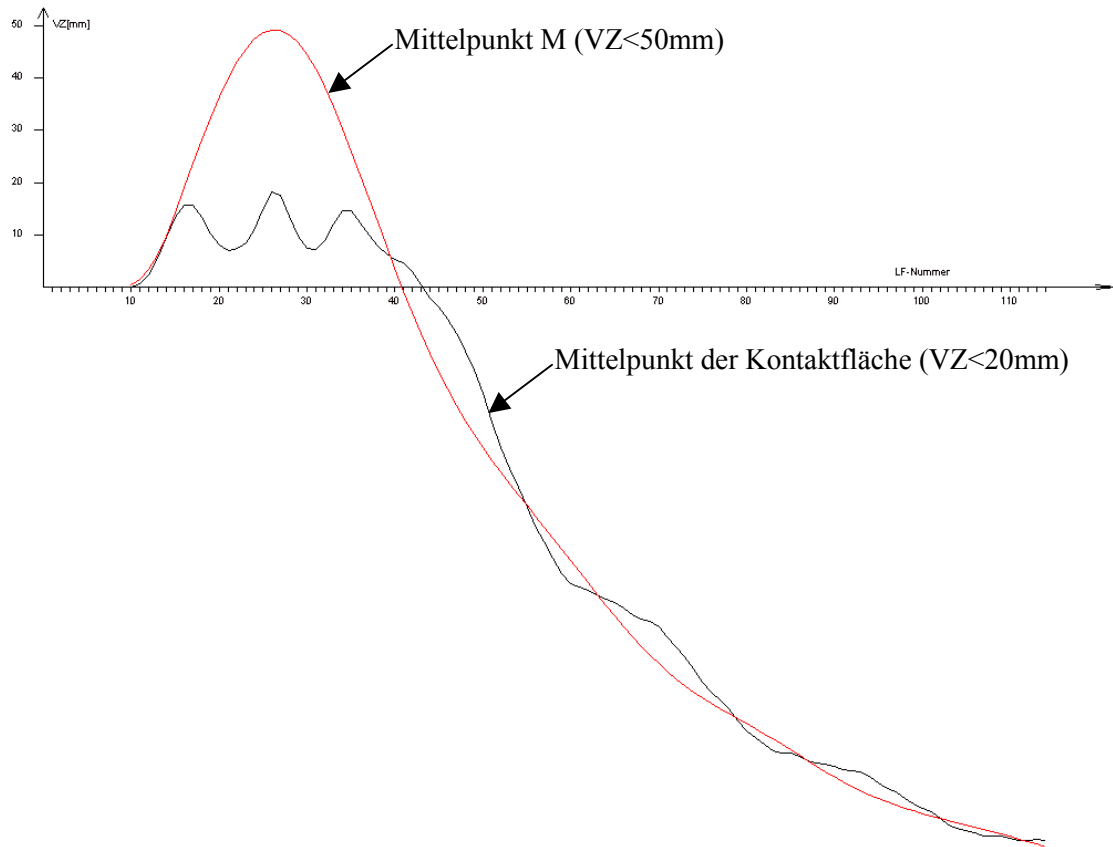


Bild 19 : Verschiebungen  $VZ$  [mm] in M und im Mittelpunkt der Kontaktfläche

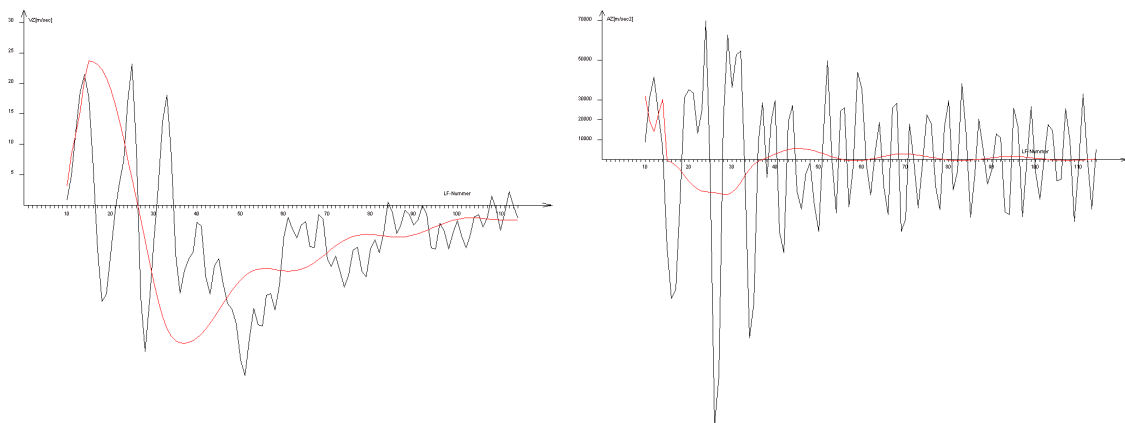


Bild 20 :  $VZ$  [m/s] und  $AZ$  [ $m/s^2$ ] in M und im Mittelpunkt der Kontaktfläche

Das zweite System mit verteilter Masse und senkrecht ausgerichteten Federelementen zeigt wesentlich bessere Ergebnisse und ließ sich besser kalibrieren bzw. zeigten die Ergebnisse direkt die angenommenen Werte für Geschwindigkeit und Beschleunigung.

Bild 21 stellt analog zu Bild 17 den statischen Kontaktvorgang bei  $F=0.21/2.1/5.25/10.5kN$  des Systems mit verteilter Masse und senkrechten Federn dar. Der Übergang der Laststufen ist gut zu erkennen und es tritt keine wesentliche Penetration von der Kontaktfläche in die Bezugsebene ein.

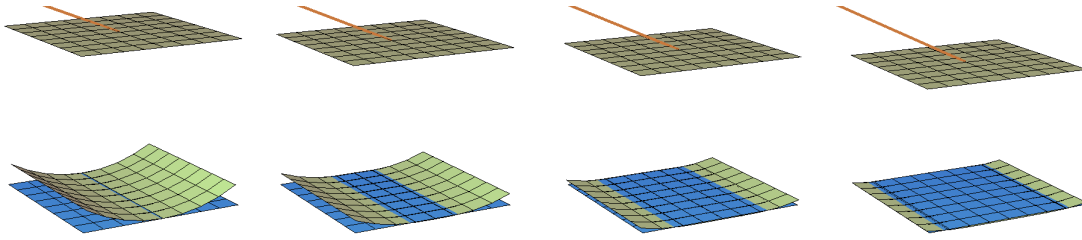


Bild 21 : Stoßkörper mit verteilter Masse im statischen Kontaktvorgang (ANIMATOR)

In Bild 22 ist der Stoßvorgang in Ausgangslage (LF0), am Ende des Impulses (LF14), zu Beginn des Kontaktvorgangs (LF26), bei ruhender Masse M (LF115) und direkt vor dem Abheben der Kontaktfläche (LF215) dargestellt.

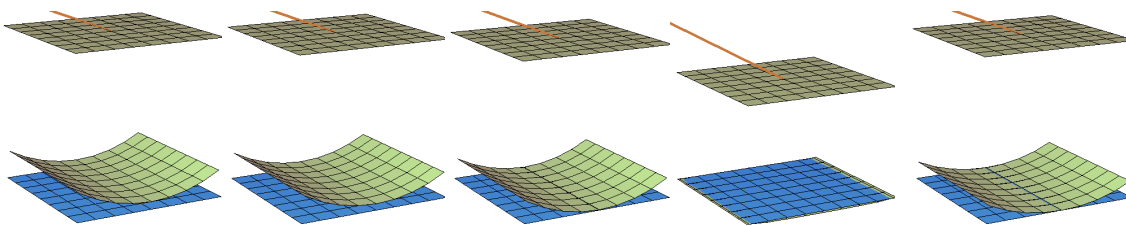


Bild 22 : Stoßkörper mit verteilter Masse im dynamischen Impulsvorgang (LF0,14,26,115,215)

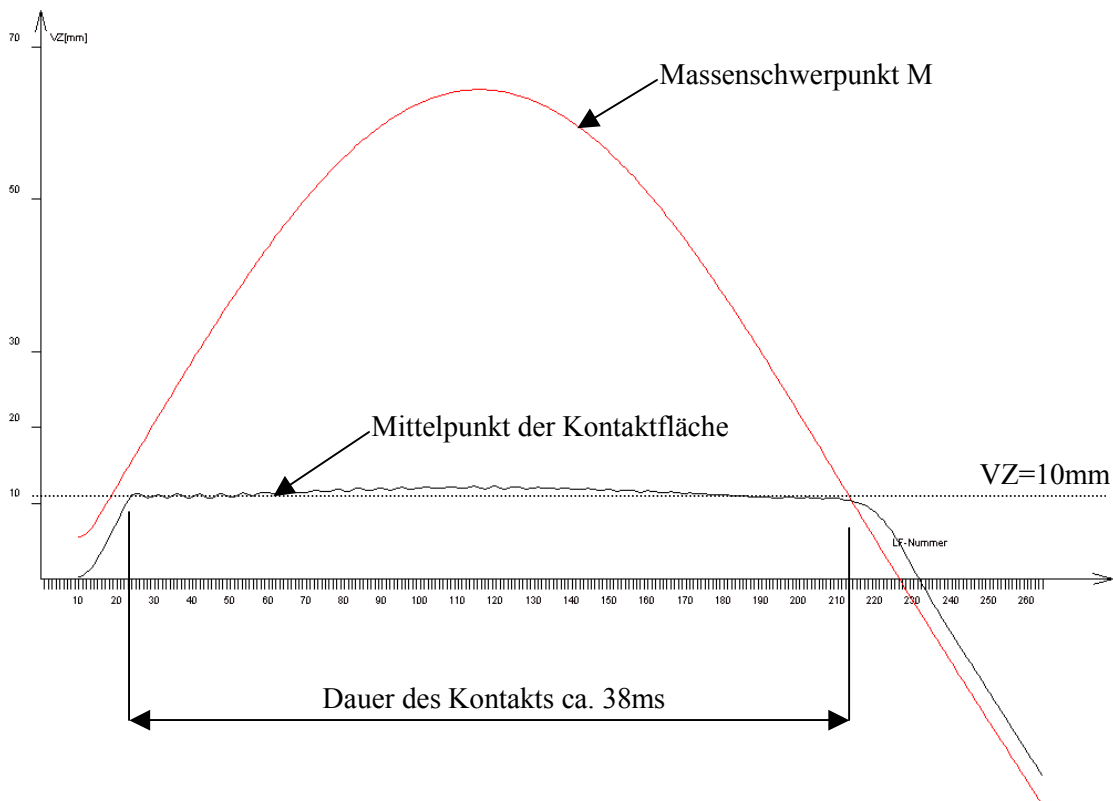


Bild 23 : Verschiebungen VZ [mm] in M und im Mittelpunkt der Kontaktfläche

Der Verlauf der Verschiebungen des Massenschwerpunktes M und des Mittelpunktes der Kontaktfläche ist in Bild 23 gezeigt. Der Verlauf ist gleichmäßig und ohne große Abweichungen von den erwarteten Werten. Die Dauer des Kontakts beträgt bei einer Schrittweite von  $dT=1/5\text{ms}$  pro Lastfall ca.  $(LF215-LF25) / 5 = 38\text{ms}$ . Dies entspricht gut den in der Literatur genannten  $40\text{ms}$  aus Versuchen mit Anprallkörpern an eine starre Wand. Bilder 24 und 25 zeigen die Geschwindigkeit am Impulsende mit  $4.2\text{ m/s}$  und eine Beschleunigung von ca.  $4200\text{ m/s}^2$ .

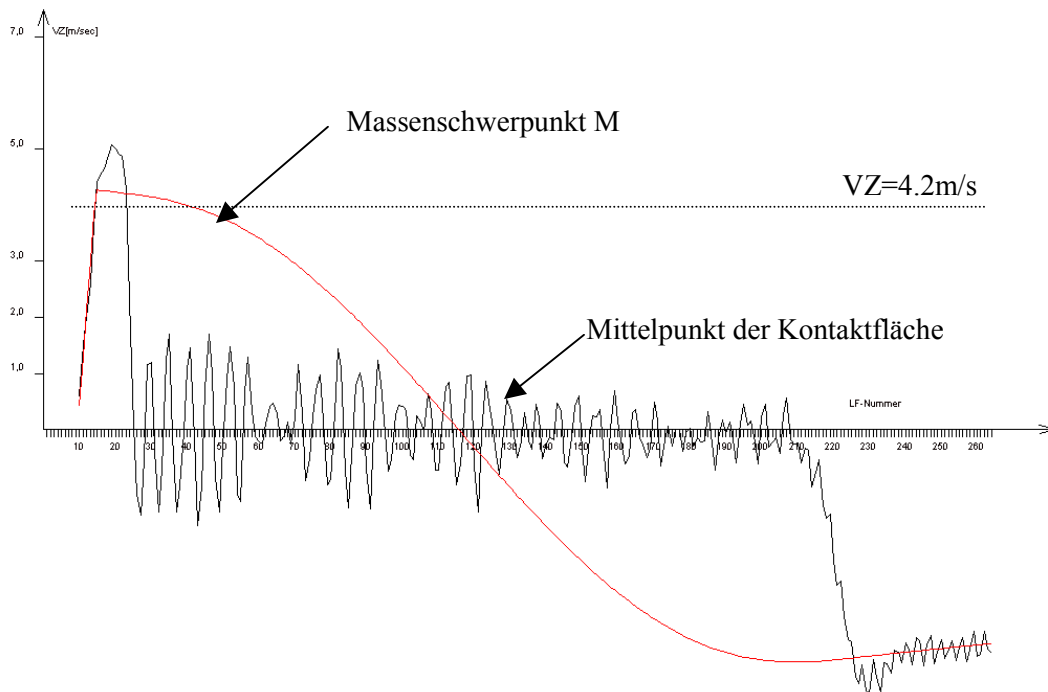


Bild 24 : Geschwindigkeiten VZ [m/s] in M und im Mittelpunkt der Kontaktfläche

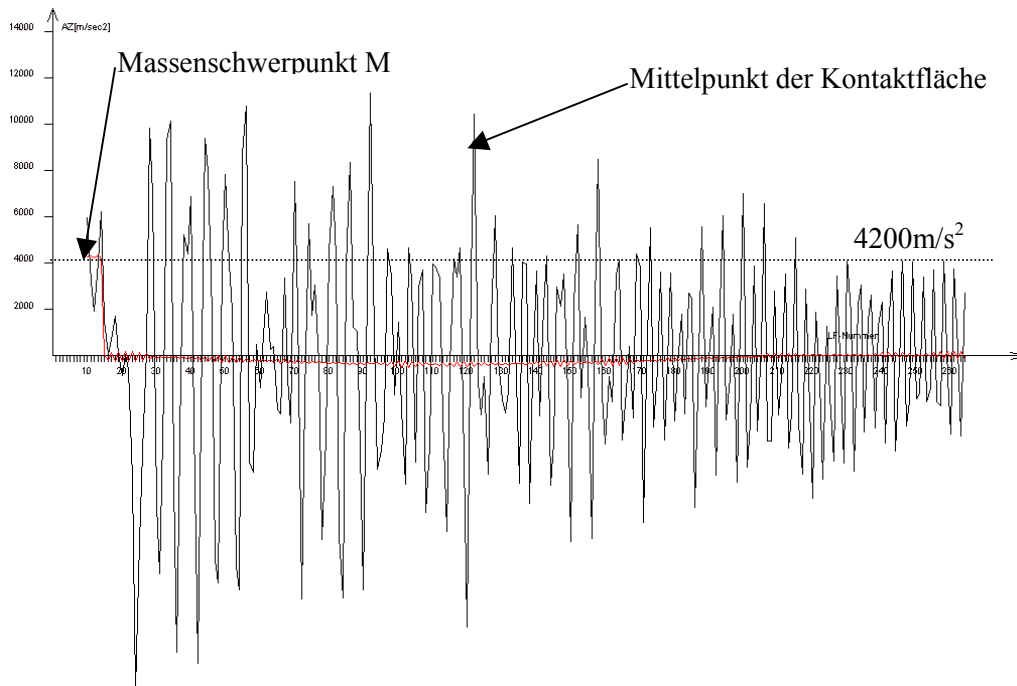


Bild 25 : Beschleunigungen AZ [m/s²] in M und im Mittelpunkt der Kontaktfläche

## 4 BEISPIEL EINES ELASTISCHEN STOSSES

### 4.1 Gesamtsystem

Als Grundlage für den Anprall eines Stoßkörpers auf eine absturzsichernde Verglasung wird die im ersten Beispiel gezeigte Fassadenscheibe eines Treppenhauses benützt. Diese dient im Bereich der Zwischenpodeste der Absturzsicherung und wird hier als Halbmodell untersucht. Es handelt sich zwar aufgrund der unsymmetrischen Beanspruchung nicht um ein symmetrisches System, die „schwebende Einspannung“ entlang der Scheibenmitte ist jedoch eine gute erste Näherung. Die erzielten Rechenzeiten liegen dann immer noch bei 2-3 Stunden für eine Simulation mit einem Pentium 4 mit 1700 MHz Taktfrequenz.

Das System wurde derart geändert, dass zwei 20x20cm große Kontaktzonen mit 8x8 QUAD-Elementen angeordnet wurden. Mit der Option NDB-EINFÜGEN im Programm MONET wird für jeden Auftreffpunkt der zuvor beschriebene Anprallkörper ohne die starre Lagerung eingefügt. Die Werte für die Federwerte müssen evtl. noch angepasst werden. Dies liegt aber überwiegend an der numerischen Sensibilität des verwendeten Penalty-Verfahrens, da die Steifigkeitsverhältnisse im Verhältnis zum starren Körper unterschiedlich sind.

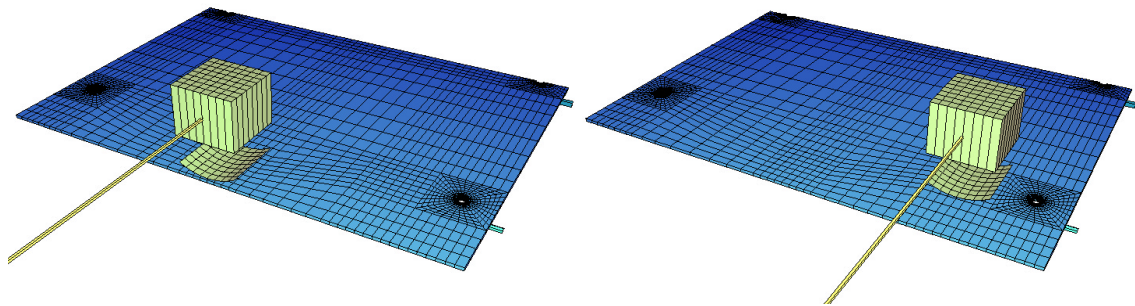


Bild 26 : System mit Anprallkörper an freier Kante und seitlich des Eckhalters

### 4.2 Kontaktsimulation

Wie bereits für die Erstellung der Teilmodelle für den Anprallkörper wird die gebildete Konfiguration am Gesamtmodell mit einem nichtlinearen Berechnungslauf als Kontaktsimulation statisch nichtlinear getestet bzw. geeicht.

Es wurde festgestellt, dass die Federsteifigkeiten der Koppelfedern aus dem Anprall auf einen starren Körper nicht unbedingt für den Fall des Gesamtmodells geeignet sind. Hier ist insbesondere die Verbindung der Kontaktoberflächen mit den GAP-Elementen zu erwähnen. Bei unveränderter Steifigkeit war zuerst kein stabiles bzw. konvergentes Ergebnis für den Stoßvorgang zu erzielen.

Wie bei allen Penalty-Verfahren ist der Nachteil der anzusetzenden diskreten Federn der, dass zu „steife“ Federn zu numerischen Problemen und zu „weiche“ Federn eine Penetration der sich berührenden Körper bedingt. Da für die hier untersuchte Problemstellung hauptsächlich die Übertragung des Impulses vom Anprallkörper auf die Glasscheibe und die hierfür benötigte Zeit bzw. Verzögerung von wesentlicher Bedeutung ist, kann eine „Eindringung“ des Anprallkörpers von ca. 1mm durchaus in Kauf genommen werden.

Die Kontaktberechnung erfolgt wie vorher beschrieben und die Ergebnisse unter einer statischen Last von 2.10kN sind in Bild 27 links für den Fall des Anpralls in der Seitenmitte und rechts für den Fall des Anpralls am Eckhalter dargestellt.

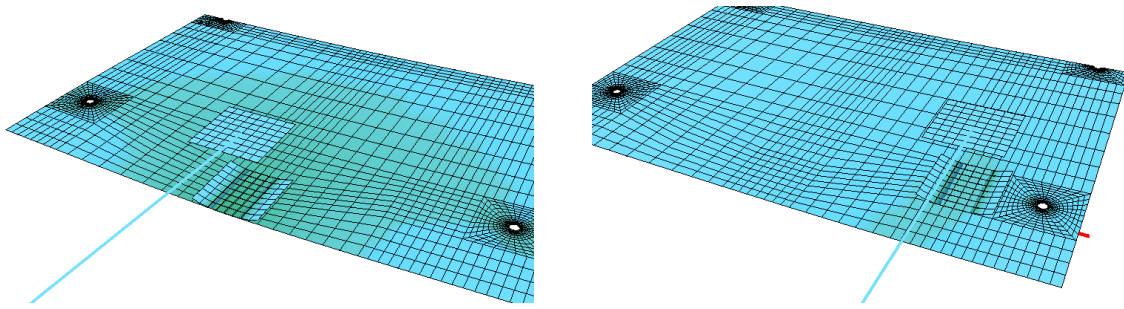


Bild 27 : Anprallkörper in Kontakt jeweils unter 2.10kN statischer Last (LF104, 1-fach überh.)

### 4.3 Stoßsimulation

Die Berechnung des impulsartigen Stoßes erfolgt ebenfalls analog zu den vorherigen Systemen mit festem Lager. Nach Anpassen der Steifigkeitsverhältnisse der Federn des Anprallkörpers konnte eine stabile Lösung für die beiden untersuchten Systeme gefunden werden.

Bild 28 zeigt die Lage zum Zeitpunkt der jeweils größten Durchbiegung links für Anprall in Mitte der freien Kante im Lastfall LF270 und rechts für den Anprall neben dem Eckhalter im Lastfall LF150.

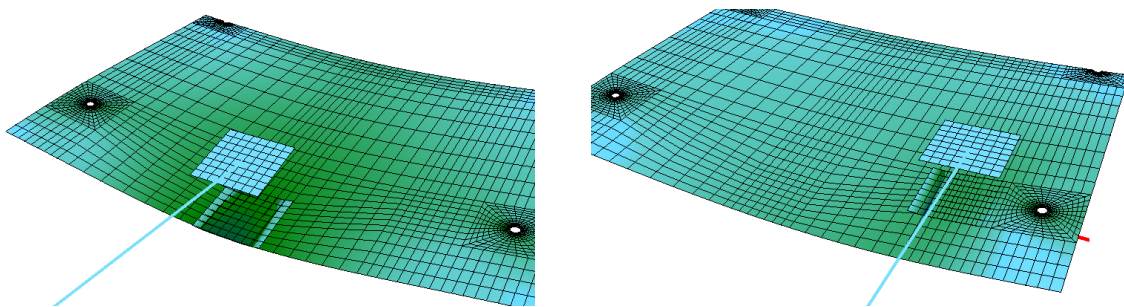


Bild 28 : Stoßsimulation im Zustand größter Verformung VZ (LF 270, LF150, 1-fach überh.)

Typisch für alle Berechnungen ist der zeitliche Versatz zwischen der Mitte der Kontaktfläche und dem Massenschwerpunkt  $M$ . Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Masse  $M$  zuerst die ganze Beschleunigung der äußeren Last  $F$  erhält und erst durch die Steifigkeit der Federn an die Kontaktfläche weiterleitet. Dies ist umgekehrt genauso beim Zurückschwingen, wenn die Rückstellkraft der elastisch verformten Glasplatte die Kontaktfläche beschleunigt und diese Beschleunigung wiederum über das Zusammendrücken der Federn an die Masse weiterleitet.

Die Bilder 29ff zeigen nun den zeitlichen Verlauf der maßgebenden Werte Verformung, Geschwindigkeit, Beschleunigung und Auflagerkraft für beide Fälle. Die Dauer des Kontakts zwischen Kontaktfläche des Anprallkörpers und der Glasscheibe liegt bei ca. 88ms für den Fall des Anpralls in der Mitte der freien Kante und bei ca. 57ms für den Anprall am Eckhalter. In der Literatur werden Werte von ca. 60ms genannt, so dass offensichtlich ebenfalls eine gute Korrelation besteht.

Um die Ergebnisse validieren zu können, müssen jedoch noch weitere Untersuchungen vorgenommen werden. Die größte Schwierigkeit bei der verwendeten Methode ist die Bestimmung der diversen Steifigkeitswerte. Die Annahme von  $c_w=400\text{kN/m}$  für die Gesamtsteifigkeit aller Federn des Stoßkörperinnern ist eine zu starke Vereinfachung. Besser wären hier gestaffelte Werte bzw. gekoppelte Feder-Dämpfer-Systeme für die jedoch derzeit keine ausreichende Grundlage zur Bestimmung existiert. Hinzu kommt, dass die Methode in ASE zur Bestimmung der nichtlinearen Ergebnisse in der Bewegungs- und Kontaktanalyse robuster werden muss, um die numerische Konvergenz über ein breiteres Band von Eingangswerten zu erhalten.

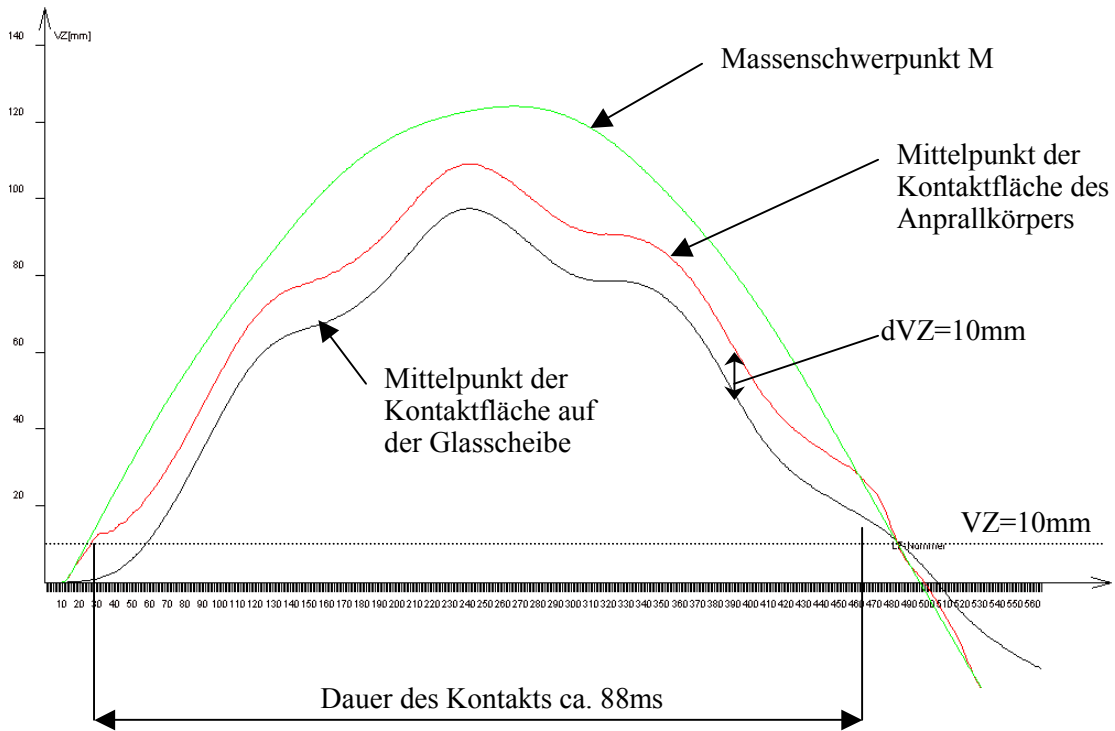


Bild 29 : Verschiebungen VZ [mm] für Anprall in Mitte der freien Kante

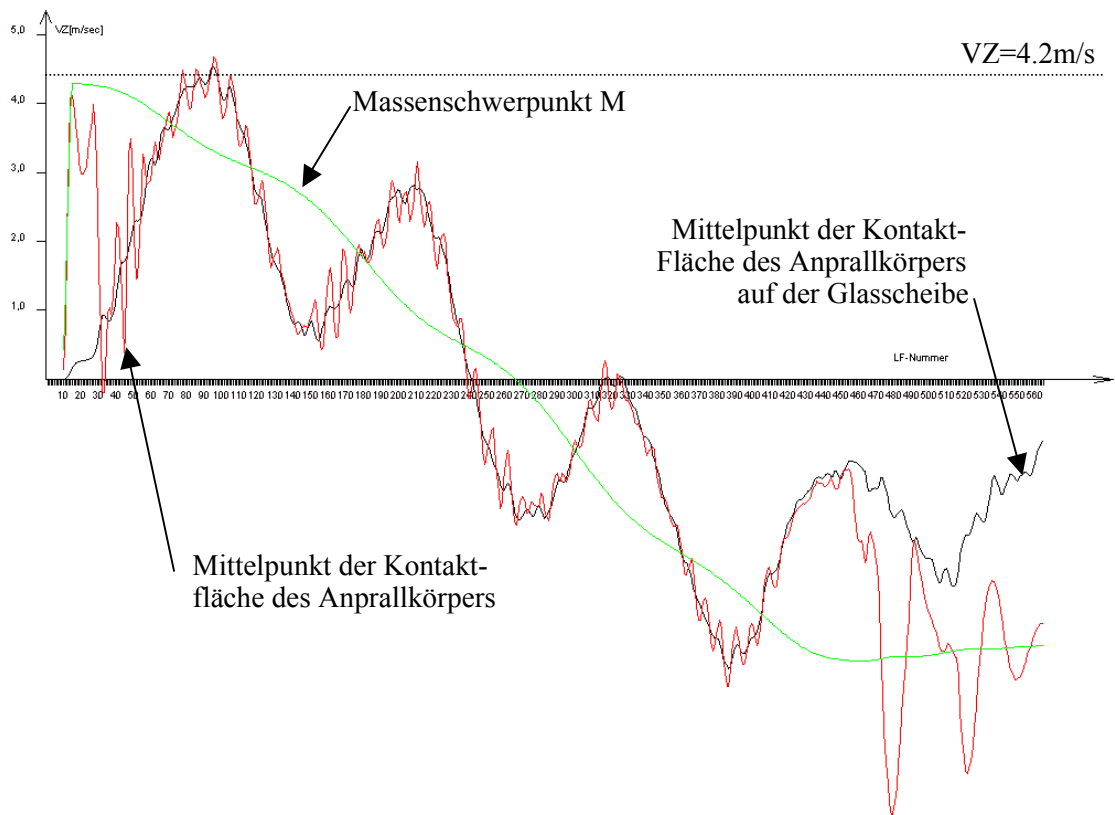


Bild 30 : Geschwindigkeiten VZ [m/s] für Anprall in Mitte der freien Kante

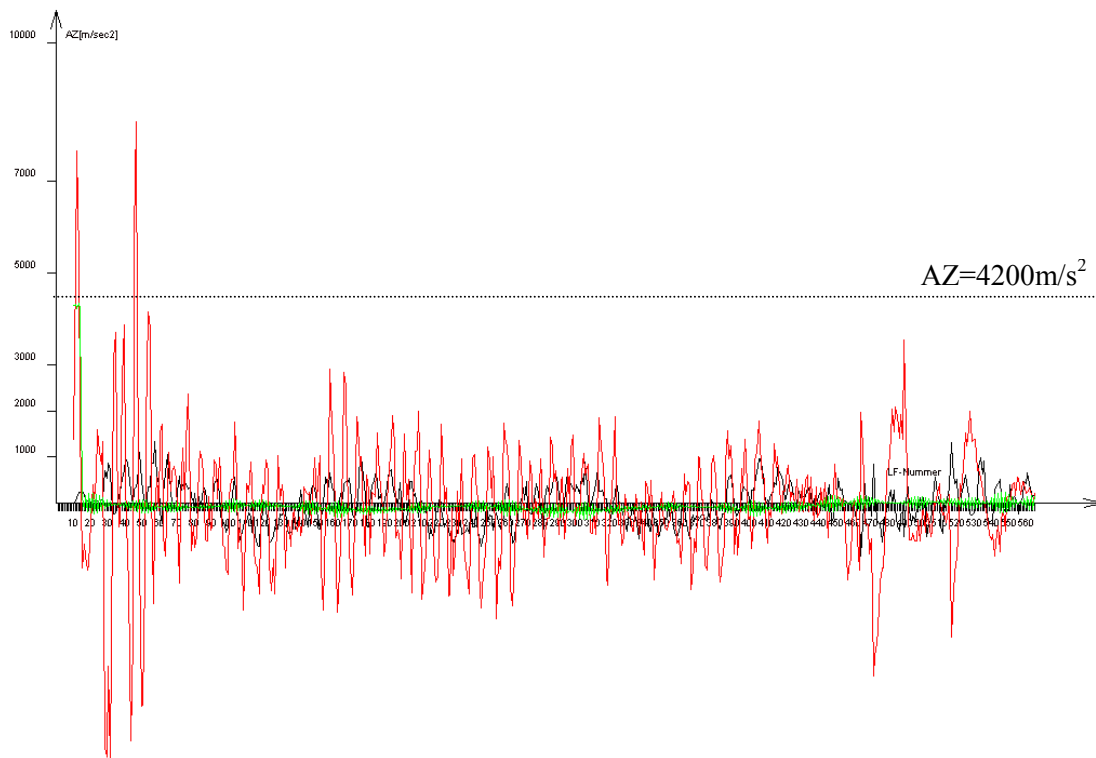


Bild 31 : Beschleunigungen AZ [m/s<sup>2</sup>] für Anprall in Mitte der freien Kante

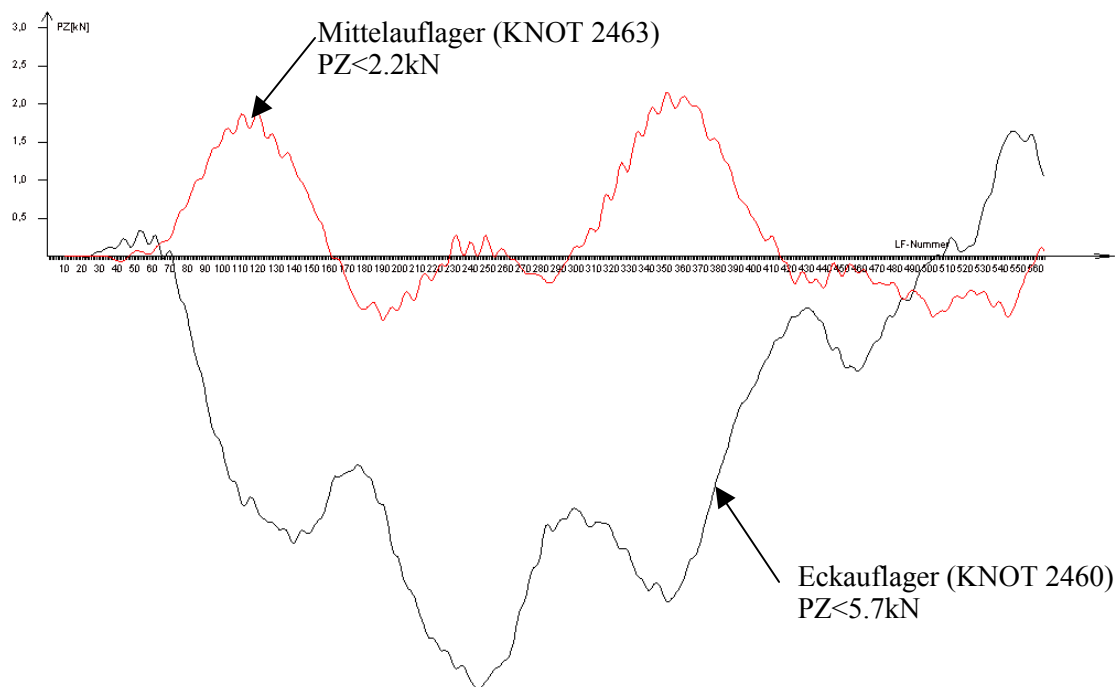


Bild 32 : Auflagerkräfte für Eck- und Mittelaufleger [kN]

Die folgenden Spannungswerte der extremalen Hauptzugspannungen werden hier nicht weiter diskutiert. Sie liegen in diesem Fall jedoch sicherlich über den zulässigen Werten.

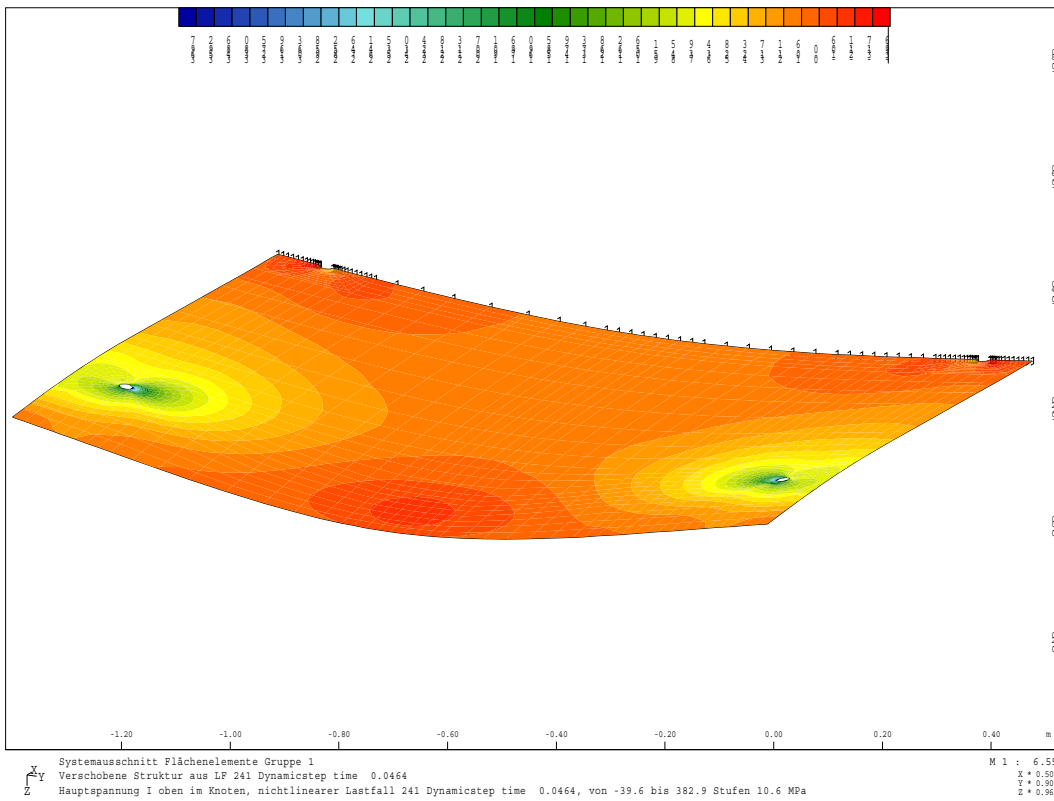


Bild 33 : extremale Hauptzugspannungen oben [ $<382.9\text{N/mm}^2$ ] im Lastfall 241

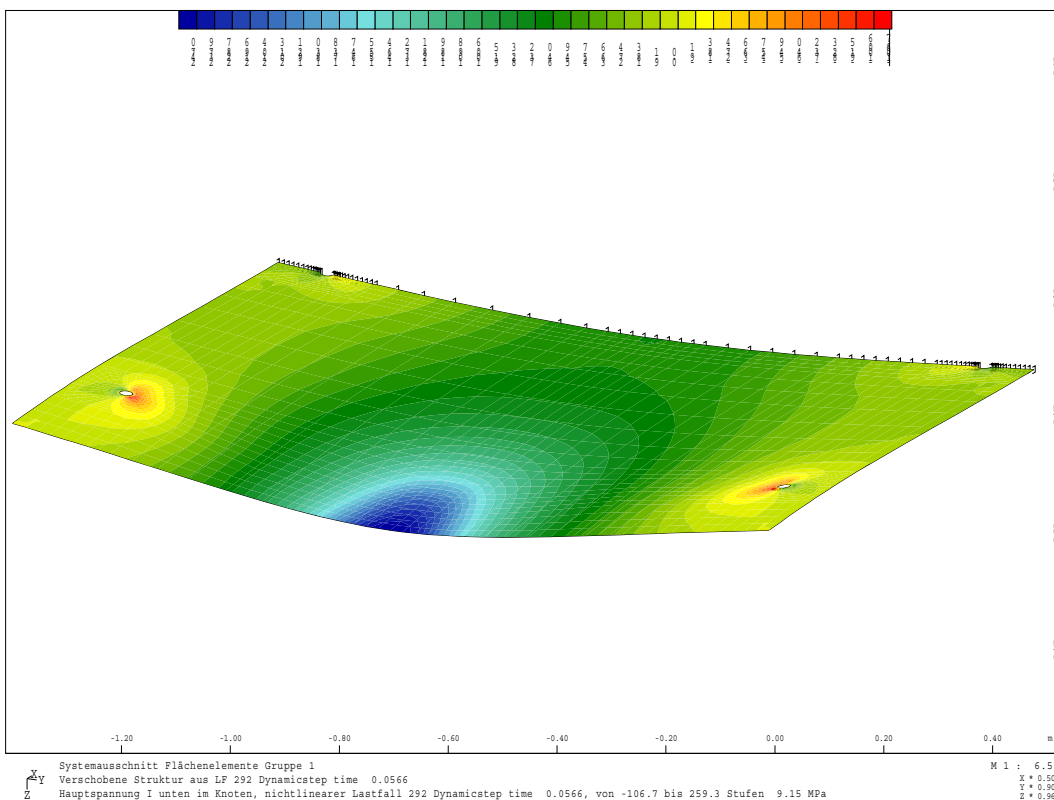


Bild 34 : extremale Hauptzugspannungen unten [ $<259.3\text{N/mm}^2$ ] im Lastfall 292

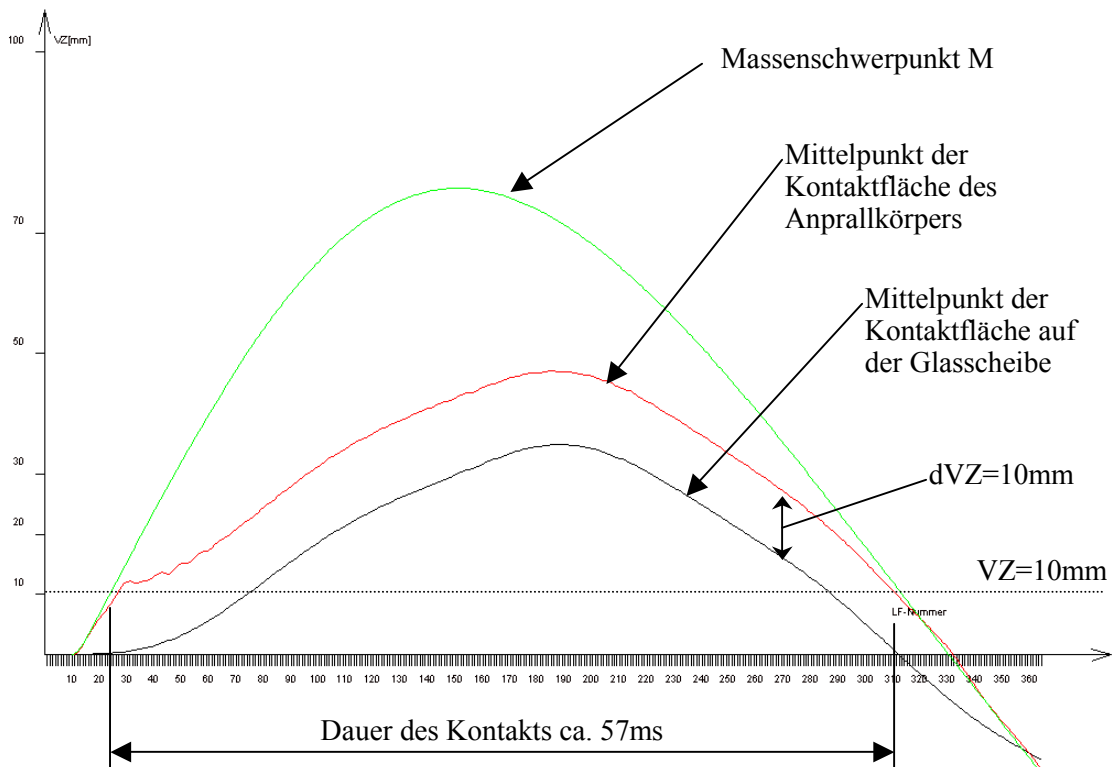


Bild 35 : Verschiebungen VZ [mm] für Anprall neben dem Eckhalter

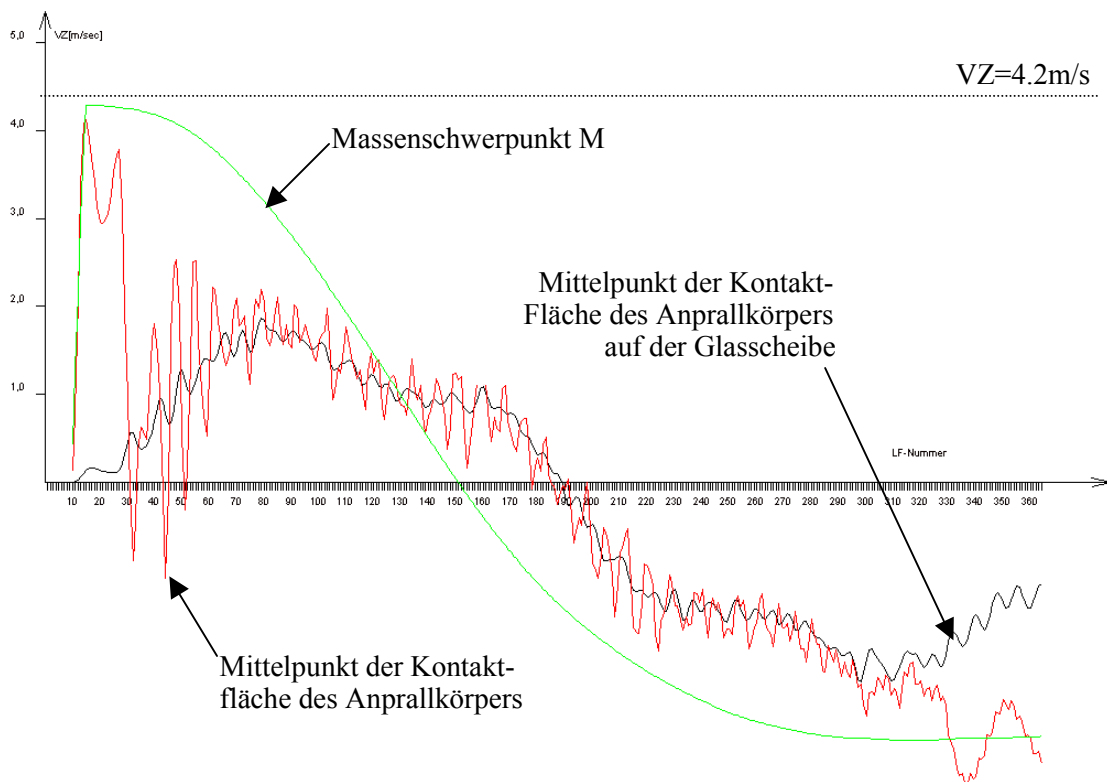


Bild 36 : Geschwindigkeiten VZ [m/s] für Anprall neben dem Eckhalter

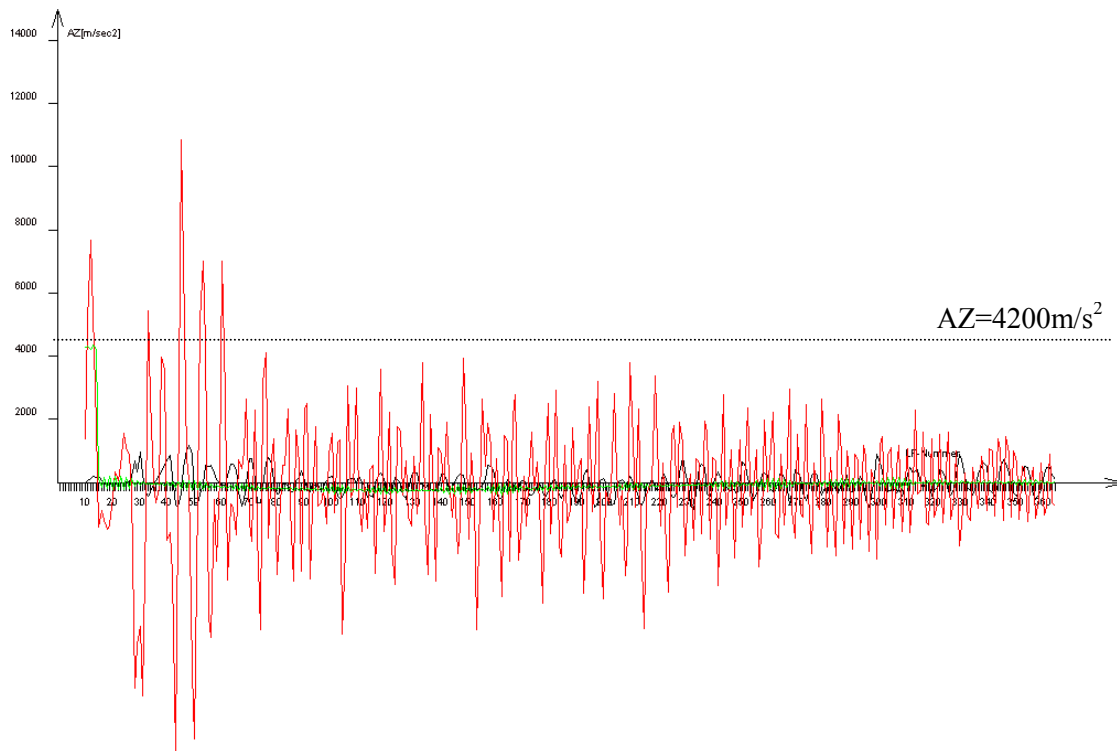


Bild 37 : Beschleunigungen AZ [m/s<sup>2</sup>] für Anprall neben dem Eckhalter

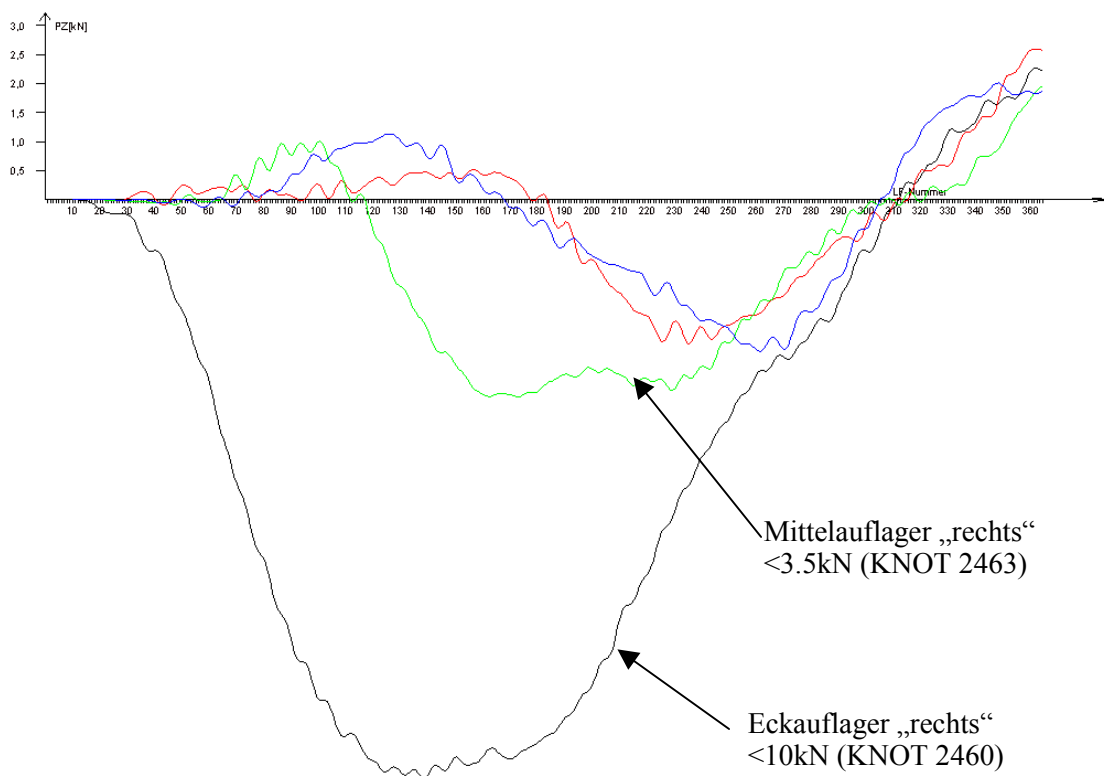


Bild 38 : Auflagerkräfte für Eck- und Mittelaufleger [kN] beider Seiten

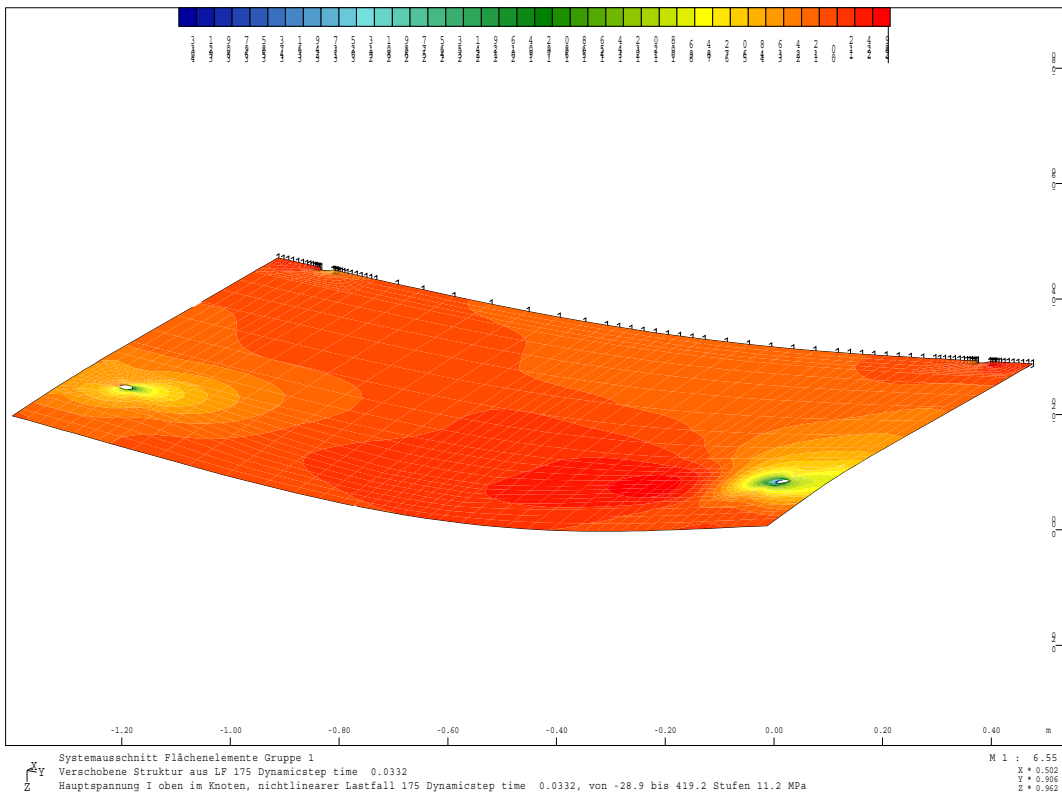


Bild 39 : extremale Hauptzugspannungen oben [ $<419,2\text{N/mm}^2$ ] im Lastfall 175

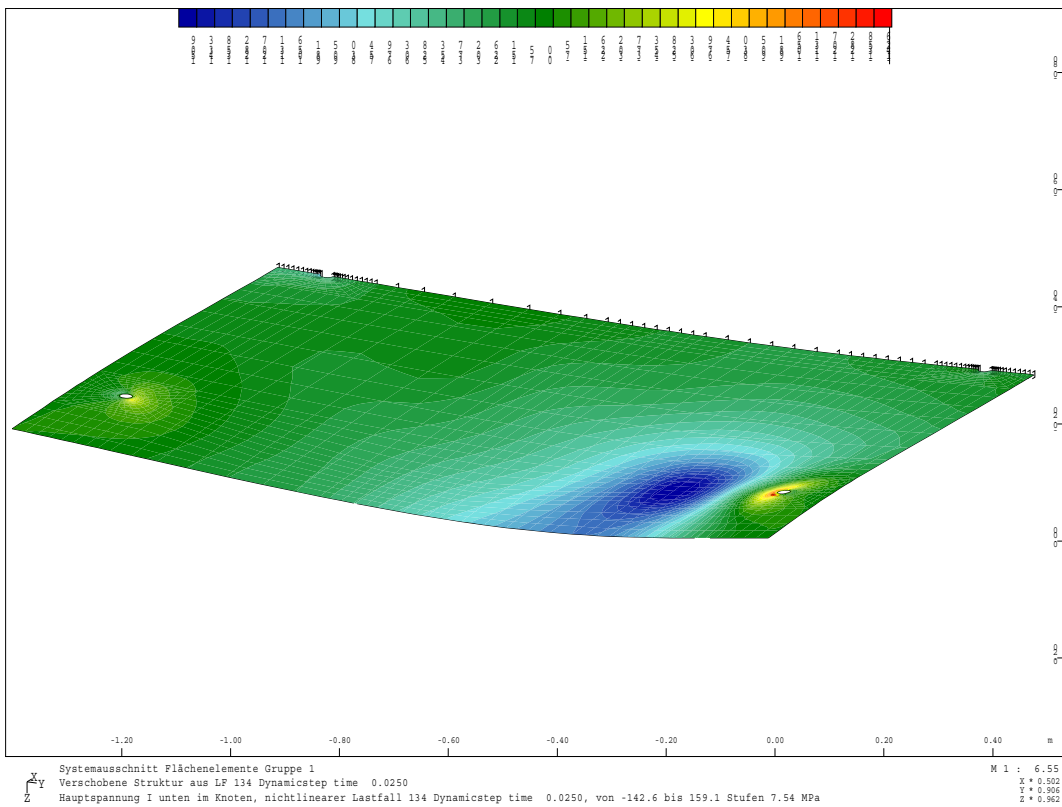


Bild 40 : extremale Hauptzugspannungen unten [ $<159,1\text{N/mm}^2$ ] im Lastfall 134

### 4.4 Kritische Anmerkungen zu Unsicherheiten in der Modellbildung

Es soll nicht verschwiegen werden, dass das beschriebene Vorgehen zwar durchaus schlüssig aber dennoch mit vielen Unsicherheiten behaftet ist. Man sollte deshalb nicht dem Trugschluss verfallen, dass bei Beachtung der beschriebenen Vorgehensweisen und Einhaltung von Grenzwerten für Spannungen usw. alles getan sei, um eine entsprechende genehmigungsfähige Konstruktion bzw. deren rechnerischen Nachweis zu erhalten.

Wie aus Gesprächen mit z.B. der Landesstelle für Bautechnik des LGA BW, der maßgeblichen Stelle zur die Erteilung von Zustimmungen im Einzelfall in Baden-Württemberg, zu erfahren war, werden diese rechnerischen Nachweise derzeit nicht das Zustimmungsverfahren bzw. die Notwendigkeit von Tests ersetzen können. Man betrachtet diese Berechnungen als zusätzliche Hilfsmittel zur Beurteilung von absturzsichernden Glaskonstruktionen für die nicht gemäß der TRAV ohnehin erfassten Anwendungsfälle.

Es sei angemerkt, dass es mittlerweile Stand der Technik darstellt die erforderlichen Kontaktvorgänge numerisch stabil als „Surface-to-Surface“ oder „Body-to-Body“ Kontaktdefinition mittels z.B. der Methode der Lagrange'schen Multiplikatoren zu behandeln. Dies erfordert zwar einen nicht unerheblichen Aufwand bei der Software-Programmierung, es erleichtert jedoch die Bedienung, die Benutzung und die Berechnung erheblich. Ein aufwendiges Kalibrieren der Parameter kann entfallen und bei vollständiger Implementierung können auch unterschiedliche Netze in Kontakt gebracht werden. Hiermit entfällt auch ein aufwendiges Anpassen der Kontaktzonen. Weiterhin wäre ein Gleichungslöser für dünnbesetzte Matrizen wünschenswert.

Wie während der Bearbeitung bereits leidlich festgestellt, gehen eine Vielzahl von Parametern in die Berechnung ein, die insbesondere beim verwendeten Penalty-Verfahren nicht a priori bekannt sind oder die anderweitig in ihrer Größe streuen. Es sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass Materialwerte von Gummiprodukten in beträchtlichem Maße von der Temperatur und der Belastungsgeschwindigkeit abhängen und i.a. kriechanfällig sind.

Die häufig in Glaskonstruktionen verwendeten Edelstähle sind übrigens in ihrer Festigkeit von der erfahrenen Dehnung abhängig (Sekantenmodul). Dies müsste als weitere Nichtlinearität ebenfalls berücksichtigt werden.

Die Wahl eines linear elastischen Anprallkörpers ohne Dämpfungseigenschaften über den gesamten Anprall- bzw. Kontaktvorgang hinweg ist durchaus zu diskutieren.

Die Massenverteilung die in den gezeigten Beispielen benutzt wurde ist ebenfalls zu hinterfragen. Bei Art des derzeitigen Prüfkörpers aus zwei Gummireifen mit mittigem stählernen Massekörper ist der zweite Aufbau mit verteilter Masse jedoch eine gute Näherung. Der Effekt der verzögerten Beanspruchung aus der sich schneller bewegenden Masse gegenüber den beiden Kontaktflächen ist auch in den Versuchsergebnissen durchaus zu erkennen.

Die Wahl einer 1mm dicken „Stahlschale“ als Kontaktfläche des Anprallkörpers sollte gegen ein weiches „gummiartiges“ Material ausgetauscht werden. Dann sollten jedoch die benachbarten Knoten anderweitig daran gehindert werden sich übermäßig seitlich zu bewegen. Eine Variation der Parameter kann hier evtl. weitere Aufschlüsse bringen.

Die Diskretisierung der Kontaktfläche in nur 8x8 Elemente gleicher Größe sollte ebenfalls überdacht werden. Da der erste Kontakt im Zentrum und damit im Bereich größerer Krümmung des runden Prüfkörpers stattfindet, könnte man über eine Abnahme der Elementgröße in die Mitte der Kontaktfläche und eine Erhöhung der Elementanzahl auf ca. das Doppelte erwägen.

Es ist zu erwarten, dass die um einen gewissen Mittelwert schwankenden Werte für Geschwindigkeit und Beschleunigung durch die zuvor beschriebenen Maßnahmen in ihrer Abweichung abnehmen und insgesamt einen „glatteren“ Kontaktvorgang und damit Impulsübertragung zeigen werden.

Eine Berücksichtigung der beiden Kontaktflächen des Doppelreifens bzw. der sich eigentlich oval ergebenden Kontaktflächen in der numerischen Simulation können zwar berücksichtigt werden, deren Auswirkungen auf das Ergebnis kann jedoch i.a. als gering eingestuft werden.

Es hat den Anschein, dass in Zukunft eine Betrachtung von Grenzzuständen und eine Bewertung bzw. Gewichtung dieser Grenzfälle durchgeführt werden muss. Man sollte allerdings vermeiden alle Eingangs- bzw. Ergebnisgrößen immer nur auf der sicheren Seite liegend einzuführen, da die derart ermittelten Konstruktionen sicher unnötig unwirtschaftlich werden.

#### 4.5 Möglichkeiten der Methode

Entgegen aller aufgeführten Kritik kann eine numerische Simulation des Anprallvorgangs eines Prüfkörpers einen guten Anhalt für die qualitative Beurteilung einer Glaskonstruktion geben.

Sie kann dazu beitragen, frühzeitig Schwachstellen bzw. unzulässige Spannungskonzentrationen o.ä. zu erkennen und im Rahmen des Planungsprozesses durch entsprechende Verbesserungen helfen diese zu vermeiden. Dieselben „Schwächen“ könnten ansonsten auch im Testfall zu einem Versagen führen und dann erheblich größere Kosten und Zeitverzögerungen bedingen.

Da Glas als „unterkühlte Flüssigkeit“ eine ganze Reihe von ungewöhnlichen Eigenschaften hat, werden wir wohl nie ganz ohne Versuche auskommen. Aber mit Computersimulationen kann evtl. deren Anzahl verringert werden. Da es sich um einen „spröden“ Werkstoff handelt, ist mit der möglichen Erhöhung der „zulässigen“ Spannungen unter Kurzzeitbelastung eher vorsichtig umzugehen. Kann man garantieren, dass der anprallende Körper sich wie ein Reifen verhält? Für die Absturzsicherung von Personen allein scheinen die Annahmen des Pendelschlagversuches und damit der numerischen Simulation aber eher auf der „sicheren Seite“ zu liegen.

#### 4.6 Ausblick zukünftiger Anwendungen

Wie in den gezeigten Beispielen ist eine Anwendung der SOFiSTiK-Module für „Knoten-zu-Knoten“-Kontaktberechnungen sowie Problemstellungen der transienten Dynamik mit der direkten Zeitschrittintegration kaum Grenzen gesetzt. Wenn die Bedienung sowie die Stabilität und Geschwindigkeit der Lösungsbestimmung eines einzelnen Iterationsschrittes noch besser wird, könnte dies zu einem „alltäglichen“ Werkzeug werden, welches nicht nur besonderen Untersuchungen vorbehalten bleibt.

Zu wünschen ist darüber hinaus aber eine fortgesetzte Diskussion über die Art und den Umfang der durchzuführenden Berechnungen. Die Eingangswerte unterliegen derart vielen Streuungen und Interpretationsmöglichkeiten, dass eine Aufklärung sowie ein standardisiertes Vorgehen bei der Berechnung allen Beteiligten helfen könnte ihre Arbeit besser und reibungsloser zu verrichten.

Ein erster Ansatz zur Vereinfachung ist die Ähnlichkeit der Spannungsverteilung aus statischer Ersatzlast und der dynamischen Simulation. Ein Verfahren mit Modalbeiträgen oder eine Berechnung der Eigenwerte einer Scheibe mit zusätzlicher Masse an der Auftreffstelle könnten vielleicht Wege aufzeigen, bei denen die Ergebnisse des Stoßvorgangs unter Berücksichtigung der Kontaktanalyse mit hinreichender Genauigkeit vereinfachend erfasst werden können. Dies würde die Rechenzeiten wesentlich reduzieren.

### 5 ANREGUNGEN ZU PROGRAMMEN DER SOFISTIK

Im Zusammenhang mit der Arbeit an den beschriebenen Berechnungen sind einige Punkte aufgefallen, welche die Benutzung durch den Anwender ein wenig angenehmer gestalten würden.

#### 5.1.1 Anregungen zu MONET

Leider ist es derzeit nicht möglich ohne Lizenz zum Modul STAR an den Enden von Stäben bzw. Unterzügen in ASE oder SEPP Stabendgelenke oder Stablasten zu definieren. Um eine möglichst gute Simulation des Pendelns zu erhalten wurde z.B. der STAB zum Aufhängepunkt am Massenpunkt mittels ENDE MYMZ gelenkig angeschlossen. Dies bewirkt, dass sich die QUAD-Elemente der Masse nicht am Zugstab „einspannen“.

Eine Eingabe von Einzelmassen für den Satz MASS oder eine Definition von diskreten Dämpferelementen DAMP analog zu den FEDE-Elementen ist derzeit ebenfalls nicht möglich. Letzteres kann jedoch durch Kopieren der an selber Stelle wirkenden FEDE-Elementen und Löschen der federspezifischen Werte mit gleichzeitigem Ersatz durch die Dämpfungswerte ( F4 in TEDDY ) manuell gemacht werden. Dies wird dementsprechend aber auch nicht in der MONET-Datenbank gespeichert.

Für die Arbeit mit den Programmen der SOFiSTiK-Kette wäre es ebenfalls wünschenswert, wenn die Bedienung weiter vereinheitlicht werden könnte. Hierzu zählt z.B. die Benutzung der

komfortablen gruppengesteuerten Auswahl von STAB, QUAD, FEDE etc. über ein Tableau wie in WinGRAF.

Für Berechnungen in der Einheit [mm], wie im Glasbau üblich, sollte die Anzahl der möglichen Stellen in der Eingabe sowie der Ausgabe in die Steuerdateien (\*.DAT, \*.KNO) mehr als nur 1/10mm Genauigkeit haben. Für Kontaktvorgänge kann dies einen deutlichen Unterschied ausmachen.

#### 5.1.2 Anregungen zu WinGRAF

Leider ist in der derzeitigen Version keine Darstellung der vorgegebenen Federkennwerte zum Schlupf (GAP) möglich. Für Kontaktberechnungen wäre eine Darstellung des Anfangswertes und evtl. der Differenz von Anfangs- zum aktuellen Wert hilfreich. Man könnte so besser den Kontaktvorgang beobachten.

#### 5.1.3 Anregungen zu DBVIEW

Wählt man z.B. für die Darstellung des zeitlichen Verlaufes von Verformungen, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen wird die Darstellung immer mit Lastfall 1 begonnen. Dies führt dazu, dass bei durchaus üblichen 200 bis 300 Lastfällen der Platz auf dem Bildschirm der zur Verfügung steht nur unzureichend genutzt wird wenn man sich z.B. Lastfälle 100-200 ausgeben lassen möchte. Eine Darstellung z.B. der X-Achse nur über den Bereich der ausgewählten Lastfälle wäre hier hilfreich.

Zur Identifizierung verschiedener Knoten etc. wären Marker bzw. eine kleine Legende mit Angabe welche Farbe z.B. zu welchem Knoten gehört durchaus sinnvoll.

Der Werteabtrag an der Y-Achse erfolgt nur im positiven Bereich. Hat man nun kleine positive aber große negative Werte darzustellen, „kleben“ die positiven Werte mit der kleinen Werteskala am oberen Bildschirmrand. Eine zusätzliche Beschriftung im negativen Wertebereich würde hier eine bessere Beurteilung ermöglichen. Hierzu wäre auch eine Möglichkeit die horizontalen oder vertikalen „Niveaus“ über z.B. punktierte Linien in die Darstellung hinein fortzusetzen. Man könnte dann das Erreichen von bestimmten Grenzwerten besser erkennen.

#### 5.1.4 Anregungen zu ANIMATOR

Stellt man STAB- und QUAD-Elemente zugleich dar, richtet sich die Darstellung der Spannungen nach dem Element mit der größten Spannung. Ist dies z.B. ein Stahlstab der z.B. 200N/mm<sup>2</sup> Spannung erfährt, werden die QUAD-Elemente der Glaskonstruktion mit geringeren Spannungen ohne farbliche Stufung dargestellt. Dies ist insbesondere bei LF-LOOP Darstellungen ein wenig unschön und man würde sich neben der automatischen Wahl eine manuelle min./max. Begrenzung der Spannungswerte wünschen.

Die Größendarstellung der Symbole ist leider zu grob für „kleine“ Glaskonstruktionen von 1-3m Abmessung. Hier insbesondere für die Federelemente. Es wäre wünschenswert die Symbolgröße entsprechend der Abmessungen der Konstruktion anzupassen.

## 6 LITERATUR

Handbücher der SOFiSTiK AG, Oberschleißheim zu Moduln GENF, ASE, Stand 10/2001

Bohmann, D.: *SJ MEPLA – Ein Statik-Programm zur Dimensionierung und Berechnung von mehrschichtigen Platten (Sandwich-Systeme)*, Programmdokumentation der Schlösser & Jasper Software GmbH, Aachen 2001, siehe auch [www.sj-software.de](http://www.sj-software.de)

Bohmann, D.: *Kurzanleitung SJ MEPLA – Ein Statik-Programm zur Dimensionierung und Berechnung von mehrschichtigen Platten (Sandwich-Systeme)*, Programmdokumentation der Schlösser & Jasper Software GmbH, Aachen 2001, siehe auch [www.sj-software.de](http://www.sj-software.de)

Kahlert, W.: *Absturzsichernde Verglasungen – Welche Vereinfachungen bringt die neue DIBt-Richtlinie ?*, Bauzeitung 02/2002, S.59-61

Landesgewerbeamt Baden-Württemberg, Landesstelle für Bautechnik, Merkblätter aus dem Bereich Glasbau, [www.lgabw.de/lfb](http://www.lgabw.de/lfb)

Mehlhorn, G. (Hrsg.): *Der Ingenieurbau Grundwissen*, Band 5: Baustatik, Baudynamik, Ernst & Sohn, Berlin 1996, S.388ff

- Quint, M.: *Glaskonstruktionen – Berechnung von punktförmig gehaltenen Systemen*, Berichte vom 9. und 10. SOFiSTiK Anwender Seminar in *Software für Statik und Konstruktion*, A.A.Balkema, Rotterdam 1998, S. 325-341, siehe auch [www.xperteez.de](http://www.xperteez.de)
- Schneider, J., Wuttke, U.: *Experimentelle und rechnerische Bestimmung der dynamischen Belastung von Verglasungen durch weichen Stoß*, VDI Berichte Nr. 1527, Düsseldorf 2000, S.637-676
- Sedlacek, G., Müller, Ch.: *Zertifizierung des FE-Programms SJ MEPLA durch Vergleichsrechnungen und analytische Lösungen*, RWTH Lehrstuhl für Stahlbau, Aachen 6.8.2001