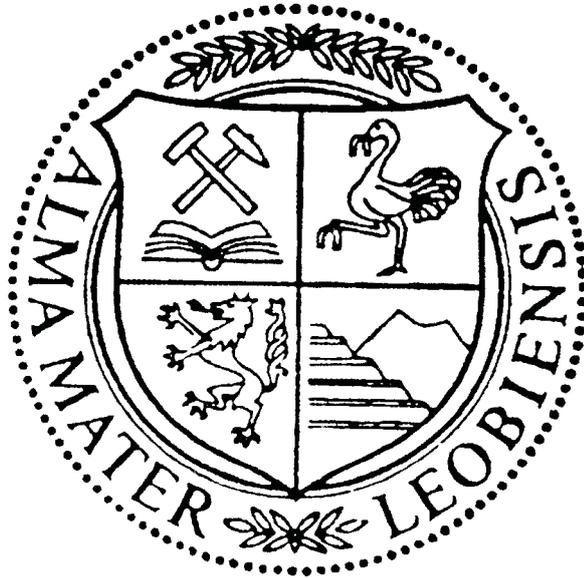


Diplomarbeit



Vergleichende Berechnungen an Kunststoffschnappverbindungen

Durchgeführt am Institut für Konstruieren in Kunst- und
Verbundwerkstoffen an der Montanuniversität Leoben

von

Mossauer Herbert

An dieser Stelle erkläre ich an Eides Statt, die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt zu haben.

Leoben, November 1999

Zunächst möchte ich mich bei der Firma PHILIPS HGW Klagenfurt bedanken, die die Durchführung der vorliegenden Diplomarbeit erst ermöglicht hat. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl. Ing. Hubert Petz für die gute Zusammenarbeit und der freundlichen Aufnahme im HGW.

Weiters möchte ich mich bei Herrn o. Prof. Dipl. Ing. Dr. Rudolf Wörndle für die Möglichkeit dieses Projekt am Institut für Konstruieren in Kunst- und Verbundstoffen durchführen zu können bedanken.

Meinem Betreuer Herrn Univ. Ass. Dipl. Ing. Dr. mont. Bernd Mlekusch danke ich für die Zusammenarbeit.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ. Ass. Dipl. Ing. Bernhard Spiegl für die Einschulung in das Programm Abaqus und für seine nützlichen Ratschläge.

Inhalt

INHALT	2
1.0 EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG	6
2.0 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	8
2.1. Berechnungsmethoden	8
2.1.1. Analytische Berechnung – Formeln Literatur	8
2.1.1.1. Der Fügevorgang.....	9
2.1.1.1.1. Querkraft Biegung.....	9
2.1.1.1.2. Querkraft Schub	12
2.1.1.1.3. Fügekraft Biegung.....	12
2.1.1.2. Der Lösevorgang	13
2.1.2. Programm Snaps	14
2.1.3. Programm Beams	14
2.1.4. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit	15
2.1.4.1. Methode der „Angepaßten Kräfte“.....	16
2.1.4.2. Berechnungsverfahren.....	18
2.1.4.2.1. Kräfte bei reiner Querkraft Biegung.....	18
2.1.4.2.2. Kräfte bei gemischter Beanspruchung.....	19
2.1.4.2.3. Spannung und Dehnung	20
2.1.4.2.4. Angepaßte Kräfte	21
2.1.5. Meßtechnische Überprüfung – Zug-Druck Versuch	21
2.1.6. Meßtechnische Überprüfung – Kraft-Weg Messung.....	22
2.1.7. Numerische Berechnung	22
2.1.7.1. Nichtlineare Theorie.....	23
2.1.7.2. Modellierung.....	24
2.2. Steifigkeit einer Schnappverbindung	25
2.3. Dimensionskriterien	26
2.3.1. Dimensionierung gegen eine zulässige Spannung.....	26
2.3.2. Dimensionierung gegen eine zulässige Dehnung.....	26
3.0 BERECHNUNG UND MESSUNG	29
3.1. Simple Mind Modelle	29
3.1.1. Einfacher Kragträger	29
3.1.2. Simplifizierter Schnapphaken	31
3.2. Esprit Coupling Piece Recharge	33
3.2.1. Geometrie.....	33
3.2.2. Analytisches Berechnungsergebnis	34
3.2.2.1. Formeln Literatur	34
3.2.2.2. Programm Snaps	34
3.2.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit.....	35
3.2.4. Meßtechnik – Zug-Druck Versuch.....	36
3.2.5. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung	36
3.2.6. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	37
3.2.6.1. Esprit Coupling Piece „Typ1“.....	37
3.2.6.2. Esprit Coupling Piece „Typ2“.....	40
3.2.6.3. Esprit Coupling Piece „Typ3“.....	42

3.2.6.4. Esprit C.P. Recharge „Typ4“	44
3.2.6.5. Einfluß der Modellgröße auf das Berechnungsergebnis.....	45
3.2.6.6. Verformung des Gegenparts:	46
3.2.6.7. Einfluß des Kraftangriffspunktes	48
3.2.6.8. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung.....	49
3.2.7. Numerische Berechnung - nicht lineare Bedingung.....	51
3.2.7.1. Berechnungen mit dem Programm NASTRAN/FEMAP.....	51
3.2.7.2. Berechnungen mit dem Programm ABAQUS	53
3.2.7.3. Festigkeitsnachweis.....	55
3.3. Battery Cover-Geo	57
3.3.1. Geometrie.....	57
3.3.2. Analytisches Berechnungsergebnis.....	58
3.3.2.1. Formeln Literatur	58
3.3.2.2. Programm Beams	58
3.3.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit.....	59
3.3.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung	59
3.3.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	60
3.3.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung.....	61
3.4. Support.....	63
3.4.1. Geometrie.....	63
3.4.2. Analytisches Berechnungsergebnis.....	64
3.4.2.1. Formeln Literatur	64
3.4.2.2. Programm Snaps	64
3.4.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit.....	65
3.4.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung	65
3.4.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	66
3.4.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung.....	67
3.5. Locking Plate.....	68
3.5.1. Geometrie.....	68
3.5.2. Analytisches Berechnungsergebnis.....	69
3.5.2.1. Formeln Literatur	69
3.5.2.2. Programm Snaps	70
3.5.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit.....	70
3.5.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung	70
3.5.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	71
3.5.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung.....	72
3.6. Small Comb	73
3.6.1. Analytische Berechnungsmethoden	73
3.6.2. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	74
3.7. Spiralfeder	75
3.7.1. Analytische Berechnungsmethoden.....	75
3.7.1.1. ACCUSPRING	75
3.7.2. Numerische Berechnung - lineare Bedingung.....	76
3.7.3. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Bedingungen.....	77
3.8. Plattfeder	78
4.0 ZUSAMMENFASSUNG.....	80

ANHANG	83
A.1. Bewertung der Berechnungsmethoden bei PHILIPS HGW	83
A.2. Materialdaten	89
A.3. Qualitativer Vergleich von Berechnungsmethoden.....	90
A.4. Bewertung des Programms Nastran/UG-Scen.....	95
A.5. Postprocessing-Daten für die Berechnungen mit Nastran/UG-Szenario im HGW	105
A.6. Postprocessingcode von Abaqus	106
A.7. Geometriefaktoren und Widerstandsmomente	108
A.8. Berechnungsprogramm - SHB_Kurzzeit	110
A.8.1. Vorwort	110
A.8.2. Allgemeines.....	111
A.8.3. Programmaufruf	111
A.8.4. Eingabe + Berechnung	112
A.8.4.1. Geometrie- und Materialdaten.....	112
A.8.4.2. Berechnungsvorgabe	113
A.8.4.3. w, w' aus Messung und FEA	114
A.8.5. Ausgabe.....	115
A.8.5.1. Betätigungskräfte	115
A.8.5.2. Spannung	116
A.8.5.3. Dehnung	116
A.8.5.4. Angepaßte Kräfte	116
A.8.5.5. Kräfte mit Anfangsbedingungen	118
A.8.6. Programminformation	118
A.8.7. Drucken	119
A.8.8. Grenzen des Programmes	119
QUELENNACHWEIS	120

Kurzfassung:

Um unnötige Kosten zu vermeiden, ist es schon bei der Konstruktion wichtig Kunststoffbauteile richtig zu dimensionieren. Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden hauptsächlich Berechnungsmethoden für kurzzeitbelastete Schnappverbindungen für PHILIPS HGW Klagenfurt untersucht. Deren Ergebnisse werden mit Ergebnissen aus meßtechnischen Überprüfungen verglichen. Ziel der Arbeit ist es, die Grenzen einzelner Berechnungsmethoden in bezug auf Ergebnisgenauigkeit, Kosten, Durchlaufzeit und Flexibilität zu ermitteln. Zu den Berechnungsmethoden gehören analytische Methoden, numerische Methoden und ein entwickeltes Berechnungsprogramm (SHB_Kurzzeit). Mit diesem Programm ist eine einfache und schnelle Auslegung von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen möglich. Zusätzlich besteht auch die Möglichkeit einer Kräfteanpassung mittels Referenzmodellen. Der Vergleich mit der meßtechnischen Überprüfung zeigt, daß die analytischen Berechnungsmethoden für die untersuchten Schnappverbindungen nicht brauchbare Ergebnisse liefern. Das ist zum größten Teil auf das nicht Einbeziehen des angebundenen Gehäuses zurückzuführen. Die SHB_Kurzzeit-Berechnung mit der Methode der „Angepaßten Kräfte“ ist stark von der Geometrie des zu untersuchenden Hakens und des verwendeten Referenztyps abhängig, dennoch sind die Ergebnisse für eine Dimensionierung brauchbar. Die numerische Berechnung zeigt, daß speziell bei größeren Deformationen auf ein nichtlineares Materialmodell und auf eine geometrisch nichtlineare Berechnung nicht verzichtet werden kann. Weiterhin soll die Bestimmung der Verformung des Gegenparts in Betracht gezogen werden. Die durchgeführten numerische Berechnungen zeigen, daß bei den untersuchten Schnapphaken auf eine aufwendige Kontaktberechnung verzichtet werden kann. Das beste Berechnungsergebnis weist eine Abweichung von 23 % gegenüber der meßtechnischen Überprüfung auf. Die Verformung der Einspannung, die Genauigkeit des Hinterschnitts und die Wahl des Reibungskoeffizientes haben einen entscheidenden Einfluß auf die Höhe der Hakenkräfte. Eine weitere Zielsetzung ist die Beurteilung und Bewertung der Einsatzmöglichkeiten des FEM-Programmes Nastran/UG-Scenario. Ziel ist es, eine Entscheidung über die weitere Vorgangsweise beim Einsatz von FEM bei PHILIPS HGW Klagenfurt zu treffen.

1.0 Einleitung und Zielsetzung

Betrachtet man die große Anzahl auf dem Markt befindlicher Produkte, so erkennt man, daß nahezu alle aus einer Kombination einer oder mehrerer Bauteile besteht. Kunststoffbauteile ermöglichen hierbei besonders gut mehrere Funktionen in einem Bauteil zu legen (multifunktionale Bauweise). Sie weisen also eine hohe Integrationsdichte auf. Trotzdem müssen auch Kunststoffbauteile mit anderen Bauteilen verbunden werden. Dabei werden Schnapphaken häufig als Verbindungselemente eingesetzt, weil sie sich elegant in der Konstruktion integrieren, also direkt am Produkt angebracht werden können (Integralbauweise). Die Herstellung im Spritzgießverfahren ist einfach und rationell. Der Einsatz von Schnappverbindungen eliminiert die Notwendigkeit von zusätzlichen Teile/Materialien für die Verbindung. Der Montageaufwand wird sehr vereinfacht und beschränkt sich meist auf ein geradliniges Verbinden der Bauteile. Ein weiterer Vorteil der Schnapphaken ist, daß sie in ihrer Gestalt vielfältig variiert und der jeweiligen Problemstellung angepaßt werden können. Schnappverbindungen können auch konstruiert werden, um Reperaturen zu ermöglichen oder die Recyclingfähigkeit zu verbessern. Diese Formschluß- oder Kraftformschlußverbindungen bieten wegen ihrer vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten und Hakengeometrien zahlreiche Anwendungsmöglichkeiten, die besonders im Automobilbau, Elektro- und Haushaltsgerätesektor genutzt werden.

Bei PHILIPS HGW in Klagenfurt haben sich solche Befestigungselemente im Haushaltsgerätesektor fest etabliert. In heutigen Haushaltsgeräten werden bis zu zwanzig Schnappverbindungen für unterschiedliche Befestigungsaufgaben eingesetzt. Hochgerechnet auf die Gesamtzahl produzierter Geräte werden so jedes Jahr über ein Millionen Schnappverbindungen verbaut. Das Materialportfolio reicht von POM für Kraftschlußverbindungen bis hin zu ABS als Werkstoff für Formschlußverbindungen. Die in dieser Arbeit untersuchten Schnappverbindungen werden als haltende Elementen betrachtet, die unter kurzzeitiger elastischer Belastung stehen (Füge- und Lösevorgang).

Bei der Konstruktion von dreidimensionalen Kunststoffbauteilen mit elastischen Schnappverbindungen stellt sich immer wieder die Frage, mit welchem Aufwand man eine Berechnung betreiben soll. Genügen einfache analytische Berechnungen mit Geometrievereinfachungen um eine gewisse Genauigkeit zu erzielen, oder muß man mit einer Finite Elemente Analyse den gesamten Bauteil approximieren. Die Dimensionierung ist bislang vornehmlich auf analytischem Wege erfolgt. Für weitergehende Auslegungen und Optimierungen sind rechnerische Analysen des Verhaltens der Schnappverbindungen erforderlich. Angestrebt werden speziell Verbesserungen bei der Füge- und Lösekraft und beim Bruchverhalten. Im Rahmen dieser Arbeit wird aufgezeigt, welche Möglichkeiten, aber auch Schwierigkeiten bestehen, das Verhalten von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen mit der analytischen und der Finite Elemente Methode nachzubilden.

Ziel der Arbeit ist es die Grenzen verschiedenster Berechnungsmethoden in bezug auf Ergebnisgenauigkeit, Kosten, Durchlaufzeit und Flexibilität bei Änderungen zu ermitteln. Auf Basis dieser Berechnungen sollen Berechnungsrichtlinien für kurzzeitbelastete Kunststoffschnappverbindungen ausgearbeitet werden. Es werden unterschiedliche komplexe Kunststoffschnapphaken und Kunststoffbauteile ausgewählt und mit unterschiedlichem Vereinfachungsgrad mit der analytischen Berechnungsmethode, der FEM-Methode und mit dem entwickelten Berechnungsprogramm (SHB_Kurzzeit) berechnet. Die Notwendigkeit zur Entwicklung des Berechnungsprogrammes liegt darin begründet, daß die üblichen analytischen Berechnungsmethoden zum Einen nicht die gewünschten Genauigkeiten liefern und zum Anderen eine geringe Flexibilität in der Geometriedefinition aufweisen. Das Programm soll dem Konstrukteur eine schnelle und einfache Möglichkeit geben, um verschiedene Typen von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen in einer vertrauten Bedie-

nungsoberfläche zu dimensionieren. Neben der Ausgabe von Füge- und Lösekräfte soll auch die Möglichkeit bestehen, die Genauigkeit der berechnete Betätigungskräfte mit der Methode der „Angepaßten Kräfte“ weiter zu verbessern. Dazu bedient man sich den Grundlagen die im Rahmen der Studienarbeit „Beurteilung von Berechnungsregeln für die Auslegung von kurzzeitbelasteten Kunststoffschnappverbindungen“ erarbeitet wurden. Zuletzt wird mittels meßtechnischer Überprüfung der Bauteile die Treffsicherheit der Berechnung verifiziert. Auf Grundlage der Erfahrungen von Berechnungen an verschiedensten Kunststoffbauteilen soll eine Entscheidung über die weitere Vorgehensweise beim Einsatz von FEM bei PHILIPS HGW getroffen werden.

Projektablauf:

- Entwicklung des Berechnungsprogrammes SHB_Kurzzeit
- Auswahl von mehreren Schnappverbindungen im HGW der Typen: konstanter und veränderlicher Rechteckquerschnitt mit oder ohne Rippe – gekrümmter Rechteckquerschnitt.
- Auswahl von weiteren zu berechnenden Bauteilen.
- Berechnung der Federkennlinie und der Füge- und Lösekräfte der Schnapphaken mit den folgenden Berechnungswerkzeugen:
 - Analytische Methode mit Formeln aus der Literatur und den Berechnungsprogrammen Beams oder Snaps die auf den Formeln der Literatur beruhen.
 - Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit.
 - Verschiedenste lineare und nicht lineare numerische Berechnung mit verschiedenen Programmen wie Nastran/UG-Szenario, MSC-Nastran/FEMAP und HK&S-Abaqus.
- Berechnungen mit oder ohne grober Geometrievereinfachung mit oder ohne Berücksichtigung des Gegenparts.
- Ermittlung der Kosten, Durchlaufzeit und der Flexibilität der Berechnungsmethoden.
- Meßtechnische Bestimmung der Federkennlinie (Kraft-Weg-Kurven).
- Vergleich der einzelnen Berechnungen mit den Messungen und Interpretation.
- Erstellung von Berechnungsrichtlinien für die Konstruktion von Schnappverbindungen.
- Beurteilung und Bewertung der Einsatzmöglichkeiten des FEM-Programmes Nastran/UG-Szenario und Entscheidung über die weitere Vorgehensweise beim Einsatz von FEM bei PHILIPS HGW Klagenfurt.

2.0 Theoretische Grundlagen

2.1. Berechnungsmethoden

Bei der Entwicklung von mechanischen Bauteilen werden bereits in der frühen Konstruktionsphase die physikalischen Eigenschaften festgelegt. Auf das Verhalten eines Bauteils kann dabei aus unterschiedlichsten Informationsquellen geschlossen werden:

- Aus dem Bauch heraus / Erfahrung
- Experimentelle Auslegung
- Analytische Methoden (Literatur) und Berechnungshandbücher
- Numerische Berechnung (FEA)

Eine Dimensionierung basierend auf Erfahrungen kann wenn überhaupt nur dann erfolgen, wenn ähnliche Geometrien und Werkstoffe vorliegen. Fehler in der Auslegung können zu einer Unterdimensionierung des Bauteils führen. Eine Folge daraus kann das Versagen des Bauteils sein. Eine Überdimensionierung führt zu hohem Werkstoffverbrauch, erhöhten Kosten und verlängerter Produktionszeit.

Die Güte einer Konstruktion kann durch experimentelle Versuche bestimmt werden. Das führt zu hohen Kosten und großem Aufwand. Manchmal ist auch beim Testen selbst ein hoher Zeitaufwand nötig (z.B. Langzeitversuch). Oftmals sind experimentelle Methoden nicht vermeidbar, Ziel ist es aber, diese durch andere Analysemethoden zu substituieren. Welche Berechnungsmethode zur Anwendung kommt ist oftmals eine Frage der Berechnungsgenauigkeit, der Kosten, der Problemstellung, der verfügbaren Datenmaterialien und des Fachwissens des Konstrukteurs.

Im folgenden werden die verwendeten Berechnungsmethoden für eine Schnapphakendimensionierung dargestellt.

2.1.1. Analytische Berechnung – Formeln Literatur

Die analytische Berechnung der Schnapphaken erfolgt auf der Grundlage der klassischen Biegetheorie, welche

- kleine Durchbiegungen im Verhältnis zur Länge des Schnapparmes,
- Querkontraktionszahl gleich null,
- Theorie erster Ordnung (Gleichgewicht am unverformten Bauteil),
- w' , w an der Einspannung gleich null,
- lineares Material- und Verformungsverhalten und
- nur Spannungen in der Stabachse

voraussetzt.

Neben diesen berechnungstechnischen Gegebenheiten fließen folgende wichtige Einflüsse, wie

- die Verformung der Einspannung (starre Einspannung vorausgesetzt),
- der genaue Angriffspunkt der Kräfte (Kräfte greifen immer am Ende des Schnapparmes für den Füge- und Lösevorgang an),
- komplizierte Querschnitte und Querschnittsverläufe nur mit hohem Aufwand einbringbar (keine analytische Lösungen für komplizierte Geometrien),
- die gesamte Länge des Schnapphakens (Es wird nur der Bereich des Schnapparmes berücksichtigt - der Bereich des Schnapphakens fließt nicht in die Berechnung ein - Biegelänge = Schnapparmlänge)

nicht in die Berechnung ein.

Dabei hat der Einfluß der Verformung der Einspannung besonders bei kurzen Schnapphaken und großen Absenkungen (= große Deformation der Einspannung) eine zentrale Bedeutung und stellt meist den wichtigsten Parameter für die Genauigkeit der analytischen Berechnungen dar. Die Nichtberücksichtigung der Schnapphakenlänge für die Biegelänge hat speziell beim Fügevorgang und bei kleinen Schnapparmlängen und großen Hakenlängen einen großen Einfluß. Bei Berechnungen müssen also Einschränkungen im Bereich der Geometrie, der Materialmodelle und der Belastung getroffen werden. Als Vorteile der analytischen Methode sind die Einfachheit und Schnelligkeit der Berechnungen ohne Notwendigkeit einer Spezialkenntnis des Konstrukteurs anzuführen.

2.1.1.1. Der Fügevorgang

Die in der Literatur gebräuchlichste Berechnungsmethode ist die Berechnung mittels der elementaren Biegetheorie.

2.1.1.1.1. Querkraft Biegung [1] [2] [3] [4]

In der elementaren Biegetheorie wird die Absenkung $w(x)$ des elastischen Schwerpunktes des Balkenquerschnittes eines homogenen Trägers betrachtet (Abb. 2-1). Als beschreibende Differentialgleichung folgt somit für w_{Biegung} :

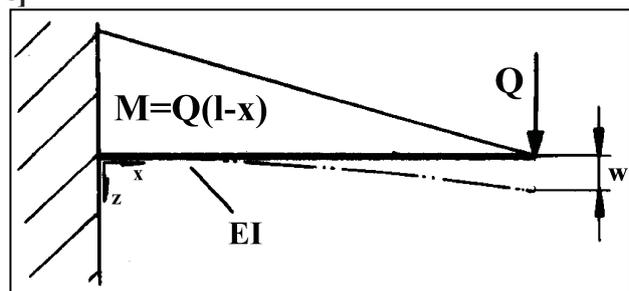


Abbildung 2-1: Querkraftbiegeabsenkung

$$\frac{d^2w}{dx^2} = - \frac{M_y(x)}{EI_y} \quad (1)$$

Unter Berücksichtigung der Randbedingungen

$$\left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{und} \quad (2)$$

$$w|_{x=0} = 0 \quad (3)$$

ergibt sich der Verschiebungsanteil zufolge Biegung durch Querlast für einen Träger mit gerader Achse und mit konstantem Querschnitt über die Biegelänge zu

$$w_{\text{Biegung}} = \frac{Q_z}{EI_y} \left[\frac{x^3}{3} \right]. \quad (4)$$

Mit den Größen

Q_z Querkraft,
 E Elastizitätsmodul,
 I_y axiales Flächenträgheitsmoment für die Schwerachse y ,
 x Abstand von der Einspannstelle.

Aus (Gl.4) ergibt sich für $x = L$ und $w = f$ mit $F = \eta Q$ die Füge- bzw. Haltekraft

$$F_{F, H} = \frac{3EI}{l^3} f \eta(\mu_0, \alpha, \mu). \quad (5)$$

Die maximale Belastung tritt an dem Einspannquerschnitt auf, für diese Stelle gilt

$$\sigma = \frac{M}{I} z \leq \sigma_{zul}. \quad (6)$$

Die maximale Dehnung ergibt sich mit $M = Q l$, $\sigma = E \varepsilon$ und $z = h/2$ zu

$$\varepsilon^{\max} = \frac{Ql}{EI} \frac{h}{2}. \quad (7)$$

Der zulässige Hinterschnitt f ergibt sich durch Einsetzen von Q aus (Gl.4) in (Gl.7), daraus folgt

$$f_{\max} \leq \frac{2}{3} \frac{l^2}{h} \varepsilon_{zul}. \quad (8)$$

Mit der zulässigen Dehnung ist damit der maximal mögliche Hinterschnitt festgelegt. Die erforderliche Füge- bzw. Haltekraft ergibt sich somit zu

$$F = Q \frac{\mu_0 + \tan(\alpha)}{1 - \mu_0 \tan(\alpha)} = Q \eta(\mu_0, \alpha), \quad (9)$$

mit den Größen

Q	Querkraft,
$\eta(\mu_0, \alpha)$	Umsetzungsfaktor,
μ_0	Reibungskoeffizient,
α	Füge- bzw. Haltewinkel.

Die allgemeine Beziehung zwischen Hinterschnitt und zulässiger Dehnung beschreibt (Gl.10). Sie gilt für einseitig eingespannte Biegeträger und berücksichtigt beliebige Querschnittsformen und Querschnittsverläufe.

$$f_{\max} \leq C_1 C_2 \frac{l^2}{h} \varepsilon_{zul} , \quad (10)$$

mit den Größen

C_1	Konstante, abhängig vom Querschnittsverlauf,
C_2	Konstante, abhängig von der Querschnittsform,
l	Schnapparmlänge,
h	Querschnittshöhe an der Einspannung,
ε_{zul}	zulässige Randfaserdehnung an der Einspannstelle.

Die Biegekraft (Auslenkkraft), jene Kraft die erforderlich ist, um den Schnapphaken innerhalb des Betätigungsprozesses zu verbiegen, erhält man durch Umformen von (Gl.7), daraus folgt

$$Q \leq W \frac{E h}{C_1 C_2 l^3} f_{\max} . \quad (11)$$

Mit den Größen

C_1	Konstante, abhängig vom Querschnittsverlauf,
C_2	Konstante, abhängig von der Querschnittsform,
l	Schnapparmlänge,
h	Querschnittshöhe an der Einspannung,
f_{\max}	maximaler Hinterschnitt.

Die erforderliche Füge- bzw. Haltekraft ergibt sich mit $F = \eta Q$ zu

$$F = Q \frac{\mu_0 + \tan(\alpha)}{1 - \mu_0 \tan(\alpha)} = Q \eta(\mu_0, \alpha), \quad (12)$$

mit den Größen

Q	Querkraft,
$\eta(\mu_0, \alpha)$	Umsetzungsfaktor,
μ_0	Reibungskoeffizient,
α	Füge- bzw. Haltewinkel.

Im Anhang A.7 sind Tabellen und Abbildungen von Geometriefaktoren und Widerstandsmomente enthalten.

2.1.1.1.2. Querkraft Schub [1]

Wird durch den Stabquerschnitt nicht nur ein Biegemoment, sondern auch eine Querkraft übertragen, so spricht man von einem allgemeinen Biegefall. Die im Kapitel 2.1.1.1.1. angestellten Überlegungen gelten nicht mehr. Die Querkraft ruft auch Schubspannungen und damit Querschnittsverwölbungen hervor. Die Normalspannungen σ_y und σ_z sind nicht mehr gleich null. Nun zeigt aber die Erfahrung, daß diese Abweichungen von den Voraussetzungen der reinen Biegung nur bei sehr kurzen Stäben von Bedeutung sind. Die Absenkung zufolge Schub kann im Fall von Schnapphakenverbindungen aus Kunststoffen meist vernachlässigt werden, da erst ab einem Verhältnis $l/h = 1,75$ bis $2,25$ mit einem Anteil der Absenkung durch Schub von 5 Prozent an der Gesamtabsenkung zu rechnen ist. Bei derartig kurzen Biegeträgern ist mit einer erheblichen Verformung der Einspannstelle zu rechnen. Der Aufwand einer Berechnung der Schubabsenkung erscheint nicht mehr sinnvoll.

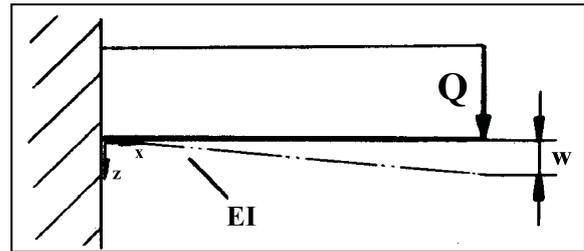


Abbildung 2-2: Schubabsenkung

Als beschreibende Differentialgleichung für die Schubabsenkung w_{Schub} kann

$$\frac{dw}{dx} = - \frac{\kappa Q_z}{G A_Q} \quad (13)$$

angeschrieben werden. Unter Berücksichtigung der Randbedingung

$$w|_{x=0} = 0 \quad (14)$$

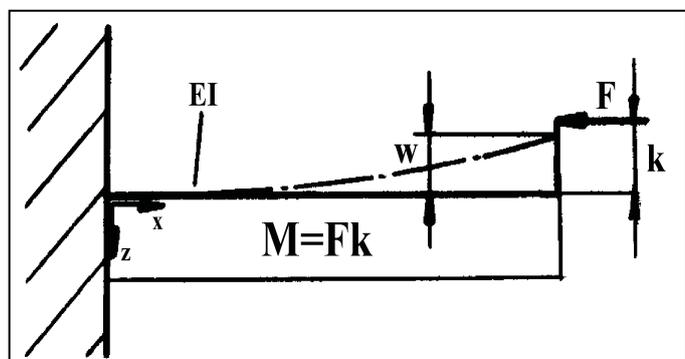
ergibt sich der Verschiebungsanteil zufolge Schub durch Querlast für einen Träger mit gerader Achse und mit konstantem Querschnitt über die Biegelänge zu

$$w_{\text{Schub}} = \frac{\kappa Q_z x}{G A_Q} \quad (15)$$

Mit den Größen

- Q_z Querkraft,
- G Schubmodul,
- κ Schubkorrekturfaktor,
- A_Q Stabquerschnitt an der Stelle x ,
- x Abstand von der Einspannstelle.

2.1.1.1.3. Fügekraft Biegung [1]



Neben der Biegeabsenkung zufolge Querkraft, kann eine Biegeabsenkung zufolge Fügekraft angeschrieben werden. Das beim Fügevorgang auftretende Moment ist gegenläufig dem Moment der Querkraftbiegung und konstant über die gesamte Biegelänge, sofern sich die z-Koordinate der neutralen Achse entlang der Hakenlänge nicht ändert. In der Abbildung (Abb. 2-3) ist diese Absenkung beim Fügevorgang dargestellt.

Als beschreibende Differentialgleichung gilt wiederum

$$\frac{d^2w}{dx^2} = - \frac{M_y(x)}{EI_y}, \quad (16)$$

wobei für das Moment M_y gilt:

$$M_y(x) = M_0 = F k = \text{konstant.}$$

Unter Berücksichtigung der Randbedingungen

$$\left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{und} \quad (17)$$

$$w|_{x=0} = 0 \quad (18)$$

ergibt sich der Verschiebungsanteil zufolge Biegung durch Fügekraft für einen Träger mit gerader Achse und mit konstantem Querschnitt über die Biegelänge zu

$$w_{\text{Biegung}} = - \frac{F k}{EI_y} \left[\frac{x^2}{2} \right]. \quad (19)$$

Mit den Größen

F	Fügekraft,
E	Elastizitätsmodul,
I_y	axiales Flächenträgheitsmoment für die Schwerachse y,
k	Abstand der Fügekraft zum elastischen Schwerpunkt,
x	Abstand von der Einspannstelle.

2.1.1.2. Der Lösevorgang

Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach den Gesetzmäßigkeiten des Fügevorganges. Wird, wie beim untersuchten Typ „Esprit Coupling Piece“ die Lösbarkeitsgrenze überschritten, so tritt Selbsthemmung auf, und die Lösekraft wird theoretisch unendlich groß. Eine analytische Bestimmung der Lösekraft nach den Gleichungen des Fügevorganges ist nicht mehr möglich. Die analytische Berechnung wird nach den Formeln aus Kapitel 2.1.1.1.3 durchgeführt. Für genauere Ergebnisse bieten sich nur praktische Versuche und/oder eine Finite-Elemente-Analyse an.

2.1.2. Programm Snaps

Snaps ist ein von der Firma BASF AG, Ludwigshafen, entwickeltes Programm. Es lassen sich vier Grundtypen von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen berechnen. Hierzu gehören

- Schnapphaken,
- Torsionsschnappverbindungen,
- Ring-Schnappverbindungen (geschlossen oder geschlitzt) und
- Kugel-Schnappverbindungen (geschlossen oder geschlitzt).

Bei den Schnapphaken können verschiedene Querschnittsformen berücksichtigt werden. Das sind

- Rechteck-,
- Trapez-,
- Kreis-/Kreisring-Segment- und ein
- beliebiger Querschnitt.

Die Querschnittsabmessungen dürfen sich linear über die Hakenlänge ändern. Materialien der Firma BASF können direkt über eine entsprechende Werkstoffdatenbank ausgewählt werden. Benutzerdefinierte Materialdaten anderer Hersteller können auch verwendet werden. Aus den Eingabedaten (Geometrie, Werkstoffangaben, Temperatur) werden als wichtigste Ausgabegrößen der zulässige Hinterschnitt sowie Füge- und Lösekräfte ermittelt. Es besteht die Möglichkeit alle Eingaben in einer beliebigen Datei zu speichern. Um schnell zu einer optimalen Dimensionierung zu gelangen, bietet das Programm die Möglichkeit, sehr einfach einzelne Eingabegrößen zu variieren und den Einfluß auf die Ergebnisse zu kontrollieren.

Die wesentlichen Programmschritte von Snaps

Nach der Bestätigung der Eingabedaten durch den Benutzer werden die Rechenergebnisse zusammen mit den Hinweisen zu ihrer Genauigkeit bzw. Aussagekraft angezeigt. Danach können die Endergebnisse und ggf. auch die Zwischenergebnisse zusammen mit allen Eingabedaten, dem Namen des Bearbeiters, der Firma und des Datums ausgedruckt werden. Schließlich besteht die Möglichkeit eine Verbindungsvariante mit einem oder mehreren geänderten Eingabewerte zu berechnen, oder den Programmdurchlauf ganz neu zu starten. Die Berechnungsgrundlage des Programmes ist die Berechnung mittels der elementaren Biegetheorie, mit ihren im Kapitel 2.1.1 genannten Einschränkungen und Gesetzmäßigkeiten. Ein Vorteil gegenüber der analytischen Berechnungsmethode „Formeln-Literatur“ ist das einfache Einbringen von verschiedenen Querschnittsformen, und der Möglichkeit der Veränderung ein oder mehrerer Eingabeparameter. Somit können mehrere Berechnungen rasch durchgeführt werden. Weiters kann einfach auf eine integrierte Materialdatenbank zugegriffen werden. Beim dem untersuchten Haken kommt man aber an einer Handrechnung nicht herum, da der Segmentwinkel für den Kreissegmentquerschnitt eingegeben werden muß.

2.1.3. Programm Beams

Beams ist ein von der Firma BASF AG, Ludwigshafen, entwickeltes Programm. Es ermöglicht die Berechnung von auf Biegung beanspruchten Teilen. Die Bauteile können komplexe Querschnittsformen besitzen und ihre Schwerlinie kann gekrümmt sein. Der Belastungsfall muß jedoch eben sein, d.h. es darf keine Torsion im Bauteil auftreten. Die Schubbeanspruchung muß im Vergleich zur Biegebeanspruchung vernachlässigbar klein sein. Schiefe Biegung wird nicht direkt berücksichtigt, d.h. die Biegelast muß zunächst in die Einzelbiegungen aufgeteilt und die Biegung getrennt berechnet werden. Dazu wird der Träger in mindestens fünf Segmente zerlegt. Die Berechnung der Flächenträgheitsmomente übernimmt ein integriertes Programm. Es kann sowohl mit nicht linearem Werkstoffverhalten (Kurz- und Langzeitbelastung) als auch mit geometrischen Nichtlinearitäten gerechnet werden. Aus den Eingabedaten (Segmentanzahl, Geometrie, Werkstoffangaben, Temperatur, Belastung) werden als wichtigste Ausgabegrößen die Verschiebung, Randfaserdehnungen und Randfaserstressungen ausgegeben. Es besteht die Möglichkeit alle Eingaben in einer beliebigen Datei zu speichern. Mit Beams erfolgt eine schrittweise Berechnung mit eindimensionalen Biegeelementen. Es können gegenüber der analytischen verschiedenen Querschnitte und Querschnittsverläufe bis hin zu gekrümmten Schwerachsen eingegeben werden. Durch das rasche Verändern ein oder mehrerer Eingabeparameter kann die Berechnung schnell und flexibel durchgeführt werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit eines Zugriffs auf eine integrierte Materialdatenbank.

2.1.4. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit

Bei der Berechnung von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen kommt es, auf Grund der im Kapitel 2.1.1. erläuterten Berechnungsgrundlage oft zu Problemen bei der Auslegung. Der Vergleich von verschiedenen Berechnungsansätzen und Berechnungsprogrammen mit parallel durchgeführten Versuchen hat gezeigt, daß bei den untersuchten Schnapphaken die Berechnung nach Methoden die auf der klassischen Biegetheorie beruhen keine ausreichend genaue Auslegung dieser Schnapphaken möglich ist. Aus dieser Erkenntnis heraus wird versucht ein Berechnungsprogramm zu entwickeln, mit dem das Erreichen einer verbesserten Berechnungsgenauigkeit möglich ist. Das Programm berechnet mit einem linearen Materialmodell Verformungen und Kräfte an Schnapphaken. Mit der Eingabe von Belastung, Belastungsart, Material- und Geometriedaten lassen sich die Füge- und Lösekraft und die Verformung berechnen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit einer Kräfteanpassung mittels Referenzmodellen (Kapitel 2.1.4.1). Bei der Programmentwicklung wird auf eine einfache Bedienbarkeit und gute graphische Darstellung der Ein- und Ausgaben geachtet. Die Programmoberfläche nach dem Prinzip „Windows look & feel“ bietet zusammen mit zahlreichen Hilfetexten eine schnelle Einarbeitung in einer vertrauten Umgebung. Sämtliche Benutzereingaben werden in entsprechenden Dialogfenstern vorgenommen. Auch die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt ausschließlich in Dialogfenstern. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit alle Ein- und Ausgaben auf einen Drucker auszugeben.

Die Berechnung mit SHB_Kurzzeit bietet gegenüber der analytischen Methode folgende Verbesserung:

- Kräfteanpassung für ähnliche Typen
- Berechnung komplizierter Geometrien
- Einfache Änderung der Geometrie
- Berücksichtigung von Rippen möglich
- Berechnung auch bei Selbsthemmung
- Einbringen der Absenkung zufolge Fügekraft

- Schubberücksichtigung optional möglich
- Berücksichtigung des gesamten Hakens (Biegelänge = Schnapparmlänge + Schnapphakenlänge bis zum Kraftangriffspunkt)
- Einfache Bedienungsoberfläche
- Alles dokumentierbar

Die Einbeziehung der Länge des Schnapphakens führt zu einer Verlängerung der effektiven Schnapparmlänge und einer damit verbundene Verminderung der Fügekraft gegenüber der einfachen Berechnungsmethode. Mit der Mitberücksichtigung der Schnapphakenlänge folgt eine erhebliche Erhöhung des Rechenaufwandes. Der Träger kann nicht mehr als einheitlicher Balken betrachtet werden, sondern muß in mehrere Teilstegmente aufgeteilt werden und segmentweise berechnet werden (Kapitel 2.1.4.2). Als Angriffspunkt der Kraft wird beim Fügen der oberste Punkt an der Schräge gewählt, beim Lösen greift die Kraft an der Schrägenmitte an (Abb. 2-4). Es können rechteckige und kreisringsegmentförmige Querschnitte mit oder ohne Längsrippe berücksichtigt werden, wobei im Bereich des Schnapparmes die Hakenhöhe veränderlich sein kann.

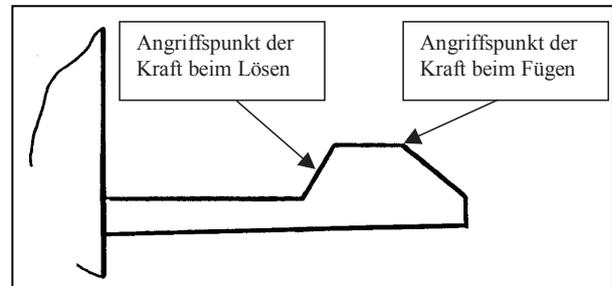


Abbildung 2-4: Angriffspunkt der Kräfte

2.1.4.1. Methode der „Angepaßten Kräfte“ [7]

In den meisten Fällen wird die Verformung der Einspannung nicht berücksichtigt, man spricht von einer starren Einspannung. Das führt zu einer Versteifung des Systems und damit zur Berechnung von Kräften, die in der Praxis nicht erreicht werden. Die Einbeziehung der Verformung der Einspannung führt zu einer Verlängerung der effektiven Schnapparmlänge. Die damit verbundene Anfangssteigung der Biegelinie an der Einspannung führt zu einer Verminderung der Füge- und Lösekräfte gegenüber der einfachen Berechnungsmethode, und erscheint speziell bei Ausführungen mit kürzeren Schnapparmen notwendig. Eine derartige Berechnung ist analytisch nicht mehr möglich.

Da die Verformung der Einspannung mit einem nicht zu vernachlässigbaren Teil an der Gesamtablenkung beteiligt ist, wird versucht, diesen Einfluß mittels Substitution der starren Einspannung durch ein Lager mit Verdrehfeder (Federkonstante K) in die Berechnung einzubringen (Abb. 2-5). Die Verdrehfeder wird beim Betätigungsvorgang um den Winkel φ verdreht, somit ergibt sich für die Biegelinie eine von der Federkonstante abhängige Anfangssteigung. Die erforderlichen Betätigungskräfte werden dadurch im Vergleich zur starren Einspannung deutlich vermindert. Die Verformung der Einspannung kann mit einem angenäherten linearen Verlauf der Federkonstante über die Schnapparmlänge berücksichtigt werden (Abb. 2-8). Bei Kenntnis des Verlaufs der Federkonstante in Abhängigkeit von der Schnapparmlänge kann für ähnliche Schnapphakengeometrien die Betätigungsstärke bestimmt werden. Die für diese Berechnung erforderlichen Füge- und Lösekräfte werden aus meßtechnischen Versuchen im Rahmen der Studienarbeit „Beurteilung von Berechnungsregeln für die Auslegung von kurzzeitbelasteten Kunststoffschnappverbindungen; IKK 1998“ gewonnen.

Die Verdrehfeder (Federkonstante K) wird um den positiven Winkel φ ($\varphi = \frac{dw}{dx}$) verdreht. Das Momentengleichgewicht liefert:

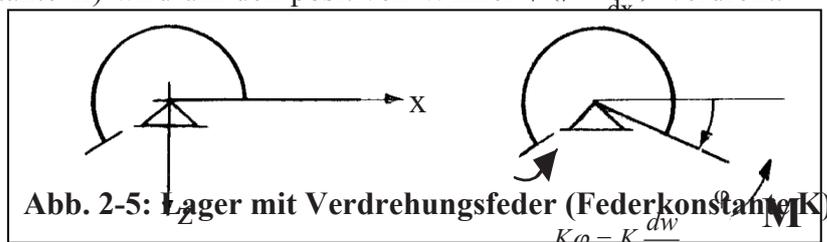


Abb. 2-5: Lager mit Verdrehfeder (Federkonstante K)

$$K\varphi + M = 0, \quad M = -K \frac{dw}{dx}$$

Die Absenkung eines durch Querkraft belasteten homogenen Balkens mit der Randbedingung

$$\left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=0} = -\frac{M}{K} \quad (20)$$

ergibt sich zu

$$w(x=l) = \frac{Q l^3}{3 E I} + \frac{Q l^2}{K}, \quad (21)$$

mit K als Torsionsfederkonstante.

Die Berechnung der Federkonstante K ergibt sich mit $Q = F/\eta$ beim Fügen zu

$$K = \frac{l^2}{\left(\frac{w \eta}{F}\right) - \left(\frac{l^3}{3EI}\right)}. \quad (22)$$

Mit den Größen

F	mittlere Fügekraft aus dem Zug-Druck Versuch,
l	Schnapparmlänge,
η	Umsetzungsfaktor,
w	Absenkung,
EI	Biegesteifigkeit.

Beim Lösen mit Selbsthemmung gilt:

$$K = \frac{k l}{\left(\frac{w}{F}\right) - \left(\frac{k l^2}{2 EI}\right)}, \quad (23)$$

mit den Größen

F	mittlere Lösekraft aus dem praktischen Versuch,
-----	---

l	Schnapparmlänge,
w	Absenkung ,
EI	Biegesteifigkeit,
k	Abstand der Wirkungslinie der Fügekraft zum elastischen Schwerpunkt.

Vorraussetzung ist die bekannte Füge- und Lösekraft. Diese muß zuvor meßtechnisch oder numerisch bestimmt werden.

Die Steigung der Biegelinie an der Einspannung ergibt sich zu

$$w' = -\frac{M}{K}. \quad (24)$$

2.1.4.2. Berechnungsverfahren

Neben der Eingabe der Geometrie- (Abb. 2-6) und Materialdaten besteht die Möglichkeit die Belastungsart als Berechnungsvorgabe vorzugeben. Dabei besteht die Möglichkeit die Absenkung zufolge Füge/Lösekraftbiegung (Kapitel 2.1.1.1.3.) und Schubabsenkung (Kapitel 2.1.1.1.2.) optional zu aktivieren oder deaktivieren.

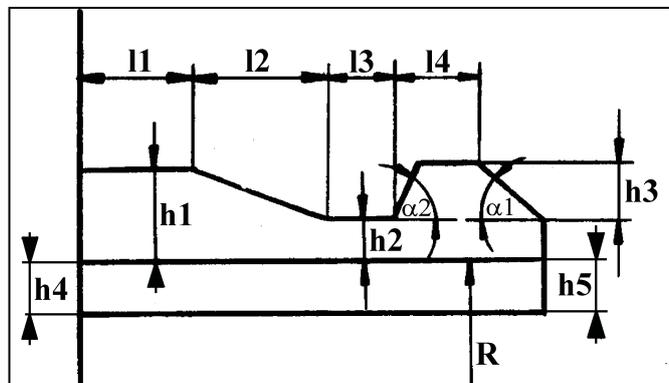


Abb. 2-6: Geometriedaten für die Berechnung

2.1.4.2.1. Kräfte bei reiner Querkraft Biegung

Ausgangspunkt für die reine Biegeberechnung ist die beschreibende Differentialgleichung für die Biegung

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{Q}{EI_y}. \quad (25)$$

Im Programm wird jeder Bereich (l1, l2, l3, l4) in 10 Segmente unterteilt, das ergibt bei einer Geometrie wie sie in Abbildung 2-6 dargestellt ist insgesamt 40 Segmente. Für diese Segmente wird jeweils der Faktor

$$K_i = -\frac{x}{EI_i}. \quad (26)$$

berechnet. Dadurch ergibt sich für alle

$$w''_i = -K_i Q \quad (27)$$

mit der Randbedingung $w''_{(x=0)} = 0$. Die Berechnung von w'_i und w_i erfolgt mit Hilfe von numerischer Integration durch den Trapezformel-Algorithmus. Bei Kenntnis des Funktionswertes von $w'_{(x=0)} = 0$ an der Einspannung erfolgt die Berechnung für w' nach folgendem Ablauf:

$$w'_i(x) = \int_{x_1}^{x_2} w''(x) dx = \sum_{x=1}^n \frac{w''(x_i) + w''(x_i + \Delta x)}{2} \Delta x \quad (28)$$

Der gewünschte Funktionswert ergibt sich aus der Addition des vorhergehenden Funktionswertes mit dem Produkt aus dem arithmetischen Mittelwert der Ableitung des Funktionswertes mit der Segmentbreite. Die Abbildung 2-7 zeigt die graphische Darstellung dieser Methode.

Vollzieht man diesen Ablauf bis zum Ende, so kann für die Absenkung am Kraftangriffspunkt folgendes Ergebnis angeschrieben werden:

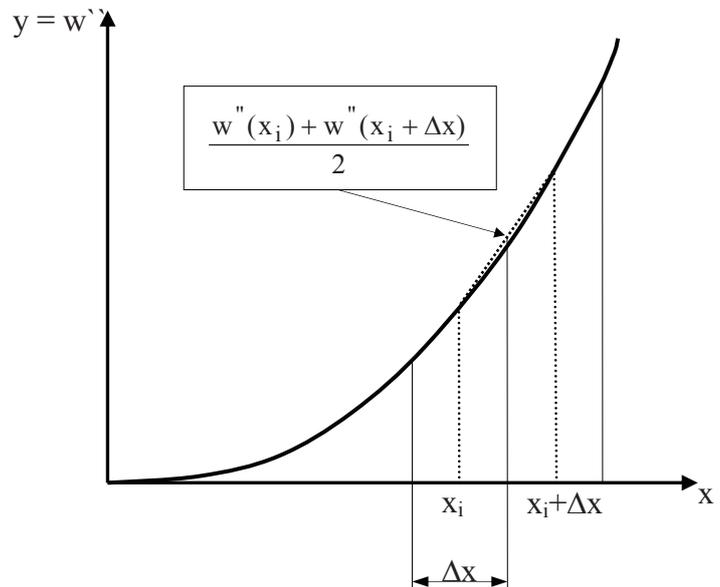


Abb. 2-7: Integration mittels Trapezformel

$$w(x=1) = K Q \quad (29)$$

Bei Kenntnis des Hinterschnitts kann man damit die erforderliche Querkraft ermitteln. Durch Gleichung 12 kann dann die Fügekraft bestimmt werden.

2.1.4.2.2. Kräfte bei gemischter Beanspruchung

Tritt neben der Querkraftbiegung eine Füge/Lösekraftbiegung und/oder Schubabsenkung auf, so wird die Gesamtabenkung als Summe der einzelnen Absenkungen angeschrieben.

Für die Absenkung am Kraftangriffspunkt beim Fügen gilt

$$W_{\text{Gesamt}} = W_{\text{Querbiegung}} + W_{\text{Fügebiegung}} + W_{\text{Schub}} \quad \text{oder} \quad (30)$$

$$w_{\text{Gesamt}} = \frac{Q}{EI_y} \left[\frac{l^3}{3} \right] - \frac{Q \eta k}{EI_y} \left[\frac{l^2}{2} \right] + \frac{Q \chi l}{G A_Q}. \quad (31)$$

Ähnlich wie in Gleichung 29 kann angeschrieben werden:

$$w_{\text{Gesamt}} = Q \left[K_{\text{Querbiegung}} - K_{\text{Fügebung}} + K_{\text{Schub}} \right] \quad (32)$$

Zu beachten ist, daß die Absenkung zufolge der Fügekraft den beiden anderen Absenkungen entgegenwirkt.

Für die Absenkung beim Lösen mit Selbsthemmung gilt

$$w_{\text{Gesamt}} = \frac{F k}{EI_y} \left[\frac{l^2}{2} \right] = F K_{\text{Lösebiegung}}. \quad (33)$$

Auf Grund der Selbsthemmung kann die Querkraft näherungsweise gleich null gesetzt werden. Die Absenkung wird vollständig von der Lösekraft getragen.

Tritt beim Lösen keine Selbsthemmung auf, so treten alle drei Absenkungsformen auf, nur das im Gegensatz zum Fügen die Absenkung zufolge Lösekraft das gleiche Vorzeichen besitzt wie die beiden anderen.

$$w_{\text{Gesamt}} = Q \left[K_{\text{Querbiegung}} + K_{\text{Lösebiegung}} + K_{\text{Schub}} \right] \quad (34)$$

2.1.4.2.3. Spannung und Dehnung

Die Spannung an einer beliebigen Stelle x_i läßt sich mit

$$\sigma(x = x_i) = (Q x_i \pm F k_i) \left(\frac{Z_i}{I_i} \right) \quad (35)$$

berechnen, wobei das negative Vorzeichen für den Fügevorgang gilt. Die Dehnung ergibt sich mit einem konstanten Elastizitätsmodul zu

$$\varepsilon(x = x_i) = \frac{\sigma(x = x_i)}{E} \quad (36)$$

2.1.4.2.4. Angepaßte Kräfte [6]

Die berechneten Kräfte (Kapitel 2.1.4.2.1. und 2.1.4.2.2.) können durch experimentell bestimmte Werte angepaßt werden. Dazu bedient man sich der Kenntnis des Verlaufs der Federkonstante eines Referenztyps in Abhängigkeit von der Hakenlänge (Diagramm 2-1), der experimentell bestimmt wird. Die angepaßten Kräfte lassen sich durch das Umformen der Gleichung 22 und 23 berechnen.

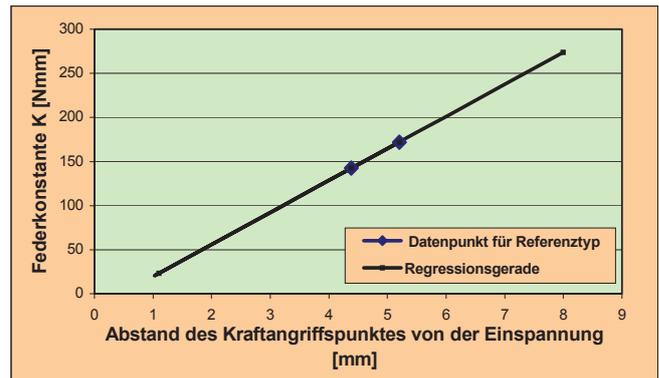


Diagramm 2-1: Verlauf der Federkonstante

Für das Fügen gilt :

$$F = \frac{f \eta}{\frac{l^3}{3EI} + \frac{l^2}{K(l)}} \quad (37)$$

Für das Lösen gilt :

$$F = \frac{f}{\frac{k l^2}{2EI} + \frac{k l}{K(l)}} \quad (38)$$

Mit den Größen

- F mittlere Fügekraft aus dem Zug-Druck Versuch,
- l Schnapparmlänge,
- f Hinterschnitt (Absenkung),
- k Abstand der Wirkungslinie der Fügekraft zum elastischen Schwerpunkt,
- η Umsetzungsfaktor,
- EI Biegesteifigkeit,
- K(l) Verdrehfederkonstante (längenabhängig).

2.1.5. Meßtechnische Überprüfung – Zug-Druck Versuch [7]

Die Ermittlung der Füge- und Lösekraft erfolgt im Rahmen der Studienarbeit „Beurteilung von Berechnungsregeln für die Auslegung von kurzzeitbelasteten Kunststoffschnappverbindungen; IKK 1998“.

Die Bestimmung der Füge- und Lösekraft wird an einer Zug-Druck-Prüfmaschine der Firma UTS durchgeführt.

Prüfmaschine	Firma UTS Testsysteme Euro Test 250
---------------------	--

PC – Meßsystem	UTS Testsysteme Software 205
----------------	---------------------------------

Von dem Musterteil stehen fünf Proben zur Verfügung. Die Probeneinspannung erfolgt direkt durch die Aufspannbacken. Bei allen Prüfungen wird mit einer Prüfgeschwindigkeit von $v_{\text{Prüf}}=50 \text{ mm/min}$ geprüft.

2.1.6. Meßtechnische Überprüfung – Kraft-Weg Messung

Die Messungen werden an einem Kraft-Weg-Meßsystem vorgenommen (Abb.2-8). Dazu werden die Proben in einem Schraubstock fixiert, wobei versucht wird die gleichen Belastungs- und Einspannungssituation wie bei der Finite Elemente Analyse (FEA) zu erreichen. Das gelingt für die verschiedenen Geometrien mehr oder weniger gut. Die Kraftaufbringung erfolgt mittels geeigneter Stifte und Bolzen. Die Querkraft wird mittels Kraftwegdose detektiert und an den Signalverstärker weitergeleitet. Der Vorschub der Einspannvorrichtung wird mittels Motorsteuerung vorgegeben. Die Kraft-Weg Kurven werden durch einen Plotter ausgegeben.

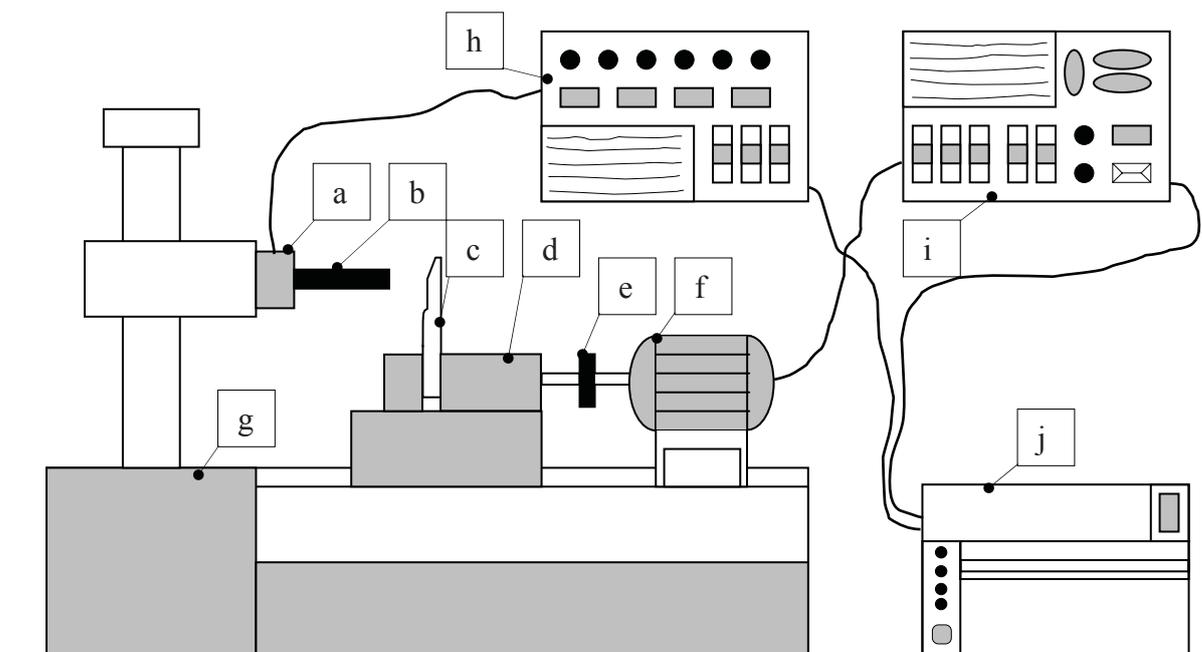


Abbildung 2-8: Versuchsaufbau der Kraft-Weg Messung

a: Kraftmeßdose, b: Belastungsstift, c: Bauteil, d: Einspannvorrichtung, e: Handrad, f: Vorschubmotor, g: Grundplatte, h: Signalverstärker, i: Motorsteuerung, j: Plotter

2.1.7. Numerische Berechnung

Sollte die Gestalt oder die Belastung der Schnappverbindung zu kompliziert werden, so daß die Näherungsberechnungen nicht mehr den Anforderungen genügen, kann die Finite-Elemente-Analyse (FEA) herangezogen werden. Die Qualität einer solchen Berechnung wird dabei stark von der Qualität des Geometriemodells, vom gewählten Materialmodell, Randbedingungen und nicht zuletzt von der Erfahrung des Analytikers bestimmt. Der Vorteil gegenüber einer analytischen Berechnung liegt in der Möglichkeit

- der Erfassung der gesamten Geometrie (auch Einspannung),

- des nahezu beliebigen Lastangriffes (z.B. flächig),
- des Erfassens von Nichtlinearitäten (Geometrie, Material, Randbedingung),
- der genauen Nachbildung der Realität (z.B. Berücksichtigung des Gegenparts),
- der größeren Variantenvielfalt (Geometrievariation),
- von gekoppelte Berechnungen (z.B. Temperatureinfluß) und
- von Optimierungen (z.B. beanspruchungsgerechte Querschnittsdimensionierung).

Dagegen spricht der Aufwand für Anschaffung und Betrieb der Hard- und Software. Ausreichende Kenntnisse des Bedieners zum Berechnungsvorgang müssen vorhanden sein.

Im Rahmen dieser Berechnungen werden die Einflüsse wichtiger Einflußgrößen untersucht. Dazu gehört der Einfluß

- **der Art von Vernetzungselemente auf Spannungen, Kräfte und Absenkungen,**
- **der Modellgröße (Einbindung des Gehäuses),**
- **der Verformung des Gegenparts,**
- **des Kraftangriffspunktes,**
- **des Materialmodells (linear, nicht linear) und**
- **der Randbedingungen (Kontakt, große Deformation, Theorie II Ordnung).**

Zum größten Teil werden Kunststoffbauteile, von denen den größten Teil Schnappverbindungen darstellen, untersucht. Bei den statischen Untersuchungen wird die Belastung meist in Form von Verschiebungen an das Modell angebracht. In der Postprozessingphase wird die auftretende Kraft als Summe der Reaktionskräfte an der Belastungsstelle entnommen. Die maximalen Spannungen werden an der Einspannungsstelle bestimmt. Der Großteil der Berechnungen wird am Modell Esprit Coupling Piece durchgeführt. Für die lineare Untersuchung wird hauptsächlich das Programm Nastran/UG-Scenario (Nastran-Solver und Unigraphics Scenario-Post/Preprozessor) verwendet. Nastran/UG-Scenario ist eine Applikation von Unigraphics, einem *Computer-Aided Design* System. Der Einfluß der Material- und Geometrienichtlinearitäten sowie der Einfluß der Vernetzungselementarten wird mit dem Programm Nastran/FEMAP durchgeführt. Das Programm Abaqus bietet umfangreiche Möglichkeiten zur Kontaktmodellierung.

2.1.7.1. Nichtlineare Theorie [1]

Der Begriff linear wird in der Elastizitätstheorie meist dann verwendet, wenn kleine Verformungen und ein linearisiertes Werkstoffmodell vorliegen. Eine Gliederung möglicher Nichtlinearitäten wird im folgenden zusammengestellt.

Werkstoffverhalten

Im allgemeinen wird darunter verstanden, daß der Zusammenhang zwischen Spannungen und Verzerrungen nicht mehr linear ist, wie im Idealfall des HOOK'schen Gesetzes. Im Falle eines nichtlinear-elastischen Materialgesetzes weicht man von der Hook'schen Geraden ab, zeitabhängige Vorgänge können nicht beschrieben werden (z.B. Kriechen und Relaxieren). Erst ein viskoelastisches Materialmodell kann zeitliche Vorgänge beschreiben.

Große Verformungen

Die linearisierte oder auch klassische Elastizitätstheorie setzt kleine Verschiebungen voraus. Die Verzerrungen werden mit den ersten Ableitungen der Verschiebungen gleichgesetzt. Die höheren Ableitungen der Verschiebungen sind klein gegen eins und werden vernachlässigt. Weiterhin darf nicht außer acht gelassen werden, daß die aus den Versuchen stammenden σ - ε -Diagrammen sich auf den Anfangsquerschnitt beziehen. Dies ist ebenso nur bei kleinen Dehnungen und Verformungen zulässig.

Geometrie

Man unterscheidet zwischen Theorie erster (= linear) und Theorie zweiter Ordnung (= nichtlinear). Bei der Theorie erster Ordnung wird das Gleichgewicht am unverformten Körper gebildet. Diese Theorie findet dort Anwendung, wo die Verformung klein gegenüber den Abmessungen des Körpers bleiben. Bei der Theorie zweiter Ordnung wird das Gleichgewicht am verformten Körper gebildet. Die auftretenden Spannungen können je nach Art der Belastung kleiner oder größer denen der Berechnung mit Theorie erster Ordnung sein.

Kräfte

Bei der linearen Theorie werden konservative Kräfte vorausgesetzt, die während der Verformung die Richtung nicht ändern. Nicht konservative Kräfte ändern ihre Richtung.

Randbedingung

Eine Nichtlinearität in den Randbedingungen besteht beispielsweise bei Kontaktproblemen von Körpern.

2.1.7.2. Modellierung

Bei den Berechnungen im Rahmen dieser Diplomarbeit wird größtenteils auf bereits bestehende Modellgeometrien in Unigraphics zurückgegriffen, die meist in modifizierter Form in Nastran/UG-Szenario übernommen werden. Im Falle der nichtlinearen Berechnung wird daraus ein Viertelmodell generiert. Die Frage der Programmschnittstellen ist hierbei auch in sofern interessant, da sich bei Auftragsberechnungen am Institut immer wieder die Frage stellt, in welchem Format die zu untersuchende Geometrie vorliegen soll. Der entscheidende Punkt dabei ist die Frage ob eine einwandfreie Modellgeometrie generiert werden kann. Fehler in der Modellgeometrie können im nachhinein nur schwer beseitigt werden (z.B. nicht verbundene Flächen, überschneidende Flächen usw.). Am Institut stehen einige Möglichkeiten zur Modellierung von FEM-Modellen zu Verfügung. Zum einen steht mit I-DEAS eine CAD-Schnittstelle für alle gängigen CAD-Formate wie IGES oder Parasolid-Dateien zur Verfügung. Daran angebunden ist auch ein FEM-Modul zur Netzgenerierung und Analyse. Es können alle gängigen FEM-Formate geschrieben und gelesen werden. Es wird auch eine eingeschränkte Möglichkeit geboten fehlerhafte Geometrien zu reparieren.

Mit dem FEM-Programm Nastran/FEMAP ist es nun möglich IGES-Dateien direkt zu übernehmen und ein vorhandene Flächenmodell anschließend mit 3D-Elementen zu vernetzen. Dabei kann die Vernetzungsdichte für beliebige Bereiche individuell vorgegeben werden. Die am Institut eingesetzte Version von Abaqus besitzt keinen eigenen Preprozessor. Die Daten für die Berechnung werden in Form von Textdateien an den Solver übergeben.

ben. Diese beinhalten die Position der Knoten und Elemente und alle relevanten Daten für die Berechnung. Dazu werden die Knoten des Netzes in Nastran/FEMAP nach Randbedingungen und Kontaktflächen gruppiert und an I-Deas als DAT-File übergeben. In I-Deas besteht dann die Möglichkeit ABAQUS-Formate zu schreiben.

2.2. Steifigkeit einer Schnappverbindung

Beim Betätigungsvorgang wird neben dem eigentlichen Schnapphaken auch der Gegenpart deformiert. Kennt man die Steifigkeit des Gegenparts C_2 , so kann deren Anteil an der Absenkung auch bestimmt werden. Mit diesem Einfluß wird die Betätigungskraft am Schnapphaken reduziert. In Abbildung 2-9 ist die geometrische Situation dargestellt (1..Schnapphaken, 2..Gegenpart). Der Schnapphaken und der Gegenpart besitzt die Biegesteifigkeit C_1 bzw. C_2 . Beim Betätigen wird der Schnapphaken um w_1 , der Gegenpart um w_2 ausgelenkt. Da ein geschlossenes Kraftsystem vorliegt, muß die Kraft an beiden Teilen gleich groß sein. Damit kann für die Kraft

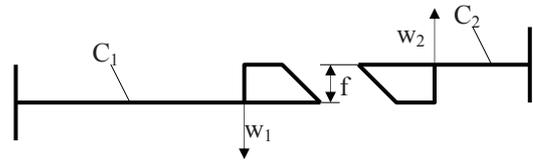


Abb. 2-9: Betätigungssituation

geometrische Situation dargestellt (1..Schnapphaken, 2..Gegenpart). Der Schnapphaken und der Gegenpart besitzt die Biegesteifigkeit C_1 bzw. C_2 . Beim Betätigen wird der Schnapphaken um w_1 , der Gegenpart um w_2 ausgelenkt. Da ein geschlossenes Kraftsystem vorliegt, muß die Kraft an beiden Teilen gleich groß sein. Damit kann für die Kraft

$$F = C_1 w_1 \text{ und} \quad (39)$$

$$F = C_2 w_2 \text{ angeschrieben werden.} \quad (40)$$

Daraus läßt sich die Absenkung des Hakens

$$w_1 = \frac{E_2}{E_1} w_2 \quad (41)$$

berechnen. Mit $f = w_1 + w_2$ und $C = \frac{E_2}{E_1}$ ergibt sich nach einigen Umformungen

$$w_1 = \frac{C f}{1 + C}. \quad (42)$$

Mit Gleichung 39 läßt sich die Kraft

$$F = C_1 \frac{C f}{1 + C} \quad (43)$$

am Haken berechnen.

2.3. Dimensionskriterien [5] [6]

Der Nachweis der Bauteilfunktion für die angestrebte Lebensdauer kann mittels Vergleich der ermittelten Spannungen und Dehnungen der Berechnung mit werkstoff- aber auch funktionsabhängigen Kriterien geführt werden.

Es ist ein Festigkeitsnachweis notwendig. Dazu werden die inneren Bauteilbeanspruchungen mit den zulässigen werkstoffabhängigen Festigkeitsgrenzen verglichen.

2.3.1. Dimensionierung gegen eine zulässige Spannung

Die Dimensionierung von Kunststoffkonstruktionen gegen eine zulässige Spannung entspricht der Vorgehensweise bei der Metallbauteilauslegung. Im einachsigen Fall muß die folgende Forderung erfüllt werden:

$$\sigma < \sigma_{zul} = \frac{\sigma_B a_1 a_2 \dots a_n}{S} \quad (44)$$

mit den Größen

- σ_B Festigkeit (z.B. Zugfestigkeit) des Kunststoffes,
- σ_{zul} zulässige Spannung,
- a_n Abminderungsfaktoren,
- S Sicherheitsfaktor,
- σ maximale (Zug-) Spannung im Bauteil.

Dabei werden Zugspannungen als die kritische Beanspruchungsart angesehen, gegen die dimensioniert werden muß. Mit Hilfe der Abminderungsfaktoren können die Einflüsse von Zeit und Temperatur, der Belastungsart usw. berücksichtigt werden.

Liegt im Bauteil ein mehrachsiger Beanspruchungszustand vor, so wird dieser Spannungszustand auf eine Vergleichsspannung reduziert. Bei Kunststoffen wird häufig die Vergleichsspannung nach MISES verwendet.

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (45)$$

mit den Größen

- σ_V MISES-Vergleichsspannung,
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ Hauptnormalspannung.

2.3.2. Dimensionierung gegen eine zulässige Dehnung

Metalle versagen selten aufgrund zu großer Dehnungen. Bei Kunststoffen liegt jedoch wegen der Struktur der Makromoleküle eine vergleichsweise geringe Steifigkeit vor, die oft weniger als 1/100 der Werte von Stahl beträgt, die Festigkeit dagegen nur 1/10. Bei dem Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Kunststoffen fällt auf, daß sich bei variabler Belastungsgeschwindigkeit bzw. -zeit und Temperatur die Spannung bei der Streckgrenze sehr viel stärker ändert als die dazugehörige Streckdehnung, die sich bei vielen Kunststoffen wenig abhängig von Zeit und Temperatur im Bereich von 5 % bewegt, während bei den Spannungen Änderungen bis zu einer Zehnerpotenz auftreten können. Das bedeutet, daß

bei Kunststoffbauteilen die Verformungsbetrachtung eine sehr viel größere Rolle spielt als bei Metallen. Dabei müssen die Dehnungen im Bauteil kleiner als ein werkstoffabhängiger zulässiger Wert sein. Gleichung 20 formuliert diesen Zusammenhang für die einachsige Belastung:

$$\varepsilon < \varepsilon_{zul} = \frac{\varepsilon_{\infty}}{S} \quad (46)$$

mit den Größen

- ε_{zul} zulässige Dehnung,
- ε_{∞} kritische Grenzdehnung,
- S Sicherheitsfaktor.

Die Dimensionierung gegen eine kritische Dehnung entstand dadurch, daß Kunststoffe bei Beanspruchungen dann zu Fließzonen oder Ribbildung neigen, wenn eine kritische Dehnung überschritten wird. Richtwerte der zulässigen Dehnungen für Lang- und Kurzzeitbelastung sind aus den Tabellen 2-1 und 2-2 zu entnehmen.

Werkstoffgruppe	Dehnung
• Amorphe, ungefüllte Thermoplaste (mit Ausnahme Polystyrol)	< 0,9 %
• Polystyrol	< 0,2 %
• Teilkristalline, ungefüllte harte Thermoplaste	< 0,5 %
• Teilkristalline, ungefüllte weiche Thermoplaste	< 2,0 %
• Gefüllte Thermoplaste, mattenverstärkte UP-Harze, Blends mit großen Partikeln > 5 μm	< 0,5 %

Tabelle 2-1: Zulässige Dehnungen bei dauernder Belastung [6]

Werkstoffgruppe	Dehnung
• amorphe Thermoplaste	< 0,9 $\varepsilon_{\text{streck}}$
• Teilkristalline Thermoplaste	< 0,7 $\varepsilon_{\text{streck}}$
• Verstärkte Thermoplaste	< 0,5 $\varepsilon_{\text{streck}}$

Tabelle 2-2: Zulässige Dehnungen bei einmaliger kurzzeitiger Belastung [1]

Als Dimensionierungskennwert wird die kritische Grenzdehnung ε_{∞} verwendet. Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt im breiten Gültigkeitsbereich dieses Kennwertes. Die kritische Grenzdehnung ist weitgehend unabhängig von der Belastungsart, Zeit, Temperatur, Medienflüssen und dem Spannungsniveau. Die dehnungsbezogene Dimensionierung ist daher sicherer als das spannungsbezogene Verfahren.

Liegt ein mehrachsiger Beanspruchungszustand vor, kann mit der von Menges vorgeschlagenen Dehnungssuperposition gerechnet werden, die mit Hilfe des Hookeschen Gesetzes zu

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{\sigma 1} - \nu(\varepsilon_{\sigma 2} + \varepsilon_{\sigma 3}) \quad (47)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\sigma 2} - \nu(\varepsilon_{\sigma 3} + \varepsilon_{\sigma 1}) \quad (48)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{\sigma 3} - \nu(\varepsilon_{\sigma 1} + \varepsilon_{\sigma 2}) \quad (49)$$

abgeleitet wird. Die Dehnungen $\varepsilon_{\sigma i}$ entspricht dabei dem Quotient aus der Spannung σ_i und dem Kriechmodul E_c . Die Dehnungen $\varepsilon_{\sigma i}(\sigma_i, t, \vartheta)$ können dabei aus dem isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm abgelesen werden.

Der Dimensionierungsnachweis lautet:

$$\varepsilon_{1,2,3} < \varepsilon_{zul} = \frac{\varepsilon_o}{S} \quad (50)$$

Das bedeutet, daß die maximale Hauptdehnung kleiner sein muß als die zulässige Dehnung. Anhand der Gleichung 47, 48 und 49 kann aber auch abgelesen werden, daß aufgrund der Berücksichtigung der Querkontraktion die einachsigen Dehnungen $\varepsilon_{\sigma i}$ die zulässige Dehnung übersteigen dürfen.

3.0 Berechnung und Messung

3.1.Simple Mind Modelle

Im folgenden wird die „Genauigkeit“ verschiedener Vernetzungselemente untersucht. Weiterhin wird ein Schnapphaken idealisiert nachgebildet, um den Einfluß der Geometrie und des Materialmodells auf die Spannungsspitzen im Einspannungsbereich zu untersuchen.

3.1.1.Einfacher Kragträger

Mit einem einfachen Modell (Kragträger) wird versucht, den Einfluß der Elementart und der Ordnung der Elemente auf die maximale Absenkung und Spannung zu ermitteln. Ein Kragträger aus ABS ($E_0 = 2400 \text{ N/mm}^2$) mit einer Länge von 100 mm und einem quadratischen Querschnitt ($10 \times 10 \text{ mm}$) wird mit einer Querkraft von 60 N am freien Ende belastet. Diagramm 3-1 zeigt das Berechnungsergebnis der Von MISES Vergleichsspannung. Es ist ersichtlich, daß bei Tetraederelementen ohne Zwischenknoten selbst bei 6 Elementen über die Balkenhöhe eine relativ große Abweichung gegenüber den anderen Berechnungen auftritt. Bei Hexaederelemente ohne Zwischenknoten kann eine solche Abweichung nicht festgestellt werden. Man kann daraus schließen, daß Tetraederelemente ohne Zwischenknoten gegenüber anderen Elementen zu steif sind.

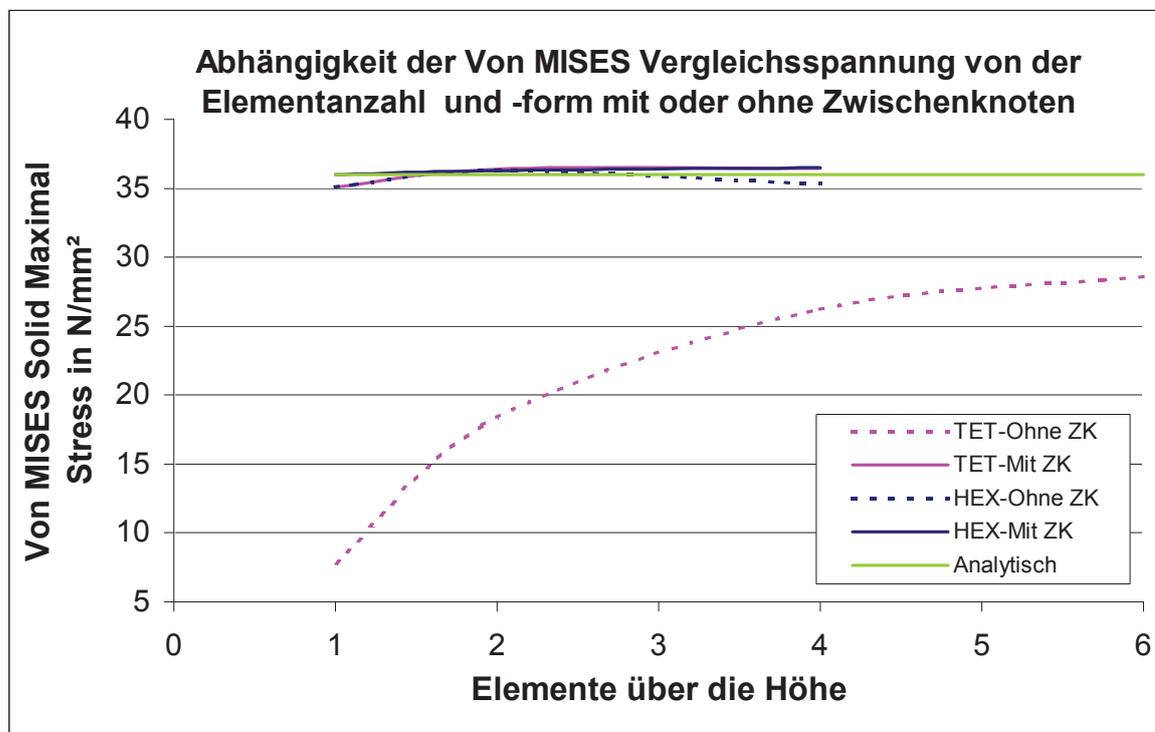


Diagramm 3-1: Abhängigkeit der Von MISES Vergleichsspannung von der Art der Elemente

Das belegt auch Diagramm 3-2, wo die Absenkung des freien Balkenendes in Abhängigkeit von der Elementanzahl und -form mit und ohne Zwischenknoten gezeigt wird. Eine erhebliche geringere Absenkung tritt bei Tetraederelementen ohne Zwischenknoten auf.

Daraus abgeleitet kann festgestellt werden, daß bei der Netzgenerierung nach Möglichkeit auf Tetraederelementen ohne Zwischenknoten verzichtet werden soll. Elemente mit Zwischenknoten erhöhen den Rechenaufwand erheblich. Sie erhöhen den Zeitaufwand für die Berechnung und benötigen größere Systemressourcen und sind speziell bei großen Modellen nicht immer verwendbar.

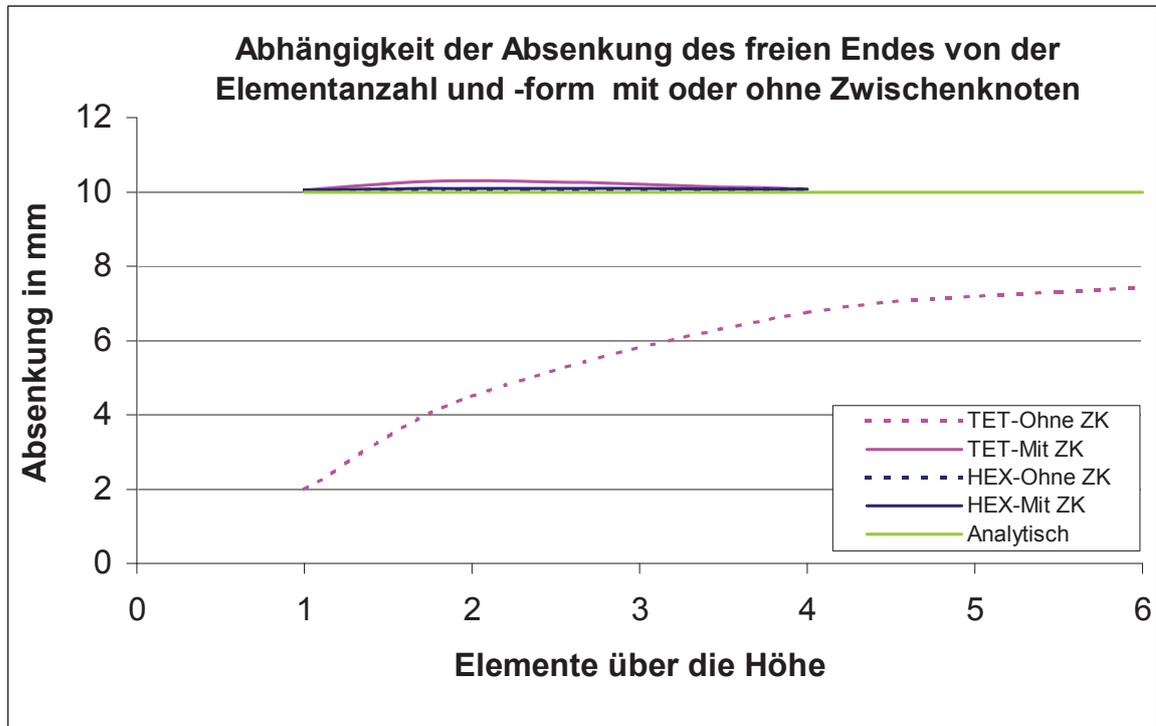


Diagramm 3-2: Abhängigkeit der Absenkung am freien Ende von der Art der Elemente

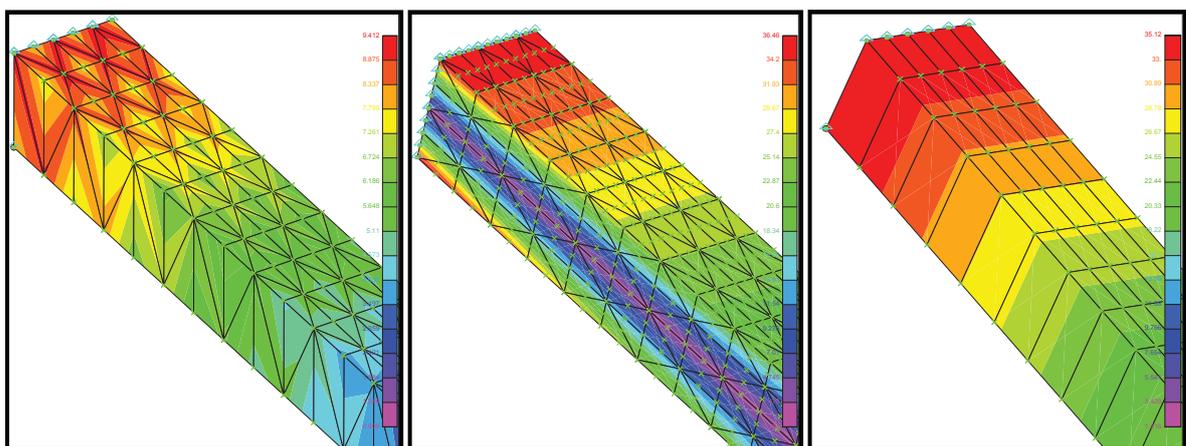


Abbildung 3-1: VON MISES Vergleichssp. im Spannungsbereich mit einem Tet-Element (links), mit vier Tet-Elementen und Zwischenknoten (mitte) und einem Hex-Element über der Höhe (rechts)

3.1.2. Simplifizierter Schnapphaken

Das in Abbildung 3-2 dargestellte Modell aus ABS wird mit einer Querkraft von 7 N am freien Ende belastet. Die Vernetzung mit drei Elementen über der Balkenhöhe erfolgt mit Tetraeder- und Hexaederelementen. Weiters werden Elemente mit oder ohne Zwischenknoten unterschieden. Der Kantenradius wird am Übergang vom schmalen zum breiten Teil variiert und unterschiedlich fein vernetzt. Zusätzlich wird zwischen einem linearen und nicht linearen Materialmodell unterschieden.

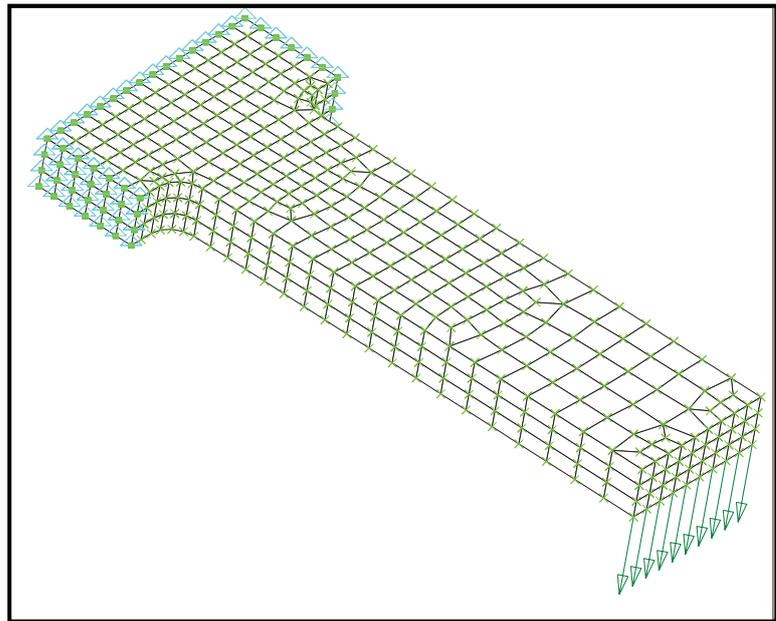


Abbildung 3-2: Idealisierter Schnapphaken

Aus Diagramm 3-3 ist ersichtlich, daß der Kantenradius nur einen geringen Einfluß auf die Von MISES Vergleichsspannung besitzt.

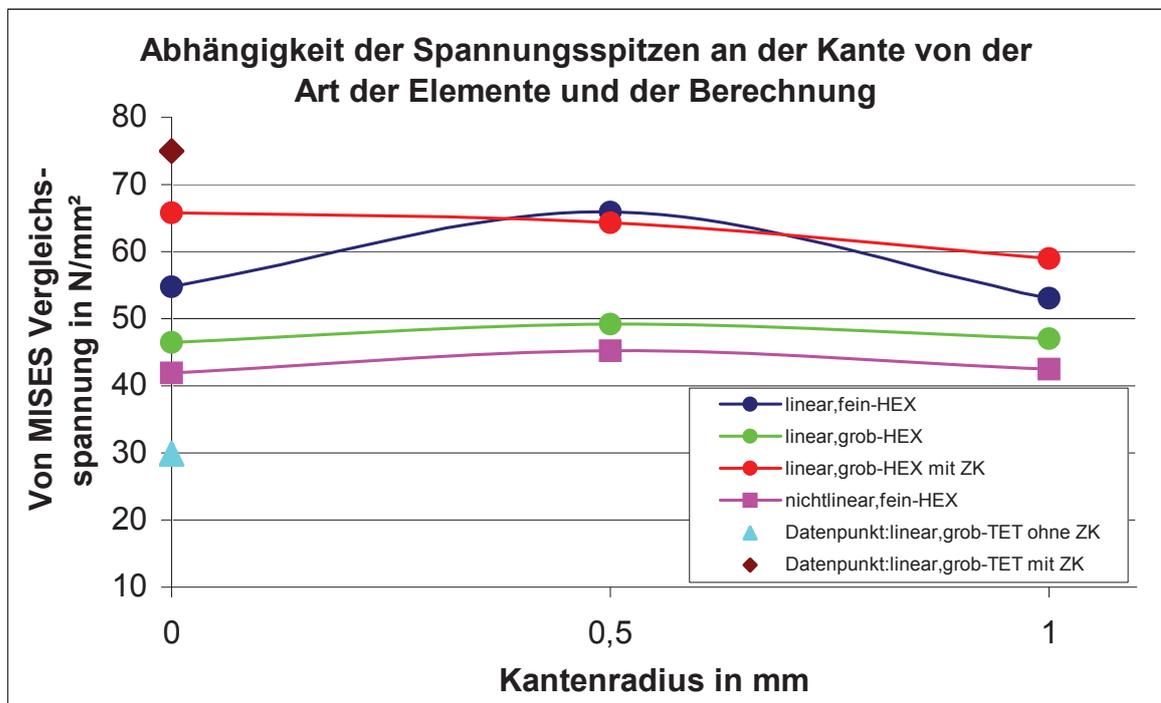


Diagramm 3-3: Abhängigkeit der Spannungsspitzen von der Art der Elemente und der Berechnung

Berechnungen mit nicht linearem Materialmodell führt zu kleineren Spannungen, da mit zunehmender Dehnung das Material immer weicher wird. Größere Vernetzungsdichten führen zu größeren Spannungen. Diese treten aber im Vergleich zu einem groben Netz kleinflächiger auf. Ein Netz mit Zwischenknoten bringt mit Hexaederelementen ein ähnliches Ergebnis wie ein feines Netz ohne Zwischenknoten. Bei Tetraederelementen trifft

dies nicht zu, da wie im Kapitel 3.1.1. gezeigt bei Elementen ohne Zwischenknoten eine Versteifung vorliegt. Daher treten hier entsprechend geringe Spannungen auf. Erst bei Verwendung von Tetraedern mit Zwischenknoten kann ein gesichertes Ergebnis erreicht werden.

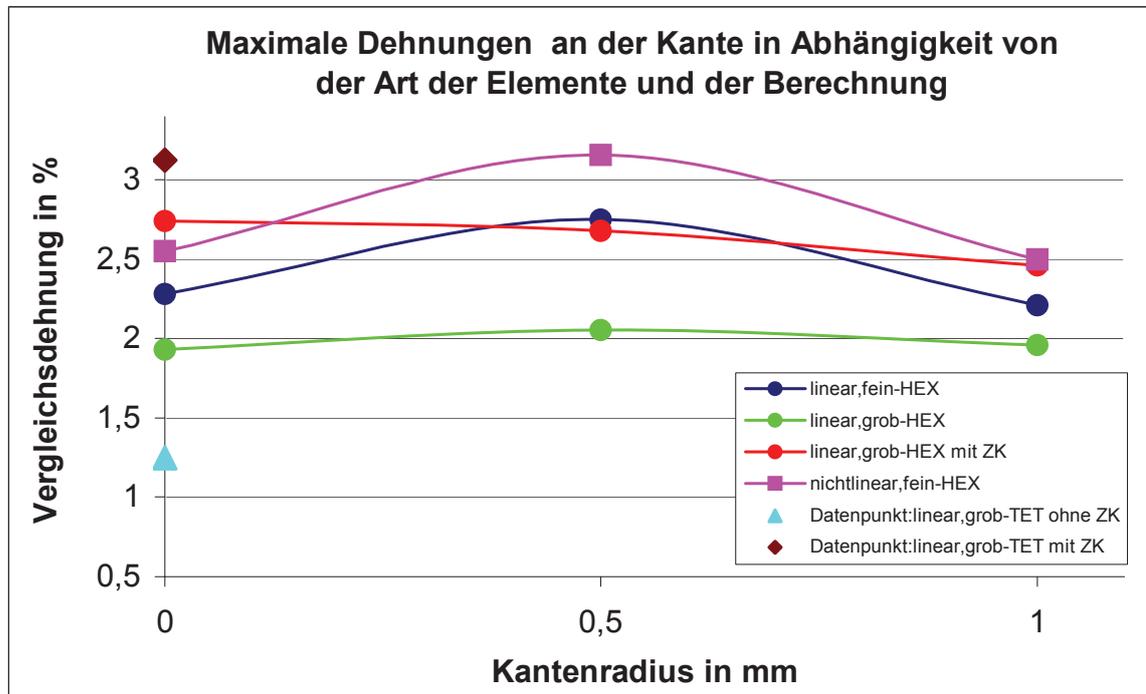


Diagramm 3-4: Abhängigkeit der maximalen Vergleichsdehnungen von der Art der Elemente und der Berechnung

Betrachtet man die Vergleichsdehnungen (Diagramm 3-4), so tritt bei der nicht linearen Berechnung die größte Dehnung auf. Mit zunehmender Absenkung des freien Hakenendes nimmt die Steifigkeit des Materials ab, dadurch ist Absenkung des freien Hakenendes größer ist als bei der linearen Berechnung. Berechnungen mit feinem Netz oder Zwischenknoten verhalten sich ähnlich - mit Ausnahme der Tetraeder-Elemente - und ergeben gegenüber Berechnungen mit grobem Netz größere Dehnungen (Die Approximation der FEA erfolgt von der steifen Seite – je feiner die Vernetzung, desto weicher wird die Geometrie). Die Berechnungen mit Tetraeder Elementen ergeben für die Dehnungen und Spannungen ähnliche Ergebnisse (große Abweichungen bei Tets ohne Zwischenknoten durch Versteifung).

Zusammenfassend kann bemerkt werden, daß Berechnungen mit linearisierten Materialmodellen bei ausreichender Vernetzungsdichte und kleinen Deformationen gegenüber den Abmessungen zu guten Berechnungsergebnissen (Kräfte und Absenkungen) führen. Bei Vorgabe von Absenkungen bzw. Kräften treten aber bei Berechnungen mit nicht linearem Materialmodell im Vergleich zu Berechnungen mit linearem Materialmodell größere Spannungen bzw. Dehnungen auf.

Die in den folgenden Kapiteln auftretenden Spannungen in den Bauteilen von bis zu 300 N/mm² sind zum einen auf den Einsatz von Tetraederelementen ohne Zwischenknoten und zum anderen auf das eingesetzte lineare Materialmodell zurückzuführen. Wie vorne beschrieben führt der Einsatz dieser Elemente bei Vorgabe einer Absenkung zu erhöhten Kräften, die wiederum zu erhöhten Spannungen führen. Im Zuge des Festigkeitsnachweises beim Modell Esprit C.P. (Kapitel 3.2.7.3) wird auf diese Problematik nochmals eingegangen.

3.2. Esprit Coupling Piece Recharge

Der Schnapphaken (blau) verbindet die beiden Gehäusenhälften, Coupling Piece (Esprit C.P.) und Housing, beim Ladyshavemodell „Esprit Coupling Piece Recharge“. Als Werkstoff wird ABS Terluran 877M der Firma BASF eingesetzt (Kapitel A.2).

3.2.1. Geometrie

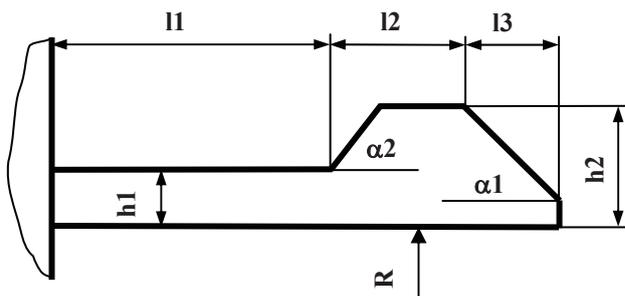


Abb. 3-3: Schnapphakenprofil Esprit C.P.

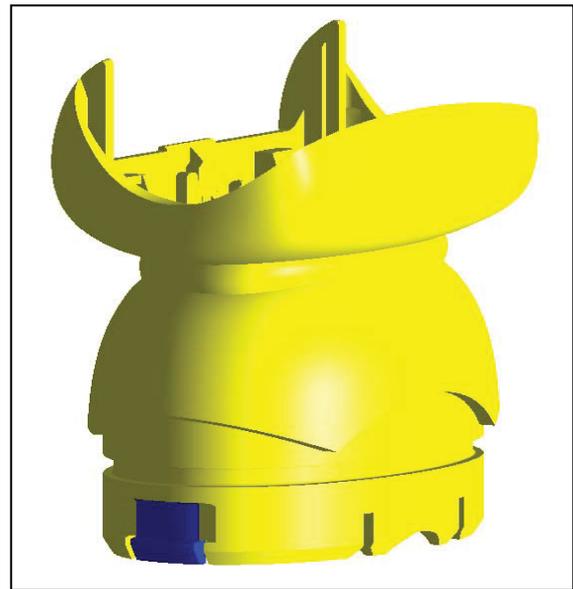


Abbildung 3-4: UG Solidmodell Esprit Coupling Piece

Er entspricht einem einfachen Schnapphaken mit Kreissegmentquerschnitt, dessen Breite und Höhe konstant entlang der gesamten Schnapparmlänge ist.

Geometriegröße	Einheit	Esprit Coupling Piece
Schnapparmlänge l1	[mm]	1,44
Schnapphakenlänge l2	[mm]	0,68
Schnapphakenlänge l3	[mm]	1,67
Fügewinkel α_1	[°]	30
Lösewinkel α_2	[°]	80
Schnapparmhöhe h1	[mm]	1,05
Schnapphakenhöhe h2	[mm]	1,9
Hakenbreite B	[mm]	6,96
Radius der Hakenunterkante R	[mm]	20,78
Hinterschnitt f	[mm]	0,595

Tabelle 3-1: Geometriegrößen Esprit C.P.

3.2.2. Analytisches Berechnungsergebnis

3.2.2.1. Formeln Literatur

FÜGEN: (Radius R an der Hakenunterkante wird nicht mitberücksichtigt)

Axiales Flächenträgheitsmoment:
$$I_y = \frac{bh^3}{12} = \frac{6,96 \times 1,05^3}{12} = 0,671 \text{ mm}^4$$

Querkraft:
$$Q_z = \frac{3fEI_y}{l^3} = \frac{3 \times 0,595 \times 1741 \times 0,671}{1,44^3} = 697,9 \text{ N}$$

Fügekraft:
$$F = Q \frac{\mu_0 + \tan(\alpha)}{1 - \mu_0 \tan(\alpha)} = 697,9 \frac{0,5 + \tan(30)}{1 - 0,5 \times \tan(30)} = 1057,1 \text{ N}$$

Maximale Dehnung:
$$\varepsilon_{\max} = \frac{Ql}{EI_y} \frac{h}{2} = \frac{697,9 \times 1,44}{1741 \times 0,671} \frac{1,05}{2} \times 100 = 45,2 \%$$

Maximale Spannung:
$$\sigma_{\max} = E\varepsilon_{\max} = 1740 \times 0,452 = 786,5 \text{ N/mm}^2$$

Die erforderliche Querkraft Q_z , die notwendig ist, um eine Auslenkung von 0,595 mm zu erreichen, beträgt 697,9 N. Die maximale Randfaserdehnung beträgt 45,2 %!

LÖSEN: (Radius R an der Hakenunterkante wird nicht mitberücksichtigt)

Lösekraft:
$$F = \frac{2EI_y f}{kl^2} = \frac{2 \times 1740 \times 0,671 \times 0,595}{\left(\frac{0,85}{2} + \frac{1,05}{2}\right) \times 1,44^2} = 705,3 \text{ N}$$

Maximale Dehnung:
$$\varepsilon_{\max} = \frac{Fk}{EI_y} \frac{h}{2} \times 100 = \frac{705,3 \times 0,95}{1741 \times 0,671} \frac{1,05}{2} = 30,1 \%$$

Maximale Spannung:
$$\sigma_{\max} = E\varepsilon_{\max} = 1740 \times 0,301 = 523,7 \text{ N/mm}^2$$

Die erforderliche Lösekraft F, die notwendig ist, um eine Auslenkung von 0,595 mm zu erreichen, beträgt 705,3 N. Die maximale Randfaserdehnung beträgt 30,1 %!

3.2.2.2. Programm Snaps

Eingabe:	Außenradius an Einspannung	= 21,83 mm
	Innenradius an Einspannung	= 20,78 mm
	Segmentwinkel an Einspannung	= 18,8 mm
	Hakenlänge	= 1,44 mm
	Fügewinkel	= 30 °
	Lösewinkel	= 80 °
	Werkstoff	= Terluran 877M (ABS)

Füge- bzw. Löse-Temperatur	= 23 °C
Zugelassene Dehnung	= 2,5 %
Mittlerer Reibungskoeffizient	= 0,5

Ergebnisse: Zulässiger Hinterschnitt	= 0,03 mm
Max. Verdrehwinkel am Hakenende	= 1,83 °
Max. Biegespannung	= 44,29 N/mm ²
Hakenauslenkkraft	= 35,87 N
Fügekraft	= 54,32 N
Lösekraft	= 55,88 N

Es ist nicht möglich das Material über ε_{\max} oder σ_{\max} zu belasten, darum muß im Anschluß folgende Berechnung durchgeführt werden:

$$\text{Fügekraft: } F = F_{\text{Berechnung}} \frac{f}{f_{\text{Berechnung}}} = 54,32 \frac{0,595}{0,03} = 1077,3 \text{ N}$$

$$\text{Lösekraft: } L = L_{\text{Berechnung}} \frac{f}{f_{\text{Berechnung}}} = 55,88 \frac{0,595}{0,03} = 1108,3 \text{ N}$$

$$\text{Maximale Biegespannung: } \sigma_{\max} = \sigma_{\text{Berechnung}} \frac{F}{F_{\text{Berechnung}}} = 44,29 \frac{1077,3}{54,32} = 878,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Maximale Dehnung: } \varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{878,4}{1741} \times 100 = 50,5 \%$$

Als Information wird zusätzlich noch angegeben, daß die Verformung der Hakenwurzel nicht berücksichtigt wird. Dadurch ist eventuell eine gewisse Sicherheit gegeben.

3.2.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit

Berechnungsgröße	Esprit Couping Pierce	
Fügekraft [N]	325	
Angepaßte Fügekraft [N] Referenztyp ist Esprit C.P.Recharge	25,3	
Lösekraft [N] Referenztyp ist Esprit C.P.Recharge	692	
Angepaßte Lösekraft [N]	37,7	
Anteil der Biegeabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	88,6	
Anteil der Schubabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	11,4	
Maximale Spannung [Mpa] (Fügen Lösen)	389	429
Maximale Dehnung [Mpa] (Fügen Lösen)	22,3	26,3

Berechnungsgrößen:

Q: Querkraft, Auslenkkraft

F: Fügekraft

L: Lösekraft

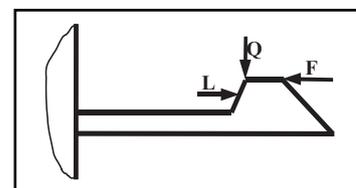


Abbildung 3-5: Kräfte am Haken

Tabelle 3-2: Ergebnisse der Berechnung mit SHB Kurzzeit

3.2.4. Meßtechnik – Zug-Druck Versuch

Esprit Coupling Piece Recharge		Probe 1	Probe 2	Probe 3	Probe 4	Probe 5	Varianz	Standard- abweichung	Mittelwert der Betä- tigungskräfte in [N] pro Haken
Betätigungsart	Fügen	28,5	25,3	24,8	24,8	25,8	0,25	0,5	25,3
	Lösen	35,9	34,9	44	32,4	41,5	23,2	4,8	37,7

Tabelle 3-3: Angriffspunkt der Kräfte

Die im Zug-Druck Versuch gemessenen Werte werden als Referenzwerte für alle anderen Berechnungsmethoden und meßtechnischen Überprüfungen herangezogen.

3.2.5. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung

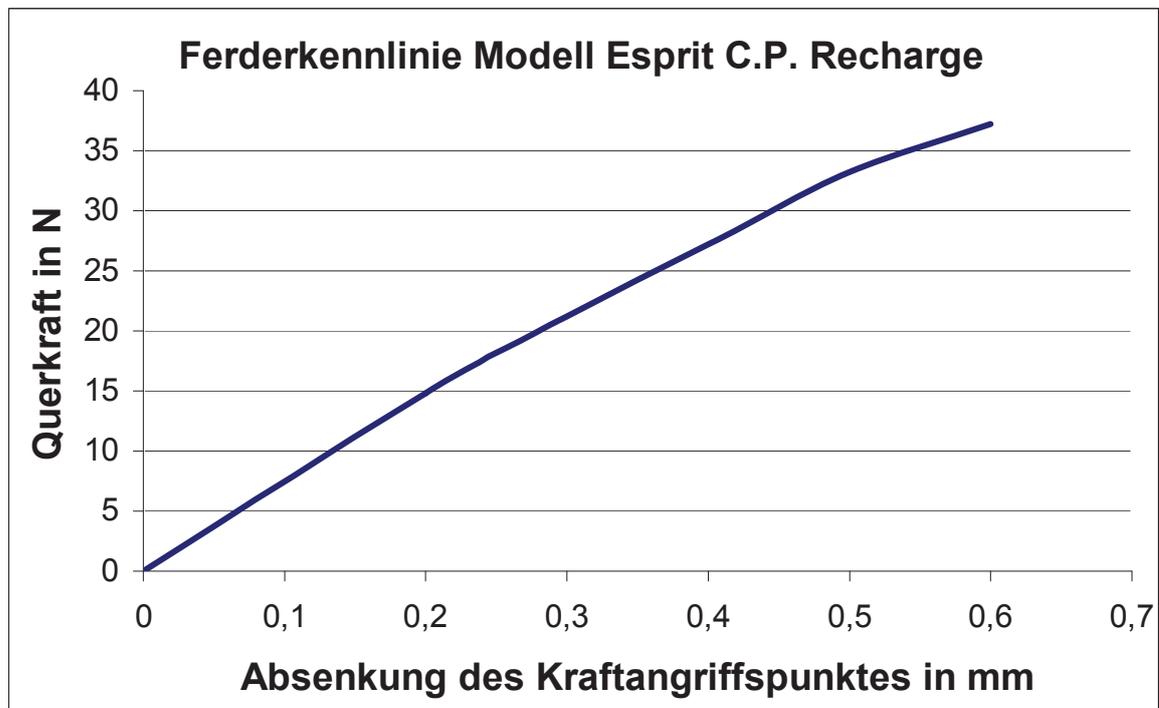


Diagramm 3-5: Federkennlinie der meßtechnischen Überprüfung

Diagramm 3-5 zeigt einen annähernd linearen Verlauf der Federkennlinie. Hystereseverluste können nicht festgestellt werden.

3.2.6.Numerische Berechnung - lineare Bedingung

3.2.6.1.Esprit Coupling Piece „Typ1“

Dieses Schnapphakenmodell entspricht genau dem Berechnungsmodell der analytischen Berechnung. Das Unigraphics Volumenmodell des gesamten Gehäuses wird soweit vereinfacht, daß nur noch der Schnapphaken ohne Gehäuse vorliegt. Anschließend wird der UG-Part in Nastran/UG-Scenario übernommen.

Als Belastung wird eine Absenkung von 0,595 mm, welche dem Hinterschnitt entspricht, angebracht. Diese wirkt an der vorderen Kante der oberen Hakenfläche. Das Arbeits-Koordinatensystem (WCS, hellgrün) wird in den linken oberen Schnittpunkt der hinteren Gehäusekante und der Kante der Seitenfläche gelegt. Die x-Richtung entspricht der Belastungsrichtung. Die y-Richtung läuft parallel zur Hakenlängsachse und die z-Richtung liegt normal dazu.

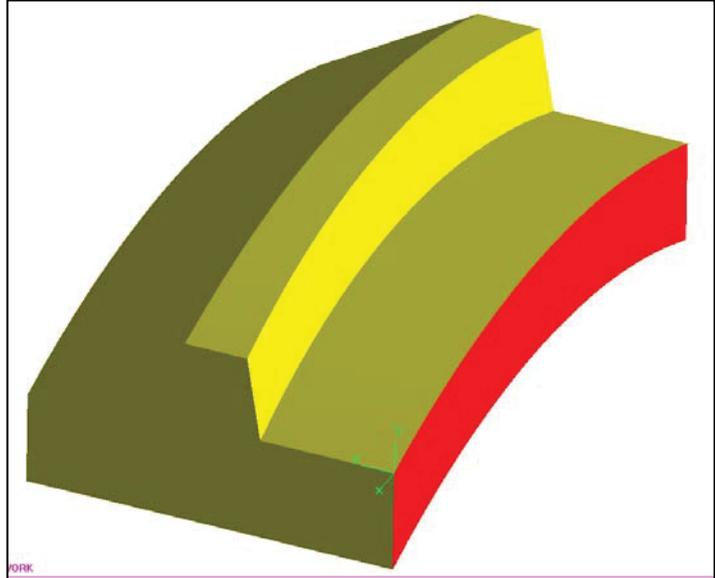


Abbildung 3-6: Unigraphics Solidmodell Haken Esprit C.P. „Typ1“

Das Netz (hellgrün) besteht aus 19370 Tet-4 Elementen **ohne Zwischenknoten** mit insgesamt 4209 Knotenpunkten. Die Freiheitsgrade der Fläche zum Gehäuse (rot) wird in allen Richtungen festgehalten.

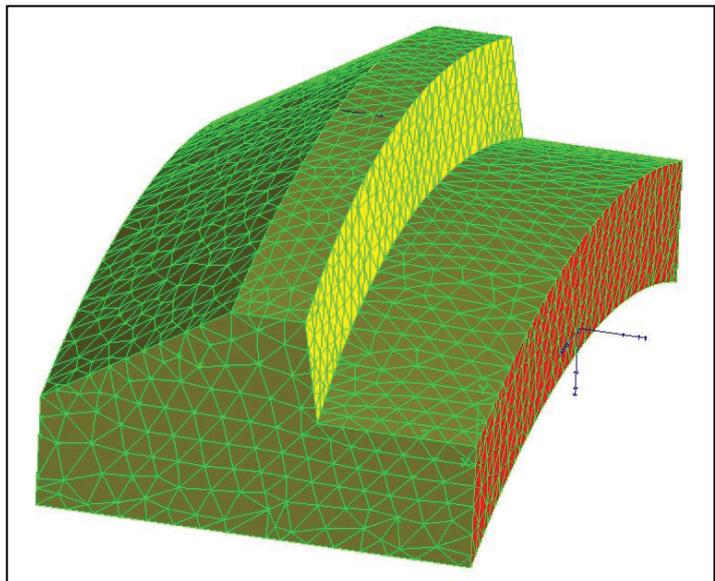


Abbildung 3-7: FE-Mesh des zu berechnenden Schnapphakens

Die entsprechende Knotenabsenkung des Hakens in der x-Richtung des WCS wird entsprechend dem Farbniveau dargestellt. An der Einspannung beträgt diese Null Millimeter (blau), an der Belastungsangriffkante 0,595 mm (grün) und an der Hakenforderkante als Maximalwert der Absenkung 1,106 mm (rot).

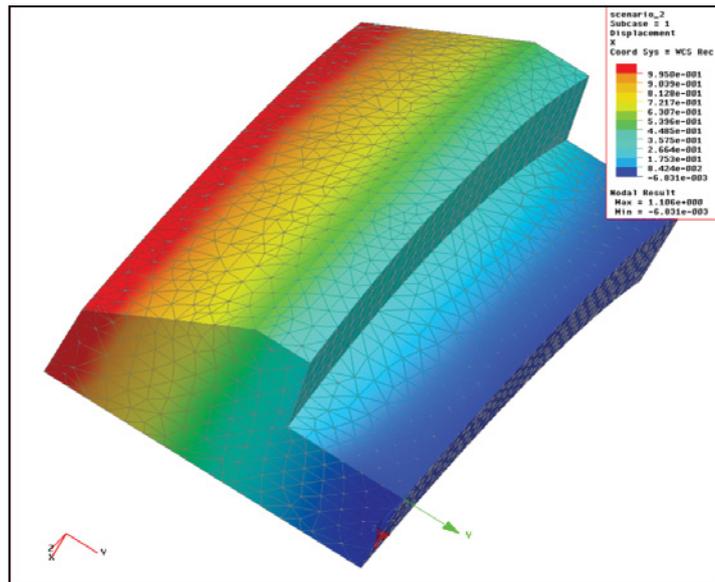


Abbildung 3-8: Absenkung x-Richtung

Dieser Plot zeigt die Knotenreaktionskräfte an der Belastungskante und an der Einspannstelle. Diese müssen sich für den Gleichgewichtszustand aufheben. Die maximalen Werte liegen für die Belastungskante an der Außenseite bei 17,91 N (rot) und bei ungefähr 5 N (cyan) an der Kantenmitte. An der Einspannstelle verteilt sich die Reaktionskraft gleichmäßiger, wobei zur Hakenmitte in x-Richtung ein Reaktionskraftabfall zu verzeichnen ist (blau).

Die Summe aller 24 Knotenreaktionskräfte an der Belastungskante ergibt die gesamte Querkraft mit der eine Absenkung in x-Richtung von 0,595 mm erreicht wird. Die Querkraft beträgt für diese Geometrie 257,5 N.

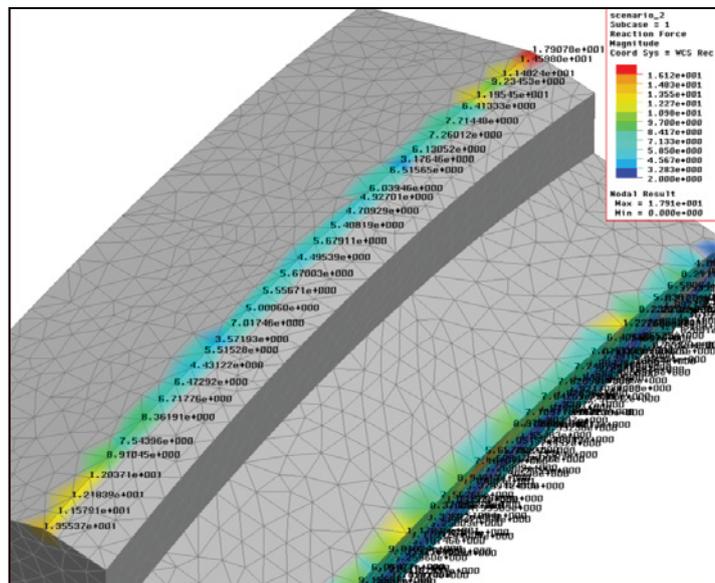


Abbildung 3-9: Reaktionskraft Vektorsumme

Dieser graphische Plot zeigt die Verteilung der Normalspannung in y-Richtung. An der Hakenoberkante tritt eine Zugspannung auf (gelb-orange), an der Unterkante eine Druckspannung (cyan). Dieser Plot dient zur allgemeinen Betrachtung der gesamten Spannungsverteilung. Zur genaueren Beurteilung wird der Wertebereich der Spannung eingeschränkt (Abbildung 3-11 für Zug, Abbildung 3-12 für Druck).

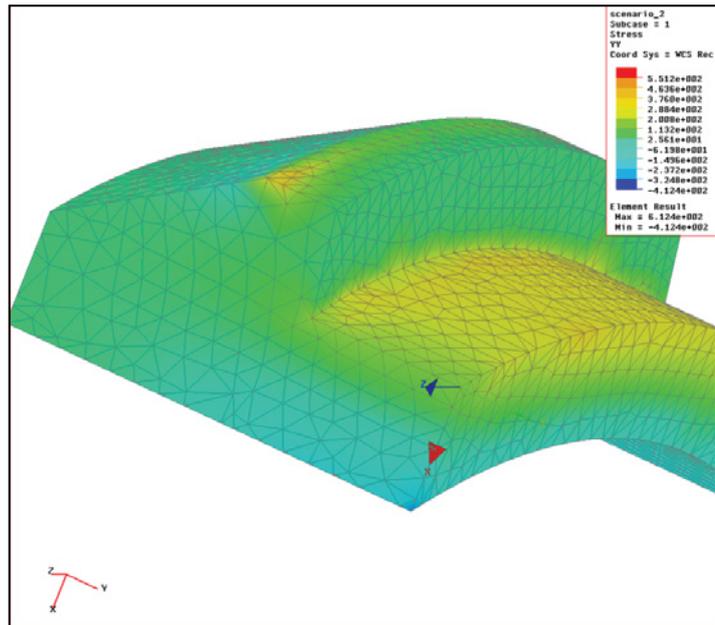


Abbildung 3-10: Normalspannung y-Richtung

Diese Graphik zeigt die Normalspannungsverteilung in der y-Richtung mit eingeschränktem Wertebereich. Dieser wird auf einen Bereich von 200 N/mm² (blau) bis 300 N/mm² (rot) eingeschränkt. Lokale Spannungsspitzen erreichen den Wert von 612,4 N/mm², sind aber aufgrund der verwendeten Vernetzungselemente falsch (Kapitel 3.1), und für eine Bauteilauslegung nicht brauchbar. Diese Spannungsspitzen ergeben sich durch die Verwendung der "ungenauen" Tet-4 Elemente **ohne Zwischenknoten**. Weiterhin kann bemerkt werden, daß scharfe Kanten, wie sie in Modellen vorliegen, in Wirklichkeit auf Grund des Formgebungsprozesses selten erreicht werden. Für eine Festigkeitsdimensionierung soll die Spannung in einem gewissen Abstand von der Einspannung entnommen werden (etwa 3 Elemente). Es wird eine berichtigte Bauteilzugspannung von 250 N/mm² (cyan-hellgrün) erreicht.

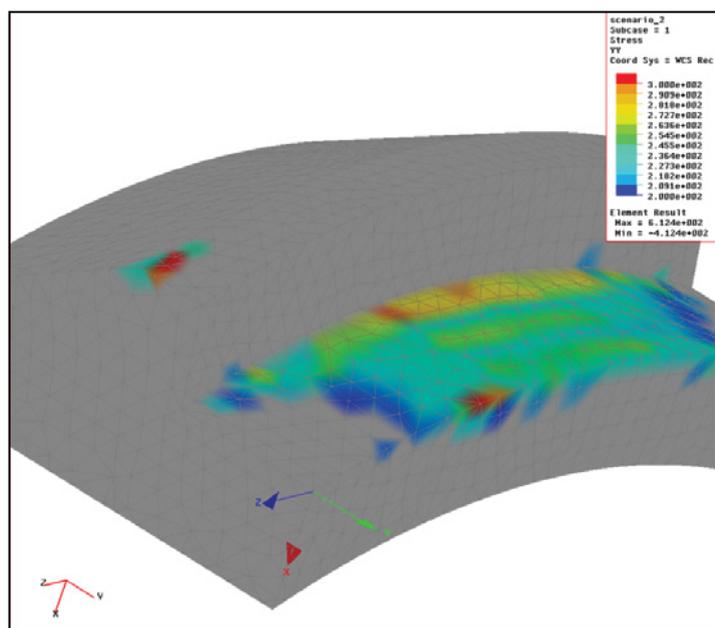


Abbildung 3-11: Normalspannung y-Richtung

Die Normalspannungsverteilung in der y-Richtung wird mit einem eingeschränkten Wertebereich dargestellt. Dieser wird auf einen Druckbereich von 200 N/mm² (blau) bis 100 N/mm² (rot) eingeschränkt. Lokale Druckspannungsspitzen an den hinteren Seitenbereichen erreichen den Wert von 412,4 N/mm², sind aber für eine Bauteilauslegung nicht brauchbar. Wie im Zugbereich müssen Werte, die einen gewissen Abstand von diesen Stellen besitzen, entnommen werden. Bei diesem Schnapphaken ist das eine maximale Druckspannung von etwa 175 N/mm².

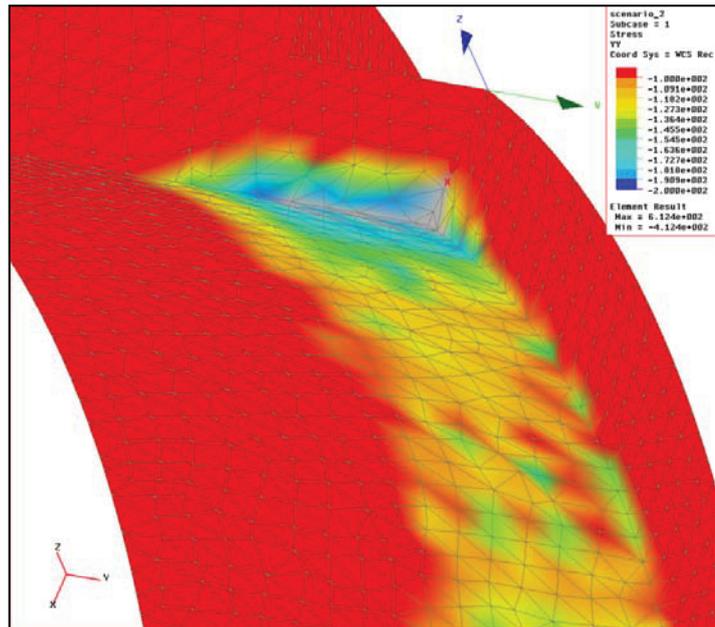


Abbildung 3-12: Normalspannung y-Richtung

Ergebnis-Daten (Belastung 0,595 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [min]	6
Querkraft [N]	257,5
Maximale Absenkung x-Richtung [mm]	1,106
Maximale Reaktionskraft Vektorsumme [N]	17,91
Maximale Normalspannung Zugbereich y-Richtung [N/mm ²]	612,4
Maximale Normalspannung Druckbereich y-Richtung [N/mm ²]	412,4

Tabelle 3-4: Berechnungsergebnis Esprit C. P. "Typ1"

3.2.6.2. Esprit Coupling Piece „Typ2“

Das Unigraphics Gehäusevolumenmodell wird durch entsprechendes Vereinfachen soweit bearbeitet, daß neben dem eigentlichen Schnapphaken auch noch ein Teil des angebundenen Gehäuses vorliegt. Anschließend wird der UG-Part in Nastran/UG-Scenario übernommen. Als Belastung wird wieder eine Absenkung des Schnapphakens von 0,595 mm, welche dem Hinterschnitt entspricht, angebracht. Angriffspunkt dieser Absenkung ist die vordere Kante der oberen Hakenfläche. Das Koordinatensystem WCS (hellgrün) wird in den oberen Schnittpunkt der hinteren Gehäusekante und der Kante der Hakenseitenfläche gelegt. Die x-Richtung entspricht der Belastungsrichtung. Die y-Richtung läuft parallel zur Hakenlängsachse und die z-Richtung entsprechend normal dazu.

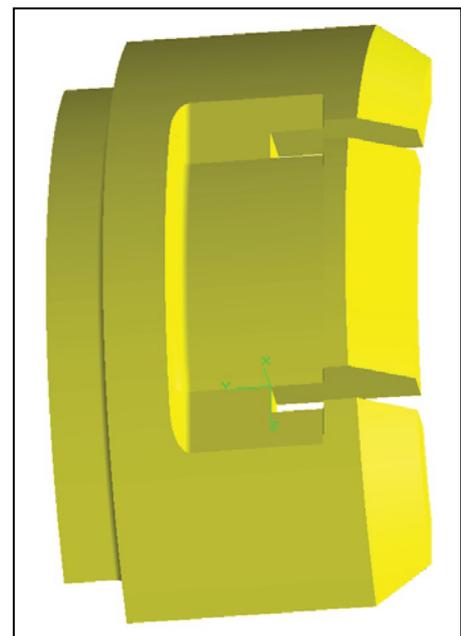


Abb.3-13: Unigraphics Solidmodell Esprit C.P. „Typ2“

Das Netz (hellgrün) besteht aus 16853 Tet-4 Elementen **ohne Zwischenknoten** mit insgesamt 4035 Knoten.

Der blau dargestellte Bereich wird feiner vernetzt (max. Elementgröße 0,3 bis 0,4). Der gelbe Bereich wird mit einer maximalen Elementgröße von 1,5 vernetzt.

Jegliche Translation der Einspannung wird unterbunden.

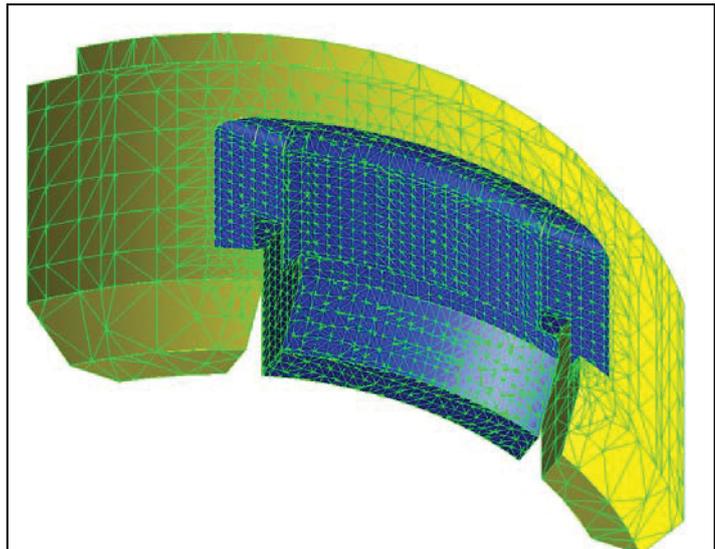


Abbildung 3-14: FE-Mesh des zu berechnenden Schnapphakens

Wiederum wird die Knotenreaktionskraft an der Belastungskante dargestellt. Die maximalen Werte liegen für die Belastungskante bei 16,12 N (rot) an der Außenseite und bei ungefähr 0,8 N (blau) an der Kantenmitte. Die Summe aller 24 Knotenreaktionskräfte an der Belastungskante ergibt die gesamte Querkraft mit der eine Absenkung in der x-Richtung von 0,595 mm erreicht wird. Die Querkraft beträgt für diese Geometrie 53,5 N. Gegenüber der Berechnung des Modells Esprit C.P. „Typ1“ hat sich damit der Wert der Querkraft von 257,7 auf 53,5 N vermindert.

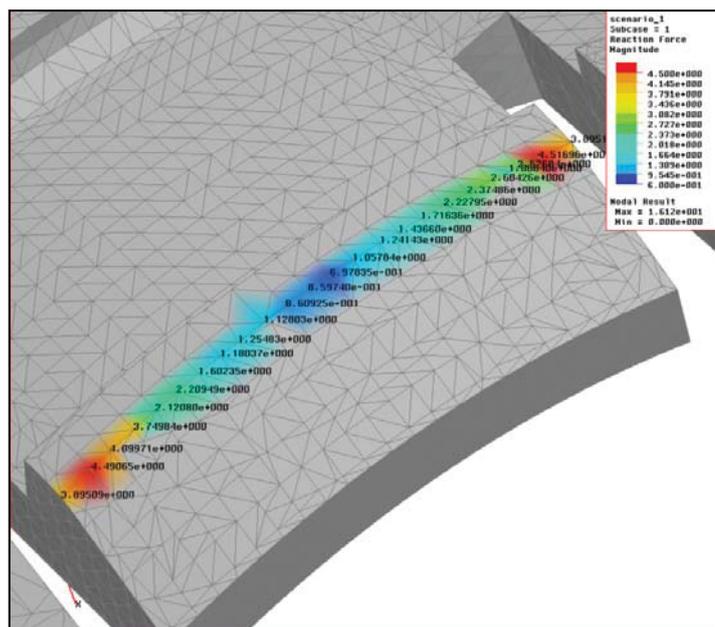


Abbildung 3-15: Reaktionskraft Vektorsumme

Abbildung 3-16 zeigt die Verteilung der VON MISES Vergleichsspannung an der Hakenoberkante. Der Wertebereich der Spannung wird auf 15 (blau) bis 120 N/mm² (rot) eingeschränkt. Der Maximalwert der Spannung tritt an dem Übergang des Hakens zum Gehäuse hin mit 260 N/mm² auf, kann aber als lokale Spannungsspitze nicht für eine Bauteilauslegung herangezogen werden. Dieser Rechenfehler ergibt sich zum einen durch die verwendeten Tet-4 Elemente **ohne Zwischenknoten** und zum Anderen durch das linearisierte Materialmodell. Dies führt zu den im Kapitel 3.1 beschriebenen Spannungsspitzen. Verbesserungen können hauptsächlich durch die Verwendung höherer Elemente, z.B. Tet-10 Elemente mit Zwischenknoten, erzielt werden.

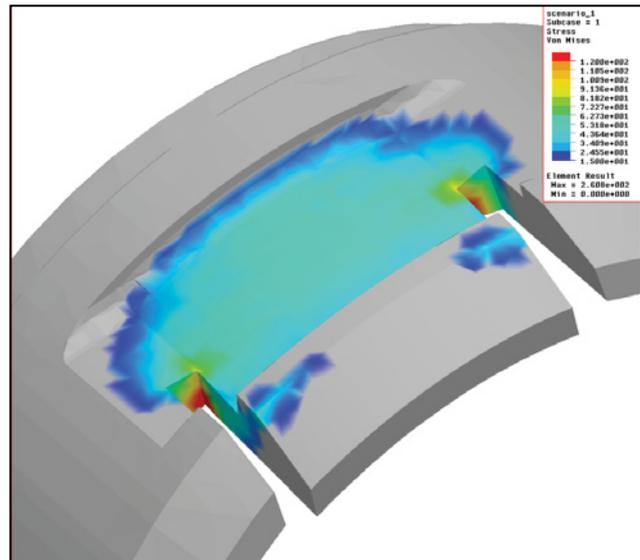


Abb.3-16: VON MISES Vergleichsspannung

Ergebnis-Daten (Belastung 0,595 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [min]	3,5
Querkraft [N]	53,5
Maximale Reaktionskraft Vektorsumme [N]	16,12
Maximale VON MISES Vergleichsspannung an der Hakenoberkante [N/mm ²]	260

Tabelle 3-5: Berechnungsergebnis Esprit C. P. "Typ2"

3.2.6.3. Esprit Coupling Piece „Typ3“

Der Bereich des Gehäuses wird weiter erweitert. Die eine Trimmebene, die Ebene parallel zur yz-Ebene des WCS, entspricht der Symmetrieebene des gesamten Gehäuses. Somit besteht die Möglichkeit symmetrische Randbedingungen an den beiden Trimmflächen anzubringen. Als Belastung wird eine Absenkung des Schnapphakens in x-Richtung von 0,595 mm, welche dem Hinterschnitt entspricht, angebracht. Der Angriffsbereich dieser Absenkung ist wie in den anderen Fällen auch die vordere Kante der oberen Hakenfläche. Das Koordinatensystem (WCS, hellgrün) wird in den oberen Schnittpunkt der hinteren Gehäusekante und der Kante der Hakenseitenfläche gelegt (Abbildung 3-17).



Abb.3-17: Unigraphics Solidmodell Esprit C.P. „Typ3“

Das Netz (hellgrün) besteht aus 16209 Tet-4 Elementen **ohne Zwischenknoten** mit insgesamt 4294 Knoten. Der blau dargestellte Bereich, Bereich großer Deformation, wird feiner vernetzt (max. Elementgröße 0,4 bis 0,5). Der grüne Bereich wird mit einer max. Elementgröße von 0,65 bis 0,75, der gelbe mit 1,4 vernetzt. Jene Trimmfläche, die parallel zur xz-Ebene des WCS liegt, wird in deren Translation festgehalten. Den beiden anderen Trimmflächen, die parallel zur yz-Ebene des WCS liegen, werden symmetrische Randbedingungen auferlegt. Das bedeutet, daß die Translation in x-Richtung unterbunden ist.

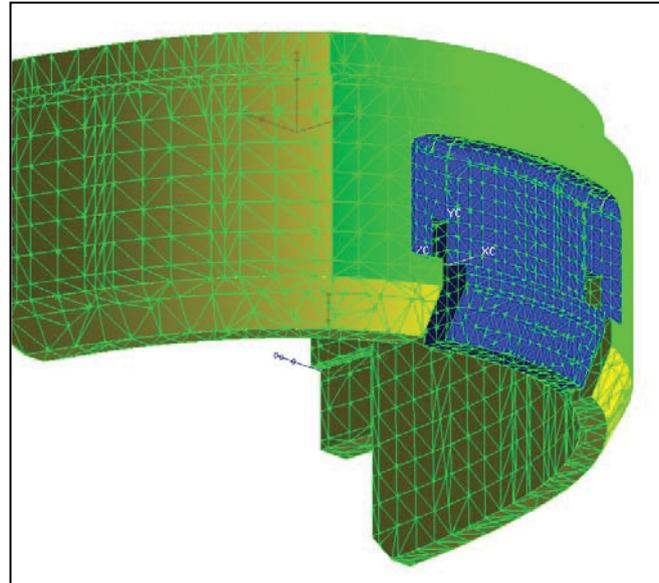


Abbildung 3-18: FE-Mesh des zu berechnenden Schnapphakens

Dieses Berechnungsergebnis zeigt die Verteilung der VON MISES Vergleichsspannung an der Haken- und Gehäuseoberseite. Der Wertebereich der Spannung wird auf 10 (blau) bis 120 N/mm^2 (rot) eingeschränkt. Der Maximalwert der Spannung tritt wieder an dem Übergang des Hakens zum Gehäuse hin mit $184,4 \text{ N/mm}^2$ auf, kann aber aufgrund der „ungenauen“ Elemente nicht für eine Bauteilauslegung herangezogen werden.

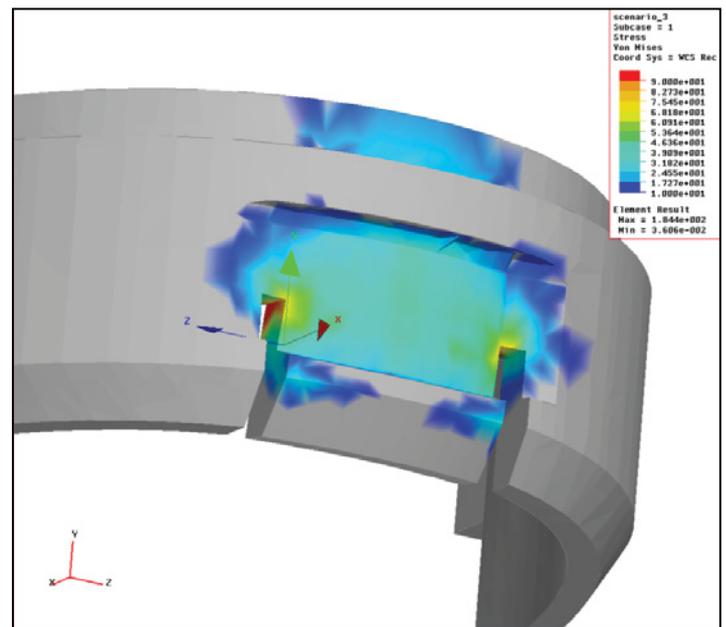


Abbildung 3-19: VON MISES Vergleichsspannung

Die Querkraft als Summe der Knotenreaktionskräfte ergibt sich mit 57,2 N. Im Vergleich zum Typ Esprit C.P. „Typ2“ steigt die Querkraft trotz größeren Modells an. Das ist darauf zurückzuführen, daß bei dem Modell Esprit C.P. „Typ3“ die Vernetzungsdichte an der Belastungskante (15 Knoten entlang der Kante) im Vergleich zum Modell Esprit C.P. „Typ2“ (24 Knoten entlang der Belastungskante) zu gering ist.

Ergebnis-Daten (Belastung 0,595 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [s]	140
Querkraft [N]	57,2
Maximale Reaktionskraft Vektorsumme [N]	10,23
Maximale VON MISES Vergleichsspannung an der Hakenoberkante [N/mm ²]	184,4

Tabelle 3-6: Berechnungsergebnis Esprit C. P. "Typ3"

3.2.6.4. Esprit C.P. Recharge „Typ4“

Dieses Modell stellt die vierte Modellvariante des Modells Esprit Coupling Piece dar. Mit einem Gesamtvolumen von 2539,8 mm³, Typ 1 besitzt lediglich 37,9 mm³, wird mit diesem Modell die größte Einbeziehung des Gehäuses nachgebildet.



Abbildung 3-20: Unigraphics Solidmodell Esprit Coupling Piece „Typ4“

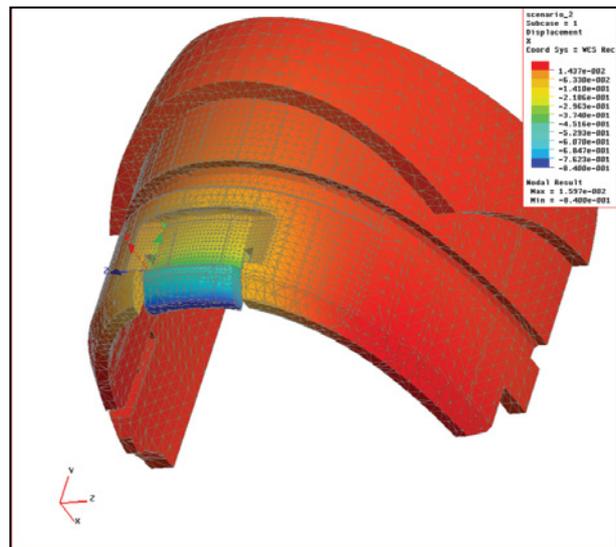


Abbildung 3-21: Absenkung x-Richtung

Die Elementanzahl von 50826 Tetraedern ~~ohne Zwischenknoten~~ stellt einen guten Kompromiß zwischen Vernetzungsdichte, und der damit verbundenen Genauigkeit, und der Analyse-Zeit dar. Die maximale Elementgröße der Vernetzungsdichte wird einer Stufe in fünf Wertebereiche unterzogen, wobei die kleinste bei 0,2 bis 0,3, und die größte bei 1,2 liegt. In Abbildung 3-21 ist die Knotenpunktabsenkung in der x-Richtung dargestellt. Der Wertebereich liegt im Bereich zwischen 0,84 mm (blau) und 0 mm (rot). Es ist zu erkennen, daß die Absenkung mit zunehmender y-Entfernung vom WCS abnimmt, bis sie im hinteren Bereich nahezu gleich Null wird. Das ist ein Zeichen dafür, daß der Anteil der Gehäuseabsenkung an der Gesamtabenkung sehr gut berücksichtigt wird. Die Querkraft erreicht bei diesem Model mit 40,6 N den kleinsten Wert aller Berechnungen. Die entsprechenden Spannungen vermindern sich ebenfalls. Diese liegen für die lokalen Spannungsspitzen im Bereich von 165 N (rot), für eine Bauteilauslegung kann ein Wert von 50 bis 60 N (cyan) an der Hakenoberkante festgelegt werden. Diese dennoch zu hohen Werte

Abbildung 3-22: VON MISES Vergleichsspannung

sind wie bei allen anderen Berechnungen dieses Typs auf die „ungenauen“ Elemente und auf das linearisierte Materialmodell zurückzuführen.

Ergebnis-Daten (Belastung 0,595 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [min]	13
Querkraft [N]	40,6
Maximale Reaktionskraft Vektorsumme [N]	3,8
Maximale VON MISES Vergleichsspannung an der Hakenoberkante [N/mm ²]	165,4
Maximale Knotenabsenkung x-Richtung [mm]	0,84

Tabelle 3-7: Berechnungsergebnis Esprit C. P. "Typ4"

3.2.6.5. Einfluß der Modellgröße auf das Berechnungsergebnis

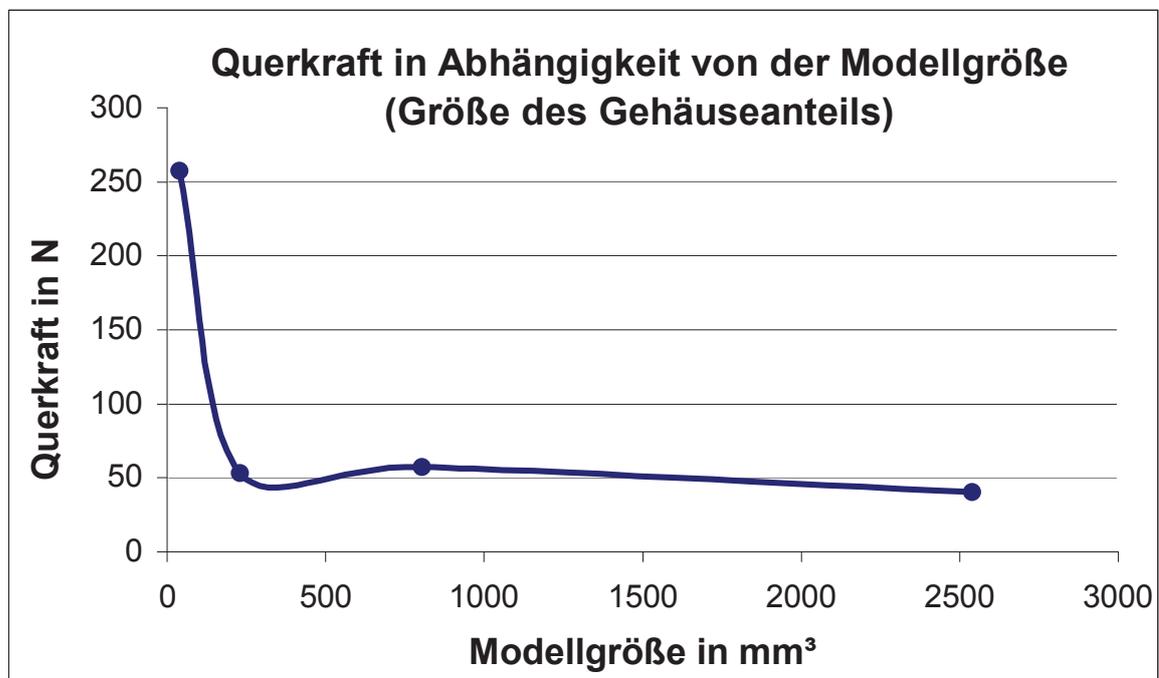


Diagramm 3-6: Abh. der Querkraft von der Modellgröße (Größe der Einspannung)

Das Diagramm 3-6 zeigt die Abhängigkeit der berechneten Querkraft von der Modellgröße, d.h. in Abh. von der Größe des Gehäuseanteils. Das Volumenmodell vom Typ Esprit Coupling Piece wird, wie in den vorhergehenden Kapiteln beschrieben, soweit vereinfacht, daß vier verschiedene Modellvarianten mit unterschiedlich großem Gehäuseanteil generiert werden. Bei Modellen mit geringem Gehäuseanteil, also jenen mit kleinem Volumen, wird der Anteil der Absenkung zum größten Teil nur vom Haken selbst übernommen. Bei größeren Modellen, also Modellen mit größerem Gehäuseanteil, ist das Gehäuse in der Lage, maßgeblich an der Absenkung beteiligt zu sein. Dadurch läßt sich das Abfallen der Querkraft im Bereich bis 200 mm³ erklären. Dieser steile Abfall der Querkraft tritt speziell bei kurzen Schnapphaken auf. Der Datenpunkt 3 ($V=802,9$ mm³) weicht vom zu erwartenden Verlauf ab. Wie bereits erwähnt ist die Knotenanzahl an der Belastungskante mit 15 Knoten gegenüber den 24 Knoten der anderen Type zu gering, damit läßt sich die erhöhte Querkraft dieses Modells erklären. Zu beachten ist weiterhin, daß neben der Modellgröße noch weitere Faktoren den Wert und die Genauigkeit der Querkraft beeinflus-

sen. Zum einen ist das die Vernetzungselementart und -ordnung und zum Anderen das verwendete Materialmodell. Idealerweise sollte das Modellvolumen möglichst groß sein. Ebenfalls sollte das Verhältnis Elementanzahl und/oder Knotenanzahl zum Modellvolumen möglichst groß sein. An der Belastungskante sollte eine möglichst große Anzahl von Knotenpunkten vorhanden sein. Dem Ganzen steht aber der benötigte Zeitaufwand für die Berechnung und die benötigten Systemressourcen, wie Hauptspeicher und Festplattenkapazität entgegen.

Modell Typ	Volumen in mm ³	Querkraft in N	Elementanzahl pro Volumen in E/mm ³	Anzahl der Knotenpunkte an der Belastungskante
4	2539,8	40,6	20,0	24
3	802,9	57,2	20,2	15
2	229,2	53,3	73,5	24
1	37,9	257,5	511,1	24

Tabelle 3-8: Vergleich der verschiedenen Modelle

3.2.6.6. Verformung des Gegenparts:

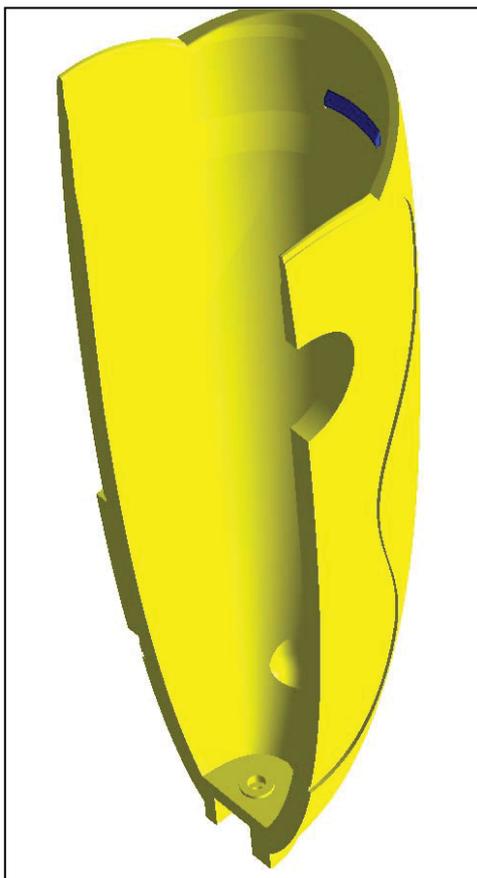


Abbildung 3-23: Unigraphics Solidmodell Housing

Bei dem Betätigungsvorgang wird nicht nur der Schnapphaken mit dem Gehäuse des Modells Esprit Coupling Piece, sondern auch der Gegenpart (Abbildung 3-23) deformiert. Um die Verformung am Gegenpart (Housing) abschätzen zu können, werden die Gehäusesteifigkeiten beider Teile

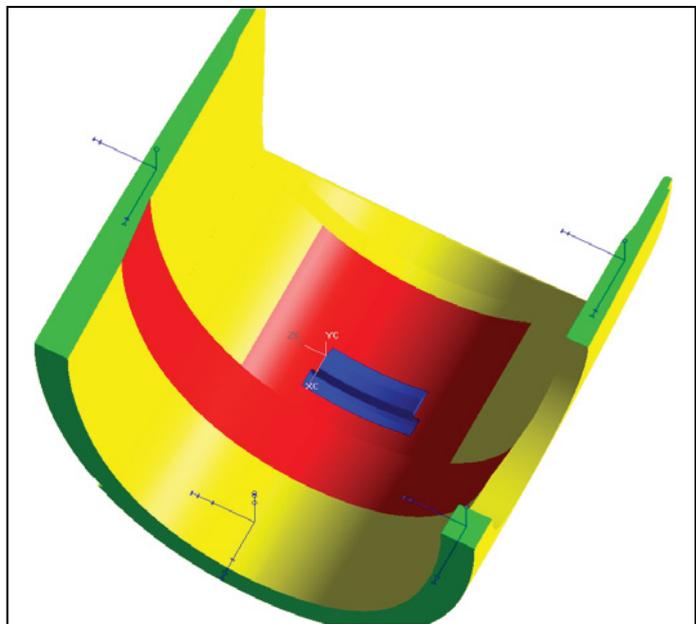
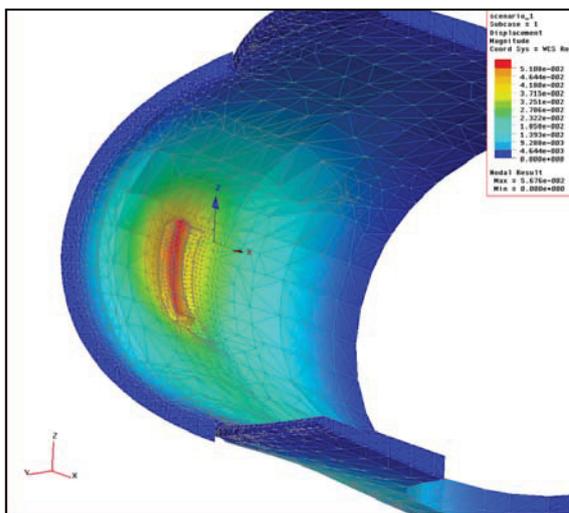


Abbildung 3-24: Getrimmtes Modell mit der Einspannungssituation

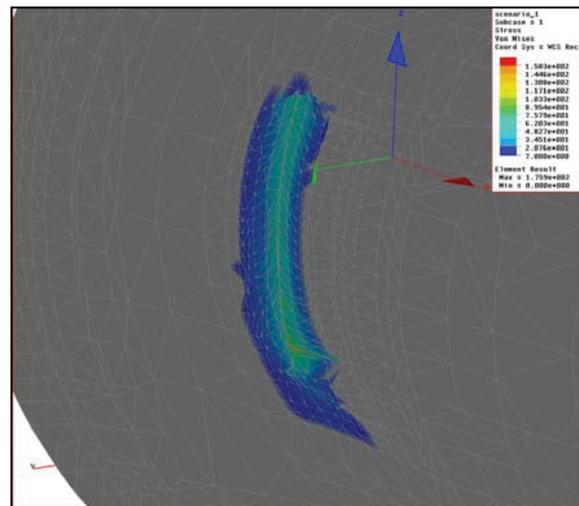
verglichen. Dazu werden verschiedene Absenkungen an der entsprechenden Betätigungskante des Housings angebracht. Mit den berechneten Querkräften wird eine Federkennlinie konstruiert. Abbildung 3-24 zeigt das getrimmte Housing Modell mit den angebrachten Randbedingungen. Für Flächen der Symmetrieebene wird eine symmetrische Einspan-

nungsbedingung gewählt. An der dazu normal liegenden Trimmfläche eine fixe Einspannung. Der blaue Bereich, wo die eigentliche Betätigung stattfindet, und die größte Verformung auftritt, wird mit einer maximalen Elementgröße von 0,2 bis 0,3 vernetzt. Das restliche Volumen mit einer maximalen Elementgröße von 2,1.

Auf Grund der hohen Vernetzungsdichte an der Belastungskante können 24 Werte für die Reaktionskraft entlang der Kante entnommen werden. Abbildung 3-25 zeigt die Deformation des Teils. Es ist klar ersichtlich, daß die größte Deformation unmittelbar an der Belastungsstelle auftritt, und diese in geringer Entfernung bereits stark abgesunken ist. Abbildung 3-26 zeigt, daß die maximale VON MISES Vergleichsspannung am äußersten Rand der Belastungskante liegt, und einen Wert von 175,9 N/mm² annimmt. Da das Housing durch seine Gestalt viel steifer als das Coupling Piece ist, wird bei einer Absenkung von 0,03 mm eine Querkraft von 41,09 N, die etwa der bestimmten Querkraft des Modells Esprit C.P. „Typ4“ bei einer Absenkung von 0,595 mm entspricht, erreicht.



**Abbildung 3-25: VON MISES
Vergleichsspannung**



**Abbildung 3-26: Deformation
Absenkung Vektorsumme**

Diagramm 3-7 zeigt den Vergleich der Steifigkeit der Verbindungspartner. Es ist ersichtlich, daß die Steigung der Federkennlinie des Modells Esprit Coupling Piece, und somit auch deren Steifigkeit, deutlich geringer ist, als die des Verbindungspartners Housing. Aus den bestimmten Federkennlinien ergibt sich ein Steifigkeitsquotient beider Verbindungspartner von 10,26. Die im Kapitel 3.2.7.4. berechnete Querkraft kann nun mit den Formeln aus Kapitel 2.2. berichtigt werden, indem man den Anteil der Verformung des Housings mitberücksichtigt. Dadurch verringert sich die Querkraft am Haken auf 91,1 % oder 37,2 N des ursprünglichen Wertes (40,6 N).

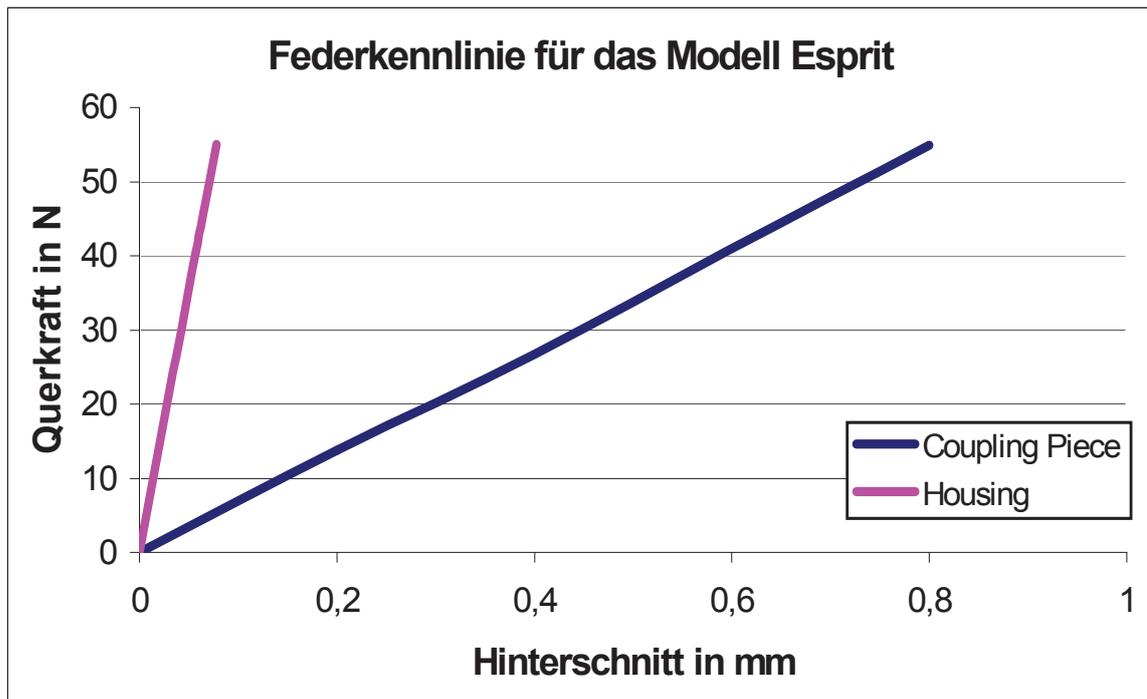


Diagramm 3-7: Steifigkeiten der Gehäuseteile

3.2.6.7. Einfluß des Kraftangriffspunktes

Bisher hat die Verschiebung an der oberen Kante des Hakens angegriffen (hellgrün). Da für die Biegung die Querkraft indirekt proportional zur dritten Potenz der Länge ist, spielt der Kraftangriffspunkt der Querkraft für die Berechnung eine wesentliche Rolle. Der genaue Kraftangriffspunkt kann nicht bestimmt werden, es wird die Größe der Querkraft in Abhängigkeit vom Angriffspunkt ermittelt und in Diagramm 3-8 dargestellt. Die Querkraft nimmt linear mit zunehmendem Abstand der Kraftangriffskante von der Einspannung ab. Dabei entspricht die gelbe und blaue Kante einer Verlängerung des Abstandes zur Einspannung von 0,25 bzw. 0,5 mm.

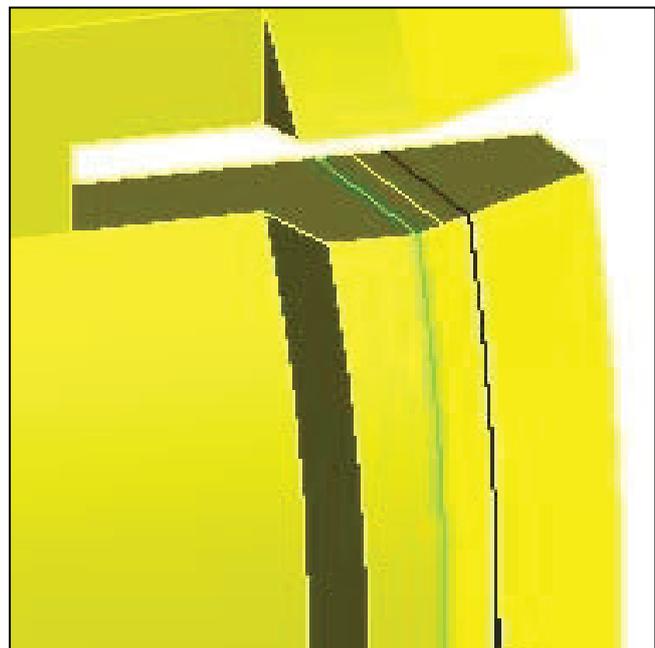


Abbildung 3-27: Verschiedene Angriffskanten

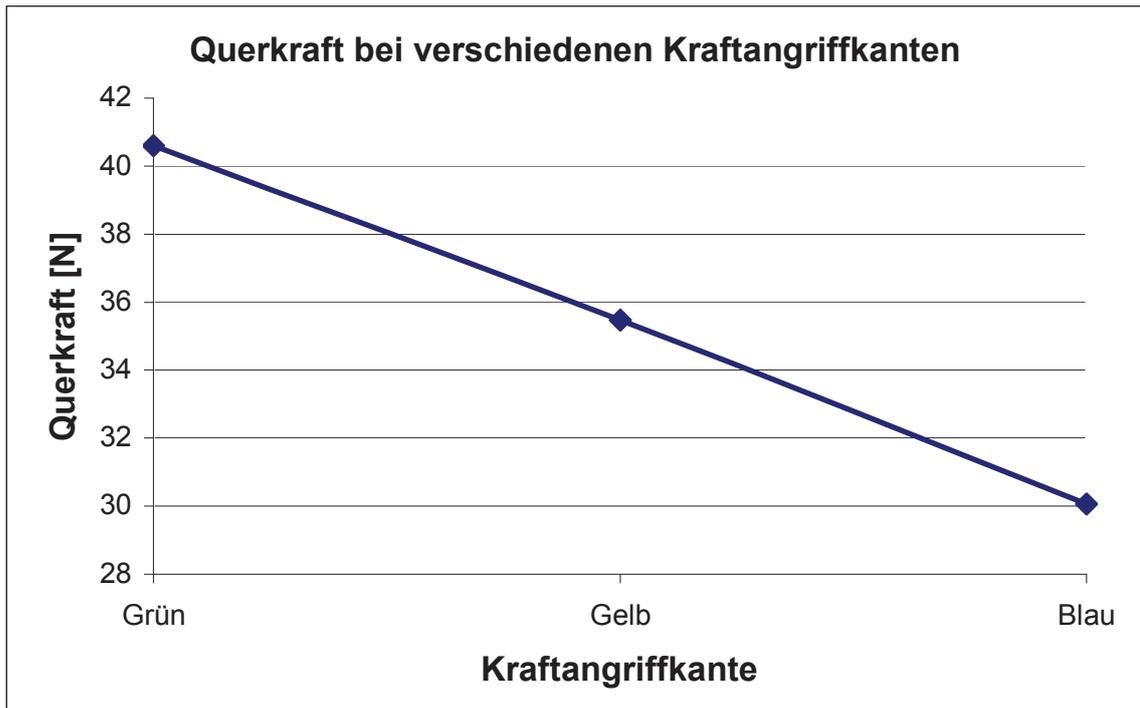


Diagramm 3-8: Querkraft in Abhängigkeit vom Kraftangriffspunkt beim Modell Esprit Coupling Piece „Typ 4“

3.2.6.8. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung

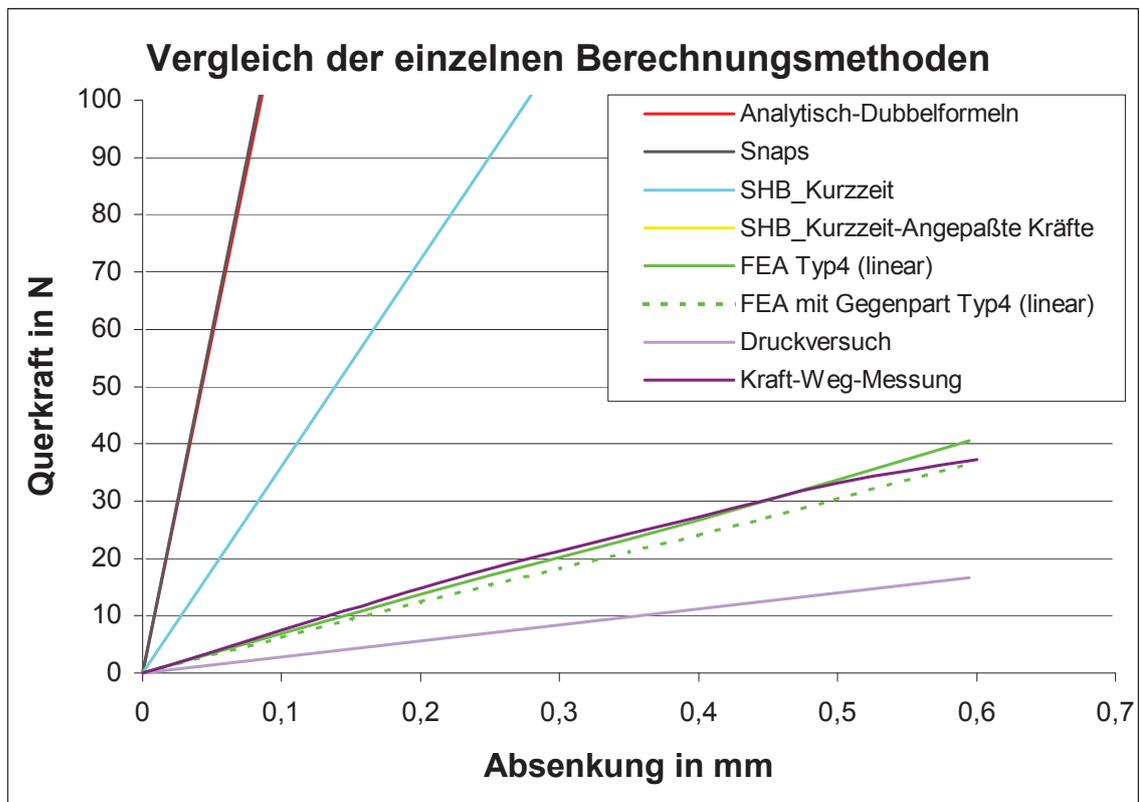


Diagramm 3-9: Federkennlinien der einzelnen Berechnungsmethoden beim Fügen

Diagramm 3-9 zeigt den qualitativen Vergleich der verschiedenen Berechnungsmethoden. Allen Berechnungsmethoden liegt ein lineares Verformungs- und Materialverhalten mit einem Sekantenmodul von 1740 N/mm² zugrunde. Der Verlauf aus dem Druckversuch (Fügekraftbestimmung) wird als Vergleichsbasis für alle anderen Berechnungsmethoden herangezogen. Der nichtlineare Verlauf der Druckmessung wird linearisiert, d.h. der maximale Wert für die Fügekraft entspricht dem Maximalwert des aufgenommenen Kraft-Weg-Diagrammes. Weiterhin wird die ermittelte Fügekraft mit dem Umsetzungsfaktor in die Querkraft umgerechnet. Es ist ersichtlich, daß die Ergebnisse der Berechnungen, die auf den Literaturformeln beruhen, für derartig kurze Schnapphaken nicht brauchbar sind. Dazu gehört die analytische Berechnung sowie die Berechnung mit Snaps. Es treten Abweichungen gegenüber dem Druckversuch von bis zu 4260% auf (siehe Tab. 3-9). Das Fehlerpotential für die analytischen Berechnungen liegt hauptsächlich bei der Verformung der Einspannung. Die Berechnung mit dem Programm SHB_Kurzzeit bringt gegenüber den rein analytischen Berechnungen eine Verbesserung, trotzdem ist die Abweichung zum Druckversuch für eine Auslegung zu groß. Die Federkennlinie der FEA zeigt eine sehr gute Näherung zur Federkennlinie der Kraft-Weg-Messung. Das bedeutet, daß die FEA als approximiertes physikalisches Modell die Kraft-Weg-Messung gut darstellen kann. Die Kraft-Weg-Messung selbst zeigt aber gegenüber dem Druckversuch eine große Abweichung. Somit kann diese Messung allein den Betätigungsvorgang nicht representieren. Grund dafür ist die Versuchsführung selbst. Zum Einen entspricht die Einspannungssituation nicht der Wirklichkeit, zum Anderen erfolgt die Kraftaufbringung mittels Stiften und ist reibungsbehaftet. Die Mitberücksichtigung des Gegenparts führt zu einer Verminderung der Querkraft um 8,9 %. Die Approximation der FEA gegenüber dem Druckversuch führt zu Abweichungen im Bereich von 129%. Vor allem die eingesetzten Tetraederelemente **ohne Zwischenknoten** (Elemente sind zu steif; siehe Kapitel 3.1) sowie das linearisierte Materialmodell der FEA können der physikalischen Wirklichkeit nur bedingt entsprechen. Die Modellgröße und Elementanzahl der FEA ist genügend groß. Die Querkraft aus der Berechnung „Angepaßte Kräfte“ entspricht der des Druckversuches, da der Typ Esprit Coupling Piece Recharge selbst als Referenztyp eingesetzt wird. Eine Aussage über die Qualität der Berechnung mit angepaßten Kräften ist bei diesem Modell nicht möglich.

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>Analytisch SNAPS</i>	<i>SHB_ Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit. Angepaßte Kräfte</i>	<i>FEA linear</i>		<i>Messung Druckversuch</i>	<i>Messung Federkennl.</i>
<i>Berechnungsgröße</i>								
<i>Querkraft beim Fügen [N]</i>	697,9	711,4	214,6	16,7	40,6	37,2	16,7	36,0
<i>Maximale Spannung [N/mm²]</i>	786,5	878,4	389,0	30,3	—		—	—
<i>Maximale Dehnung [N/mm²]</i>	45,2	50,5	22,3	1,74	—		—	—
<i>Abweichung der Querkraft von dem Zug-Druck Versuch [%]</i>	4179	4260	129	0	243	219	0	216

Tabelle 3-9: Berechnungsergebnisse im Vergleich: (Belastung 0,595 mm Absenkung)

3.2.7.Numerische Berechnung - nicht lineare Bedingung

Die Berechnungen werden mit dem Ziel durchgeführt den Einfluß von Nichtlinearitäten (Material, Geometrie, Kontakt) zu untersuchen und daraus Schlußfolgerungen zu ziehen. Für die Berechnungen hinsichtlich Material- und Geometrienichtlinearitäten wird das Programm MSC-Nastran 2.0/3.0/FEMAP für Windows verwendet. Die Kontaktanalyse wird mit dem Programm ABAQUS 5.7 durchgeführt.

3.2.7.1.Berechnungen mit dem Programm NASTRAN/FEMAP

Berechnungen mit Nastran/FEMAP werden durchgeführt, um den Einfluß von Material- und Geometrienichtlinearitäten sowie den Einfluß der Elementarten auf die Ergebnisgenauigkeit zu untersuchen. Nastran bietet grundsätzlich die Möglichkeit alle im Kapitel 2.1.7.7 besprochenen Nichtlinearitäten zu berücksichtigen außer dem Einfluß der nicht konservativen Kräfte (Kapitel 2.1.7.1). Speziell bei 3D-Kontakt-Problemen liegen unzureichende Analysemöglichkeiten vor (kein freier automatischer Kontakt), die es nicht erlauben effektiv 3D-Kontaktberechnungen durchzuführen.

Die Untersuchungen werden mit dem Modell Esprit Coupling Piece durchgeführt, da für diese Geometrie die meisten Daten und Berechnungsergebnisse vorliegen. Folgende Einflüsse auf das Ergebnis werden untersucht:

- Einfluß von Zwischenknoten
- Einfluß der Knotenanzahl
- Einfluß des nichtlinearen Materialgesetzes
- Einfluß der geometrischen Nichtlinearität
- Einfluß von großen Verformungen

Zu Beginn wird überprüft, ob die Ergebnisse aus den Berechnungen mit Nastran/UG-Scenario im HGW mit den Ergebnissen mit Nastran/FEMAP am Institut vergleichbar sind. Das zu untersuchende Modell entspricht dem Modell Esprit C.P.Recharge „Typ4“. Für das FE-Netz wird die Anzahl der Knoten von 6011 auf 4025 reduziert. Als Elemente werden Tetraederelemente eingesetzt. Der Haken wird wiederum mit einer Absenkung von 0,595 mm an der oberen Kante belastet. Als Ergebnis der linearen Berechnung kann damit eine Querkraft von 41,7 N bei einem Sekantenmodul von 1740 N/mm² bestimmt werden. Das entspricht einer Erhöhung von 1,1 N oder 2,7 % gegenüber der Berechnung mit Nastran/UG-Scenario im HGW.

Der Einfluß des nichtlinear-elastischen Materialgesetzes kann mit FEMAP (Pre/Postprozessor von Nastran) durch Eingabe des nichtlinearen Verlaufes des Spannungs-Dehnungs-Diagrammes berücksichtigt werden. Der Einfluß der geometrischen Nichtlinearität wird programmbedingt bei jeder nichtlinearen Berechnung mitberücksichtigt.

Diagramm 3-10 zeigt den Vergleich der verschiedenen Berechnungsmethoden unter der Voraussetzung, daß der Gegenpart um den Faktor 10,26 steifer ist als der Haken mit dem angebundenen Gehäuse. Der Verformungsanteil des Gegenparts wird bereits berücksichtigt und die berechneten Werte für die Querkraft am Haken um 9,8 Prozent nach unten korrigiert. Der Verlauf der Fügekraft aus dem Druckversuch wird linearisiert und mit dem Umsetzungsfaktor in die Querkraft umgerechnet. Betrachtet man die rein lineare Berechnung, so besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Querkraft und Absenkung. Der maßgebliche Einfluß auf die Steifigkeit des Modells ist der verwendete Elastizitätsmodul.

Die beiden möglichen Extremfälle der linearen Berechnung sind im Diagramm 3-10 mit und ohne Zwischenknotenelemente als rosa- bzw. seegrünfarbige Kurven dargestellt. Verwendet man als E-Modul den E-Modul bei einer Dehnung von Null Prozent, so beschreibt man dadurch den steifsten möglichen Fall (strichlierte Kurve). Selbst Bereiche mit hoher Dehnung (an der Einspannung) werden mit einem E-Modul verknüpft, die einer sehr kleinen Dehnung entsprechen. Dadurch ergibt sich ein erhöhter Kraftaufwand von 46,6 N bzw. 18,7 N. Die Modellsteifigkeit ist gegenüber dem realen Bauteil zu groß. Verwendet man für die Berechnung den E-Modul bei der maximal zulässigen Dehnung des Materials, so erhält man als Ergebnis bei Verwendung von Tetraedern ohne Zwischenknoten die rosa durchgezogene Kurve. In den meisten Fällen wird dadurch ein zu weiches Material dargestellt.

Betrachtet man den Ansatz eines nicht linearen Materialverhaltens gepaart mit einer geometrischen Nichtlinearität und großen Verformungen so ergibt sich der als blau dargestellte Kurvenverlauf. Diese Berechnung berücksichtigt schon ein hohes Maß an Nichtlinearitäten. Eine erforderliche Querkraft von 33,8 N kann bei einer Absenkung von 0,595 mm bestimmt werden. Die grüne Linie stellt den Verlauf der Querkraft bei Berücksichtigung der geometrischen Nichtlinearität bei großen Verformungen und einem konstanten Sekantenmodul von 1740 N/mm² dar. Im Vergleich zur linearen Berechnung erfolgt eine zunehmende Steifigkeitsverminderung. Für die Absenkung des Hakens wird eine Querkraft von 32,9 N benötigt, daß entspricht bei einer Absenkung von 0,595 mm etwa der Querkraft des blauen (nicht linear) Kurvenverlaufes. Aus den Berechnungsergebnissen ist ersichtlich, daß mit dem Erhöhen des Berechnungsaufwandes die Werte für die Querkraft schrittweise nach unten korrigiert werden können, dennoch ist bei der Berechnung die

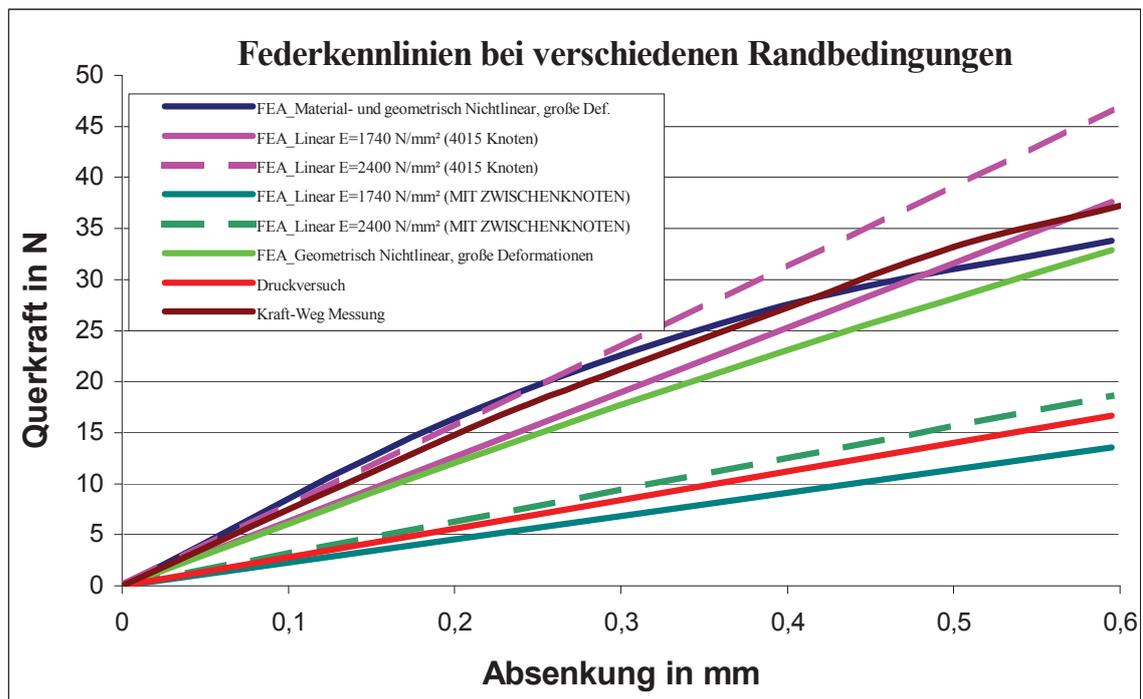


Diagramm 3-10: Vergleich der Federkennlinien von verschiedenen Berechnungsmethoden

Abweichung zum Druckversuch groß (86 % oder 15,2 N). Diese Abweichungen sind hauptsächlich auf die verwendeten Elemente (Tetraeder ohne Zwischenknoten) zurückzuführen. Wie im Kapitel 3.1 gezeigt wird, sind die Tetraederelemente ohne Zwischenknoten gegenüber anderen Elementen zu steif. Das führt bei der Vorgabe einer Absenkung zu erhöhten Kräften gegenüber Elementen mit Zwischenknoten oder Hexaederelementen. Selbst bei einer sehr großen Elementanzahl treten erhebliche Abweichungen auf. Erst bei Einsatz von Tetraedern mit Zwischenknoten bringt die numerische Berechnung eine gute Annäherung an den Druckversuch (seegrün). Die Abweichungen der linearen Berechnung

($E=1740 \text{ N/mm}^2$) liegt bei 3,2 N oder 23 Prozent. Auf eine nicht lineare Berechnung mit Zwischenknotenelementen wird verzichtet, da für eine Berechnung mit vier Stützstellen eine freie Festplattenkapazität von mindestens 5 Gigabyte benötigt wird.

3.2.7.2. Berechnungen mit dem Programm ABAQUS

Abaqus bietet gegenüber dem Programm Nastran/FEMAP den Vorteil, daß bei Kontaktberechnungen umfangreiche Möglichkeiten zur Kontaktmodellierung bestehen. In diesem Kapitel wird beschrieben, wie das Verhalten von Kunststoffschnappverbindungen beim Fügen mit dem Programm Abaqus möglich ist. Gegenstand der Untersuchung ist wieder das bei der Berechnung mit Nastran/FEMAP eingesetzte Modell. Dabei besteht der Haken mit angebundenem Gehäuse aus **linearen Tetraedern** (C3D4), wobei der eigentliche Haken feiner vernetzt wird. Der Gegenpart wird in Form einer Rigid-Plane nachgebildet, die an der unteren Kante einen Radius besitzt um Konvergenzschwierigkeiten zu vermeiden. Die Rigid-Plane entspricht einer vollkommenen steifen Platte bestehend aus zweidimensionalen Rigid-Elementen (R3D3). Aus dieser Tatsache heraus, daß die Platte nicht deformierbar ist, wird die ermittelte Fügekraft im nachhinein um 8,9 % nach unten korrigiert, um die Nachgiebigkeit des Gegenparts zu berücksichtigen (siehe Kapitel 3.2.6.6). Der modellierte mechanische Kontakt stellt also einen gleitenden Kontakt zwischen einem deformierbaren Volumenmodell und einem flächigen Rigid-Body dar.

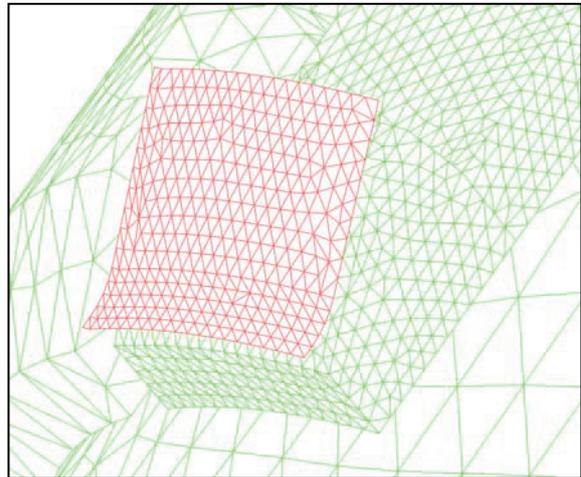


Abbildung 3-28: Darstellung der Kontaktmodellierung

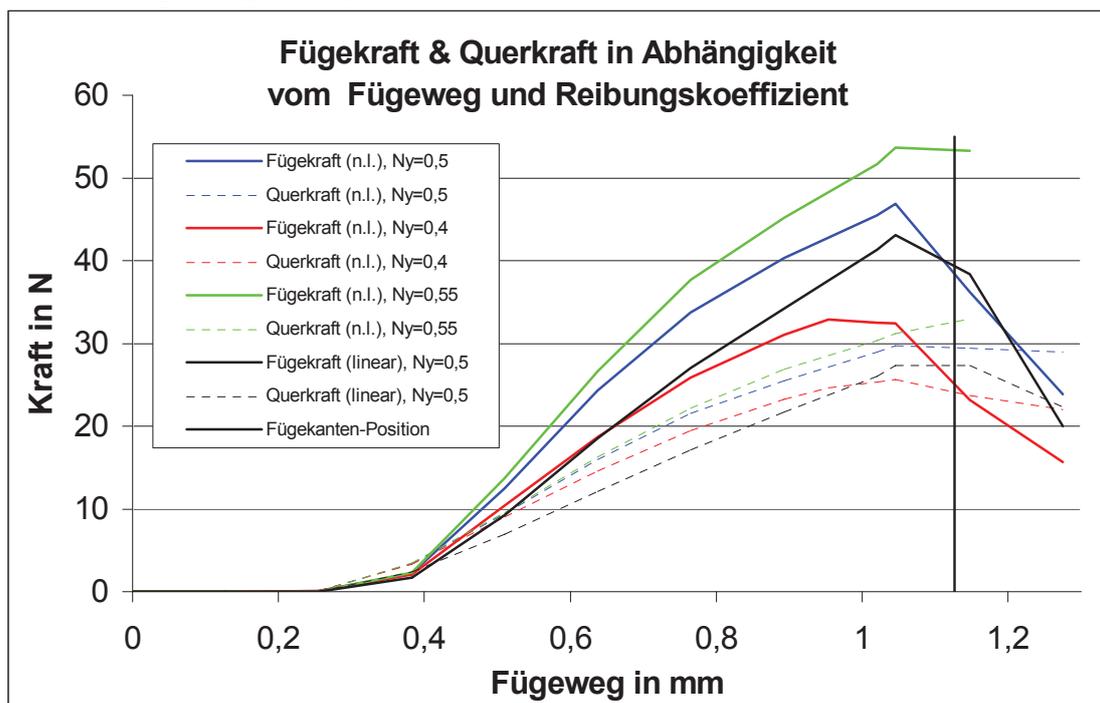


Diagramm 3-11: Kräfte in Abhängigkeit vom Fügeweg und Reibungskoeffizient

Diagramm 3-11 zeigt den Verlauf der Füge- und Querkräfte in Abhängigkeit von dem Fügeweg für verschiedene Reibungskoeffizienten. Dabei wird der Reibungskoeffizient mit 0,4, 0,5 und 0,55 gewählt. Die Berechnungen werden mit einem nicht linear elastischen Materialmodell mit Berücksichtigung der Theorie zweiter Ordnung durchgeführt. Die lineare Berechnung verwendet auch die Theorie II Ordnung, setzt aber ein linear elastisches Materialmodell mit einem Sekantenmodul 1740 N/mm^2 voraus (E-modul bei der maximal zulässigen Dehnung des Werkstoffes). Berechnungen mit Reibungskoeffizienten von $\geq 0,6$ zeigen Konvergenzschwierigkeiten.

Die maximalen Fügekräfte treten bei 1,025 mm des Fügeweges auf. Das bedeutet, daß die maximale Fügekraft bereits erreicht wird, bevor die maximale Hakenauslenkung eintritt. Dabei repräsentiert die vertikale Linie bei einem Fügeweg von 1,175 mm die Position der oberen Fügekante. An dieser Position wird diese um 0,595 mm, ausgelenkt. Der schon zuvor auftretende Abfall der Fügekraft ist dadurch zu erklären, daß mit zunehmender Absenkung des Hakens das Moment zufolge Fügekraft stärker an der Absenkung beteiligt ist. Aus den Kraftverläufen ist ersichtlich, daß der Reibungskoeffizient einen großen Einfluß auf die Höhe der Fügekraft besitzt. Die maximale Fügekraft von 53,6 N tritt bei einem Reibungskoeffizienten von 0,55 auf. Eine erhebliche Verminderung der Fügekraft tritt bei kleineren Reibungskoeffizienten auf. Bei $N_y = 0,5$ reduziert sich die maximale Fügekraft auf 46,9 N, bei $N_y=0,4$ auf 32,9 N. Vergleicht man die lineare Berechnung mit dem Verlauf der nicht linearen Berechnung ($N_y=0,5$), so tritt auf Grund des nichtlinearen Materialmodelles eine Annäherung der Kurven erst bei größeren Dehnungen auf.

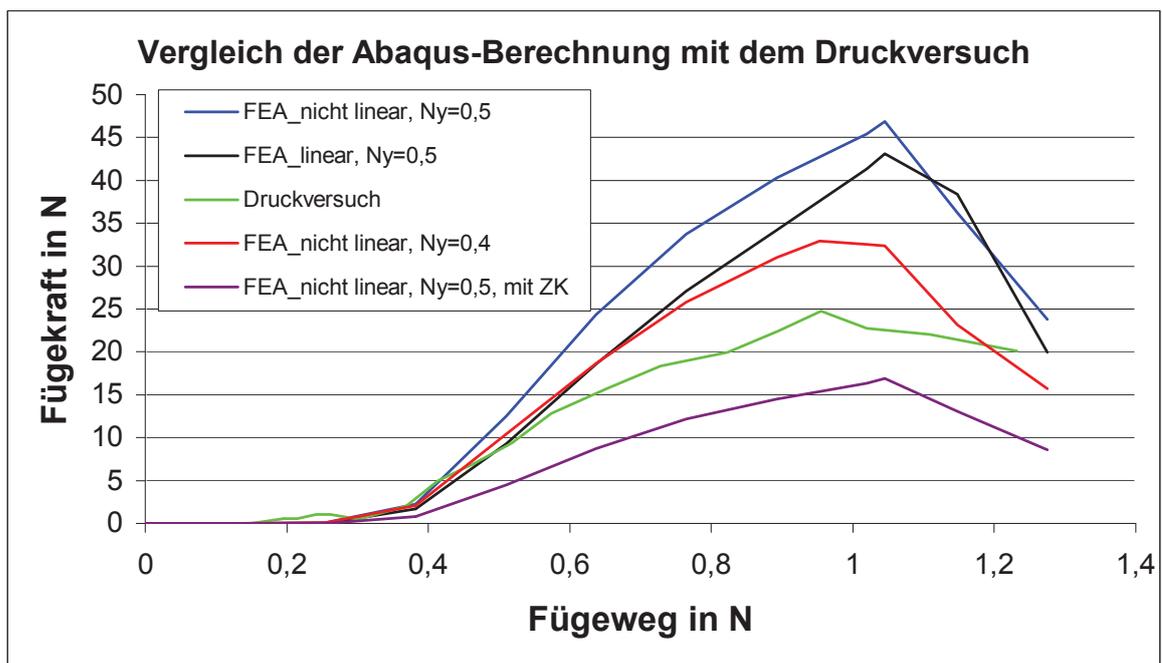


Diagramm 3-12: Vergleich der Abaqus-Berechnung mit dem Druckversuch

Diagramm 3-12 zeigt den Vergleich des Fügekraftverlaufes des Druckversuches und der numerischen Berechnung. Bei einem Fügeweg von 0,15 mm kommt es zum ersten Kontakt der beiden Körper. Die maximale Fügekraft wird auch bei dem Druckversuch schon erreicht, bevor die maximale Absenkung erreicht wird. Der Vergleich der Berechnung mit dem Druckversuch zeigt, daß die Ergebnisse mit Tetraederelementen ohne Zwischenknoten aus den Berechnungen wieder zu große Fügekräfte hervorbringen (Bei $N_y = 0,5$ etwa 80 % Abweichung oder 20 N). Die Problematik der Tetraeder ohne Zwischenknoten wird im Kapitel 3.1 ausführlich beschrieben. Auf Grund der Tatsache, daß die Berechnungen mit Nastran und Abaqus bei gleichen Elementen annähernd die gleichen Ergebnisse brin-

gen, ist davon auszugehen, daß Abaqus-Berechnungen mit anderen Elementen, z.B. Hexaeder (Kontaktberechnungen mit Tetraedern mit Zwischenknoten nicht möglich), zu einer guten Annäherung an den Druckversuch führen, wie es in Diagramm 3-12 als violette Kurve dargestellt wird. Diese besitzt eine Abweichung von 31 % oder 7,9 N.

3.2.7.3. Festigkeitsnachweis

Der Nachweis der Bauteilfunktion wird durch eine Dimensionierung gegen eine zulässige Dehnung und Spannung geführt. Dabei wird zwischen einem nicht linearen und einem linearen Materialmodell mit und ohne Zwischenknoten (Tet-4 bzw. Tet-10) unterschieden. Für die lineare Berechnung wird ein Elastizitätsmodul von 2400 N/mm² bei einer Dehnung von 0 % zugrundegelegt. Für die nicht lineare Berechnung wird der exakte Spannungs-Dehnungs-Verlauf berücksichtigt. Als Belastung wird eine Absenkung von 0,595 mm vorgegeben.

Als maximal zulässige Dehnung wird die Dehnung bei kurzzeitiger Belastung von ABS herangezogen. Sie beträgt für die einmalige Belastung 2,5 %. Die maximal zulässige Spannung entspricht der Streckspannung und beträgt 50 N/mm².

Berechnungsmethode	Spannung N/mm ²		Dehnung %		Sicherheit Spannung		Sicherheit Dehnung	
	Maximale	Berichtigte	Maximale	Berichtigte	σ_v/σ_{max}	σ_v/σ_{ber}	$\epsilon_v/\epsilon_{max}$	$\epsilon_v/\epsilon_{ber}$
Linear ohne Zwischenknoten	132	50	5,5	2,1	0,37	1	0,45	1,2
Linear mit Zwischenknoten	197	60	8,2	2,5	0,25	0,83	0,30	1
Nicht linear ohne Zwischenknoten	56	45	14,4	2,8	0,89	1,11	0,17	0,89

Tabelle 3-10: Festigkeitsnachweis beim Modell Esprit C.P.

Die maximale Von MISES Vergleichsspannung tritt an der Unterseite des Hakens am Übergang zum Gehäuse auf (Abb.3-29 bis 3-31). Dabei wird zwischen einer maximalen und einer berichtigten Spannung unterschieden. Die berichtigten Werte werden in einem Abstand von vier Elementen von der Kante entnommen. Aus Tabelle 3-10 ist ersichtlich, daß sich beim nicht linearen Materialmodell das Spannungsniveau speziell bei großen Deformationen (an der Kante) gegenüber einem linearen Materialmodell stark reduziert. Gleichzeitig kommt es zu einem starken Anstieg der Dehnungen beim Einsatz von einem nicht linearen Materialmodell im Bereich hoher Spannungen, wo die Streckgrenze des Materials bereits überschritten wird. Mit zunehmender Absenkung des freien Hakenendes nimmt die Steifigkeit des Materials ab, dadurch ist der Kraftaufwand der nicht linearen Berechnung geringer als gegenüber der linearen Berechnung. Dadurch sind auch die geringeren Spannungen zu erklären. Durch den nicht linearen Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung kommt es bei Spannungen über der Streckgrenze zu relativ großen Dehnungen. Dadurch entstehen die großen Dehnungen beim nicht linearen Modell. Bei Vorgabe von Absenkungen bzw. Kräften treten bei linearen Berechnungen zu große Spannungen bzw. Dehnungen auf. Die bei Kunststoffen wichtige Dimensionierung gegen eine zulässige Dehnung erbringt bei den linearen Berechnungen eine Sicherheit von 1 und 1,2. Bewegt man sich bei der linearen Berechnung an der Sicherheitsgrenze, so liegt man bei der nicht linearen Berechnung unter der Sicherheitsgrenze. Es besteht die Möglichkeit einer Schä-

digung des Materials und der Ausbildung einer bleibenden Dehnungen beim Überschreiten der Dehngrenze. Bei mehrmaliger Betätigung führt das zur Abnahme der erforderlichen Kräfte. Im schlimmsten Fall kann es zum Verlust von wichtigen Funktionen kommen (z.B. Füge- und Lösekraft zu gering).

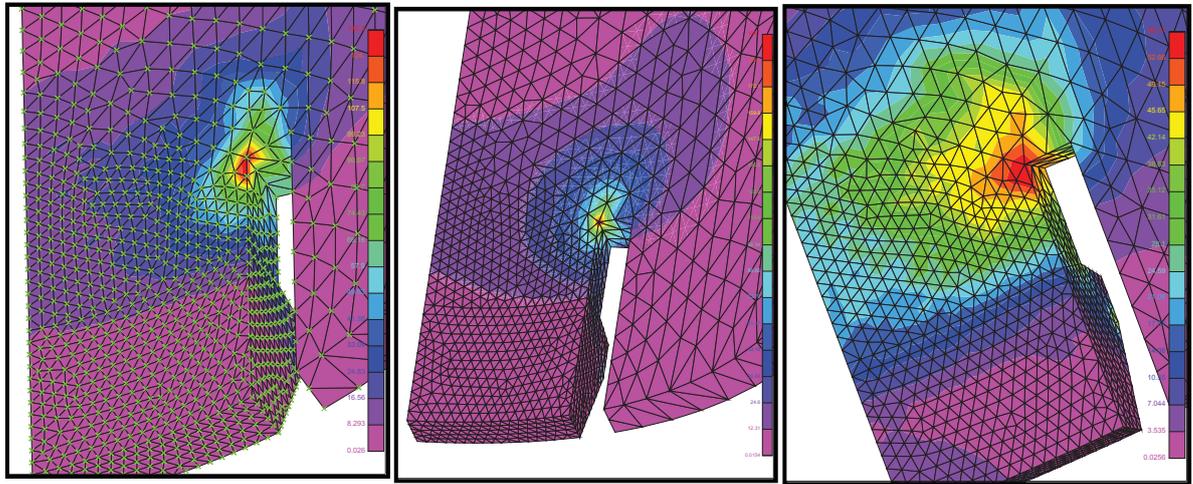


Abb. 3-29: Spannungsverteilung
Lineare Berechnung ohne ZK

Abb. 3-30: Spannungsverteilung
Lineare Berechnung mit ZK

Abb. 3-31: Spannungsverteilung
nicht lineare Berechn. ohne ZK

Abbildung 3-30 zeigt, daß sich bei einer linearen Berechnung mit Zwischenknotenelementen und der Vorgabe von Absenkungen die Spannungen gegenüber einer Berechnung ohne Zwischenknoten erhöhen. Diese treten aber im Vergleich dazu kleinflächiger auf. Berechnungen mit Zwischenknoten zeigen eine gleichmäßigere Spannungsverteilung.

3.3. Battery Cover-Geo

Dieser Teil dient zum Verschließen eines Batteriefaches durch einfachen Drückens des Betätigungshebels. Dieser stellt in vereinfachter Form einen Biegeträger dar. In der Abbildung 3-32 wird dieser in seiner bereits getrimmten Form dargestellt. Der größte Teil des Gehäuses (gelb dargestellt) wird dabei entfernt. Der eigentliche Bereich des Balkens wird in roter Farbe dargestellt. Querschnittshöhe und Breite sind nicht konstant.

Die beiden erhöhten Schrägen an den zwei Seiten sichern im geschlossenen Zustand die Fixierung des Teils im Gehäuse. Als Werkstoff wird ABS Sinkral Green PMS 13 eingesetzt (Kapitel A.2).

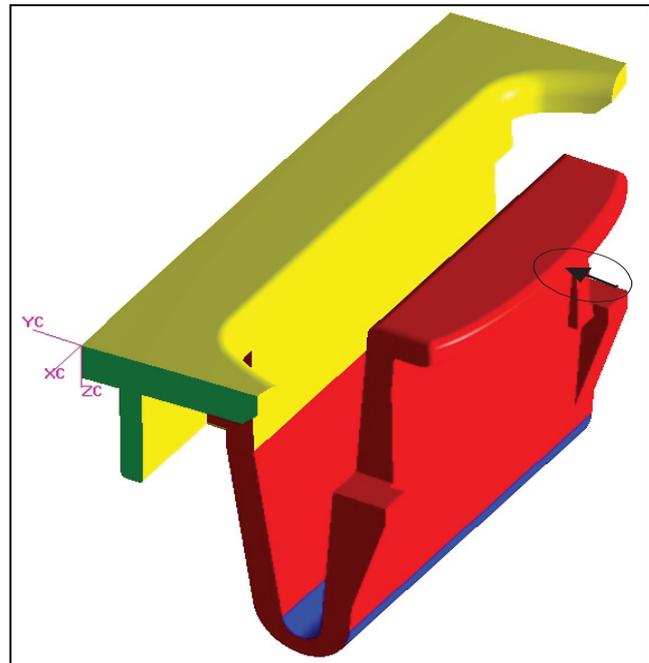


Abbildung 3-32: UG Solidmodell
Battery Cover-Geo

3.3.1. Geometrie

Es wird nur der Teil vom Kraftangriffspunkt bis zur Umlenkungsstelle (blau) für die analytische Berechnung herangezogen. Der zu berechnende Biegeträger besitzt einen rechteckigen Querschnitt, der sich vom freien Ende weg in Richtung Einspannung bis zur Hakenlängenmitte hin verdickt. Danach verjüngt er sich wieder zur Einspannung hin. Die Balkenbreite wird für die analytische Berechnung vereinheitlicht. Die erhöhten Schrägen an beiden Seiten werden vernachlässigt.

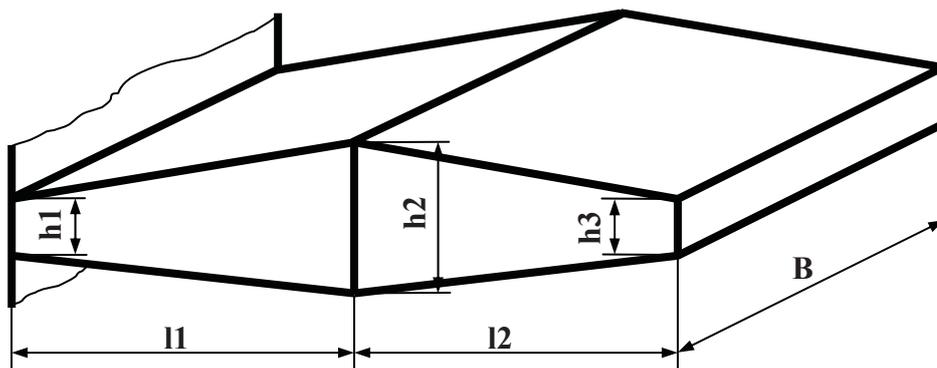


Abbildung 3-33: Vereinfachte Geometrie

Geometriegröße	Einheit	Battery Cover-Geo
Länge l1	[mm]	4,9
Länge l2	[mm]	10,1
Höhe h1	[mm]	1,5
Höhe h2	[mm]	1,9
Höhe h3	[mm]	1,5
Breite	[mm]	16,9

Tabelle 3-11: Geometriegrößen

3.3.2. Analytisches Berechnungsergebnis

3.3.2.1. Formeln Literatur

Bei diesem Modell spielt die Verformung der Einspannung eine weniger große Rolle, im Gegensatz zum Modell Esprit Coupling Piece. Das einschränkende Kriterium beim Modell Battery Cover-Geo ist die komplexe Geometrie des Trägers. Es treten Sprünge und Veränderungen in Breite und Höhe auf. Das Betätigungselement kann vereinfacht als zwei verbundene Träger idealisiert werden, wobei an der Umlenkstelle noch eine versteifende Rippe angebracht wurde. Der Aufwand bei der analytischen Berechnung kann ins Grenzenlose getrieben werden. Für die folgende Berechnung werden deshalb weitgehende Einschränkungen vorgenommen.

Die Berechnung wird nach den Formeln von Kapitel 2.1.1.1.1 durchgeführt. Die Ermittlung der Fugekraft entfällt, da kein Schnapphaken vorliegt.

$$\text{Axiales Flächenwiderstandsmoment} \quad W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{16,9 \times 1,6^2}{6} = 7,21 \text{ mm}^3$$

$$\text{Querkraft} \quad Q_y = \frac{W_x E h f}{C_1 C_2 l^3} = \frac{7,21 \times 1741 \times 1,5 \times 2,6}{1 \times \frac{2}{3} \times 15^3} = 21,8 \text{ N}$$

$$\text{Maximale Dehnung} \quad \varepsilon_{\max} = \frac{Q_y C_1 C_2 l^2}{W_x E h f} = \frac{21,8 \times 1 \times \frac{2}{3} \times 15^2}{7,21 \times 1741 \times 1,5 \times 2,6} \times 100 = 6,7 \%$$

$$\text{Maximale Spannung} \quad \sigma_{\max} = E \varepsilon_{\max} = 1741 \times 0,067 = 116,6 \text{ N/mm}^2$$

Die erforderliche Querkraft Q_y , die notwendig ist, um eine Auslenkung von 2,6 mm zu erreichen, beträgt 21,8 N. Die Randfaserdehnung beträgt 6,7 %!

3.3.2.2. Programm Beams

Eingabe für das letzte Segment (Segment 5):

Länge des Segmentes	= 1,63 mm
Koordinate der Schwerachse	= 0 mm
Trägheitsmomente in der Segmentmitte	= 5,24 mm ⁴
Randfaserabstand oben	= 0,775 mm
Randfaserabstand unten	= 0,775 mm

Ergebnisse für das letzte Segment: (Belastung 20 N in y-Richtung des WCS)

Verschiebung	= 1,42 mm
Winkeländerung	= 8,05 °
Koordinaten des Endpunktes X	= 14,92 mm
Koordinaten des Endpunktes Y	= 0 mm
Randfaserspannung oben (Mitte)	= -2,37 N/mm ²
Randfaserspannung unten (Mitte)	= 2,37 N/mm ²

Randfaserdehnung oben (Mitte)	= -0,09 %
Randfaserdehnung unten (Mitte)	= 0,09 %
Kleinster Sekantenmodul	= 2726,97 N/mm ²

Maximale Randfaserspannung oben im Segment 1 = -39,17 N/mm²

Maximale Randfaserspannung unten im Segment 1 = 39,17 N/mm²

Maximale Randfaserdehnung oben im Segment 1 = -1,87 %

Maximale Randfaserdehnung unten im Segment 1 = 1,87 %

3.3.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit

Berechnungsgröße	Battery Cover-Geo
Querkraft [N]	14,49
Angepaßte Querkraft [N] Referenztyp ist Esprit C.P.Recharge	4,48
Anteil der Biegeabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	99,2
Anteil der Schubabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	0,8
Maximale Spannung [Mpa]	±30,2
Maximale Dehnung [%]	±1,51

Tabelle 3-12: Ergebnisse der Berechnung mit SHB_Kurzzeit

Als Sekantenmodul wird 2000 N/mm² bei einer Dehnung von 1,5 % gewählt. Eine Verschiebung von 1,42 mm wird vorgegeben.

3.3.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung

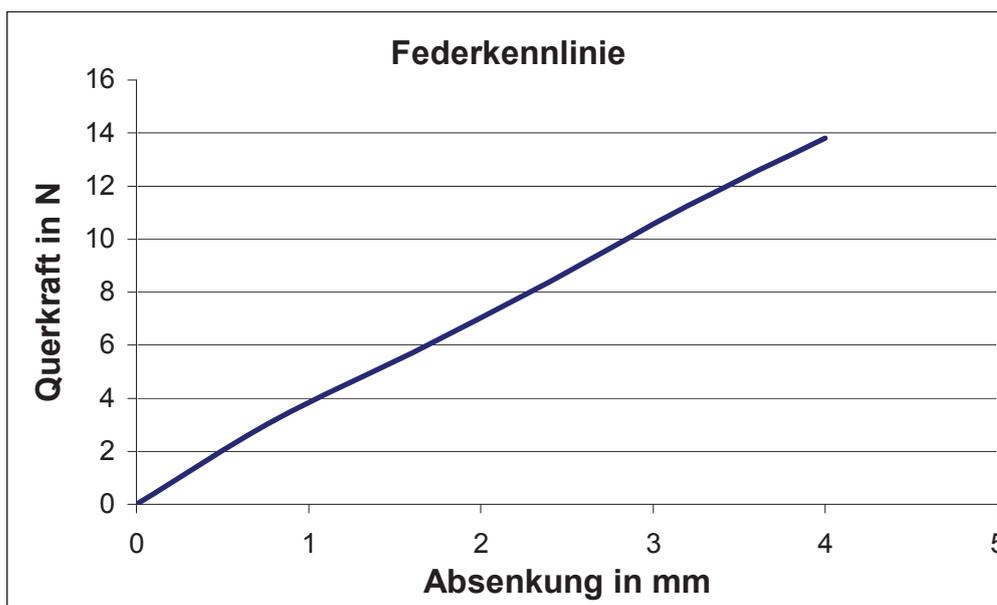


Diagramm 3-13: Federkennlinie der meßtechnischen Überprüfung

3.3.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung

Das Modell wird als 3D Solidmodell von Unigraphics übernommen. Als Belastung wird eine Kraft von jeweils 8, 12 und 16 N vorgegeben. Angebracht werden diese Kräfte an der oberen Fläche des Betätigungselementes (umrandeter schwarzer Pfeil). Dabei entspricht die Belastungsrichtung der y-Richtung des WCS. Die x-Richtung liegt parallel zur Hakenbreitenrichtung, und die z-Richtung entsprechend normal zu den beiden Anderen (Abb.3-34).

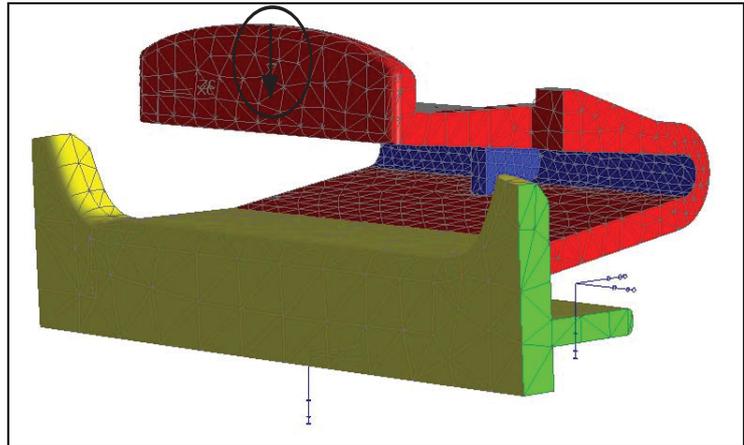


Abbildung 3-34: Unigraphics Solidmodell mit FE-Mesh und Einspannung des zu berechnenden Hakens

Das Netz besteht aus 9902 Tet-4 Elementen **ohne Zwischenknoten** bei einem Modellvolumen von 1766 mm³. Es erfolgt eine Differenzierung der Vernetzungsdichte in insgesamt vier Wertebereiche. Angefangen von den am dichtest vernetzten Teil (blau), bis hin zum gelb eingefärbten Teil mit der geringsten Vernetzungsdichte. Die daraus folgende Elementanzahl pro Volumen stellt einen Kompromiß zwischen der Genauigkeit des Ergebnisses und des Zeitaufwandes der Berechnung dar. Fixiert werden die Freiheitsgrade der getrimmten Flächen des Gehäuses (hellgrün).

Die Abbildung 3-35 zeigt neben dem deformierten Bauteil auch das transparent dargestellte undeformierte Modell. Die Verschiebung in der y-Richtung wird als Modellfüllfarbe dargestellt. Die Absenkung des Kraftangriffspunktes beträgt maximal 5,198 mm (rot) bei einer Belastung von 16 N.

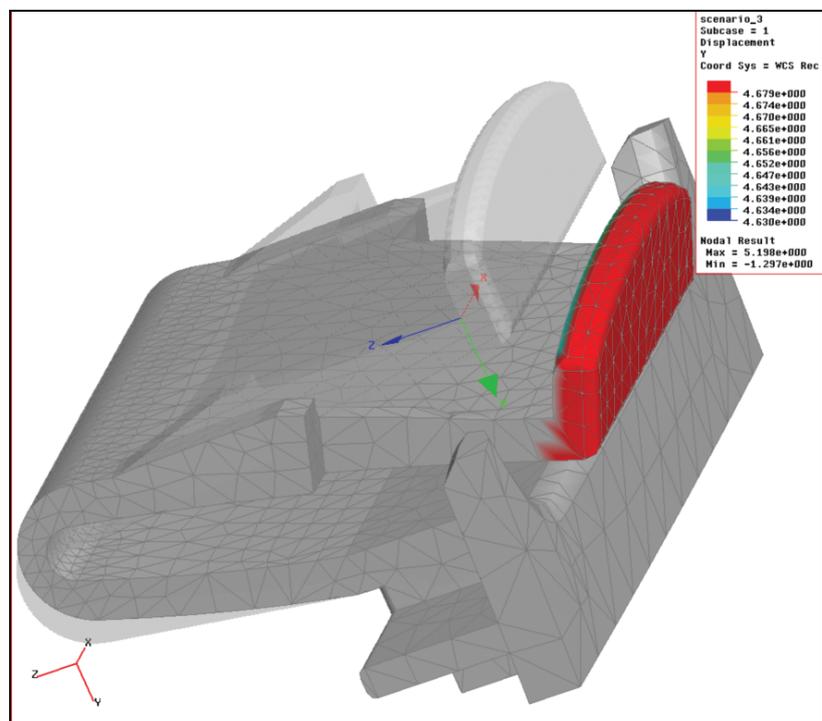


Abbildung 3-35: Absenkung y-Richtung

Dieser graphische Plot zeigt die Verteilung der Spannungen im Bereich der Versteifungsrippe. Im linken Teil des Bildes ist die Verteilung der VON MISES Vergleichsspannung visualisiert, wobei ein Maximalwert der Spannung von 97,7 N/mm² erreicht wird (rot). Der rechte Bildausschnitt zeigt die Schubspannung τ_{yz} . Spannungswerte von maximal 38,7 N/mm² werden erreicht.

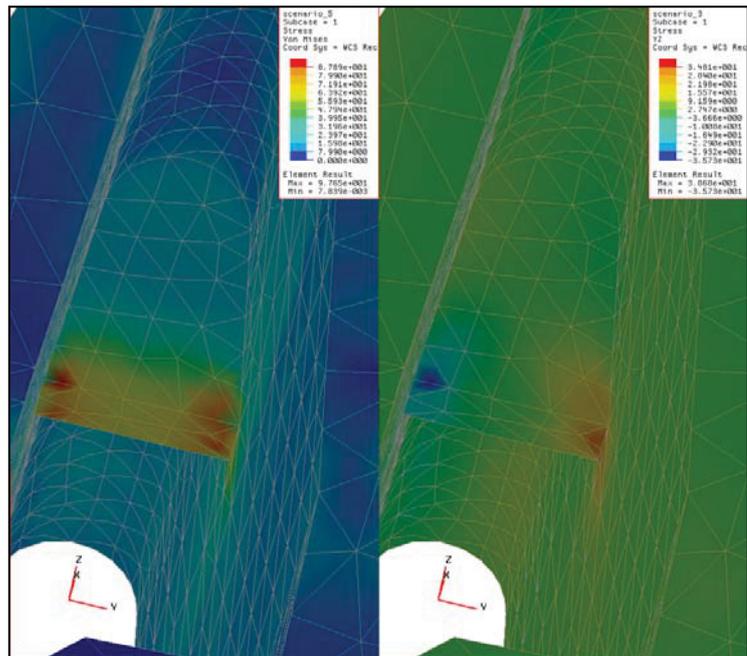


Abbildung 3-36: VON MISES Vergleichsspannung (links) und Schubspannung in der xz-Ebene (rechts)

Ergebnis-Daten (Belastung 16 N)	
Berechnungsdauer [min]	10
Maximale Absenkung y-Richtung [mm]	5,198
Maximale Absenkung x-Richtung [mm]	1,63E-02
Maximale Absenkung z-Richtung [mm]	4,08E-02
Maximale Absenkung Vektorsumme [mm]	5,95
Maximale VON MISES Vergleichsspannung [N/mm ²]	97,7
Maximale Schubspannung yz-Ebene [N/mm ²]	38,7

Tabelle 3-13: Berechnungsergebnis Battery Cover-Geo

3.3.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung

Die Berechnung mit BEAMS weist mit 416 % die größte Abweichung zur Kraft-Weg Messung auf. Die analytische Berechnung und SHB_Kurzzeit bietet eine bessere Annäherung gegenüber der Berechnung mit BEAMS. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Geometrie bei den analytischen Berechnungen der tatsächlichen Geometrie nur angenähert wird. Bei gleicher Geometrie muß die BEAMS Berechnung bessere Ergebniswerte liefern, da sie ein nicht lineares Materialmodell verwendet.

Die Berechnung mit Nastran/UG-Szenario und die Berechnung mit der Methode der "Angepaßten Kräfte" sowie die meßtechnische Überprüfung zeigen gute Übereinstimmung. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Belastungs- und Randbedingungen ähnlich sind (Deformation vom Gehäuse ist minimal). Die Berechnung erfolgt mit Tetraeder-Elementen ohne Zwischenknoten. Bei der Berechnung mit Tetraedern mit Zwischenknoten ist davon auszugehen, daß die berechneten Kräfte noch geringer werden (siehe auch Kapitel 3.1). Mit der Methode der „Angepaßten Kräfte“ ist das Ergebnis immer stark vom

benützten Referentyp abhängig. In diesem Fall ist das Ergebnis außerordentlich gut, muß aber allgemein als eine mehr oder weniger gute Annäherung angesehen werden.

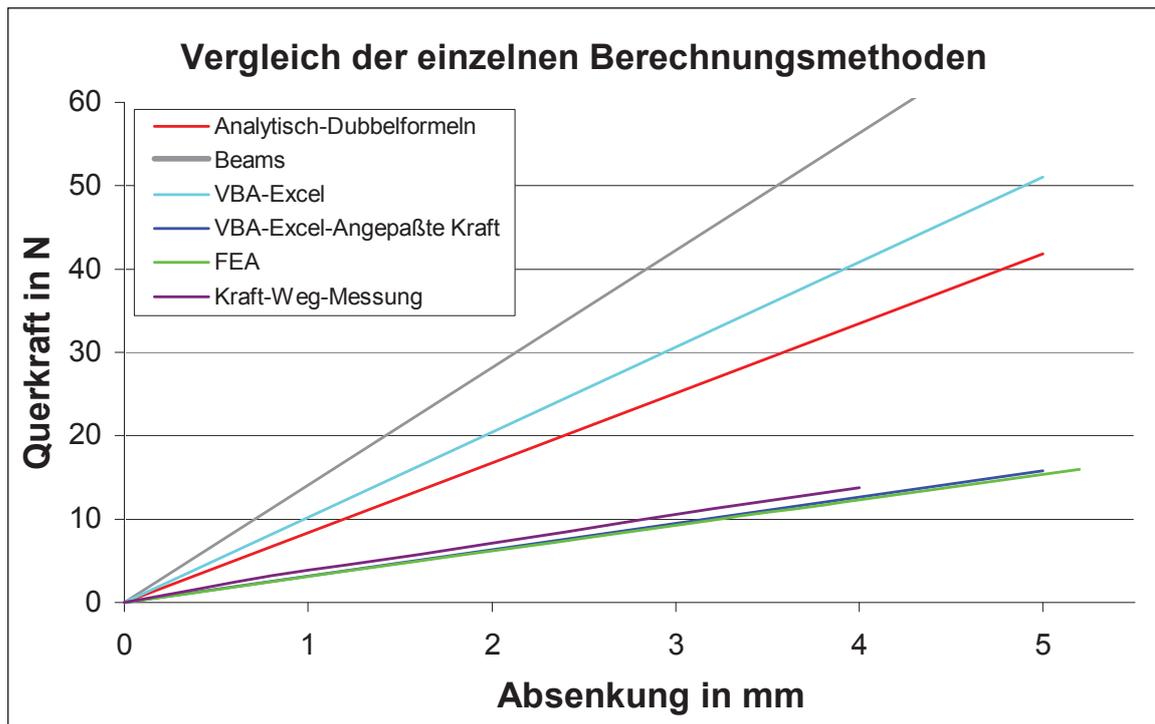


Diagramm 3-14: Federkennlinie der einzelnen Berechnungsmethoden

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>Analytisch BEAMS</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurz. Angepaßte Kräfte</i>	<i>FEA linear</i>	<i>Messung Federkennl.</i>
<i>Berechnungsgröße</i>						
<i>Querkraft beim Betätigen [N]</i>	21,8	36,6	26,5	8,2	8	8,8
<i>Maximale Spannung [N/mm²]</i>	116,6	71,7	55,3	17,1	—	—
<i>Maximale Dehnung [N/mm²]</i>	6,7	3,4	2,8	0,8	—	—
<i>Abweichung der Querkraft von der Kraft-Weg-Messung [%]</i>	247,7	415,9	301,1	-6,8	-9,1	0

Tabelle 3-14: Berechnungsergebnisse im Vergleich (Belastung 2,6 mm Absenkung)

3.4.Support

Der Support dient als Hauptträgerplatte für das Massage-Gerät Cellesse. An der Platte sind insgesamt vier Schnapphaken angebracht, von denen einer untersucht wird (in Abb. 3-37 blau dargestellt). Dieser hat die Aufgabe eine Vakuumpumpe am Support zu fixieren. Der Haken ist so konzipiert, daß einfaches Fügen möglich ist. Der Lösewinkel beträgt 90 Grad, und somit ist kein Lösen möglich. Die Platte aus POM mit 30% Glaskugelanteil ist massiv ausgeführt, somit ist der Einfluß der Einspannung auf die Absenkung gering (w', w'' an der Einspannung sind klein). Als Werkstoff wird POM Hostaform C 9021 GV3/30 der Firma Tecona eingesetzt (Kapitel A.2).

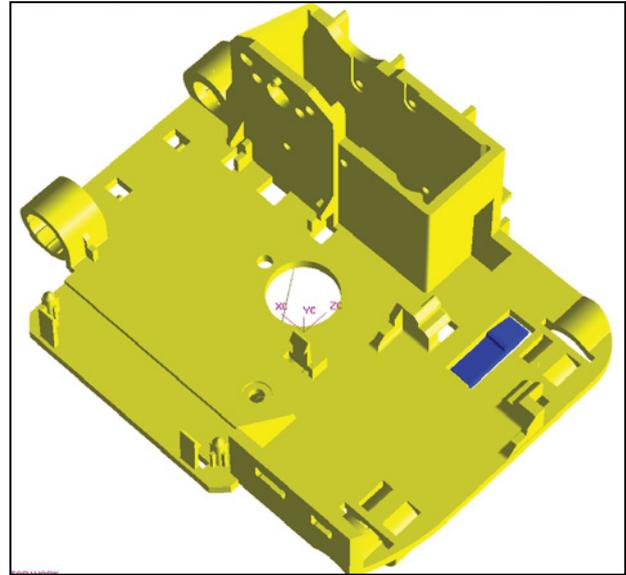


Abbildung 3-37: UG Solidmodel Support

3.4.1.Geometrie

Die Geometrie entspricht einem einfachen Schnapphaken mit rechteckigem Querschnitt, veränderlicher Höhe im Schnapparmbereich und konstanter Breite.

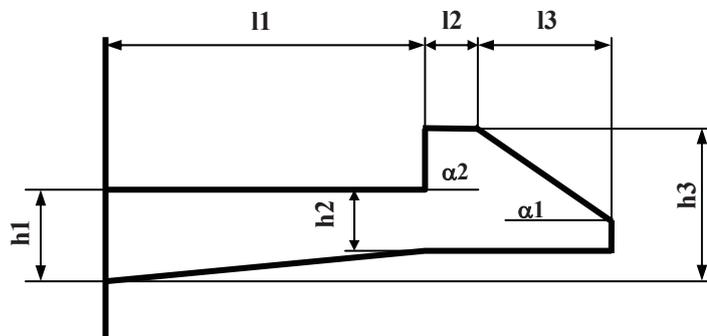


Abbildung 3-38: Vereinfachte Geometrie

Geometriegröße	Einheit	Support
Schnapparmlänge l_1	[mm]	10,25
Schnapphakenlänge l_2	[mm]	0,8
Schnapphakenlänge l_3	[mm]	6,45
Fügewinkel α_1	[°]	19,5
Lösewinkel α_2	[°]	90
Schnapparmhöhe h_1	[mm]	2,5
Schnapphakenhöhe h_2	[mm]	2,14
Schnapphakenhöhe h_3	[mm]	4
Hakenbreite B	[mm]	5

Tabelle 3-15: Geometriegrößen Support

3.4.2. Analytisches Berechnungsergebnis

3.4.2.1. Formeln Literatur

FÜGEN:

Axiales Flächenträgheitsmoment $I_y = \frac{bh_{\text{mittel}}^3}{12} = \frac{5 \times 2,32^3}{12} = 5,20 \text{ mm}^4$

Querkraft $Q_z = \frac{3fEI_y}{l^3} = \frac{3 \times 0,5 \times 3100 \times 5,2}{10,25^3} = 22,5 \text{ N}$

Fügekraft $F = Q \frac{\mu_0 + \tan(\alpha)}{1 - \mu_0 \tan(\alpha)} = 22,5 \frac{0,31 + \tan(19,5)}{1 - 0,31 \times \tan(19,5)} = 16,78 \text{ N}$

Maximale Dehnung $\varepsilon_{\text{max}} = \frac{Ql}{EI_y} \frac{h}{2} = \frac{22,5 \times 10,25}{3100 \times 5,2} \frac{1,25}{2} \times 100 = 0,89 \%$

Maximale Spannung $\sigma_{\text{max}} = E\varepsilon_{\text{max}} = 3100 \times 0,0089 = 27,6 \text{ N/mm}^2$

Die erforderliche Querkraft Q_z , die notwendig ist, um eine Auslenkung von 0,5 mm zu erreichen, beträgt 22,5 N. Die Randfaserdehnung beträgt 0,89 %! Die Lösekraft wird nicht berechnet, da die Demontage der Vakuumpumpe nicht vorgesehen ist.

3.4.2.2. Programm Snaps

Eingabe:	Querschnittsbreite an Einspannung	= 5 mm
	Querschnittshöhe an Einspannung	= 2,5 mm
	Querschnittsbreite am Ende	= 5 mm
	Querschnittshöhe am Ende	= 2,14 mm
	Hakenlänge	= 10,25 mm
	Fügewinkel	= 19,5 °
	Lösewinkel	= 90 °
	Sekantenmodul	= 3100 N/mm ²
	Fügetemperatur	= 23 °C
	Zugelassene Dehnung	= 4 %
	Mittlerer Reibungskoeffizient	= 0,31

Ergebnisse:	Zulässiger Hinterschnitt	= 1,24 mm
	Max. Verdrehwinkel am Hakenende	= 11,96 °
	Max. Biegespannung	= 124 N/mm ²
	Hakenauslenkkraft	= 63,01 N
	Fügekraft	= 47 N
	Lösekraft	= 377,89 N

Um den zulässigen Hinterschnitt auf den realen Bauteil zu übertragen, muß im Anschluß folgende Berechnung durchgeführt werden:

Hakenauslenkkraft:
$$Q_z = Q_{z\text{Berechnung}} \frac{f}{f_{\text{Berechnung}}} = 63,01 \frac{0,5}{1,24} = 25,4 \text{ N}$$

Fügekraft:
$$F = F_{\text{Berechnung}} \frac{f}{f_{\text{Berechnung}}} = 47 \frac{0,5}{1,24} = 18,95 \text{ N}$$

Maximale Biegespannung
$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{Berechnung}} \frac{F}{F_{\text{Berechnung}}} = 124 \frac{18,95}{47} = 49,9 \text{ N/mm}^2$$

Maximale Dehnung
$$\varepsilon_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{max}}}{E} = \frac{49,9}{3100} \times 100 = 1,6 \%$$

3.4.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit

Berechnungsgröße	Support
Fügekraft [N]	14,46
Angepaßte Fügekraft [N] Referenztyp ist Ls96 Battery	1,09
Querkraft [N]	19,39
Angepaßte Querkraft [N] Referenztyp ist Ls96 Battery	1,46
Anteil der Biegeabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	97,6
Anteil der Schubabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	2,4
Maximale Spannung [Mpa]	-41,3
Maximale Dehnung [Mpa]	-1,33

Berechnungsgrößen:

Q: Querkraft, Auslenkkraft
F: Fügekraft
L: Lösekraft

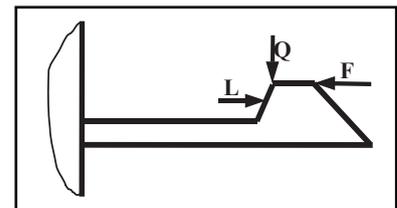


Abbildung 3-39: Kräfte am Haken

Tabelle 3-16: Ergebnisse der Berechnung mit SHB_Kurzzeit

3.4.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung

Diagramm 3-15 zeigt, die aus der meßtechnischen Überprüfung gewonnenen Abhängigkeit der Querkraft von der Absenkung. Die Federkennlinie weist dabei keine konstante Steigung auf, die Federkonstante, und somit die Steifigkeit nimmt mit zunehmender Absenkung ab.

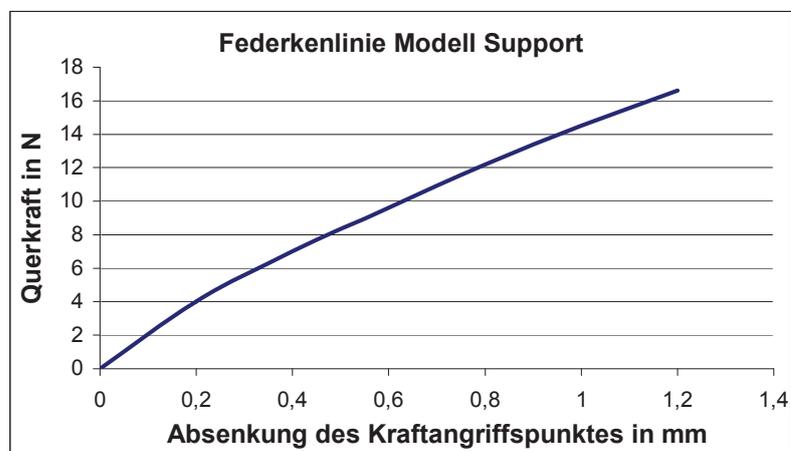


Diagramm 3-15: Federkennlinie der meßtechnischen Überprüfung

3.4.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung

Abbildung 3-40 zeigt das getrimmte und bereits vermeshte Modell. Die Vernetzung erfolgt mit Tetraedern **ohne Zwischenknoten**. Bei der Vernetzung wird mit drei Vernetzungsdichten gearbeitet, wobei der gelbe Bereich mit einer maximalen Elementgröße von 1,2, der blaue mit 0,2 bis 0,3 vernetzt wird. Die Freiheitsgrade der Trimmflächen sind in allen Bewegungsrichtungen gesperrt. Die Belastung in Form einer Absenkung von 0,5 mm wird an der vorderen Kante der blauen Fläche angebracht und entspricht der x-Richtung des WCS.

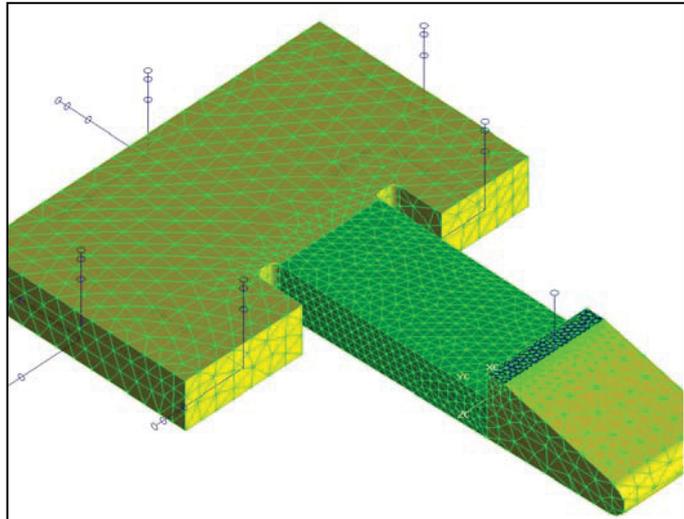


Abbildung 3-40: UG Solidmodel Support mit Mesh und Einspannung

Die maximale Absenkung von 0,83 mm liegt an der Hakenspitze. Der Bereich der Einspannung wird nur geringfügig deformiert.

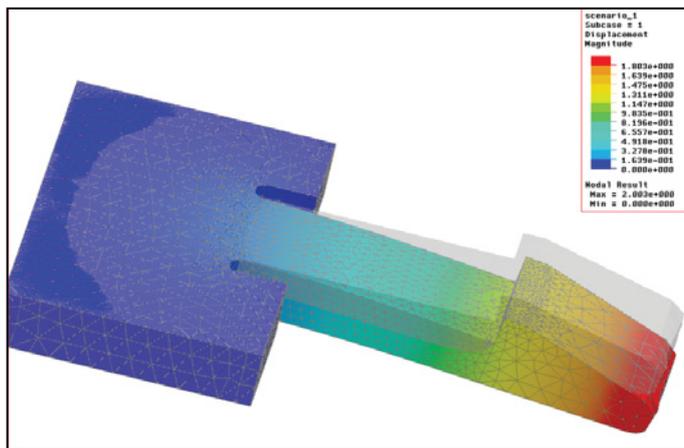


Abbildung 3-41: Absenkung in x-Richtung

Die maximale VON MISES Vergleichsspannung tritt am Übergang des Hakens zum Gehäuse auf. Dieser ist im Vergleich zu anderen Modellen als Radius ausgeführt, somit werden die Spannungsspitzen, die bei scharfen Übergängen auftreten vermieden. Es tritt in diesem Bereich eine maximale Vergleichsspannung von 40,83 N/mm² auf.

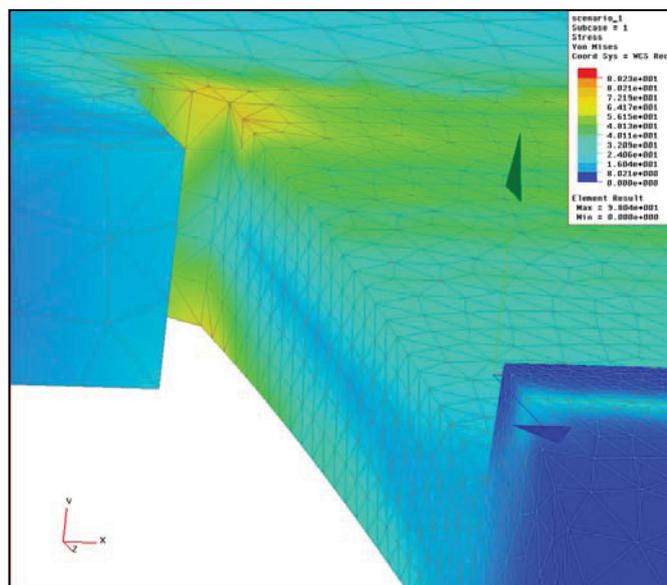
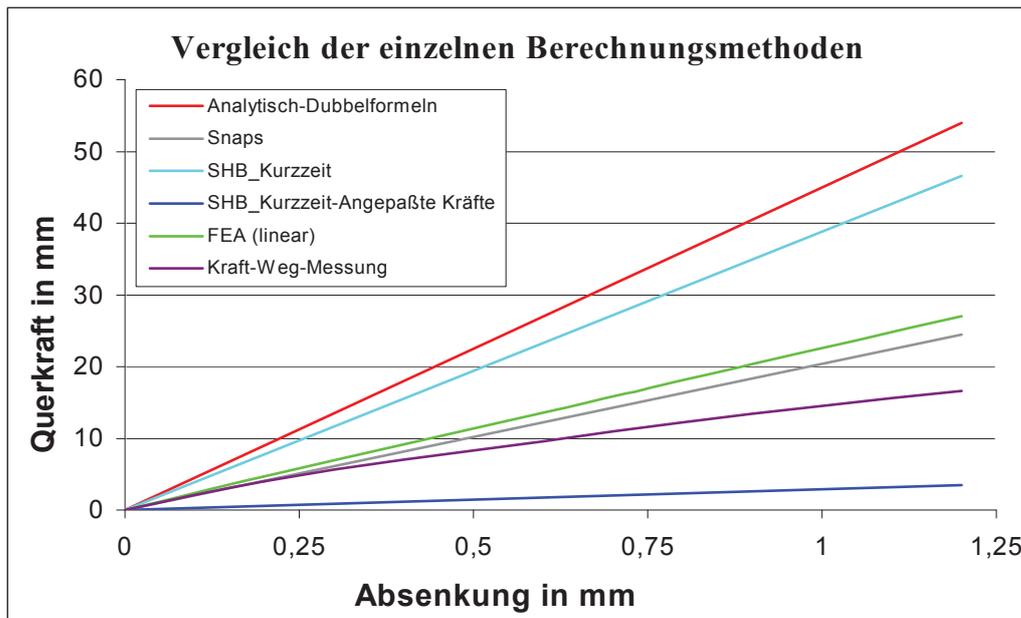


Abbildung 3-42: VON MISES Vergleichsspannung

Ergebnis-Daten (Belastung 0,5 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [min]	4
Querkraft [N]	9,08
Maximale Absenkung x-Richtung [mm]	0,83
Maximale VON MISES Vergleichsspannung [N/mm ²]	40,83

Tabelle 3-17: Berechnungsergebnis Support

3.4.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung



Diagr. 3-16: Federkennlinien der einzelnen Berechnungsmethoden beim Fügen

Die Verformung der Einspannung spielt eine untergeordnete Rolle. Die Berechnung mit Snaps zeigt zusammen mit der FEA eine gute Annäherung zur Kraft-Weg-Messung. Die Wahl der Tetraederelemente ohne Zwischenknoten führt zu einer "Versteifung". Dadurch treten erhöhte Kräfte gegenüber der meßtechnischen Überprüfung auf. Die Berechnung mit der Methode der „Angepaßte Kräfte“ liefert ein nicht brauchbares Resultat. Der gewählte Referenztyp LS96 entspricht offensichtlich nicht dem optimalen Ähnlichkeitsmodell.

Berechnungsmethode	Analytisch Literatur	Analytisch SNAPS	SHB_Kurzzeit	SHB_Kurz. Angepaßte Kräfte	FEA linear	Messung Federkennl.
Berechnungsgröße						
Querkraft beim Fügen [N]	22,5	25,4	19,4	1,5	9,1	8,4
Maximale Spannung [N/mm ²]	27,6	49,9	41,3	3,1	—	—
Maximale Dehnung [N/mm ²]	0,89	1,6	1,33	0,1	—	—
Abweichung der Querkraft von der Kraft-Weg-Messung [%]	267,9	302,3	230,9	82,1	8,3	0

Tab. 3-18: Berechnungsergebnisse im Vergleich (Belastung 0,5 mm Absenkung)

3.5.Locking Plate

Dieser Bauteil dient zur Deckelung eines Haushaltsgerätes. Der Deckel wird mit insgesamt vier Schnapphaken mit dem Unterteil verbunden. Abbildung 3-43 zeigt den getrimmten Teil des Deckels mit dem Schnapphaken (grün). Das Modell ist in seiner Geometrie ist weich ausgeführt. Darum wird versucht einen großen Teil des angeordneten Gehäuses in die Berechnung einfließen zu lassen. Als Werkstoff wird PA6 + 30% GF Akulon K 224 G6 Natur eingesetzt.

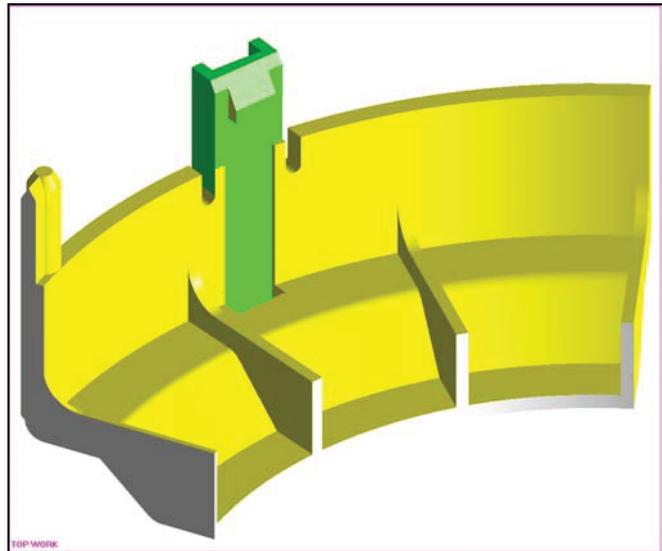


Abbildung 3-43: Unigraphics
Solidmodell Locking Plate

3.5.1.Geometrie

Der Schnapphaken besitzt einen rechteckigen Querschnitt und zwei am Rand angebrachten Längsrippen.

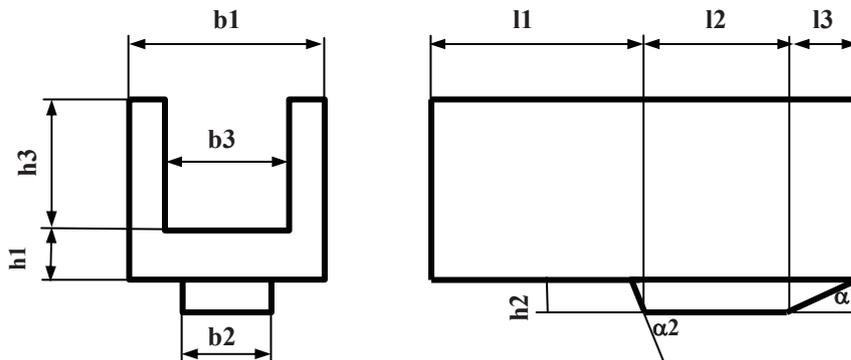


Abbildung 3-44: Vereinfachte Geometrie

Geometriegröße	Einheit	Locking Plate
Schnapparmlänge l1	[mm]	11,7
Schnapphakenlänge l2	[mm]	2
Schnapphakenlänge l3	[mm]	4
Fügewinkel α_1	[°]	30
Lösewinkel α_2	[°]	88
Schnapparmhöhe h1	[mm]	2
Schnapphakenhöhe h2	[mm]	1,5
Längsrippenhöhe h3	[mm]	2,4
Schnapparmbreite b1	[mm]	10
Schnapphakenbreite b2	[mm]	6
Schnapphakenbreite b3	[mm]	7,2

Tabelle 3-19: Geometriegrößen Locking Plate

3.5.2. Analytisches Berechnungsergebnis

3.5.2.1. Formeln Literatur

FÜGEN:

Schwerpunkt in z-Richtung:

$$s_z = \frac{2 \times s_{Rippe} \times A_{Rippe} + s_{Haken} \times A_{Haken}}{2 \times A_{Rippe} + A_{Haken}} = \frac{2 \times 3,2 \times (2,4 \times 1,4) + 1 \times (2 \times 10)}{2 \times (2,4 \times 1,4) + 20} = 1,55 \text{ mm}$$

Axiales Flächenträgheitsmoment:

$$I_y = (2 \times I_{Rippe} + I_{Steiner\ Rippe}) + (I_{Haken} + I_{Steiner\ Haken})$$

$$= (2 \times \frac{1,4 \times 2,4^3}{12} + 2 \times 1,4 \times 2,4 \times 1,65^2) + (\frac{10 \times 2^3}{12} + 20 \times 0,55^2) = 34,24 \text{ mm}^4$$

Querkraft: $Q_z = \frac{3fEI_y}{l^3} = \frac{3 \times 1,4 \times 8450 \times 34,24}{11,7^3} = 758,7 \text{ N}$

Fügekraft: $F = Q \frac{\mu_0 + \tan(\alpha)}{1 - \mu_0 \tan(\alpha)} = 758,7 \frac{0,36 + \tan(30)}{1 - 0,36 \times \tan(30)} = 897,7 \text{ N}$

Maximale Dehnung: $\varepsilon_{\max} = \frac{Ql}{EI_y} h_{\max} = \frac{758,7 \times 11,7}{8450 \times 34,24} 2,9 \times 100 = 8,9 \%$

Maximale Spannung: $\sigma_{\max} = E\varepsilon_{\max} = 8450 \times 0,089 = -759,7 \text{ N/mm}^2$

Die erforderliche Querkraft Q_z , die notwendig ist, um eine Auslenkung von 1,4 mm zu erreichen, beträgt 758,7 N. Die maximale Randfaserdehnung beträgt 8,9 %!

LÖSEN:

Lösekraft: $F = \frac{2EI_y f}{kl^2} = \frac{2 \times 8450 \times 34,23 \times 1,4}{\left(\frac{1,5}{2} + 1,55\right) \times 11,7^2} = 2573 \text{ N}$

Maximale Dehnung: $\varepsilon_{\max} = \frac{Fk}{EI_y} h_{\max} \times 100 = \frac{2573 \times 2,3}{8450 \times 34,24} 2,9 = 5,9 \%$

Maximale Spannung: $\sigma_{\max} = E\varepsilon_{\max} = 8450 \times 0,059 = -501 \text{ N/mm}^2$

Die erforderliche Lösekraft F , die notwendig ist, um eine Auslenkung von 1,4 mm zu erreichen, beträgt 3380,7 N. Die maximale Randfaserdehnung beträgt 2,0 %!

3.5.2.2. Programm Snaps

Eine Berechnung mit Snaps ist nicht möglich, da die Längsrippen nicht berücksichtigt werden können.

3.5.3. Berechnungsprogramm SHB_Kurzzeit

Berechnungsgröße	Esprit Couping Piece
Fügekraft [N]	726
Angepaßte Fügekraft [N] Referenztyp ist Housing Boots Battery	14,8
Lösekraft [N]	4193
Angepaßte Lösekraft [N] Referenztyp ist Housing Boots Battery	85
Anteil der Biegeabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	94,9
Anteil der Schubabsenkung an der Gesamtabsenkung [%]	5,1
Maximale Spannung [Mpa]	-580
Maximale Dehnung [Mpa]	-6,8

Berechnungsgrößen:

Q: Querkraft, Auslenkkraft

F: Fügekraft

L: Lösekraft

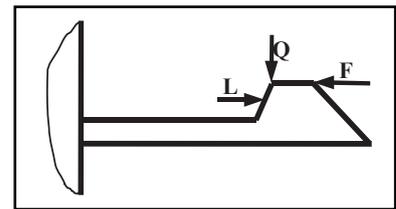


Abbildung 3-45: Kräfte am Haken

Tabelle 3-20: Ergebnisse der Excel Berechnung

3.5.4. Meßtechnik – Kraft-Weg Messung

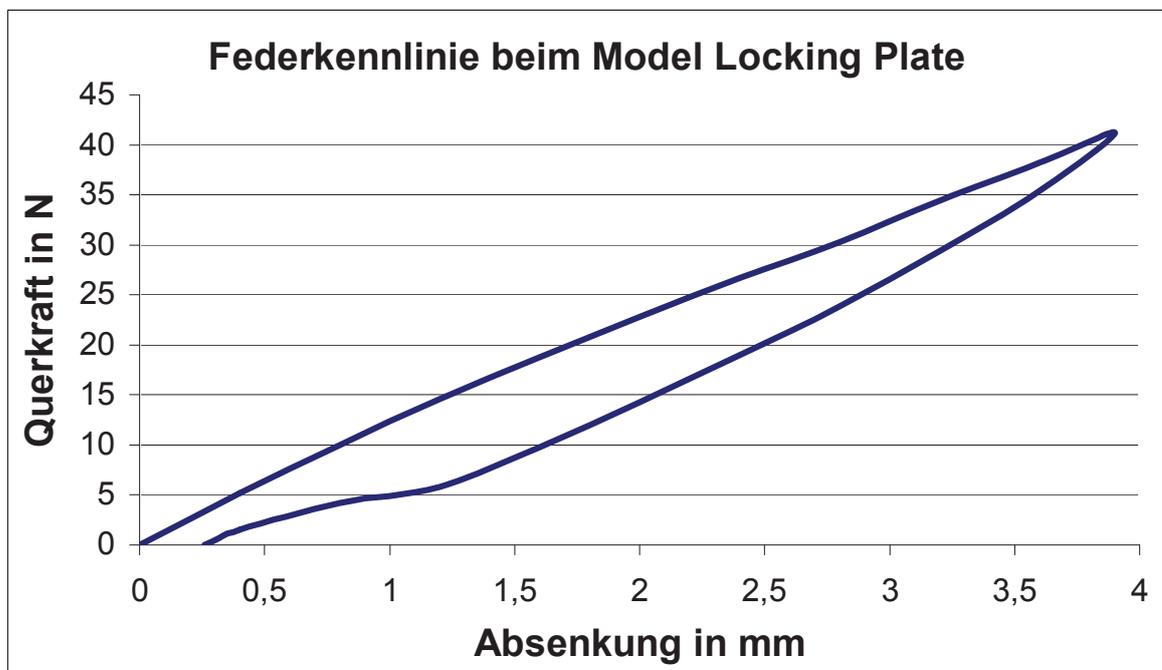


Diagramm 3-17: Federkennlinie der meßtechnischen Überprüfung

Diagramm 3-17 zeigt in der Belastungsphase einen annähernd linearen Verlauf der Federkennlinie. Deutliche Hystereseverluste beim Entlasten können festgestellt werden.

3.5.5. Numerische Berechnung - lineare Bedingung

In der Abbildung 3-46 ist das zu berechnende Volumenmodell mit der Vernetzung mit Tet-4 Elementen **ohne Zwischenknoten** und den Einspannungsbedingungen zu sehen. Im Bereich des eigentlichen Schnapphakens wird die Vernetzungsdichte gegenüber dem restlichen Modell erhöht. Als Belastung werden Absenkungen von 0,2, 0,8 und 1,4 mm vorgegeben. Die Querkraft wurde als Summe der Reaktionskräfte an den Knoten ermittelt.

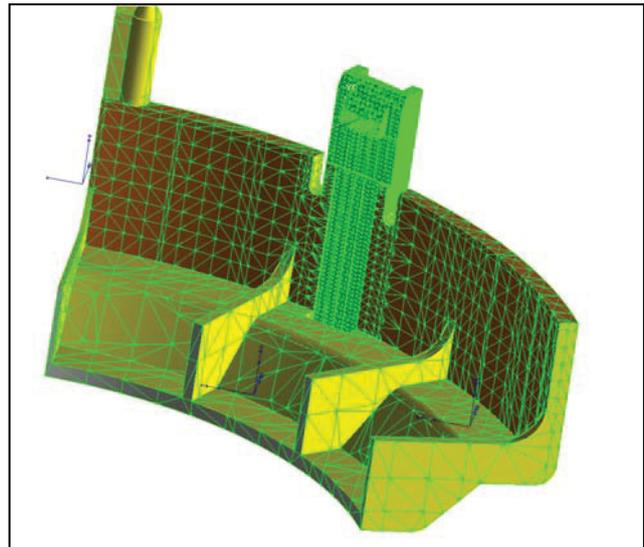


Abbildung 3-46: Solidmodell mit FE-Mesh und Einspannung des zu berechnenden Modells

Abbildung 3-47 zeigt die Deformation des Modells als Vektorsumme. Als Belastung wird eine Absenkung von 1,4 mm in der negativen z-Richtung des WCS (blauer Koordinatenrichtung) gewählt. Der rot eingefärbte Bereich entspricht dem Bereich der größten Absenkung. Dieser beträgt maximal 1,8 mm am Hakenende. Es tritt eine relativ geringe Verformung des angehängten Gehäusebereiches auf (blau bis hellblau).

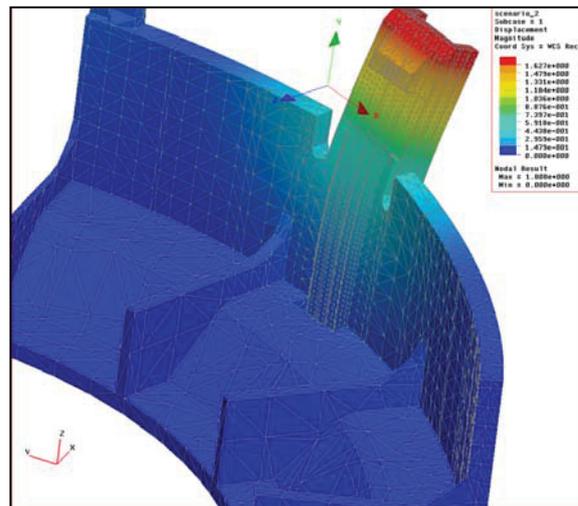


Abbildung 3-47: Absenkung Vektorsumme

Dieser Plot zeigt den Verlauf der VON MISES Vergleichsspannung. Die maximal auftretende Spannung zeigt sich am Übergang des Hakenarms zum Gehäuse. Diese beträgt in diesem Bereich maximal 237,8 N/mm². Diese Spannungswerte sind durch die verwendeten Elemente zu erklären (siehe dazu Kapitel 3.1).

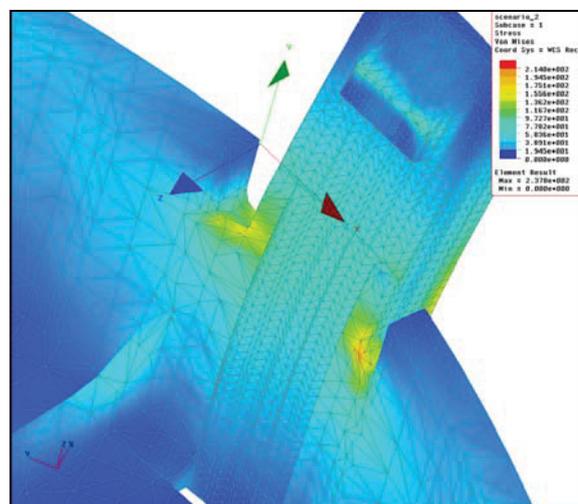


Abbildung 3-48: VON MISES Vergleichsspannung

Ergebnis-Daten (Belastung 1,4 mm Absenkung)	
Berechnungsdauer [min]	10
Querkraft [N]	191,7
Maximale Absenkung Vektorsumme [mm]	1,8
Maximale VON MISES Vergleichsspannung [N/mm ²]	237,8

Tabelle 3-21: Berechnungsergebnis Locking Plate

3.5.6. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Berechnung

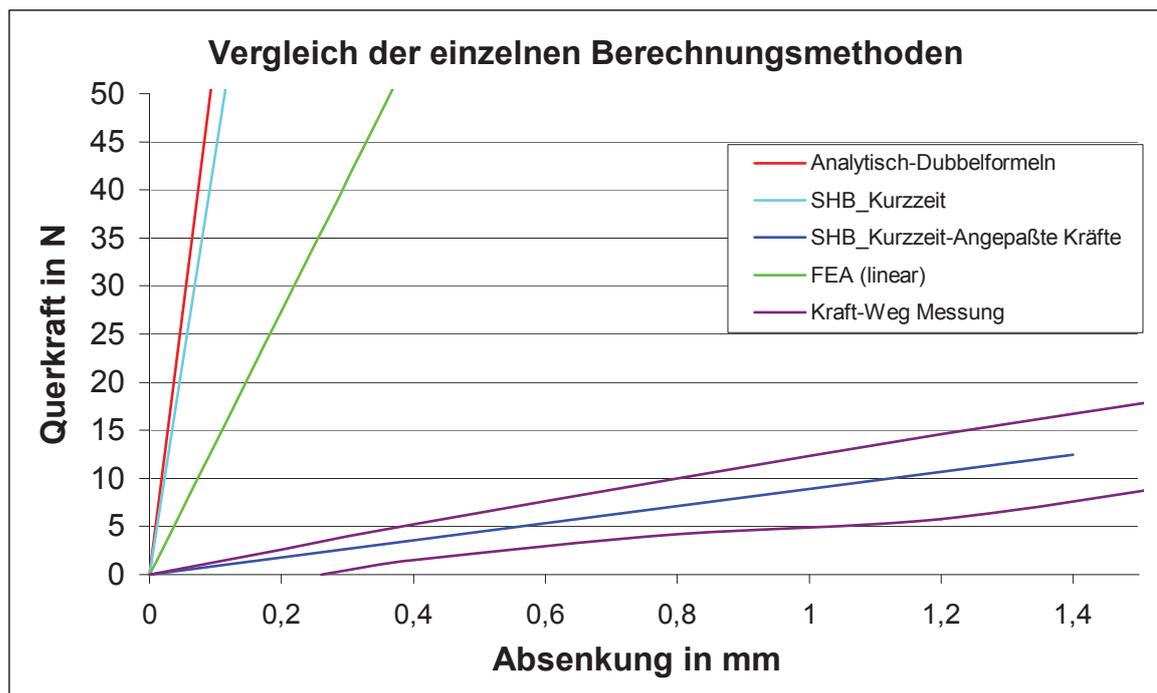


Diagramm 3-18: Federkennlinien der einzelnen Berechnungsmethoden beim Fügen

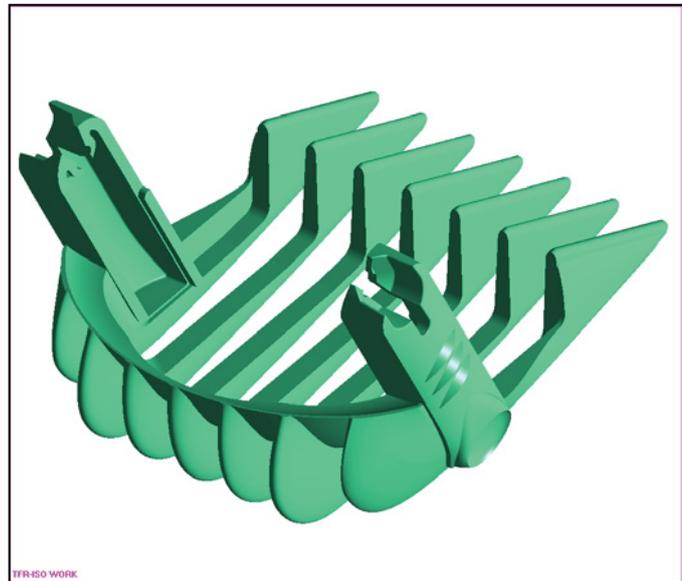
Der Vergleich der verschiedenen Berechnungsmethoden zeigt, daß große Unterschiede in den Federkonstanten vorliegen. Bei allen Berechnungsmethoden wird ein linear elastisches Materialverhalten mit einem Sekantenmodul von 8450 N/mm² vorausgesetzt. Dieser Wert gilt für den trockenen Zustand. Bei einer normalen Raumfeuchte muß der E-Modul bei feuchter Luft genommen werden. Dieser liegt im Bereich von 4000 N/mm². Dadurch würden sich die Werte der Kräfte etwa halbieren. Es ist ersichtlich, daß auch darum Ergebnisse der SHB_Kurzzeit und der FEA nicht brauchbar sind. Die große Abweichung der FEA gegenüber der meßtechnischen Überprüfung liegt größtenteils an den oben besprochenen Elastizitätsmodul bei Feuchte und an den verwendeten Tetraederelementen ohne Zwischenknoten. Auch an der Modellierung des FEM-Modells werden Abstriche gemacht (teilweise nur zwei Elemente über der Höhe). Auch die Anzahl der Knoten entlang der Belastungskante ist mit 10 Knoten an der unteren Grenze. Ein zusätzliches Faktum ist, daß die Einspannungssituation der FEA nicht mit der, der meßtechnischen Überprüfung übereinstimmt. Es besteht die Möglichkeit, die Einspannungsbedingung der meßtechnischen Überprüfung dadurch zu verbessern, in dem das Modell in Harz eingießt. Die Kräfteanpassung liefert ein sehr gutes Ergebnis.

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>SHB_ Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurz- Angepaßte Kräfte</i>	<i>FEA linear</i>	<i>Messung Federkennl.</i>
<i>Berechnungsgröße</i>					
<i>Querkraft beim Fügen [N]</i>	758,7	613,4	12,5	192	16,7
<i>Maximale Spannung [N/mm²]</i>	-759,7	-580	-11,8	—	—
<i>Maximale Dehnung [N/mm²]</i>	8,9	6,8	0,14	—	—
<i>Abweichung der Querkraft von der Kraft-Weg-Messung [%]</i>	4543	3673	-25	1149	0

**Tabelle 3-22: Berechnungsergebnisse im Vergleich
(Belastung 1,4 mm Absenkung) beim Fügen**

3.6.Small Comb

Der Small Comb entspricht dem Standardkamm für einen Haarschneider. Das Interessante bei diesem Teil ist weniger der Verlauf der Federkonstante, sondern die maximal auftretende Spannung bei der Belastung der beiden Befestigungshebel. Dies kann im Extremfall zum Bruch des Kamms an der Stegmitte führen. Nachteilig dabei ist auch die Tatsache, daß genau an dieser Stelle die Bindenaht des Spritzgußprozesses liegt. Als Werkstoff wird Polycarbonat Lexan 144R der Firma GE Plastics eingesetzt.



**Abbildung 3-49: Unigraphics
Solidmodell Small Comb**

3.6.1.Analytische Berechnungsmethoden

Es liegt kein Teil vor, das analytisch sinnvoll zu berechnen ist. Darum wurde nur eine lineare FEA durchgeführt.

3.6.2. Numerische Berechnung - lineare Bedingung

Abbildung 3-50 zeigt das mit einem Netz versehene und bereits getrimmte Volumenmodell. Das ursprüngliche Modell wird entlang der Symmetrieebene geteilt, der seitliche Hebel getrimmt und die eigentlichen Kämme entfernt. An der Symmetrieebene werden symmetrische Randbedingungen angebracht. Eine Belastung von 50 N wird an der kreisförmigen Fläche am Kammhebel in der positiven y-Richtung des WCS angebracht (Pfeilrichtung). Dadurch wird das Zusammendrücken des Kammes durch einen Benutzer simuliert. Die maximale Absenkung in y-Richtung beträgt 5,52 mm (Abb.3-51).

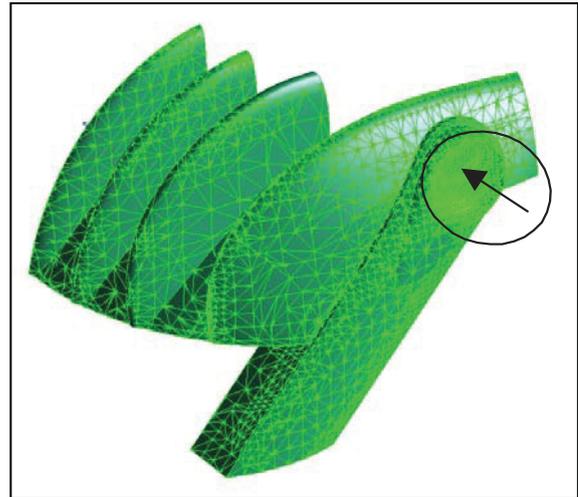


Abb. 3-50: Solidmodell mit FE-Mesh und Belastung des zu berechnenden Modells

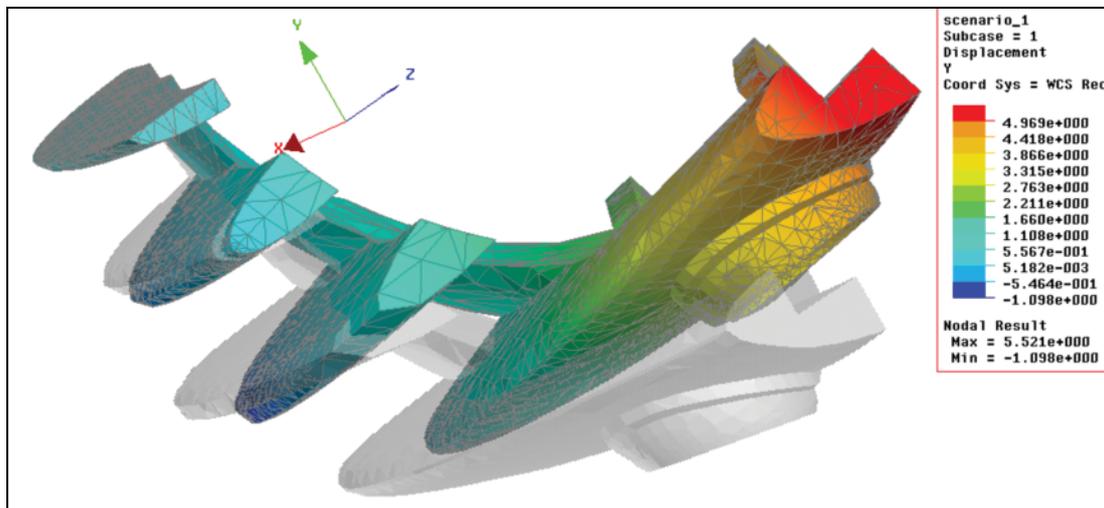


Abbildung 3-51: Absenkung in y-Richtung

Abbildung 3-52 zeigt die Verteilung der VON MISES Vergleichsspannung. Das Maximum der Spannung liegt im Bereich des Verbindungssteiges zwischen den Kämmen. Sie beträgt für diese lineare Berechnung 104,6 N/mm². Diese Spannung ergibt eine Dehnung von 4,3 %. Bei Vorgabe von Kräften treten aber bei Berechnungen mit nicht linearem Materialmodell im Vergleich zu Berechnungen mit linearem Materialmodell größere Dehnungen und kleinere Spannungen auf (Kapitel 3.1). Ein anderes Moment ist, daß bei Tetraeder mit Zwischenknoten die Kräfte und damit Spannungen und Dehnungen erheblich vermindert werden. Mit einer linearen Berechnung kann nur eine erste Abschätzung des Spannungszustandes vorgenommen werden.

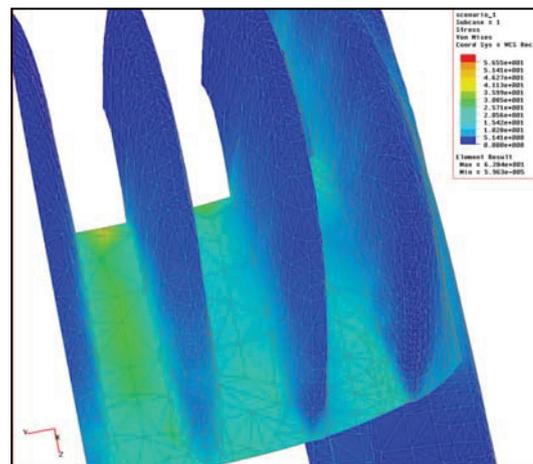


Abb. 3-52: Vergleichsspannung

3.7.Spiralfeder

Die Einbausituation ist in Abbildung 3-53 dargestellt, wo sich die Feder bereits im Gehäuse befindet. Gefordert wird eine Vorspannkraft von 5 N und einer Endspannkraft von 7 N bei einer ungespannten Länge von 23,95 mm, einem Drahtdurchmesser von 0,8 mm und einem inneren Windungsdurchmesser von 10 mm. Vorerst werden die fehlenden Abmessungen mit einem speziellen Spiralfederberechnungsprogramm berechnet und deren Ergebnisse mit der FEA und einer Kraft-Weg Messung verglichen. Als Material wird ein vergüteter Federstahldraht eingesetzt.

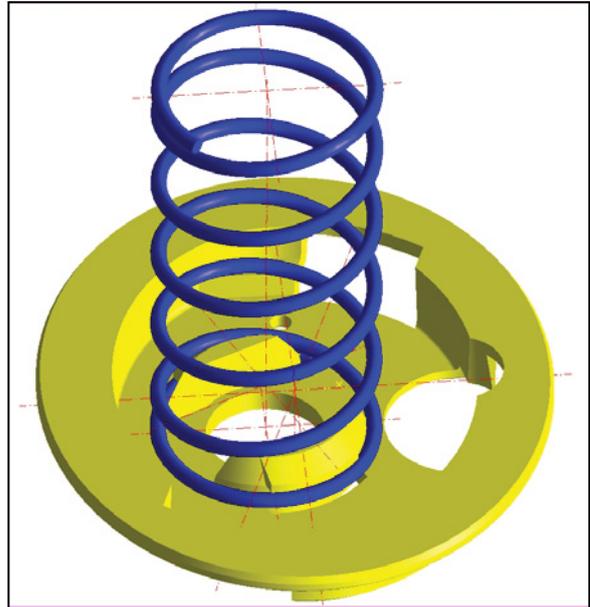


Abbildung 3-53: Unigraphics
Solidmodell Spiralfeder

3.7.1.Analytische Berechnungsmethoden

3.7.1.1.ACCUSPRING

Accuspring ist ein von PHILIPS HGW Klagenfurt entwickeltes Programm zur Berechnung von Spiralfedern.

Eingabe:

Innerer Windungsdurchmesser	D2 = 10,00 mm
Drahtdurchmesser	D = 0,80 mm
Ungespannte Länge	L0 = 23,95 mm
Vorspannkraft	F1 = 5,00 N
Endspannkraft	F2 = 7,00 N
Vorspannlänge	L1 = 16,70 mm
Endspannlänge	L2 = 13,80 mm
Werkstoff	Federstahl

Ausgabe:

Windungszahl federnd	If = 4,80
Gesamt	Ig = 6,80

3.7.2. Numerische Berechnung - lineare Bedingung

Die Geometrie der Spiralfeder eignet sich vorzüglich für eine 1-D-Vernetzung des Modells. Als 1-D-Element wird ein lineares Beam Element eingesetzt. Diesen Elementen wird eine entsprechende *Section* mit einem Drahtdurchmesser von 0,8 mm zugewiesen.

An der einen Stirnseite wird die erste Windung fix eingespannt. An der gegenüberliegenden Seite wird für die erste Windung sämtliche rotatorischen Freiheitsgrade bezüglich dem zylindrischen WCS festgehalten. Zusätzlich wird die Verschiebung in radialer Richtung untersagt. Die Belastung in Form einer Kraft wird an drei Bereichen angebracht. Das Mesh besteht aus 184 Beam-Elemente bei einer abgewickelten Drahtlänge von 220,8 mm. Die Analysezeit beträgt 3 Sekunden.

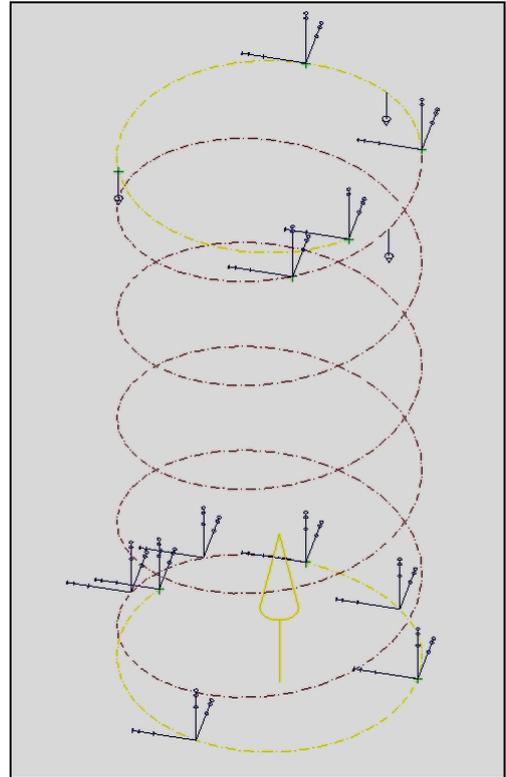


Abbildung 3-54: 1-D Mesh mit Belastung und Einspannung

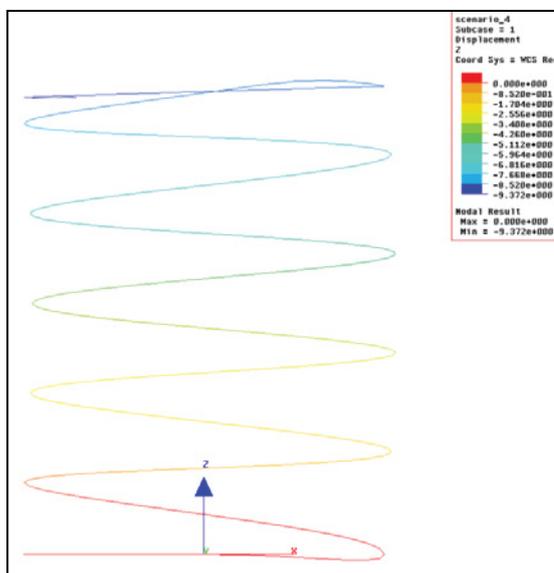


Abbildung 3-55: Absenkung in z-Richtung

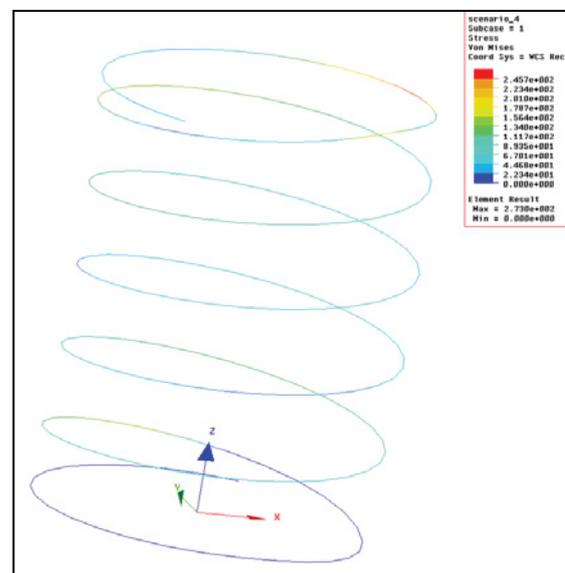


Abbildung 3-56: VON MISES Vergleichsspannung

Die maximale Absenkung in z-Richtung beträgt 9,37 mm (Abbildung 3-55). Die VON MISES Spannungsspitzen treten im Belastungsbereich auf. Entlang den Windungen treten Spannungen von etwa 75 bis 150 N/mm² auf.

3.7.3. Vergleich der Berechnungsmethoden – lineare Bedingungen

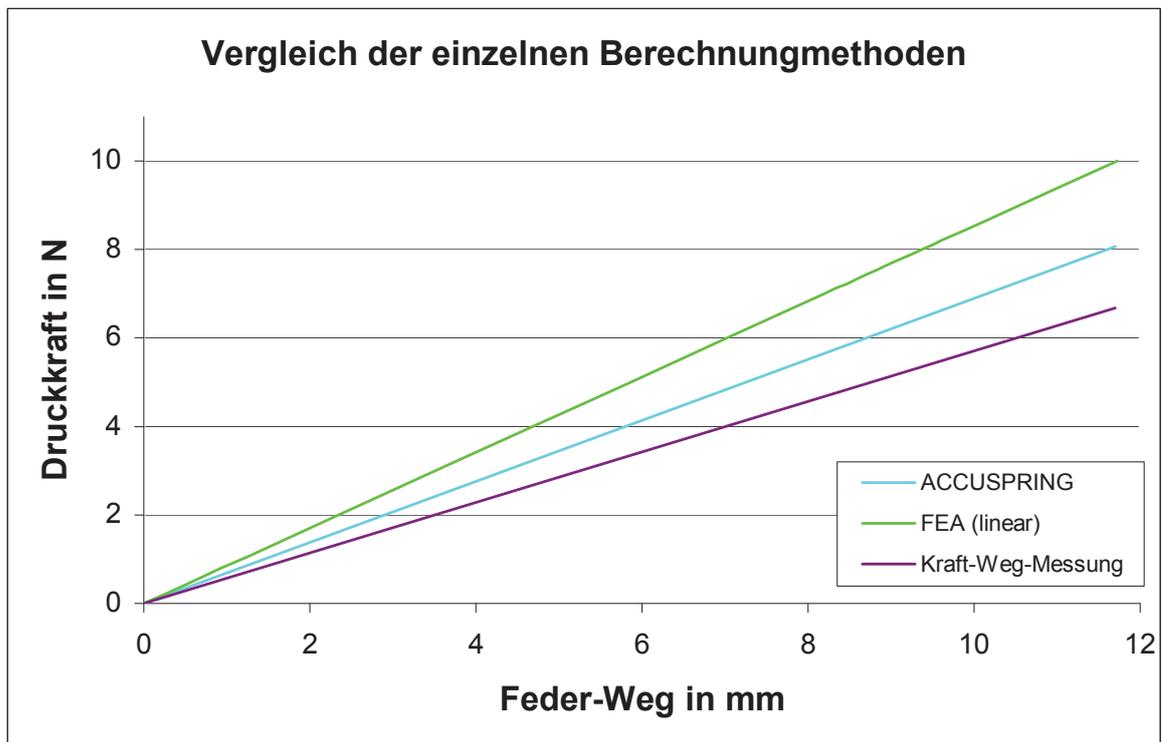


Diagramm 3-19: Federkennlinien der einzelnen Berechnungsmethoden

Die FEA und die Berechnung mit ACCUSPRING zeigen erhöhte Druckkräfte gegenüber der Kraft-Weg Messung. Die ACCUSPRING Berechnung zeigt eine 20 Prozent, die FEA eine 49 Prozent Abweichung von der Messung. Die Abweichung der FEA ist teilweise auf die verwendete Einspannungs- und Belastungssituation beim FEM-Model zurückzuführen. Weiterhin würde die Verwendung von Curved-Beam Elementen zu genaueren Ergebnissen führen.

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Accuspringr</i>	<i>FEA linear</i>	<i>Messung Federkennl.</i>
<i>Berechnungsgröße</i>			
<i>Druckkraft [N]</i>	8,06	10	6,68
<i>Abweichung der Druckkraft von der Kraft-Weg-Messung [%]</i>	21	50	0

Tabelle 3-23: Berechnungsergebnisse im Vergleich (11.7 mm Absenkung)

3.8.Plattfeder

Sie hat die Aufgabe die beiden Teile eines Kugelgelenkes zu verbinden (Abb. 3-57). Im eingebauten Zustand rastet das eine Ende der Plattfeder in die spitze Kerbe ein, das andere Ende wird durch einen zylindrischen Bolzen fixiert. Gefordert wird eine Druckkraft der Feder von 15 N. Sie wirkt genau in der Verbindungsrichtung zwischen der Spitzkerbenmitte und der Mitte des Bolzens.

Auf Grund der besonderen Geometrie der Plattfeder bietet sich eine Vernetzung durch 2-D Elemente an.

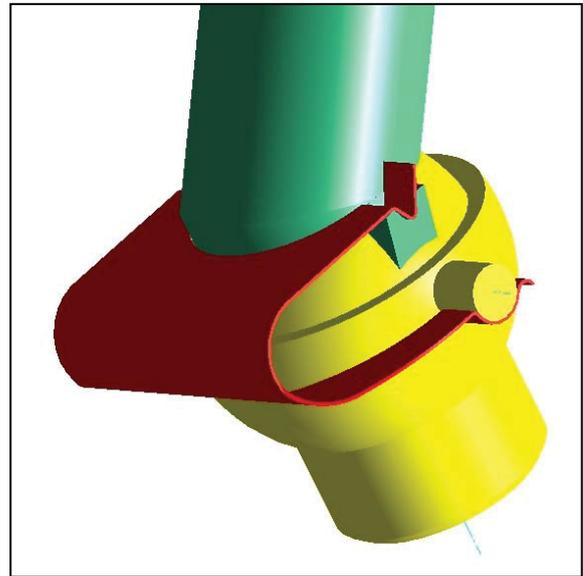


Abbildung 3-57: Einbausituation

Für den ersten Teil der Berechnung wird eine Kraft von insgesamt 15 N am spitzen Ende der Feder angebracht (blauer Pfeil in Abbildung 3-58). Der Bereich der zylindrischen Halbschale wird festgehalten. An der Kraftangriffsfläche wird die Rotation um die x-Achse des WCS untersagt. Der zylindrische Bereich wird vollständig festgehalten. Das Netz besteht aus insgesamt 7137 Elementen **ohne Zwischenknoten**, wovon 7079 Quad- und 58 Tria-Elemente sind.

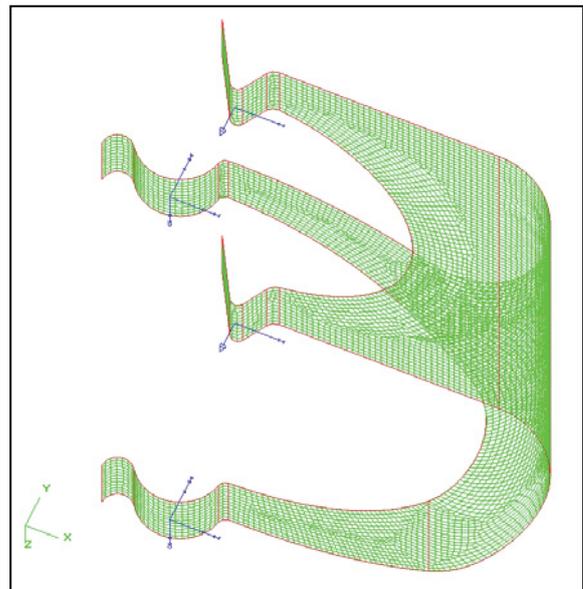
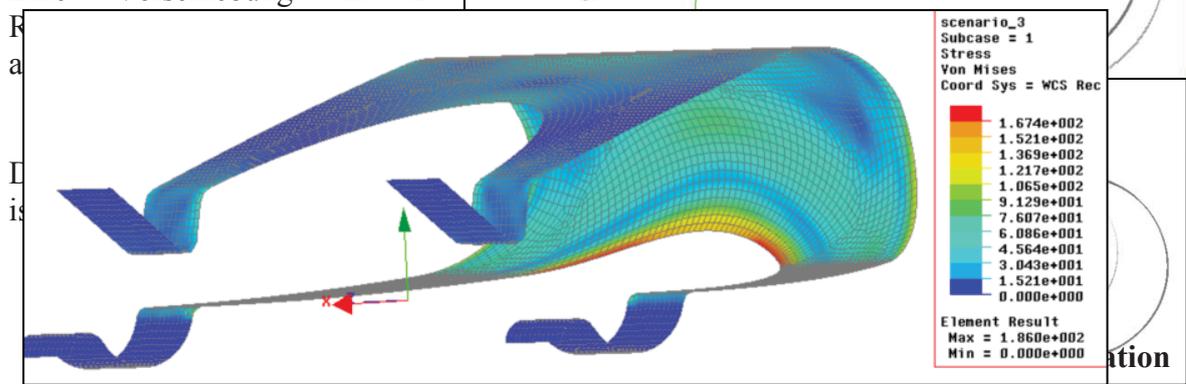


Abbildung 3-58: 2-D FEM-Mesh mit Belastungs- und Randbedingungen

Abbildung 3-59 zeigt die Deformation der Plattfeder als ein Ergebnis der Berechnung. Die Absenkung des Kraftangriffspunktes beträgt 1,4 mm in der x-Richtung und -5,2 mm in der y-Richtung des WCS. Eine Verschiebung in z-



Diese deformierte Geometrie wird danach in Unigraphics erstellt. In einer zweiten Berechnung werden an den ursprünglichen Kraftangriffsflächen des Modells der ersten Berechnung Verschiebungen am Modell der zweiten Berechnung angebracht, um die ursprüngliche Geometrie (Abbildung 3-58) wiederherzustellen. Die Öffnung der Geometrie zeigt Abbildung 3-61.

Betrachtet man die Reaktionskräfte an der zylindrischen Schale, so tritt der Kraftangriffsbereich nicht in der Schalenmitte, sondern am inneren Rand der Zylinderschale auf. Im Einbauzustand wäre eine Reaktionskraft in der x-Richtung vorhanden, die aber nicht erwünscht ist, und sogar die Funktion des gesamten Kugelgelenks beeinflussen würde. Darum wird versucht den Angriffspunkt der Reaktionskraft, durch Variation der Modellgeometrie in die Mitte der Flächen zu bringen (Abbildung 3-63). Eine solche Vorgangsweise stellt eine sehr zeitaufwendige Prozedur dar. Diese Vorgehensweise wäre nicht nötig, wenn die Möglichkeit bestehen würde, eine geometrisch nichtlineare Berechnung durchführen zu können.

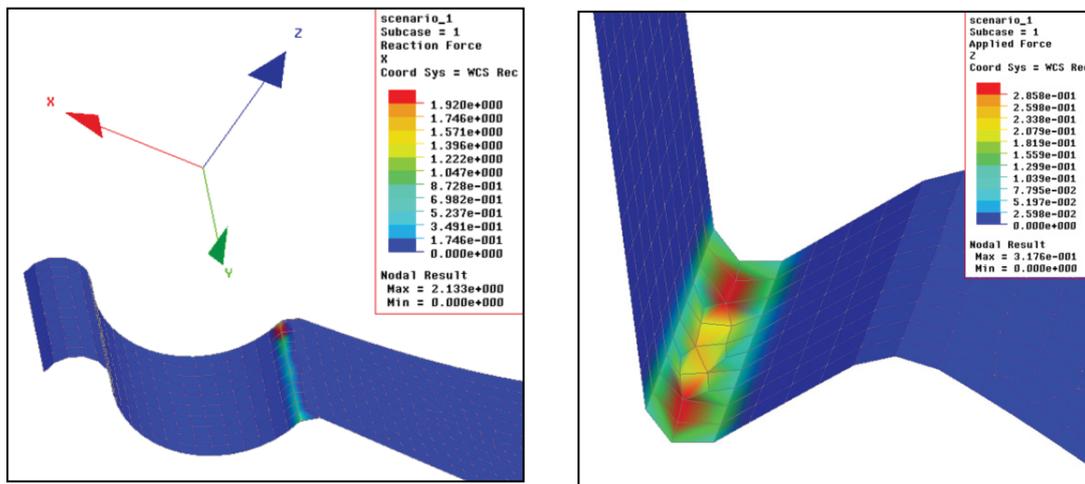


Abbildung 3-63: Reaktionskraft an der oberen Fläche

4.0 Zusammenfassung

Im Haushaltsgerätesektor kommen Kunststoffbauteile zum Einsatz. Um diese Bauteile miteinander verbinden zu können werden oftmals Schnapphaken als Verbindungselemente eingesetzt. Die untersuchten Schnapphaken werden als unter kurzzeitiger Belastung stehender Teile (Füge- und Lösevorgang) betrachtet und weisen unterschiedlichste geometrische Form auf. Bei der Entwicklung von derartigen Kunststoffbauteilen werden bereits in der frühen Konstruktionsphase die physikalischen Eigenschaften festgelegt. Dabei stellt sich immer wieder die Frage, mit welchem Aufwand man das Verhalten des Bauteils ermitteln soll. Reichen einfache Analysemethoden aus, oder müssen aufwendigere Berechnungen durchgeführt werden. Ziel der Arbeit ist es, die Grenzen verschiedener Berechnungsmethoden in bezug auf Ergebnisgenauigkeit, Kosten, Durchlaufzeit und Flexibilität bei Änderungen zu ermitteln. Auf Basis dieser Berechnungen sollen Berechnungsrichtlinien für kurzzeitbelastete Kunststoffschnappverbindungen ausgearbeitet werden. Zur Untersuchung werden verschiedene Kunststoffbauteile ausgewählt und mit unterschiedlichen Vereinfachungsgrad der Geometrie mit verschiedenen Berechnungsmethoden berechnet. Zu den Berechnungsmethoden gehören Methoden basierend auf der Grundlage der klassischen Biegetheorie (Formeln aus der Literatur, Berechnungsprogramm Beams und Snaps), lineare und nicht lineare numerische Berechnungsmethoden und Berechnungen mit dem entwickelten Programm SHB_Kurzzeit.

Für das Modell „Esprit Coupling Piece“ werden die umfangreichsten **meßtechnischen Überprüfungen** und Berechnungen getätigt. Die Ergebnisse dieser Überprüfungen bilden die Vergleichswerte für alle anderen Berechnungsmethoden. Zu den meßtechnischen Überprüfungen gehört eine Kraft-Weg Messung zur Bestimmung der Querkraft in Abhängigkeit von der Absenkung und eine genauere Druckmessung zum Bestimmen des gesamten Fügekraftverlaufes. Der Versuchsaufbau der **Kraft-Weg Messung** entspricht nur näherungsweise der Einspannungs- und Belastungssituation des wirklichen Fügevorganges. Die Kraft-Weg Messung zeigt gegenüber dem Druckversuch meist eine große Abweichung. Somit kann diese Messung allein den Betätigungsvorgang nicht representieren. Grund dafür ist, daß die Einspannungssituation nicht der Wirklichkeit entspricht (Einspannung in einem Schraubstock) und meist zu einer Versteifung führt, die Kraftaufbringung mittels Stiften reibungsbehaftet erfolgt und die an den Betätigungsschrägen auftretende Fügekraft sowie die Verformung des Gegenparts unberücksichtigt bleibt. Darum kann diese einfache Messung ohne zusätzliche Maßnahmen (z.B. geeignete Spannvorrichtungen) nicht als Referenzmethode verwendet werden. Der Druckversuch (Bestimmung der Fügekraft in Abhängigkeit vom Betätigungsweg) kann die Wirklichkeit am besten approximieren. Er berücksichtigt alle auftretenden Kräfte und auch die Verformung des Gegenparts. Die getätigten Versuche zeigen eine sehr kleine Streubreite.

Aus den Berechnungen geht hervor, daß die traditionelle Vorgehensweise mit analytischen Berechnungsmethoden nach den **Formeln der Literatur** und Berechnungen mit **Beams** und **Snaps** durchwegs nicht brauchbare Ergebnisse liefern. Grund dafür ist, daß sie als Berechnungsgrundlage die klassische Biegetheorie voraussetzen. Die großen Abweichungen der Kräfte von 400 bis 4500 % gegenüber dem Druckversuch sind zum größten Teil auf das nicht Einbeziehen des angebundnen Gehäuses zurückzuführen. Das lineare Werkstoffmodell, der ungenaue Kraftangriffspunkt, das Nichtberücksichtigen des Gegenparts und die Simplifizierung der Modellgeometrie stellen zusätzlich Fehlerquellen dar. Dadurch ist eine Auslegung derartiger Kunststoffschnappverbindungen mit diesen Berechnungsmethoden nicht möglich.

Um die Berechnungsgenauigkeit der analytischen Berechnung zu verbessern wird das Programm **SHB_Kurzzeit** entwickelt. Es bietet gegenüber der analytischen Berechnungsmethode eine verbesserte Möglichkeit der Geometriemodellierung, die Einbeziehung des Schnapparmes in die Berechnung, die Berücksichtigung von Rippen und der Schubabsenkung und eine Berechnung auch bei Selbsthemmung. Mit SHB_Kurzzeit wird dem Konstrukteur die Möglichkeit gegeben schnell, kostengünstig und einfach Berechnungen in einer vertrauten Umgebung durchführen zu können. Auf Grund der fehlenden Berücksichtigung der Verformung der Einspannung (Versteifung = Kräfte zu groß) ist eine sichere Auslegung nicht möglich. Es ergeben sich Abweichungen von 230 bis 3673 % gegenüber der meßtechnischen Überprüfung.

Das Programm beinhaltet zusätzlich die Möglichkeit eine Berechnung mit der Methode der „**Angepaßten Kräfte**“ durchzuführen. Damit ist es möglich die Verformung der Einspannung zu berücksichtigen, indem die starre Einspannung durch eine Verdrehfeder mit Federkonstante substituiert wird. Der Wert der Federkonstante wird aus experimentellen Untersuchungen an Referenzmodell gewonnen. Dadurch ist es möglich die zuvor berechneten Kräfte deutlich zu reduzieren. Die Genauigkeit der Berechnung ist dabei stark von der Geometrie des zu untersuchenden Hakens und des verwendeten Referenztyps abhängig. Dennoch können durchwegs gute Berechnungsergebnisse erzielt werden. Diese sind mit Ausnahme von einer Berechnung immer besser als die Ergebnisse aus der Finite Elemente Analyse (FEA) mit linearen Bedingungen und Tetraederelementen ohne Zwischenknoten. Die besten Ergebnisse können mit den Referenztypen „Housing Boots“ und „Esprit C.P.“ erzielt werden. Die Abweichungen liegen im Bereich von 5 bis 25 % gegenüber der Kraft-Weg Messung. Der Referenztyp „Ls96“ sollte nicht verwendet werden, da dieser die größte Ungenauigkeit mit sich bringt. Ein Nachteil dieser Methode ist die geringe Anzahl der verfügbaren Referenzmodelle.

Die **numerischen Berechnungen** erfolgen mit unterschiedlichen Vorgaben. Mit simplifizierten Modellen wird die „Genauigkeit“ verschiedenster Vernetzungselemente auf die Kräfte und Verformungen untersucht. Dabei ist auffällig, daß die Verwendung von Tetraederelementen ohne Zwischenknoten zu ungenauen Ergebnissen führen. Die Elemente sind gegenüber anderen Elementen zu steif. Das führt bei Vorgabe von Absenkungen zu erhöhten Kräften und bei Vorgabe von Kräften zu geringeren Verformungen. Darum sollte bei der Netzgenerierungen nach Möglichkeit auf Tetraeder ohne Zwischenknoten verzichtet werden. Dadurch ergibt sich für das Modell „Esprit Coupling Piece“ mit linearem Materialmodell und Tetraedern ohne Zwischenknoten eine Abweichung von 129 %. Erst mit der Berechnung mit Tetraedern mit Zwischenknoten und linearem Materialmodell erfolgt eine gute Annäherung an den Druckversuch mit einer Abweichung von 23 %. Neben der Wahl der Vernetzungselemente spielt auch das verwendete Materialmodell eine entscheidende Rolle. Berechnungen mit linearem Materialmodell führen bei kleinen Verformungen zu guten Berechnungsergebnissen bei Kräften und Deformationen. Bei Vorgabe von Verschiebungen bzw. Belastungen treten bei Berechnungen mit linearem Materialmodell im Vergleich zu Berechnungen mit nicht linearem Materialmodell kleinere Spannungen bzw. Dehnungen auf. Mit einem nicht linear elastischen Materialmodell und der Berechnung nach der Theorie II. Ordnung kann die Höhe der Kräfte nochmals reduziert werden.

Bei der getätigten Kontaktmodellierung wird ein mechanischer Kontakt zwischen einem deformierbaren Volumenkörper (Tetraeder ohne Zwischenknoten) und einem flächigen Rigid-Body modelliert. Sie berücksichtigt als einzige auch die Absenkung zufolge der Fügekraft. Dadurch wird die maximale Fügekraft bereits vor dem Erreichen der maximalen Hakenauslenkung erreicht. Die berechneten Kräfte sind stark vom gewählten Reibungskoeffizient abhängig. So tritt bei einem Reibungskoeffizienten (N_y) von 0,5 eine Abwei-

chung gegenüber dem Druckversuch von 85 %, bei $N_y=0,4$ von 31 % auf. Es zeigt sich also, daß der Reibungskoeffizient einen entscheidenden Einfluß auf die Höhe der Kräfte besitzt. Die große Abweichung der Kontaktberechnung ist auf die verwendeten Tetraederelemente ohne Zwischenknoten zurückzuführen. Weiterhin zeigt sich, daß beim untersuchten Haken auf eine Kontaktberechnung verzichtet werden kann, da die Berechnung mit einfachem Anbringen einer Querkraft etwa die gleichen Kräfte ergibt. Aus dieser Erkenntnis heraus kann angenommen werden, daß Berechnungen mit "genaueren Elementen" auch bei Kontaktproblemen mit Abaqus mit ähnlich guten Berechnungsergebnissen wie mit Nastran (Tetraedern mit Zwischenknoten) zu rechnen ist.

Die Mitberücksichtigung des Gegenparts zeigt, daß sich die Kraft am Haken um 9,2 % reduziert. Es wird auch gezeigt, daß die Größe des angebundenen Gehäuses einen entscheidenden Einfluß auf die Berechnungsgenauigkeit besitzt.

Welche Methode zum Einsatz kommen soll ist prinzipiell von der geforderten Genauigkeit abhängig. Eine analytische Berechnung kann für die berechneten Schnappverbindungen – kurzer Haken, weiche Einspannung - ausgeschlossen werden. Eine bessere Möglichkeit ist, daß man bereits bestehende Haken mit ähnlicher Geometrie und Material meßtechnisch überprüft und deren Ergebnisse verwendet. Die SHB_Kurzzeit-Berechnung mit der Methode der „Angepaßten Kräfte“ sollte auf jeden Fall durchgeführt werden. Die Ergebnisse für die untersuchten Schnapphaken sind auf jeden Fall besser als die analytischen Berechnungen. Bei nicht allzu großen Anforderungen an die Genauigkeit können mit dem Programm SHB_Kurzzeit schnell und einfach sichere Werte gewonnen werden. Sollte die Geometrie und/oder die Belastung zu kompliziert werden, so muß die Dimensionierung mit Prototypen oder einer FEA erfolgen. Eine Simulation des Betätigungsvorganges ist in den meisten Fällen nicht notwendig, wenn gleich die Verformung des Gegenparts in Betracht gezogen werden soll. Weiters sollte auf ein nicht lineares Materialmodell und bei großen Verformungen auf die Verwendung der Theorie II Ordnung nicht verzichtet werden. Bei allen Berechnungen sollte ein möglichst großer Teil des Gehäuses mit aufgebaut werden um die Verformung der Einspannung mit zu berücksichtigen.

Der Vorteil der FEA mit dem im HGW eingesetztem Programm **Nastran/UG-Scenario** gegenüber anderen FEM-Programmen liegt in der problemlosen Übernahme der Modellgeometrie aus Unigraphics. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, schnell und flexibel Berechnungen ohne spezielle FEM-Kenntnisse durchführen zu können. Dem entgegen stehen die hohen Kosten und die eingeschränkte Analysemöglichkeit, die sich auf linear statische Berechnungen, Berechnungen im Bereich von stationären statischen Wärmetransport und Modalanalysen beschränkt. Aus den getätigten Berechnungen zeigt sich, daß speziell das Fehlen der Berechnungsmöglichkeit nach der Theorie II. Ordnung und des nicht linearen Materialmodells zu großen Fehlern führen.

Neben diesen technischen Betrachtungen sollte auch die Wirtschaftlichkeit für den Einsatz der FEA in Betracht gezogen werden. Dabei ist immer abzuwägen, ob interne Berechnungen höhere Kosten generieren als externe Berechnungen. Zusätzlich spielen strategische Überlegungen eine Rolle.

A.0 Anhang

A.1. Bewertung der Berechnungsmethoden bei PHILIPS HGW

Im folgenden werden die Berechnungs- und Meßmethoden die bei PHILIPS HGW zur Verfügung stehen für eine repräsentative Berechnung qualitativ verglichen und zusätzlich eine Betrachtung der Kosten vorgenommen.

Vergleich der Berechnungsmethoden für eine repräsentative Berechnung (z.B. Esprit Coupling Piece)

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>Analytisch SNAPS/ BEAMS/ ACCUSPR.</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit „Angepaßte Kräfte“</i>	<i>Nastran/UG- Scenario</i>	<i>Messung am Prototyp</i>	<i>FEA Extern (ohne Projek- tbegleitung)</i>	<i>FEA Extern (mit Projek- tbegleitung)</i>
<i>Voraussetzung für Be- rechnung und Messung</i>	Mechanikkenntnisse (HTL) [MK-HTL]	[MK-HTL]	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] Schu- lung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik	[MK-HTL] FEM-Grundlagen (was ist berechen- bar)	keine besonderen
<i>Flexibilität z.B. Geometrieänderung</i>	0	0	9	0	- bis 99	99	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit</i>	--	--	--	0	9	99	99	99
<i>Dauer einer Berechnung/Messung in h</i>	99(1/2)	99(1/2)	99(1/2)	99(1/2)	0 (15)	9 (1 1/2)	- (30)	- (30)
<i>Dauer einer weiteren Be- rechnung bei Änderung von der Geometrie oder der Belastung in h</i>	99 (1/3)	99 (1/3)	99 (1/3)	99 (1/3)	0 (7)	-- (ca. 12 bis 50)	- (ca. 5 bis 20)	- (ca. 5 bis 20)
<i>Kosten für eine Berech- nung/Messung in ATS</i>	99(557,-)	99(557,-)	99(557,-)	99(557,-)	0 (27892,-) bei 10 Berech- nungen jährlich	- Messung billig Werkzeug teuer	0 (20000,-)	0 (30000,-)

Legende: -- sehr schlecht - schlecht **0** bedingt brauchbar 9 gut 99 sehr gut

Software

SHB_Kurzzeit und **analytische Berechnungsprogramme** stehen dem HGW kostenlos zur Verfügung. **Nastran/UG-Scenario** ist als kommerzielles Softwarepaket kostenpflichtig. Der Kaufpreis beträgt einmalig ATS 332300,-. Die jährliche Grundgebühr für Wartung, technische Unterstützung und Programmverbesserungen beträgt ATS 35196,-.

Die **Zug-Druck Messung** erfolgt am Institut für Konstruieren in Kunst- und Verbundstoffen.

Hardware

Für die Lauffähigkeit des Programmes **SHB_Kurzzeit** muß ein PC mit installiertem Programm Microsoft Excel (Version Office 97 oder höher) zur Verfügung stehen. **Nastran/UG-Scenario** läuft auf PCs und Workstations als Application von Unigraphics. Die **Kraft-Weg Messung** wird im Haushaltsgerätewerk durchgeführt.

Schulung

Für alle Berechnungen muß ein grundlegendes Mechanikwissen vorhanden sein. Für die Benutzung von **SNAPS**, **BEAMS** und **SHB_Kurzzeit** stehen Unterlagen und Programm-OnLine-Hilfen zu wichtigen Punkten zur Verfügung. Für das Berechnungsprogramm **SHB_Kurzzeit** ist eine Einschulung von etwa zwei Stunden vorgesehen. **Nastran/UG-Scenario** erfordert einen größeren Schulungsaufwand. Ein Schulungsaufwand von einer Woche und einer Person deckt den größten Teil des Berechnungspotentials ab. Weitere Schulungen anderer Konstrukteure können von bereits eingeschulerten Konstrukteuren durchgeführt werden. Eine externe Schulung wird für eine Woche und eine Person etwa ATS 40000,- an Kosten generieren.

Berechnungsdauer

Gegenüber der analytischen Berechnung ist bei der **FEA** mit einem Mehraufwand an Zeit zu rechnen. Dieser begründet sich mit der Notwendigkeit der Geometriemodellierung und -vernetzung. Zusätzlich nimmt die Ergebnisinterpretation und -dokumentation viel Zeit in Anspruch. Oftmals sind auch mehrere Berechnungen nötig, um Einflüsse von Berechnungs- und Geometrieparameter untersuchen zu können. Die reine Meßdauer bei einer **meßtechnischen Überprüfung** ist meist gering. Betrachtet man die Dauer die notwendig ist einzelne Prototypen herzustellen (auch Anfertigung von Vorrichtungen), so kann schnell ein Zeitaufwand von einer Woche und mehr entstehen. Der größte Vorteil der **analytischen Berechnung** ist die Möglichkeit der schnellen Durchführung.

Flexibilität

Die Bewertung der Flexibilität erfolgt nach den Kriterien, in wie weit man die Modellgeometrie, die Belastung, den Belastungsangriffsbereich, den Einfluß des Gegenparts usw. verändern und definieren kann.

Analytische Berechnungsmethoden bieten nur begrenzte Möglichkeiten Geometrien und Belastungen zu definieren und zu ändern. Im Programm **SHB_Kurzzeit** stehen einige Querschnittformen und Querschnittsverläufe zur Auswahl. Für die Methode der „**Angepaßten Kräfte**“ stehen nur wenige Referenztypen zur Verfügung. Mit einer **meßtechnischen Überprüfung** ist die beste Nachbildung der Wirklichkeit möglich. Änderungen an der Bauteilgeometrie können, aber nur schwer und mit hohem Aufwand gemacht werden

(mehrere Prototypen nötig). Ein großer Vorteil der **FEA** ist, daß nahezu beliebige Modelle erstellt werden können. Die Einschränkung des Programmes **Nastran/UG-Scenario** liegt darin, daß die Analysetiefe im Vergleich zu anderen FEM-Programmen gering ist.

Ergebnisgenauigkeit

Für Schnapphakenberechnungen mit sehr kleinen Schnapparmlängen sind die **analytischen Berechnungsmethoden** nicht brauchbar. Greift man auf Daten früherer Berechnungen zurück, so kann man Ergebnisse von Berechnungen ähnlicher Geometrien mit bereits vorhandenen Daten eines Referenztyps anpassen. Es stehen aber nur eingeschränkte Daten von Referenztypen zur Verfügung. Der Wert von angepaßten Kräften hängt stark vom gewählten Referenztyp ab, und wie weit er sich vom zu berechnenden Typ unterscheidet. Ergebnisse dieser Berechnungen sollten immer kritisch betrachtet werden, jedoch sind diese in allen Fällen immer noch besser als die von der allgemein analytischen Berechnung. Die Ergebnisgenauigkeit reicht von sehr gut bis zu bedingt brauchbar.

Die Berechnung mit **Nastran/UG-Scenario** ist das Ergebnis stark vom getriebenen Aufwand abhängig. Wie im Kapitel 3.1 gezeigt, spielt die Wahl der Vernetzungselemente eine entscheidende Rolle. So erhält man mit Tetraedern ohne Zwischenknoten beim Modell Esprit Coupling Piece „Typ4“ eine Abweichung von 219 % gegenüber dem Druckversuch. Erst bei Tetraedern mit Zwischenknoten erreicht man eine Annäherung von 23 %. Der Einfluß des Materialmodells und des Kontaktes wird in Kapitel 3.2.7 untersucht, wobei Nastran/UG-Scenario nur ein lineares Materialmodell unterstützt. Mit UG-Scenario können Kräfte und Absenkungen genau berechnet werden. Auf Grund des linear elastischen Materialmodells können aber speziell bei größeren Deformationen die Spannungen und dehnungen nicht genau berechnet werden. Die Genauigkeit der meßtechnischen Überprüfung ist stark vom Versuchsaufbau abhängig. Die Ergebnisse sind stark von der Probeneinspannung und -belastung abhängig. Dadurch sind auch die größeren Abweichungen der **Kraft-Weg-Messung** gegenüber dem **Zug-Druck Versuch** im Falle des Modells Esprit Coupling Piece zu erklären. Die Ergebnisgenauigkeit **externer FEA-Berechnung** ist stark vom getriebenen Aufwand abhängig und somit auch eine Kostenfrage.

Kosten Nastran/UG-Scenario

Die relevanten Kostenarten setzen sich für n Berechnungen zusammen aus (in ATS):

- $Kauf - Lizenzgebühr = 332300,-$ [Kosten]

Das Programm wird 1997 erstmals lizenziert. Für die Berechnung der Kosten wird dieser Betrag durch eine Abschreibung auf zehn Jahre mitberücksichtigt.

- $Wartungsgebühr = 35196,-$ $\left[\frac{\text{Kosten}}{\text{Jahr}} \right]$

Die jährliche Grundgebühr für Wartung, technische Unterstützung und Programmverbesserungen beträgt ATS 35196,-.

- $Schulung = 15000,- \left[\frac{Kosten}{Jahr} \right]$

Eine externe Schulung wird für eine Woche und eine Person etwa ATS 40000,- generieren. Weitere Schulungen anderer Konstrukteure können von bereits eingeschulerten Konstrukteuren durchgeführt werden. Darum wird der anfängliche Mehraufwand an Schulung auf folgende Jahre aufgeteilt. ATS 15000,- werden jährlich veranschlagt.

- $Hardwarekosten = \frac{Hardwarekosten}{Stunde} \times Berechnungsdauer \times Berechnungsanzahl \quad [Kosten]$

Sind Kosten für die Bereitstellung der PCs.

- $Lohnkosten = \frac{Lohnkosten}{h} \times Berechnungsdauer \times Berechnungsanzahl \quad [Kosten]$

Summe aller anfallenden Lohnkosten.

Kosten „Analytische Berechnung“

Bei der analytischen Berechnung treten keine fixen Kosten auf. Gegenüber der numerischen Berechnung sind die Kosten erheblich geringer.

Kosten „Externe Berechnung“

Die Kosten einer externen Berechnung ist stark von der Komplexität der Modellgeometrie, der Art der Berechnung und der Aufgabenstellung abhängig.

Eine ordentlich durchgeführte Berechnung mit Dokumentation wie sie für das Modell Esprit Coupling Piece durchgeführt wird (nichtlineare Berechnung des Hakens) generiert im Falle keiner Projektbegleitung etwa ATS 25000,- an Kosten. Eine nichtlineare Kontaktberechnung einer Schnappverbindung mit Parameterstudie (z.B. Reibungskoeffizient) wie sie am Beispiel des Modells Esprit Coupling Piece mit Abaqus durchgeführt wird (Kapitel 3.2.7.2), führt zu Kosten von etwa ATS 35000,-. Diese Kosten sind mit denen im HGW nicht direkt vergleichbar, da eine ungleiche Komplexität der Berechnung vorliegt.

Berechnungsbeispiel

Durchschnittliche Dauer einer Berechnung für UG-Scenario:	17	Stunden
Durchschnittliche Dauer einer Berechnung für Analytik:	0,5	Stunden
Konstrukteurslohn & Nebenkosten:	743	ATS/h
Hardwarekosten:	50	ATS/h
Wartungskosten für UG-Scenario:	35196	ATS/a
Schulungskosten UG-Scenario:	15000	ATS/a
Kosten für eine externe Berechnung:	25000	ATS
Abschreibung:	33230	ATS/a

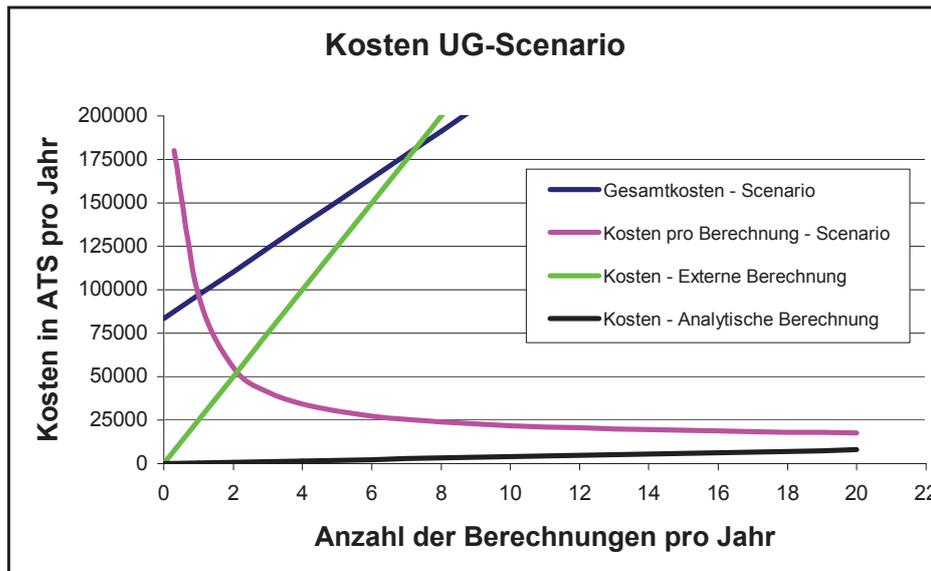


Diagramm A-1: Kostenvergleich

Das Ergebnis der Kostenbetrachtung ist in Diagramm A-1 ersichtlich. Für die Berechnungen mit Nastran/UG-Scenario ergeben sich mit den oben angegebenen Angaben fixe Kosten in der Höhe von ATS 83426,-. Die Gesamtkosten für z.B. 10 Berechnungen betragen ATS 218236,-. Fixe Kosten für externe Berechnungen treten keine auf. Die Steigung der Kostenkurve der externen Berechnung ist größer als die der Kostenkurve der Berechnung mit Nastran/UG-Scenario und bildet bei einer Anzahl von 7,24 Berechnungen pro Jahr einen Schnittpunkt. Vorausgesetzt, daß die Ergebnisse dieser beiden Berechnungen quantitativ gleich gut sind, wird sich der Einsatz von Nastran/UG-Scenario im HGW ab einer Berechnungsanzahl von 8 Berechnungen pro Jahr „wirtschaftlich“ rechnen. Berechnungen, die auf Grund ihrer Wichtigkeit normalerweise nicht extern berechnet werden, sollen bei diesen Betrachtungen keine Berücksichtigung finden (Angebot schafft Nachfrage!). Die Kosten für analytische Berechnungen betragen ATS 3965,- pro Jahr, wenn gleich die Ergebnisse dieser Berechnungen nicht zufriedenstellend sind.

A.2. Materialdaten

Kennwerte	Einheit	Material/Firma				
		ABS Terluran 877M / BASF	ABS Sinkral Green PMS 13	POM Hostaform C 9021 GV3/30 / Tecona	PA6 + 30% GF Akulon K 224 G6 Natur	PC Lexan 144R / GE Plastics
Streckspannung / Zul. Spannung	Mpa	50	50	40	148	63
Streckdehnung / Bruchdehnung	%	3,2	3,2	6	3,5	6
Zulässige Dehnung	%	~2,5	~2,5	~3 bis 5	~2	~2
Schubmodul	Mpa	900	900	~1400	3409	750
Zugmodul $\epsilon \leq 0,5$ % bei 23 °C	Mpa	2400	2400	3700	9000	2350
Zugmodul $\epsilon = 2,5$ % (PA 2 %) bei 23°C	Mpa	1740	1740	2700	6088	
Haftreibungkoeffizient	-	0,5	0,5	~0,31	~0,36	

Tabelle A-2: Materialdaten von den zu berechnenden Bauteilen

A.3. Qualitativer Vergleich von Berechnungsmethoden

Modell Esprit Coupling Piece „Typ 4“

<i>Berechnungsmethode</i> <i>Vergleichskriterien</i>	<i>Analytisch</i> <i>Literatur</i>	<i>Analytisch</i> <i>SNAPS</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i> <i>Angepaßte Kräfte</i>	<i>Nastran/UG-</i> <i>Scenario</i>	<i>Messung</i> <i>Druckversuch</i>	<i>Messung</i> <i>Federkennlinie</i>
<i>Software</i>	nicht erforderlich	Snaps	SHB-Kurzzeit	SHB_Kurzzeit	UG Scenario	Meßsystem	nicht erforderlich
<i>Hardware</i>	Taschenrechner	PC	PC	PC	PC	Meßtechnik	Meßtechnik
<i>Schulung</i>	Mechanikkenntnisse (HTL) [MK-HTL]	[MK-HTL] selbsterklärend	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] kurze Schulung von et- wa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] Schulung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik	Erfahrung in der Meßtechnik
<i>Durchlaufzeit für eine</i> <i>Berechnung/Messung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	8	1 ½	1/2
<i>Flexibilität</i>	×	0	9	0	99	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit mit</i> <i>Tetraedern ohne ZK</i>	×	×	×	für dieses Modell nicht möglich	0	99	0
<i>Dauer einer kompletten</i> <i>Berechnung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	22	1 ½	1
<i>Kosten für eine vollständi-</i> <i>ge Berechnung in ATS</i>	557,-	557,-	557,-	557,-	27892,- bei 10 Berech- nungen jährlich	1725,- (Messung billig, Werkzeug teuer)	1150,- (Messung billig, Werkzeug teuer)

Tabelle A-3: Vergleichsmatrix der Berechnungsmethoden für das Modell Esprit Coupling Piece „Typ 4“

Legende: **×** unbrauchbar, **0** bedingt brauchbar, 9 brauchbar, 99 gut brauchbar

Modell Battery Cover-Geo

<i>Berechnungsmethode Vergleichskriterien</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>Analytisch SNAPS</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit Angepaßte Kräfte</i>	<i>Nastran/UG- Scenario</i>	<i>Messung Federkennlinie</i>
<i>Software</i>	nicht erforderlich	Snaps	SHB-Kurzzeit	SHB_Kurzzeit	UG Scenario	Meßsystem
<i>Hardware</i>	Taschenrechner	PC	PC	PC	PC	Meßtechnik
<i>Schulung</i>	Mechanikkenntnisse (HTL) [MK-HTL]	[MK-HTL] selbsterklärend	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] kurze Schulung von et- wa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] Schulung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik
<i>Durchlaufzeit für eine Berechnung/Messung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	6	1/2
<i>Flexibilität</i>	×	0	9	0	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit mit Tetraeder ohne ZK</i>	×	×	×	9	9	Referenz
<i>Dauer einer kompletten Berechnung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	15	1
<i>Kosten für eine vollständige Berechnung in ATS</i>	557,-	557,-	557,-	557,-	25592,- bei 10 Berech- nungen jährlich	1150,- (Messung billig, Werkzeug teuer)

Tabelle A-4: Vergleichsmatrix der Berechnungsmethoden für das Modell Battery Cover-Geo

Legende: **×** unbrauchbar, **0** bedingt brauchbar, 9 brauchbar, 99 gut brauchbar

Modell Support

<i>Berechnungsmethode</i> <i>Vergleichskriterien</i>	<i>Analytisch</i> <i>Literatur</i>	<i>Analytisch</i> <i>BEAMS</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i> <i>Angepaßte Kräfte</i>	<i>Nastran/UG-</i> <i>Scenario</i>	<i>Messung</i> <i>Federkennlinie</i>
<i>Software</i>	nicht erforderlich	Snaps	SHB-Kurzzeit	SHB_Kurzzeit	UG Scenario	Meßsystem
<i>Hardware</i>	Taschenrechner	PC	PC	PC	PC	Meßtechnik
<i>Schulung</i>	Mechanikkenntnisse (HTL) [MK-HTL]	[MK-HTL] selbsterklärend	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] kurze Schulung von et- wa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] Schulung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik
<i>Durchlaufzeit für eine</i> <i>Berechnung/Messung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	6	1/2
<i>Flexibilität</i>	0	0	9	×	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit mit</i> <i>Tetraedern ohne ZK</i>	×	×	×	×	9	Referenz
<i>Dauer einer kompletten</i> <i>Berechnung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	14	1
<i>Kosten für eine vollständige</i> <i>Berechnung in ATS</i>	557,-	557,-	557,-	557,-	24442,- bei 10 Berech- nungen jährlich	1050,-

Tabelle A-5: Vergleichsmatrix der Berechnungsmethoden für das Modell Support

Legende: **×** unbrauchbar, **0** bedingt brauchbar, 9 brauchbar, 99 gut brauchbar

Modell Locking Plate

<i>Berechnungsmethode</i>	<i>Analytisch Literatur</i>	<i>Analytisch SNAPS</i>	<i>SHB_Kurzzeit</i>	<i>SHB_Kurzzeit Angepaßte Kräfte</i>	<i>Nastran/UG- Scenario</i>	<i>Messung Federkennlinie</i>
<i>Software</i>	nicht erforderlich	Snaps	SHB-Kurzzeit	SHB_Kurzzeit	UG Scenario	Meßsystem
<i>Hardware</i>	Taschenrechner	PC	PC	PC	PC	Meßtechnik
<i>Schulung</i>	Mechanikkenntnisse (HTL) [MK-HTL]	[MK-HTL] selbsterklärend	[MK-HTL] kurze Schulung von etwa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] kurze Schulung von et- wa 1,5 h notwendig	[MK-HTL] Schulung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik
<i>Durchlaufzeit für eine Berechnung/Messung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	8	1/2
<i>Flexibilität</i>	×	0	9	0	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit mit Tetraedern ohne ZK</i>	×	×	×	99	0	Referenz
<i>Dauer einer kompletten Berechnung in h</i>	1/2	1/2	1/2	1/2	22	1 ½
<i>Kosten für eine vollständige Berechnung in ATS</i>	557,-	557,-	557,-	557,-	33642,- bei 10 Berech- nungen jährlich	1725,-

Tabelle A-6: Vergleichsmatrix der Berechnungsmethoden für das Modell Locking Plate

Legende: **×** unbrauchbar, **0** bedingt brauchbar, 9 brauchbar, 99 gut brauchbar

Modell Small Comb

<i>Berechnungsmethode Vergleichskriterien</i>	<i>Nastran/UG- Scenario</i>	<i>Messung Federkennlinie</i>
<i>Software</i>	UG Scenario	Meßsystem
<i>Hardware</i>	PC	Meßtechnik
<i>Schulung</i>	[MK-HTL] Schulung von etwa 30 h sinnvoll	Erfahrung in der Meßtechnik
<i>Durchlaufzeit für eine Berechnung/Messung in h</i>	6	1/2
<i>Flexibilität</i>	99	99
<i>Ergebnisgenauigkeit mit Tetraedern ohne ZK</i>	×	Referenz
<i>Dauer einer kompletten Berechnung in h</i>	12	1 ½
<i>Kosten für eine vollständige Berechnung in ATS</i>	22142,- bei 10 Berech- nungen jährlich	1725,-

**Tabelle A-7: Vergleichsmatrix der Berechnungs-
methoden für das Modell Small Comb**

Legende:

×	unbrauchbar	9	brauchbar
0	bedingt brauchbar	99	gut brauchbar

A.4. Bewertung des Programms Nastran/UG-Scen.

Im folgenden werden die Vorzüge und Einschränkungen des Programms Nastran/UG-Scenario dargestellt. Diese Kenntnisse beruhen auf Erfahrungen, die durch zahlreiche Berechnungen im HGW gewonnen werden. Als Vergleichsbasis werden auch Leistungen von anderen FEM Programmen herangezogen.

Hardware

Nastran/UG-Scenario läuft auf PCs und High-End-Workstations.

Systemvoraussetzungen

Die Anzahl der Elemente, Knoten und Freiheitsgrade wird nur durch die Systemressourcen begrenzt. Berechnungen in Rahmen dieser Diplomarbeit werden an einem PC mit Intel Pentium II 333 MHz Prozessor mit 320 MB Ram durchgeführt. Bei großen Modellen (≥ 40000 Knoten) soll ein PC mit mindestens 450 MHz Taktfrequenz, 500 MB Ram und zwei Gigabyte freiem Festplattenspeicher zur Verfügung stehen. Dadurch kann die Analysezeit und Modellaufbauzeit auf ein erträgliches Maß begrenzt werden.

Preis-Leistungsverhältnis

Die jährliche Grundgebühr beträgt ATS 35196,-. Sie beinhaltet Wartung, technische Unterstützung und Programmverbesserungen bzw. -erweiterungen. Der Kaufpreis beträgt einmalig ATS 332300,-. Vergleicht man den Kaufpreis und die jährlichen Wartungskosten mit dem Leistungspotential des Programmes, so kann man durchaus von einem sehr kostspieligen Programm sprechen. Andere am Markt etablierte Programme mit weit größerem Leistungspotential sind zum gleichen Preis erhältlich (z.B. Marc). Darüber hinaus muß erwähnt werden, daß von dem Kauf des Programms im Jahr 1997 bis zum Jahr 1999 keinerlei Berechnungen durchgeführt wurden.

Schulung

Schulungen werden für den deutschsprachigen Raum nicht von der Firma Unigraphics selbst angeboten. Es besteht aber die Möglichkeit Schulungen über Herrn Dr. J. Wallner, der mit dem Programm arbeitet, durchzuführen. Eine dreitägige externe Schulung, wie sie im Dezember 98 erstmalig durchgeführt wurde, hat für eine Person ATS 12000,- generiert. Hausinterne Schulungen sind auf Anfrage möglich, jedoch ist mit Kosten von etwa ATS 80000,- für eine Woche zu rechnen. Externe Schulungen finden nicht regelmäßig statt, nur wenn eine entsprechende Anzahl von Interessenten vorliegen. Dadurch ist das Durchführen einer externen Schulung zeitlich nicht genau festlegbar. Die Durchführung einer internen Schulung kann zeitlich festgelegt werden, ist aber mit Mehrkosten verbunden.

Es ist darüber hinaus vom Vorteil begleitend eine Mechanikschulung durchzuführen, wenngleich sie nicht unbedingt erforderlich ist. HTL-Mechanikkenntnisse sind für die meisten Berechnungen ausreichend. Ein Schulungsaufwand von einer Woche und einer Person wird den größten Teil des Berechnungspotentials abdecken. Zusätzlich ist eine zusätzliche Schulung im Bereich „Berechnungen mit eindimensionalen Elementen“ denkbar.

Unterstützung

Eine Unterstützung seitens der Firma Unigraphics (deutschsprachiger Raum) ist eher weniger produktiv. Es besteht die Möglichkeit einen *Problemreport* via E-mail an Unigraphics zu schicken, wobei das bei spezifischen Problemen sicher nicht zielführend ist. Zusätzlich nimmt das eine gewisse Zeit bis zur Lösung des Problems in Anspruch. Eine gute Möglichkeit zur Problemlösung liegt darin Herrn Dr. J. Wallner zu kontaktieren. Ist die Anfrage nicht zu umfangreich, so ist mit keinen Kosten zu rechnen.

Schnittstellen

Es besteht eine direkte Integration in Unigraphics. Eine Modellübernahme aus anderen CAD Programmen ist über entsprechende Schnittstellen in Unigraphics möglich. Der Import und Export von Daten aus anderen FEM Programmen ist mit einer Ausnahme nicht möglich. Es kann das vor jeder Berechnung vom Solver erstellte Berechnungsmodell in Form der *.dat* Datei vom FEM Programm Msc/Nastran gelesen werden. So kann die Modellgeometrie in Form des *Meshes* mit den Belastungs- und Randbedingungen und Materialdaten als *.dat* Datei gespeichert werden und später an anderer Stelle Msc/Nastran einer Analyse zugeführt werden. Das hat den Vorteil, daß in Msc/Nastran Berechnungen durchgeführt werden können, die mit Nastran/UG Szenario nicht möglich sind (z.B. nichtlineare Berechnungen). Darüber hinaus wird für eine solche externe Berechnung die genaue Geometrie des Teiles vorliegen.

Literatur

Als Basisliteratur zum Programm steht die *Online Hilfe* zur Verfügung. Diese deckt in ihrem Umfang den größten Teil des Programms ab. Von Unigraphics wird eine *Head Start Guide* in Kochrezeptform angeboten. Weiters stehen Unterlagen von der Schulung zur Verfügung.

Geometrie-Erstellung

Durch das *Master Model* Konzept ist jede Szenario Modellgeometrie mit der Master Modellgeometrie von Unigraphics verbunden. Mit dieser Einbindung in die Unigraphics Entwicklungsumgebung kann im Bereich der Modellgenerierung das volle CAD Potential eines der führenden Anbieter genutzt werden. Die Erstellung der Modellgeometrie kann schnell, sehr detailliert und mit einer guten graphischen Oberfläche erfolgen. Störend ist, daß mit Nastran/UG Szenario nur ein beschränkter Teil der Funktionen von Unigraphics genutzt werden kann.

Mit diesem Konzept kann Nastran/UG Szenario die Arbeit vom Konstrukteur während dem gesamten Prozeß der Produktentwicklung begleiten. Es entsteht eine lückenlose Kette der Computeranwendung in der Entwicklung.

Belastungs- & Randbedingung

Sie können nur topologisch angebracht werden, d.h. sie können nicht auf individuelle Elemente und Knoten angebracht werden. Bei Änderung der Modellgeometrie werden sie automatisch auf den neuesten Stand gebracht. Sie sind einfach zu kreieren und zu editieren. Für mechanische Lasten können Kräfte, Massenkräfte, Momente, Verschiebungen und Drücke angebracht werden. Temperatur und Wärmefluß stehen für die Belastungen

bei einer Temperaturfeldanalyse zur Verfügung. Auf Randbedingungen in Form von Translation, Rotation, fixierte Temperatur und Konvektionskoeffizient kann zugegriffen werden.

Meshing

Nastran/UG Scenario bietet eine schnelle und sichere Methode um ein Netz zu generieren. Es steht ein

- 0-D oder *Node Mesh*,
- 1-D oder *Beam Mesh*,
- 2-D oder *Shell Mesh* und
- 3-D oder *Solid Mesh*

zur Verfügung.

Es kann eine automatische Vernetzung durchgeführt werden, oder manuell die Vernetzungsdichte verschiedener Bereiche festgelegt werden. Beim Modellieren soll schon im Voraus die Gestaltung wichtiger Features berücksichtigt werden. Flächen und Kanten sollen so angelegt werden, daß das nachträgliche Anbringen der Kräfte und Randbedingungen und das Vernetzen ohne Probleme erfolgen kann. Für die erste Berechnung soll ein grobes Mesh gemacht werden um die Funktionalität zu prüfen. Anschließend kann eine Verfeinerungen gemacht werden. Die Generierung von Mittelflächen kann bei komplizierten Geometrien fehlerhaft sein.

Elementanschlüsse

- Volumenelement mit angeschlossenem Schalenelement nicht möglich.
- Volumenelement mit angeschlossenem Balkenelement nicht möglich.
- Schalenelement mit angeschlossenem Balkenelement möglich.

Analysemethode

Der *Msc/Nastran Solver* löst linear statische-, Vibrations- und statische Wärmeleitungsprobleme.

- Linear statische Berechnungen (*Linear Statics*)

Unter dem Begriff „linear“ versteht man eine Linearisierung der Elastizitätstheorie, ein lineares Stoffgesetz und lineare Lasten (Theorie I. Ordnung).

- Statische Temperaturfelder (*Heat Transfer*)

Es besteht die Möglichkeit von zwei Analysen:

- Stationärer Wärmetransport (*Steady State Heat Transfer*)

Belastungen können in Form von fixen Temperaturen und als Umgebungstemperatur für Konvektionskoeffizienten aufgebracht werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit Temperaturflüsse als Belastungen zu definieren. Als Randbedingungen stehen fixe Temperaturen und Wärmeübergänge zur Umgebung zur Verfügung. Als Ergebnis wird eine Temperaturverteilung im Modell für den stationären Zustand ausgegeben.

- Statischer struktureller Wärmetransport (*Static Structural Heat Transfer*)

Analysemethode ist die linear statische Methode. Als Belastungen und Randbedingungen können fixe Temperaturen vorgegeben werden. Ergebnisse werden in Form von Spannung, Verschiebungen usw. ausgegeben.

Eine Verknüpfung beider Analysen ist nicht möglich.

- Vibrationen (*Normal Modes*)

Die Vibrationsanalyse erlaubt das Untersuchen von Vibrationseffekten.

Der Frequenzbereich der Erregung sowie die Nummer der Eigenfrequenzen kann festgelegt werden.

Berechnungsdauer

Der Zeitaufwand einer Berechnung setzt sich aus folgenden Teilzeiten zusammen:

Zeit für

- die Modellierung,
- eine gegebenenfalls nötige Idealisierung,
- das Anbringen der Belastungen und Randbedingungen,
- das Vernetzen,
- die Analyse und
- die Ergebnisauswertung.

Neben diesen angeführten Zeiten ist noch die Zeit zum Öffnen, Rotieren der Szenariogeometrie zu nennen, die bei großen Modellen (≥ 40000 Knoten) bis zu 1,5 Minuten in Anspruch nehmen! Grundsätzlich sollte für Nastran/UG Szenario ein parametrisiertes Modell vorliegen um Veränderungen an *Features* durchführen zu können. Daraus resultiert aber eine größere Modelldatei mit vergrößerten Lade- und Bearbeitungszeiten. Bei dünnwandigen *Solid* Modellen soll immer versucht werden, Mittelflächen zu erzeugen und diese mit 2D Plattenelementen zu vernetzen. Bei diesen Analysen ist etwa eine siebenfache Reduktion der Analysezeit möglich. Bei 3D *Meshes* werden mit aktivierter Verfeinerung etwa 25000 Tet-4 Elemente pro Minute generiert. Ohne Verfeinerung können bis zu 40000 Tet-4 Elemente pro Minute generiert werden. Der Solver bewältigt etwa 80 Tet-4 Elemente oder 35 Tet-10 Elemente pro Sekunde. Die Zeit für die Ergebnisauswertung ist von der Problemstellung abhängig. Knoten und Elemente können nicht direkt angewählt werden. Das bringt manchmal Probleme bei der Ergebnisauswertung mit sich. Anzumerken ist, daß meist mehrere Berechnungen nötig sind, um ein zufriedenstellendes Ergebnis zu erhalten.

Die Berechnungszeit kann durch

- kleinere Modelle,
- große Systemressourcen,
- weniger Elemente bzw. Knoten,
- Arbeiten mit 2D Plattenelementen,
- Kombination von groben und feinen Mesh und
- durch das Verwenden von unparametrisierte Modelle

reduziert werden.

Es muß immer ein Kompromiß zwischen Berechnungszeit und Berechnungsgenauigkeit gemacht werden.

Postprocessing

Eine umfangreiche graphische Darstellungsmöglichkeit der Ergebnisse ist möglich. Von einer Animation bis hin zur Bildschirmteilung sind viele Variationen möglich. Die Deformation entspricht dabei immer der Darstellung der Modellkontur. Die Füllfarben des Modells entsprechen dem Wert des gewählten Berechnungsergebnisses. Ein Nachteil in der Ergebnisauswertung ist, dass Element- und Knotenpunktergebnisse nicht direkt anwählbar sind. Es kann nur der Wertebereich der wertgrößten/wertkleinsten Knoten oder Elemente angegeben werden. Die Ergebnisse werden dann direkt am Modell als absolute Werte oder ID-Nummer der entsprechenden Elemente und/oder Knotenpunkte dargestellt. Als Bezugssystem kann das absolute Koordinatensystem oder das vor der Analyse festgelegte WCS gewählt werden. Eigene Elementkoordinatensysteme sind nicht möglich. In der erstellten Datei .f06 sind alle Berechnungsergebnisse für Knoten und Elemente für das absolute Koordinatensystem ähnlich der Form eines Textformates gelistet.

Materialmodell

Da die Analysemöglichkeit stark eingeschränkt ist, kann nur auf ein linear elastisches Materialmodell zurückgegriffen werden.

Element-Bibliothek

In Nastran/UG Scenario stehen gegenwärtig folgende Elemente zur Verfügung:

- Volumenelemente:
 - Tetraeder mit 4 bzw. 10 Knotenpunkten mit geraden Kanten (*CTETRA*).
- Schalenelemente:
 - Achsensymmetrisches Viereckselement mit 4 bzw. 8 Knotenpunkten (*CQUAD 4/8*).
- Diskrete Elemente:
 - Massenelement (*CMASS2*).
- Balkenelemente mit 2 Knotenpunkten:
 - Eindimensionale Elemente mit beliebigem Vollquerschnitt.
 - Dünnwandige geschlossenen und offene Profile.
 - Elemente mit eingeschränkten Freiheitsgraden (*Rigid body* Element *RBE2*).
 - Torsionsstab mit 2 Knotenpunkten (*CROD*).
 - *Bar* Element mit 2 oder 3 Knotenpunkten (*CBAR*).
 - Unsymmetrisches spitz zulaufendes *Beam* Element (*CBEAM*).
 - *Spring* Element mit zwei Knotenpunkten (*CELAS2*)

Die Anzahl der Elemente erscheint für Nastran/UG Scenario ausreichend zu sein. Bei großen Modellen können Tetraederelemente mit 10 Knotenpunkten meist nicht mehr verwendet werden. Diese führen zu einem hohen Ressourcenverbrauch und verlängern die Rechenzeit erheblich. Nastran/UG Scenario bietet bei 1D-Elementen einige vorgegebene Querschnittsformen an. Bei eigener Definition von Querschnitten müssen alle für die Berechnung relevanten Werte (z.B. Flächenträgheitsmoment, Torsionskonstante usw.) für das Elementkoordinatensystem eingegeben werden. Es besteht die Möglichkeit dem Balkenelement ein Koordinatensystem zuzuordnen und die Lage der neutralen Achse festzulegen.

Koordinatensystem

Es stehen für Elemente und Knoten nur das Absolut- und Workingkoordinatensystem zur Verfügung. Element- und knotenspezifische Koordinatensysteme stehen nicht zur Verfügung.

Optimierung

Es stehen keine Werkzeuge für eine Geometrieoptimierungen zur Verfügung.

Check

Es kann die Qualität der Elementform durch einige Elementparameter überprüft werden. Keine Kontrollmöglichkeit für die Integrität des Netzes.

Fehlererkennung

Fehler beim *Meshen* werden durch kurze Bildschirmdialoge angezeigt. Die genaue Lage des Fehlers kann nicht bestimmt werden.

Aufgetretene Fehler bei der Analyse werden nicht direkt angezeigt. Erst die Suche in der *.f06* Datei offenbart die Art des Fehlers. Für die genaue Beschreibung eines Fehlers muß auf das *Warning & Diagnostic Manual* der Firma Msc zurückgegriffen werden.

Einsatzgebiet

UG Scenario erlaubt es dem Konstrukteur, sein Bauteil mittlere Größe auf folgende Eigenschaften wie

- Festigkeit, Spannung,
- Verformung,
- Eigenfrequenz,
- Temperaturfeld, Thermospannung und
- Massenkraft

zu untersuchen.

Mit Nastran/UG-Scenario können folgende Ziele erreicht werden:

- Reduzierung teurer Prototypen und Testreihen.
- Kürzere Entwurfs- und Entwicklungszeiten.
- Größerer Gestaltungsspielraum.
- entscheidende Hinweise zur Entwurfsoptimierung:
 - Überprüfen von Entwurfsvarianten.
 - Verständnis innerer Abhängigkeiten.
 - Erkennen von Konstruktionsreserven.
 - Hinweise zur Materialeinsparung.
- Erhöhung der Zuverlässigkeit.
- Ermittlung von Versagensursachen.
- Qualitätsverbesserungen.

Produktentwicklung mit FEM

Die Herstellkosten eines Produktes werden bereits zu 75% in der Konstruktion festgelegt, sagt Prof. Grabowski. Mehr als 25% der Entwicklungszeit wird zur Erstellung von Prototypen aufgewendet und bei 60% der Prototypen beträgt die Fertigungszeit mehrere Monate, stellt Prof. Bullinger fest.

In der Produktentwicklung steckt demnach ein gewaltiges Potential zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit. Dieses Potential kann genutzt werden, wenn fachübergreifende Entwicklungsteams eingesetzt werden und entwurfsbegleitend und durchgängig rechnerische Simulationsmethoden wie z.B. die FEM (Finite-Element-Methode) eingesetzt werden. FEM verhilft auch zur Einsparung von Ressourcen, zu höherer Qualität und zu innovativen Entwürfen.

Mit FEM können Konstruktionen bereits im Entwurfsstadium am Bildschirm untersucht und optimiert werden, das heißt bevor sie physikalisch existieren. Damit kann die Anzahl teurer Prototypen eingespart und die Entwicklungszeit reduziert werden.

Wettbewerbs- und Innovationsdruck

Durch zunehmenden Wettbewerbs- und Innovationsdruck wird die Berechnung von Bauteilen mehr und mehr in die frühen Phasen der Produktentwicklung gezogen. Schnelle Aussagen über das wesentliche Bauteilverhalten sind erforderlich. Entscheidend ist hierbei, daß die Berechnungsergebnisse ohne großen Aufwand in sehr kurzer Zeit vorliegen, so daß konstruktive Varianten sehr schnell miteinander verglichen und auf Schwachstellen untersucht werden können.

Intelligente Konstruktion

Aufgabe von Nastran/UG Scenario ist die Verbesserung der Effektivität der Produktentwicklung, indem es als Prüfungstool eine schnelle und einfache Simulation des Verhaltens eines Bauteils ermöglicht. Bei der Entwicklung von mechanischen Bauteilen werden bereits in frühen Konstruktionsphasen die physikalischen Eigenschaften festgelegt. Auf das Verhalten eines Bauteils kann aus unterschiedlichen Informationsquellen geschlossen werden:

- Erfahrungen
- Berechnungshandbücher
- Handrechnungen
- aus dem Bauch heraus
- FEA

Traditionelle Vorgehensweisen sind jedoch sehr zeitaufwendig und können das Bauteilverhalten nur grob erfassen. Genau hier setzt Nastran/UG Scenario an. Durch den einfachen Aufbau und der optionalen automatischen Vernetzung braucht der Anwender kein zur Berechnung notwendiges Finite-Element-Netz vorzugeben.

Die Berechnung erfolgt meist auf der Basis eines bereits erstellten 3D-Geometriemodells. Dünnwandige 3D-Geometrien können als ihre Mittelflächen idealisiert werden. Darüber hinaus steht eine 1D-Elementbibliothek zur Verfügung um Berechnungen auf Basis von Balkenelementen realisieren zu können.

Auf diese vernetzten Modelle werden Lasten und Randbedingungen definiert und Ergebnisse dargestellt. Spannungs- und Verformungswerte sowie das berechnete Schwingungsverhalten zeigen frühzeitig mögliche Schwachstellen oder die Konsistenz eines Entwurfes.

Durch den Vergleich von konstruktiven Varianten können Entwürfe optimiert und die Anzahl der Prototypen reduziert werden.

Das von Nastran/UG Scenario erstellte Berechnungsmodell, bestehend aus Knoten, Elementen, Lasten, Lagerungen und Materialeigenschaften kann an Msc/Nastran übergeben werden. In Msc/Nastran können dann weiterführende Berechnungen durchgeführt werden, z.B. nichtlineares Materialverhalten, große Verformungen oder Kontaktanalysen.

Nastran/UG Scenario ist ein einfaches Werkzeug für den Konstrukteur, der ohne besondere Einarbeitung in ein traditionelles FE-System Aussagen über das Bauteilverhalten erhalten möchte.

Zusammenfassung

Nastran/UG Scenario ist eine Application von Unigraphics, einem *Computer-Aided Design*, *Computer-Aided Manufacturing* und *Computer-Aided Engineering* (CAD/CAM/CAE) System. Zusammen mit dem integrierten Pre- und Postprozessor wird dem Konstrukteur und Analytiker die Möglichkeit gegeben, eingebunden in eine fortschrittliche CAD Umgebung, schnell Berechnungen durchführen zu können. Grundlage dafür ist das sogenannte *Master Model Konzept*. Dabei ist jede Scenario Modellgeometrie mit der Master-Modellgeometrie von Unigraphics verbunden. Daraus ergeben sich Vorteile bei der Erstellung der Berechnungsmodelle durch die direkte Übergabe (=direkte Schnittstelle, kein Schnittstellenproblem) der Geometrien. Es besteht die Möglichkeit das vom Solver erstellte Berechnungsmodell in Form der *.dat* Datei abzuspeichern und später vom anderen FEM Programmen zu lesen.

Der Preprozessor bietet einige Simplifikations- und Idealisierungswerkzeuge zur Geometrieränderungen. Zum Teil stehen im Scenario normale Unigraphics Operationen zur Verfügung. Nastran/UG-Scenario unterstützt eine schnelle und effiziente Netzgenerierung. Es besteht die Möglichkeit einer automatischen Vernetzung oder optional die Möglichkeit einer benutzerdefinierten Vernetzung von 0D-, 1D-, 2D- und 3D-Objekten. Die Belastungs- und Randbedingungen können nur topologisch am Modell angebracht werden und nicht individuell an Elemente und Knoten. Als Belastungstypen stehen Kraft, Druck, Temperatur, Temperaturfluß usw. zur Verfügung. Als Randbedingungen können Translationen, Rotationen, Temperaturen und Konvektionskoeffizienten definiert werden. UG-Scenario unterstützt ausschließlich ein lineares Materialmodell für isotrope Materialien.

Nastran/UG Scenario unterstützt den *MSC/Nastran Finite Element Analyse Solver v68.0* und liefert Lösungen für linear elastische-, stationäre, zeitunabhängige Wärmetransport- und Vibrationsprobleme.

Bei großen Modellen (≥ 40000 Knoten) ist auch mit schnellen Computersystemen ein großer Zeitaufwand für Berechnungen gegeben. Darum soll bei dünnwandigen *Solid* Modellen immer versucht werden, Mittelflächen zu erzeugen und diese mit 2D Plattenelementen zu vernetzen. Gegebenenfalls soll die Möglichkeit zur Modellierung mit eindimensionalen Elemente genutzt werden.

Im Bereich des Postprozessings bietet Nastran/UG-Scenario umfangreiche graphische Darstellungsmöglichkeiten der Ergebnisse. Ein Nachteil in der Ergebnisauswertung ist, das Element- und Knotenpunktsergebnisse nicht direkt anwählbar sind. Das kann zu Problemen bei der Auswertung führen.

Für die meisten Berechnungen sind grundlegende HTL-Mechanikkenntnisse ausreichend. Ein Schulungsaufwand von einer Woche und einer Person wird den größten Teil des Berechnungspotentials abdecken.

Zusammengefaßte Features:

- einfache Benutzeroberfläche
- lineare Statik mit Festigkeit (Spannungen) und Verformungen
- Modalanalyse (Eigenfrequenzen)
- Berechnungen von Temperaturfeldern mit Konvektions-, Wärmefluß- und Temperaturreandbedingungen
- Berechnung von thermisch-mechanisch gekoppelten Aufgaben (Thermospannung) und Berechnung von Gravitationskräfte
- unlimitierte Modellgröße
- Tetraeder (4 und 10 Knoten)
- Viereckselement (4 und 8 Knoten)
- mehrere 1D-Elemente (Beam, Bar, Rod, Rigid, Spring)
- automatische Vernetzung oder manuelle Steuerung der Netzdichte
- Lasten & Randbedingungen (Kräfte, Massenkräfte, Drücke, Verschiebungen, Momente, Temperaturen, Wärmefluß)
- vollparametrisierte CAD-Anbindung
- umfangreich Ergebnisdarstellung
- Ergebnisse: von MISES Vergleichsspannung, Hauptspannungen, Spannungskomponenten, verschiedene Plattenspannung, Verformungen (Summe und Komponenten), Verzerrungsenergie, Verzerrungsenergiegedichte, Eigenfrequenzen, Temperaturverteilung
- Datenübergabe zu Msc/Nastran

Zusammengefaßt kann festgestellt werden, das mit dem Programm Nastran/UG-Scenario v13.0 Konstruktionen bereits im Entwufsstadium am Bildschirm untersucht werden, mit dem Ziel die Anzahl teurer Prototypen eingesparen zu können und die Entwicklungszeit reduzieren zu können. Es entsteht eine lückenlose Kette der Computeranwendung in der Entwicklung. Dabei stellt Nastran/UG-Scenario ein einfaches Werkzeug für den Konstrukteur dar, der ohne besondere Einarbeitung schnell Aussagen über das Bauteilverhalten erhalten möchte. Vergleicht man das Potential anderer FEM Programme mit denen von Nastran/UG-Scenario, dann werden viele Möglichkeiten vermißt.

Folgende Erweiterungen sind für die Version 15.0 zu erwarten (Termin Frühjahr 1999):

- Lineare Beulanalyse
- Verbindungsmodellierung mittels GAP-Elementen
- Orthotrope und anisotrope Materialmodelle
- Temperaturabhängige Materialkennwerte
- Optimierung von Beam-Querschnitten und Plattendicken (optional)
- Weiterer Solver (ANSYS)

Folgende Verbesserungen sind für weitere Versionen erwünscht und angesichts der hohen Anschaffungskosten und Wartungskosten auch vertretbar:

- Erweiterte Analysemöglichkeiten wie nichtlineare Berechnungen und Kriechen.

- Erweiterte Materialmodelle (Nichtlinearität, Zeit- und Temperaturabhängigkeit der Werkstoffparameter).
- Anbringen von Belastungs- und Randbedingungen an Knoten und Elementen.
- Elementeigene Koordinatensysteme.

A.5. Postprozessing-Daten für die Berechnungen mit Nastran/UG-Scenario im HGW

<i>Modell</i>	<i>Elementart</i>	<i>max. Elementgröße</i>	<i>Anzahl Elemente</i>	<i>Anzahl Knoten</i>	<i>Vernetzungszeit in sec</i>	<i>Modellvolumen in mm³</i>	<i>Berechnungsdauer in min</i>
<i>Esprit Coupling Piece „Typ 4“</i>	Tet-4 ohne ZK	1,2	50826	12023	290	2539,8	13
<i>Battery Cover-Geo</i>	Tet-4 ohne ZK	4	9902	17516	96	1766	10
<i>Support</i>	Tet-4 ohne ZK	1,2	17816	4131	52	601,8	4
<i>Locking Plate</i>	Tet-4 ohne ZK	4	-	-	-	10476	10
<i>Spiralfeder</i>	Beam (linear)	-	184	185	2	-	3
<i>Plattfeder</i>	Quad-4 und Tria-3	-	7137	7851	20	-	1 ½

Tabelle A-10: Postprozessingdaten

A.6. Postprocessingcode von Abaqus

Abaqus Postprocessing-Code für die Kontaktberechnung mit nichtlinear elastischem Materialmodell.

```
*HEADING
Kontaktberechnung
**
*RESTART,WRITE,FREQUENCY=1
**
*NODE,NSET=SETEINS,SYSTEM=R
    1,-2.2217199E+01,-2.8991899E+01, 0.0000000E+00.....
**
*NODE,NSET=SETVIER,SYSTEM=R
    3000,-2.2678200E+01,-2.7865900E+01, 0.0000000E+00.....
**
*NODE,NSET=SETFUNF,SYSTEM=R
    4000,-1.2000000E-09,-1.2780000E+01,-1.4289100E+01.....
**
*NODE,NSET=SETSECHS,SYSTEM=R
    5000,-1.7404600E+01,-7.4874401E+00,-5.6036701E+00.....
**
*ELEMENT,TYPE=R3D3,ELSET=OBERFLG
    429, 227, 247, 246.....
**
*ELEMENT,TYPE=C3D4,ELSET=HAKEN
    1000, 14167, 14168, 2196, 3202.....
**
*ELEMENT,TYPE=C3D4,ELSET=HAKEN
    10000, 10122, 10123, 14078, 10124.....
**
*RIGID BODY, ELSET=OBERFLG, REF NODE=1
**
*SURFACE DEFINITION, NAME=HAKENO
HAKEN
**
*SURFACE DEFINITION, NAME=GEGENO
OBERFLG, SPOS
**
*CONTACT PAIR, INTERACTION=KONTAKT, HCRIT=0.2
HAKENO, GEGENO
**
*SURFACE INTERACTION, NAME=KONTAKT
*FRICTION
0.5
**
*SOLID SECTION, ELSET=HAKEN, MATERIAL=ABS
**
*MATERIAL, NAME=ABS
**
*ELASTIC, TYPE=ISOTROPIC
```

```
**
*2.4E+03, 3.3E-01
**
*PLASTIC
28.7,0.
34.4,.0011667
39.0,.00235
42.4,.00403333
44.2,.00638333
44.9,.00919167
45.2,.01216667
45.43,.014
45.67,.016
45.91,.020
**
*BOUNDARY
1,1,1
1,3,6
SETVIER, ZSYMM
SETFUNF, XSYMM
SETSECHS, ENCASTRE
**
*STEP, NLGEOM, INC=19
**
*STATIC
0.1,1.,0.075,0.075
**
*BOUNDARY
1,2,2,1.275
**
*MONITOR, NODE=1, DOF=2
**
*END STEP
```

A.7. Geometriefaktoren und Widerstandsmomente

In den Tabellen (Tab.A-11 und Tab.A-12) werden verschiedene Berechnungsgleichungen gegenübergestellt, mit den Konstanten aus Abbildung (Abb. A-13 bis A-16).

Querschnittsverlauf				
$h = \text{konstant}$	$y = \frac{b}{l}x$	$b \rightarrow \frac{b}{4}$	$y = h\sqrt{\frac{x}{l}}$	$h \rightarrow \frac{h}{2}$
$C_1 = 1,0$	1,5	1,28	2,0	1,64

Tabelle A-11: Geometriefaktor C_1 für den Querschnittsverlauf [3]

Querschnittsform (Zugseite oben)				
Rechteck	Trapez	Kreisringsektor konvex	Kreisringsektor konkav	Beliebige Fläche
$C_2 = \frac{2}{3}$	$\frac{a+b}{a+2b}$	$C_3 \cdot \frac{h}{r_2}$	$C_4 \cdot \frac{h}{r_2}$	$\frac{1}{3} \cdot \frac{c}{h}$
$W = \frac{bh^2}{6}$	$\frac{h^2}{12} \frac{a^2 + 4ab + b^2}{a + 2b}$	W_1	W_2	W

Tabelle A-12: Geometriefaktor C_2 für die Querschnittsform [3]

C_3, C_4 : Faktoren zur Erfassung von φ und r_1/r_2 (siehe Abbildungen)

W_1, W_2 : Widerstandsmomente in Funktion von φ und r_1/r_2 (siehe Abbildungen)

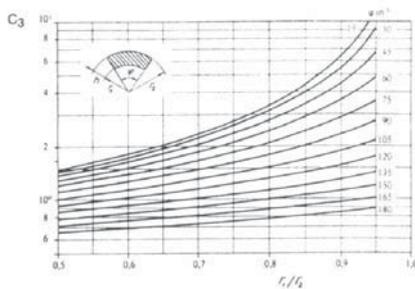


Abb. A-13: Konkaver Kreisringsektor [3]
Konstante C_3 (nach Bayer)

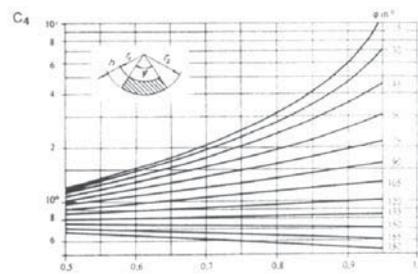
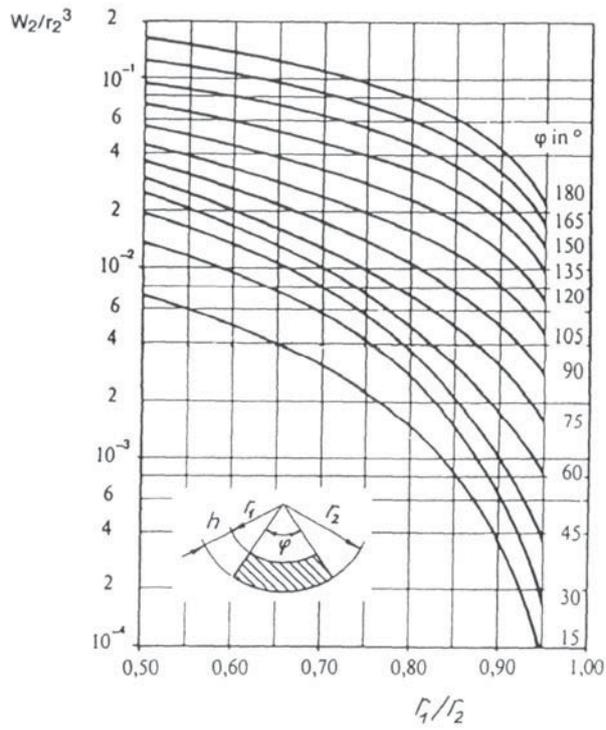
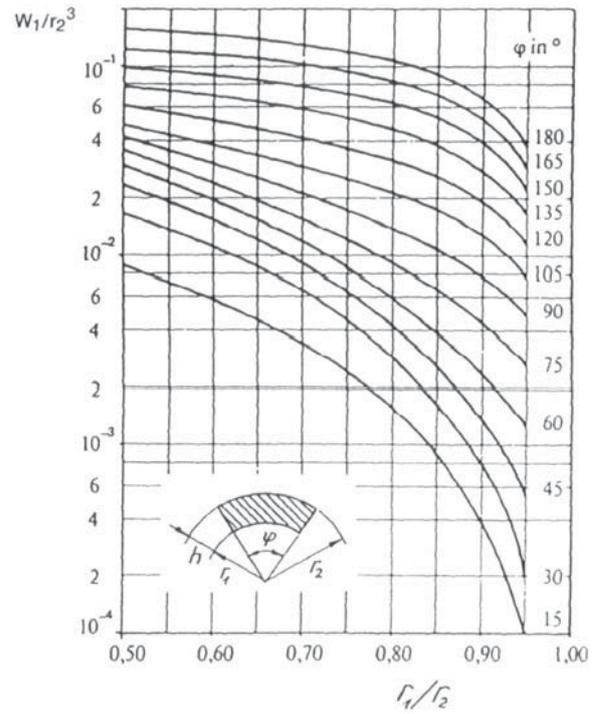


Abb.A-14: Konvexer Kreisringsektor [3]
Konstante C_4 (nach Bayer)

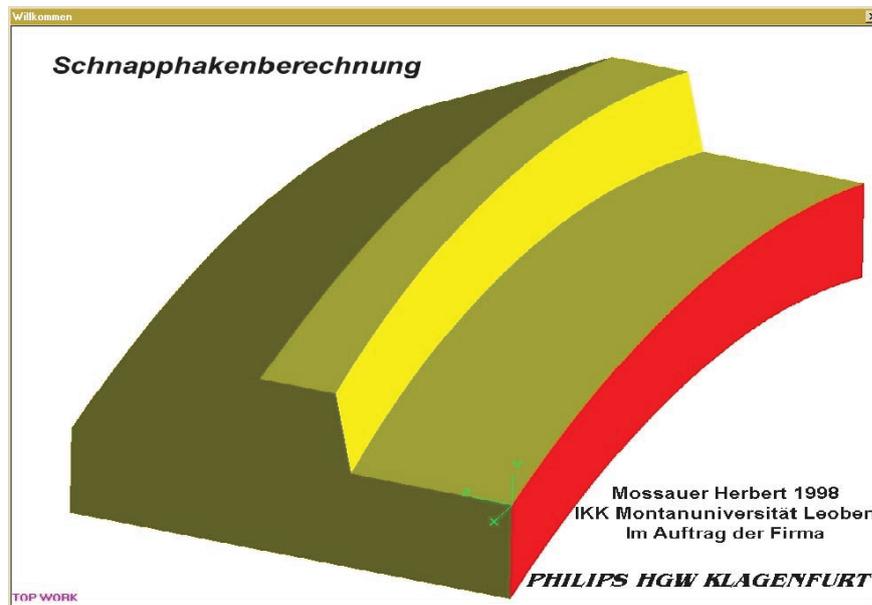


**Abb.A-15: Konkaver Kreisringsektor [3]
Widerstandsmoment W_2 (nach Bayer)**



**Abb.A-16: Konvexer Kreisringsektor [3]
Widerstandsmoment W_1 (nach Bayer)**

A.8. Berechnungsprogramm – SHB_Kurzzeit



A.8.1 Vorwort

Dieses Programm wurde im Auftrag der Firma PHILIPS HGW Klagenfurt im Rahmen der Diplomarbeit "Vergleichende Berechnung an Kunststoffschnappverbindungen" am Institut für Konstruieren in Kunst- und Verbundstoffen an der Montanuniversität Leoben entwickelt.

Programmentwicklung: MOSSAUER Herbert

Betreuer am Institut: Dipl.-Ing.Dr.mont MLEKUSCH Bernd

Ansprechperson bei Philips: Dipl.-Ing. PETZ Hubert

PHILIPS Klagenfurt setzt bei ihren Produkten oftmals Schnapphaken als Verbindungselemente ein. Das Haushaltsgerätewerk verwendet bestimmte Berechnungsprogramme und Berechnungsansätze für die Dimensionierung von kurzzeitbelasteten Schnappverbindungen, die jedoch nicht immer das erwartete Ergebnis in der Praxis ergeben.

Der Vergleich von verschiedenen Berechnungsansätzen und Berechnungsprogrammen mit parallel durchgeführten Zug-Druck Versuchen hat gezeigt, daß bei den untersuchten Schnapphaken die Berechnung nach Methoden die auf der klassischen Biegetheorie beruhen keine ausreichend genaue Auslegung dieser Schnapphaken möglich ist.

Aus dieser Erfahrung heraus, wird dieses Programm entwickelt, das folgende Verbesserung gegenüber den klassischen Berechnungsmethoden bietet:

- Berechnung komplizierter Geometrien.
- Einfache Änderung der Geometrie.
- Einbringen der Absenkung zufolge Fügekraft.
- Berücksichtigung des Schnapphakens (Biegelänge = Schnapparmlänge + Schnapphakenlänge bis zum Kraftangriffspunkt).
- Kräfteanpassung für ähnliche Typen.

Die Einbeziehung der Länge des Schnapphakens führt zu einer Verlängerung der effektiven Schnapparmlänge und einer damit verbundene Verminderung der Fügekraft gegenüber der einfachen Berechnungsmethode. Mit der Berücksichtigung der Schnapphakenlänge folgt eine erhebliche Erhöhung des Rechenaufwands. Der Träger kann nicht mehr als einheitlicher Balken betrachtet werden, sondern muß in mehrere Teilsegmente aufgeteilt werden und segmentweise berechnet werden. Im Programm wird der Träger in maximal vier Bereiche, die wiederum in je zehn Segmente aufgeteilt sind, unterteilt.

Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach der Biegetheorie, wobei die Auswertung der Differentialgleichungen der Absenkungen mit Hilfe von numerischer Integration durch den Trapezformel-Algorithmus bei Kenntnis der Funktionswerte an der Einspannung durchgeführt wird.

A.8.2 Allgemeines

Das Programm SchnapphakenVBA-Excel ist unter dem Tabellenkalkulationsprogramm MS-EXCEL 97 oder höher lauffähig und wird unter EXCEL durch Aufruf der Datei SHB_Kurzzeit gestartet.

Bei der Programmentwicklung wurde auf eine einfache Bedienbarkeit und gute graphische Darstellung der Ein- und Ausgaben geachtet. Die Programmoberfläche nach dem Prinzip „Windows look & feel“ bietet zusammen mit zahlreichen Hilfetexten eine schnelle Einarbeitung in einer vertrauten Umgebung.

Sämtliche Benutzereingaben werden in entsprechenden Dialogfenstern vorgenommen. Auch die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt ausschließlich in Dialogfenstern.

Darüber hinaus besteht die Möglichkeit alle Ein- und Ausgaben auf einen Drucker auszugeben.

Es wurde versucht benutzerdefinierte Eingabefehler zu erkennen, und diese anzuzeigen. Für dennoch auftretende Fehler möchte ich mich im Voraus entschuldigen.

Bei den Dialogen kann es speziell bei kleinen Monitoren und geringer Bildschirmauflösung zu Problemen bei deren graphischen Darstellung kommen (Diagramm größer als der Bildschirminhalt, Teile des Dialoges verschwindet). In diesem Fall sollte versucht werden die Bildschirmauflösung zu erhöhen. Die Standardauflösung beträgt 800*600 Pixel bei einer Monitorgröße von 15“.

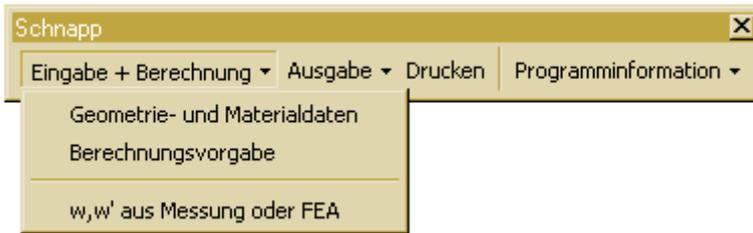
A.8.3 Programmaufruf

Durch Aufruf der Datei SHB_Kurzzeit unter Ms-Excel 97 wird das Programm gestartet. Bei einer etwaigen Excel Sicherheitsabfrage muß der Menüpunkt *Makros aktivieren* gewählt werden damit das Programm fehlerfrei gestartet wird.

Das darauf erscheinende Cover-Bild kann durch linken Mausklick geschlossen werden. Der Öffnungsbildschirm erscheint zusammen mit der Menüleiste „Schnapp“. Wenn die Menüleiste nicht aktiviert ist, so muß sie jetzt aktiviert werden.



A.8.4 Eingabe + Berechnung



A.8.4.1 Geometrie- und Materialdaten

Es stehen drei vordefinierte **Berechnungstypen** zur Auswahl. Die Graphik ändert sich mit dem eingestellten Berechnungstyp. Einzelne Eingabefelder können braun hinterlegt sein. Diese sind für den jeweiligen Berechnungstyp gesperrt und können nicht angewählt werden.

Geometriedaten für den gewählten Berechnungstyp können eingegeben werden. Falls nötig können auch einzelne Parameter null gesetzt werden. Braun hinterlegte Felder können nicht angewählt werden.

Berechnungstyp	
Berechnungstyp	Housing

Materialdaten	
Sekantenmodul	1740 [N/mm ²]
Schubmodul	900 [N/mm ²]
Reibungskoeffizient	0,5 []

Schubkorrekturfaktor	
Schubkorrekturfaktor	1,2 []

Geometriedaten	
Hinterschnitt	0,85 [mm]
Fügewinkel a1	30 [°]
Lösewinkel a2	65 [°]
Radius R	11,5 [mm]
Länge für den Bereich 1	0,445 [mm]
Länge für den Bereich 2	1,9 [mm]
Länge für den Bereich 3	1,39 [mm]
Länge für den Bereich 4	0,74 [mm]
Höhe h1	1,42 [mm]
Höhe h2	0,815 [mm]
Höhe h3	0,85 [mm]
Längsrippenhöhe h4	1,19 [mm]
Längsrippenhöhe h5	1,19 [mm]
Hakenbreite (Sehne)	5,5 [mm]
Längsrippenbreite	0,76 [mm]

Als **Materialdaten** können Sekantenmodul, Schubmodul und der Reibungskoeffizient für die Reibpartner eingegeben werden.

Informations – Button:

Es öffnet sich ein Textfeld mit nützlichen Informationen zu verschiedenen Themengebieten.

Berechnen:

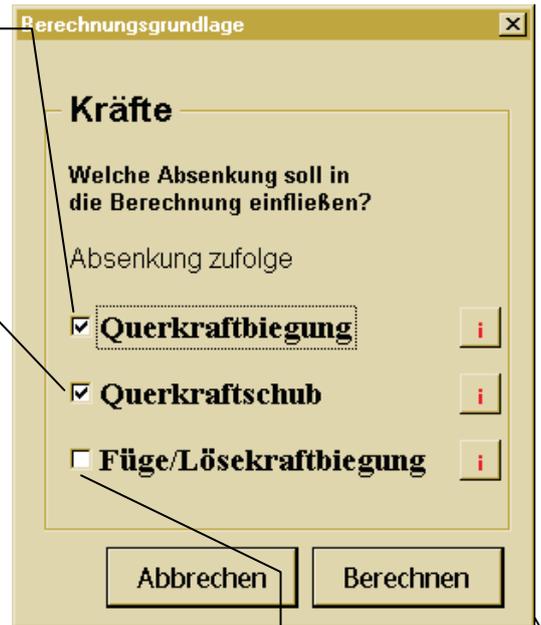
Beendet Dialog und startet die Berechnung

Grundsätzlich bietet das Programm die Möglichkeit zur Berechnung von Schnapphaken oder Kragträger mit rechteckigem und kressegmentförmigem Hakenquerschnitt mit oder ohne Längsrippe.

A.8.4.2 Berechnungsvorgabe

In der elementaren Biegetheorie wird die Absenkung $w(x)$ des elastischen Schwerpunktes des Balkenquerschnittes eines Trägers zufolge Querkraftwirkung betrachtet.
 Die **Querkraftbiegeabsenkung** tritt beim Fügen immer auf, beim Lösen nur wenn keine Selbsthemmung vorliegt. Liegt beim Lösen Selbsthemmung vor, so wird diese Absenkung gleich null gesetzt.
 Die Absenkung zu Folge Querkraftbiegung muß immer aktiviert sein.

Die Querkraft ruft neben der Biegeabsenkung auch eine **Schubabsenkung** hervor. Die Erfahrung zeigt, daß diese Absenkung nur bei sehr kurzen Stäben von Bedeutung sind. Die Absenkung zufolge Schub kann im Falle der Schnapphakenverbindungen aus Kunststoffen meist vernachlässigt werden, da erst ab einem Verhältnis $l/h = 1,75$ bis $2,25$ mit einem Anteil der Absenkung durch Schub von 5 Prozent an der Gesamtabenkung zu rechnen ist. Bei derartig kurzen Biegeträgern ist mit einer erheblichen Verformung der Einspannstelle zu rechnen. Diese Funktion kann, muß aber nicht aktiviert sein.

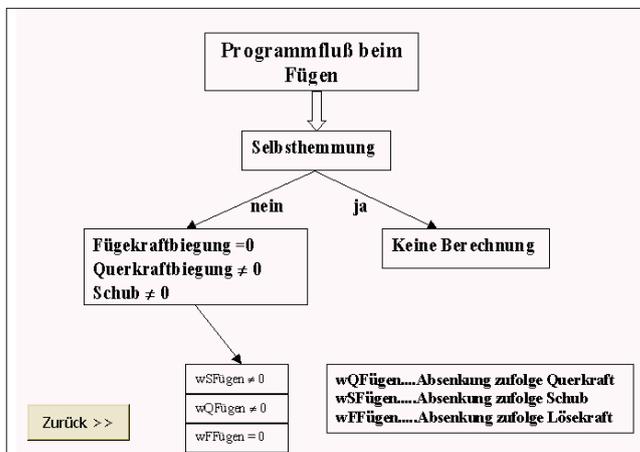


FÜGEN:
 Das beim Fügevorgang auftretende Moment ist gegenläufig dem Moment der Querkraft und ist konstant über die gesamte Biegelänge, sofern sich die z-Koordinate der neutralen Achse entlang der Hakenlänge nicht ändert. Wird die **Fügekraftbiegung** mitberücksichtigt, so muß mit einem erheblichen Ansteigen der Kräfte gerechnet werden. Bei ungünstigen Geometrien können diese Kräfte sogar negativ werden.
 Es wird empfohlen diesen Punkt Füge/Lösekraftbiegung für das Fügen zu deaktivieren.

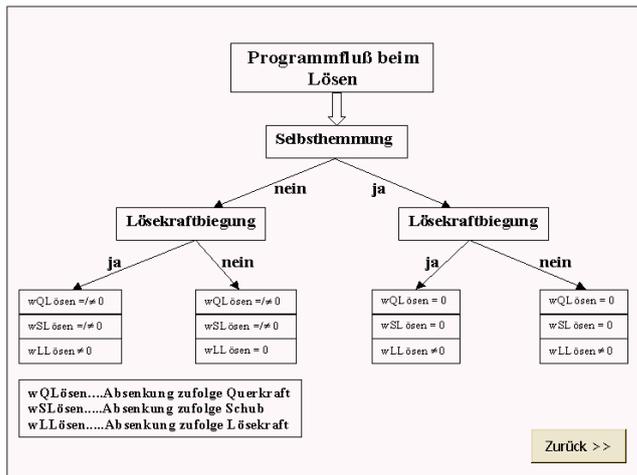
LÖSEN:
 Tritt Selbsthemmung auf, so wird die Absenkung zufolge **Lösekraftbiegung** berechnet.
 Tritt keine Selbsthemmung auf, so wirkt die Lösekraftbiegung in die gleiche Richtung wie die Querkraftbiegung (anders wie beim Fügen).
 In der Grundeinstellung ist der Punkt Füge/Lösekraftabsenkung deaktiviert.

Berechnen:
 Beendet Dialog und startet die Berechnung

Um die Auswirkungen dieser Einstellungen zu verdeutlichen wird der Programmflußplan für das Fügen und Lösen dargestellt.



Tritt beim Fügen Selbsthemmung auf, gibt das Programm eine Fehlermeldung aus, da Fügen unter Selbsthemmung nicht möglich ist.
 Tritt keine Selbsthemmung auf, so erfolgt die weitere Berechnung mit den Einstellungen im Dialog Berechnungsgrundlage. Die Querkraftbiegung muß aktiviert sein, die Absenkung zu Folge Schub und Fügekraftbiegung können aktiviert oder deaktiviert werden.



Tritt beim Lösen Selbsthemmung auf, so wird die Absenkung zufolge Schub und Querkraftbiegung automatisch gleich null gesetzt, auch wenn die Punkte im Dialog Berechnungsgrundlage aktiviert sind. Die Absenkung zu Folge Lösekraft wird bei Selbsthemmung immer berechnet, auch wenn der Punkt nicht aktiviert wurde.

Tritt keine Selbsthemmung auf, so verhält sich die Berechnung gleich wie beim Fügen. Der Punkt Querkraftbiegung im Dialog Berechnungsgrundlage muß aktiviert sein.

A.8.4.3 w , w' aus Messung und FEA

In diesem Menüpunkt wird dem Anwender die Möglichkeit gegeben Werte für die Steigung der Biegelinie und Absenkung des Hakens an der Einspannung einzugeben. Die Werte können z.B. aus einer zuvor durchgeführten FEA oder einer meßtechnischen Überprüfung stammen. Im Zuge der Berechnungen beim Modell Esprit C.P. wurde der Haken mit einer Querkraft belastet und die daraus resultierende Absenkung und Steigung an der Einspannung bestimmt.

Die Werte für die **Steigung** der Biegelinie und **Absenkung** des Hakens an der Einspannung können für das Fügen und Lösen eingegeben werden.

Der **Abstand des Kraftangriffspunktes** von der Einspannung kann eingegeben werden. Das Programm gibt bereits Werte vor, die aus der Dateneingabe stammen. Das Programm nimmt an, das beim Fügen die Querkraft an der oberen Kante der Fügenschräge angreift. Beim Lösen ohne Selbsthemmung gilt das gleich für die Löseschräge. Beim Lösen mit Selbsthemmung greift die Lösekraft an der Löseschrägenmitte an. Darum sollte bei der zuvor erfolgten FEA Berechnung die Lösekraft auch an der Löseschrägenmitte angreifen.

w, w' aus Messung oder FEA

	Fügen	Lösen	
Abstand des Kraftangriffspunktes von der Einspannung	4,475	3,735	[mm] ⓘ
Absenkung an der Einspannung	0	0	[mm] ⓘ
Anfangssteigung an der Einspannung	0	0	[mm]Höhe pro[mm] Länge ⓘ

Abbrechen Berechnen

A.8.5 Ausgabe



Es können Betätigungskräfte mit den Absenkungsanteilen, Spannungen, Dehnungen, Biegelinien, angepaßte Kräfte nach dem Ähnlichkeitsprinzip und berechnete Kräfte mit den Anfangsrandbedingungen für das Fügen und Lösen ausgegeben werden.

A.8.5.1 Betätigungskräfte

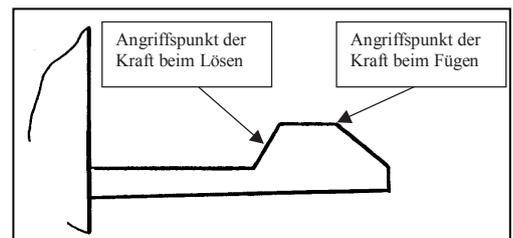
Anzeige des Wertes der **Füge/Lösekraft** und der **Querkraft**.

Anzeige der **Absenkungsanteile** beim Betätigen.

Öffnet die **Diagramme** zur Darstellung der Biegelinie für das Fügen und Lösen.

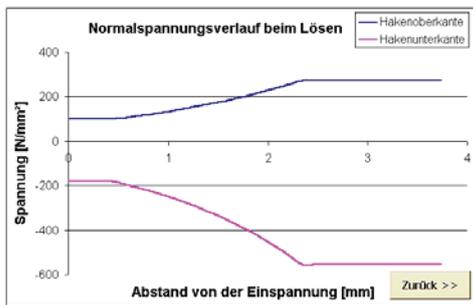
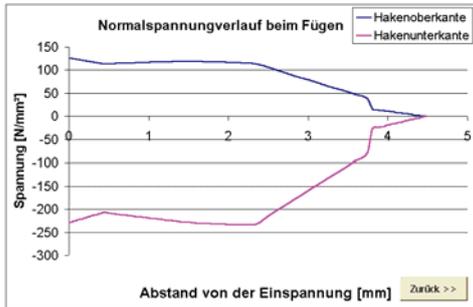
Zeigt an ob **Selbsthemmung** bei Lösen vorliegt.

Angriffspunkt der Kraft für das Fügen ist der oberste Punkt an der Schräge, beim Lösen greift die Kraft an der Schrägenmitte an.



A.8.5.2 Spannung

Darstellung der **Spannung** für das Fügen und Lösen an der Hakenober- und unterkante entlang der Biegelänge.



Fügen			Lösen		
Länge [mm]	Oberkante [N/mm²]	Unterkante [N/mm²]	Länge [mm]	Oberkante [N/mm²]	Unterkante [N/mm²]
0	126.1887	-229.4378	0	98.81085	-179.6591
0.1335	122.4242	-222.5931	0.089	98.81085	-179.6591
0.267	118.6597	-215.7484	0.178	98.81085	-179.6591
0.445	113.6403	-206.6222	0.267	98.81085	-179.6591
1.0149	116.9846	-219.4168	0.356	98.81085	-179.6591
1.5849	118.2428	-229.4691	0.445	98.81085	-179.6591
2.3449	113.8957	-231.9547	0.8249	121.3325	-225.1471
2.7619	91.59778	-186.5438	1.2049	148.6822	-281.9682
3.1789	69.2999	-141.133	1.7749	201.3083	-395.3516
3.7349	39.56939	-80.5852	2.3449	272.5471	-555.0571
3.9569	11.98107	-21.09759	2.7619	272.5471	-555.0571
4.1789	6.846326	-12.05576	3.1789	272.5471	-555.0571
4.4749	0	0	3.7349	272.5471	-555.0571

Öffnet die **Diagramme** zur Darstellung der Biegelinie für das Fügen und Lösen.

A.8.5.3 Dehnung

Der Aufbau des Dialogs ist identisch mit dem der Spannung.

A.8.5.4 Angepaßte Kräfte

Angepaßte Kräfte

Referenztyp
Referenztyp: **Housing Boots Battery**

Verdrehfederkonstante K für das Fügen Lösen
261 144,4 [Nmm]

Wegabhängigkeit der Federk. K
K=157,6*L-444,1 [Nmm]

Zu berechnender Typ
Biegesteifigkeit 3119,5 [Nmm²]
Angepaßte Fügekraft 14,92527 [N]
Angepaßte Lösekraft 30,41682 [N]

OK

Wahl des **Referenztyps**. Es stehen insgesamt drei Referenztypen zur Verfügung.

- Housing Boots Battery
- Esprit Coupling Piece**
- Housing Boots Battery
- Housing Boots Recharge

Verlauf der **Federkonstante** für den gewählten Referenztyp. Federkonstante für das Fügen und Lösen für den zu berechnenden Typ.

Angepaßte Füge- und Lösekraft für den zu berechnenden Typ.

Bei allen Schnappverbindungen ist neben der Verformung des Hakens auch eine Verformung der Einspannung gegeben. Diese kann im Programm nicht direkt mitberücksichtigt werden. Es besteht die Möglichkeit die Kräfte durch eine Anpassung der Wirklichkeit anzunähern.

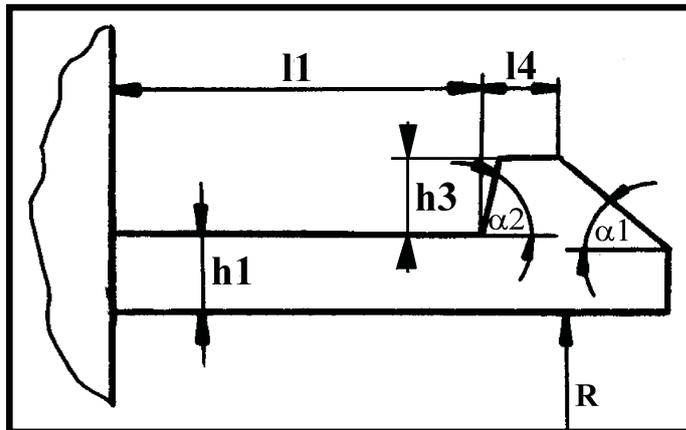
Da die Verformung der Einspannung mit einem nicht zu vernachlässigbaren Teil an der Gesamtabenkung beteiligt ist, wird versucht, diesen Einfluß mittels Substitution der starren Einspannung

durch ein Lager mit Verdrehfeder (Federkonstante K) in die Berechnung einzubringen. Die Verdrehfeder wird beim Betätigungsvorgang um den Winkel φ verdreht, somit ergibt sich für die Biegelinie eine von der Federkonstante abhängige Anfangssteigung. Die erforderlichen Betätigungskräfte werden dadurch im Vergleich zur starren Einspannung deutlich vermindert. Die Bestimmung der Federkonstante für die Referenztypen erfolgte im Rahmen der Studienarbeit „Beurteilung von Berechnungsregeln für die Auslegung von kurzzeitbelasteten Kunststoffschnappverbindungen“.

Die Verformung der Einspannung kann mit einem angenäherten linearen Verlauf der Federkonstante über die Schnapparmlänge berücksichtigt werden. Bei Kenntnis des Verlaufs der Federkonstante in Abhängigkeit von der Schnapparmlänge, kann für ähnliche Schnapphakengeometrien die Betätigungskraft bestimmt werden.

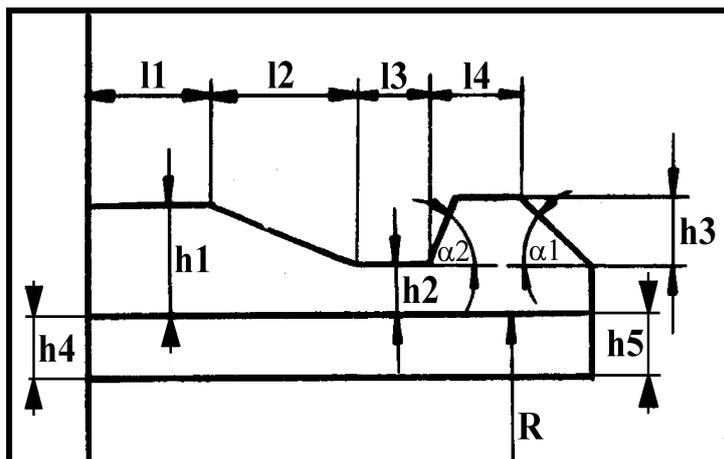
Referenztypen:

ESPRIT:



Geometriegröße	Einheit	Esprit Coupling Piece kurz	Esprit Coupling Piece lang
Schnapparmlänge l_1	[mm]	1,44	2,33
Schnapphakenlänge l_2	[mm]	0,68	0,775
Schnapphakenlänge l_3	[mm]	1,67	1,67
Fügewinkel α_1	[°]	30	30
Lösewinkel α_2	[°]	80	79,5
Schnapparmhöhe h_1	[mm]	1,05	1,055
Schnapphakenhöhe h_2	[mm]	1,9	1,9
Hakenbreite B	[mm]	6,96	6,96
Radius der Hakenunterkante	[mm]	20,78	20,78
Hinterschnitt f	[mm]	0,595	0,595

HOUSING:



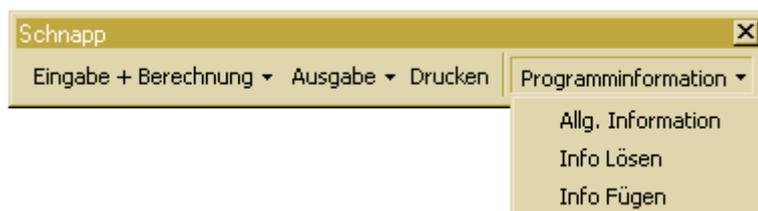
Geometriegröße	Einheit	Housing Boots Battery	Housing Boots Recharge
Schnapparmlänge l1	[mm]	0,445	0
Schnapparmlänge l2	[mm]	1,9	1,68
Schnapparmlänge l3	[mm]	1,39	1,01
Schnapphakenlänge l4	[mm]	0,74	0,744
Schnapphakenlänge l5	[mm]	1,47	1,49
Fügewinkel α_1	[°]	30	29,8
Lösewinkel α_2	[°]	65	75,3
Schnapparmhöhe h1	[mm]	1,42	1,319
Schnapparmhöhe h2	[mm]	0,815	0,875
Schnapphakenhöhe h3	[mm]	0,85	0,85
Längsrippenhöhe h4	[mm]	1,19	1,15
Hakenbreite B	[mm]	5,5	5,5
Längsrippenbreite b	[mm]	0,76	0,72
Radius der Hakenunterkante R	[mm]	11,5	11,5
Hinterschnitt f	[mm]	0,85	0,85

A.8.5.5 Kräfte mit Anfangsbedingungen



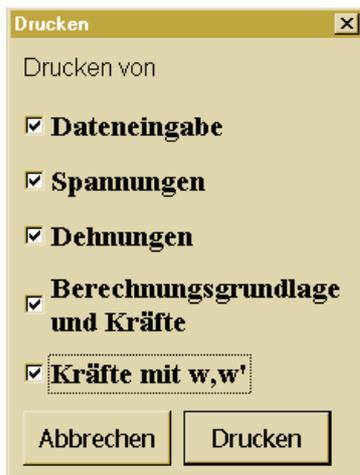
Die angepasste Füge- und Lösekraft nach den gewählten Anfangsbedingungen werden ausgegeben.

A.8.6 Programminformation



Der Menüpunkt Programminformationen bietet Informationen für den schnellen Einstieg. Der Punkt Info Lösen/Fügen aktiviert den Programmflußplan für das Fügen und Lösen, wie im Kapitel A.8.4.2 dargestellt.

A.8.7 Drucken



Im Dialogfenster Drucken erfolgt die Festlegung, welche Daten gedruckt werden sollen. Es besteht die Möglichkeit alle Eingabedaten und die berechneten Werte, sowie die Diagramme auf einen Drucker auszugeben.

A.8.8 Grenzen des Programmes

Mit diesem Programm wird dem Konstrukteur ein Werkzeug geboten, eine erste Abschätzung für die Dimensionierung kurzzeitbelasteter Schnappverbindungen zu machen. Die einfache Berechnung wird normalerweise nicht ausreichen, erst eine Anpassung führt zu einem Ergebnis mit dem der Konstrukteur eine Dimensionierung vornehmen kann.

Das Problem dabei ist nur, nach welchen Kriterien die Ähnlichkeit zwischen Referenztyp und den zu berechnenden Typ bemessen wird.

Quellennachweis

- [1] *Mitarbeiter des IKK.*: Konstruieren mit Kunststoffen, unveröffentlichtes Skriptum am Institut für Konstruieren in Kunst- und Verbundstoffen, Montanuniversität Leoben, 1998
- [2] *Dieter Wimmer.*: Kunststoffgerecht konstruieren, Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag, 1991
- [3] *Kunz, Land, Wierer.*: Neue Konstruktionsmöglichkeiten mit Kunststoffen, WEKA Fachverlag für technische Führungskräfte, 1987
- [4] *Michaeli, Brinkmann.*: *Lessenich-Henkys.*: Kunststoffbauteile-Werkstoffgerecht Konstruieren, Carl Hanser Verlag, 1990
- [5] *Michaeli/Brinkmann/Lessenich-Henkys.*: Kunststoff-Bauteile werkstoffgerecht konstruieren, Hanser Verlag, 1995
- [6] *Gottfried W.Ehrenstein.*: Mit Kunststoffen konstruieren, Hanser Verlag, 1995
- [7] *Mossauer Herbert.*: Beurteilung von Berechnungsregeln für die Auslegung von kurzzeitbelasteten Kunststoffschnappverbindungen, Institut für Konstruieren in Kunst- und Verbundstoffen, Montanuniversität Leoben, 1998