

WIAP AG
Industriestrasse 48L
CH-4657 Dullikon

Kurzbericht Nr. 5211.01839-2 (Teil 2, FEM)

Prüfauftrag: Machbarkeitsstudie über den Einsatz der FEM beim MEMV (VSR) zum Abbau von Eigenspannungen durch Schwingungen und Wellen

Untersuchungsobjekt: Geschweisster Maschinenrahmen

Kundenreferenz: Innosuisse 43742.1 INNO-ENG

Ihr Auftrag vom: 13.4.2020

Ausführung der Prüfung: Juni 2020 – Mai 2021

Anzahl Seiten: 15

Beilagen: Keine

Versand: 3 Exemplare an Auftraggeber

Zusammenfassung

Am Beispiel eines geschweissten Maschinenrahmens (CAD-Daten von WIAP zur Verfügung gestellt) wurden verschiedene Analyseverfahren mittels Finite-Elemente-Methode (FEM; Programm Abaqus/Standard) ausprobiert, um die Möglichkeiten und Grenzen des Verfahrens aufzuzeigen, und die Anwendbarkeit für weitere F&E-Anstrengungen und für den täglichen Einsatz des MEMV aufzuzeigen.

Insbesondere zeigten sich gewisse Unterschiede in der Anwendung des MEMV, wenn man sich an reale grosse Bauteile heranwagt, im Vergleich zu einer Vielzahl in der Vergangenheit publizierter Studien an kleinen Muster-Teilen im "Labor-Massstab" (z.B. stumpf geschweisst Bleche als Kragarm-Biegeträger). Der Effekt der Resonanz kann dann nicht mehr im gleichen Rahmen ausgenützt werden.

Die FEM wird bei der weiteren Entwicklung des MEMV auch theoretische Überlegungen unterstützen, wenn es darum geht, die Art der Anregung und die erzeugten Schwingungen und Wellen hinsichtlich der realisierbaren lokalen Materialbeanspruchung zu optimieren.

Das angewendete Prüfverfahren ist nicht Bestandteil des Geltungsbereiches der Akkreditierung. Alle Prüftätigkeiten unterliegen jedoch unabhängig davon dem Empa-Qualitätsmanagementsystem.

Dübendorf, 10. Mai 2021

Empa, Eidg. Materialprüfungs- und Forschungsanstalt
Abt. Mechanical Systems Engineering (304)

Mitarbeiter/Scientists:

Projektleiter:

Abteilungsleiter:

Dipl. Ing. S. Michel



Dipl. Ing. Ch. Affolter



Prof. Dr. G. Terrasi



STS 0053

Inhalt

1	Einleitung; Ziel der FEM	3
2	Modellerstellung.....	4
3	Eingesetzte Verfahren und 'Analysis Procedures'	5
4	Simulation	6
4.1	Freie Eigenschwingungen	6
4.2	Eigenschwingungen mit Gravitation und Lagerung.....	7
4.3	Steady State Perturbation Analysis	9
5	Diskussion: Simulation des <i>MEMV</i> / <i>VSR</i>	11
6	Referenzen, Literaturverzeichnis	14

ABKÜRZUNGEN

VSR	: Vibratory Stress Relief, siehe https://en.wikipedia.org/wiki/Vibratory_stress_relief
WIAP®	: Firmenbezeichnung für WIAP AG Ltd SA (angemeldete Marke), vgl. https://www.wiap.ch/Diverse%20Sprachen/Deutsch/1.%20Ingalt%2000/Inhalt%2000.htm
MEMV®	: Metall entspannen mit Vibration; ab 2021 Metall entspannen mit Vielrichtungen (angemeldete Marke), siehe https://www.wiap.ch/Diverse%20Sprachen/Deutsch/1.%20Ingalt%2000/Inhalt%2000.htm
FEM	: Finite-Elemente-Modellierung

1 EINLEITUNG; ZIEL DER FEM

(Gnirss, 1986) und (Gnirss, 1988) gab Mitte der 80er-Jahre eine gute Übersicht über den Stand der Technik des MEV / VSR, und es ist ersichtlich, dass bereits in früheren Untersuchungen die numerische Simulation mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Erklärung der Phänomene sowie zur Validierung von Eigenspannungsmessungen und des Eigenspannungs-Abbaus selber herangezogen wurde.

Aus heutiger Sicht kann die Modellierung für unterschiedliche Fragestellungen und zu unterschiedlichen Zwecken herangezogen werden:

- Prozesssimulation zur Vorhersage der resultierenden Eigenspannungen aus unterschiedlichen Fertigungsprozessen, z.B. beim Schweißen oder beim Umformen (Walzen; Tiefziehen; Schmieden; ...), vgl. die Studien von (Tchoumi, Peyraut, & Bolot, 2016; Yang, David, & DebRoy, 2005; Zhao, Zhang, Zhang, & Wu, 2008)
- Ermittlung des Eigenschwingungsverhaltens grosser, komplexer Strukturen: Modalanalyse z.B. zur Planung von MEMV-Behandlungen (Li et al., 2016) und zur Prozessoptimierung.
- Vorhersage und Validierung des Abbaus von Eigenspannungen durch lokale elastisch-plastische Beanspruchung (Fließen in Kerben und an Oberflächen)
- Vorhersage der Beanspruchung einer Struktur durch erzwungene Eigenschwingungen, ausserhalb der Resonanz (quantitative Vorhersage von Spannungen und Dehnungen).
- Mikromechanische / atomistische Modellierung zur Vorhersage, was bei einer VSR-Behandlung auf Gitterebene passiert (d.h. Beantworten der Fragen, *wie* die Eigenspannungen 1. bis 3. Ordnung durch VSR abgebaut werden: Was passiert mit Versetzungen? was passiert mit dem Gefüge und Korngrenzen?)¹

In der aktuellen Voruntersuchung sollte an einem Modell-Fall analysiert werden, wie das Eigenschwingungsverhalten eines realen, grossmassstäblichen geschweissten Bauteils ist, und wie es sich bei erzwungener Anregung verhalten würde. Zu diesem Zweck wurde von der Firma WIAP ein 3D-CAD-File eines geschweissten Maschinenrahmens, welchen sie in der Vergangenheit bereits mit MEMV behandelt hatten, zur Verfügung gestellt. Bild 1 zeigt die isometrische Ansicht des Rahmens (*Step-File*). Das gesamte Modell ist ein einziges 3D-Solid-Part, d.h. alle Komponenten sind "verschmolzen":

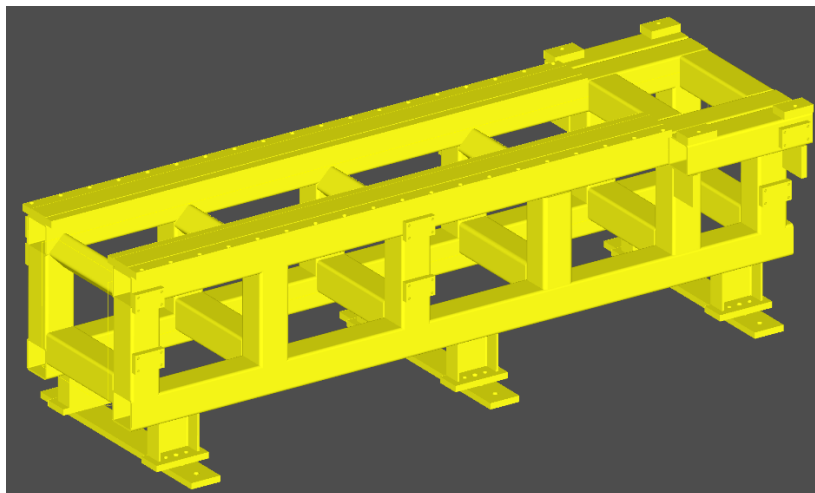


Bild 1: 3D-CAD-Modell (Step-File) eines geschweissten Maschinenrahmens

Schweiss- oder Prozesssimulationen zur Abbildung der Fertigungsprozesse von Halbzeugen und Rohlingen sollten hier nicht im Detail angeschaut werden. Diese Simulation werden bereits auf breiter Front eingesetzt

¹ Zu diesen Fragestellungen wurde in Teil 1 der vorliegenden Studie leider praktisch keine Literatur gefunden. Dies offenbart zumindest ein grosses Potenzial, um diese Art von Simulationen auf die vorliegenden (wissenschaftlichen) Fragestellungen anzuwenden.

und sind etabliert. In vielen Studien zum MEMV / VSR wurden FE-Simulationen hingegen nur an kleinen Mustern im Labor-Massstab eingesetzt, um die experimentellen Ergebnisse zu quantifizieren und validieren. Hier sollte explizit auf industrielle Anwendung und reale Bauteile fokussiert werden.

2 MODELLERSTELLUNG

Das CAD-Modell des Maschinenrahmens wurde im FE-Preprozessor Abaqus/CAE importiert, wo die Geometrie weiter bearbeitet oder vereinfacht werden kann, und wo das Modell dann vernetzt wird. Bild 2 zeigt das partitionierte Geometriemodell, welches eine teilweise Vernetzung mit Hexaeder-Elementen erlaubt (komplexe 3D-Geometrien können nur mit den "schlechteren" Tetraeder-Elementen vernetzt werden).

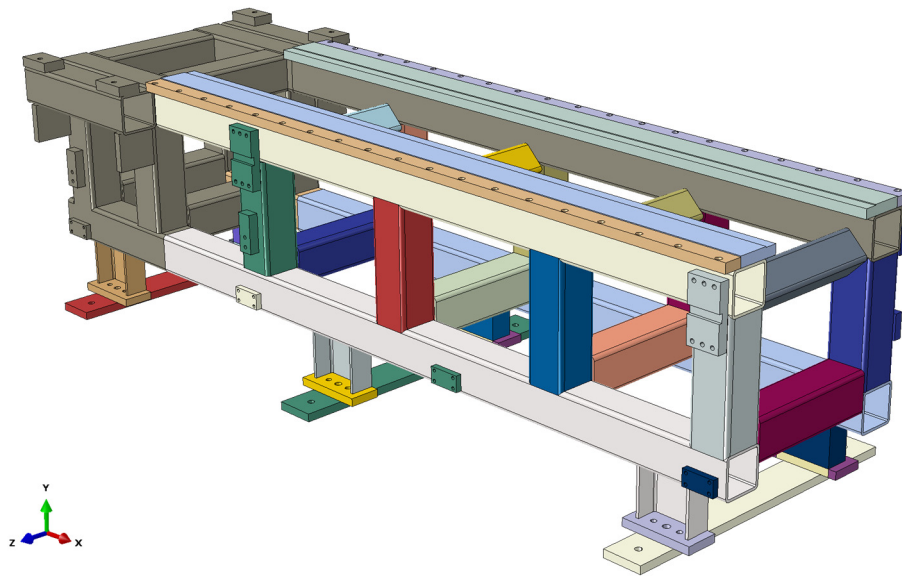


Bild 2: Geometriemodell mit Partitionierung

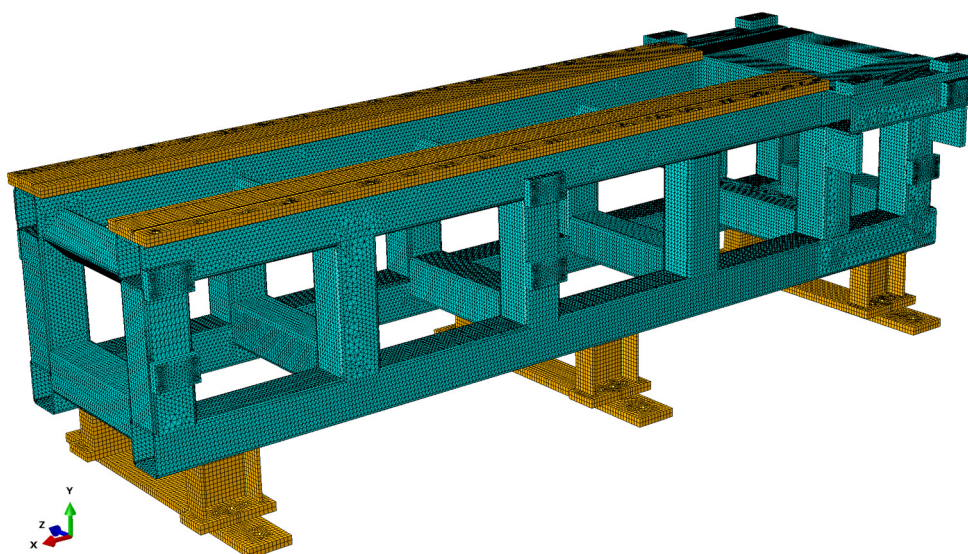


Bild 3: Vernetztes Gesamtmodell

In Bild 3 und Bild 4 ist zu erkennen, dass das Modell teilweise mit HEX-Elementen vernetzt wurde (hellbraun), und grösstenteiles mit TET-Elementen /hellgrün).

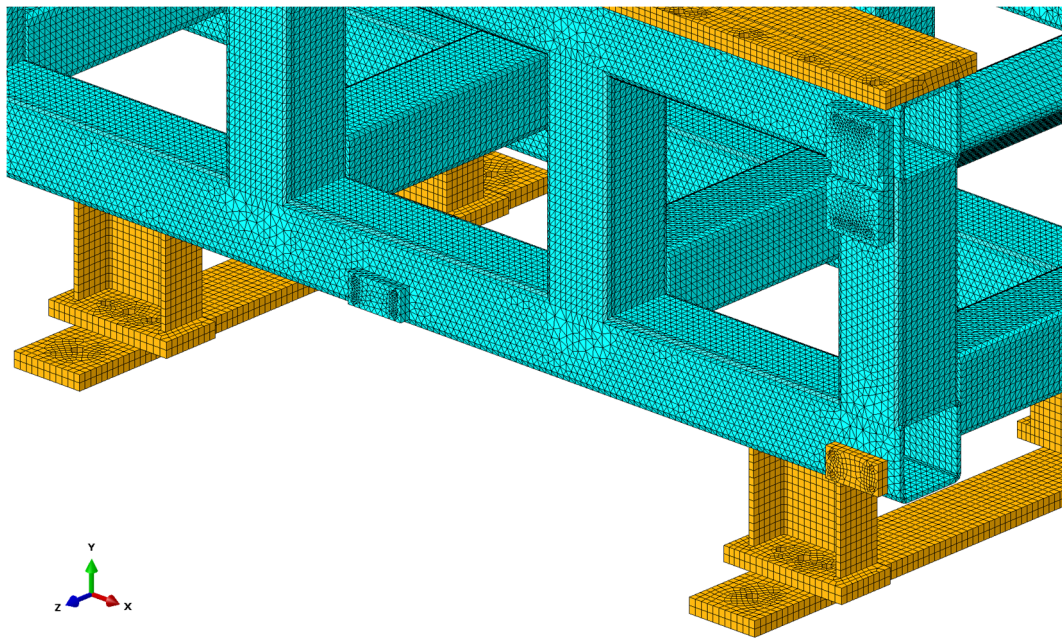


Bild 4: Ausschnitt des vernetzten Modells mit HEX-Elementen im Fussbereich

3 EINGESETZTE VERFAHREN UND 'ANALYSIS PROCEDURES'

Modalanalyse (Berechnung der Eigenfrequenzen)

Bei der Modalanalyse wird vereinfacht gesagt nur ein Eigenwertproblem gelöst. Zu jedem Eigenwert des Systems gehört dann ein "Eigenmode" (Schwingungsform) mit seiner Eigenfrequenz. Hier gibt es zwei Unteroptionen:

- (A) "Freie Eigenschwingungen": Das Modell wird nirgends gelagert, und es wirken keine äusseren Zwängungen. Auch die Gravitation wird vernachlässigt. Somit verhält sich das Modell, wie wenn es im schwerelosen Raum breitbandig angeregt worden wäre (z.B. durch einen Schlag), und es lassen sich die Eigenschwingungsformen ableiten (wie bei einer Glocke oder Stimmgabel).
- (B) Eigenschwingungen unter Gravitation und Vorlasten: Hier können das Eigengewicht und äussere Zwängungen (Lagerung oder Montagespannungen; z.B. bei einer gespannten Saite) die Eigenfrequenzen beeinflussen.

Im vorliegenden Fall sollen beide Varianten am Maschinenrahmen verglichen werden.

Steady State Perturbation Analysis

In diesem Step kann eine harmonische Anregung simuliert werden, wobei die Anregung typischerweise ein vordefiniertes Frequenzband durchfährt. In der Simulation wird die "stationäre" Systemantwort berechnet, also der 'Steady State'-Zustand ohne Berücksichtigung irgendwelcher Einschwing-Vorgänge. Durch die Annahme von Dämpfungseigenschaften ("modale Dämpfung") kann im Gegensatz zur Modalanalyse auch eine quantitative Aussage zu Auslenkungen und lokalen Beanspruchungen in der Struktur gemacht werden.

Step-Definition in Abaqus:

```
*Step, name=Step-1, nlgeom=NO, perturbation
```

```
Shaker-Excitation
```

```
*Steady State Dynamics, direct, real only, frequency scale=LINEAR, friction damping=NO  
60., 80., 20, 1.
```

4 SIMULATION

4.1 Freie Eigenschwingungen

Die Ergebnisse der ersten (tiefsten) Eigenmodes entsprechen i.A. Starrkörperbewegungen, d.h. sind noch nicht relevant. Man muss je nach Modell die ersten 5 bis 10 Eigenmodes berechnen und sie qualitativ beurteilen, um zu erkennen, welche etwas über das Eigenschwingverhalten aussagen. In Bild 5 sind die 3 tiefsten Eigenschwingungen des frei schwingenden Maschinenrahmens dargestellt:

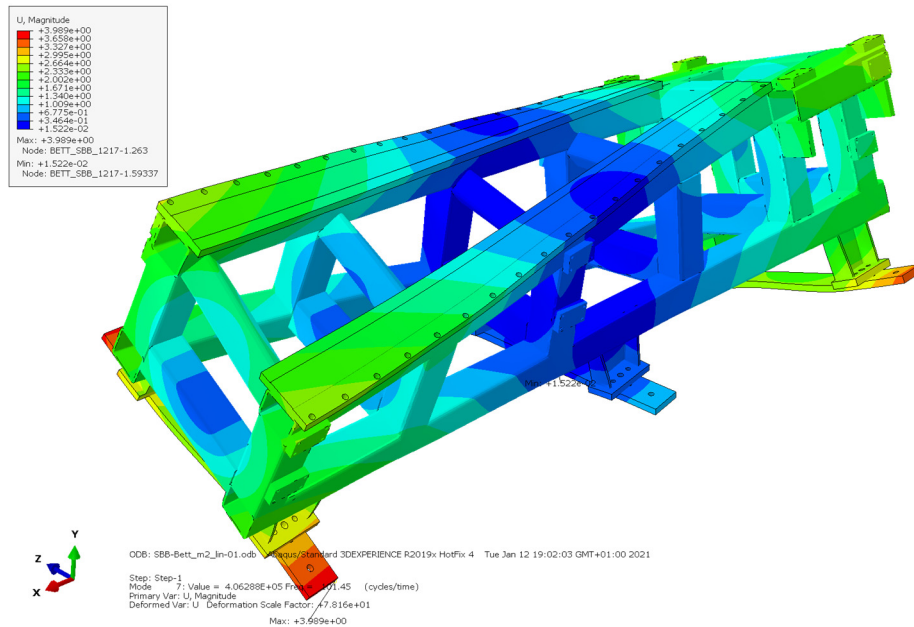


Bild 5: Tiefster Eigenmode: *TORSION*; $f = 101.5$ Hz

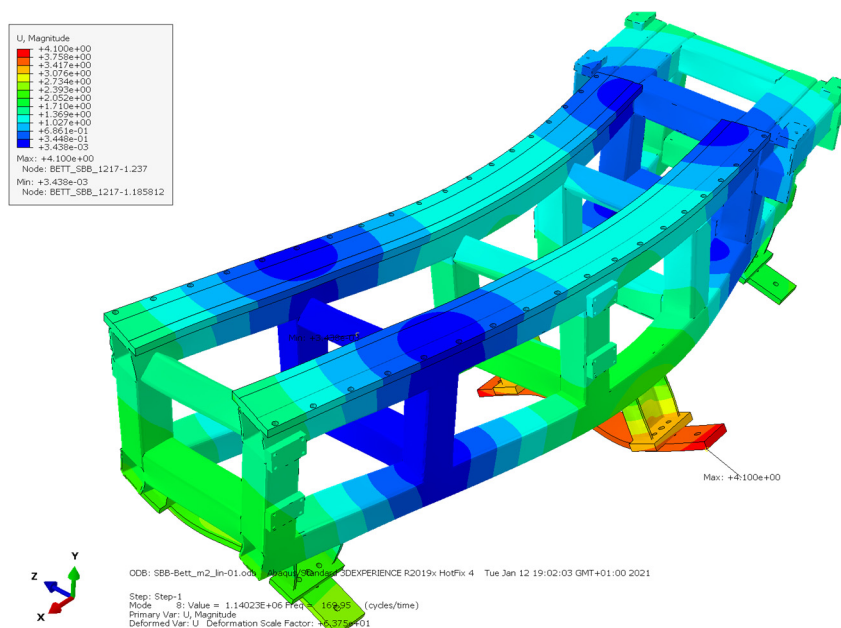


Bild 6: 2. Eigenmode: *BIEGUNG um vertikale Achse*; $f = 170.0$ Hz

Man kann erahnen, dass das Eigengewicht der Maschine und eine Lagerung auf ihren Füßen (3 quer verlaufende Bleche) die Eigenfrequenzen der verschiedenen Eigenmodes unterschiedliche beeinflussen wird.

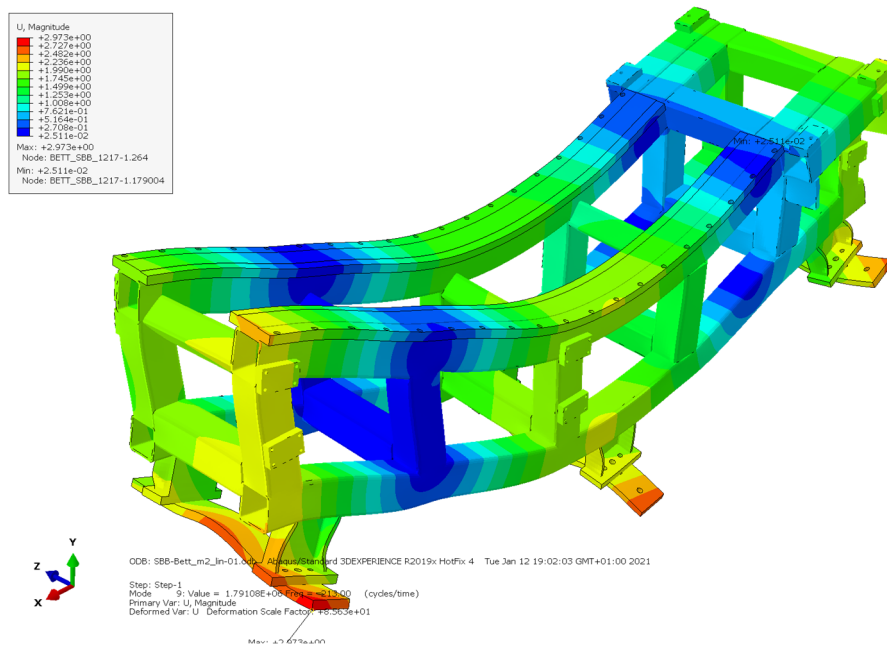


Bild 7: 3. Eigenmode: *BIEGUNG um horizontale Achse*; $f = 213$ Hz

4.2 Eigenschwingungen mit Gravitation und Lagerung

Das gleiche Modell wird nun auf seine angeschweissten Beine gestellt, wobei noch vereinfacht modellierte Gummiklötze unterlegt werden, vgl. Bild 8:

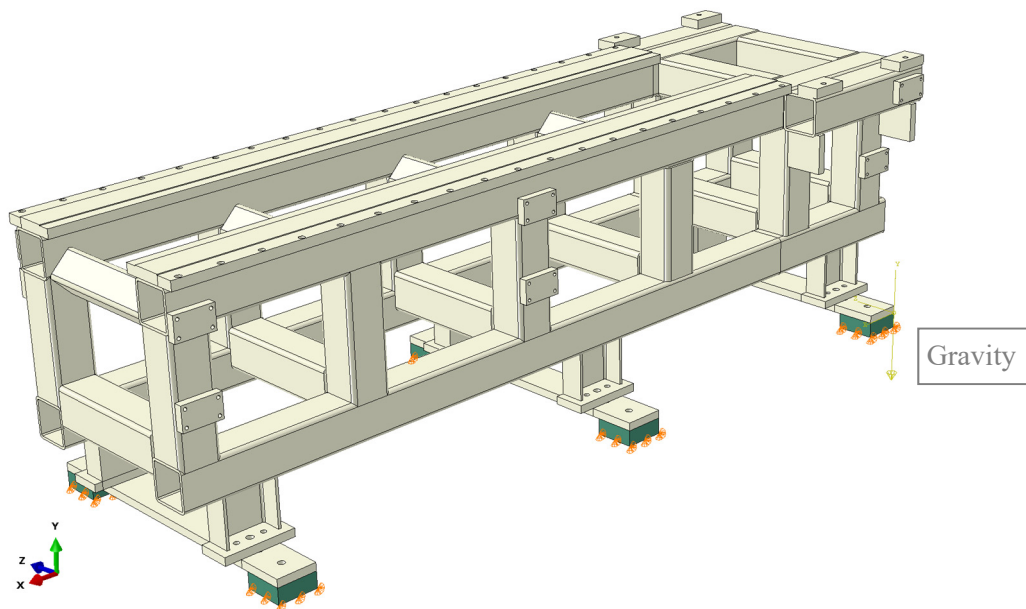


Bild 8: Modell mit unterlegten Gummiklötzen: Lasten & Randbedingungen (RB)

Die tiefsten Eigenmodes (EM) sind zwar plausibel und relevant, aber es sind alles Schwingungsformen, wo sich der Maschinenrahmen quasi als starrer Körper translatorisch auf den Gummiklötzen bewegt. D.h. die lokale Beanspruchung im Innern des Rahmens, und v.a. an den Verbindungsstellen der Profile bzw. an den Schweißnähten, wäre sehr tief. Somit sind diese Eigenmodi nicht wünschenswert. Als Beispiel sei in Bild 9 der EM-2 mit $f = 98.8$ Hz gezeigt, wo sich der Rahmen in Längsrichtung translatorisch bewegt:

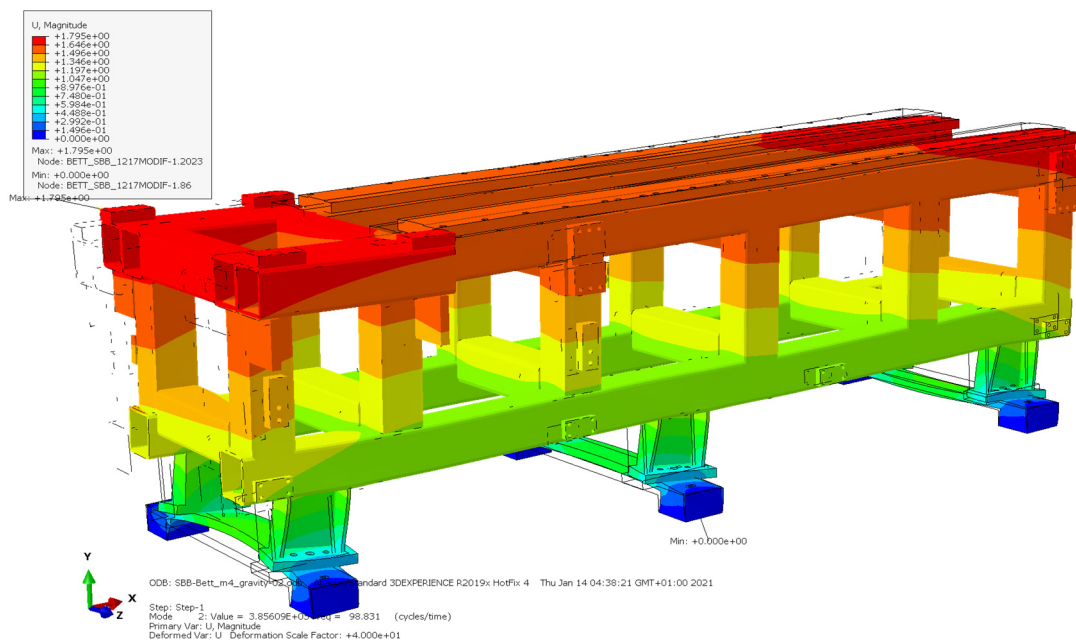


Bild 9: Eigenmode EM-2: Translatorische Längsbewegung; $f = 98.8$ Hz

Die ersten wichtigen Eigenschwingungsformen mit bedeutender Beanspruchung im Rahmen selbst sind in Bild 10 und Bild 11 dargestellt. Beide weisen Eigenfrequenzen > 200 Hz auf.

Bei diesen Simulationen lässt sich jedoch – wie eingangs erwähnt – noch keine *quantitative* Aussage zu den realen Verformungen oder zur effektiven Beanspruchung z.B. in den Schweißnähten machen (Spannungen oder Dehnungen). Dazu sind die Simulationen gemäss folgendem Kap. 4.3 notwendig.

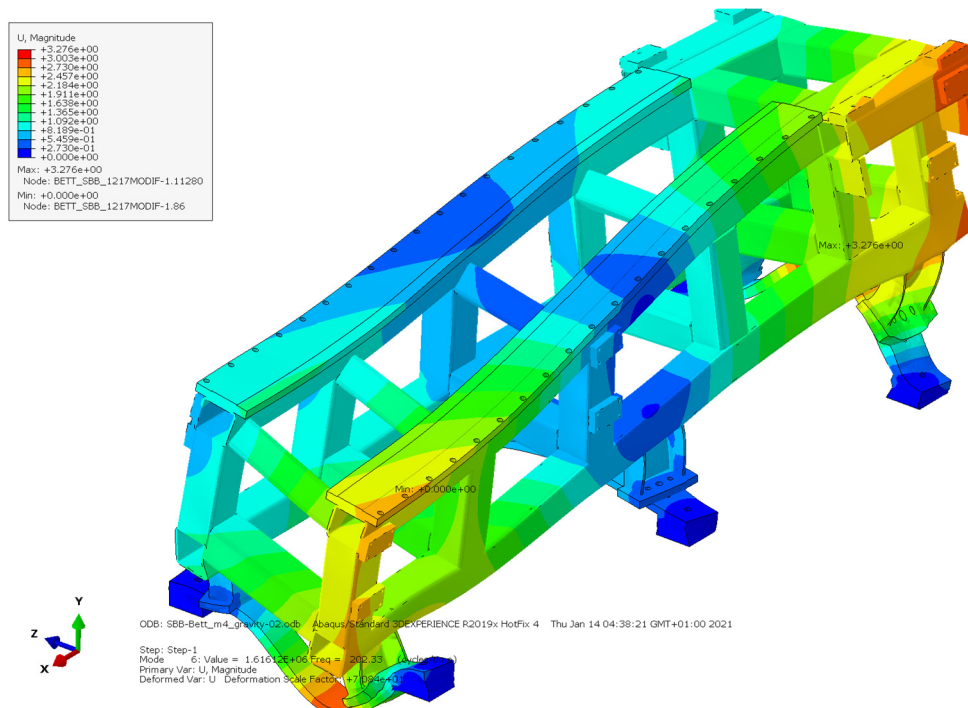


Bild 10: Eigenmode EM-6: Torsion um Längsachse; $f = 202$ Hz

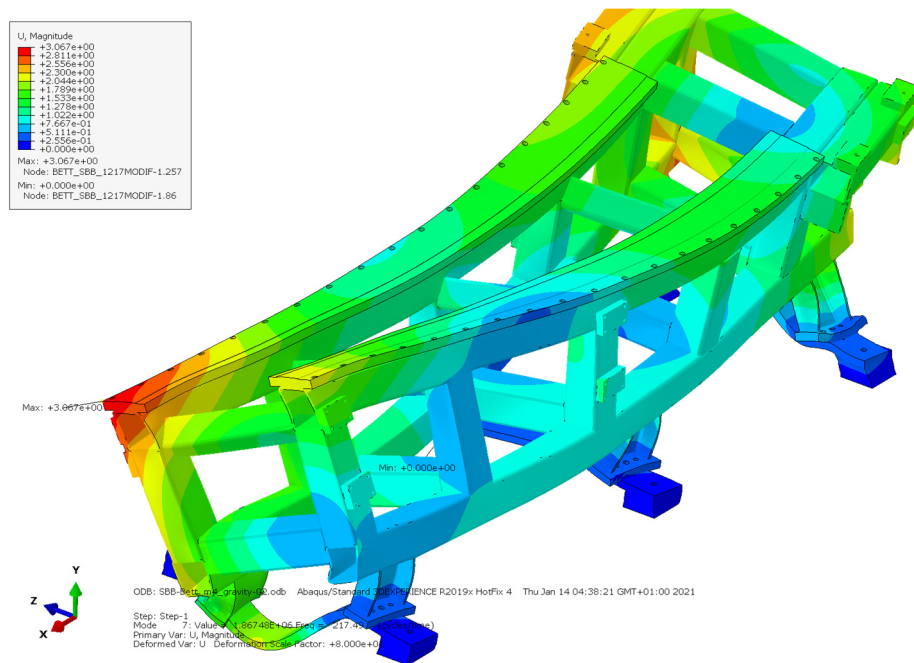


Bild 11: Eigenmode EM-7: *Biege-Torsion*; $f = 217$ Hz

4.3 Steady State Perturbation Analysis

In dieser Berechnungsmethode, definiert gemäss Kap. 3, wird nach Berechnung in einem *Step 1* des Gleichgewichts durch Gravitation, in einem *2. Step* eine externe Anregung z.B. durch einen "Shaker" angenommen. Im vorliegenden Beispiel wurde angenommen, der Shaker sei auf einer in der Mitte des Rahmens angeschweissten Platte platziert. Hier wurde zudem mit einer Einheitslast gerechnet², welche in eine beliebige Richtung im Raum wirken kann. Die Kraft oszilliert nun harmonisch mit $\pm 100\%$ ihres Betrages, und die Frequenz dieser erzwungenen Schwingung kann ein vordefiniertes Frequenzband durchlaufen (dieses wurde im aktuellen Bsp. von 60 bis 80 Hz bestimmt).

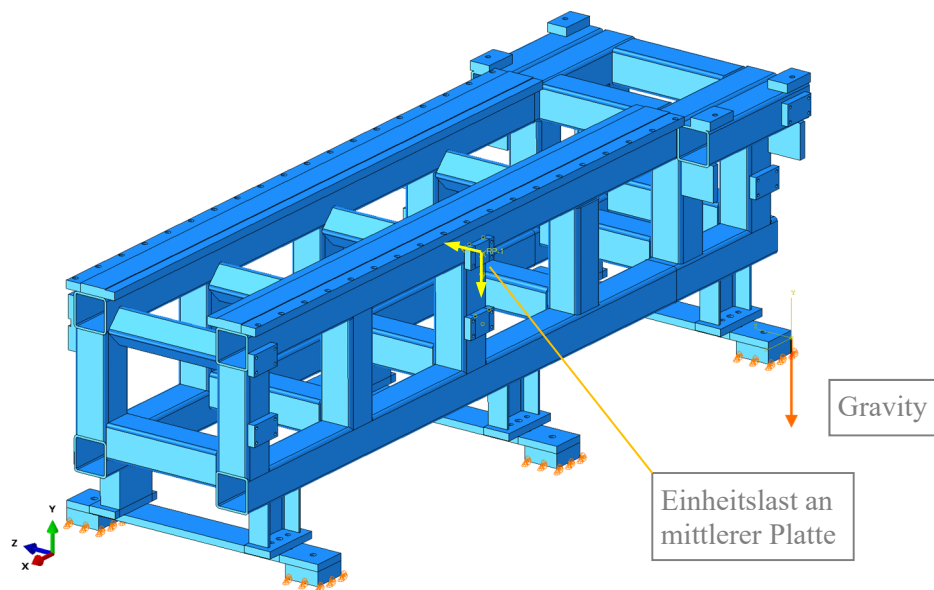


Bild 12: Lastfall für die 'Linear Perturbation Analysis' mit Gravitation und Einheitslast

² Sobald die realen Massenkräfte des Anregers oder Shakers abgeschätzt oder bekannt sind, kann mit den effektiven Kräften gerechnet werden (vgl. auch Anhang A).

Die Ergebnisse werden hier für eine Frequenz von 70.5 Hz dargestellt. Die Verformung zeigt, dass der Rahmen durch die Anregung in der Mitte zwar auch eine Biegebeanspruchung erfährt. Die dominante Bewegung ist jedoch eine translatorische Bewegung quer zum Rahmen (dies u.a. auch deswegen, weil der Rahmen unterhalb seiner Resonanzfrequenz angeregt wird), vgl. Bild 13.

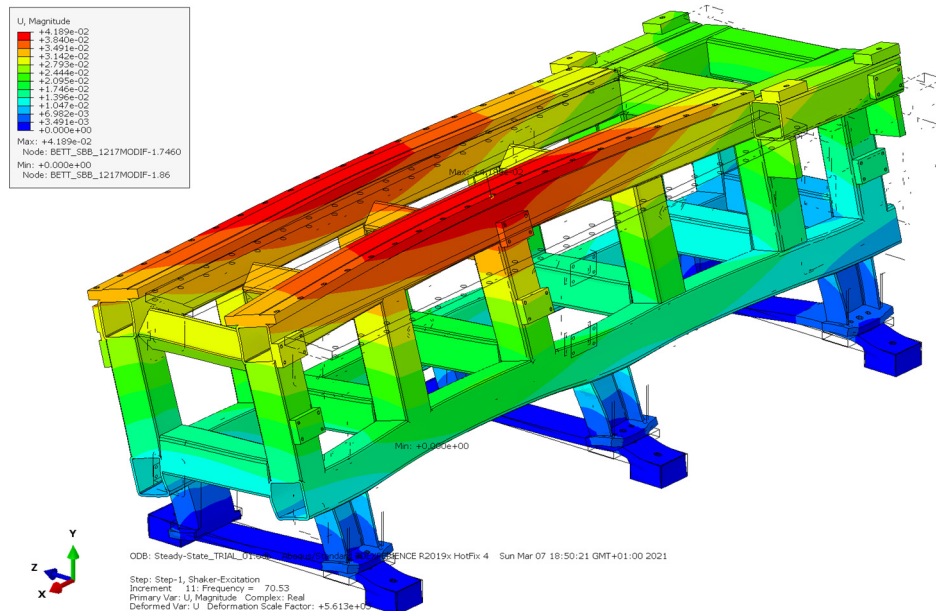


Bild 13: Verformung des Rahmens unter erzwungener harmonischer Anregung ($u_{\text{Magnitude}}$ in [mm])

Es lässt sich erahnen, dass dadurch die grösste lokale Beanspruchung ebenfalls in den angeschweissten Füßen auftritt (Bild 14 und Bild 15). Auch im Bereich der oberen Reihe von eingeschweissten Querbalken lässt sich eine gewisse lokale Beanspruchung erkennen, diese ist aber im Bereich von nur ca. 2 MPa in den schärfsten Kerben (nicht über die gesamte Schweissnaht-Länge).

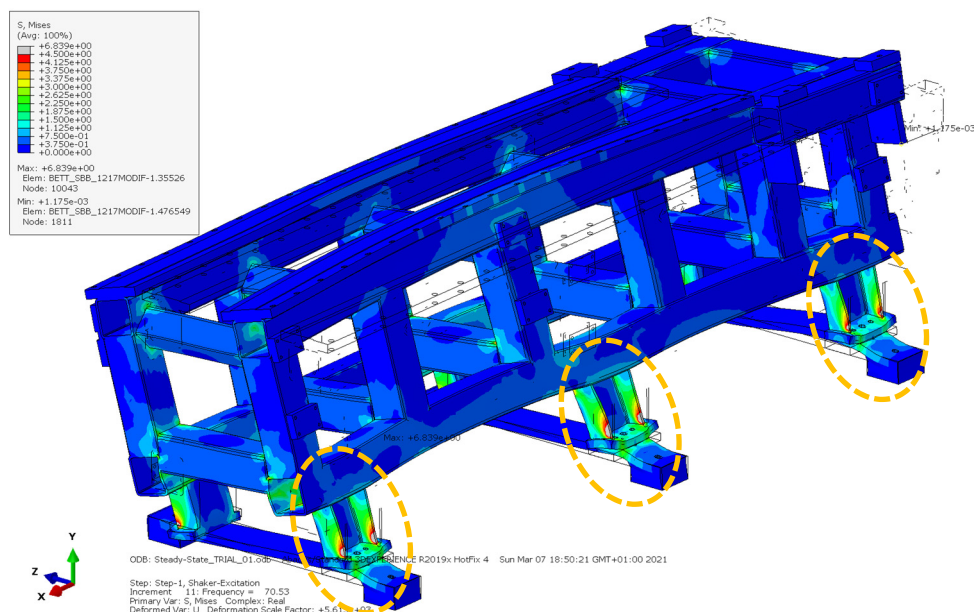


Bild 14: von Mises-Spannungen im Masch.-Rahmen ($\sigma_{\text{VM, max}} < 7$ MPa; im Bereich der Füße)

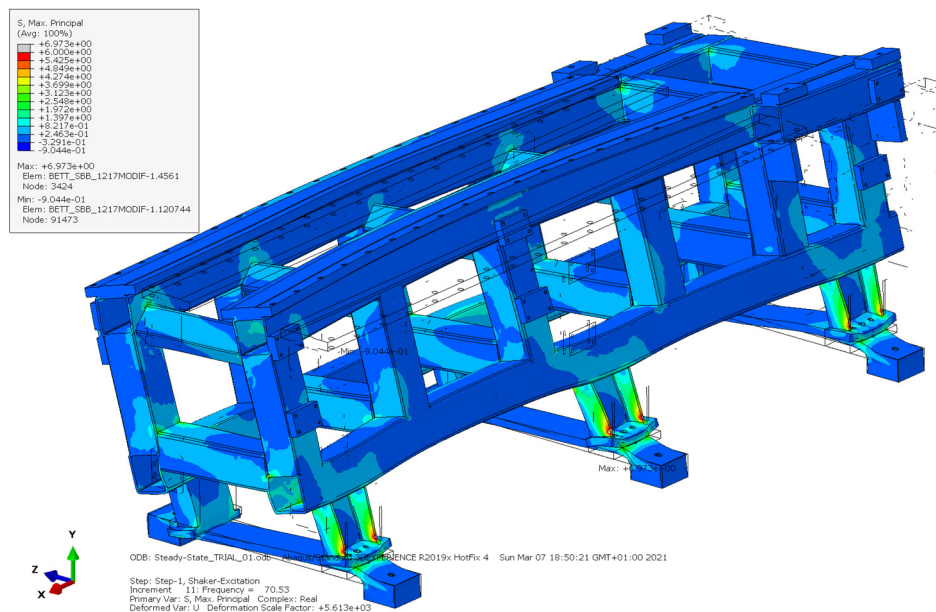


Bild 15: 1. Hauptspannungen im Masch.-Rahmen ($\sigma_{\max PR} \cong 7 \text{ MPa}$; im Bereich der Füsse)

Man erkennt somit, dass die Anregung mit 1 kN bei ca. 70 Hz eher ungenügend ist. Man müsste entweder die Anregerkräfte erhöhen, oder die Frequenz, so dass man näher an eine Resonanzfrequenz kommt.

Bei den vorliegenden Versuchsrechnungen kamen nur hypothetische Annahmen für die Materialdämpfung zur Anwendung. Dem Autor scheinen jedoch diesen Materialkennwerten eine recht grosse Bedeutung zuzukommen, wenn man *quantitativ* verlässliche Aussagen machen will.

5 DISKUSSION: SIMULATION DES *MEMV* / *VSR*

Viele Autoren von früheren Studien gehen davon aus, dass man bei Resonanzfrequenz schwingen muss (Yang, 2008; Zhao et al., 2008). Sie vermischen dabei den Einfluss von "Last" und Amplitude, gehen jedoch nie konkret auf die erzielte **Dehnungs**amplitude ein.

Ein lokales Materialvolumen interessiert sich aber nicht für die Eigenfrequenzen; dies ist eine *Bauteileigen*-schaft! Das Material muss einfach gesagt lokal gedehnt und beansprucht werden, was theoretisch in Zug (axial) oder in Schub geschehen kann. Wie sich das Werkstück global verformt, interessiert eine Naht nicht.

Bei einer komplexen, grossen Struktur wie des vorliegenden geschweissten Maschinerahmens gilt es zudem folgendes zu bedenken: Die ersten (bzw. tiefsten) Eigenmodi und ihre Eigenfrequenzen betreffen "globale" Eigenschwingung oder Eigenmodi. Der Rahmen wird als Ganzes verformt (gebogen oder tordiert). Man kann sich vereinfacht ein Fachwerk vorstellen wie den Ausleger eines Krans. Bei den ersten Eigenformen verformt sich dieses Fachwerk als Ganzes, analog zu einem homogenen Biegeträger. Dies beansprucht aber die Verbindungsstellen (die Schweißnähte zwischen den Kastenprofilen) noch nicht unbedingt sehr hoch.

Um die Schweißverbindungen zwischen den einzelnen Vierkantprofilen und Komponenten lokal hoch zu beanspruchen, brauche es Strukturschwingungen 2. Ordnung, d.h. Auslenkungen der einzelnen Profile (bzw. Verbindungen im Fachwerk) zwischen ihren "Knoten", fast so, als würden sie dort isoliert schwingen.

In dritter Ordnung kämen dann lokale Plattenschwingungen zum Tragen. Dies sind Biegewellen in den ebenen Blechen der Kastenprofile. Die Wellenlängen werden entsprechend kurz, und die Frequenzen hoch. Das benötigte Frequenzband zur Erzeugung solcher lokalen Plattenschwingungen und-Wellen wurde hier noch nicht abgeschätzt. Aber es könnte eine grössere Herausforderung werden, sinnvolle Kräfte und Energien bei diesen Frequenzen in das Bauteil einzuleiten.

All die Studien in der Vergangenheit an geschweissten Blechproben, welche als Biegeträger in Resonanz versetzt wurden, hatten den Vorteil, dass die Strukturschwingungen (1. Ordnung) gleichzeitig den Verformungen der Plattenschwingung entsprachen, und somit die gleichen und hohen lokalen Dehnungen um die Schweissnähte erzeugten. Dies ist im hier untersuchten Maschinenrahmen nicht mehr möglich.

Wenn zudem die Bauteile noch sehr dickwandig werden, dann ist es fraglich, ob man noch genügend Energie und Beanspruchung in die Tiefe des Bauteils eintragen kann. Dies ginge zumindest nicht mehr in der Form von Biegewellen. Es müsste dann eher eine Kombination von Stoss- und Schubwellen zur Anwendung kommen, ähnlich wie sie auch bei Erbeben zu beobachten sind.

Als Kompromiss könnte man sich auch vorstellen, reine Oberflächenwellen einzutragen, um zumindest in der Oberfläche die Eigenspannungen abzubauen (ein Abbau des Verzugs nach weiterer maschineller Bearbeitung scheint dann weniger wahrscheinlich). Dies Wellen werden als "Rayleigh-Wellen" bezeichnet:

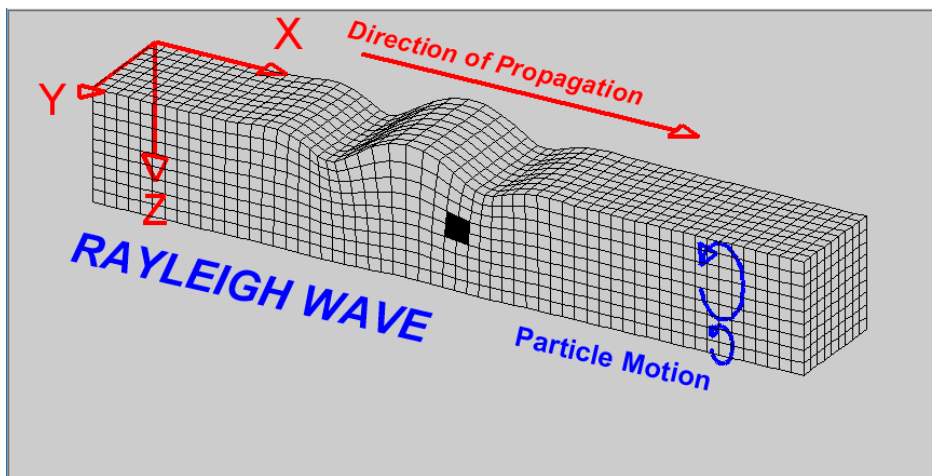


Bild 16: Visualisierung einer *Rayleigh*-Welle als Oberflächenwelle, vgl.

https://de.wikipedia.org/wiki/Seismische_Wellen#Rayleigh-Wellen [DEU]

https://en.wikipedia.org/wiki/Rayleigh_wave [english]

Eine weitere anzustrebende Form von Plattenwellen wären die "Lamb-Wellen" als Scher-/Druckwellen, da sie vermutlich viel weniger schädigend bezüglich Ermüdungsverhalten des Materials wären, vgl. zum Bsp.

<https://de.wikipedia.org/wiki/Lamb-Welle> [DEU]

https://nojigon.webs.upv.es/simulations_waves.php [english]

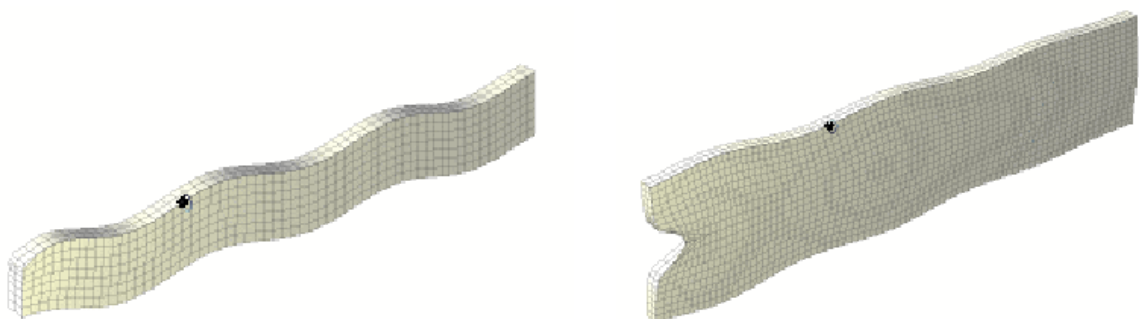


Bild 17: Lamb-Wellen, welche Platten in Schub und Zug/Druck beanspruchen

Ausblick:

Die Simulation mittels Finite-Elemente-Methode kann für die weitere Entwicklung des MEMV-Prozesses ein durchaus nützliches Tool sein. Die FEM kann einerseits im Entwicklungsprozess eingesetzt werden, um...

- Shaker zu optimieren (Art der Anregung: "rollend" oder einachsig in Zug/Druck? Frequenzen?),
- die beobachtete Wirkung von Vibrationen auf Bauteile und Halbzeuge erklären zu helfen (Beobachtungen im Sinn von reduziertem Verzug; Abbau von Eigenspannungen)
- beobachtete Gefügeänderungen oder Veränderungen von Versetzungsdichten mit erklären,
- die Wirkung verschiedener Beanspruchungsarten und Wellenformen zu vergleichen, etc.

Die FEM kann aber auch im täglichen Einsatz der MEMV nützlich zur Anwendung kommen:

- Prozessplanung: Minimieren der Anreger-Punkte und Anreger-Richtungen (vgl. auch WIAP-Patente, (Widmer, 2014, 2018) sowie (Widmer, 2019a, 2019b, 2021))
- Prozessplanung: Überprüfen der Eigenmodi der Struktur, und Optimieren der Lagerung für die MEMV-Behandlung
- Prozess-Monitoring, Messtechnik und Qualitätssicherung: optimiertes Platzieren von Sensoren

6 REFERENZEN, LITERATURVERZEICHNIS

- Gnirss, G. (1986). Ruetteln und Vibrationsentspannen; Shaking and vibratory stress relief. *TÜ. Technische Überwachung*, 27(11), 439-442.
- Gnirss, G. (1988). Vibration and Vibratory Stress Relief. Historical Development, Theory and Practical Application. *Welding in the World*, 26, 4-8. Retrieved from <https://ci.nii.ac.jp/naid/20000273404/en/>
- Li, S., Fang, H., Liu, X., Wang, W., Wang, Q., & Cui, W. (2016). A combined computational and experimental study on vibration stress relief for large welded DH36 steel tube. *Journal of Vibroengineering*, 18(3), 1486-1496. doi:10.21595/jve.2016.16665
- Tchoumi, T., Peyraut, F., & Bolot, R. (2016). Influence of the welding speed on the distortion of thin stainless steel plates—Numerical and experimental investigations in the framework of the food industry machines. *Journal of Materials Processing Technology*, 229, 216-229. doi:10.1016/j.jmatprotec.2015.07.021
- Widmer, H. P. (2014). Schweiz Patent No. CH 709 682 B1.
- Widmer, H. P. (2018). Schweiz Patent No. CH 709 682 B1.
- Widmer, H. P. (2019a). *Schweiz. Patentanmeldung: Vibrationsvorrichtung und Verfahren zur Vibrationsentspannung von Werkstücken*. Retrieved from
- Widmer, H. P. (2019b). 1536/19.
- Widmer, H. P. (2021). Schweiz Patent No. CH 713 680 B1.
- Yang, Y. P. (2008). Understanding of Vibration Stress Relief with Computation Modeling. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 18(7), 856-862. doi:10.1007/s11665-008-9310-9
- Yang, Y. P., David, S. A., & DebRoy, T. (2005). *Finite element modeling of vibration stress relief after welding*. Paper presented at the Trends in Welding Research (7th International Conference), Callaway Gardens Resort, Pine Mountain, Georgia, USA.
- Zhao, X. C., Zhang, Y. D., Zhang, H. W., & Wu, Q. (2008). Simulation of vibration stress relief after welding based on FEM. *Acta Metallurgica Sinica (English Letters)*, 21(4), 289-294. doi:10.1016/S1006-7191(08)60051-4

A ANREGER-TYPEN VON WIAP UND IHRE KRÄFTE

Excenter Einstell-Tabelle, WIAP V System										
	Einzel Scheibe	Doppel Scheibe	Einzel Scheibe	Doppel Scheibe	Einzel Scheibe	Doppel Scheibe	Einzel Scheibe	Doppel Scheibe	Einzel Scheibe	Doppel Scheibe
	V7,5		V30		V60		V120		V240	
	bis 7,5 to		bis 30 Tonnen		bis 60 Tonnen		bis 120 Tonnen		bis 240 Tonnen	
RPM	N		N		N		N		N	
1000	55	110	209	418	418	836	1045	2090	2090	4180
1500	124	248	470	940	940	1880	2352	4704	4704	9408
2000	220	440	836	1672	1672	3344	4181	8362	8362	16724
2500	345	690	1306	2612	2612	5224	6533	13066	13066	26132
3000	497	994	1881	3762	3762	7524	9407	18814	18814	37628
3500	676	1352	2561	5122	5122	10244	12805	25610	25610	51220
4000	883	1766	3344	6688	6688	13376	16725	33450	33450	66900
4500	1118	2236	4233	8466	8466	16932	21167	42334	42334	84668
5000	1380	2760	5226	10452	10452	20904	26132	52264	52264	104528
5500	1670	3340	6324	12648	12648	25296	31620	63240	63240	126480
6000	1988	3976	7526	15052	15052	30104	37630	75260	75260	150520
6500	2333	4666	8832	17664	17664	35328	44164	88328	88328	176656
7000	2706	5412	10244	20488	20488	40976	51219	102438	102438	204876