

Schallemission von Haushaltsgeräten mittels Simulation optimieren

Für ein ruhiges Zuhause ...



Developing people. Engineering the future.

Zusammenfassung

Die Arbeit im Bereich NVH ist häufig von sogenannten „Feuerwehraktionen“ geprägt: Zu einem späten Zeitpunkt im Produktentwicklungsprozess gilt es ungewollte Geräusche und Schwingungen zu beseitigen.

Meist sind die dann durchgeführten Maßnahmen kurzfristig und teuer.

Diese Case Study erläutert am Beispiel eines Schiffsantriebs, wie sich aufwendige Maßnahmen durch numerische Simulation von dynamischen Systemeigenschaften bereits zu Beginn einer Baugruppenentwicklung vermeiden lassen.

Vorauslegung durch Simulation – Richtig machen vor dem ersten Prototyp

Die Arbeit eines Fachingenieurs im Bereich NVH (Noise, Vibration, Harshness) ist häufig von sogenannten „Feuerwehreaktionen“ geprägt: Zu einem späten Zeitpunkt im Produktentwicklungsprozess müssen ungewollte Geräusche und Schwingungen kurzfristig und aufwendig beseitigt werden. Meist sind die dann durchgeführten Maßnahmen von vorläufiger Natur und zudem sehr teuer.

Durch die numerische Simulation von dynamischen Systemeigenschaften zu Beginn einer Baugruppenentwicklung – noch vor Fertigung des ersten Prototyps und Anfallen entsprechender Hardware-Kosten – lässt sich genau das vermeiden. Ablauf und Systematik hängen dabei vom jeweiligen Projektzeitpunkt und insbesondere von den bis dahin getroffenen Entscheidungen bezüglich Auslegung und Design der Bauteile ab.

Basis für die Vorauslegung ist die Bestimmung des statischen Lastniveaus und des Anregungsfrequenzbereichs, der im Betrieb zu erwarten ist. In diesem Zusammenhang werden Faktoren wie Bauraum, Anordnung der Lagerung sowie die dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems ermittelt und gegebenenfalls den Betriebsanforderungen angepasst.

Sind diese Faktoren definiert, werden im nächsten Schritt die in der numerischen Strukturanalyse berechneten Eigenfrequenzen des Bauteils den zu erwartenden Anregungsfrequenzen gegenübergestellt. Der grundlegende Gedanke hierbei ist, die elastische Lagerung so zu gestalten, dass die auftretenden Eigenformen durch die elastische Aufhängung in ihrer Frequenzlage deutlich unterhalb den zu erwartenden Anregungsfrequenzen liegen. Es müssen bei dieser Analyse nicht alle Eigenformen in Betracht gezogen werden, sondern nur die, deren Bewegung allein durch die Verformung des Elastomers erfolgt. Bei diesen Eigenformen sollte noch keine nennenswerte elastische Verformung der Metallstruktur auftreten. Man spricht in diesem Zusammenhang deshalb auch von Starrkörpermoden, da der Maschinenkörper sich quasistarr verhält. Damit vereinfacht sich die Auslegung der Isolationseinheit nach dem Prinzip des Einmassen-Schwingers.

In der Regel sind diese Isolationseinheiten in Form von einfachen Elastomerlagern bis hin zu ausgefeilten Hydrolagern ausgeführt, die nicht nur „stützende“, sondern auch spezifisch dämpfende Eigenschaften haben. Beispiele hierfür sind Motorlager bei Verbrennungsmotoren oder auch Fahrwerkslagerungen bei Fahrzeugen.

In der nachfolgenden Case Study wird die Vorauslegung am Beispiel eines Schiffsantriebs demonstriert. Bei der auszulegenden Isolationseinheit handelt es sich um eine flächige Elastomereinlage zwischen dem Innentunnel und dem Schiff, an welcher der Antrieb angeflanscht ist. Diese Isolationseinheit unterteilt dabei den Gesamtaufbau aus maschinenakustischer Sicht in eine Anregungsseite (aktiv) und eine Empfängerseite (passiv). Um ein ausreichendes Isolationspotential zu erreichen, sollten die Starrkörpermoden deutlich unterhalb der auftretenden Anregungsfrequenzen liegen.

Case Study „Schiffsantrieb“: Systemuntersuchung und Isolationsauslegung verlängern die Lebensdauer und erhöhen den Komfort

Bei dem hier untersuchten Schiffsantrieb handelt es sich um ein Querstrahlruder, das unter anderem in Fähren oder Luxusjachten verbaut wird und zum automatischen Positionieren der Schiffe dient – GPS-gesteuert, ganz ohne physisches Anker werfen. Ein Designziel dieser Schiffe ist es, das Geräuschverhalten so weit zu minimieren, dass keine Geräusche und Vibrationen mehr nach außen durchdringen. Wenn das Schiff „vor Anker liegt“ soll es für Passagiere – egal ob an Deck, im Innenraum oder an einem anderen Ort des Schiffs – unmerklich sein, ob das Querstrahlruder stillsteht, zur Neupositionierung anspringt oder bereits läuft.

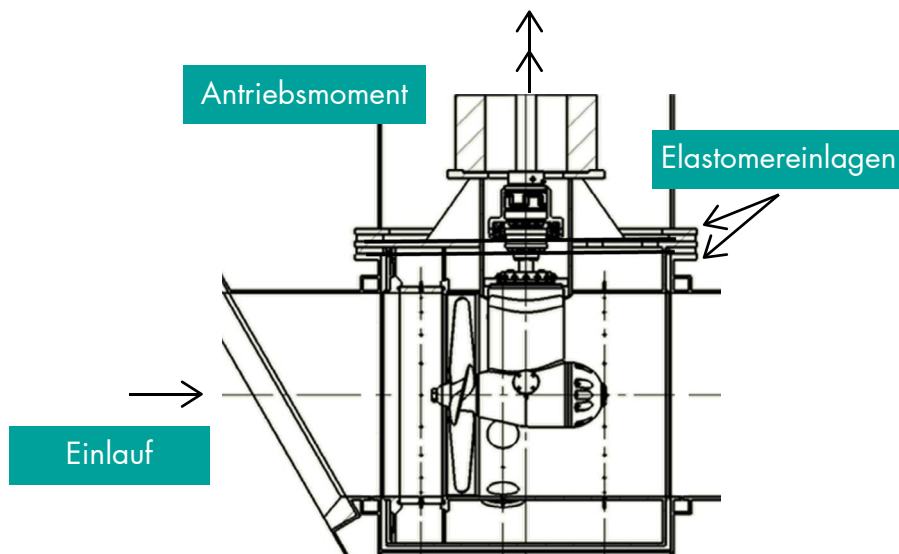


Abbildung 1 Schiffsrumpf und Antrieb

Um dieses Ziel zu erfüllen, soll der Antrieb durch eine elastische Aufhängung von der Schiffssektion entkoppelt werden. Hierfür wird eine Elastomereinlage eingesetzt, die das Vorschiff (passive Seite) vom Innentunnelbereich (in Abbildung 1 rot markiert) trennt. Aufgabe des Elastomers ist neben der Isolation der Antriebsschwingungen auch die Wasserabdichtung. Diese Abdichtung muss insbesondere im Fall des Lastwechsels der Antriebseinheit gegeben sein, weshalb eine verspannende Verschraubung des Elastomers gewählt wird. Durch die Verschraubung wird der Elastomer stark verpresst und die elastischen Eigenschaften deutlich härter. Das Elastomer verliert so einen Teil seiner isolierenden Eigenschaften.

Ein weiterer limitierender Faktor ist die statische Stabilität des Antriebs mit einer maximalen statischen Verschiebung oder Verdrehung des Innentunnelbereichs gegenüber dem Schiff unter Vollast. Diese kann in einem weiteren Berechnungsschritt überschlägig berechnet werden, um sicherzustellen, dass die Freigängigkeit gewährleistet ist und kein Schaden durch Bauteilkontakt entsteht.

Eine solche erste, einfache Betrachtung der mechanischen Isolationsfähigkeit zeigt bereits auf, ob die gewählte Konfiguration eine ausreichende Isolation ermöglicht oder ob andere Abhilfemaßnahmen definiert werden müssen, die es im weiteren Verlauf des Projekts zu entwickeln gilt. Durch Modellbildung und Berechnung unter Zuhilfenahme der Finiten Elemente Methode (FEM) kann somit zu einem frühen Zeitpunkt des Projekts das spätere Auftreten von teuren Problemen vermieden werden.

Welche CAE-Lastfälle werden berechnet?

1. CAE-Modalanalyse – Ermittlung der Eigenformen und -frequenzen zur Gegenüberstellung mit den Anregungsfrequenzen
2. Statische Auslenkung – Ermittlung der Maximalauslenkung unter Volllast
3. Dynamischer Lastfall mit normierter Anregung – Ermittlung der Übertragungsfunktion bzw. Inspektion der Auswirkung der optimierten Isolation (u.a. Welche Frequenzbereiche bleiben durch lokale Resonanz nicht isoliert? Sind diese kritisch?)

1. Numerische Modalanalyse

Die Eigenformen der numerischen Modalanalyse sind Ergebnis der Lösung des Eigenwertproblems unter Berücksichtigung der Steifigkeits- und Massenmatrix und der Randbedingung. Sie ist damit eine Eigenschaft der Geometrie, der Steifigkeits- und Massenverteilung sowie der Lagerung des zu untersuchenden Systems, nicht aber abhängig von den Lasten oder der Anregung, die auf das Bauteil oder das System aufgebracht werden.

Zur Charakterisierung der Isolationseigenschaft erfolgt die Betrachtung in sogenannter frei-frei Lagerung. Im Frequenzbereich unterhalb von 100 Hz treten Eigenformen auf, die charakterisiert sind durch Bewegungen ganzer Maschinenteile oder Baugruppen relativ zu einander. Im vorliegenden Beispiel ist dies der Innentunnelbereich relativ zur Vorschiffsektion. Im höheren Frequenzbereich nimmt der Anteil der Eigenformen mit großer elastischer Verformung zu, die Biegewellenlängen werden kürzer. Zudem nimmt die Anzahl der Moden zum höheren Frequenzbereich sehr stark zu. Bei bis zu 100 Hz sind es beispielsweise nur 20 Eigenformen, bei bis zu 200 Hz schon 200.

Solange die Eigenfrequenzen der Antriebseinheit, die durch die Steifigkeit der Isolationsschicht definiert werden, deutlich geringer sind als die Frequenzen der flexiblen Eigenformen, kann eine Überschlagsrechnung nach dem Prinzip des Einmassenschwingers durchgeführt werden. Sie stellt keinen Ersatz für die Anwendung der Strukturanalyse dar, da sie lediglich eine Näherungslösung ist, die einen analytischen Ansatz zur Vorauslegung der Isolationseinheit liefert, um die Anzahl der Iterationschleifen einzugrenzen.

Üblicherweise werden für Elastomere als Materialeigenschaft die Shore-Härten ermittelt, die zur Verwendung in einem CAE-Material innerhalb eines E-Moduls übersetzt werden müssen. Ausgehend von der Geometrie und damit der Dichtfläche kann unter Zuhilfenahme eines empirischen Ansatzes eine Berechnung der Steifigkeit der Isolation abhängig von der Shore-Härte zur Vorauslegung erfolgen.

2. Statische Rechnung der Maximalverschiebung unter Vollast

Parallel zur Strukturanalyse wird eine statische Rechnung durchgeführt. Dabei wird überprüft, ob die Antriebseinheit bei maximalem Vortrieb an das Schiff schlägt oder ob genügend Freiraum besteht beziehungsweise die Grenze der maximalen Nachgiebigkeit überschritten ist. Das Ergebnis dieser Rechnung definiert meist die maximal mögliche Nachgiebigkeit. Da die auftretenden Maximalkräfte und die daraus resultierenden Maximalverschiebungen am Anfang recht unklar sein können, sollte bei dieser Betrachtung grundsätzlich mit einer hohen Sicherheit gerechnet werden. Im Falle des Schiffsantriebs wurde mit der zu erwartenden Maximalschubkraft die statische Auslenkung bestimmt. Diese war um Größenordnungen kleiner als der Bewegungsfreiraum der Antriebseinheit, sodass mit einer Kollision mit umgebenden Bauteilen nicht zu rechnen ist.

3. Betrachtung der dynamischen Anregung

Die dynamische Anregung dient im Falle der Vorauslegung lediglich zur Bestimmung des Frequenzbereichs, in dem die Eigenfrequenzen der Starrkörpermoden idealerweise liegen sollten. Für diese Erstausslegung ist keine detaillierte CAE-Berechnung der Anregung, sondern nur die Festlegung des zu beachtenden Frequenzbereichs notwendig.

Folgende Anregungsquellen wurden bei der NVH-Vorauslegung berücksichtigt:

- Anregung des Elektromotors: Sie wird bei der Strukturanalyse außer Acht gelassen, da der Elektromotor über eine doppel-vibro-elastische Kupplung mit dem Antrieb verbunden ist und deshalb von einer verminderten Anregung ausgegangen werden kann.
- Anregung durch die Eckverzahnung: Die Anregungsfrequenzen der Verzahnung sind proportional zur Anzahl der Zähne eines Zahnrads und seiner Drehzahl. Sie liegen damit deutlich über dem zu betrachtenden Frequenzbereich der Isolationsauslegung und werden deshalb hier nicht weiter beachtet.
- Anregung durch Druckpulsation der Rotorblätter: Einzig die verbleibenden sogenannten Blattpassierfrequenzen (das Vorbeieilen des Rotorblatts am Antriebsschaft) bleiben bestimmend für die Auslegung der Isolationseinheit. Bei einem vierblättrigen Propeller beträgt die erste Blattpassierfrequenz das Vierfache der Antriebsdrehzahl und liegt damit im Frequenzbereich der ersten Starrkörpermoden des Antriebs.

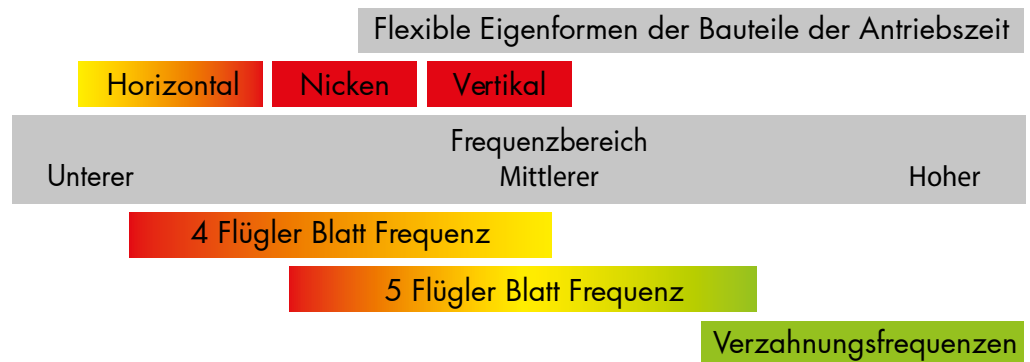
Zusammenfassung der ersten Strukturanalyse

In einer Balkendarstellung wird deutlich, welche der Starrkörpermoden mit ihren Eigenfrequenzen mit den Anregungsfrequenzen kollidieren. Die flexiblen Moden der Antriebseinheit werden hierbei außer Acht gelassen, da in dieser Phase der Auslegung einzig die Frequenzlage der Starrkörpermoden bewertet wird.

Ausgehend von den zu erwartenden Anregungsmechanismen und der Eigenform lässt sich zudem eine Wichtung der Moden vornehmen. Da im vorliegenden Fall zur Bewertung der Isolation nur die Anregung durch Druckpulsation von großer Bedeutung ist, sind die Starrkörpermoden, die mit einer Längsbewegung des Antriebs einhergehen, relevant. Diese sind die Bewegung in Tunnel-Längsrichtung und die Rotation um die Querachse (Nicken). Eine Besonderheit stellt zudem die Vertikalmode dar. Diese sollte berücksichtigt werden, da sie zum einen bei der höchsten Frequenz auftritt und zum anderen bereits ein hoher Biegeanteil der Metallflansche vorliegt.

Mode Map

Abbildung 2: Mode Map der initialen Strukturanalyse

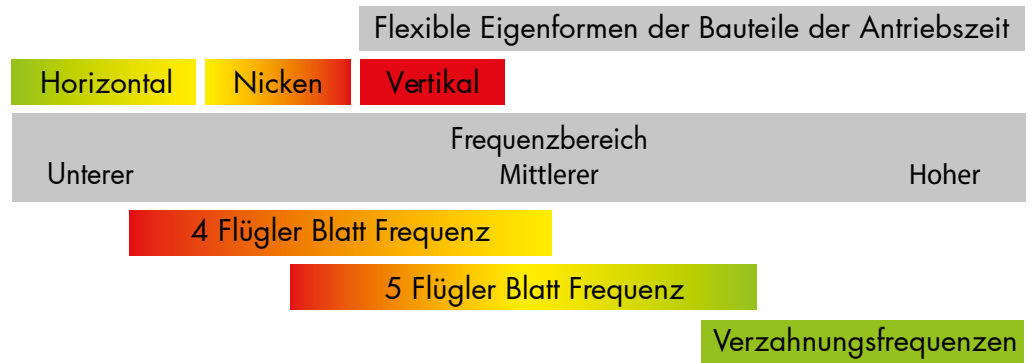


Die Darstellung verdeutlicht schnell und anschaulich, dass mit dem ursprünglichen Auslegungsentwurf nicht genügend Isolation zu erzielen ist. Der gesamte Frequenzbereich der Blattpassierfrequenz eines 4-flügeligen Propellers liegt im Bereich der Starrkörper-Eigenfrequenz. Damit ist mit einer Verstärkung der Anregungskräfte zum Schiff zu rechnen. Ziel muss es nun sein, eine deutlich weichere Auslegung zu finden, die sowohl die Kriterien der maschinendynamischen Isolation erfüllt als auch eine nicht zu große statische Verschiebung des Antriebs unter Vollast sowie eine begrenzte elastische Verformung des Elastomers sicherstellt, um die Dichtheit weiterhin zu gewährleisten.

Variantenrechnungen

Ausgangspunkt der ersten Rechnung ist eine Elastomermatte mit einer Härte von 65 Shore, die zudem 2 mm verpresst wird. Aus den Materialeigenschaften und den Einbaubedingungen kann eine Ersatzsteifigkeit ermittelt werden, die im CAE-Modell an den 56 Verschraubungsstellen in Form von linear-elastischen Federn das Modell des Innentunnels mit dem des Vorschiffs verbindet. Die Gesamtsteifigkeit beträgt damit circa 1200 kN/mm, was erfahrungsgemäß ein sehr hoher Wert ist. Die Berechnung der Eigenformen zeigt für eine solch hohe Anbindungssteifigkeit nahezu keine Isolationfähigkeit. Tatsächlich zeigt die metallene Struktur bereits elastische Verformung mit geringer Auslenkung in den Federelementen.

Abbildung 3: Mode Map der 50 Shore-Variante



Ganz klare Abhilfemaßnahme ist hier die Änderung der Materialeigenschaft von einer 65 Shore-Elastomereinheit auf eine 50 Shore-Einheit (siehe Abbildung 3). Die Anbindungssteifigkeit reduziert sich damit auf 450 kN/mm. Die Starrkörpermoden treten nun bei geringeren Eigenfrequenzen auf. Insbesondere die Horizontalmoden – und damit die Bewegungsform längs des Tunnels – liegen unterhalb des Anregungsfrequenzbereichs. Auch die Frequenz des Nicken eigenmodes wurde reduziert, sodass von einer Isolationswirkung ausgegangen werden kann. Einzig verbleibend im Frequenzbereich der Anregung ist die Vertikalmode. Sie kann im Hinblick auf die Abstützeigenschaft längs des Tunnels nicht weiter durch weiches Elastomer reduziert werden ohne die Dichtigkeit zu gefährden oder gar einen Kontakt zur umgebenden Struktur zu riskieren.

Ermittlung der Übertragungsfunktion zum Nachweis der Wirksamkeit der Maßnahme

Die Wirksamkeit der Isolationsauslegung kann durch Berechnung der Übertragungsfunktionen einfach nachgewiesen werden. Ein Beispiel zeigt Abbildung 4 mit der Darstellung der Koppelkräfte zwischen Innentunnel und Schiff bei vertikaler Kraftanregung an der Antriebswelle.

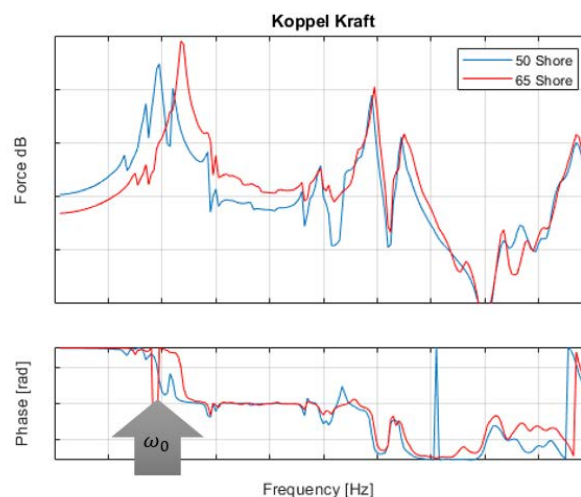


Abbildung 4: Übertragungsfunktion bei vertikaler Anregung

Im Resonanzbereich der 65 Shore-Variante ist die Koppelkraft um bis zu 10 dB größer als bei der 50 Shore-Variante. Im Frequenzbereich leicht oberhalb des Resonanzbereichs beträgt die Reduktion noch 3-5 dB. Dies zeigt eindrücklich die Bedeutung der Lagerauslegung, da sich die Schallemission und die Vibrationsausbreitung im Schiffsrumpf bei sonst gleichen Bedingungen in gleichem Maße reduzieren wie die übertragenden Kräfte.

Ausblick

Das Ergebnis hinsichtlich der vertikalen Anregung zeigt ein Risiko für das Endprodukt auf. Durch die Erstausslegung mit CAE kann dieses Risiko jedoch frühzeitig adressiert und die Auswirkungen im weiteren Projektverlauf minimiert werden. Damit ist die NVH-Vorauslegung durch CAE ein notwendiger Schritt, um Überraschungen im späteren Verlauf des Projekts zu verhindern.

Als Abhilfemaßnahme ist zum Beispiel die Trennung der Multifunktionalität der Elastomereinheit denkbar, um so den Zielkonflikt Abstützsteifigkeit versus Isolationsfähigkeit aufzulösen. Auch kann mit der Ausarbeitung der Anregung durch CAE Lastfälle die Bedeutung der Vertikalisolation relativiert werden. Mit dem Ziel, die Verschraubungsflansche weiter zu versteifen, sind des Weiteren CAE-Strukturoptimierungen denkbar. Auch können durch NVH-CAE hervorragend Sekundärmaßnahmen – wie passive oder aktive Tilgung – entwickelt und optimiert werden, um einen Vibrationsbeitrag in die Schiffstruktur zu reduzieren.

Der Vorteil der Modellbildung und der Berechnung liegt auf der Hand: Ist ein Modell erst einmal vorhanden, lassen sich damit die Vorauslegung, die Designoptimierung und die Validierung der Zielsetzung durchführen, bevor ein teurer Prototyp gebaut wird.

Wer ist Wölfel?

Seit über 50 Jahren ist Wölfel Engineering fokussiert auf Ingenieur-Lösungen rund um unsere zentralen Kompetenzfelder Schwingungen, Strukturmechanik und Akustik. Unser Leistungsangebot reicht vom Gutachten eines Beratenden Ingenieurs bis hin zur Lieferung schlüsselfertiger Systeme zur Lösung von Schwingungsproblemen.

Ihr persönlicher Ansprechpartner

Sie brauchen ebenfalls Unterstützung oder Expertise rund um Erschütterungen? Dann lassen Sie uns gerne ein erstes unverbindliches Gespräch führen. Rufen Sie mich an oder schreiben Sie mir einige Eckpunkte Ihres Projektes und wir finden eine Lösung.



Michael Feulner
feulner@woelfel.de



Was bewegt Wölfel?

Schwingungen, Strukturmechanik und Akustik – das ist die Welt von Wölfel. In dieser Welt sind wir die Experten. Sie ist unser Zuhause. Über 120 Mitarbeiter geben hier täglich ihr Bestes für die Zufriedenheit unserer Kunden. Seit mehr als vier Jahrzehnten unterstützen wir Sie weltweit mit Ingenieurleistungen und Produkten zur Analyse, Prognose und Lösung schwingungs- und schallinduzierter Aufgaben.

Sind Schwingungen wirklich überall? Ja! Darum brauchen wir ebenso vielfältige Lösungen! Ob als Ingenieurdienstleistung, als Produkt oder als Software – für jede Schwingungs- oder Lärmaufgabe gibt es eine spezifische Wölfel-Lösung, wie beispielsweise

- simulationsgestützte Auslegungen von Anlagen und Kraftwerken gegen Erdbeben
- Messungen der Schallemissionen von Windenergieanlagen
- universelle Mess-Systeme für Schall und Erschütterungen
- Lärmschutzgutachten und Schadstoffprognosen
- dynamische Insassen-Simulationen im Automobil und im Flugzeug
- und viele weitere branchenspezifische Wölfel-Lösungen ...

Wölfel-Gruppe

Max-Planck-Straße 15 / 97204 Höchberg

Tel.: +49 931 49708 0 / Fax: +49 931 49708 150

info@woelfel.de / www.woelfel.de



Developing people. Engineering the future.