



Entwicklung der Kastenstruktur für die Lokomotive Voith Maxima[®] 40CC

Design of the carbody structure for the Voith Maxima[®] 40CC Locomotive

Dipl.-Ing. Jost Foedtke, Kiel, Dipl.-Ing. Sieghard Schneider, Wangen,
Dipl.-Ing. (FH) Ralf Pfrommer, Dipl.-Ing. (FH) Harald Zurheide, Aarau

Entwicklung der Kastenstruktur für die Lokomotive Voith Maxima[®] 40CC

Design of the carbody structure for the Voith Maxima[®] 40CC Locomotive

Dipl.-Ing. Jost Foedtke, Kiel, Dipl.-Ing. Sieghard Schneider, Wangen,
Dipl.-Ing. (FH) Ralf Pfrommer, Dipl.-Ing. (FH) Harald Zurheide, Aarau

Zusammenfassung

Für die Entwicklung der Lokomotive Voith Maxima[®] 40CC bestand eine wesentliche Aufgabe darin, eine Kastenstruktur zu entwerfen, die den neuesten europäischen Anforderungen hinsichtlich der statischen Festigkeit (EN12663) und der passiven Sicherheit (EN15227) gerecht wird. Aufgrund der außergewöhnlich hohen Antriebsleistung hat die Lokomotive großvolumige und schwere Antriebsaggregate und sechs angetriebene Radsätze. Die beträchtliche Gesamtlänge bei einer Gesamtmasse von 126 t stellte besonders hohe Anforderungen an die Festigkeit und Steifigkeit der Kastenstruktur. Darüber hinaus sollte – erstmals für eine schwere sechssachsige Lokomotive – ein Crashkonzept gefunden werden, welches die Anforderungen der EN15227 erfüllt. Beide Aufgaben konnten durch den Einsatz leistungsfähiger Deformationselemente und eine optimierte, selbsttragende Kastenstruktur mit integrierter Deformationszone gelöst werden. Der Lokomotivkasten zeichnet sich durch hohe Festigkeitsreserven und eine hohe Steifigkeit bei gleichzeitig geringer Eigenmasse aus.

Abstract

An important task in the design of the Voith Maxima[®] 40CC locomotive was the development of a body structure that complies with the latest European standards with regards to the static structural strength (EN12663) and crashworthiness (EN15227). Because of its exceptionally high traction power this locomotive has large and heavy powertrain units and six driven axles. The considerable overall length and total mass of 126 t imposed particularly great challenges for the strength and the stiffness of the body structure. In addition, as a first for a heavy six axle locomotive, a crashworthiness concept needed to be found that complied with the requirements of the EN15227 standard. Both tasks could be fulfilled by using high performance crash energy absorbers and an optimized self-supporting body structure with an integrated deformation zone. As a result, a body structure was designed which is characterized by great reserves in structural integrity and high stiffness, yet low weight.

1 Einführung

Die Lokomotive Voith Maxima[®] 40CC (Bild 1) wurde von der Firma Voith Turbo Lokomotivtechnik in Kiel als sechssachsige Diesellokomotive mit hydrodynamischer Leistungsübertragung und einer Gesamtmasse von 126 t entwickelt. Es handelt sich um die leistungsstärkste einmotorige Diesellokomotive in Europa. Die Radsätze sind in zwei dreiachsigen Drehgestellen entsprechend der Radsatzanordnung C'C' angeordnet. Beide Drehgestelle werden vom Voith TurboSplit[®]-Getriebe LS640 voneinander unabhängig ange-

trieben. Fahrtechnisch ist die Lokomotive für Verkehre mit Fahrgeschwindigkeiten bis 160 km/h ausgelegt. Dank des großvolumigen Kraftstofftanks ist sie besonders für Langstreckeneinsätze geeignet. Der nachfolgende Beitrag beschreibt die vielseitigen Anforderungen an den Lokomotivkasten ebenso wie dessen Entstehungsprozess und Konstruktion.

2 Anforderungen an den Lokomotivkasten

Aufgrund seiner Baugröße sowie seiner zahlreichen Aufgaben und Schnittstellen

werden an einen Lokomotivkasten eine Vielzahl unterschiedlichster Anforderungen gestellt. Von diesen Anforderungen werden nachfolgend einige erläutert.

2.1 Gliederung der Einbauten

Die Gewährleistung eines ausgewogenen Zusammenspiels der zahlreichen Aggregate und Einrichtungen auf dem Lokomotivkasten bedarf einer im Rahmen der Projektierung festgelegten baulichen Gliederung. Hierzu wurden auf dem Kasten maßlich Sektionen festgelegt, die dann überwiegend für eine bestimmte Funk-



Maxima® 40CC	
Achsfolge	: C* C*
Lokmasse	: 126 t
Länge ü. Puffer	: 23,2 m
Drehgestellabstand	: 13,8 m
Raddurchmesser	: 1,15 m
Motorleistung	: 3600 kW
Antrieb	: hydraulisch
Tankvolumen	: 8'000 Liter
Fahrgeschwindigkeit	: 120 - 160 km/h

Bild 1: Typbeschreibung der Lokomotive Voith Maxima® 40CC

tion reserviert wurden (Bild 2). Im Lokomotivkonzept wurden zwei baugleiche Führerhäuser an den Fahrzeugenden vorgesehen. Bei der Innenraumgestaltung mussten darin die Forderungen aus DIN 5566 [1] bzw. UIC-Merkblatt 651 [2] und hinsichtlich des Überlebensraums prEN 15227 [3] inhaltlich berücksichtigt werden. Hinter jedem Führerhaus wurde jeweils ein Schaltschrank vorgesehen, um die Kabellängen angesichts der Länge der Lokomotive auf das notwendige Maß reduzieren zu können und eine Entflechtung zwischen Zugsicherung, Fahrzeugsteuerung und elektrischem Energiemanagement zu erreichen. Aus den Abmessungen der dort einzubauenden 19-Zoll-Einschübe ergab sich die erforderliche Sektionslängenabmessung. In der

Druckluftsektion wurden alle Hilfseinrichtungen untergebracht, die eine von außen erfolgende saubere Luftzufuhr benötigen (mit Ausnahme der beiden Klimageräte der Führerhäuser). Neben der Druckluftanlage für die pneumatische Fahrzeugbremse umfasst diese Sektion die 30-bar-Startluftanlage für die Diesel-Hauptmaschine, die Maschinenraumbelüftungsanlage und das Hilfsdieselaggregat. Im mittig angeordneten Maschinenraum musste die Maschinenanlage aus dem 23,5 t schweren Hauptdieselmotor und dem 9,5 t wiegenden LS640-Turbogetriebe aufgenommen werden. Gleichzeitig waren in diesen Raum die Ansaugluft- sowie die Abgasanlage zu integrieren. Aufgrund der extremen Einzelmasse des Dieselmotors und dessen dominan-

ten Einflusses auf die Lage des Fahrzeugschwerpunkts musste alles unternommen werden, um den Motor soweit wie möglich in Fahrzeugmitte anzuordnen, damit den in Europa zulässigen Toleranzen für die Rad- und Radsatzlasten Rechnung getragen werden konnte. Diese Bestrebungen wurden allein dadurch erschwert, dass die Abgasanlage einen bestimmten Mindestraum erforderte und die Sektionsgrenze zur sich nach hinten anschließenden Kühlanlage nicht weiter verschoben werden konnte. In einer Nebenforderung galt es sicherzustellen, dass die Motoranordnung im Rahmen der Instandhaltung bauraumtechnisch nicht den Getriebetausch behindert. Bei der Entwicklung der Kühlanlage mit ihren drei Lüfteraggregaten musste berücksichtigt werden,

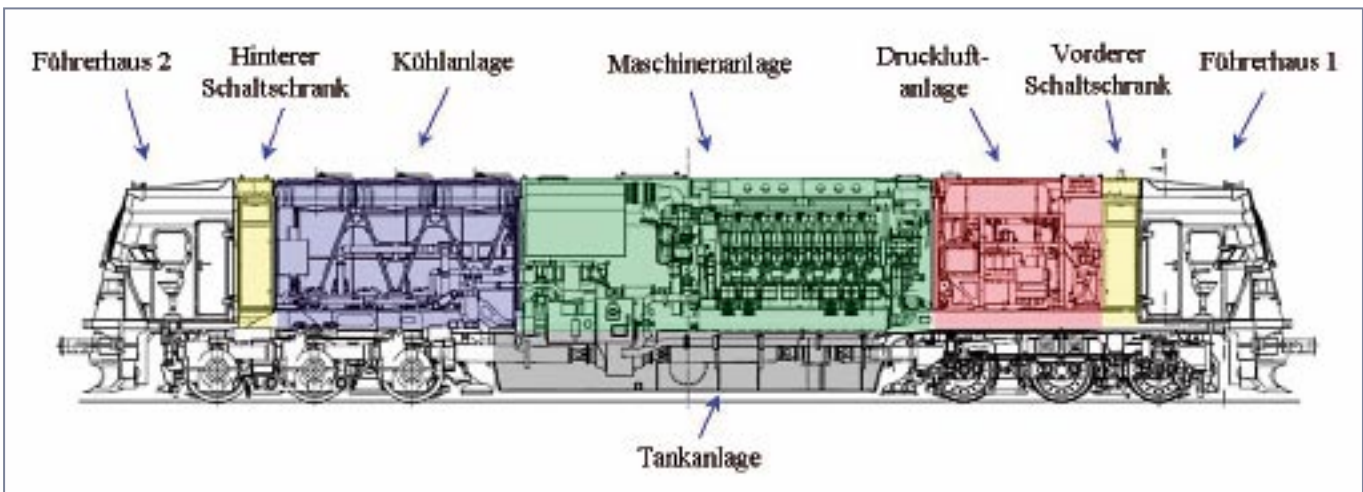


Bild 2: Gliederung in Lokomotivkastensektionen

dass sie als fertig montiertes Modul über elastische Lagerungselemente am Kastenuntergestell angeschraubt und an das Leitungssystem der Lokomotive angeschlossen werden kann. Der tiefliegende Mittelbereich zwischen den beiden Drehgestellen sollte für die Aufnahme des geräumigen Kraftstofftanks genutzt werden.

2.2 Masselimit

Die Einhaltung der maximalen Fahrzeugesamtmasse von 126 t machte an fast allen Orten der Lokomotive frühzeitige Masseoptimierungsmaßnahmen erforderlich. Angesichts extrem geringer Masse-reserven musste während des gesamten Entwicklungsprozesses ein diszipliniertes Massemanagement durchgeführt werden, um in allen Bereichen möglichst leicht zu bauen und gleichzeitig eine möglichst mittige Lage des Gesamtschwerpunkts zu erreichen, damit nur minimale Ausgleichsmaßnahmen über Ballastierungen erforderlich wurden. Von dem in voller Ausstattung und mit vollen Vorräten ca. 90 t schweren Lokomotivkasten waren unter diesen Randbedingungen nur 18 t für die eigentliche Tragstruktur nutzbar, d. h. umgerechnet ca. 800 kg pro Meter Fahrzeuglänge.

2.3 Seitengänge

Zur Erleichterung der Bedienung und Wartung des Fahrzeugs galt bei der Entwicklung des Lokomotivkastens die Forderung, dass beide Führerhäuser rückseitig über je einen geradlinig und niveaugleich über die gesamte Fahrzeuglänge

verlaufenden Seitengang verbunden sein mussten. Diese Forderung verkörpert ein Alleinstellungsmerkmal mit herkömmlichen Lokomotiven dieser Art und war in der technischen Umsetzung besonders dadurch erschwert, dass die Sekundärfederung infolge des Mittelradsatzes und der 1 150 mm großen Raddurchmesser eine gewisse Mindestbauhöhe für sich beanspruchte und unter den Seitengängen die gesamte Kabel- und Druckluftrohrverlegung erfolgen musste. Nach oben wurde die Ganghöhe gleichzeitig durch die Schräge begrenzt, die aus der Fahrzeugumgrenzung gemäß UIC-Merkblatt 505-1 [4] für den grenzüberschreitenden europäischen Einsatz resultiert.

2.4 Äußeres Erscheinungsbild

Während der Projektierungsphase wurde zusammen mit dem Designbüro „ma design“, Kiel, nach einem geeigneten äußeren Erscheinungsbild der Lokomotive gesucht. Das beauftragte Designbüro stellte dazu vier grundsätzlich voneinander unterschiedliche Vorschlagsvarianten. Daraus wurde eine von Voith Turbo Lokomotivtechnik ausgewählt und im Rahmen der Kastenentwicklung weiterverfolgt (Bild 3).

2.5 Fertigbarkeit

Da dem Lokomotivkunden unter anderem die Möglichkeit geboten werden soll, das Fahrzeug selbst zu fertigen, spielte die einfache Fertigbarkeit des Kastenrohbaus eine zentrale Rolle. In diesem Zusammenhang entschied Voith sich für die einheit-

liche Verwendung von Stahl S 355 und die Vermeidung von rund oder gar sphärisch ausgeführten Außenflächen. Ebenfalls aus Gründen der Fertigungstechnologie unter Lizenzbedingungen bestand gegenüber der Konstruktion die Forderung, dass solche großflächig geschweißten Seitenwände vermieden werden, die einen besonderen Anspruch nach glatter Oberfläche hervorrufen.

Aus Gründen unzureichender Toleranz- und Werkstoffqualitäten sollten, sofern technisch möglich, Halbzeugträgerprodukte vermieden werden. Alle Bauteile des stählernen Lokomotivkastens sollten lasergerechte Formgebungen aufweisen, um einerseits das maximal mögliche Masseinsparungspotenzial zu nutzen und andererseits einen hohen Grad an Eigenfertigbarkeit zu erzielen. Im Sinne der Prozesssicherheit bei Lizenzfertigung des Kastens wurde außerdem besonderer Wert darauf gelegt, dass Klebungen nur in Ausnahmefällen wie beispielsweise bei der Frontscheibe stattfinden.

2.6 Kollisionssicherheit und passive Sicherheit

Für den freizügigen Einsatz in Europa bestand von Projektstart an die Forderung nach Erfüllung der für die passive Sicherheit in [3] (zu Beginn der Entwicklungsarbeiten aktueller Entwurfsstand: prEN 15227:2005) definierten Anforderungen. Diese sind in Bild 4 für eine 135-t-Maxima-Lokomotive dargestellt, obwohl die derzeitige Serienvariante 126 t Gesamtmasse aufweist (Bild 1). Daraus erwuchs herstellerseitig die Zusatzforderung, dass bei Eintreten eines der genormten Kollisi-



Bild 3: Entstehung des äußeren Erscheinungsbildes der Voith Maxima® 40CC

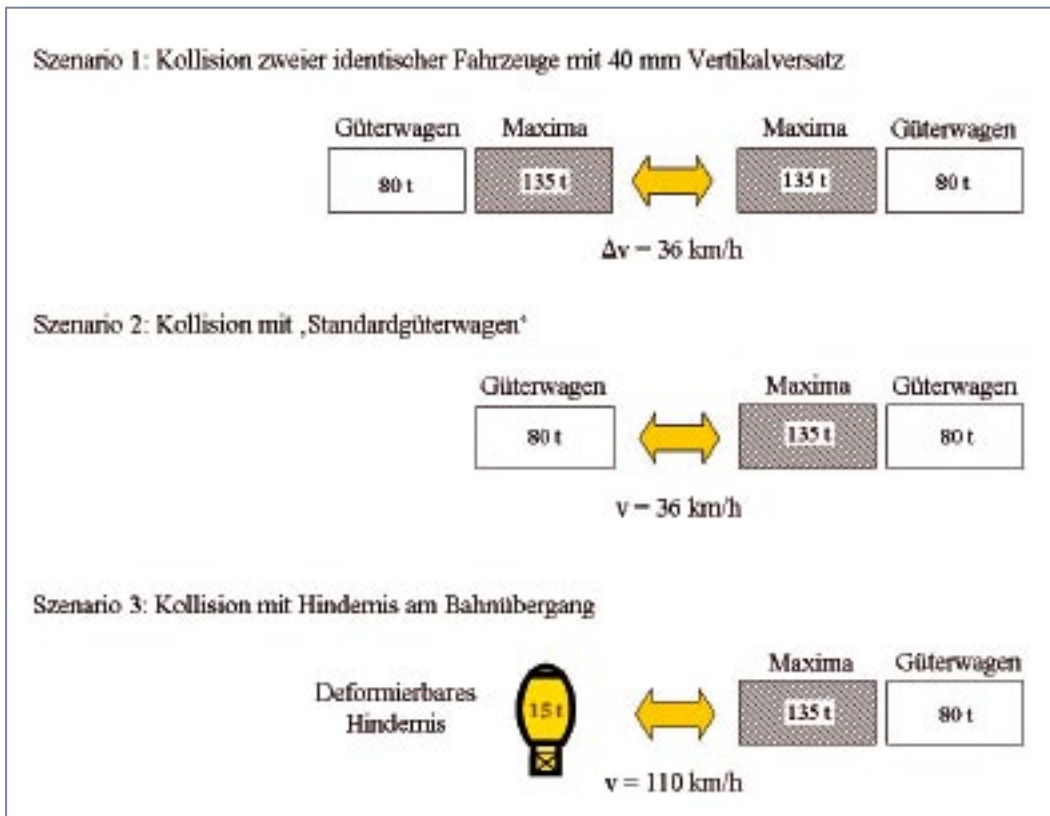


Bild 4: Von der Lokomotive Voith Maxima®40CC zu erfüllende Kollisionsszenarien

onsszenarien immer nur der betreffende Frontbereich in Mitleidenschaft gezogen wird und sowohl der Mittelteil als auch das Führerhaus am anderen Ende sowie die Drehgestelle keine Beschädigungen erfahren. Zur Minimierung der Reparaturkosten wurde darauf Wert gelegt, dass soviel Kollisionsenergie wie möglich strukturextrem abgebaut wird, ohne dass dafür die Gesamtlänge der Lokomotive vergrößert werden musste.

2.7 Festigkeit

Die zu entwickelnde Kastenstruktur musste festigkeitstechnisch so ausgelegt werden, dass neben den in EN 12663 [5] definierten statischen und dynamischen Lastfällen alle darüber hinausgehenden lokomotiv- bzw. einsatzspezifischen Besonderheiten ihre Berücksichtigung fanden. Statisch wurde besonderer Wert darauf gelegt, dass die crashgerechte Dimensionierung mit einer Erhöhung der Kastenlängsfestigkeit einhergeht. Von dynamischer Seite galt es insbesondere

den Anfahrzugkräften infolge hoher Haftwertausnutzung Rechnung zu tragen, bei gleichzeitiger Berücksichtigung antriebstypischer Belastungen wie z. B. Kräften, die aus Längsverschiebungen in Gelenkwellschiebestücken hervorgerufen werden und als dynamische Belastungen auf die Lagerung des Turbogetriebes wirken. Die Dimensionierungskriterien beinhalten ferner betriebliche Belastungen, die aus dem Wirken von Dämpfern und Spielbegrenzungen oder einer schlechten Gleislage herrühren. Bei der Dauerfestigkeitsauslegung wurde eine besonders umfassende Auswertephilosophie angewandt. Zunächst wurden vier unterschiedliche Lastfallkollektive definiert, die die unterschiedlichen Betrachtungsweisen sinnvoll abbilden (Tafel 1).

Tafel 1: Dynamische Lastfallkollektive

Kollektiv	Anzahl der Superpositionslastfälle
1 Streckenfahrt + Traktion	24
2 Zugbegegnung	7
3 Schneelast	3
4 Beschleunigung auf Ausrüstungsbefestigungen	8

Für jedes dieser Kollektive wurden sogenannte Grundlastfälle definiert, die relevante Einzelbelastungen auf den Fahrzeugkasten wiedergeben. Aus diesen Grundlastfällen wurden im folgenden Superpositionslastfälle gebildet, die unter Berücksichtigung sämtlicher Vorzeichenkombinationen aus einer Überlagerung aus allen Grundlastfällen bestehen, die theoretisch phasengleich auftreten können. Unter Verwendung einer speziellen Auswertesoftware wurden die dazu gewonnenen FEM-Ergebnisse (Finite Elemente Methode) knotenweise dazu herangezogen, um in Abhängigkeit vom örtlich vorhandenen Kerbfall jenen dynamischen Spannungszustand zu ermitteln, der in Kombination aus Mittel- und Ausschlagsspannung die kleinste lokale Sicherheit gegen Werkstoffermüden darstellt. Das automatisiert ablaufende Auswerten von Dauerbeanspruchungen trägt in erheblichem Maß zu einer hohen Auslegungs- sowie späteren Betriebssicherheit bei.

3 Kastenkonzept

3.1 Strukturkonzept

Der Fahrzeugkasten ist als selbsttragende Konstruktion ausgebildet und gliedert sich in die Baugruppen Tanksektion, Anlenkturmsektion, Führerhäuser, Seitenwände und Dachlangträger (Bild 5).

Die Tanksektion besteht aus zwei in die Struktur integrierten Tankhälften, die sich unterhalb der Längsträger befinden. Jede Tankhälfte ist durch Schwallbleche mit abwechselnd oben und unten liegenden Aussparungen unterteilt, um die Belastungen auf die Tankstirnwände bei Längsbeschleunigungen zu reduzieren. Mannlöcher stellen den Zugang zum Tankinneren sicher. Die beiden Tankhälften werden durch zwei den Dieselmotor aufnehmende Motorquerträger verbunden. Zwei zusätzliche, untere Querträger zwischen den Tankhälften erhöhen

len angeordnet, die so gestaltet sind, dass sowohl mit Seilen als auch mit Hubzylindern angehoben werden kann.

Die zwei baugleichen Führerhäuser bilden den Abschluss des Fahrzeugkastens. Dazwischen liegen auf den beiden Anlenkturmsektionen und der Tanksektion als Fachwerk ausgebildete Seitenwände, auf die die Dachlangträger geschweißt sind. Das Fachwerk hat die Aufgabe, die an den Führerhäusern und dem Unterstell wirkenden Kräfte in die Dachlangträger einzuleiten und so deren Steifigkeit mitzunutzen. Insbesondere bei

se im Vergleich zu derjenigen einer vierachsigen Lokomotive für eine alleinfahrende Lokomotive aufgrund der Stoßgesetze eine nur 1,2-fach erhöhte Energieabsorption ausreicht. Mit Hinzunahme des nachschiebenden Güterwagens, den die Norm in einem vereinfachenden Ansatz zur Abbildung eines nachschiebenden Zuges fordert (Bild 4), werden die Verhältnisse schwieriger abschätzbar. Daher wurde zunächst anhand einfacher Simulationsmodelle, welche die Lokomotive mit den Bestandteilen Kasten und zwei Drehgestellen, mit realer Masse und re-

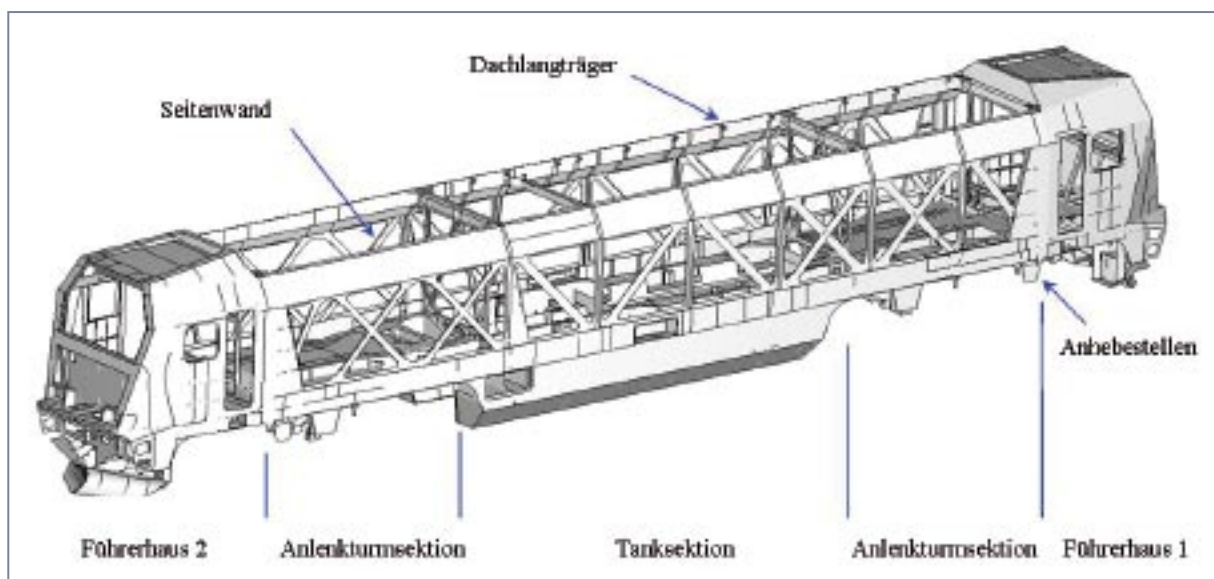


Bild 5: Tragstruktur des Lokomotivkastens

die Torsionssteifigkeit des Kastens und dienen gleichzeitig zur Montage der Antriebswellenlagerung. In die Tankhälften sind jeweils die von außen zugänglichen Batteriekästen integriert.

Die Anlenkturmsektionen mit den integrierten Sekundärfederauflageplatten bestehen aus den Längsträgern links und rechts, die durch den Anlenkturm miteinander verbunden werden. An dessen unterem Ende ist eine horizontal liegende Zug-Druck-Stange befestigt, die die Längskräfte vom Drehgestell auf den Kasten überträgt. Oberhalb der Anlenktürme befindet sich eine ebene Fläche, die motorseitig zur Lagerung des Druckluftmoduls bzw. auf der anderen Seite zur Lagerung der Kühlanlage dient. Am Ende der Anlenkturmsektion sind Anhebestel-

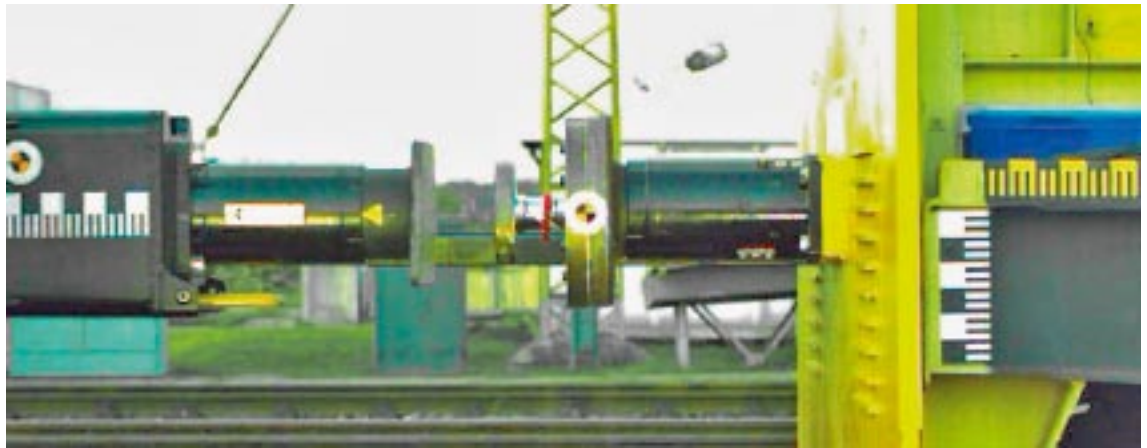
len Längsdrucklastfällen muss die Kraft durch ein schubsteifes Fachwerk auf die unteren Längsträger sowie auf die Dachlangträger verteilt werden, da ansonsten die Durchbiegungen des Kastens viel größer wären und der erstmals an einer Lokomotive getestete 4000-kN-Längsdrucklastfall überhaupt nicht zu bestehen wäre.

3.2 Crashkonzept

Am Anfang der Entwicklung war unklar, ob die Aufgabe, die EN15227 für eine schwere, sechsachsige Lokomotive zu erfüllen, überhaupt lösbar sein würde. Erste Energiebetrachtungen zeigten jedoch, dass trotz der etwa 1,5-fach höheren Mas-

se der Struktursteifigkeit nachzubilden, der Bedarf an Energieaufnahme ermittelt. Es wurde klar, dass aufgrund der besonders hohen Masse der Lokomotive das Szenario 1 einen etwas höheren Energiebedarf darstellt als das Szenario 2. Das ist bemerkenswert, denn für vierachsige Lokomotiven ist die für Szenario 1 benötigte Energieaufnahme typischerweise deutlich geringer als diejenige für Szenario 2.

Um einen möglichst großen Anteil der Kollisionsenergie in strukturexternen Deformationselementen zu absorbieren, wurde das leistungsfähigste am Markt verfügbare Element, das Deformationssystem DUPLEX G2.A2 des Herstellers EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH, Wangen i. Allgäu, ausgewählt. Dieses Element



besteht aus zwei Deformationsstufen, einem crashfähigen Puffer (Suprapuffer G2) und einer deformationsfähigen Konsole (Absorberblock A2). Paarweise pro Kopfstück installiert, kann es die gesamte für

Szenario 2 erforderliche Energie, nämlich 2,4 MJ, auf einem Deformationsweg von ca. 800 mm aufnehmen. In *Bild 6* ist der Deformationsvorgang während eines Crashversuchs schrittweise dargestellt.

Um die für Szenario 1 erforderliche Energie aufzunehmen, war es erforderlich, im Lokomotivkasten noch eine zusätzliche Deformationszone anzuordnen. Es genügte jedoch, diese für einen Defor-



Bild 6: Deformationsverhalten des Deformationssystems DUPLEX G2.A2 für verschiedene Zeitschritte nach dem Aufprall auf eine Kraftmessdoseneinheit

mationsweg von nur 50 bis 150 mm aus-
zulegen. So konnte ein konstruktiv ein-
faches Konzept mit einem kopfstückfes-
ten, begrenzt verschieblichen Führer-
pult gewählt werden, welches in *Bild 7*

dargestellt ist. Dieses wird im Crashfall,
zusammen mit der gesamten Frontpar-
tie, nach hinten verschoben (in *Bild 7*
rot dargestellt). Durch die relativ kurzen
Verschiebewege (weniger als 10 mm bei

Szenario 1, weniger als 50 mm bei Sze-
nario 3) führt dies zu einer nur geringfü-
gigen Einschränkung des freien Raums
zwischen Führerpult und Sitz. Dessen
Mindestwert von 300 mm nach EN15227

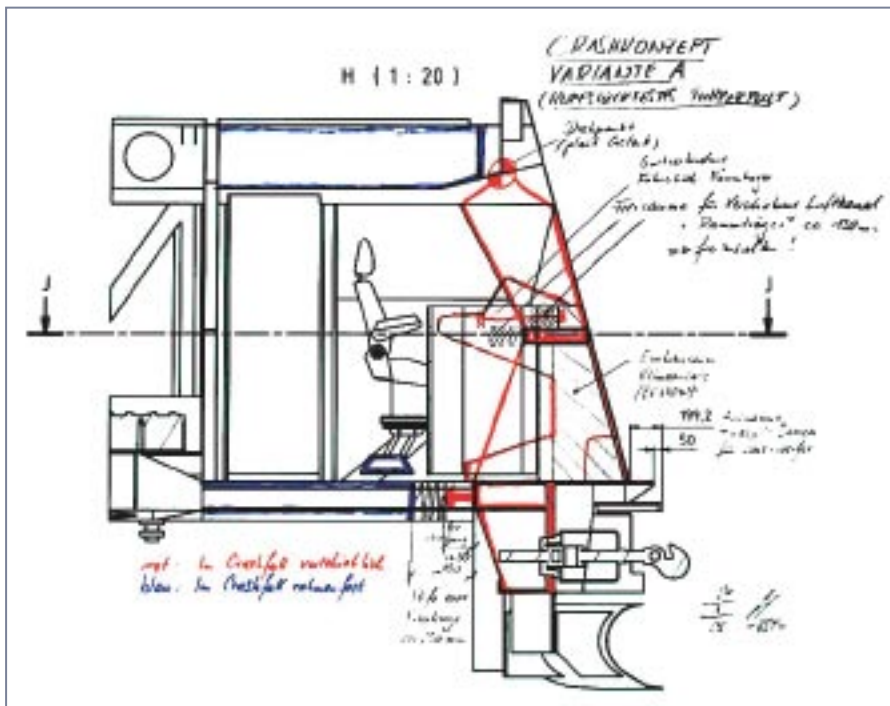


Bild 7: Einfaches Crashkonzept mit massiven Ecksäulen und kopfstückfestem Führerpult. Die im Crashfall verschieblichen Bauteile sind rot, die unverschieblichen blau dargestellt

wird für alle Szenarien eingehalten. Die Frontpartie wird durch massive Ecksäulen ausgesteift und durch plastische Gelenke an der stabilen Stützstruktur im Dachbereich während der Verschiebewegung kontrolliert geführt. Durch die hohe Festigkeit der Ecksäulen wird für Szenario 3 auch ein Eindringen des deformierbaren Hindernisses weitgehend vermieden. Besonderes Augenmerk musste der Anforderung nach einem wirksamen Aufkletterschutz gewidmet werden. Die EN15227 fordert den Nachweis, dass für das Szenario 1 auch bei einem vertikalen Ver-

satz zweier kollidierender Fahrzeuge von 40 mm ein stabiles Verhalten, d. h. ein sicheres Verkrallen der Fahrzeugfronten erreicht wird und gefährliche Tendenzen zum Aufklettern, z. B. das Abheben aller Radsätze eines Drehgestells, vermieden werden. Die korrekte Anordnung einer formschlüssigen Aufkletterschutzvorrichtung ist hierfür wichtig. Einerseits soll diese so früh wie möglich im Deformationsvorgang mit der Aufkletterschutzvorrichtung des gegenüberliegenden Fahrzeugs ineinander greifen, andererseits jedoch soll

durch dieses Ineinandergreifen keine zu große Längskraft in die Fahrzeugstruktur eingeleitet werden, die sich dem von den Deformationselementen eingesteuerten Kraftniveau überlagern würde und so eine insgesamt zu große Längskraft auf das Fahrzeug ausüben könnte. Sie soll also in Längsrichtung eine hohe und gleichzeitig in Vertikalrichtung eine geringe Nachgiebigkeit aufweisen. Zudem ist eine zuverlässige Verkrallung auch mit anderen Fahrzeugtypen und andersartig geformten Frontpartien anzustreben. Alle diese Zielsetzungen konnten mit einer neuartigen, zum Patent angemeldeten Geometrie (Bild 8) erreicht werden, die folgende Eigenschaften aufweist:

- Raster aus nach vorne offenen Zellen,
- Kreuzungspunkte mit hoher Steifigkeit,
- Mannigfaltige Verzahnungsmöglichkeiten (ähnlich Klettverschluss) sowie
- Unterdrückung von Vertikal- und/oder Quergleitbewegungen der Fahrzeugfronten schon im Ansatz.

Damit sich in den nach vorne offenen Zellen kein Schmutz ansammelt und um einer Verletzungsgefahr vorzubeugen, werden diese durch ein verklebtes Aluminiumblech verschlossen. Deshalb ist die Aufkletterschutzvorrichtung im äußeren Erscheinungsbild der Lokomotive nicht zu sehen (Bild 9).

4 Entwicklung, Konstruktion und Optimierung

4.1 Konzeptoptimierung

Basierend auf einer ersten, alle Anforderungen erfüllenden Ausführung des Lokkastens wurde dieser Entwurf anschließend hinsichtlich seines Gewichts und seiner Fertigbarkeit weiter optimiert. Hierzu wurden nochmals in mehreren Parameterstudien alle Wandstärken und Blechteilungen der tragenden Teile untersucht. Diese zweite Schleife wurde ebenfalls dazu genutzt, Geometrien zu optimieren. Dadurch war es möglich, durch die Wahl anderer Blechdicken und Blechteilungen nochmals eine signifikante Ge-

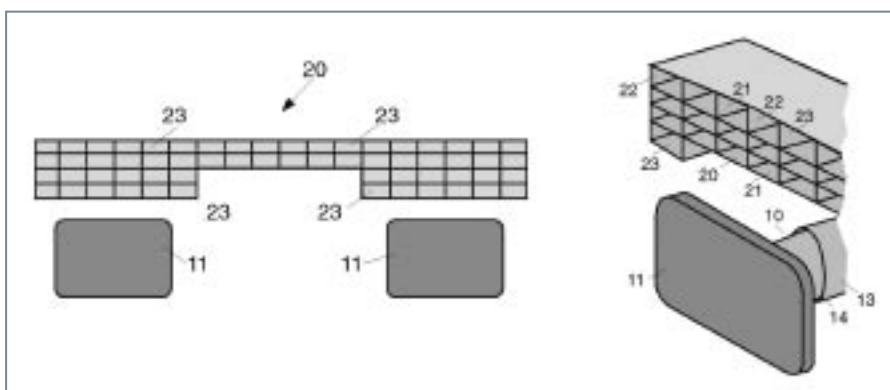


Bild 8: Neuartige Geometrie der Aufkletterschutzvorrichtung



Bild 9: Aufkladderschutzeinrichtung sichtbar im Rohbau (links) und unsichtbar im Zustand nach Endmontage (rechts)

wichtersparnis bei gleichzeitig verbesserter Fertigbarkeit zu erreichen. Einen Ausschnitt aus der Abfolge der nacheinander untersuchten Optimierungsvarianten zeigt *Bild 10*.

Die Optimierungsparameter waren die gleichzeitige Reduktion von Strukturmasse und Durchbiegung. Ausgehend von der Variante 22 wurden Modifikationen an der Seitenwand untersucht so-

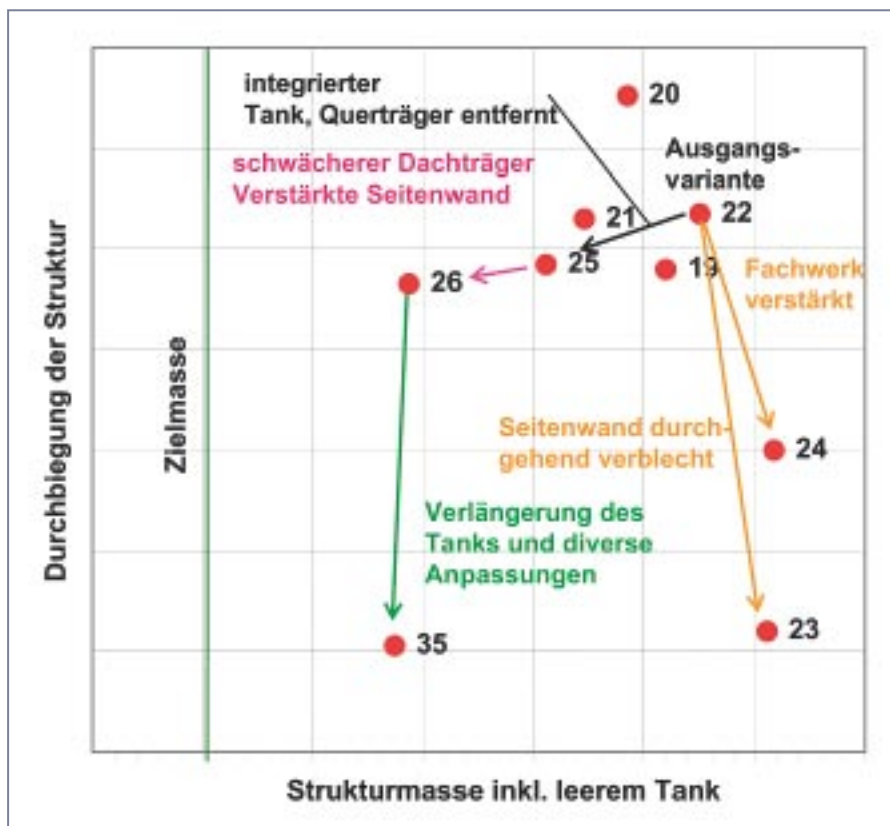


Bild 10: Fortschritt während der Konzeptoptimierung

wie die Auswirkungen eines integrierten und verlängerten Tanks in Verbindung mit einem gewichtsreduzierten Dachlangträger. Variante 35 zeigt als Ergebnis eine deutliche Reduktion der Masse und Durchbiegung gegenüber der Ausgangsvariante. Parallel dazu war ebenfalls die Erhöhung der ersten Biegeeigenfrequenz ein weiterer Optimierungsparameter. Insgesamt wurden von der ersten Konzeptidee bis zur endgültigen Ausführung 54 Varianten untersucht.

Ebenfalls ein großes Augenmerk wurde auf die Seitenwandverkleidung gelegt. Diese sollte zum einen leicht montierbar sein und zum anderen sollte die von Blechausführungen her bekannte und unvermeidbare, aber optisch unschöne Welligkeit vermieden werden. Deshalb wurde eine mit Aluminiumprofilen berandete Verkleidung in Sandwichbauweise gewählt, die aus zwei glatten Deckschichten aus Aluminium sowie einem Schaumkern besteht. Aufgrund der beträchtlichen zu verbindenden Länge über den Kasten ist aus Festigkeitsgründen eine Entkopplung der Verformungen von Seitenwandverkleidung und Fahrzeugkasten notwendig, anderenfalls würde der sehr viel steifere Kasten seine elastischen Deformationen der Verkleidung aufzwingen, was dort zu einer Überbeanspruchung führen könnte. Deshalb werden auf die Randprofile der Verkleidung zusätzliche Aluminiumprofile aufgeklebt, die ihrerseits mit der Fachwerkseitenwand des Kastens verschraubt werden. Die Klebeschicht stellt somit eine elastische Anbindung dar, welche die Deformationen des Kastens und der Verkleidung voneinander entkoppelt. Der Nachweis der Klebeverbindung und der montierten Verkleidung wurde ebenfalls rechnerisch mit dem gesamten FE-Kastenmodell für verschiedene Lastkollektive, insbesondere Streckenfahrt und aerodynamische Lastfälle, erbracht.

4.2 Crashesimulation

Zur Erfüllung der Kollisionssicherheit nach *Bild 4* wurden umfangreiche Simulationen auf einem LINUX-Cluster mit ABAQUS/Explicit durchgeführt. Dabei wurde ein Modell des Kastens einschließ-

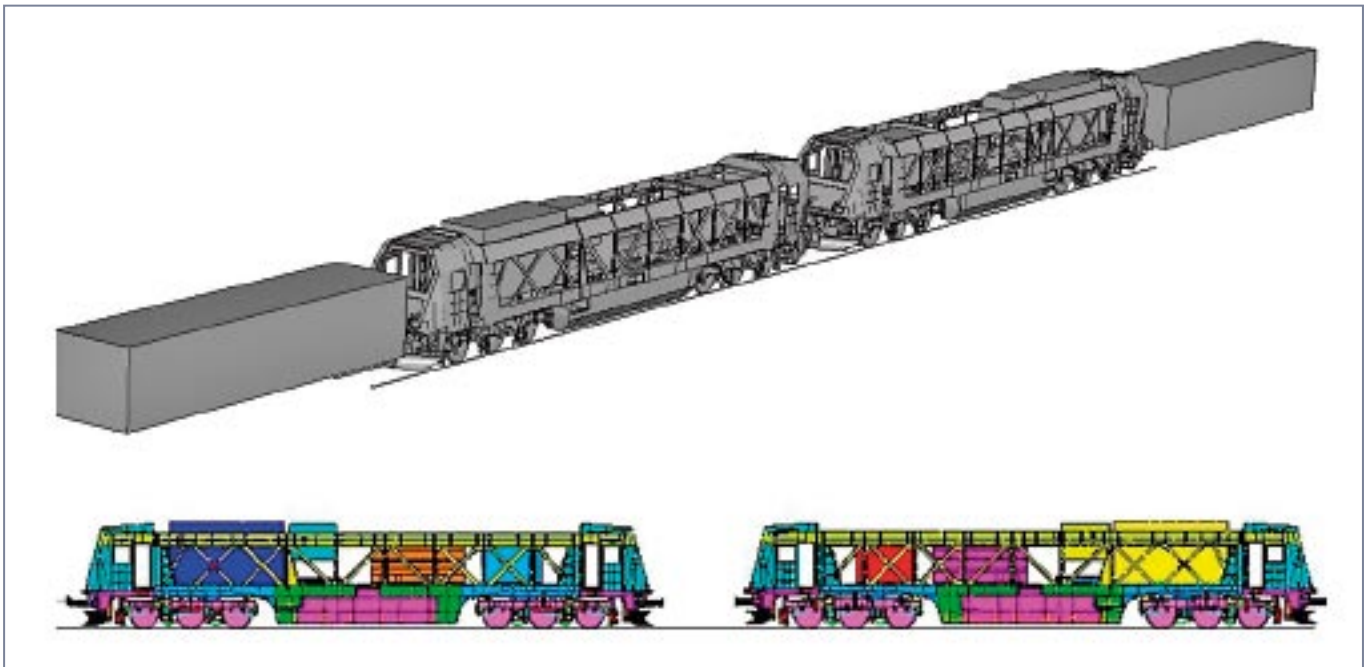


Bild 11: Crashmodell für Kollisionsszenario 1 mit 40 mm Vertikalversatz gemäß prEN15227:2005

lich seiner Hauptaggregate und -module aufgebaut. Die Drehgestelle mit Radsätzen wurden an den Kasten kinematisch korrekt über Feder- und Dämpferelemente mit den entsprechenden Charakteristiken angebunden. Großer Wert wurde auf die richtige Abbildung des Deformationsverhaltens der Crashpuffer gelegt. Hierzu wurden separate Modelle erstellt, die mit den realen Kennlinien hinsichtlich Kraft und Energieaufnahme über dem Deformationsweg abgeglichen wurden. Diese rechnerisch validierten Puffer wurden dann in das Gesamtmodell eingesetzt. Rechnerisch nachgewiesen wurden alle drei in [3] definierten Kollisionsszenarien. *Bild 11* zeigt beispielsweise das

Crashsimulationsmodell, das zum Nachweis des Kollisionsszenarios 1 verwendet wurde. Die gesamte Simulation umfasst zwei komplette Finite-Elemente-Modelle der Lokomotiven mit starr nachgebildeten Referenzgüterwagen. Da bei diesem Szenario das Aufklettern anhand der Vertikalverschiebung des Radsatzes nachzuweisen ist, wurde großer Wert auf das Einfedern vor dem eigentlichen Crash gelegt, damit zu Crashbeginn die korrekte statische Gewichtskraft der Lokomotive auf den Radsätzen liegt. Nur dann kann die Vertikalkraftbilanz im Modell richtig abgebildet werden. Deshalb haben die beiden Lokomotiven in *Bild 11* zu Beginn der Simulation einen größeren Anfangs-

abstand, der zum Einfedern benutzt wird. Da die für Crashsimulationen verwendeten Berechnungscodes expliziter Natur sind, wurde in einer eigens entwickelten Usersubroutine das Dämpfungsverhalten während der Zeit des Einfederns so gesteuert, dass zum Zeitpunkt des erstmaligen Berührens der beiden Puffer die volle Gewichtskraft statisch ausgeglichen auf den Radsätzen ruht.

Da für das Kollisionsszenario 1 fast die gesamte Deformationsenergie von den externen Crashpuffern aufgenommen wird, wurde zusätzlich zur normativ vorgeschriebenen Kollisionsgeschwindigkeit von 36 km/h dasselbe Szenario 1 mit einer Auftreffgeschwindigkeit von 50 km/h



Bild 12: Kollisionsszenario 1 mit 40 mm Vertikalversatz bei 50 km/h Auftreffgeschwindigkeit

h gerechnet, was einer Erhöhung der beteiligten kinetischen Energie um das 1,9-fache entspricht. Damit sollte gezeigt werden, dass die im Führerhausbereich im unteren Langträger integrierten und speziell ausgebildeten Deformationszonen kontrolliert ansprechen, sobald die Energieaufnahmekapazität der externen Elemente ausgeschöpft ist. *Bild 12* zeigt den Zustand nach einem Kollisionsszenario 1 mit 50 km/h. Deutlich zu sehen ist, wie die im Führerhaus integrierten Deformationszonen angesprochen haben.

5 Statischer Lokomotivkastenversuch

Am Kasten der zweiten Lokomotive *Maxima® 40CC* wurde nach Fertigstellung des Stahlbaus inklusive seiner Anschweißteile der statische Festigkeitsversuch vorgenommen. Ein solcher Versuch gehört für eine neu entwickelte Lokomotive in Europa zum Pflichtumfang für die Beantragung einer Inbetriebnahmegenehmigung. Neben den dazu geforderten Einzelprüfungen wurden zur Überprüfung des Berechnungsmodells weitere Einzelprüflastfälle definiert (*Tafel 2*).

Für die Anhebeprüfungen mit nachempfundenem(n) Drehgestell(en) wurde der interne Kraftfluss, der sich aus der gegenseitigen Verspannung der nicht voll ausgefederten Sekundärfedern mit der vertikalen Drehgestellmitnahme ergibt, an einem Kastenende mit zusätzlichen Hydraulikzylindern nachgebildet. Die Materialspannungen wurden mit Dehnungsmessstreifen auf insgesamt 250 Messkanälen aufgenommen. Gleichzeitig wurden über Wegaufnehmer die sich unter Belastung einstellenden Biegelinienverläufe am Kasten, die Verformungen der Fensterdiagonalen der seitlichen Führerhausfenster und speziell beim Auflaufstoß die Längswege der Anlenktürme aufgezeichnet und ausgewertet. *Bild 13* zeigt den Versuchsaufbau im Zustand ohne Ballastierung.

Tafel 2: Übersicht über alle definierten Prüflastfälle

	Zulassung	Voith
Prüfungen mit Längskräften:		
Pufferdruckkraft von 2 000 kN je Lokomotivende	x	
Pufferdruckkraft von 4 000 kN je Lokomotivende		x
Kupplungsdruckkraft von 2 000 kN	x	
Kupplungszugkraft 1500 kN	x	
Diagonale Pufferdruckkraft von 500 kN	x	
Druckkraft auf Fensterbrüstung von 300 kN	x	
Druckkraft auf Fensterbrüstung von 500 kN		x
Druckkraft auf Bodenbereich des Führerraums von 400 kN	x	
Längskraft auf den Anlenkturm entsprechend 5g-Verzögerung Drehgestell		x
Prüfungen mit Vertikalbelastungen:		
1,3-faches Eigengewicht der gesamten Lokomotive	x	
Anheben der vollständigen Lokomotive	x	
einseitiges Anheben mit einem Drehgestell (Eingleisen)	x	
Anheben der gesamten Lokomotive mit Höhenversatz		x
betriebliche Lokkastenverwindung		x

Anhand der Messergebnisse wurde die Strukturfestigkeit des Kastens ebenso nachgewiesen wie die Richtigkeit des verwendeten FE-Rechenmodells. Erstmals in Europa wurde als Extrembelastung zusätzlich zu der für Europa gültigen Pufferdruckkraft von 2 000 kN auch eine Kraft von 4 000 kN versuchstechnisch auf einen Lokomotivkasten aufgebracht. Wie erwartet zeigten sich die höchsten Spannungen im Bereich der strukturinternen Deformationszone an den dort gezielt eingebrachten Schwächungen. Ein ausreichender Sicherheitsabstand gegenüber der Ansprechschwelle wurde nach-

gewiesen. Bei beiden Laststufen wurden die Kräfte über die an den Lokomotivenden montierten Absorberblöcke der Deformationselemente DUPLEX eingeleitet. Dadurch konnte versuchstechnisch nachgewiesen werden, dass diese nicht vorzeitig auslösen.

6 Schlussbetrachtung

Mit Abschluss der Entwicklungsarbeiten bestätigte sich, dass die definierten technischen Anforderungen erfüllt werden konnten. Gleichzeitig gelang es, den fa-



Bild 13: Prüfaufbau zum statischen Druckversuch

vorisierten gestalterischen Vorschlag serientauglich am Fahrzeug umzusetzen. Im Rahmen der Entwicklung und Optimierung des Lokomotivkastens wurden einige neuartige Detaillösungen gefunden, für die gegenwärtig Patentanmeldungen vorliegen. Das gefundene Konzept zur Erhöhung der passiven Sicherheit trägt dazu bei, dass sich das ohnehin schon hohe Schutzniveau im Schienenverkehr zukünftig weiter verbessert. Der statische Festigkeitsversuch verlief erfolgreich und stellte die gewünschten Festigkeitsreserven unter Beweis. – A 129 – (Indexstichworte: Brennkrafttriebfahrzeuge, Komponenten, Leichtbau)

(Bildnachweis: alle Bilder, Voith Turbo Lokomotivtechnik GmbH & Co KG)

Literatur

- [1] Entwurf DIN 5566: Schienenfahrzeuge – Führerräume. Beuth Verlag GmbH, Berlin Dezember 2004.
- [2] UIC-Merkblatt 651: Gestaltung der Führerräume von Lokomotiven, Triebwagen, Triebwagenzügen und Steuerwagen. 4. Ausgabe Juli 2002.
- [3] prEN 15227: Bahnanwendungen – Anforderungen für die Kollisionssicherheit von Schienenfahrzeugkästen. Schluss-Entwurf September 2007. CEN Brüssel.
- [4] UIC-Merkblatt 505-1: Fahrzeuge Fahrzeugbegrenzungslinien. 9. Ausgabe November 2003.
- [5] DIN EN 12663: Bahnanwendungen – Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen. Beuth Verlag GmbH, Berlin Oktober 2000.



Dipl.-Ing. Jost Foedtke (38). Studium des Allgemeinen Maschinenbaus an der TU Darmstadt bis 1997. Von 1997 bis 2005 Berechnungsingenieur bei der Firma Vossloh Locomotives GmbH in Kiel. Dort bis 2000 schwerpunktmäßig in der Strukturauslegung und

im Anschluss in der fahrtechnischen Berechnung tätig. Seit 2005 bei der Firma Voith Turbo Lokomotivtechnik GmbH & Co. KG in Kiel in der Fahrzeugauslegung (Festigkeit, Fahrtechnik) und als Teamkoordinator der technischen Berechnung. Anschrift: Voith Turbo Lokomotivtechnik GmbH & Co. KG, Systemtechnik Berechnung, Uferstraße 80, 24106 Kiel, Deutschland. E-Mail: jost.foedtke@voith.com



Dipl.-Ing. (FH) Ralf Pfrommer (45). Studium des Maschinenbaus an der Fachhochschule Karlsruhe bis 1989. Anschließend bis 1999 Berechnungsingenieur bei Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen, von 1999 bis 2003 Teamleiter Technische Berechnung P+Z

Engineering in Stuttgart. Seit 2003 Projektleiter und seit 2005 Teamleiter Berechnung Schienenfahrzeuge bei der Helbling Technik AG in Aarau, Schweiz. Anschrift: Helbling Technik AG, Leiter Entwicklung, Numerische Simulation & Festigkeit, Schachenallee 29, 5000 Aarau, Schweiz. E-Mail: ralf.pfrommer@helbling.ch



Dipl.-Ing. Sieghard Schneider (42). Studium der Luft- und Raumfahrttechnik an der Universität Stuttgart; ab 1994 Berechnungs- und Systemingenieur bei der Krauss-Maffei Verkehrstechnik GmbH, nachfolgend Siemens Krauss-Maffei Lokomotiven GmbH in

München; ab 1996 Abteilungsleiter Strukturmechanik und System-Engineering, ab 1999 Geschäftssegmentleiter Systemauslegung Mechanik; 2001 Gründung und Geschäftsführung der Eisenbahn-Systemtechnik GmbH Anschrift: EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH, Geschäftsführer, Wielandstraße 15, 88239 Wangen im Allgäu, Deutschland. E-Mail: s.schneider@eisenbahn-systemtechnik.de



Dipl.-Ing. (FH) Harald Zurheide (47). Studium des Maschinenbaus an der Fachhochschule Köln, Fachrichtung Fahrzeugtechnik bis 1988. Anschließend Entwicklungsingenieur/Projektleiter bei der Helbling Technik AG im Geschäftszentrum Transportation in Aarau, Schweiz. Seit 2002 Entwicklungsleiter der Abteilung Konstruktion im Bereich Transportation der Helbling Technik AG.

Anschrift: Helbling Technik AG, Entwicklungsleiter, Schachenallee 29, 5000 Aarau, Schweiz. E-Mail: harald.zurheide@helbling.ch

helbling



Helbling Technik AG
Schachenallee 29
5000 Aarau (Schweiz)

Tel. +41 62 836 45 55
Fax +41 62 836 45 54

www.helbling.ch



EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH
Wielandstraße 15
D-88239 Wangen im Allgäu

Tel. +49-75 22-915 51 33
Fax +49-75 22-915 51 34

www.eisenbahn-systemtechnik.de