

Dynamische Krantragwerksberechnungen

Dipl.-Ing. Susann Schneider, Dr.-Ing. M. Kleeberger

Technische Universität München, Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik,
Boltzmannstrasse 15, 85748 Garching

Thema: Systematischer Vergleich der dynamischen Beanspruchungen von Gittermast-Fahrzeugkranen mit den Ergebnissen der quasistatischen Auslegung nach DIN EN 13001

1 Motivation

Schwerlastkrane mit Gitterausleger sind in der Tragfähigkeit unübertroffen. Sie werden vorzugsweise bei sehr schweren Autokranen und besonders bei riesigen Raupenkranen verwendet.

Doch nicht nur für höchste Tragfähigkeiten, sondern auch wenn besondere Anforderungen an Hubhöhe und Ausladung des Kranes gestellt werden, kommen Gittermast-Fahrzeugkrane zur Anwendung. Sie besitzen schlanke, elastische Auslegersysteme aus hochfesten Feinkornbaustählen mit spitzwinkligen Seilabspannungen, die sehr hohe Traglasten erzielen. Jedoch weisen sie schon im Gebrauchszustand ein ausgeprägt geometrisch nichtlineares Last-Verschiebungs-Verhalten auf. Ihre Auslegungsberechnung erfolgt gemäß den einschlägigen Normen auf der Basis von quasistatischen Berechnungsansätzen. Dabei werden die dynamischen Lasteinwirkungen lediglich durch starrkörperkinetisch ermittelte Lasten berücksichtigt, die mittels Dynamikbeiwerten vervielfacht werden. Die Qualität einer solchen Berechnung ist auf Grund des nichtlinearen Systemverhaltens schwer einzuschätzen und die Berechnungsansätze liefern nur Abschätzungen der dynamischen Beanspruchung des Krans. Einen umfassenden Vergleich zwischen der Methode der quasistatischen Nachweise und dynamischen FE-Berechnungen, die die tatsächlich auftretenden Beanspruchungen erzielen, gab es bisher für Fahrzeugkrane noch nicht und ist Inhalt des Projektes. Das Forschungsvorhaben wird von der DFG gefördert (GU 427/12-1).

2 Stand der Technik

Die den Berechnungen zu Grunde liegenden Krane sind große Gittermastkrane mit Raupenfahrwerk, die Tragfähigkeiten von über 1000t und Hakenhöhen von über 220m bewerkstelligen können. Gittermastkrane werden überall dort eingesetzt, wo Teleskopkrane die geforderten Traglasten nicht mehr bringen können oder auch wenn Lasten verfahren werden sollen. Sie sind unentbehrliche Helfer im Schwertransport. Raupenkrane werden notwendig, wenn keine Straßen vorhanden sind, es sich folglich um schwieriges Gelände oder schlechte Bodenbeschaffenheit handelt. Sind die Anforderungen an Traglast, Hubhöhe und Reichweite hoch, so ergeben sich weitere prädestinierte Einsatzbereiche für Raupenkrane. Typische Arbeiten findet

man im Kraftwerks- und Industriebau, beim Aufbau von Windenergieanlagen, sowie petrochemischen Großanlagen. Sie werden heute fast ausschließlich von Raupenkranen durchgeführt.

Die Mannigfaltigkeit der möglichen Kranarbeiten resultiert in einer großen Bandbreite an Kraneinrichtungen und Auslegersystemen, die sich zu unterschiedlichsten Höhen montieren lassen. Damit können die verschiedensten Hubvorgänge realisiert werden. Große Kransysteme bieten dabei bis zu 40 verschiedene Rüstzustände.

Bedingt durch die Forderung nach Transportmöglichkeit auf öffentlichen Straßen müssen Großkrane zerlegt werden können, wodurch das Baukastenprinzip für die Auslegersysteme entstand. Die Konstruktionen der modernen Fahrzeugkrane sind heute bis ins letzte Detail ausgereizt. Priorität besitzt dabei der Leichtbau. Die Transportgewichte sollen möglichst klein gehalten werden, die Kranleistungen dennoch so hoch wie möglich bleiben. Dieser unabdingbare Wunsch nach Leichtbau im Bereich der Fahrzeugkrane verlangt nach hochfesten Baustählen. Feinkornbaustähle haben hohe Festigkeits- und Streckgrenzenwerte und gleichzeitig sehr gute Eigenschaften bezüglich der Zähigkeit, auch im niedrigen Temperaturbereich bis zu -60 °C .

3 Ziel und Methode

Ziel des Forschungsvorhabens ist es, einen systematischen Vergleich zwischen den Ergebnissen der Beanspruchungen auf Gittermast-Fahrzeugkrane einerseits nach der dynamischen Berechnung und andererseits nach der quasistatischen Auslegung entsprechend der Normen herauszuarbeiten.

Der Hintergrund für diese Untersuchungen liegt darin, dass die quasistatischen Berechnungsansätze nur Abschätzungen der dynamischen Beanspruchungen liefern. Es sollen daher die maximalen dynamischen Beanspruchungen mittels des Finite-Elemente Programmes NODYA für die Vorgänge Lastheben, Drehen und Wippen für eine repräsentative Auswahl an Rüstzuständen an Kranen unterschiedlicher Tragfähigkeitsklasse bestimmt werden. Auf diesem Wege sollen Aussagen über die Güte der Lastannahmen und den Geltungsbereich der gängigen Krannormen getroffen werden.

Neben verschiedenen Krankonfigurationen aus Haupt-, Wipp- und Derrickausleger werden verschiedene Auslegerlängen und -stellungen betrachtet.

Die Berechnungen zu diesem Projekt erfolgen mit dem am Lehrstuhl fml der TUM speziell für Kranberechnungen entwickelten Programm NODYA. Mit diesem können statische und dynamische Analysen, geometrisch und materiell nichtlineare Berechnungen, sowie Beul- und Knickanalysen realisiert werden. NODYA bietet neben den Stab-, Balken-, Massen- und Dämpfungselementen auch ein Seilelement, das der Abbildung von über Rollen laufenden Seilen dient. Ferner können Superelemente generiert werden, die für Berechnungen mit großen Drehungen geeignet sind. Die Modellierung ist bauteilbezogen und NODYA bietet Schnittstellen zu I-DEAS und Krasta.

Um Einflussgrößen auf die Beanspruchungen identifizieren zu können, werden ausgewählte Parameter mit verschiedenen Werten besetzt. Das Ziel ist es, allgemeingültige Aussagen treffen zu können.

Mögliche Abhängigkeiten sollen erkannt werden und eine kritische Prüfung der quasistatischen Berechnungsansätze erfolgen.

4 Normung - Quasistatischer Berechnungsansatz

Für die quasistatischen Berechnungen bieten sich als zu Grunde liegende Normvorschrift die deutsche DIN 15018 T3 [1], die europäische Fahrzeugkrannorm DIN EN 13000 [2] und die übergeordnete europäische Krannorm DIN EN 13001 [3] [4] an. DIN 15018 T3 und DIN EN 13000 sind hinsichtlich der Lastannahmen nahezu gleich, da die DIN EN 13000 bezüglich der Kranberechnung auf die FEM Richtlinie 5.004 [5] verweist, die bis auf die Nichtberücksichtigung einer Querschleunigung senkrecht zu den Auslegern, den Grundsätzen von DIN 15018 T3 im Wesentlichen entspricht.

In bisherigen Vergleichen zwischen quasistatischer und dynamischer Berechnung zeigten die Ergebnisse nach DIN 15018 T3 erhebliche Abweichungen von den tatsächlich auftretenden Belastungen [7] [10]. Bessere Ergebnisse wurden mit DIN EN 13001 erzielt. Da die DIN EN 13001 die modernste der drei Normen ist und im europäischen Normengebäude nach Überarbeitung der DIN EN 13000 auch die Grundlage der Fahrzeugkranberechnung bilden wird, erscheint es problemgerecht, in diesem Forschungsprojekt die quasistatischen Berechnungen auf Grundlage dieser Norm durchzuführen.

In den Lastannahmen der DIN EN 13001 werden folgende Dynamik-Beiwerte definiert, die für die hier durchzuführenden Berechnungen relevant sind:

- Dynamik-Beiwert Φ_1 : Beschleunigung aus Anheben und Gravitation, auf die Masse des Krans wirkend
Dieser Dynamik-Beiwert soll die Schwingungserregung des Krantragwerkes erfassen, die beim Anheben der Last vom Boden und beim Absetzen der Last auftritt. Der Wert ist abhängig vom Krantyp zwischen 1,0 und 1,1 anzusetzen. Die FEM Richtlinie 5.004, auf die DIN EN 13000 bezüglich der Fahrzeugkranberechnung verweist, setzt diesen Dynamik-Beiwert gleich 1,0. Deshalb wird auch für die hier durchzuführenden Berechnungen $\Phi_1=1,0$ gewählt.
- Dynamik-Beiwert Φ_2 : Anheben einer unbehinderten Last vom Boden
Beim Anheben einer unbehinderten Last vom Boden sind die dabei verursachten dynamischen Effekte durch Multiplikation der Gewichtskraft der Hublast mit dem Faktor ϕ_2 zu berücksichtigen. Die Berechnungsvorschrift für Φ_2 hängt von der Hubklasse und dem Hubwerkstyp ab. Gittermast-Fahrzeugkrane ordnet man üblicherweise der Hubklasse HC1 zu. Der Hubwerkstyp ist HD4 (Hubgeschwindigkeit stufenlos durch Kranführer steuerbar).

Die Berechnungsvorschrift für den Dynamik-Beiwert ϕ_2 lautet dann:

$$\phi_2 = 1,05 + 0,17 \cdot v_h$$

Für die Hubgeschwindigkeit v_h ist somit die Hälfte der maximalen stetigen Hubgeschwindigkeit $v_{h,\max}$ anzusetzen: $v_h = 0,5 \cdot v_{h,\max}$

- **Dynamik-Beiwert Φ_5 : Massenkräfte aus Antrieben**
Beim Beschleunigen und Verzögern von Kranbewegungen (Fahren, Wippen, Drehen) wirken auf das Tragwerk Massenkräfte, die gemäß DIN EN 13001 mit starrkörperkinetischen Modellen berechnet werden dürfen. Da eine Starrkörperanalyse elastische Effekte nicht wiedergibt, sind die so ermittelten Änderungen der Massenkräfte mit dem Dynamik-Beiwert Φ_5 zu vervielfachen. Für die hydraulischen Antriebe der Gittermast-Fahrzeugkrane (Antrieb ohne Spiel mit stetigen Kraftänderungen) gibt die Norm für Φ_5 einen Auswahlbereich von 1,0 bis 1,5 vor. Es erscheint mangels näherer Erkenntnisse als problemgerecht, den Beiwert für die Massenkräfte aus Antrieben wie DIN 15018 T3 mit 1,5 anzusetzen. Für Fliehkräfte ist der Dynamik-Beiwert Φ_5 gleich 1,0 anzusetzen.
- **Teilsicherheitsbeiwerte**
Zur rechnerischen Nachweisführung nach DIN EN 13001 müssen die Lasten zusätzlich mit Teilsicherheitsbeiwerten, die Unsicherheiten in den Lastannahmen ausgleichen, vervielfacht werden. Da in diesem Forschungsprojekt die Qualität der quasistatischen Lastannahmen, nicht aber die der Teilsicherheitsbeiwerte, beurteilt werden soll, werden in den hier durchzuführenden Berechnungen nach Norm ausschließlich Dynamik-Beiwerte angesetzt.

In diesem Forschungsprojekt soll nun untersucht werden, inwiefern diese Lastannahmen die realen Verhältnisse widerspiegeln. Die Güte der Lastannahmen und der gängige Geltungsbereich wird geprüft. Es folgt eine Einschätzung der Eignung des quasistatischen Berechnungsansatzes. Da in der Berechnungsmethodik gemäß EN 13001 nur starrkörperkinetisch ermittelte Trägheitskräfte angesetzt werden, wird ersichtlich, dass hier lediglich die Beschleunigung als variable Größe als Einflussparameter gilt. Mit welcher Geschwindigkeit typische Arbeitsspiele wie das Lastheben, Krandrehen oder –wippen ausgeführt werden, ist irrelevant.

Untersucht werden Arbeitsprozesse, bei denen der Kran fest auf ebenem Untergrund steht. Windeinwirkungen werden nicht berücksichtigt. Die Arbeitsvorgänge meinen das Krandrehen, -wippen und Lastheben, wobei sich solch ein Arbeitsspiel aus dem

Beschleunigen auf eine gewünschte Dreh-, Wipp- oder Hubgeschwindigkeit, dem Beharren bei dieser Geschwindigkeit und dem Abbremsen bis zum Stillstand besteht.

5 Modellierung

5.1 Auswahl der zu untersuchenden Auslegersysteme

Der Vergleich soll ein möglichst breites Spektrum typischer Arbeitsvorgänge in unterschiedlichen Krantragwerksklassen für verschiedenste Rüstzustände und Auslegerstellungen abdecken.

Den Untersuchungen zu Grunde liegen zwei Krane verschiedener Tragfähigkeitsklasse (ca. 600t und 1400t).

Um die Vielfalt der Rüstzustände abzudecken, werden folgende Systeme untersucht:

- reine Hauptauslegersysteme
- Haupt- und Derrickausleger
- Haupt- und wippbarer Hilfsausleger
- Haupt-, Derrick- und wippbarer Hilfsausleger

Bei Systemen mit Derrick-Ausleger ist ein Zusatzgegengewicht angebracht, wobei auch hier die beiden Ausführungsformen des Schwebeballasts und des Ballastwagens unterschieden werden.

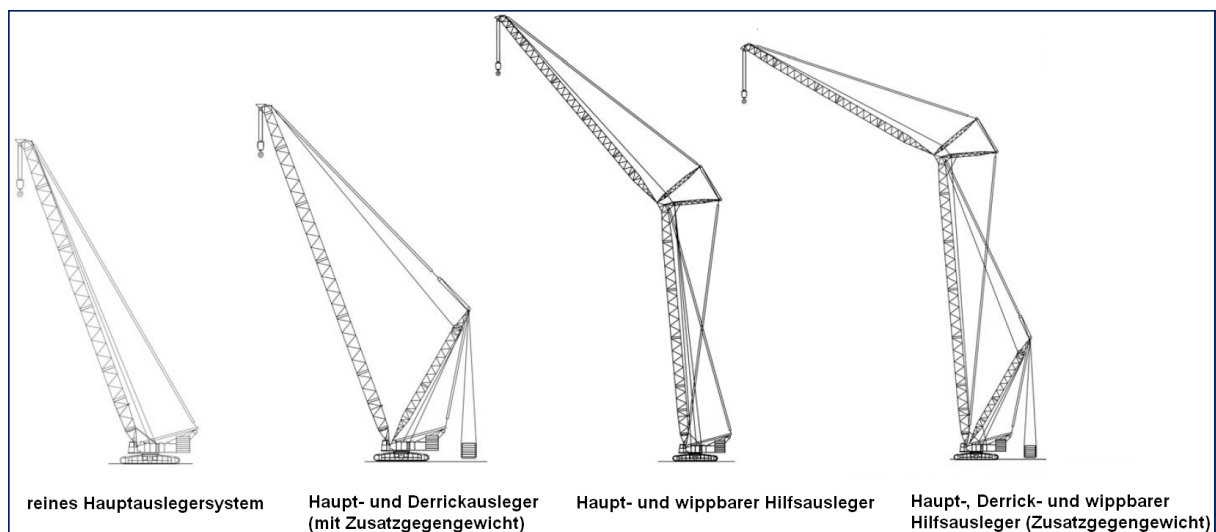


Bild 1: Typische Rüstzustände von Gittermast-Raupenkränen

Für jeden zusammengestellten Rüstzustand werden drei Auslegerlängen und drei Auslegerstellungen (Ausladungen) betrachtet. Außerdem werden für nunmehr alle hervorgebrachten Varianten verschiedene Positionen der angehängten Last für typische Kranarbeitsvorgänge untersucht.

Bisher wurden 37 Rüstzustände für jeweils zwei Lastpositionen innerhalb einer Tragwerksklasse für die Vorgänge des Krandrehens und –wippens bearbeitet. Den Ergebnissen liegen also 74 Kransysteme zu Grunde.

Nach diesem ersten Schritt der Auswahl repräsentativer Auslegersysteme erfolgt die Erstellung der Berechnungsmodelle für den Stahlbau und die Antriebe.

5.2 Modellierung des Kranstahlbaus

Grundlage der Modelle sind Daten real existierender Krane, sowohl zum Tragwerk als auch zur Kransteuerung und üblichen Kranarbeitsspielen. Damit ist eine Transparenz und Vergleichbarkeit mit gängigen Industriekranen und deren Arbeitsweise gegeben. Eine Verifizierung der berechneten Größen mittels Messungen soll später im Projekt geschehen.

Ein Rechenmodell, in dem jedes Konstruktionselement erfasst wird, scheidet für derartige Serienuntersuchungen aus, da die Erstellung der Modelle zu zeitaufwendig ist. Regelmäßige Stabverbände werden zu bzgl. der Masse- und Steifigkeitseigenschaften äquivalenten Einzelementen zusammengefasst. Mit dieser Methode der finiten Turmelemente [6] lässt sich das gesamte Auslegersystem mittels einer überschaubaren Anzahl an Einzelementen abbilden. Jedes Gittermast-Zwischenstück wird durch ein Balkenelement beschrieben.

Bei der Grundkonstruktion der Drehbühne handelt es sich um eine verwindungssteife, hochwertige Stahlkonstruktion. Alle Kräfte und Momente in Längs- und Querrichtung aus dem Ausleger werden durch diese Stahlkonstruktion auf die Drehverbindung übertragen und anschließend über den Unterwagen auf den Boden abgeleitet. In den bisherigen Untersuchungen wurde der Oberwagen auch aus Balkenelementen mit entsprechenden Steifigkeit generiert, dies ist jedoch nur eine Näherung und soll verbessert werden. Hierfür werden Schalenmodelle von Ober- und auch Unterwagen erzeugt und aus diesen über das Prinzip der statischen Kondensation Super-elemente generiert. Die Anschlusspunkte werden anschließend mit dem Balkenmodell des Auslegersystems gekoppelt und bilden so den gesamten Stahlbau ab [8].

Exemplarisch werden neben diesen Ersatzstabmodellen auch Einzelstabmodelle erstellt, die jeden Stab des Krantragwerks abbilden. Einerseits sollen die ermittelten Schnittgrößen zwischen beiden Modellen verglichen werden, andererseits wird die Güte der Globalstabmodelle verifiziert, Aussagen über das Verhältnis von Zeitaufwand und Qualität der Ergebnisse werden getroffen.

5.2 Modellierung der Antriebe

Die Hub- und Wippbewegungen werden über Seilwinden realisiert, die Drehbewegung durch eine Rollendrehverbindung zwischen Ober- und Unterwagen. Drehwerk und Seiltrommeln werden dabei hydraulisch durch Axialkolben-Verstellpumpen mit integriertem Planetengetriebe angetrieben. Durch die Kransteuerung können alle Arbeitsbewegungen unabhängig voneinander angesteuert werden.

Auf ein detailliertes Antriebsmodell mit Differentialgleichungssystemen wird an dieser Stelle verzichtet, da die hydraulischen Antriebe weitestgehend belastungsempfindlich arbeiten und den durch die Kransteuerung vorgegebenen zeitlichen Verläufen für die Antriebsgrößen (z.B. Drehgeschwindigkeit des Kranoberwagens oder einer Winde) sehr gut folgen. Dies ergaben Messungen an einem Gittermast-Raupenkrane [9].

Diese Rampen haben linearen Charakter und bilden das Arbeitsspiel, bestehend aus einem Anfahrvorgang, einem Beharrungszustand der gleichförmigen Bewegung und einem Abbremsen bis zum Stillstand, ab.

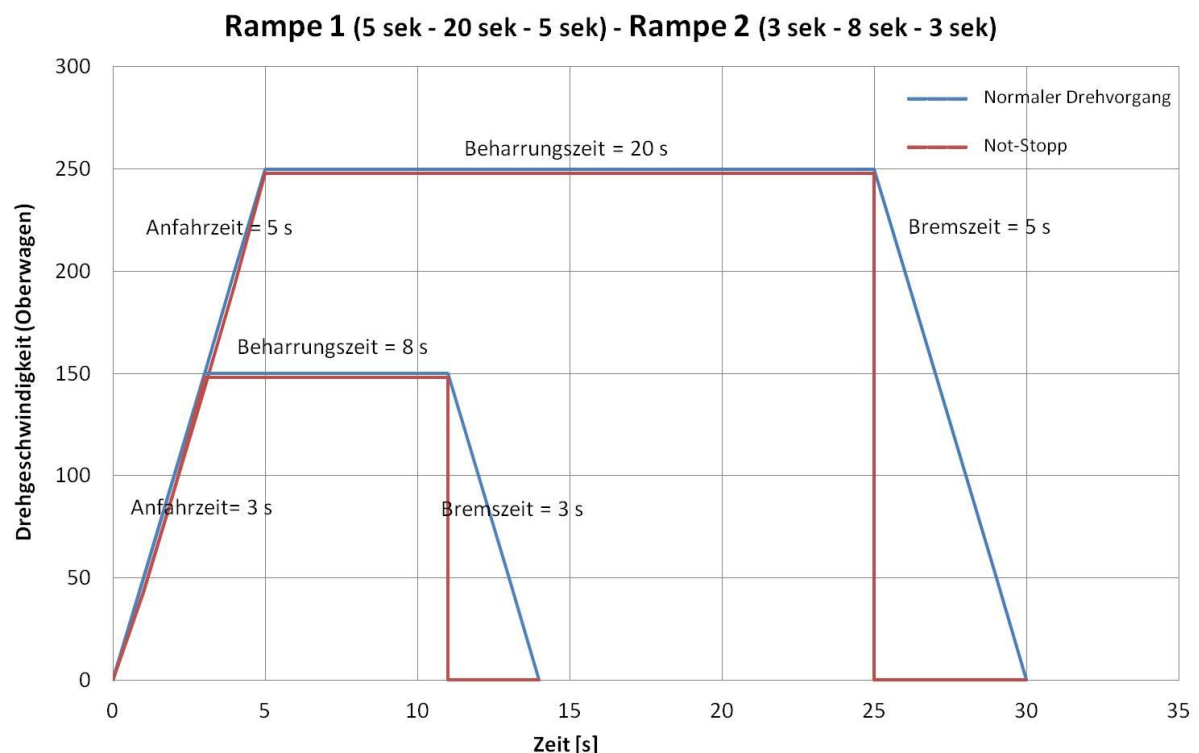


Bild 2: Zeitlicher Verlauf der Drehgeschwindigkeit des Kranoberwagens

In der Antriebsmodellierung werden außerdem die maximal wirkenden Beschleunigungs- und Bremsmomente berücksichtigt. Während eines normalen Abbremsvorganges wirkt das Hydrauliksystem. Erst nach dieser Integrationszeit fallen Lamellenbremsen ein, welche ein höheres Moment hervorbringen. Kommt es zum Not-Stopp fallen sofort die mechanischen Bremsen ein, das Hydrauliksystem geht in Rundlauf.

Diese Arbeitsweise und reale Bremsmomente wurden in der Erstellung der Antriebssystemmodelle berücksichtigt. Sowohl die gewählten Parameter der Kransteuerung, als auch die maximalen Antriebs- und Bremsmomente wurden in Absprache mit Kranherstellern ausgewählt.

Nach der Modellerstellung werden die Einzelbewegungen Lastheben vom Boden, Drehen und Wippen betrachtet. Die Untersuchungen werden für alle zuvor ausgewählten Rüstzustände und Auslegerstellungen, sowie verschiedenen Lastpositionen mit Nennlast durchgeführt. Die bisherigen Arbeiten bezogen sich auf die Vorgänge Drehen und Wippen.

6 Krandrehen

6.1 Abbildung und Parametrisierung eines typischen Drehvorgangs

Der Drehvorgang beginnt aus dem Zustand der Ruhe. Die Berechnung gliedert sich in einen statischen und einen dynamischen Rechenlauf. Nach der Berechnung des statischen Gleichgewichtszustands vollzieht sich die dynamische Berechnung in fünf Phasen:

1. Hublast ist angehängt (der Kran ist in Ruhe)
2. Beschleunigungsphase
3. Beharrungsphase
4. Verzögerungsphase
5. Ausschwingen des Krantragwerks

Bild 3 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf des Oberwagendrehwinkels für unterschiedliche Beharrungszeiten:

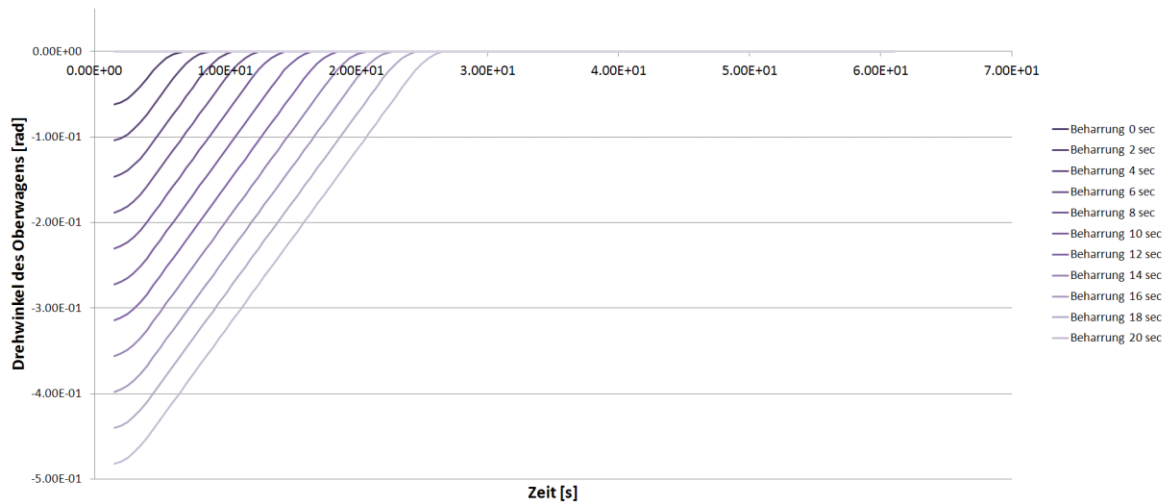


Bild 3: Drehwinkel des Oberwagens (Drehgeschwindigkeit $v = 0,021 \text{ rad/s}$; Anfahrbeschleunigung/Bremsverzögerung $a = 0,007 \text{ rad/s}^2$)

Das primäre Untersuchungsziel ist es, die Abhängigkeit der dynamischen Kranbelastung von den Einflussparametern Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung zu erfassen. Dazu wird zunächst der ungünstigste Schwingungszustand herangezogen, der sich bei Variation der Dauer der Phase der gleichförmigen Bewegung (Beharrungsphase) ergibt. Die so bestimmte maximale Belastung wird bei realen Kraneinsätzen im Allgemeinen nicht erreicht werden, da der Kranführer in der Regel bemüht sein wird, die Bremszeitpunkte möglichst günstig zu wählen. Dennoch eignet sich diese Vorgehensweise sehr gut zur Darstellung der grundlegenden Zusammenhänge.

Die dynamischen und quasistatischen Berechnungen des Krandrehens wurden für folgende Parameterwerte durchgeführt:

- Drehgeschwindigkeit des Kranoberwagens
 - 0,007 [rad/s]
 - 0,014 [rad/s]
 - 0,021 [rad/s]

- Beschleunigung/ Verzögerung
 - 0,00420 [rad/s²]
 - 0,00525 [rad/s²]
 - 0,00700 [rad/s²]

- Position der Last
 - bodennah
 - 5 m unter der Auslegerspitze

Die Variationen zur Erfassung der maximalen Beanspruchung sind:

- Beharrungszeit
 - 0 bis 20 s in Schritten von 2 s
- Untersuchte Vorgänge
 - Normaler Betriebsvorgang des Drehens
 - Notsituation (Not-Stopp)

In den vergleichenden quasistatischen Rechnungen gemäß DIN EN 13001 fanden folgende Lasten Berücksichtigung:

- Eigenlasten (mit Dynamikwert $\Phi_1 = 1,0$)
- Hublast inkl. Lastaufnahmemittel (mit Dynamikwert $\Phi_2 = 1,0$, da das Hubwerk beim Drehvorgang nicht aktiv ist)
- Massenkräfte aus Antrieben ($\Phi_5 = 1,5$ bzw. $\Phi_5 = 1,0$ für Fliehkräfte)

6.2 Auswertung mittels charakteristischer Größen

Untersucht werden soll die dynamische Wirkung auf das Tragwerk. Dazu wurden folgende Größen ausgewertet:

- Biegemomentenverläufe entlang sämtlicher Ausleger
- Kräfte in den Seilen und Abspannstangen
- Verschiebungen des Tragwerks
- Wirkende Antriebsmomente

Bei der Auswertung zeigte sich, dass das Biegemoment im Fußpunkt des Hauptauslegers die Belastung des Krans beim Drehen sehr gut charakterisiert. Deshalb bezieht sich die nachfolgende Ergebnisdarstellung auf dieses Biegemoment.

6.3 Ergebnisse des Krandrehens

Die Bilder 4 und 5 zeigen exemplarisch den zeitlichen Verlauf des Biegemomentes im Hauptauslegerfußpunkt eines Krans mit langem Auslegersystem (48m Hauptausleger, 42m Derrickausleger, 36m Wippausleger) für einen normalen Drehvorgang und die Not-Aus-Situation. Zu Grunde liegen eine Anfahr- und Bremsbeschleunigung von $0,0042 \text{ rad/s}^2$ und eine Drehgeschwindigkeit von $0,021 \text{ rad/s}$. Die Beharrungszeit variiert zwischen 0 und 20 Sekunden in Schritten von 2 Sekunden. Die Belastungsspitzen hängen stark von der Beharrungszeit ab. Welche Beharrungszeit jedoch maßgeblich ist, ist nicht zu vereinheitlichen.

Die Werte der quasistatischen Rechnung, die für den Vergleich mit der Berechnung nach Norm DIN EN 13001 ermittelt wurden, lagen in diesem Fall niedriger als die Maximalwerte der dynamischen Rechnung.

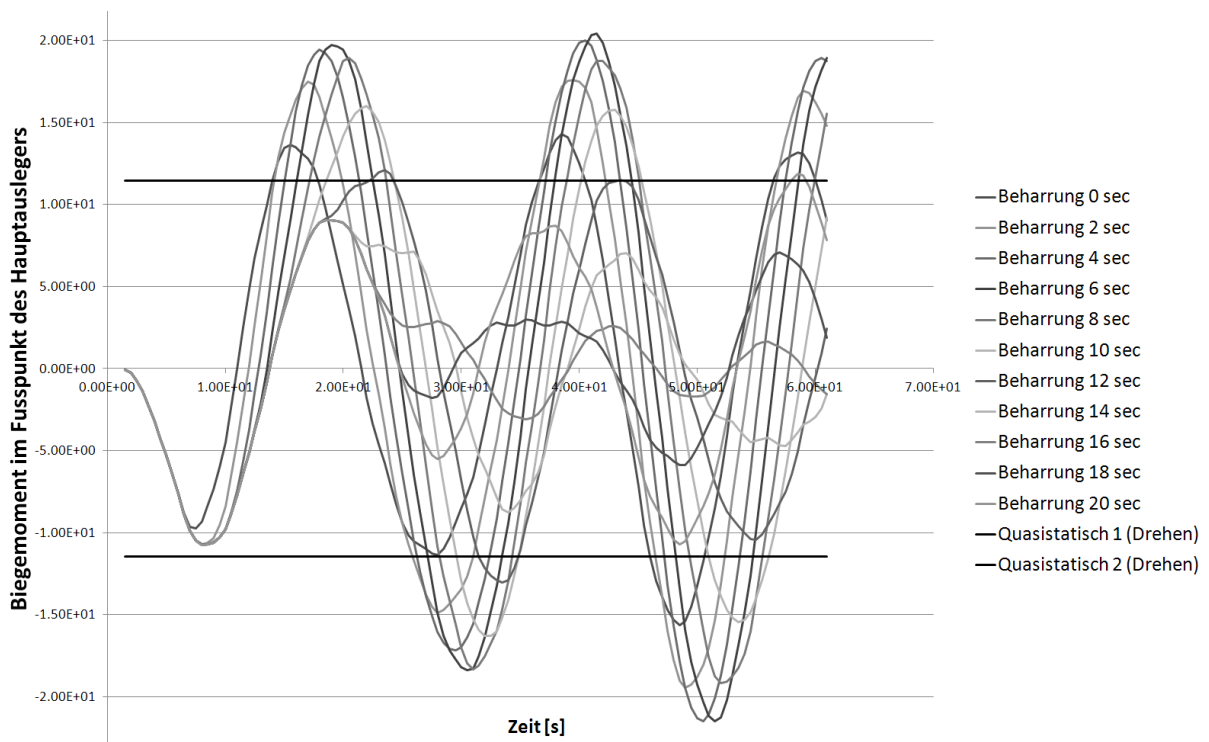


Bild 4: Zeitlicher Verlauf des Biegemomentes beim normalem Betriebsmodus Drehen ($v = 0,021 \text{ rad/s}$; $a = 0,0042 \text{ rad/s}^2$)

Beim Not-Stopp (Bild 5) kam es hier zu keinem nennenswerten Anstieg der Biegemomente, was für lange Auslegersysteme typisch ist. Der Grundschwingung von Auslegersystem und Last ist lediglich eine höherfrequente Biegeschwingung des Auslegers überlagert, die durch den abrupten Bremsvorgang angeregt wird.

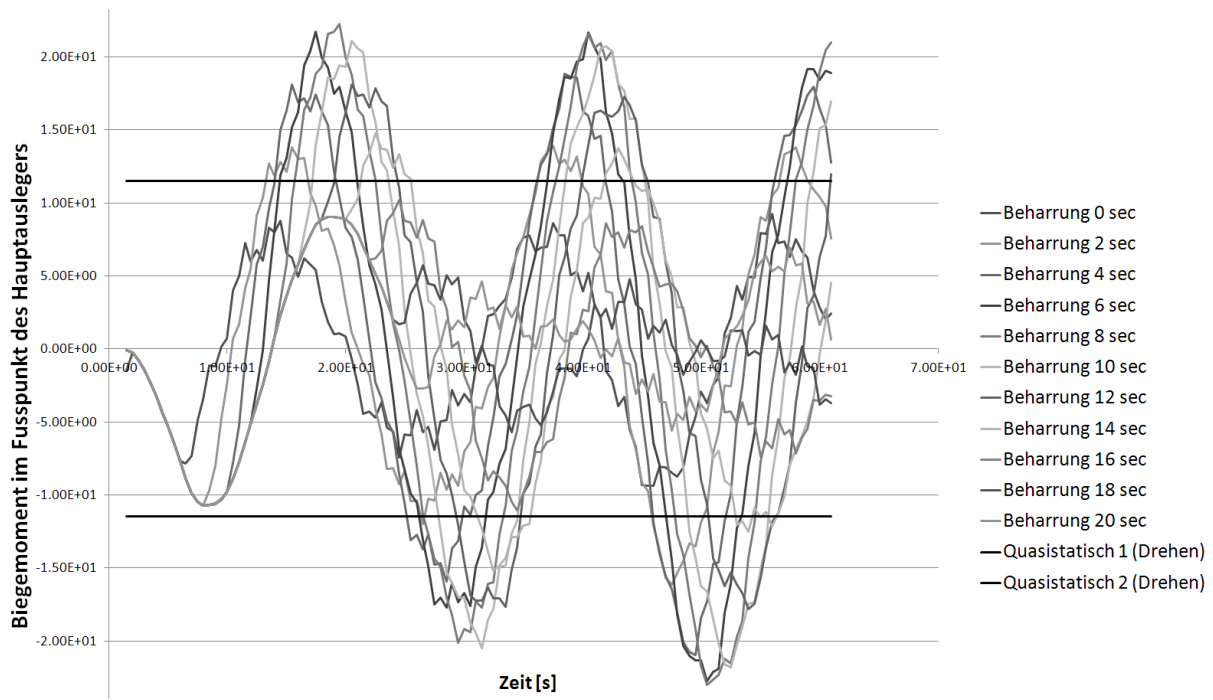


Bild 5: Zeitlicher Verlauf des Biegemomentes beim Not-Stopp Drehen ($v = 0,021 \text{ rad/s}$; $a = 0,0042 \text{ rad/s}^2$)

Die nächste Betrachtung bezieht sich auf die Abhängigkeit der Größe des Biegemoments im Fußpunkt des Hauptauslegers vom Rüstzustand des Krans und der Position der Hublast. Das Ergebnis ist in Bild 6 dargestellt.

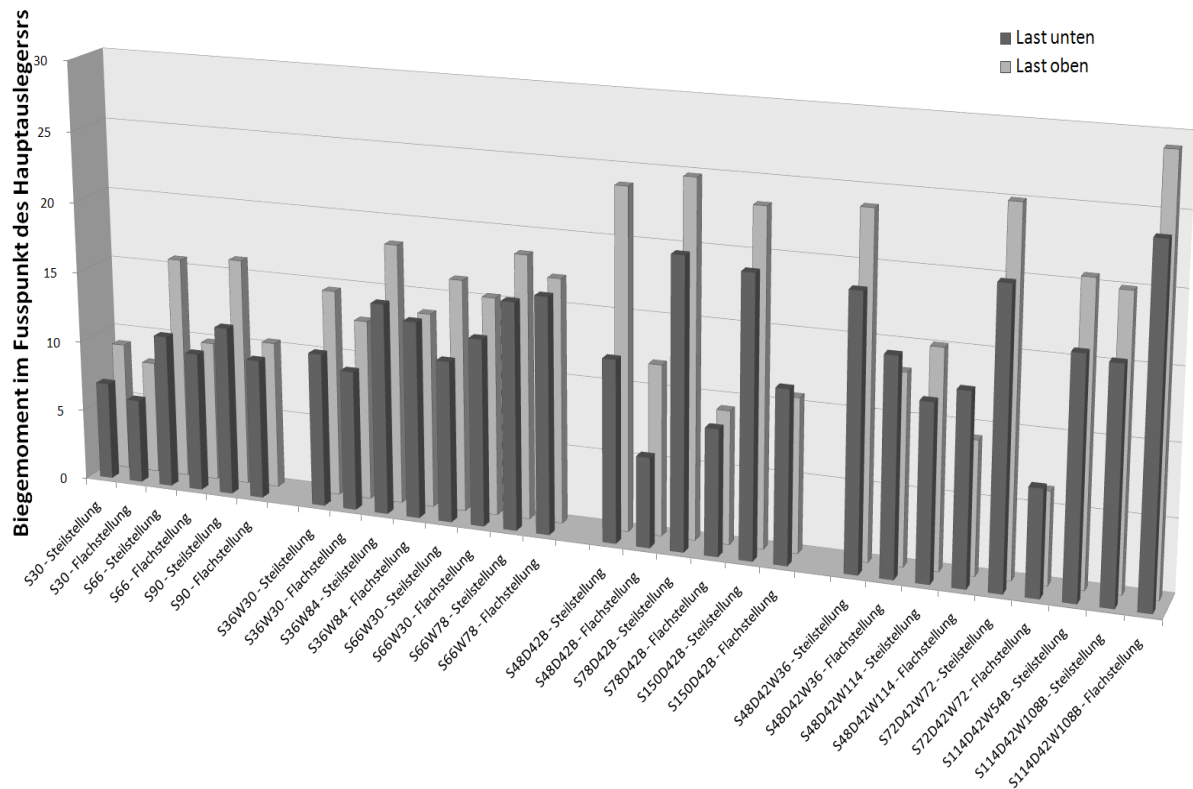


Bild 6: Vergleich der Biegemomente, abhängig von Rüstzustand und Hublastposition für das Kran-drehen

Es zeigt sich, dass sich für fast alle Rüstzustände dann größere Biegemomente im Ausleger ergeben, wenn sich die Last knapp unterhalb der Auslegerspitze befindet als bei einer bodennahen Lastposition. Ebenso wird ersichtlich, dass die Maximalwerte des Biegemoments bevorzugt bei Steilstellung des Auslegersystems auftreten. Die Rüstzustände mit den größten Momentenbelastungen des Hauptauslegerfußstücks sind:

- S78D42B – Steilstellung (78m Hauptausleger, 42m Derrickausleger)
- S72D42W72B – Steilstellung (72m Hauptausleger, 42m Derrickausleger, 72m Wippausleger)
- S114D42W108B – Flachstellung (114m Hauptausleger, 42m Derrickausleger, 108m Wippausleger)

Die nächste Abschnitt widmet sich der Fragestellung, in welcher Weise die dynamischen Belastungen des Krans von den Einflussgrößen Drehgeschwindigkeit und -

beschleunigung abhängen. Die Auswertung aller Rechenläufe ergab, dass sich die betrachteten Rüstzustände diesbezüglich in drei Kategorien einteilen lassen:

- Kategorie 1: Die Belastung des Krans ist nahezu ausschließlich von der Drehgeschwindigkeit abhängig.
- Kategorie 2: Die Belastung des Krans ist hauptsächlich von der Drehgeschwindigkeit abhängig.
- Kategorie 3: Die Belastung des Krans ist von der Drehgeschwindigkeit und der Drehbeschleunigung abhängig.

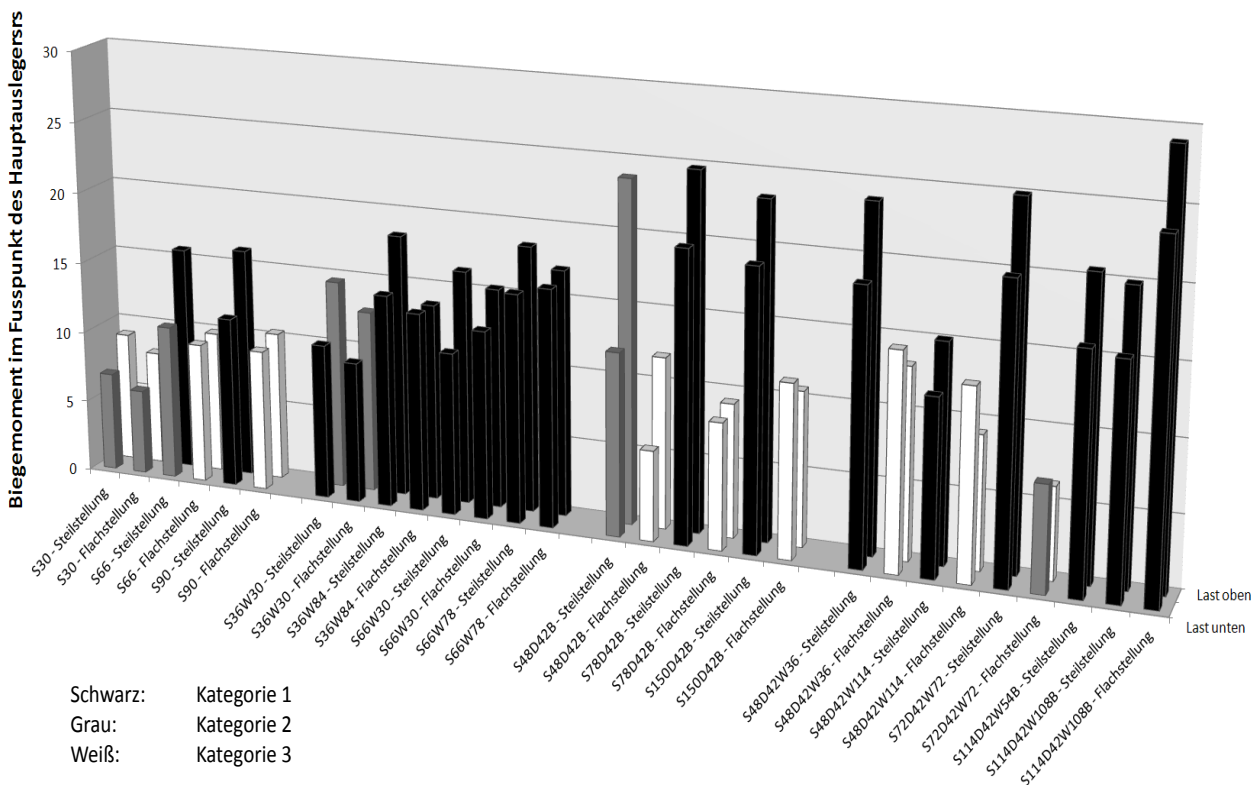


Bild 7: Einteilung der Rüstzustände nach Abhängigkeit der Kranbelastung von Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung

Bild 7 zeigt, dass entgegen der Lastannahme des quasistatischen Berechnungsansatzes nach Norm, bei der die Drehbeschleunigung die einzig maßgebliche Einflussgröße ist, nun vielmehr die Drehgeschwindigkeit von entscheidender Bedeutung ist. Dies gilt insbesondere für die bemessungsrelevanten Rüstzustände, bei denen die größten Kranbelastungen auftreten. Bei ihnen hängt die Kranbelastung nahezu ausschließlich von der Drehgeschwindigkeit ab. Somit gibt der Ansatz nach Norm das Verhalten der elastischen Auslegersysteme nicht korrekt wieder.

In Bild 8 ist die prozentuale Verteilung der Rüstzustände auf die drei Kategorien dargestellt. Über 50% der Rüstzustände fallen in Kategorie 1, in der die Kranbelastung entgegen den Ansätzen nach Norm nahezu unabhängig von der Drehbeschleunigung ist.

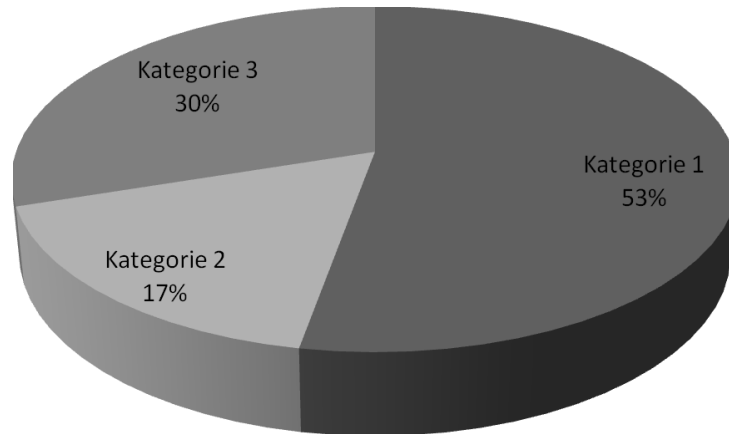


Bild 8: Klassifizierung der Rüstzustände nach Abhängigkeit der Kranbelastung von Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung

Nachfolgend werden die Ergebnisse der dynamischen und quasistatischen Berechnungen exemplarisch für jeweils einen Rüstzustand der Kategorie 1 und Kategorie 3 dargestellt.

Bild 9 zeigt das Biegemoment im Fußstück des Hauptauslegers für den Rüstzustand der Kategorie 1 S114D42W108 – Steilstellung, bestehend aus 114m-langem Hauptausleger, 42m-langem Derrickausleger mit Gegengewicht und 108m-langem Wippausleger.

Schwarz gekennzeichnet sieht man die Ergebnisse der quasistatischen Berechnung, bei der die Belastungen ausschließlich von der Beschleunigung abhängen. Hellgrau dargestellt sind die Ergebnisse bei normalem Kranbetrieb für alle Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Kombinationen. Die dunkelgrauen Säulen zeigen die Ergebnisse für den Not-Stop.

Bei der kleinsten und mittleren Drehgeschwindigkeit (0,007 und 0,014 rad/s) hängt die dynamische Kranbelastung nahezu ausschließlich von der Drehgeschwindigkeit ab. Innerhalb eines Geschwindigkeitsblocks treten kaum Unterschiede hervor. Die Drehbeschleunigung hat keinen bedeutenden Einfluss. Dies gilt sowohl für den normalen Kranbetrieb als auch für den Not-Stop. Lediglich bei der größten Drehgeschwindigkeit (0,021 rad/s) ist ein leichter Belastungsanstieg mit zunehmender Beschleunigung erkennbar.

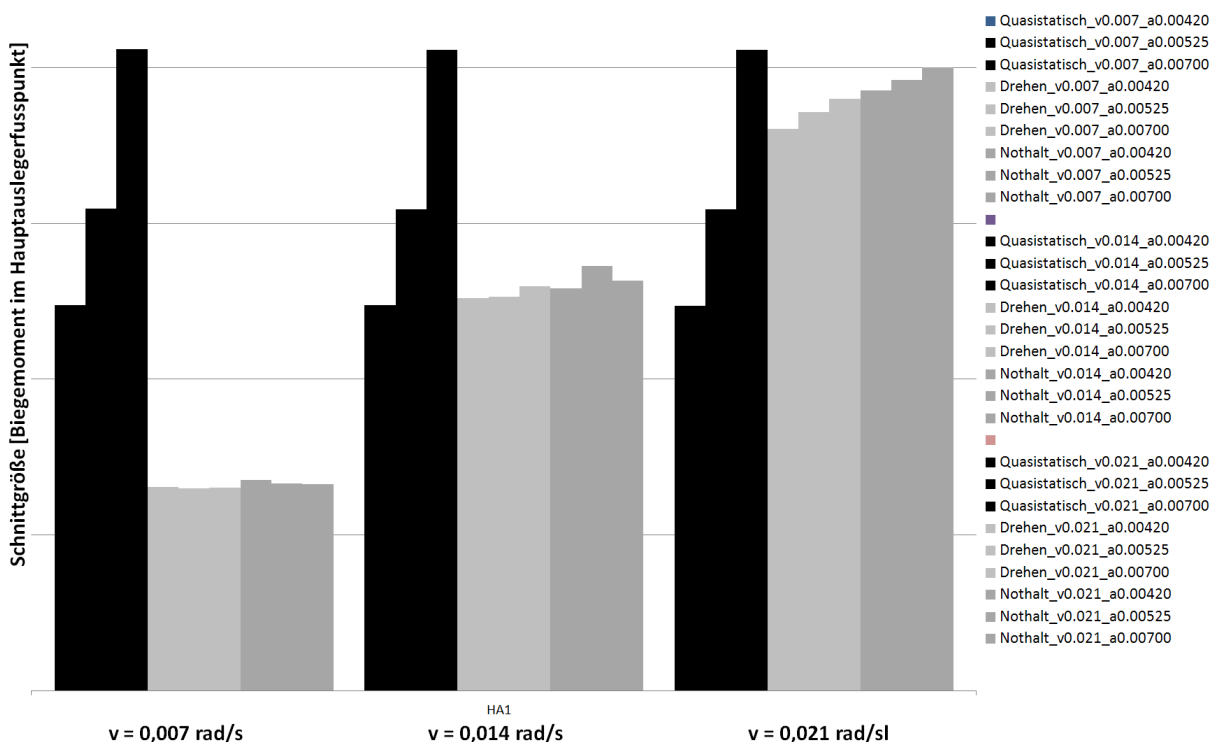


Bild 9: Biegemomente im Fußpunkt des Hauptauslegers für verschiedene Parametervariationen (S114D42W108 in Steilstellung, Last oben) – Kategorie 1

Die quasistatisch nach Norm berechneten Belastungen geben aufgrund ihrer reinen Beschleunigungsabhängigkeit das reale Systemverhalten nicht wieder. Sie liegen bei kleiner und mittlerer Drehgeschwindigkeit auf der sicheren Seite, wobei ihre Werte

bis zu dreimal größer als die tatsächlichen auftretenden Belastungen sind. Bei der größten Drehgeschwindigkeit liegen die quasistatischen Belastungen nur für die größte Drehbeschleunigung auf der sicheren Seite, die beiden kleineren Drehbeschleunigungen liefern zu geringe Belastungen.

Bild 10 zeigt nun die Ergebnisse für den Rüstzustand der Kategorie 3 S90 – Flachstellung, bestehend aus einem 90m-langen Hauptausleger mit Last oben.

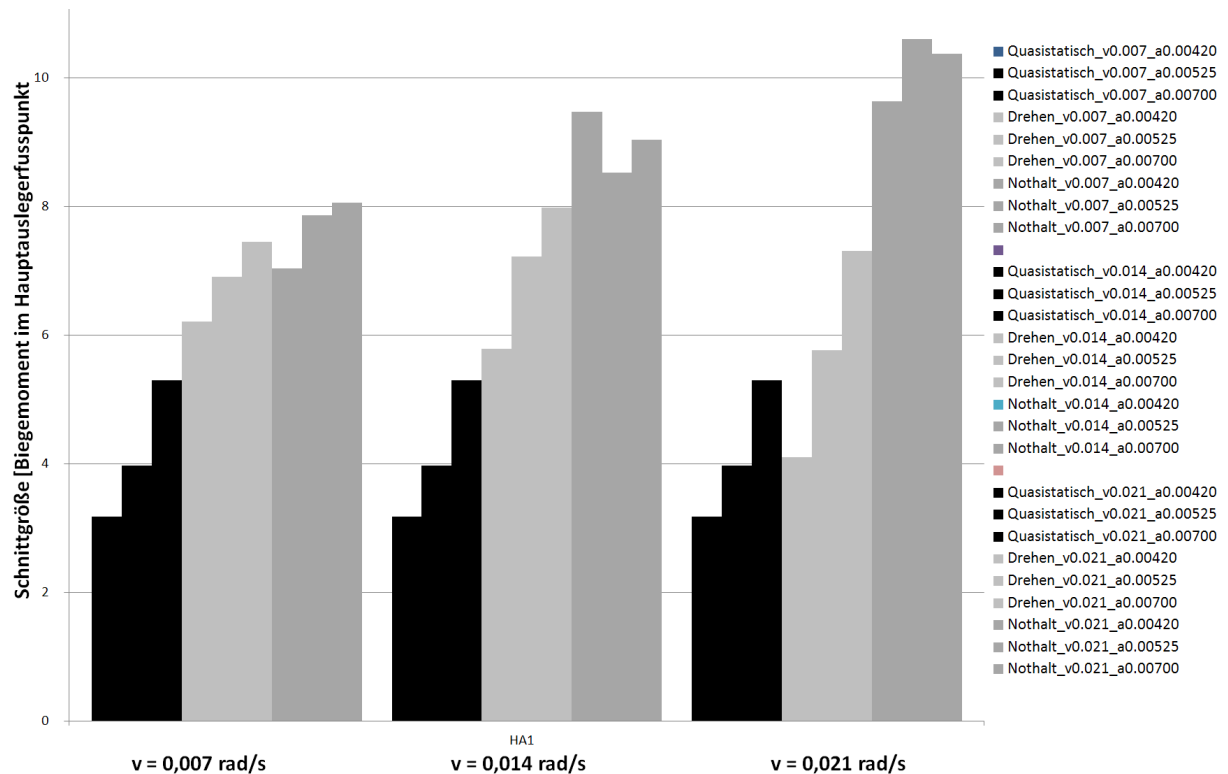


Bild 10: Biegemomente im Fußpunkt des Hauptauslegers für verschiedene Parametervariationen (S90 in Flachstellung, Last oben) – Kategorie 3

Im Gegensatz zum Rüstzustand der Kategorie 1 steigen hier die Belastungen innerhalb eines Geschwindigkeitsblocks mit zunehmender Beschleunigung an. Ebenso nehmen die Belastungen mit der Drehgeschwindigkeit zu, wenn auch nicht so ausgeprägt wie in Kategorie 1. Die quasistatische Berechnung liefert hier in allen Fällen kleinere Belastungen als die dynamische Berechnung.

7 Wippen

7.1 Abbildung und Parametrisierung eines typischen Wippvorgangs

Bei der Untersuchung des Kranwippens werden die dynamischen Belastungen für eine Auslegerbewegung hin zu einer größeren Ausladungsposition betrachtet. Dabei erreicht man am Ende des Wippvorganges die zu untersuchende Auslegerstellung und kann für die Hublast die für diese Ausladung zugehörige Nennlast ansetzen.

Bei Auslegerkonfigurationen mit Hilfsausleger wird der Vorgang des Wippens des Hilfsauslegers untersucht. Der Winkel des Hauptauslegers bleibt dabei unverändert. Das gemeinsame Wippen von Haupt- und Hilfsausleger ist im Projekt zu einem späteren Zeitpunkt vorgesehen.

Beim Kranwippen gestaltet sich der Ablauf der dynamischen Berechnung wie beim Drehen. Auch hier wird in fünf Phasen unterteilt:

1. Hublast ist angehängt (der Kran ist in Ruhe)
2. Beschleunigungsphase
3. Beharrungsphase
4. Verzögerungsphase
5. Ausschwingen des Krantragwerks

Die Auswertung zielt wiederum auf die Prüfung ab, inwieweit der quasistatische Berechnungsansatz stimmt oder ob andere Parameter als die Wippbeschleunigung Einfluss auf die Beanspruchungen haben.

Auch wenn der Wippvorgang über die Winden und die Flaschenzüge eingeleitet wird, erscheint es sinnvoller die vorgegebenen Geschwindigkeiten nicht auf diese zu beziehen, sondern auf den Ausleger selbst. Dies erleichtert den Vergleich unterschiedlicher Krane. Angaben zu Windendrehzahlen scheinen weniger transparent.

An dieser Stelle sei ergänzend bemerkt, dass die Auswahl der Beschleunigungswerte auf Basis bekannter Bremszeiten erfolgte. Diese Bremszeit wurde in eine dazugehörige Verzögerung umgerechnet, da die Untersuchung die Prüfung der Abhängigkeit von der Beschleunigung vorsieht. Es liegen Bremszeiten im Bereich zwischen drei und fünf Sekunden zu Grunde. Für den Not-Stopp beim Wippen wird eine Verzögerungszeit von einer Sekunde angesetzt.

Die dynamischen und quasistatischen Berechnungen des Kranwippens wurden für folgende Parameterwerte durchgeführt:

- Wippgeschwindigkeit des Auslegers
 - 0,0025 [rad/s]
 - 0,0050 [rad/s]
 - 0,0075 [rad/s]

- Wippbeschleunigung/ -verzögerung des Auslegers
 - 0,001500 [rad/s²]
 - 0,001875 [rad/s²]
 - 0,002500 [rad/s²]

- Position der Last
 - bodennah
 - 5 m unter der Auslegerspitze

Die Variationen zur Erfassung der maximalen Beanspruchung sind:

- Beharrungszeit
 - 0 bis 20 s in Schritten von 2 s

- Untersuchte Vorgänge
 - Normaler Betriebsvorgang des Wippens
 - Notsituation (Not-Stopp)

In den vergleichenden quasistatischen Rechnungen gemäß DIN EN 13001 fanden folgende Lasten Berücksichtigung:

- Eigenlasten (mit Dynamikwert $\Phi_1 = 1,0$)
- Hublast inkl. Lastaufnahmemittel (mit Dynamikwert $\Phi_2 = 1,0$, da das Hubwerk beim Wippvorgang nicht aktiv ist)
- Massenkräfte aus Antrieben ($\Phi_5 = 1,5$ bzw. $\Phi_5 = 1,0$ für Fliehkräfte)

7.2 Auswertung mittels charakteristischer Größen

Die Auswertung umfasst den Vergleich der Ergebnisse aus den dynamischen und quasistatischen Berechnungen für folgende Größen:

- Biegemomentenverläufe entlang sämtlicher Ausleger
- Kräfte in den Seilen und Abspannstangen
- Verschiebungen des Tragwerks
- Wirkende Antriebsmomente

7.3 Auswertung Kranwippen

Bild 11 zeigt für ausgewählte Rüstzustände die größten Biegemomente im Hauptausleger, die sich bei der dynamischen Berechnung des normalen Wippvorgangs bzw. der Not-Stop-Situation ergaben.

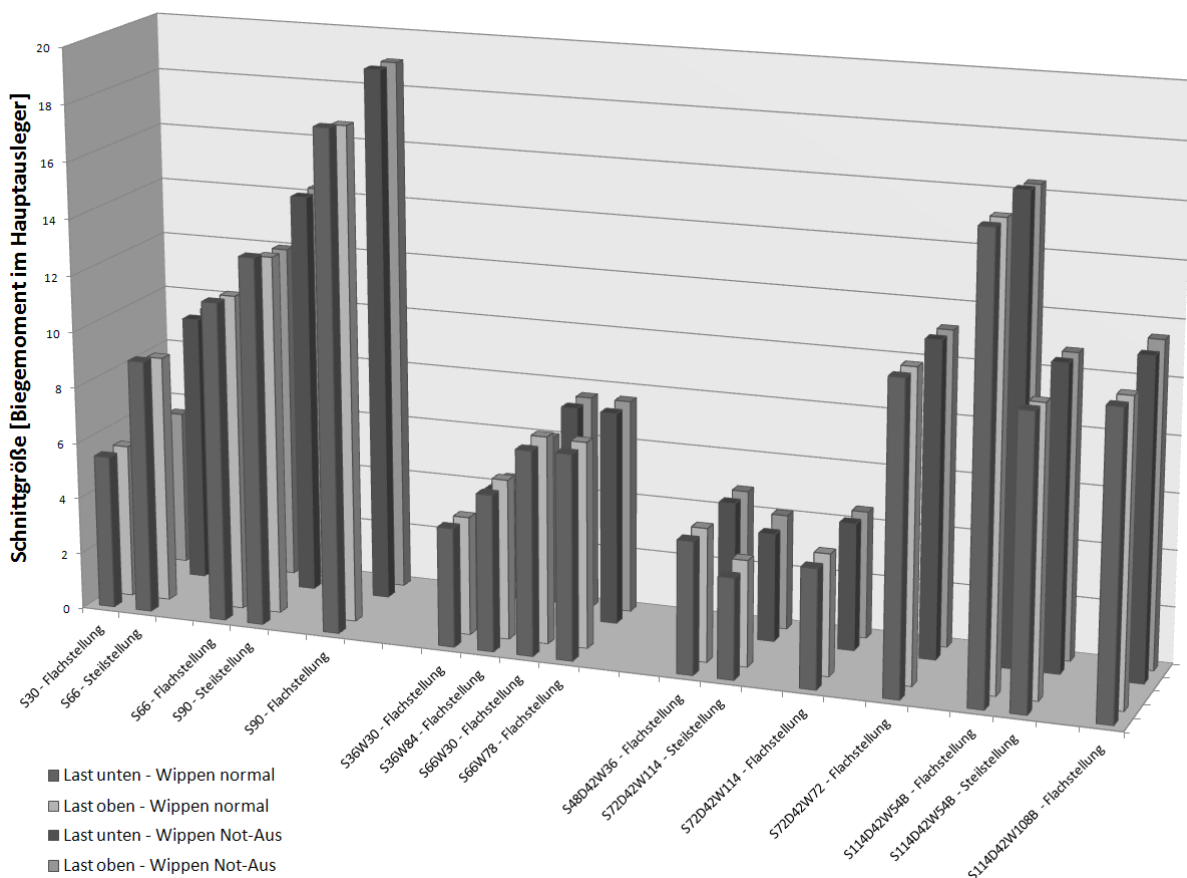


Bild 11: Vergleich der Hauptausleger-Biegemomente, abhängig von Hublastposition und Auslegerstellung, für das Kranwippen

Es wird ersichtlich, dass sich für fast alle Rüstzustände dann größere Biegemomente ergeben, wenn sich die Last knapp unterhalb der Auslegerspitze befindet als bei einer bodennahen Lastposition. Dabei sind Biegemomente auf Grund der höheren statischen Belastung in Flachstellung des Auslegers größer als in Steilstellung.

Die weiteren Untersuchungen für das Kranwippen erfolgten analog dem Krandrehen. Das Ziel war es wiederum eindeutige Abhängigkeiten aufzudecken und einen Einfluss der Geschwindigkeit nachzuweisen. Jedoch zeigen die Ergebnisse bisher kein durchgängiges und charakteristisches Verhalten. So ist es zum jetzigen Stand der Untersuchungen noch nicht möglich eine Klassifizierung der Rüstzustände zu erstellen und eine eindeutige Abhängigkeit der Belastungen von Wippgeschwindigkeit bzw. Wippbeschleunigung nachzuweisen.

Zur Verdeutlichung zeigt Bild 12 exemplarisch die Biegemomente nach quasistatischer und dynamischer Berechnung im 6. Zwischenstück des Hauptauslegers eines reinen Hauptauslegersystems der Länge 90m mit Last oben.

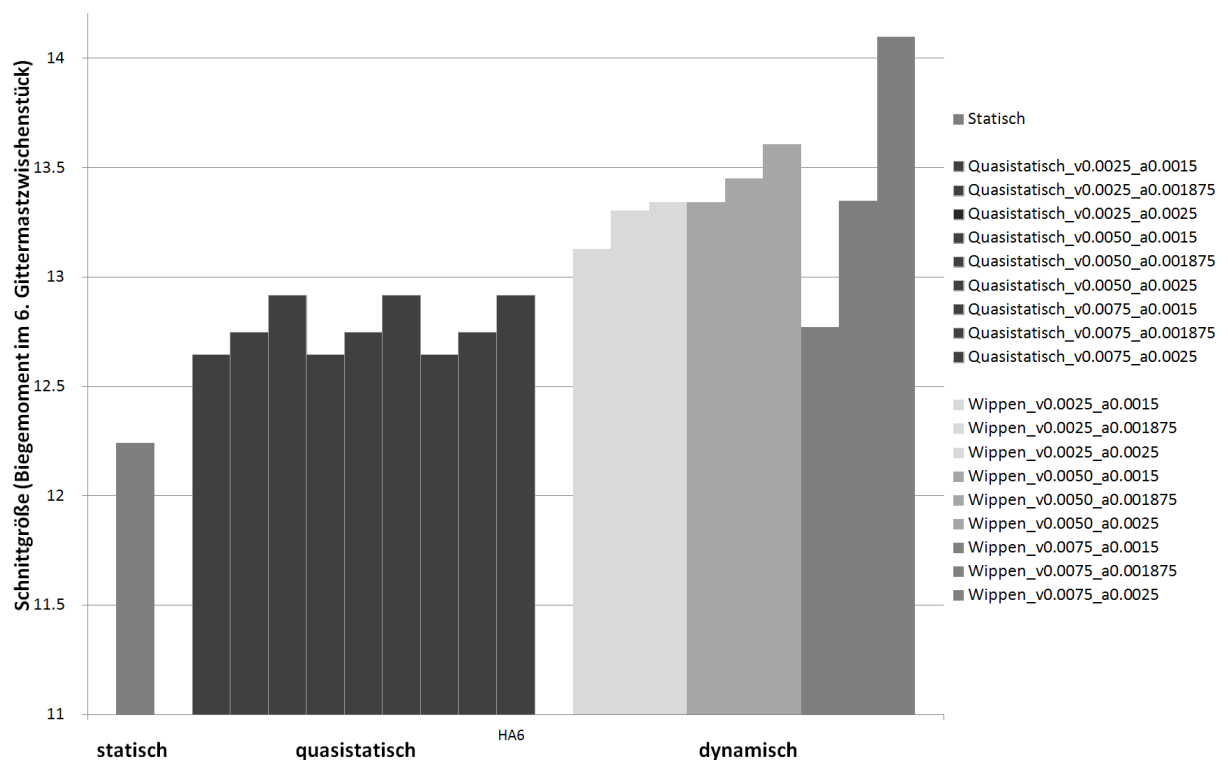


Bild 12: Biegemomente im 6. Gittermastzwischenstück für das Kranwippen für verschiedene Parametervariationen (reines Hauptauslegersystem 90m)

Im linken Teil des Diagramms sind die Ergebnisse der rein statischen und der quasistatischen Berechnungen für alle untersuchten Geschwindigkeits-/Beschleunigungskombinationen aufgetragen. Der rechte Teil zeigt die Ergebnisse der dynamischen Berechnungen.

Die dynamische Belastung nimmt von der kleinsten (0,0025 rad/s) zur mittleren Wippgeschwindigkeit (0,005 rad/s) hin zu und ist innerhalb dieser Geschwindigkeitsblöcke leicht beschleunigungsabhängig. Dagegen ist sie bei der größten Wippgeschwindigkeit (0,0075 rad/s) stark beschleunigungsabhängig, so dass sowohl der Minimal- als auch der Maximalwert der dynamische Belastung innerhalb dieses Geschwindigkeitsblocks auftreten.

Wie beim Krandrehen gibt auch hier der auf starrkörperkinetisch ermittelten Lasten beruhende quasistatische Berechnungsansatz der Normen die tatsächlich auftretenden dynamischen Belastungen nur ungenügend wieder.

Da sich die Abhängigkeit der dynamischen Belastungen von den bisher untersuchten Einflussparametern Wippgeschwindigkeit und Wippbeschleunigung im Grunde für jeden Rüstzustand anders darstellt, ist die Suche nach weiteren Einflussparametern Gegenstand des weiteren Forschungsprojekts.

8 Zusammenfassung

Gittermast-Fahrzeugkrane besitzen schlanke, elastische Auslegersysteme mit spitzwinkligen Seilabspannungen, die schon im Gebrauchszustand ein ausgeprägt geometrisch nichtlineares Last-Verschiebungs-Verhalten aufweisen. Ihre Auslegungsbeurteilung erfolgt gemäß den einschlägigen Normen auf der Basis von quasistatischen Berechnungsansätzen, die nur Abschätzungen der dynamischen Beanspruchung des Krans liefern. Die Qualität einer solchen Berechnung ist auf Grund des nichtlinearen Systemverhaltens nur schwer einzuschätzen. Das DFG-geförderte Forschungsprojekt „Systematischer Vergleich der dynamischen Beanspruchungen von Gittermast-Fahrzeugkranen mit den Ergebnissen der quasistatischen Auslegung nach DIN EN 13001“ zielt darauf ab, die maximalen dynamischen Beanspruchungen des Krans für die Vorgänge Lastheben, Wippen und Drehen für eine repräsentative Auswahl von Rüstzuständen und Auslegerstellungen mittels dynamischer Finite Elemente Berechnung zu bestimmen. Die Beanspruchungen charakteristischer Bauteile werden denen aus einer quasistatischen Berechnung nach Norm gegenüber gestellt. Die Untersuchungen liefern Aussagen über die Güte der Lastannahmen der Krannormen und deren Geltungsbereich und deckt so Risiken und Potenziale der aktuellen Auslegung von Gittermast-Fahrzeugkranen auf.

Die Untersuchungen zum Krandrehen und -wippen erstreckten sich auf die Einflussparameter Hublastposition, Dreh- bzw. Wippgeschwindigkeit und Dreh- bzw. Wippbeschleunigung. Um die maximalen dynamischen Belastungen zu erfassen, wurden die Dreh- und Wippvorgänge mit verschiedenen Beharrungszeiten berechnet. Als

charakteristische Größe für die resultierende Belastung am Kran dienten Biegemomente entlang der Ausleger.

Die dynamischen Berechnungen des Krandrehens ergaben, dass entgegen der Lastannahme des quasistatischen Berechnungsansatzes nach Norm, bei der die Drehbeschleunigung die einzig maßgebliche Einflussgröße ist, die Drehgeschwindigkeit von entscheidender Bedeutung ist. Dies gilt insbesondere für die bemessungsrelevanten Rüstzustände, bei denen die größten Kranbelastungen auftreten. Bei ihnen hängt die Kranbelastung nahezu ausschließlich von der Drehgeschwindigkeit ab.

Für den Prozess des Wippens zeigten die Ergebnisse bisher kein durchgängiges und charakteristisches Verhalten. So ist es zum jetzigen Stand der Untersuchungen noch nicht möglich eine eindeutige Abhängigkeit der dynamischen Belastungen von Wippgeschwindigkeit bzw. –beschleunigung nachzuweisen. Die Suche nach möglichen zusätzlichen Einflussparametern ist Gegenstand des weiteren Forschungsprojekts. Wie beim Krandrehen gibt auch hier der auf starrkörperkinetisch ermittelten Lasten beruhende quasistatische Berechnungsansatz der Normen die tatsächlich auftretenden dynamischen Belastungen nur ungenügend wieder.

Die nächsten Schritte des Forschungsprojekts widmen sich der weiteren Untersuchung des Wippens sowie der Berechnung des Lasthebens.

Quellenverzeichnis:

- [1] Norm DIN 15018 Teil 3 November 1984. Krane: Grundsätze für Stahltragwerke, Berechnung von Fahrzeugkranen
- [2] Norm DIN EN 13000 Mai 2010: Krane – Fahrzeugkrane
- [3] Norm DIN EN 13001 2006 Krane – Konstruktion allgemein – Teil 1: Allgemeine Prinzipien und Anforderungen; Dezember 2009
- [4] Norm DIN EN 13001 2006 Krane – Konstruktion allgemein – Teil 2: Lasteinwirkungen; Juli 2011
- [5] Richtlinie FEM 5.004 Oktober 1994. Regeln für die Berechnung von Stahltragwerken von Fahrzeugkranen für allgemeine Verwendung.
- [6] Günthner, W.A.: Statische Berechnung von Gittermast-Auslegerkranen mit Hilfe finiter Turmelemente unter Berücksichtigung der Elastizität des Kranwagens und von Messungen. Dissertation. Technische Universität München. München, 1985
- [7] Günthner, W.A., Sun, G., Kleeberger, M.: Neue Methode der dynamischen Berechnung von Gittermast-Fahrzeugkranen. Stahlbau 72 (2003), Nr. 9, S. 646-652
- [8] Kleeberger, M., Hübner, K.: Einsatz von Superelementen in der Berechnung von Gittermast-Fahrzeugkranen. Logistics Journal. 2006
- [9] Kleeberger, M.: Nichtlineare dynamische Berechnung von Gittermast-Fahrzeugkranen. Dissertation. Technische Universität München. München, 1996
- [10] Celiktas, M., Kleeberger, M.: Dynamische Belastung beim Lastheben – Ein Vergleich von dynamischer und quasistatischer Berechnung. Fördern und heben 47 (1997) Nr. 6, S. 430-431