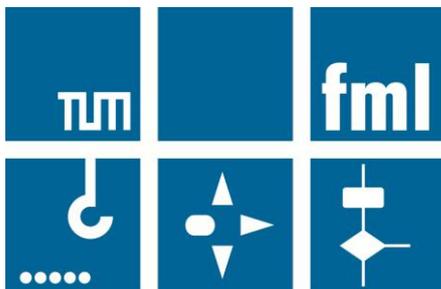

22. Internationale Kranfachtagung 2014

„Der Kran in Materialflusstechnik und Logistik“

**Untersuchung der dynamischen Beanspruchungen bei
Gittermast-Fahrzeugkranen und Vergleich mit der quasi-
statischen Auslegung der Norm**

Dr.-Ing. M. Kleeberger, Dipl.-Ing. S. Schneider,
Prof. Dr. – Ing. W.A. Günthner



Dr.-Ing. Michael Kleeberger (Referent)

TU München, Lehrstuhl fml

Boltzmannstr. 15

85748 Garching

Untersuchung der dynamischen Beanspruchungen bei Gittermast-Fahrzeugkränen und Vergleich mit der quasistatischen Auslegung der Norm

Im Rahmen eines DFG-Forschungsprojektes überprüfte der Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik (fml) der TU München die quasistatischen Berechnungsansätze der aktuellen europäischen Krannorm DIN EN 13001. Als ein Ergebnis der Untersuchungen konnte auf Basis des Einmassenschwingers ein Modell abgeleitet werden, mit dem sich verbesserte Dynamikfaktoren bestimmen lassen. Dies ermöglicht optimierte quasistatische Berechnungen, die dynamische Beanspruchungen der Krane erheblich besser abbilden als die Ansätze der gängigen Normen.

1 Motivation, Ausgangssituation

Gittermast-Raupenkrane sind die Giganten der Kranwelt, die trotz ihrer schlanken, elastischen Bauweise höchste Tragfähigkeiten erzielen. Ihr geometrisch nichtlineares Last-Verschiebungs-Verhalten erfordert eine Berechnung nach Theorie II. Ordnung. Gemäß den einschlägigen Normen erfolgt die Auslegungsberechnung auf der Basis quasistatischer Berechnungsansätze. Die Güte dieser Berechnungen ist aufgrund des nichtlinearen Verhaltens schwer einzuschätzen.

Aus diesem Grund wird im Rahmen des DFG-Forschungsprojektes (GU 427/12-1) am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik (fml) der Technischen Universität München die Güte der Berechnung nach DIN EN 13001 [2] untersucht. Hierbei erfolgt ein systematischer Vergleich zwischen den Ergebnissen der Beanspruchungen auf Gittermast-Fahrzeugkrane einerseits nach der dynamischen Berechnung und andererseits nach der quasistatischen Auslegung entsprechend der aktuellen europäischen Krannorm DIN EN 13001. Ziel ist es außerdem, neue verbesserte Ansätze abzuleiten.

2 Ansätze der Normen

Die Auslegung nach Norm basiert auf quasistatischen Berechnungsansätzen. Dabei werden die dynamischen Lasteinwirkungen lediglich durch starrkörperkinetisch ermittelte Lasten berücksichtigt, die mittels Dynamikbeiwerten vervielfacht werden.

In den Berechnungen nach DIN EN 13001 finden für die Vorgänge des Drehens und Wip-pens die Massenkräfte aus Antrieben (Dynamikfaktor Φ_5) Berücksichtigung. Für den Vor-gang des Lasthebens werden zwei verschiedene Berechnungen nach Norm herangezogen. Gemäß DIN EN 13001 finden die Dynamikbeiwerte Φ_1 (Beschleunigung aus Anhe-ben und Gravitation, auf die Masse des Krans wirkend) und Φ_2 (Dynamikbeiwert beim Anheben einer unbehinderten Last vom Boden) Anwendung. Eine Alternative stellt der Ansatz nach DIN 15018 – Teil 3 dar [3], der beim Lastheben eine Querbeschleunigung senkrecht zum Ausleger vorsieht.

3 Berechnete Systeme

Für die Untersuchungen liegt ein breites Spektrum verschiedener Rüstzustände und Auslegerstellungen an Kranen unterschiedlicher Tragfähigkeitsklasse zu Grunde. Typische Arbeitsspiele werden für diverse Konfigurationen der in Bild 1 aufgezeigten Rüstzustände berechnet.

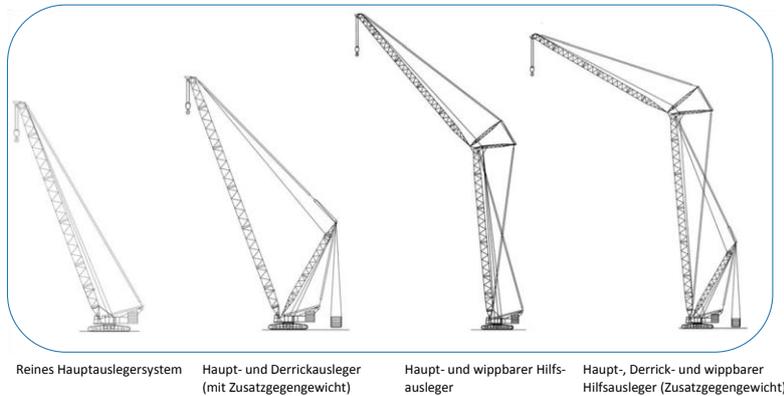


Bild 1: Typische Rüstzustände von Gittermast-Raupenkranen

Für jeden ausgewählten Rüstzustand werden drei verschiedene Auslegerlängen für den Haupt- und den Wippausleger und zwei unterschiedliche Längen für den Derrickausleger betrachtet. Die konfigurierten Systeme werden für drei Auslegerstellungen (Ausladungen) und verschiedene

Lastpositionen für normale Kranarbeitsspiele, aber auch Notaus-Szenarien untersucht.

Es wurden 66 Rüstzustände für jeweils zwei Lastpositionen untersucht, den Ergebnissen liegen also 132 verschiedene Kransysteme zugrunde.

4 Vorgänge

Die untersuchten Vorgänge beziehen sich auf die drei typischen Kranarbeitsspiele: Drehen, Heben und Wippen. Aus der Zielformulierung heraus, dynamische Berechnungsergebnisse systematisch mit quasistatischen Ergebnissen zu vergleichen und Rückschluss auf die Qualität der Ansätze der Norm zu schließen, werden verschiedene Varianten der Arbeitsspiele untersucht und folgende vorgestellt.

- Drehen (Anfahren – Beharrung – Bremsen)
- Drehen (Beharrung – Bremsen)
- Heben (Anfahren – Beharrung)
- Heben mit Querbeschleunigung (Anfahren – Beharrung)
- Wippen (Anfahren – Beharrung – Bremsen)
- Wippen (Beharrung – Bremsen)

Die Drehbewegung wird durch eine Rollendrehverbindung zwischen Ober- und Unterwagen eingeleitet, Hub- und Wippvorgänge werden über Seilwinden realisiert. Die Antriebe folgen den durch die Kransteuerung vorgegebenen zeitlichen Verlauf für die Antriebsgrößen, so dass die den Berechnungen zugrunde gelegten Antriebsrampen linearen Charakter haben. Sie bilden ein Arbeitsspiel, bestehend aus einem Anfahrvorgang, einem Beharrungszustand der gleichförmigen Bewegung und einem Abbremsen bis zum Stillstand (Bild 2, links). Für das zweite Szenario des Bremsens aus der Beharrung heraus entfällt die Phase des Anfahrens (Bild 2, rechts). Für die Vorgänge des Lasthebens sei ebenfalls auf Bild 2 (rechte Abbildung) verwiesen, der Anfahrphase folgt hier die Beharrungsphase der gleichförmigen Bewegung, die Bremsphase entfällt.

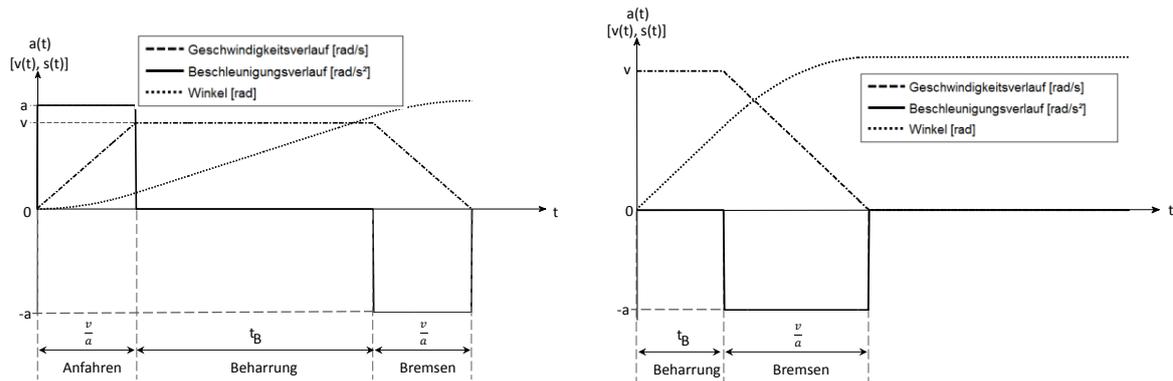


Bild 2: Zeitlicher Verlauf von Geschwindigkeit, Beschleunigung und Weg für die Szenarien Anfahren-Beharrung-Bremsen (links) und Bremsen aus der Beharrung (rechts)

5. Ausnutzung des Kranauslegersystems

Im Folgenden werden die Berechnungsergebnisse für die Bauteilnutzung für sämtliche Vorgänge und Rüstzustände basierend auf umfangreichen dynamischen Finite-Elemente-Berechnungen vorgestellt.

5.1 Definition der Ausnutzung

Die sog. Ausnutzung eines Bauteils wird definiert als das Verhältnis der wirkenden maximalen dynamischen Spannung zum Grenzwert der Bemessungsspannung. Sie kann an jedem Bauteil berechnet werden, insofern die nötigen Größen bekannt sind. Die Untersuchungen beschränkten sich auf die vier Eckstiele jedes regelmäßigen Gittermastzwischenstückes. Unter der Annahme, dass eine Druckbelastung vorliegt, gilt:

$$\varphi = \frac{f_{Ed}}{f_{Rd}} \quad (1)$$

φ	Ausnutzung
f_{Ed}	Wirkende Eckstieldruckspannung
f_{Rd}	Grenzwert der Bemessungsspannung (Druck)

Die nachfolgend aufgeführten Ergebnisse beziehen sich hierbei ausschließlich auf den Eckstiel mit maximaler Ausnutzung des höchstausgelasteten Bauteils.

5.2 Ausnutzung bei verschiedenen Vorgängen

Bild 3 zeigt die Ausnutzung des höchstausgelasteten Eckstiels des am stärksten ausgenutzten Bauteils des Hauptauslegers für die Vorgänge Drehen, Heben und Wippen über sämtliche Rüstzustände.

Es ist zu erkennen, dass zumeist festgestellt werden kann, dass das Drehen höchste Ausnutzungen hervorruft, gefolgt vom Heben und vom Wippen. Jedoch gibt es auch einzelne Krankonfigurationen, die dem nicht folgen. Bildet man den Mittelwert aller berechneten Vorgänge, so liegt die gemittelte maximale dynamische Ausnutzung beim Drehen vor dem Vorgang des Hebens und des Wippens.

Betrachtet man die Abweichungen separat für die einzelnen Vorgänge, so ist festzustellen, dass das Drehen (Bild 4, links) zwar die höchsten Beanspruchungen erfährt, jedoch bei einer Berechnung nach Norm oftmals höhere Ausnutzungen ermittelt werden als bei einer dynamischen Rechnung, die als realitätsnah einzustufen ist. Tendenziell ist festzustellen, dass die S-Systeme (nur Hauptausleger) eher unzureichend durch die Norm abgedeckt werden, für SW- und SD-Systeme (Haupt- und Wippausleger, bzw. Haupt- und Derrickausleger) in einer dynamischen Berechnung geringere Spannungen auftreten als in der quasistatischen Berechnung. Jedoch sind auch hier einige Ausreißer vorhanden. Die höchste positive Abweichung liegt bei 13% (S66 – Steilstellung - Last oben), die höchste negative Abweichung beträgt -48% (S144D36 – Mittelstellung - Last oben).

Beim Wippen (Bild 4, rechts) und Heben (Bild 5) hingegen liefern die dynamischen Berechnungen höhere Ausnutzungen der Bauteile, hier ist die Norm eindeutig zu schwach.

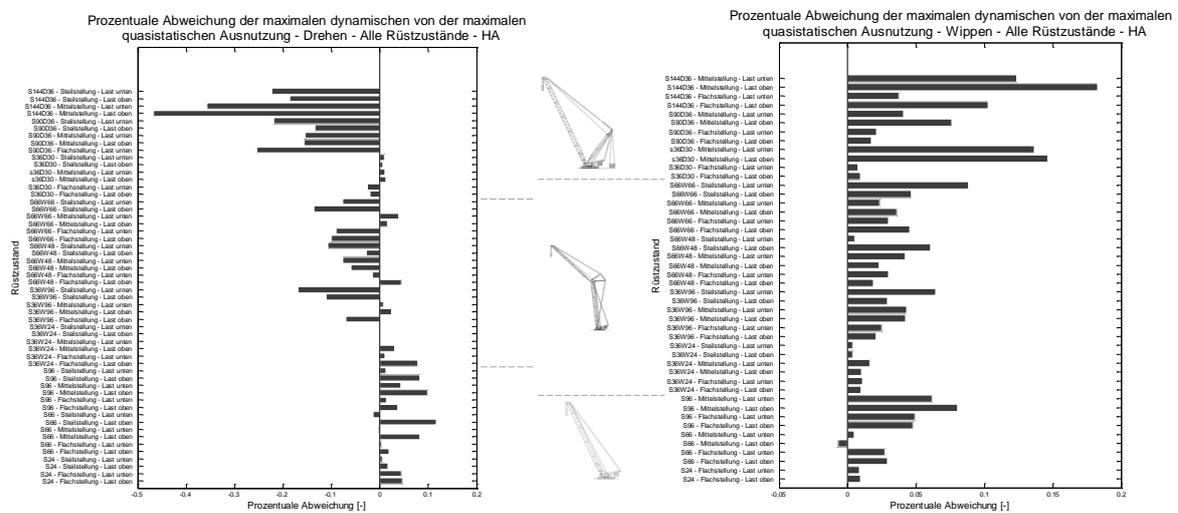


Bild 4: Prozentuale Abweichung zwischen dynamischer und quasistatischer Berechnung für Drehen (links) und Wippen (rechts) des Hauptauslegers

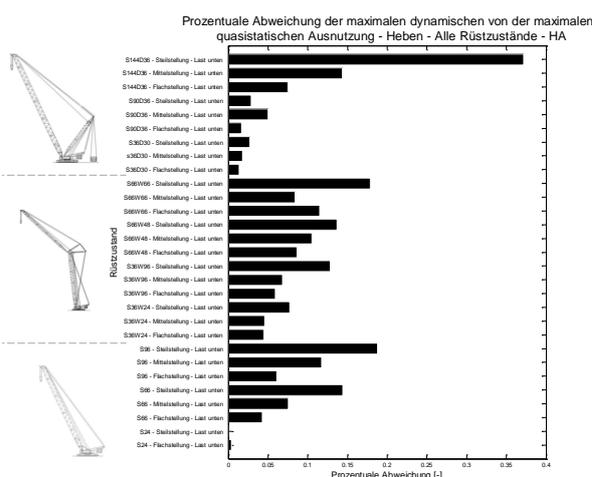


Bild 5: Prozentuale Abweichung zwischen dynamischer und quasistatischer Berechnung für das Lastheben

Beim Wippen ruft ein steil angeordnetes Auslegersystem meist höhere Ausnutzungen hervor als eine Flachstellung. Ob bei bodennahe Lastposition oder wenn die Last sich an der Kranspitze befindet, höhere Abweichungen auftreten, ist nicht eindeutig zuzuordnen. In der Mehrheit der Fälle ruft der Fall Last oben jedoch größere Unterschiede zwischen dynamischer und quasistatischer Rechnung hervor als eine bodennahe Lastposition. Die höchste Abweichung liegt bei 18% (S144D36 – Mittelstellung - Last oben). Beim Vorgang des Lasthebens bewirkt die Steilstellung des Systems immer höhere Abweichungen als in der Flachstellung. Je länger die Auslegersysteme werden, umso größer wird der Unterschied zwischen der Berechnung nach Norm und dynamischer Berechnung. Beim Heben

in der Flachstellung. Je länger die Auslegersysteme werden, umso größer wird der Unterschied zwischen der Berechnung nach Norm und dynamischer Berechnung. Beim Heben

wird eine maximale Abweichung vom 37% festgestellt (S144D36 – Steilstellung).

Beim Drehen können auf Basis der vorliegenden Berechnungsergebnisse keine Aussagen zur Veränderung der Abweichungen in Bezug auf Auslegerlänge, Kranstellung und Lastposition getroffen werden.

7 Dynamikbeiwerte für Massenkräfte aus Antrieben

Der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ dient zum Vergleich der Beanspruchungen aus dynamischer und quasistatischer Berechnung nach Norm beim Wippen und Drehen. Er gibt auf Basis eines linearen Ansatzes an, wie groß der Dynamikbeiwert zur Berechnung der Massenkräfte aus Antrieben in der quasistatischen Berechnung sein müsste, damit sie gleich große Ausschläge für Schnittgrößen oder Spannungen liefert wie die dynamische Berechnung.

$\phi_{5,Dyn}$ kann nur individuell für eine Schnittgröße oder Bauteilspannung ermittelt werden. Zur Berechnung von $\phi_{5,Dyn}$ müssen die Werte des maximalen dynamischen Ausschlags A_{Dyn} sowie des quasistatischen Ausschlags A_{Norm} der jeweils betrachteten Größe vorliegen.

Bei der Berechnung ist zwischen den Vorgängen Beharrung-Bremsen und Anfahren-Beharrung-Bremsen zu unterscheiden. Gemäß DIN EN 13001 sind für eine „Änderung der Antriebskräfte aus der Beharrung heraus“ die starrkörperkinetisch ermittelten Trägheitskräfte mit dem Faktor $\phi_{5,Norm}$ zu multiplizieren. Die Ausschläge sind somit, linearisiert betrachtet, proportional zum Dynamikbeiwert. Es gilt:

$$\frac{A_{dyn}}{\phi_{5,Dyn}} = \frac{A_{Norm}}{\phi_{5,Norm}} \quad (3)$$

Der Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen ist dem Fall „Positionieren“ in DIN EN 13001 zuzuordnen, bei dem die starrkörperkinetisch ermittelten Trägheitskräfte mit dem Faktor $\phi_{5,Norm}^2$ zu vervielfachen sind. Hier sind die Ausschläge proportional zum Quadrat des Dynamikbeiwerts:

$$\frac{A_{dyn}}{\phi_{5,Dyn}^2} = \frac{A_{Norm}}{\phi_{5,Norm}^2} \quad (4)$$

Der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Norm}$ wird für gewöhnlich in Fahrzeugkranberechnungen gleich 1,5 gesetzt [3,4], womit sich für den Vorgang Beharrung-Bremsen

$$\phi_{5,Dyn} = 1,5 \cdot \frac{A_{Dyn}}{A_{Norm}} \quad (5)$$

und für den Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen

$$\phi_{5,Dyn} = 1,5 \cdot \sqrt{\frac{A_{Dyn}}{A_{Norm}}} \quad (6)$$

ergibt.

Der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ liefert nur für Krane mit linearem Last-Verschiebungsverhalten exakte Vorhersagen bezüglich des optimalen Dynamikbeiwerts für quasistatische Berechnungen. Qualitativ richtige Aussagen sind jedoch auch für nichtlineare Systeme möglich.

7.1 Diskussion des Dynamikbeiwerts $\phi_{5,Dyn}$ anhand zweier charakteristischer Beispielsysteme

Zunächst wird der Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen beim Wippen eines S-Systems (nur Hauptausleger) betrachtet. Der Hauptausleger ist 56m lang, die Ausladung beträgt 56m. Die Auswertung der dynamischen Berechnungen bezieht sich auf die größte Eckstielldruckspannung, die jeweils in den Gittermastzwischenstücken HA2 bis HA9 des Auslegers auftritt. Bild 6 zeigt den maximalen Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ aller Beharrungszeiten, aufgetragen über den neun gerechneten Kombinationen von Wippgeschwindigkeit und Wippbeschleunigung. In Bild 6 bezeichnet v die Wippgeschwindigkeit des Auslegers in rad/s und a die Wippbeschleunigung in rad/s^2 .

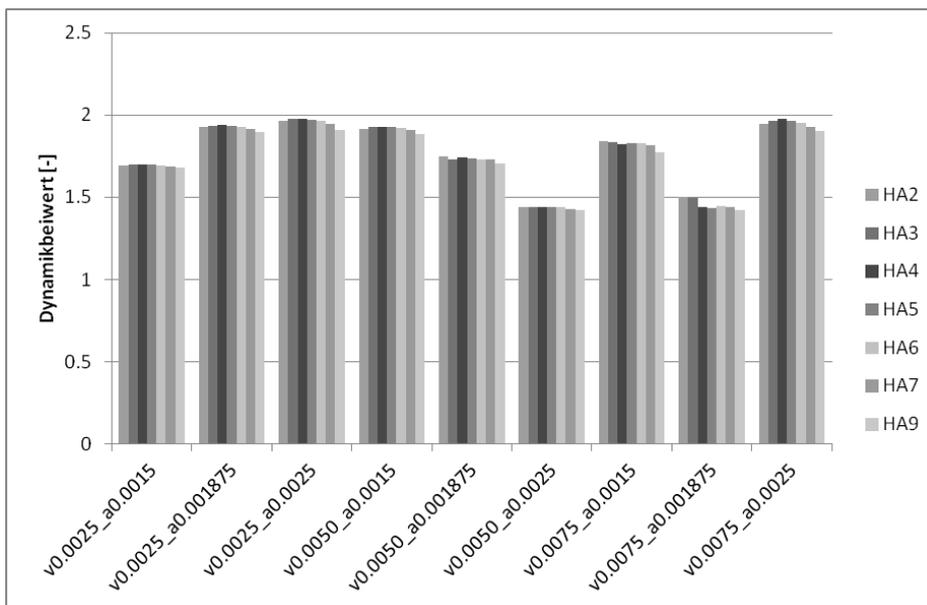


Bild 6: Maximaler Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ aller Beharrungszeiten für die größte Eckstielldruckspannung aus dynamischer Berechnung (Wippen: Anfahren-Beharrung-Bremsen, S66 - 56m Ausladung - Last oben)

Gemäß Bild 6 hängt der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ unregelmäßig von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit ab. Dies führt zu dem Schluss, dass neben den Beschleunigungs- und Geschwindigkeitswerten weitere Einflussparameter auf die Größe der dynamischen Beanspruchung existieren. Dieser Fragestellung widmet sich Kapitel 8. Bild 6 zeigt auch, dass $\phi_{5,Dyn}$ für alle Gittermastzwischenstücke auf nahezu gleichem Niveau liegt. Dies belegt, zumindest für Hauptauslegersysteme, die grundsätzliche Eignung der quasistatischen Berechnung zur Bestimmung der dynamischen Beanspruchungen.

Der Verlauf des Dynamikbeiwerts $\phi_{5,Dyn}$ spiegelt sich auch im Verlauf der maximalen Eckstiellausnutzung aus dynamischer Berechnung des am stärksten ausgenutzten Gittermastzwischenstücks HA5 wieder (Bild 7). Sie weist die gleiche unregelmäßige Abhängigkeit von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit auf wie der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$. Dagegen hängt die Eckstiellausnutzung nach Norm nur von der Wippbeschleunigung ab. Die relativen Unterschiede zwischen den einzelnen dynamisch berechneten Ausnutzungen sind jedoch weitaus geringer als die des zugeordneten Dynamikbeiwerts $\phi_{5,Dyn}$. Abschließend sei angemerkt, dass der Vorgang Beharrung-Bremsen die gleichen Charakteristiken aufweist wie der hier diskutierte Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen.

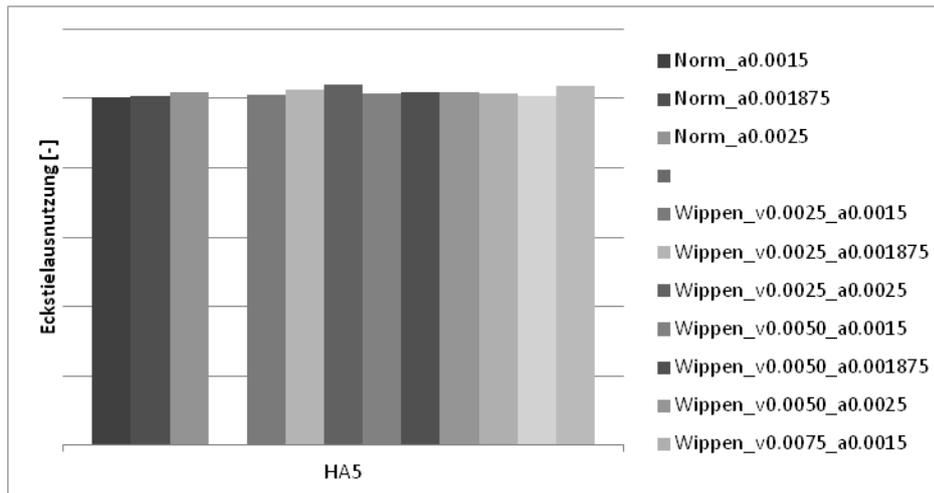


Bild 7: Maximale Eckstielausnutzung aus dynamischer Berechnung (Wippen)

Nun wird der Vorgang Beharrung-Bremsen beim Drehen eines SW-Systems (Haupt- und Hilfsausleger) betrachtet. Der Hauptausleger ist 36m, der Hilfsausleger 96m lang, die Ausladung beträgt 32m. Die Auswertung bezieht sich wie beim Wippen auf die größte Eckstieldruckspannung, wobei hier die Gittermastzwischenstücke HA2 bis HA9 des Hauptauslegers und WA4 bis WA10 des Hilfsauslegers betrachtet werden. Bild 8 zeigt den Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$, aufgetragen über den neun gerechneten Kombinationen von Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung. In Bild 8 bezeichnet v die Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks in rad/s und a die Winkelbeschleunigung in rad/s².

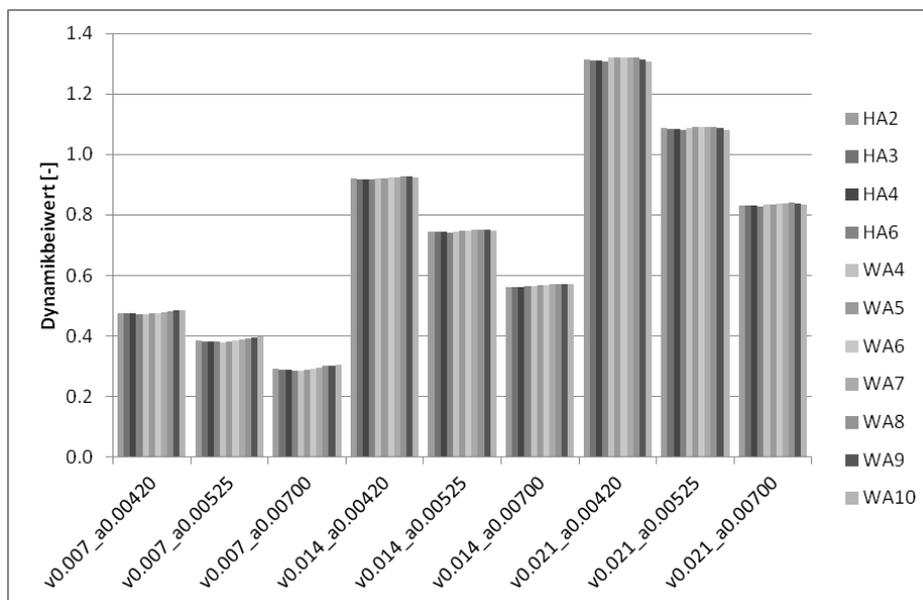


Bild 8: Maximaler Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ für die größte Eckstieldruckspannung aus dynamischer Berechnung (Drehen: Beharrung-Bremsen. S36W96 - 32m Ausladung - Last oben)

Im Gegensatz zum Wippen weist der Dynamikbeiwert $\phi_{5,Dyn}$ beim Drehen eine klar strukturierte Abhängigkeit von Drehbeschleunigung und Drehgeschwindigkeit auf. Aus Bild 8 ist zu entnehmen, dass $\phi_{5,Dyn}$ linear mit der Drehbeschleunigung fällt und linear mit der Drehgeschwindigkeit steigt. Zieht man in Betracht, dass im realen Betrieb eines über 100m langen Auslegersystems die Drehgeschwindigkeit von 0,07 rad/s schon einen recht hohen Wert darstellt, so erreicht $\phi_{5,Dyn}$ maximal 34% des in den Normen üblichen Dyna-

mikbeiwerts 1,5. Auch hier liegt, wie beim Wippen, $\phi_{s,dyn}$ für alle Gittermastzwischenstücke auf nahezu gleichem Niveau.

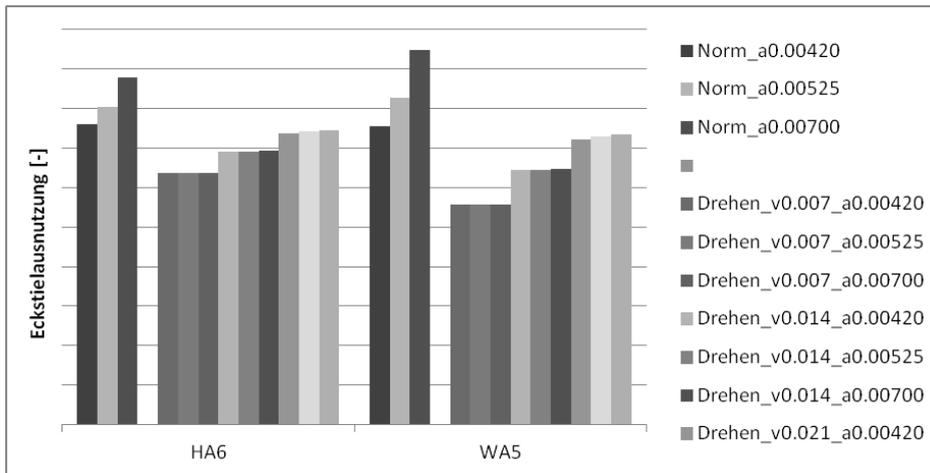


Bild 9: Maximale Eckstielausnutzung aus dynamischer Berechnung (Drehen)

Die Ausnutzungen (Bild 9) der beiden am höchsten beanspruchten Gittermastzwischenstücke HA6 im Haupt- und WA4 im Hilfsausleger sind nahezu ausschließlich von der Drehgeschwindigkeit abhängig. Dagegen sind die Ausnutzungen, die sich aus der quasistatischen Berechnung nach Norm ergeben, ausschließlich von der Drehbeschleunigung abhängig. Das Ergebnis besagt, dass der rein beschleunigungsabhängige Ansatz der Trägheitskräfte in diesem Fall grundsätzlich falsch ist. Die Gründe dafür werden im folgenden Kapitel 8 aufgezeigt.

Auch hier sei abschließend angemerkt, dass der Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen die gleichen Charakteristiken aufweist wie der hier diskutierte Vorgang Beharrung-Bremsen.

8 Schwingungsmodell zur Bestimmung der Dynamikbeiwerte beim Drehen und Wippen für die Vorgänge „Beharrung-Bremsen“ und „Anfahren-Beharrung-Bremsen“

In Kapitel 7 wurde exemplarisch für den Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen beim Wippen eines Hauptauslegersystems und den Vorgang Beharrung-Bremsen beim Drehen eines Systems mit Haupt- und Hilfsausleger aufgezeigt, dass die aus der dynamischen Berechnung ermittelten Dynamikbeiwerte $\phi_{s,dyn}$ teilweise erheblich vom Standardwert 1,5 für quasistatische Fahrzeugkranberechnungen abweichen. Andererseits ergab sich aber auch, dass (zumindest bei einteiligen Auslegersystemen) alle Bauteile nahezu gleiche Dynamikbeiwerte $\phi_{s,dyn}$ aufweisen. Deshalb befasst sich der folgende Abschnitt mit der Entwicklung eines Schwingungsmodells zur näherungsweisen Ermittlung des Dynamikbeiwerts.

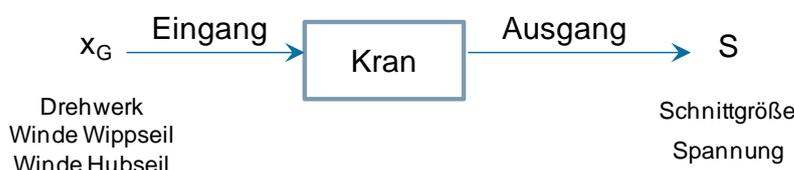


Bild 10: Prinzip des Schwingungsmodells

Bild 10 zeigt das Prinzip des Schwingungsmodells. Der Eingang ist die Bewegungsvorgabe durch den Kranantrieb. Das Modell dient nicht dazu, Schnittgrößen und Spannungen direkt zu berechnen, vielmehr liefert es eine Ausgangsgröße S , die proportional zu den dynamischen Anteilen der Schnittgrößen oder Spannungen ist. Das Modell bildet sowohl eine dynamische Analyse als auch die quasistatische Berechnung nach Norm ab. Aus dem Vergleich der Ergebnisse beider Berechnungsarten lässt sich eine Abschätzung des Dynamikbeiwerts berechnen, mit der quasistatische Berechnungen sehr viel näher an den Ergebnissen der dynamischen Berechnungen liegen sollten als Berechnungen nach Norm.

Zur Bestimmung der Parameter der Ersatzmodelle kommen in der Berechnungspraxis dynamische Vorabberechnungen nicht infrage, da bei Fahrzeugkranherstellern dynamische Analysen eher unüblich und vor allem sehr zeitaufwendig sind.

Weit weniger Rechenzeit benötigt die Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des Krans. Auch sind Frequenzanalysen mit den ohnehin vorhandenen FE-Modellen zur quasistatischen Auslegungsberechnung mit nur geringen Anpassungen durchführbar. Deshalb werden die Ersatzmodelle anhand der Ergebnisse von Frequenzanalysen erzeugt.

8.1 Modellbildung für das System Kran

In Anlehnung an die in [1] dargestellten Schwingungsmodelle wird hier zur Abbildung des zeitlichen Verlaufs von Schnittgrößen oder Bauteilspannungen sowie der zugehörigen Werte aus einer quasistatischen Berechnung nach Norm ein Einmassenschwinger mit Weganregung verwendet. Der Eingang des Schwingungsmodells ist die Weganregung x_G . Sie geht vom Kranantrieb aus und ist beim Drehen der zeitliche Verlauf der Drehwinkelvorgabe des Drehwerks, beim Wippen und Heben der zeitliche Verlauf der von der jeweiligen Winde auf- bzw. abgewickelten Seillänge. Den Modellausgang stellt die Federauslenkung x dar, die proportional zum dynamischen Anteil im zeitlichen Verlauf der betrachteten Schnittgrößen oder Spannungen S ist. Statische Anteile gehen in das Modell nicht ein.



Bild 11: Einmassenschwinger mit Weganregung

Die Bewegungsgleichung lautet:

$$\ddot{x} + \ddot{x}_G + \frac{k}{m} \cdot x = 0 \quad (7)$$

Zur Anpassung des Modells an das jeweilige Auslegersystem dient eine Frequenzanalyse. Sie liefert die Periodendauer T_0 derjenigen Schwingungseigenform des Krans, die den Verlauf der Schnittgrößen und Spannungen dominant bestimmt. Im Allgemeinen ist das die erste Biegeschwingung des Auslegersystems. Somit ergibt sich:

$$\frac{k}{m} = \left(\frac{2\pi}{T_0} \right)^2 \quad (8)$$

Der folgende Abschnitt behandelt die Lösung der Bewegungsgleichung für die Vorgänge Beharrung-Bremsen und Anfahren-Beharrung-Bremsen. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Auswertung der Lösung für Spannungen oder Schnittgrößen erfolgt, deren auslegungsrelevanter dynamischer Extremwert negativ ist (z.B. Eckstieldruckspannung) und deren Betrag sich durch einen Bremsvorgang vergrößert. Für die Auslegungsberechnung ist deshalb der betragsmäßig größte negative Ausschlag der Schwingung relevant.

Die dargestellten Lösungen lassen sich ebenso für Spannungen oder Schnittgrößen verwenden, deren auslegungsrelevanter dynamischer Extremwert positiv ist und deren Betrag sich durch einen Bremsvorgang vergrößert. Dazu müssen lediglich die Zeitverläufe $x(t)$ und Ausschläge A mit dem Faktor minus Eins multipliziert werden. Die Formeln zur Abschätzung des Dynamikbeiwerts lassen sich unverändert verwenden.

8.2 Vorgang Beharrung-Bremsen

Bild 2 (rechts) zeigt den Zeitverlauf der Beschleunigung $a(t)$, mit der das System beim Vorgang Beharrung-Bremsen vom Kranantrieb beaufschlagt wird. Dabei ist a der Wert der Dreh- oder Wippbeschleunigung, v der Wert der Dreh- oder Wippgeschwindigkeit. Der Quotient v/a ist die Bremszeit t_{Brems} .

Es gilt:

$$\ddot{x}_G = -a(t) = a \left(1 - \theta \left(t - \frac{v}{a} \right) \right) \text{ mit } \theta(x) = \begin{cases} x, & \text{für } x > 0 \\ 0, & \text{für } x \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

Mit den Anfangsbedingungen

$$x(0) = 0; \dot{x}(0) = 0 \quad (10)$$

ergibt sich die Lösung $x(t)$ zu:

$$x(t) = \frac{aT_0^2 \left(2\theta \left(t - \frac{v}{a} \right) \sin^2 \left(\frac{\pi \left(at - v \right)}{aT_0} \right) + \cos \left(\frac{2\pi t}{T_0} \right) - 1 \right)}{4\pi^2} \quad (11)$$

Bild 12 zeigt einen typischen Verlauf von $x(t)$:

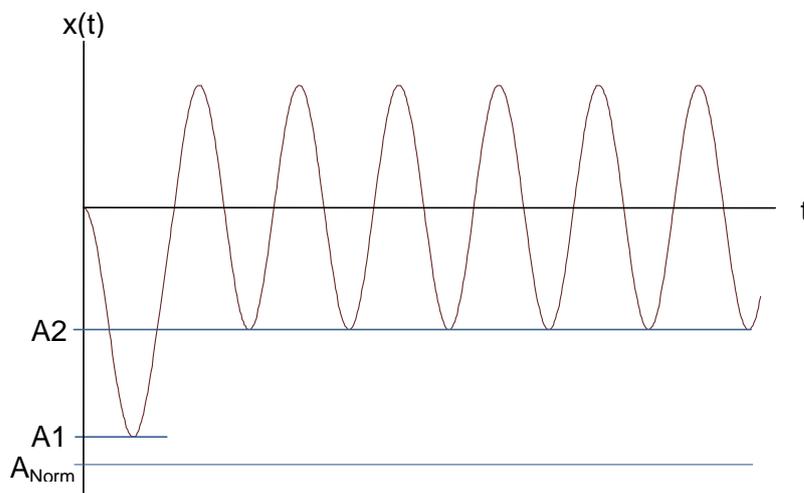


Bild 12: Typischer Verlauf der Schwingung beim Vorgang Beharrung-Bremsen

Gemäß der in Kapitel 8.1 getroffenen Annahme ist für die Auslegungsberechnung der betragsmäßig größte negative Ausschlag aller Schwingungsphasen relevant. Er ist das Minimum des Anteils A1 aus Bremsen und des Anteils A2 aus der verbleibenden stationären Schwingung.

Es gilt:

$$A1 = - \frac{|aT0^2 \max\left(\theta\left(\frac{v}{a} - \frac{T0}{2}\right), \sin\left(\frac{\pi v}{aT0}\right)\right)|}{2\pi^2} \quad (12)$$

$$A2 = - \frac{|aT0^2 \sin\left(\frac{\pi v}{aT0}\right)|}{2\pi^2} \quad (13)$$

Da für alle Werte von a und v $|A1| \geq |A2|$ gilt, ist der Ausschlag A1 auslegungsrelevant.

Im Normalfall ist A1 sowohl von der Geschwindigkeit v als auch von der Beschleunigung a abhängig. Es lassen sich jedoch zwei Sonderfälle abspalten:

1. Reine Beschleunigungsabhängigkeit für größere Bremszeiten als die halbe Periodendauer $\frac{T0}{2}$:

$$\frac{v}{a} = t_{Brems} \geq \frac{T0}{2} \Rightarrow A1 = - \frac{|aT0^2|}{2\pi^2} \quad (14)$$

2. Nahezu reine Geschwindigkeitsabhängigkeit für kleine Bremszeiten gegenüber der Periodendauer $T0$. Mit einem Fehler kleiner als 5% gilt:

$$\frac{v}{a} = t_{Brems} < 0,17 \cdot T0 \Rightarrow A1 = - \frac{|vT0|}{2\pi} \quad (15)$$

Um Vorhersagen über den Dynamikbeiwert treffen zu können, benötigt man das Ergebnis der quasistatischen Berechnung nach Norm. Zur Berechnung der Massenkräfte aus Antrieben werden gemäß DIN EN 13001 Trägheitskräfte angesetzt, die für den Fall „Änderung der Antriebskräfte aus der Beharrung heraus“ mit der Beschleunigung

$$a_{Norm} = \phi_{5, Norm} \cdot a \quad (16)$$

berechnet werden. Mit dem in Fahrzeugkranberechnungen üblichen Dynamikbeiwert $\phi_{5, Norm} = 1,5$ ergibt sich aus der statischen Lösung ($\ddot{x} = 0$) der Bewegungsgleichung mit $\ddot{x}_G = a_{Norm}$ der Ausschlag A_{Norm} der quasistatischen Berechnung gemäß DIN EN 13001:

$$A_{Norm} = -1,5a \cdot \frac{m}{k} = - \frac{1,5a \cdot T0^2}{4\pi^2} \quad (17)$$

Somit ergibt sich die Abschätzung für den Dynamikbeiwert aus den Modell Einmassenschwinger für den Vorgang Beharrung-Bremsen (vgl. Gl. (5)) zu:

$$\phi_{5, EM} = 1,5 \cdot \frac{A1}{A_{Norm}} = \frac{4\pi^2 |A1|}{aT0^2} \quad (18)$$

Für Bremszeiten, die größer als die halbe Periodendauer $0,5 \cdot T0$ sind, ist der Dynamikbeiwert gleich 2.

8.3 Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen

Bild 2 (links) zeigt den Zeitverlauf der Beschleunigung $a(t)$, mit der das System beim Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen vom Kranantrieb beaufschlagt wird. Dabei ist a der Wert der Dreh- oder Wippbeschleunigung, v der Wert der Dreh- oder Wippgeschwindigkeit. Der Quotient v/a ist die Anfahr- und Bremszeit, t_b die Beharrungszeit.

Es gilt:

$$\ddot{x}_G = -a(t) = -a \left(-\theta \left(t - t_b - \frac{v}{a} \right) + \theta \left(t - t_b - \frac{2v}{a} \right) - \theta \left(t - \frac{v}{a} \right) + 1 \right) \quad (19)$$

Mit den Anfangsbedingungen

$$x(0) = 0 ; \dot{x}(0) = 0 \quad (20)$$

ergibt sich die Lösung $x(t)$ zu:

$$x(t) = - \frac{\sigma T_0^2 \left(2\theta \left(t - \frac{\sigma t_b + v}{\sigma} \right) \sin^2 \left(\frac{\pi(\sigma t - \sigma t_b - v)}{\sigma T_0} \right) - 2\theta \left(t - t_b - \frac{2v}{\sigma} \right) \sin^2 \left(\frac{\pi(\sigma(t - t_b) - 2v)}{\sigma T_0} \right) + 2\theta \left(t - \frac{v}{\sigma} \right) \sin^2 \left(\frac{\pi(\sigma t - v)}{\sigma T_0} \right) + \cos \left(\frac{2\pi t}{T_0} \right) - 1 \right)}{4\pi^2} \quad (21)$$

Bild 13 zeigt einen typischen Verlauf von $x(t)$:

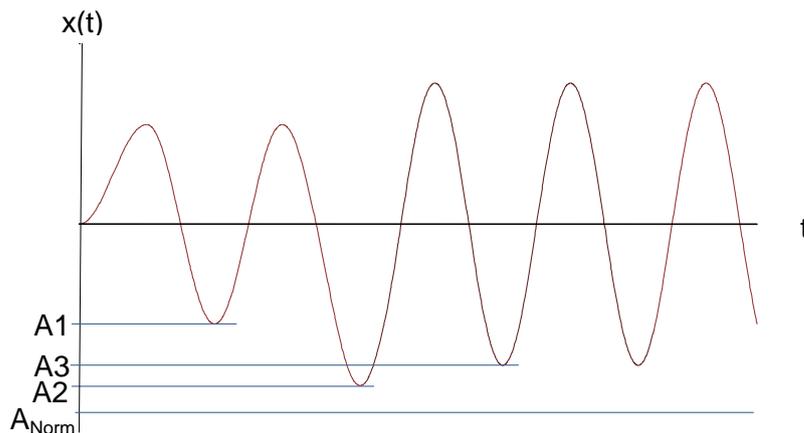


Bild 13: Typischer Verlauf der Schwingung beim Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen

Gemäß der in Kapitel 8.1 getroffenen Annahme ist für die Auslegungsberechnung der betragsmäßig größte negative Ausschlag A_{EM} aller Schwingungsphasen relevant. Er ist das Minimum der Anteile A1 aus Anfahr- und Beharrungsphase, des Anteils A2 aus der Bremsphase und des Anteils A3 aus der verbleibenden stationären Schwingung:

$$A_{EM} = \min(A1, A2, A3) \quad (22)$$

Es gilt:

$$A1 = - \frac{|\sigma T_0^2 \sin \left(\frac{\pi v}{\sigma T_0} \right) \theta \left(-\frac{3T_0}{4} + t_b + \frac{v}{2\sigma} \right)|}{2\pi^2} \quad (23)$$

$$A2 = \frac{\sigma T_0^2 \left(-|c2| \sqrt{\frac{c2^2}{c1^2 + c2^2}} - \frac{c1^2}{\sqrt{c1^2 + c2^2}} - 1 \right) \theta \left(\frac{v}{\sigma} - c3 \right)}{4\pi^2} \quad (24)$$

mit

$$c1 = 2\sin^2\left(\frac{\pi(\alpha t_B + v)}{\alpha T_0}\right) + \cos\left(\frac{2\pi t_B}{T_0}\right) \quad (25)$$

$$c2 = \sin\left(\frac{2\pi(\alpha t_B + v)}{\alpha T_0}\right) - \sin\left(\frac{2\pi t_B}{T_0}\right) \quad (26)$$

$$c3 = \frac{T_0(-2\theta(-c2)\cos^{-1}\left(\frac{c1}{\sqrt{c1^2 + c2^2}}\right) + \cos^{-1}\left(\frac{c1}{\sqrt{c1^2 + c2^2}}\right) + \pi)}{2\pi} \quad (27)$$

und

$$A3 = -\frac{|\alpha T_0^2 \sin\left(\frac{\pi v}{\alpha T_0}\right) \sin\left(\frac{\pi(\alpha t_B + v)}{\alpha T_0}\right)|}{\pi^2} \quad (28)$$

Für die Vorhersagen bezüglich des Dynamikbeiwerts benötigt man das Ergebnis der quasistatischen Berechnung nach Norm. Zur Berechnung der Massenkräfte aus Antrieben werden gemäß DIN EN 13001 Trägheitskräfte angesetzt, die für den Fall „Positionieren“ mit der Beschleunigung

$$a_{Norm} = (\phi_{5, Norm})^2 \cdot a \quad (29)$$

berechnet werden. Mit dem in Fahrzeugkranberechnungen üblichen Dynamikbeiwert $\phi_{5, Norm} = 1,5$ ergibt sich aus der statischen Lösung ($\ddot{x}=0$) der Bewegungsgleichung mit $\ddot{x}_G = a_{Norm}$ der Ausschlag A_{Norm} der quasistatischen Berechnung gemäß DIN EN 13001:

$$A_{Norm} = -2,25a \cdot \frac{m}{k} = -\frac{2,25a \cdot T_0^2}{4\pi^2} \quad (30)$$

Somit ergibt sich die Abschätzung für den Dynamikbeiwert aus den Modell Einmassenschwinger für den Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen (vgl. Gl. 7) zu:

$$\phi_{5, EM} = 1,5 \cdot \sqrt{\frac{A_{EM}}{A_{Norm}}} = \frac{2}{\pi T_0} \sqrt{\frac{|A_{EM}|}{a}} \quad (31)$$

Die beim Vorgang Beharrung-Bremsen angestellten Betrachtungen zur Geschwindigkeits- und Beschleunigungsabhängigkeit der dynamischen Beanspruchungen gelten hier in ähnlicher Weise.

9 Beispielanwendungen des Schwingungsmodells

Die beispielhafte Anwendung des in Kapitel 8 dargestellten Schwingungsmodells erfolgt für die in Kapitel 7 besprochenen Auslegersysteme (S66 - 56m Ausladung - Last oben) beim Wippen und (S36W96 - 32m Ausladung - Last oben) beim Drehen.

9.1 Modellanpassung anhand der dominanten Eigenformen

Bild 14 zeigt die primär angeregte Biegeschwingung des 66m langen Hauptauslegers beim Wippen (Kran: S66 - 56m Ausladung - Last oben). Die Periodendauer T_0 der Schwingung beträgt 2,09s.

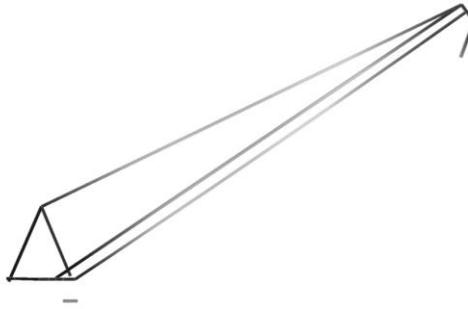


Bild 14: Dominante Schwingungseigenform beim Wippen (S66 - 56m Ausladung - Last oben)

Bild 15 zeigt das Auslegersystem in der Seitenansicht und die primär angeregte Biegeschwingung beim Drehen des SW-Systems (Haupt- und Hilfsausleger) in der Rückansicht. (Kran: S36W96 - 32m Ausladung - Last oben). Die Periodendauer T_0 der Schwingung beträgt 23,62s.

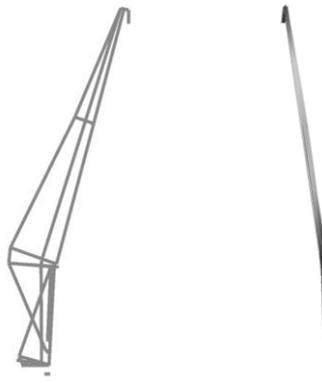


Bild 15: Auslegersystem und dominante Schwingungseigenform beim Drehen (S36W96 - 32m Ausladung - Last oben)

9.2 Ergebnisse Wippen

Im ersten Schritt wurden mit Gl. (31) die Abschätzungen des Dynamikbeiwerts $\phi_{s,EM}$ aus dem Modell Einmassenschwinger für den Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen bestimmt. Dabei waren die Beharrungszeiten durch das Ergebnis der dynamischen Berechnung vorgegeben.

Bild 16 zeigt den Vergleich der Dynamikbeiwerte für alle Kombinationen von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit. Dabei bezeichnet EM den Wert der Abschätzung $\phi_{s,EM}$ und $HA5,dyn$ den Wert von $\phi_{s,dyn}$, der sich aus der dynamischen Berechnung für das Gittermastzwischenstück HA5 ergibt. Beide Dynamikbeiwerte zeigen qualitativ die gleiche Abhängigkeit von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit. Ihre Zahlenwerte lassen sich aber nicht direkt miteinander vergleichen, da die Abschätzungen des Dynamikbeiwerts mit einem linearen Schwingungsmodell ermittelt wurden, während die aus den Ergebnissen der dynamischen Berechnung berechneten Werte bereits alle Nichtlinearitäten des Tragwerks enthalten. Somit kann die Güte der Abschätzungen des Dynamikbeiwerts nur anhand des Ergebnisses einer (nichtlinearen) quasistatischen Berechnung beurteilt werden.

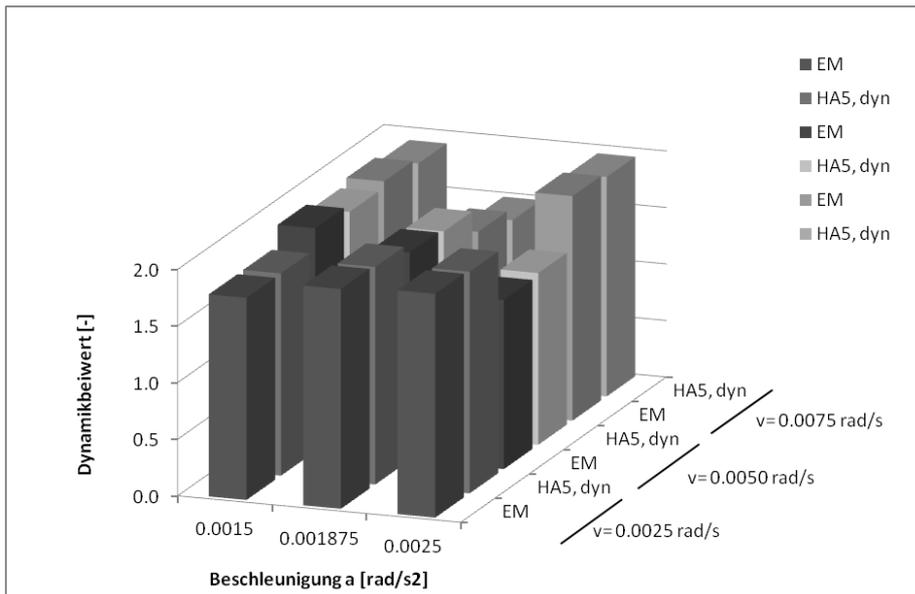


Bild 16 Dynamikbeiwerte aus der Abschätzung Einmassenschwingermodell (EM) und aus dynamischer Berechnung für das Gittermastzwischenstück HA5. Wippen: Anfahren-Beharrung-Bremsen. S66 - 56m Ausladung - Last oben

Deshalb wurde mit den Abschätzungen des Dynamikbeiwerts $\phi_{s,EM}$ eine gegenüber den Normansätzen „optimierte quasistatische Berechnung“ durchgeführt. Bild 17 zeigt die maximale Eckstielausnutzung aus optimierter quasistatischer und dynamischer Berechnung für das Gittermastzwischenstück HA5. Die Werte der beiden Berechnungsarten weisen für alle Kombinationen von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit nur äußerst geringe Unterschiede von unter 0,45% auf.

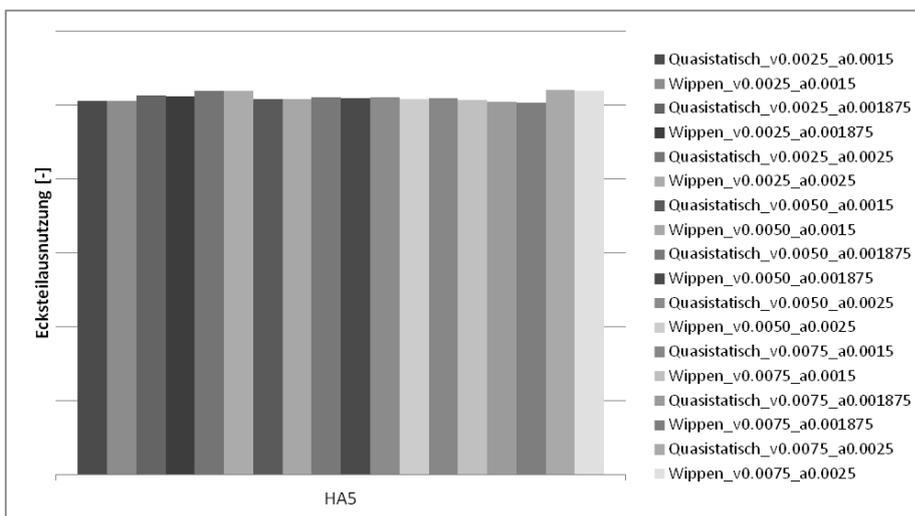


Bild 17: Maximale Eckstielausnutzung aus optimierter quasistatischer und dynamischer Berechnung. Wippen: Anfahren-Beharrung-Bremsen. S66 - 56m Ausladung - Last oben

9.3 Ergebnisse Drehen

Wie beim Wippen werden zunächst die Abschätzungen des Dynamikbeiwerts $\phi_{s,EM}$ aus dem Modell des Einmassenschwingers bestimmt. Für den Vorgang Beharrung-Bremsen ist Gl. (18) maßgeblich.

Bild 18 zeigt den Vergleich der Dynamikbeiwerte für alle Kombinationen von Drehbe-

schleunigung und -geschwindigkeit. Dabei bezeichnet *EM* den Wert der Abschätzung $\phi_{5,EM}$ und *HA5,dyn* bzw. *WA6,dyn* den Wert von $\phi_{5,Dyn}$, der sich aus der dynamischen Berechnung für die Gittermastzwischenstücke HA5 bzw. WA6 ergibt. Alle Dynamikbeiwerte zeigen qualitativ die gleiche Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsabhängigkeit.

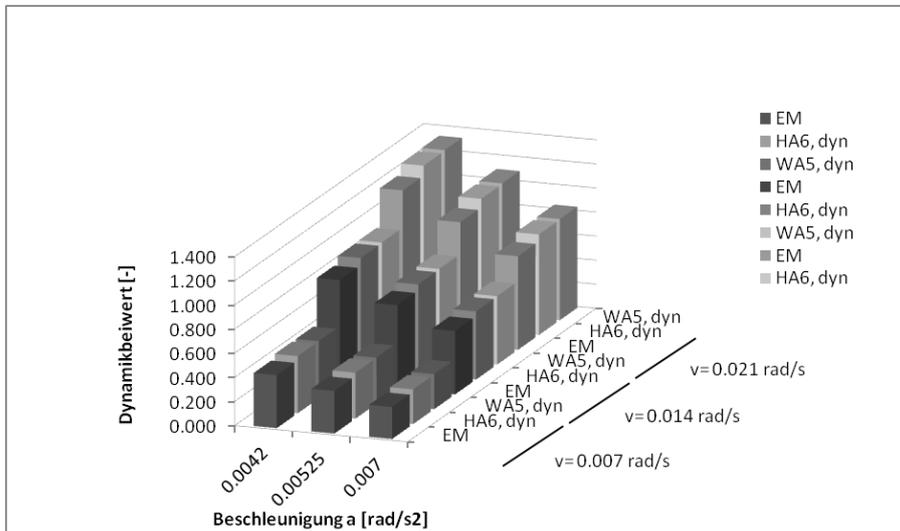


Bild 18: Dynamikbeiwerte aus der Abschätzung Einmassenschwingermodell (EM) und aus dynamischer Berechnung für die Gittermastzwischenstücke HA6 und WA5. Drehen: Beharrung-Bremsen. S36W96 - 32m Ausladung - Last oben

Mit den Abschätzungen des Dynamikbeiwerts $\phi_{5,EM}$ wurde wiederum eine gegenüber den Normansätzen „optimierte quasistatische Berechnung“ durchgeführt. Bild 19 zeigt die maximale Eckstielausnutzung aus optimierter quasistatischer und dynamischer Berechnung für die Gittermastzwischenstücke HA5 und WA6.

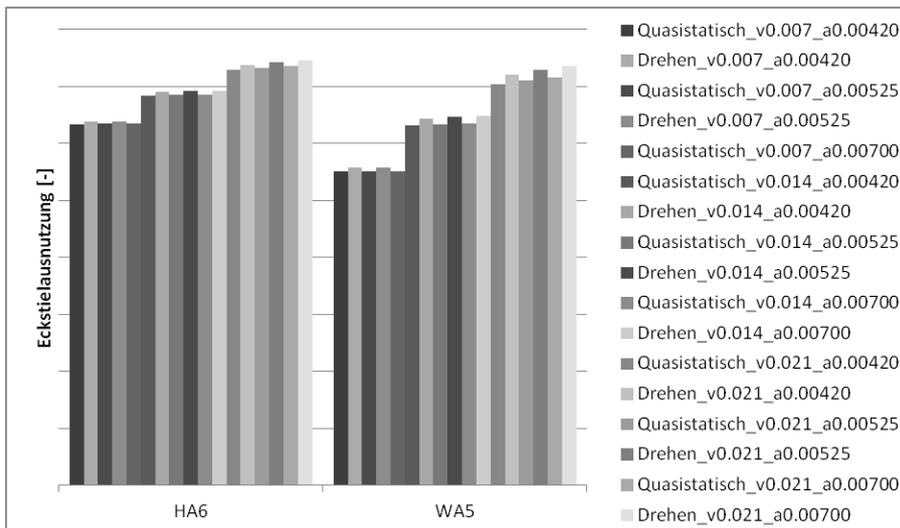


Bild 19: Maximale Eckstielausnutzung aus optimierter quasistatischer und dynamischer Berechnung. Drehen: Beharrung-Bremsen. S36W96 - 32m Ausladung - Last oben

Im Gegensatz zu den Ansätzen der Normen bildet die optimierte quasistatische Berechnung die reine Geschwindigkeitsabhängigkeit der Ergebnisse sehr gut ab. Die Abweichungen von den dynamisch ermittelten Werten liegen im Bereich von 0,6% bis 1,4% für das Gittermastzwischenstück HA6 des Hauptauslegers und im Bereich von 1,4% bis 2,7% für das Gittermastzwischenstück WA5 des Hilfsauslegers.

9.4 Einfluss der Dämpfung

Im vorhergehenden Kapitel wurde gezeigt, dass quasistatische Berechnungen mit Dynamikbeiwerten aus dem Modell Einmassenschwinger den Ergebnissen der dynamischen Analysen sehr nahe kommen. Da sich die bisherigen Untersuchungen auf ungedämpfte Systeme bezogen, soll nun anhand des Modells Einmassenschwinger untersucht werden, wie sich Tragwerksdämpfung auf die Dynamikbeiwerte auswirkt.

Die Bewegungsgleichung Gl. (7) lässt sich um den Dämpfungsterm erweitern. Dabei ist D das Lehr'sche Dämpfungsmaß:

$$\ddot{x} + \ddot{x}_G + 2D \left(\frac{2\pi}{T_0} \right) \cdot \dot{x} + \left(\frac{2\pi}{T_0} \right)^2 \cdot x = 0 \quad (31)$$

Die Dynamikbeiwerte des gedämpften Systems ergeben sich wie im ungedämpften Fall aus dem Verhältnis der Ausschläge von dynamischer und quasistatischer Lösung der Bewegungsgleichung. Mit der Annahme von 3% kritischer Dämpfung ($D = 0,03$) wurden exemplarisch Dynamikbeiwerte für die in Kapitel 7 und 9 besprochenen Vorgänge Wippen und Drehen bestimmt.

Tabelle 1 zeigt die Dynamikbeiwerte beim Wippen für alle Kombinationen von Wippbeschleunigung und Wippgeschwindigkeit. Die des gedämpften Systems (EMD) sind zwischen 3,7% und 14,3% kleiner als die des ungedämpften Systems (EM). Grau unterlegte Werte kennzeichnen die Fälle, die mit den größten Bauteilausnutzungen verbunden sind. Hier beträgt die Reduktion der Dynamikbeiwerte durch Dämpfung zwischen 6,3% und 8,5%.

Tabelle 1: Vergleich der Dynamikbeiwerte des gedämpften und ungedämpften Tragwerks.

Wippen: Anfahren-Beharrung-Bremsen. S66 - 56m Ausladung - Last oben

v [rad/s]	Berechnung	a [rad/s ²]		
		0,0015	0,001875	0,0025
0,0025	EM	1,79	1,94	1,98
	EMD	1,58 (-11,4%)	1,66 (-14,3%)	1,81 (-8,5%)
0,0050	EM	1,97	1,84	1,49
	EMD	1,71 (-13,1%)	1,74 (-5,2%)	1,44 (-3,7%)
0,0075	EM	1,96	1,59	1,99
	EMD	1,81 (-7,6%)	1,46 (-11,4%)	1,86 (-6,3%)

Tabelle 2 zeigt die Dynamikbeiwerte beim Drehen für alle Kombinationen von Drehbeschleunigung und Drehgeschwindigkeit. Hier reduzieren sich die Dynamikbeiwerte durch Dämpfung in allen Fällen um 4,5%.

Die Verminderungen des Dynamikfaktors durch die Tragwerksdämpfung um 4,5% bis 8,5% besitzen keine Allgemeingültigkeit, da sie von Vorgang und Auslegersystem abhängen. Im Allgemeinen sind jedoch beim Vorgang Anfahren-Beharrung-Bremsen größere Abminderungen des Dynamikfaktors zu erwarten als beim Vorgang Beharrung-Bremsen,

da während der Beharrungszeit die Schwingung bereits vor dem Bremsen abklingt.

Tabelle 2: Vergleich der Dynamikbeiwerte des gedämpften und ungedämpften Tragwerks.

Drehen: Beharrung-Bremsen. S36W96 - 32m Ausladung - Last oben

v [rad/s]	Berechnung	a [rad/s ²]		
		0,0042	0,00525	0,007
0,007	EM	0,44	0,35	0,27
	EMD	0,42 (-4,5%)	0,34 (-4,5%)	0,25 (-4,5%)
0,014	EM	0,86	0,69	0,53
	EMD	0,82 (-4,5%)	0,66 (-4,5%)	0,50 (-4,5%)
0,021	EM	1,23	1,01	0,78
	EMD	1,18 (-4,5%)	0,97 (-4,5%)	0,74 (-4,5%)

10. Zusammenfassung

Die Auswertung der Ausnutzungen und Spannungen von dynamischen und quasistatischen Berechnungen ergab, dass die tatsächlich auftretenden Dynamikbeiwerte beim Wippen und Drehen teilweise erheblich vom Standardwert 1,5 für quasistatische Fahrzeugkranberechnungen abweichen. Dies führte zur Entwicklung eines Schwingungsmodells auf Basis eines Einmassenschwingers zur Bestimmung der Dynamikbeiwerte für die Bewegungsvorgänge Beharrung-Bremsen und Anfahren-Beharrung-Bremsen. Anhand zweier Beispielkrane wurde gezeigt, dass sich mit dem Modell Einmassenschwinger Dynamikbeiwerte bestimmen lassen, die die Abhängigkeit der dynamischen Belastungen von der Gestalt des Auslegersystems, der Beschleunigung und Geschwindigkeit sowie der Beharrungszeit sehr genau in einer quasistatischen Berechnung abbilden. Das Schwingungsmodell ermöglicht auch die Berücksichtigung des Einflusses der Tragwerksdämpfung auf die Dynamikbeiwerte.

Quellenverzeichnis:

- [1] Scheffler, Martin; Dresig, Hans; Kurth, Friedrich: Unstetigförderer 2, Berlin: VEB Verlag Technik, 1985
- [2] Norm DIN EN 13001-2:2011: Krane – Konstruktion allgemein – Teil 2: Lastwirkungen. Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [3] Norm DIN 15018-3:1984: Krane: Grundsätze für Stahltragwerke, Berechnung von Fahrzeugkranen. Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [4] Richtlinie FEM 5.004:1994: Regeln für die Berechnung von Stahltragwerken von Fahrzeugkranen für allgemeine Verwendung.