

# Kombination von Eigenspannungen und betrieblichen Spannungen in einem Kranlauftrad

Combination of residual stresses and operational stresses in a crane wheel

**Georg Havlicek**  
**Georg Kartnig**

*Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik  
Forschungsbereich: Konstruktionslehre und Fördertechnik (KLFT)  
Technische Universität Wien*

**Georg Klapper**

*Leiter Entwicklung Maschinenbau  
Künz GmbH*

**A**uch bei Normgerecht dimensionierten Laufträgern an Portal- und Brückenkränen treten regelmäßig ähnliche Schäden an Radkränzen auf. Für die Festigkeitsberechnung nach Norm ist alleine die Betriebslast ausschlaggebend. Untersuchungen zeigen jedoch, dass Kranräder aus dem Fertigungsprozess bereits mit hohen Eigenspannungen vorbelastet sind. Die Vorliegende Arbeit kombiniert diesen Eigenspannungszustand analytisch und mittels FEM mit den Betriebslasten. Der dadurch errechnete Gesamtspannungszustand gibt Hinweise auf die Ursache der auftretenden Schadensmuster. Die errechneten Spannungen zeigen auch, dass dem Eigenspannungszustand des Rades in der Kranraddimensionierung auf jeden Fall Beachtung geschenkt werden sollte.

*[Kranlauftrad, Eigenspannungen, Kontaktspannungen, Finite-Elemente-Methode, EN 13001-3-3]*

**E**ven with crane wheels of gantry cranes and overhead cranes complying to current EN standards, similar damages to wheel rims occur regularly. For design and stress analysis only the operating load is considered in the standards. Studies show, however, that crane wheels are already subject to high residual stresses from the production process. The present work combines this residual stress state analytically and by means of FEM with the operating loads. The calculated total stress state gives indications of the cause of the occurring damage patterns. The calculated stresses also show that attention should definitely be paid to the residual stress state in the crane wheel design process.

*[crane wheel, residual stress, contact stress, finite element method, EN 13001-3-3]*

## 1 EINLEITUNG

Die Laufträder eines Portal- oder Brückenkranes sind hochbelastete Bauteile. Radlasten von 25 t sind keine Seltenheit, oft bei einem Betrieb rund um die Uhr. Der Ausfall eines Kranes bedeutet für den Betreiber hohe Kosten, daher muss Lauftradschäden unbedingt Beachtung geschenkt werden. Eine kleine Schädigung am Radkranz kann schnell zu einem Versagen des Rades und somit zu Stillstandszeiten des Kranes führen.

Beim Kranhersteller Künz GmbH stellt sich aufgrund eines wiederholt auftretenden Schadensbildes die Frage, ob die derzeitige Normung für die Kranraddimensionierung ausreicht, um dauerhaft betriebsfeste Laufträder zu erhalten.

Im Rahmen einer umfangreichen Forschungskooperation mit der Technischen Universität Wien, dem Excellence Center of Tribology (AC2T Research GmbH) und der voestalpine Stahl GmbH soll neben dem Laufverhalten von Kranrädern auch eine detaillierte Betrachtung des Spannungszustands im Kranrad erfolgen. Die Dimensionierung von Kranrädern ist in der aktuellen Kranbaunorm EN 13001-3-3 [1] festgelegt. Es stellt sich nun die Frage, ob die Kriterien der Norm für eine korrekte Auslegung ausreichen.

## 2 SCHADENSBILD

Die immer wieder auftretenden Schädigungen an den Radkränzen stellen sich in muschelförmigen Ausbrüchen an der Lauffläche dar. Die ringförmigen Bruchlinien um ein Zentrum deuten auf eine punktuelle plastische Deformation bzw. Ermüdung im Inneren des Radkranzes hin (siehe Abbildung 1). Die Schädigungen treten nur an einem

kleinen Teil der verbauten Kranräder auf (im kleinen Einstelligen Prozentbereich), das Schadensbild ist aber immer sehr ähnlich und deutet auf ein systematisches Problem hin.

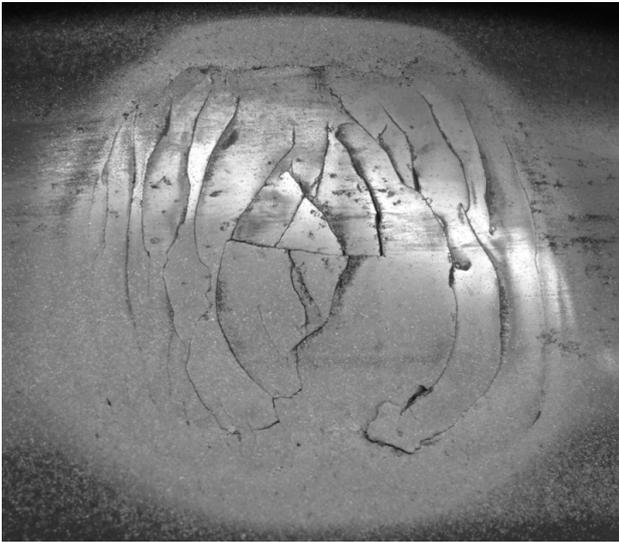


Abbildung 1. Ausbruch in der Lauffläche eines Kranrades

### 3 AUFBAU DER KRANRÄDER

Die bei der Künz GmbH eingesetzten Laufräder bestehen aus einem Radkranz, einer Radscheibe sowie einer Laufradwelle (vgl. Abbildung 2). Die Bauteile werden mittels zweier Pressverbände verbunden. Die Grundabmessungen des Radkranzes und das Übermaß zwischen Kranz und Radscheibe entsprechen der Norm DIN 15083 [2]. Die Lauffläche des Rades wird nach Angaben der EN 13001-3-3 [1] flammgehärtet.

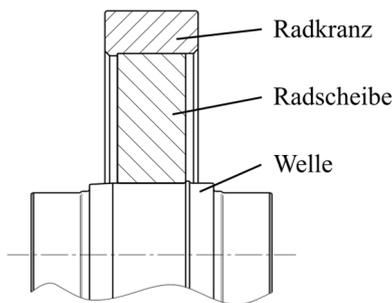


Abbildung 2. Aufbau eines Kranrades

Übliche Werkstoffe für Radkranze bei der Fa. Künz sind 42CrMo4 und 34CrNiMo6. Radscheiben und Wellen werden aufgrund geringerer Anforderungen an die Festigkeit aus Baustählen (S355 und S375) gefertigt. Die hier vorliegenden Untersuchungen wurden an Kranrädern aus 42CrMo4 mit 630 mm Durchmesser durchgeführt. Als Festigkeitsanforderung wurde für das Flammhärten eine Vorgabe von 48+2 HRC an der Oberfläche definiert mit einer Einhärtetiefe von 6+3 mm. Weiters ist eine Übergangshärte von 400 HV gefordert. Die realen Härteverläufe

wurden an zwei Radkranzen (*Radkranz 1*, *Radkranz 2*) geprüft. Die folgende Abbildung 3 zeigt die Härteverläufe in der Mitte der Lauffläche gemessen, von der Oberfläche ausgehend ins Innere des Rades. Wie man gut erkennen kann, werden die Vorgaben an die Härteverläufe erreicht. Der Randbereich ist bis auf eine Tiefe von 7,5 mm auf 490 bis 520 HV (entspricht rund 48,5 bis 50,5 HRC) gehärtet. Dahinter beginnt eine ausgeprägte Übergangsschicht mit rund 420 HV die sich bis auf eine Tiefe von gut 17 mm erstreckt. Die gesamte Radkranzdicke beträgt 55 mm.

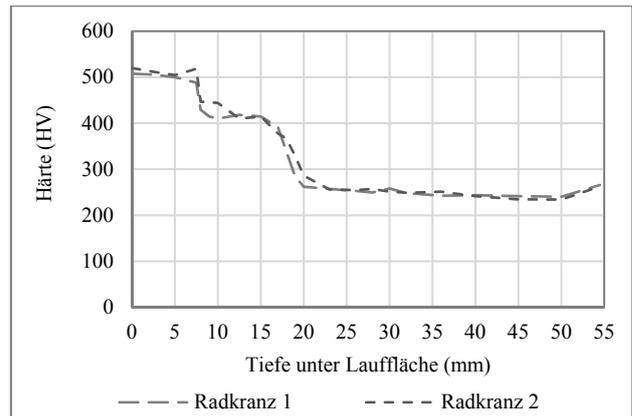


Abbildung 3. Gemessener Härteverläufe unter der Lauffläche

### 4 DIMENSIONIERUNG NACH DIN 13001-3-3

Die aktuell gültige Norm für die Kranraddimensionierung deckt drei Bereiche ab. Sie beinhaltet einen Richtwert für die notwendige Einhärtetiefe sowie die Kontrollmöglichkeit einer korrekten Dimensionierung für statische und dynamische Belastungen. Der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit bei dynamischer Belastung wird in dieser Arbeit nicht näher behandelt, da keine Vergleichswerte aus anderen Berechnungsmethoden (analytische Ansätze oder FEM) oder Versuchen vorliegen.

#### 4.1 VORGABE FÜR DIE EINHÄRTETIEFE

Nach EN 13001-3-3:2014 Seite 9 gilt für den Härteverlauf unter der Lauffläche:

*„Es muss sichergestellt werden, dass die erreichte Härte sich tiefer im Material ausbreitet als die maximale Scherbeanspruchung, vorzugsweise doppelt so tief.“*

Für die Tiefe der maximalen Scherbeanspruchung ( $z_{ml}$ ,  $z_{mp}$ ) sind für Linien- und Punktkontakt folgende Berechnungsformeln angegeben:

Linienkontakt:

$$z_{ml} = 0,5 \cdot \sqrt{F_{Sd0,s} \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot (1-v^2)}{b \cdot E_m}} \quad (1)$$

Punktkontakt:

$$z_{mp} = 0,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{Sd0,s}}{E_m} \cdot \frac{1-\nu^2}{\left(\frac{2}{D_w} + \frac{1}{r_k}\right)}} \quad (2)$$

Kombiniert man ein Kranrad entsprechend Abschnitt 3 mit einer Kranschiene A100 nach DIN 536-1 [3] ergibt sich aufgrund der Bombierung des Schienenkopfes ( $r_k = 500$  mm) eine Punktberührung. Entsprechend (2) liegt das Schubspannungsmaximum für diesen Kontaktfall bei  $z_{mp} = 4,3$  mm unter der Lauffläche. Die in den Laufrädern vorliegende Härtetiefe reicht nach Norm also aus.

#### 4.2 STATISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS

Als Nachweis für die statische Festigkeit muss gewährleistet sein, dass bei allen relevanten Lastkombinationen nach EN 13001-2 [4] die Bemessungskontaktkraft den in EN 13001-3-3 (Abschnitt 5) definierten Grenzwert nicht überschreitet. Eine Belastung in Höhe des Grenzwertes resultiert laut Norm in einer bleibenden radialen Formänderung des Radius um 0,02 %. Bei ausreichend großem Rundungsradius am Schienenkopf ( $r_k > 5 \cdot b$ ) findet keine Unterscheidung betreffend des Festigkeitsnachweises zwischen Linien- und Punktkontakt statt. Einzig die Faktoren für Kantenpressung und ungleiche Pressungsverteilung bei Linienkontakt ( $f_1$  und  $f_2$ ) können vernachlässigt werden, da diese Belastungsfälle nicht eintreten können. Dies wird dadurch begründet, dass sich die bombierte Schienenkontur einer neuen Krananlage innerhalb kurzer Zeit abflacht.

Für oberflächengehärtete Materialien berechnet sich der Grenzwert der Bemessungskontaktkraft zu:

$$F_{Rd,s} = \frac{(4,2 \cdot f_y)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b \cdot (1-\nu^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (3)$$

Zieht man wieder die in Abschnitt 3 beschriebene Radkonfiguration aus 42CrMo4 auf einer Kranschiene A100 (Kopfbreite  $k = 100$  mm, Kopfradius  $r_k = 500$  mm) heran, errechnet sich der für die Kontaktkraft ertragbare Bemessungswert zu  $F_{Rd,s} = 1.940$  kN. Die reale wirksame Radkraft liegt mit 300 kN weit darunter.

Allerdings zieht die Norm für den vorliegenden Kontaktfall eines Rades auf einer bombierten Schiene die volle effektive Kontaktbreite von  $b = 80$  mm heran. (Schienenkopfbreite  $k = 100$  mm abzüglich der Rundungsradien  $r_1 = 10$  mm an den Kanten.) Bei allen im Rahmen der Forschungstätigkeiten betrachteten Krananlagen mit bombiertem Schienenkopf war jedoch die Berührbreite, auch im eingelaufenen, abgeflachten Zustand, weitaus geringer. Würde man die Berührbreite  $b$  auf realistische 35 bis 40 mm reduzieren halbiert sich die zulässige Kontaktkraft! Auch wird in der Norm die weitaus ungünstigere Pressungsverteilung aufgrund der kleineren Berührfläche nicht berücksichtigt. Die Berechnungen in der Norm stellen offensichtlich eine starke Vereinfachung der tatsächlichen Kontaktsituation dar.

#### 5 REALER SPANNUNGSZUSTAND AM RAD

Im Gegensatz zur sehr einfach aufgebauten Raddimensionierung nach Norm sollen nun die tatsächlich auftretenden Spannungen bestimmt werden, um sie mit den Festigkeitswerten des Rades vergleichen zu können. Dafür werden nicht nur die Spannungen aus dem Kontakt herangezogen, sondern auch der Spannungszustand, der sich nach dem Herstellungsprozess einstellt. Die in der Norm betrachteten Kontaktspannungen stellen nämlich nur einen Teil der auf das Rad wirkenden Belastungen dar.

Die Spannungsberechnung soll auf analytischem Weg (nur linear elastische Berechnung möglich) und mittels FEM (linear elastische und elasto-plastische Berechnung) erfolgen. Die Darstellung der Spannungsverläufe erfolgt in dieser Arbeit mit speziellem Fokus auf den Bereich des Radkranzes (bis 55 mm unter der Lauffläche). Die Spannungsberechnung wird jeweils für das gesamte Rad durchgeführt. Der kritische Bereich, in dem Versagen erwartet wird, beschränkt sich jedoch auf diesen Radteil. In Fällen, in denen auch die Spannungen in Radscheibe und Welle von Interesse sind, wie bei den Spannungen aus den Pressverbänden, werden die Verläufe bis zur Radachse gezeigt. Die Auswertung der Spannungen erfolgt entlang eines Pfades, der mittig in der Berührfläche beginnt und radial nach innen verläuft (in den Diagrammen auf der horizontalen Achse aufgetragen). Abbildung 4 zeigt den Pfad für die Auswertung im Kranrad.

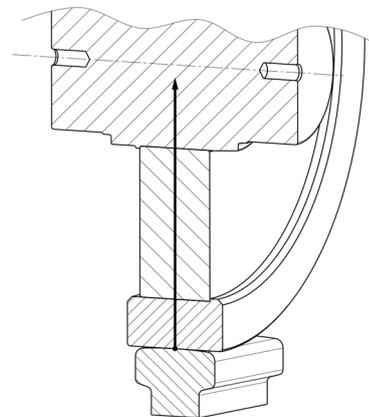


Abbildung 4. Pfad für Spannungsauswertung

Mittels analytischen Berechnungsverfahren sollen die einzelnen auf das Rad wirkenden Belastungen so genau wie möglich berechnet werden. Wo keine analytischen Berechnungsansätze bekannt sind, wie bei den Eigenspannungen aus dem Härteprozess, werden Messergebnisse eingebunden. Sind die Spannungskomponenten aus den Einzellasten bekannt, kann eine Gesamtspannung berechnet werden.

Parallel zu den analytischen Berechnungen werden auch Untersuchungen des Spannungszustands mittels der FEM-Software ANSYS durchgeführt. Neben rein elasti-

schen Berechnungen zur Validierung der analytischen Ergebnisse, können auch elasto-plastische Materialmodelle herangezogen werden, um plastische Deformationen im Rad abzubilden. Es hat sich gezeigt, dass für die isolierten Belastungszustände eine linear elastische Berechnung ausreicht. In keinem der betrachteten Lastfälle wird die Streckgrenze erreicht oder gar überschritten. Für die kombinierten Spannungszustände werden zusätzlich elasto-plastische Berechnungen durchgeführt.

Da für die verwendeten Werkstoffe keine vordefinierten elasto-plastischen Materialdaten in ANSYS zur Verfügung stehen, mussten diese erst angelegt werden. Um das plastische Verhalten der einzelnen Bereiche des Rades und der Schiene möglichst gut abbilden zu können, wurden im Labor des Instituts Zugversuche durchgeführt. Aus den erhaltenen Spannungs-Dehnungs-Diagrammen konnten dann eigene Einträge in der Materialdatenbank für die FE-Rechnung erstellt werden. Für den Radkranz wurden Zugproben aus drei Bereichen hergestellt:

- Gehärtetes Material: erstes Plateau im Härteverlauf (0 bis 7 mm unter der Oberfläche)
- Übergangsbereich: zweites Plateau im Härteverlauf (7 bis 17 mm unter der Oberfläche)
- Vergüteter Bereich: ab 17 mm bis zum Innendurchmesser des Radkranzes

Mit diesen drei Bereichen im Radkranz werden auch die FEM Modelle erstellt, sodass die unterschiedlichen Materialeigenschaften der einzelnen Härtezonen abgebildet werden können. Um auch Kontaktfälle korrekt nachrechnen zu können, wurden auch aus einem Schienenstück Zugproben herausgearbeitet. Beim gewählten Schienenmaterial handelt es sich um den Schienenstahl R260.

Für die nachfolgende Abbildung 5 wurden aus den gemessenen Härteverläufen anhand der Umwertungstabellen der EN ISO 18265 [5] Näherungswerte für die Zugfestigkeiten der Teilbereiche in den zwei geprüften Radkränzen errechnet ( $R_m$  Radkranz 1 und  $R_m$  Radkranz 2). Diese sollen einen Anhaltspunkt zum Vergleich mit den aus den Zugversuchen ermittelten Kennwerten geben ( $R_m$  FEM und  $R_{p0,2}$  FEM). Der Verlauf der Zugfestigkeit aus den Zugversuchen zeigt eine überraschend gute Übereinstimmung mit den Näherungswerten aus der Härtemessung. Für die FEM Berechnung ist jedoch die Elastizitätsgrenze und die Abhängigkeiten von Spannungen und Dehnungen im plastischen Bereich von hoher Bedeutung. Diese Eigenschaften können aus den Härtewerten nicht abgeleitet werden.

Um den Rechenaufwand zu minimieren, werden bei der Modellerstellung alle Symmetrieebenen ausgenutzt und nur ein 15° Stück des Rades modelliert. Dank korrekt gesetzter Randbedingungen verhält sich das Modell wie ein volles Rad auf einem endlosen Schienenstück.

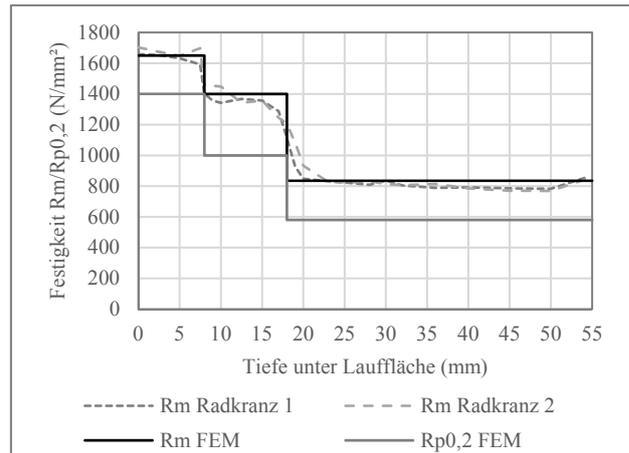


Abbildung 5. Aus den gemessenen Härtewerten errechnete Zugfestigkeiten im Vergleich zu den aus Zugversuchen ermittelten Festigkeitswerten (Zugfestigkeit und 0,2%-Dehnungsgrenze) der Härtebereiche im Radkranz

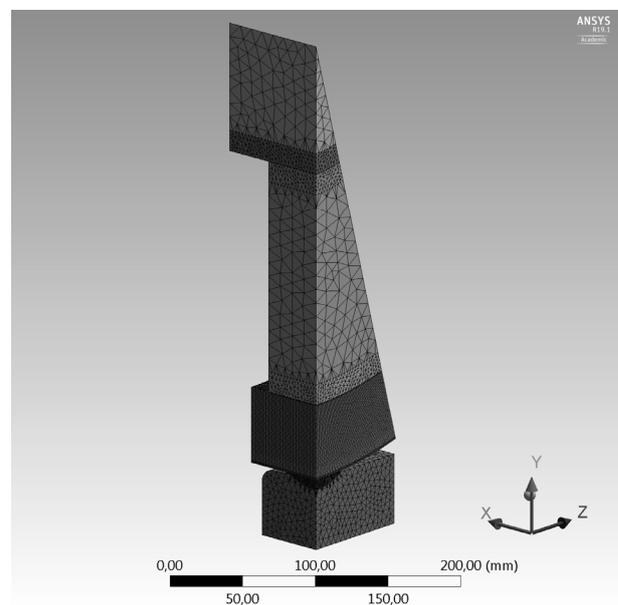


Abbildung 6. Vernetztes FE-Modell von Kranrad und Schiene

Die einzelnen Spannungszustände können jeweils einzeln oder auch in Kombination auf das Modell aufgebracht werden.

## 5.1 EIGENSINNUNGEN AUS DEM HÄRTEPROZESS

Die aus dem Vergütungs- und Härtingsprozess resultierenden im Material verbleibenden Eigenspannungen können numerisch nur sehr aufwendig berechnet werden. Eine analytische Berechnungsmethode ist bisher nicht bekannt. Daher wurden hierfür Eigenspannungsmessungen in Auftrag gegeben. Mittels Cut-Compliance-Methode (CC-Methode) [6] wurde in zwei gehärteten Radkränzen der Spannungszustand vor dem Aufpressen auf die Radscheibe bestimmt. Die Ergebnisse in Abbildung 7 zeigen den Verlauf der Eigenspannungen unter der Radoberfläche in tangentialer Richtung (Umfangsrichtung). Nachfolgende

Messungen an einem vergüteten, ungehärteten Laufrad zeigen, dass die hier im Rad vorliegenden Eigenspannungen fast ausschließlich aus dem Härteprozess stammen.

Im Inneren des Radkranzes befindet sich eine Zone mit hohen Zugspannungen, im Randbereich eine Druckzone. Der Übergang von Druck auf Zug deckt sich sehr gut mit dem Ende des gehärteten Bereichs bei ca. 17 mm (Vergleiche Abbildung 3). Am Innendurchmesser des Kranzes schließt wieder eine Druckzone an. Die Spannungsverteilung in axialer Richtung entspricht weitgehend dem tangentialen Verlauf, in radialer Richtung sind die Kränze so gut wie Spannungsfrei. Sehr ähnliche Ergebnisse sind auch von Kos in [7] dokumentiert. In dieser Arbeit wird ebenfalls versucht, die Eigenspannungen in die Radbelastung mit einzubeziehen, die Größe der Eigenspannungen im Kern des Radkranzes ist aber nicht näher bekannt. Die Aussagen beschränken sich daher größtenteils auf den Außenbereich des Rades, in dem die Eigenspannungen vorteilhaft wirken.

Für die nachfolgenden analytischen Berechnungen werden die Spannungskomponenten aus den Messungen direkt herangezogen. Für die FEM-Untersuchungen werden die Messergebnisse dem FE-Modell aufgeprägt. Um diese Spannungen in ANSYS abbilden zu können, wird mittels *inistate*-Befehl ein Ausgangszustand definiert. Hierfür werden jedem Element im Radkranz die dem Eigenspannungszustand entsprechenden Spannungskomponenten zugewiesen. Stellen die aufgegebenen Spannungen einen Gleichgewichtszustand dar, bleiben diese im Bauteil erhalten, ohne Deformationen auszulösen. Teilweise sind leichte Überhöhungen der Spannungen im Input File notwendig, um im FE-Modell einen zu den Messungen passenden Spannungsverlauf zu erhalten. Nach einigen Iterationszyklen wurde der in Abbildung 7 gezeigte Eigenspannungsverlauf in tangentialer Richtung erreicht.

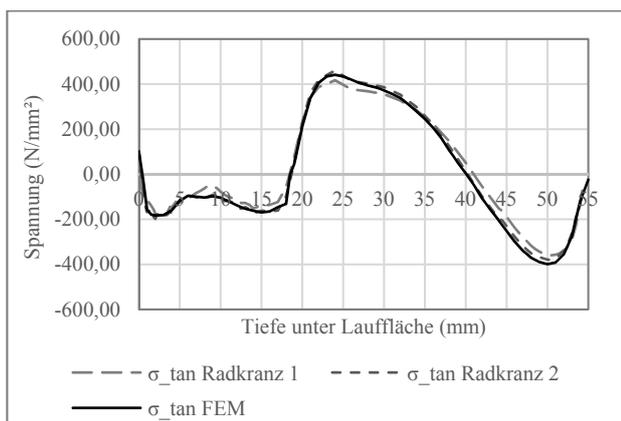


Abbildung 7. Eigenspannungen nach Vergüten und Härten in tangentialer Richtung; Messungen im Vergleich mit FEM

Für kombinierte Belastungen wird dieser Spannungszustand dem Modell aufgeprägt bevor zusätzliche Belastungen in weiteren Lastschritten hinzugefügt werden.

## 5.2 EIGENSINNUNGEN AUS DEN PRESSVERBÄNDEN

Das fertige Kranrad wird durch zwei Pressverbände zusammengehalten. Einer zwischen Radkranz und Radscheibe und einer zwischen Radscheibe und Welle. Das Übermaß für den äußeren Pressverband ist in der DIN 15083 festgelegt und beträgt für ein Laufrad mit 630 mm Durchmesser zwischen 0,6 und 1 mm. Für die innere Presspassung gilt ein Übermaß zwischen 0,234 und 0,3 mm.

Für die bessere analytische Berechenbarkeit der resultierenden Spannungsverläufe wird eine rein elastische Beanspruchung angenommen. (Keine Überschreitung der Plastizitätsgrenze durch die Pressverbände alleine.) Weiters wird angenommen, dass Außen- und Innenteil die gleiche axiale Länge besitzen. Dadurch werden die Spannungen in axialer Richtung vernachlässigt und es ergibt sich ein ebener Spannungszustand. Die FEM Berechnungen werden zeigen, dass diese Vereinfachung bei der Pressungsberechnung nur lokal um die Kontaktflächen eine Auswirkung hat, jedoch nicht auf die spannungskritischen Bereiche im Radkranz.

Die Bestimmung der Spannungsverläufe in den Bauteilen erfolgt nach DIN 7190 [8] (Berechnung des Fugendrucks) und Bernd Sauer (Hrsg.) [9] (Berechnung der Spannungskomponenten) für die jeweils maximal möglichen Übermaße.

Die nachfolgende Abbildung 8 zeigt die resultierenden Spannungen im Bereich des Radkranzes. Dargestellt sind die summierten Spannungen aus beiden Pressverbänden in tangentialer, radialer und axialer Richtung, sowie die daraus gebildete von Mises Vergleichsspannung.

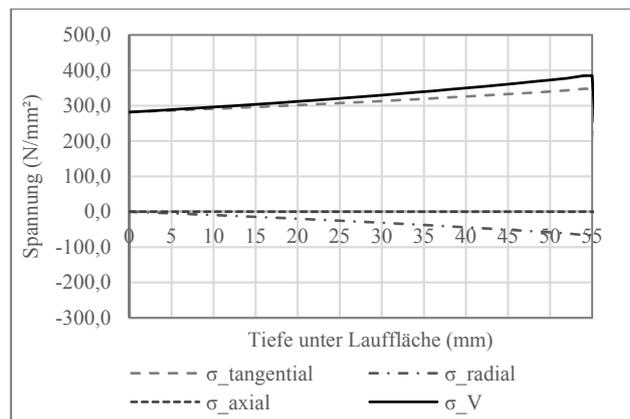


Abbildung 8. Eigenspannungsverläufe aus Pressverbänden im Radkranz (analytisch)

Die Vergleichsspannung erreicht im Radkranz Werte zwischen 280 und 380 N/mm<sup>2</sup>. Dieses Spannungsniveau ist besonders zu beachten, da im Radkranz weitere große Spannungskomponenten durch den Rad-Schiene-Kontakt sowie Eigenspannungen aus dem Härteprozess vorhanden sind. An der Kontaktfläche zwischen Radscheibe und

Welle steigt die Vergleichsspannung auf 265 N/mm<sup>2</sup>, hier werden aber aus Kontakt und Eigenspannungen keine besonderen weiteren Spannungssteigerungen erwartet. Den Spannungsverlauf über beide Pressverbände zeigt Abbildung 9.

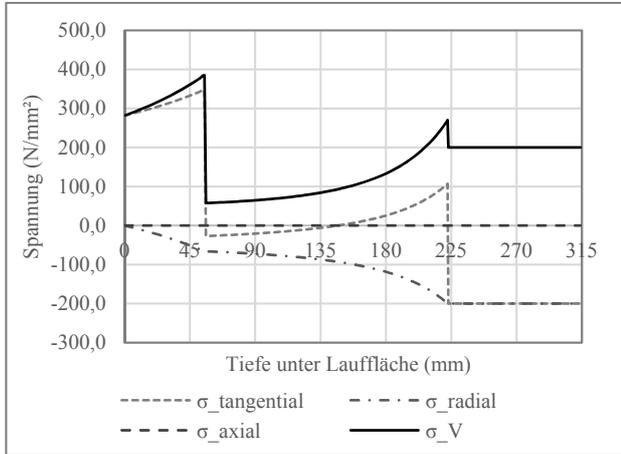


Abbildung 9. Eigenspannungsverläufe aus Pressverbänden, gesamtes Rad (analytisch)

Die Nachbildung der Pressverbände im FE-Modell erfolgt über die Geometrie. An den Kontaktstellen zwischen den Radteilen werden die Abmessungen entsprechend den Übermaßen angepasst. An der Fügestelle entsteht dadurch eine Überschneidung. Bei Definition einer Kontaktbedingung zwischen den Bauteilen wird beim Lösen des FE-Modells die Überschneidung durch eine Verformung der Bauteile ausgeglichen. Die sich einstellenden Spannungen können schließlich ausgewertet werden. Zur Validierung der analytischen Ergebnisse wurde nicht nur die reale Radgeometrie berechnet, sondern auch ein Rad, welches den Vereinfachungen des analytischen Ansatzes entspricht.

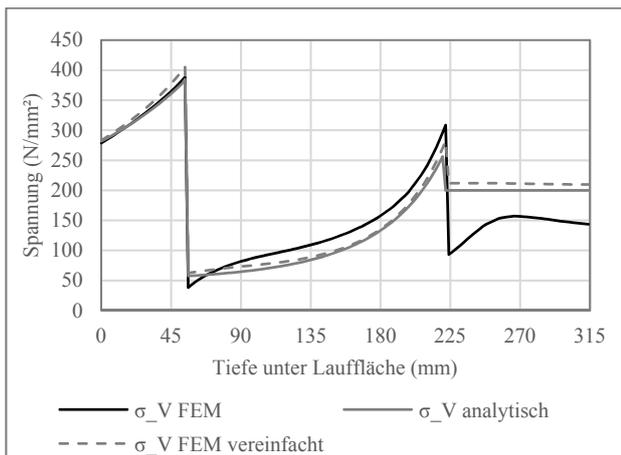


Abbildung 10. Von Mises Vergleichsspannungen aus den Pressverbänden, vollständiges FE Modell im Vergleich mit Analytik und vereinfachtem FE Modell

Die Ergebnisse der FEM Berechnung zeigen im kritischen Bereich des Rades (Radkranz) eine sehr gute Übereinstimmung mit den analytisch ermittelten Werten (Abbildung

10). Die Abweichungen der analytischen Berechnung an den Fügstellen der Bauteile entstehen durch die nicht berücksichtigten axialen Spannungen. Bildet man diesen ebenen Spannungszustand im FEM Modell nach, können die Ergebnisse der analytischen Berechnung bis zur Achse des Rades nachvollzogen werden. Die von Mises Vergleichsspannung aus diesem vereinfachten FE Modell sind ebenfalls in Abbildung 10 eingezeichnet. Die hohen Spannungen im Radkranz von 300 bis 400 N/mm<sup>2</sup> werden aber in jedem Fall vom FE Modell bestätigt.

### 5.3 KONTAKTSPANNUNGEN

Mit Kontaktspannungen werden hier die Spannungsverläufe im Inneren des Laufrades aufgrund des Kontakts von Rad und Schiene bezeichnet. Sie können analytisch mithilfe der Hertz'schen Theorie für zwei allgemein gekrümmte Körper, siehe Timoshenko S.414ff [10], und dem Berechnungsansatz nach Thomas und Hoersch [11] berechnet werden. Diese analytischen Ansätze liefern die Spannungskomponenten in Abhängigkeit des Abstands von der Lauffläche.

Für die analytischen Berechnungen wird der Neuzustand von Kranrad und Schiene herangezogen. Die Schienengeometrie entspricht wie in Abschnitt 4.1 einer Kran-schiene A100 mit einem Bombierungsradius von 500 mm, als maximale Radlast werden 300 kN angenommen. Im sich im Betrieb einstellenden eingelaufenen Zustand (abgeflachter Kopfradius) werden die Kontaktspannungen geringer ausfallen, diese Geometrie ist jedoch mittels Hertz'scher Theorie nicht analytisch lösbar. Für die FEM Berechnung wurde auch dieser Zustand zum Vergleich durchgerechnet. Die errechneten Spannungskomponenten in tangentialer, radialer und axialer Richtung sind gemeinsam mit der gebildeten von Mises Vergleichsspannung in Abbildung 11 dargestellt.

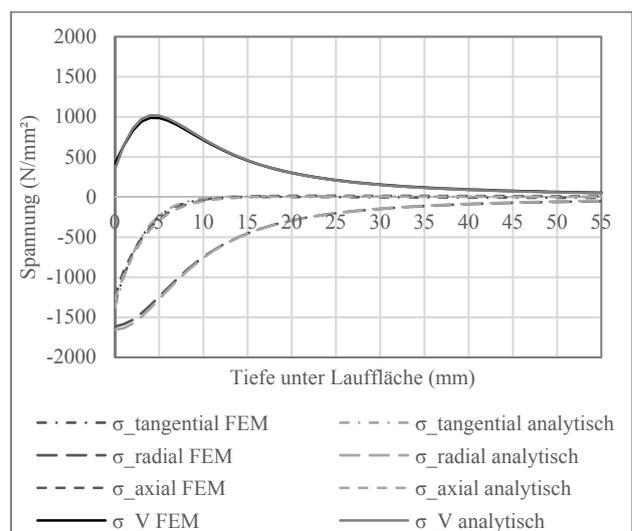


Abbildung 11. Kontaktspannungen bei idealer Schienengeometrie, vergleich FEM und analytische Berechnung

Betrachtet man die von Mises Vergleichsspannung aus den drei Spannungskomponenten, erkennt man das Maximum bei 4 bis 5 mm unter der Oberfläche. Dies deckt sich gut mit der in Abschnitt 4.1 berechneten Tiefe der maximalen Schubspannung.

Für die FEM-Berechnung der Kontaktspannungen wird das bisherige FE-Modell des Rades durch ein Schienenstück ergänzt. Die Kontaktkraft zwischen Rad und Schiene wird über eine definierte Verschiebung des Schienenstücks erreicht. Das Rad ist um seine Achse gelagert. Diese weggesteuerte Analyse verspricht ein besseres Konvergenzverhalten als eine kraftgesteuerte. Um die gesuchten Aufstandskräfte zu erhalten, sind hier zwei bis drei Iterationszyklen notwendig. Da in diesem Schritt die reinen Kontaktspannungen gesucht werden, werden die Übermaße an den Pressverbänden entfernt und das gesamte Rad zu einem Bauteil vereinigt. Die Ergebnisse des Kontakts mit dem idealen Schienenprofil lassen sich nun mit den analytisch berechneten Spannungen vergleichen. In Abbildung 11 sieht man die sehr gute Übereinstimmung der beiden Berechnungsmethoden.

Neben der idealen Schienengeometrie wird für den Kontakt auch ein abgeflachter Schienenkopf betrachtet. Die neue Schienengeometrie wurde nach Messungen an unterschiedlichen Kranen modelliert. Abbildung 12 stellt die ideale, in der DIN 536-1 definierte Bombierung (links) neben der für die Berechnungen herangezogenen abgeflachten Kopfform (rechts) dar.

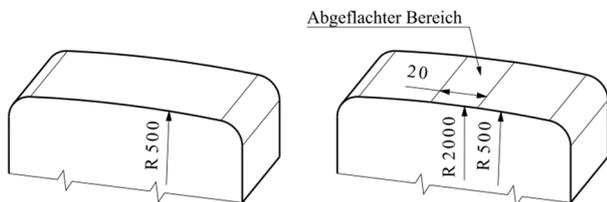


Abbildung 12. Bombierter Schienenkopf nach Norm (Neuzu-stand) links, Abgeflachter Schienenkopf rechts

FEM-Rechnungen mit dieser abgeflachten Schienenkopfform bilden die Berührflächen der realen Systeme bei diversen Radlasten gut ab. Beispielhaft sind in Abbildung 13 die an zwei Kranen mittels Druckmessfolien bestimmten Berührflächen mit denen der FE-Berechnung für unterschiedliche Aufstandskräfte gegenübergestellt.

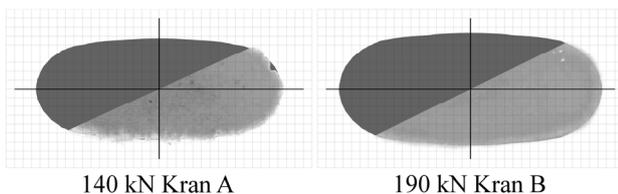


Abbildung 13. Gegenüberstellung der Berührflächen für eine abgeflachte Schienengeometrie FEM/Messung. Dunkel: Berührfläche aus FE-Berechnung Hell: Abdruck auf Fuji Druckmessfolie

Bei Vergleich der idealen mit der abgeflachten Schienengeometrie (Abbildung 14) zeigt sich, dass das Maximum der Vergleichsspannung durch die größere Berührfläche stark reduziert wird. Das Maximum wandert etwas näher zur Radoberfläche, im Radinneren (im Bereich der hohen Eigenspannungen aus dem Härtevorgang in 20 bis 35 mm Tiefe) ändern sich die Spannungen jedoch kaum.

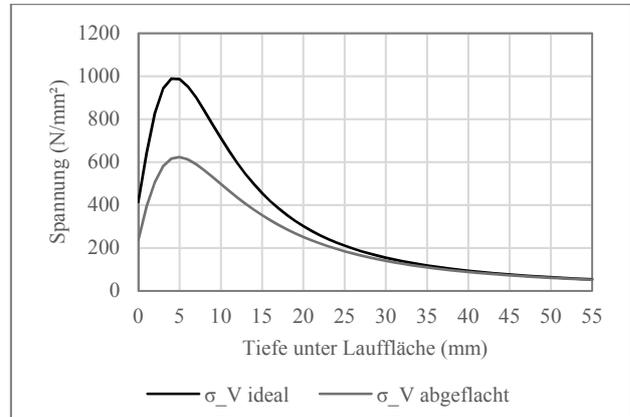


Abbildung 14. Gegenüberstellung der Kontaktspannungen (von Mises) der idealen und abgeflachten Schienengeometrie (beide FEM)

#### 5.4 GESAMTSPANNUNGSZUSTAND

Um den gesamten Spannungszustand im Laufrad analytisch zu ermitteln, müssen die Spannungskomponenten (tangential, axial und radial) der Einzelbelastungen jeweils vektoriell, vorzeichenrichtig aufsummiert werden (Gleichung (4)). Aus diesen Gesamtspannungen kann eine von Mises Vergleichsspannung (Gleichung (5)) gebildet werden, um mögliche Überschreitungen der Elastizitätsgrenze zu erkennen.

$$\begin{matrix} \text{gemessen} & \text{berechnet} & \text{berechnet} \\ \text{(CC-Methode)} & \text{(analyt., FEM)} & \text{(analyt., FEM)} \end{matrix} \begin{pmatrix} \sigma_{\text{Härten}_{tan}} \\ \sigma_{\text{Härten}_{ax}} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \sigma_{\text{Pressv}_{tan}} \\ \sigma_{\text{Pressv}_{ax}} \\ \sigma_{\text{Pressv}_{rad}} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \sigma_{\text{Kontakt}_{tan}} \\ \sigma_{\text{Kontakt}_{ax}} \\ \sigma_{\text{Kontakt}_{rad}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{\Sigma_{tan}} \\ \sigma_{\Sigma_{ax}} \\ \sigma_{\Sigma_{rad}} \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{\Sigma_{tan}} - \sigma_{\Sigma_{ax}})^2 + (\sigma_{\Sigma_{ax}} - \sigma_{\Sigma_{rad}})^2 + (\sigma_{\Sigma_{rad}} - \sigma_{\Sigma_{tan}})^2]} \quad (5)$$

Im Ersten Schritt werden nur die Spannungen aus dem Herstellungsprozess betrachtet. Diese stellen den Zustand des Kranrades dar, bevor es am Kran montiert wird. Es werden die Spannungen aus den Pressverbänden mit den Eigenspannungen aus dem Härteprozess überlagert. Für die analytische Berechnung werden die Spannungskomponenten aus 5.1 und 5.2 berücksichtigt. In der FEM-Berechnung werden die gemessenen Eigenspannungen aus dem Härtevorgang als Ausgangszustand definiert und im nächsten Schritt die Übermaße für die Pressverbände hinzugefügt. Da bei Überlagerungen von den Einzelbelastungen eine Überschreitung der Plastizitätsgrenze erwartet

wird, werden die FEM Berechnungen nicht mehr nur nach linear elastischer sondern auch nach elasto-plastischer Theorie gerechnet.

Abbildung 15 zeigt die Vergleichsspannung im Radkranz mittels analytischer Berechnung und FEM. Auch bei kombinierten Spannungszuständen decken sich die analytisch ermittelten Werte sehr gut mit den FEM-Ergebnissen.

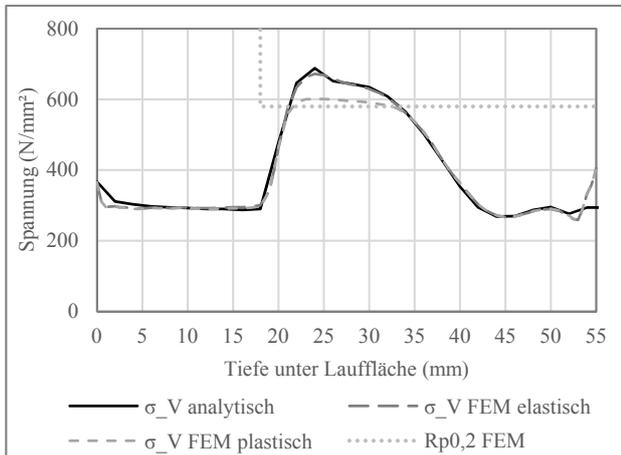


Abbildung 15. Eigenspannungsverläufe (von Mises) aus dem Herstellungsprozess im Radkranz, analytisch berechnet, FEM linear elastisches Modell, FEM elasto-plastisches Modell

Man erkennt dass bereits ohne Betriebslast in einer Tiefe von ca. 21 bis 33 mm unter der Lauffläche die Eigenspannungen die Streckgrenze überschreiten und somit plastische Deformation zu erwarten ist. Bei voller Ausnutzung des in der Norm vorgegebenen Übermaßes ist das Kranrad bereits ohne Radlast an seiner Belastungsgrenze.

Betrachtet man nun den Gesamtspannungszustand inklusive der Betriebslast von 300 kN, stellt sich die Überschreitung der Streckgrenze noch kritischer dar:

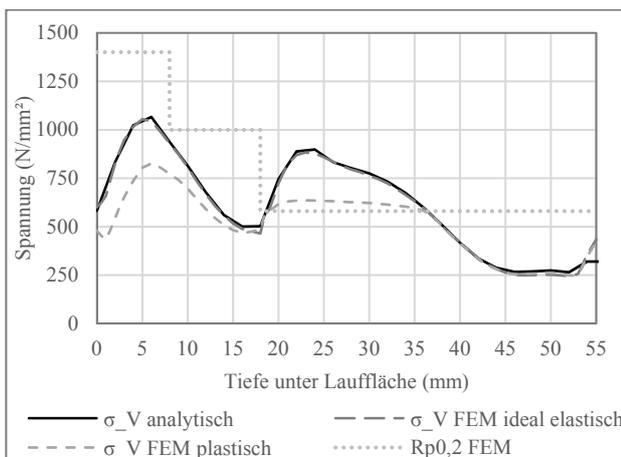


Abbildung 16. Gesamtspannungsverläufe (von Mises) im Radkranz

Das Maximum der Kontaktspannung wird durch die Einhärtetiefe gut abgefangen (erster Peak bei ca. 7 mm), die

Spannungen klingen jedoch nicht schnell genug ab und heben die Eigenspannungen im kritischen Bereich (zweiter Peak bei ca. 23 mm) noch weiter an. Um eine plastische Deformation zu vermeiden müsste die Streckgrenze in diesem Bereich um rund 300 N/mm<sup>2</sup> angehoben werden. Betrachtet man die elasto-plastisch errechnete Vergleichsspannung näher, sieht man neben den durch die plastische Deformation stark reduzierten Spannungen im Inneren des Radkranzes auch einen merklich flacheren Verlauf im Bereich der Kontaktspannungen. Dies resultiert aus einer plastischen Deformation des Schienenmaterials. Durch eine Abplattung des Schienenkopfs vergrößert sich die Berührfläche und damit sinken die Kontaktspannungen im Inneren des Rades. Diese bleibende Verformung führt bei laufenden Überrollvorgängen zu der in 5.3 beschriebenen abgeflachten Schienengeometrie. In diesem „eingelaufenen“ Zustand findet in der Schiene keine weitere plastische Deformation mehr statt und stellt den Dauerzustand am Kran dar.

Bei Implementierung dieses Zustands in das FE Modell (siehe Abbildung 17) zeigt sich, dass die Kontaktspannungen im Außenbereich des Rades geringer ausfallen als im ideal elastischen Modell, die Überschreitung der Streckgrenze im Inneren des Radkranzes aber auch in diesem Zustand erhalten bleibt. Das Abflachen der Schienengeometrie hat somit keine positiven Auswirkungen auf den Spannungszustand im kritischen Bereich des Radkranzes.

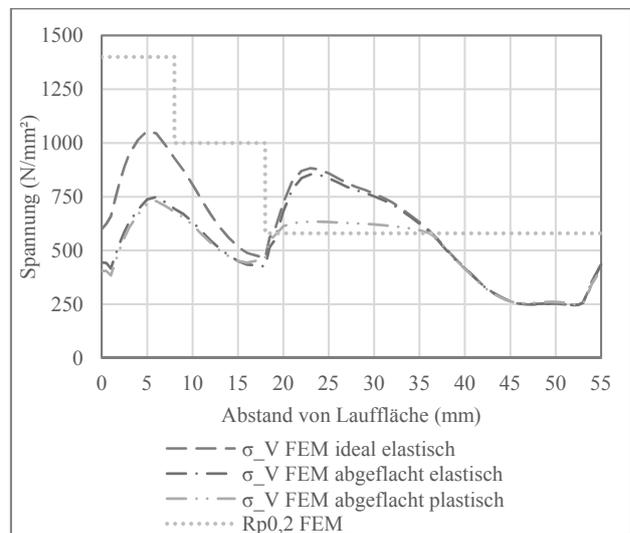


Abbildung 17. Gesamtspannungsverläufe (von Mises) im Radkranz, Vergleich der idealen und abgeflachten Schienengeometrie

## 6 FOLGERUNGEN UND LÖSUNGSANSÄTZE

Die Berechnungen zeigen bei sehr guter Übereinstimmung von Analytik und FEM, dass bei Ausnutzen des in der Norm vorgegebenen Übermaßes in jedem Fall eine Überschreitung der Streckgrenze im Inneren des Radkran-

zes auftritt. Das in Abschnitt 2 beschriebene Schadensmuster kann durch ein lokales Einbrechen der Härteschicht aufgrund des plastisch verformten Materials im Radkranzinneren erklärt werden. Vermutlich kommt es an einem Punkt im Radkranz wegen Schwankungen in den Materialeigenschaften zuerst zum Fließen, die Spannungen im restlichen Radkranz werden dann durch lokale Deformation abgebaut. Die spröde Härteschicht kann die Deformation im Inneren jedoch nicht mitmachen und bricht schalenförmig ein.

Dass dieses Schadensbild nur bei einer geringen Anzahl an Laufrädern auftritt, ist damit zu erklären, dass das Pressungsübermaß eine große Auswirkung auf den Spannungszustand hat. Ein erster Lösungsansatz für das Problem wird eine Reduktion des Übermaßes an das in der Norm definierte Minimum sein. Vergleichsrechnungen zeigen, dass die Vergleichsspannungen resultierend aus den Pressverbänden durch diese Änderung halbiert werden können. Ein Überschreiten der Streckgrenze findet dann nur bei einer hohen Belastung des Laufrades statt. Eine alternative Lösung wäre, den äußeren Pressverband mittels eines zweiteiligen Laufrades (Laufradkranz und Radscheibe als ein Bauteil) gänzlich aus der Konstruktion zu entfernen. Dies ist jedoch mit höheren Materialkosten verbunden, da auch der Bereich der Radscheibe aus Vergütungsstahl gefertigt werden müsste.

Zu hinterfragen ist in jedem Fall die Festigkeitsrechnung nach EN 13001-3-3. Die Eigenspannungen aus Pressverbänden und Härteprozess sind hier überhaupt nicht berücksichtigt. Mit der angenommen maximalen Radlast von 300 kN sollte das Rad nach Norm Berechnung mehr als ausreichend Sicherheit gegen ein statisches Versagen haben. Nützt man die in der Norm definierte maximale am Laufrad zulässige Kontaktkraft aus (in Falle des untersuchten Beispiels wäre es eine Designlast von 1940 kN), dann kommt es bei Kombination mit den Eigenspannungen zu plastischen Deformationen, welche die zulässigen 0,02 % der Norm weit übersteigen.

## 7 FÖRDERHINWEIS

Wesentliche Teile dieser Arbeit wurden durch das österreichische „COMET-Programm“ (Projekt XTribology, Nr. 849109) gefördert und im Zusammenwirken mit dem „Excellence Center of Tribology“ (AC2T Research GmbH) erarbeitet.

### ABKÜRZUNGEN

$b$	Effektive lasttragende Kopfbreite ( $b = k - 2r_1$ )
$D_w$	Raddurchmesser (hier $D_w = 630$ mm)
$E_m$	Mittlerer E-Modul von Rad und Schienenmaterial (hier $E_m = 210.000$ N/mm <sup>2</sup> )

$f_1$	Minderungsfaktor für Kantenpressung (hier $f_1 = 1$ )
$f_2$	Minderungsfaktor für ungleichmäßige Flächenpressungsverteilung (hier $f_2 = 1$ )
$F_{Rd,s}$	Grenzwert der statischen Bemessungskontaktkraft
$F_{Sd0,s}$	maximale faktorlose Bemessungskontaktkraft
$f_y$	Streckgrenze des Materials unterhalb der gehärteten Oberfläche
$k$	Schienenkopfbreite (hier $k = 100$ mm)
$r_1$	Ausrundungsradius an der Schienenkopfflanke
$r_k$	Radius des bombierten Schienenkopfes
$R_m$	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	0,2 %-Dehngrenze
$z_{ml}$	Tiefe der maximalen Scherspannung bei Linienberührung
$z_{mp}$	Tiefe der maximalen Scherspannung bei Punktberührung
$\gamma_m$	Allgemeiner Widerstandsbeiwert, $\gamma_m = 1,1$
$\nu$	Querkontraktionszahl
$\sigma_{axial}$	Normalspannungskomponente in axialer Richtung
$\sigma_{radial}$	Normalspannungskomponente in radialer Richtung
$\sigma_{tangential}$	Normalspannungskomponente in tangentialer Richtung
$\sigma_V$	Von Mises Vergleichsspannung

### LITERATUR

- [1] EN 13001-3-3:2014 – *Krane – Konstruktion allgemein – Teil 3-3: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Laufrad/Schiene-Kontakten*
- [2] DIN 15 083:1977 – *Krane – Laufräder – Bearbeitete Radreifen*
- [3] DIN 536-1:1991 – *Kranschienen – Maße, statische Werte, Stahlsorten für Kranschienen mit Fußflansch Form A*
- [4] EN 13001-2:2014 – *Kransicherheit – Konstruktion allgemein – Teil 2: Lasteinwirkungen*
- [5] EN ISO 18265:2003 – *Metallische Werkstoffe – Umwertung von Härtewerten*

- [6] Schindler, H. J.: *Residual Stress Measurement in Cracked Components: Capabilities and Limitations of the Cut Compliance Method*. In: Materials Science Forum, Vols. 347-349 (2000), S. 150-155
- [7] Kos, M.: *Einfluß der Rest- und Eigenspannungen auf die Belastung von Laufrädern*. In: fördern und heben 24 (1974) Nr. 2., S. 165-168
- [8] DIN 7190-1:2017 – *Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*
- [9] Sauer B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus I*. Springer Berlin Heidelberg, 2016
- [10] Timoshenko, S. P.: *Theory of Elasticity*, McGraw Hill Publishing Company, 1970
- [11] Thomas, H. R.; Hoersch, K. A.: Stresses due to the pressure of one elastic solid on another. University of Illinois-Bulletin, No. 212, 1930

---

**Dipl.-Ing. Georg Havlicek**, Projektassistent am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik an der Technischen Universität Wien

**Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Georg Kartnig**, Professor am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, Leiter des Fachbereichs Konstruktionslehre und Fördertechnik an der Technischen Universität Wien

Adresse: Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, Technische Universität Wien, Getreidemarkt 9/307, 1060 Wien, Österreich  
Telefon: +43-1-58801-30752  
E-Mail: georg.havlicek@tuwien.ac.at,  
georg.kartnig@tuwien.ac.at

**Ing. Georg Klapper**, Leiter Entwicklung Maschinenbau bei der Künz GmbH

Adresse: Künz GmbH, Gerbestraße 15, 6971 Hard, Österreich  
Telefon: +43-5574-6883-454  
E-Mail: georg.klapper@kuenz.com