

Dynamische Drehmomentspitzen in Rücklaufsperrern von Förderbandantrieben *)

Dr.-Ing. Karlheinz Timtner
Dipl.-Ing. Thomas Heubach

Bad Homburg
Bad Homburg

1. Einleitung

Rücklaufsperrern in Förderanlagen aller Art (Schrägförderbänder, Elevatoren, Großpumpen, Ventilatoren und Kompressoren) sind seit langer Zeit unentbehrliche Maschinenelemente. Sie werden wegen ihrer automatischen und sehr betriebssicheren Arbeitsweise jährlich vieltausendfach in der ganzen Welt verwendet. Die Rücklaufsperrern werden entweder unmittelbar auf die Kopftrommelwelle oder auf eine Zwischenwelle des Untersetzungsgetriebes oder direkt an den Elektromotor gesetzt. In jüngster Zeit haben sich vor allem Rücklaufsperrern auf einer schnellaufenden Getriebewelle durchgesetzt, die im Normalbetrieb völlig berührungsfrei arbeiten. Hauptvorteile dieser modernen Rücklaufsperrernbauart sind die hohe Betriebssicherheit durch Verschleißfreiheit und die niedrigen Kosten aufgrund kleiner Abmessungen.

Probleme bei der Dimensionierung solcher Rücklaufsperrern bestehen darin, weil das Stillsetzen beladener Schrägförderbänder, Elevatoren oder z.B. Großpumpen stark dynamischer Vorgänge sind. Es können hohe Drehmomentspitzen in der Rücklaufsperrernwelle auftreten. Die Vorausbestimmung der auftretenden Drehmomente für den Sperrfall erfolgt am sichersten durch eine genaue Schwingungsanalyse des Gesamtsystems. In diesem Beitrag wird beschrieben, wie dies für Schrägförderbänder mit Hilfe des Simulationsprogramms DRESP der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) möglich ist. - Parallel dazu zeigt dieser Beitrag auch, wie mit einfacheren Mitteln auf klassisch analytischem Wege der größte Peak des dynamischen Drehmomentverlaufes und die Drehmoment-Zeitfunktion ermittelt werden können. Damit ist die Dimensionsierung der Rücklaufsperrern mit Hilfe eines PC's in kurzer Zeit möglich.

2. Bauarten, Anwendungen und dynamische Eigenschaften von Rücklaufsperrern

Über die Bauarten und Anwendungen der verschiedenen Rücklaufsperrern wurde bereits ausführlich in [1] berichtet. Danach ist im wesentlichen nach langsam laufenden und schnellaufenden Rücklaufsperrern zu unterscheiden. Langsam laufende Rücklaufsperrern werden - wie der Name sagt - auf die langsam laufenden Wellen der Förderanlage gesetzt, damit gehen die Vorteile einher, daß durch niedrige Gleitgeschwindigkeiten an den Kontaktstellen mit den Klemmelementen nur sehr geringer Verschleiß entsteht und die Drehfederkennlinie verläuft im allgemeinen verhältnismäßig linear. Bild 1 zeigt prinzipiell die Drehfederkennlinien von langsam und schnellaufenden Rücklaufsperrern.

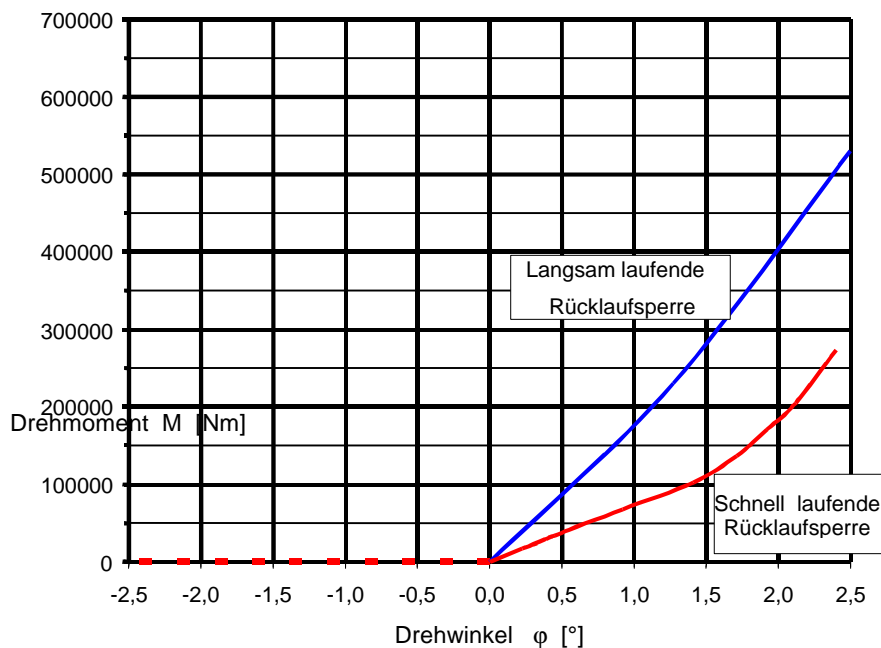


Bild 1: Drehfederkennlinien von langsam- und schnellaufenden Rücklaufsperrern

Wie aus diesem Bild klar hervorgeht, haben die langsam laufenden Rücklaufsperrern für große Drehmomente eine nahezu lineare Kennlinie, während schnellaufende Rücklaufsperrern bei verhältnismäßig niedrigen Drehmomenten eine nichtlineare Kennlinie haben. Für

negative Verdrehwinkel haben beide Arten der Rücklaufsperrern praktisch kein Reaktionsmoment; hier liegt der Normalbetriebsfall „Leerlauf“ vor. Die Nachteile langsam laufender Rücklaufsperrern sind aus wirtschaftlicher Sicht beachtlich, denn derartige Rücklaufsperrern bauen sehr groß und werden damit sehr teuer. Die Kosten solcher Sperrern können leicht in der Größenordnung der Getriebekosten liegen. Ferner haben diese Rücklaufsperrern die Nachteile, daß separate Abstützeinrichtungen für das Reaktionsmoment geschaffen werden müssen und eine regelmäßige Wartung erforderlich ist.

Um die Kostenvorteile von schnellaufenden Rücklaufsperrern in Abhängigkeit von dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes (zwischen Fördertrommel und Rücklaufsperrere) deutlich zu machen, sei ein Blick auf Bild 2 empfohlen.

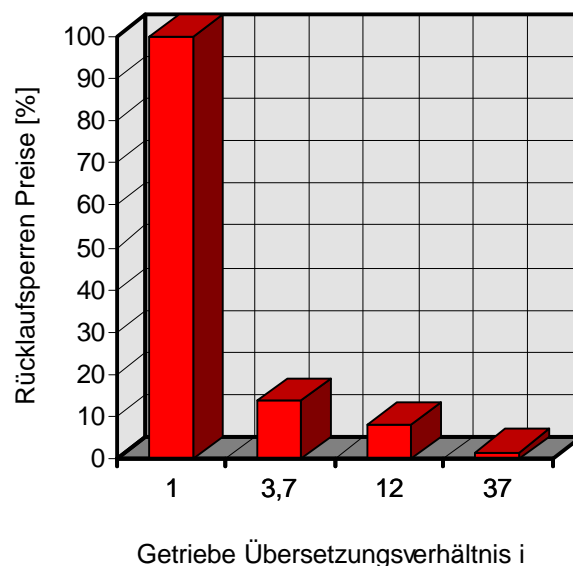


Bild 2: Prozentuale Preise von Rücklaufsperrern als Funktion des Übersetzungsverhältnisses i im Getriebe

Der Vergleichspreis für eine langsam laufende Rücklaufsperrere, die unmittelbar auf der Fördertrommel sitzt, auf 100 % gesetzt. Eine schnellaufende Rücklaufsperrere, die auf der ersten Getriebewelle mit einem Übersetzungsverhältnis von 3,7 sitzt, kostet nur ca. 25 %. Setzt man die Rücklaufsperrere auf die zweite Getriebewelle mit einem Übersetzungsverhältnis von 12, so betragen die Rücklaufsperrernkosten nur noch ca. 8 %. Falls es möglich ist, die Rücklaufsperrern unmittelbar auf die Motorwelle zu setzen, beträgt der Preis nur noch ca. 3 % vom Preis der langsam laufenden Rücklaufsperrere.

Schnellaufende Rücklaufsperrern werden auf den schnellaufenden Wellen der Untersetzungsgetriebe oder direkt auf die Elektromotorwelle gesetzt. Der Hauptvorteil dieser Rücklaufsperrern besteht darin, daß sie aufgrund des berührungsfreien Laufes der Klemmstücke praktisch verschleißfrei sind, und daß damit eine sehr hohe Gebrauchsdauer erreicht wird. Vorteile dieser Rücklaufsperrern sind weiterhin, daß sie sehr klein bauen und damit kostengünstig sind. Sie werden üblicherweise direkt in das Getriebe integriert. Eine separate Abstützeinrichtung für das Reaktionsmoment entfällt, ebenso ist keine spezielle Wartung erforderlich.

Die Nachteile schnellaufender Rücklaufsperrern sind weniger gravierend. Zu nennen ist die meist stärker nicht-lineare Drehfederkennlinie solcher Rücklaufsperrern, die zu einer relativ höheren Erhöhung des Spitzendrehmomentes führt. Die absolute Drehmomentspitze ist durch die Getriebeübersetzung trotzdem viel niedriger als bei einer vergleichbaren, langsam laufenden Rücklaufsperrere.

Sehr vorteilhaft ist bei schnellaufenden Rücklaufsperrern ferner, daß die absolute Rückdrehbewegung des Förderbandes im Sperrfall kleiner ist als bei langsam laufenden Rücklaufsperrern. Der Grund hierfür ist ebenfalls die Getriebeübersetzung. Wenn sich z.B. die Rücklaufsperrere auf einer Getriebewelle um 5° verdreht, dreht sich die Kopftrommel lediglich um $5^\circ/i$ zurück.

Bei Verwendung der schnellaufenden Rücklaufsperrern muß selbstverständlich sichergestellt sein, daß alle Elemente des Antriebsstranges zwischen Rücklaufsperrere und Förderband-Antriebstrommel sehr zuverlässig sind, daß nicht etwa hier ein Bruch eintritt; dieser hätte katastrophale Folgen.

Aufgrund der oben geschilderten, beachtlichen Vorteile schnellaufender Rücklaufsperrern ist es nötig, bei deren Dimensionierung die Dynamik des Gesamtsystems möglichst einfach berechnen zu können. Der Antriebsstrang, einschließlich der Rücklaufsperrere muß sicher dimensioniert werden. - Es gibt eine Reihe von leistungsfähigen Computerprogrammen, mit deren Hilfe die Dynamik während des Anlagenhochlaufes berechnet werden kann. Diese Programme sind jedoch alle für den Normalbetriebszustand programmiert. Für den Sperrfall

liegt ein anderes dynamisches System vor, das im wesentlichen durch die Besonderheit der Drehfederkennlinie der Rücklaufsperrung beeinflusst wird.

Der Vollständigkeit halber soll an dieser Stelle nach [1] die Schnittzeichnung einer typischen, schnellaufenden Rücklaufsperrung ohne weitere Diskussion gezeigt werden, siehe Bild 3.

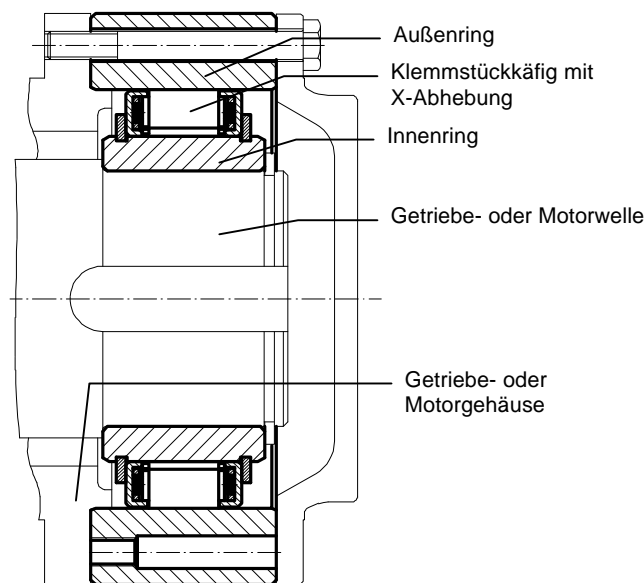


Bild 3: Rücklaufsperrung Bauart FXM (RINGSPANN GmbH)
mit Fliehkraftabhebung X, siehe [1]

3. Dynamisches Verhalten im Sperrfall

3.1. Systemaufbau eines Schrägförderbandes

Die konstruktive Ausführung von Förderanlagen, insbesondere von Schrägförderbändern sind in der einschlägigen Fachliteratur hinreichend beschrieben. Eine in USA in Betrieb befindliche Anlage mit Dreifach-Antrieb ist in [2] ausführlich erläutert. Die Darstellung einer Antriebseinheit daraus mit der schrittweisen Idealisierung für eine analytische Betrachtung ist in Bild 4 gezeigt. Wie man erkennt, wird ausgehend von der wirklichen Antriebseinheit und dem Förderband ein Ersatzsystem gebildet. Im ersten Schritt wird das Förder-

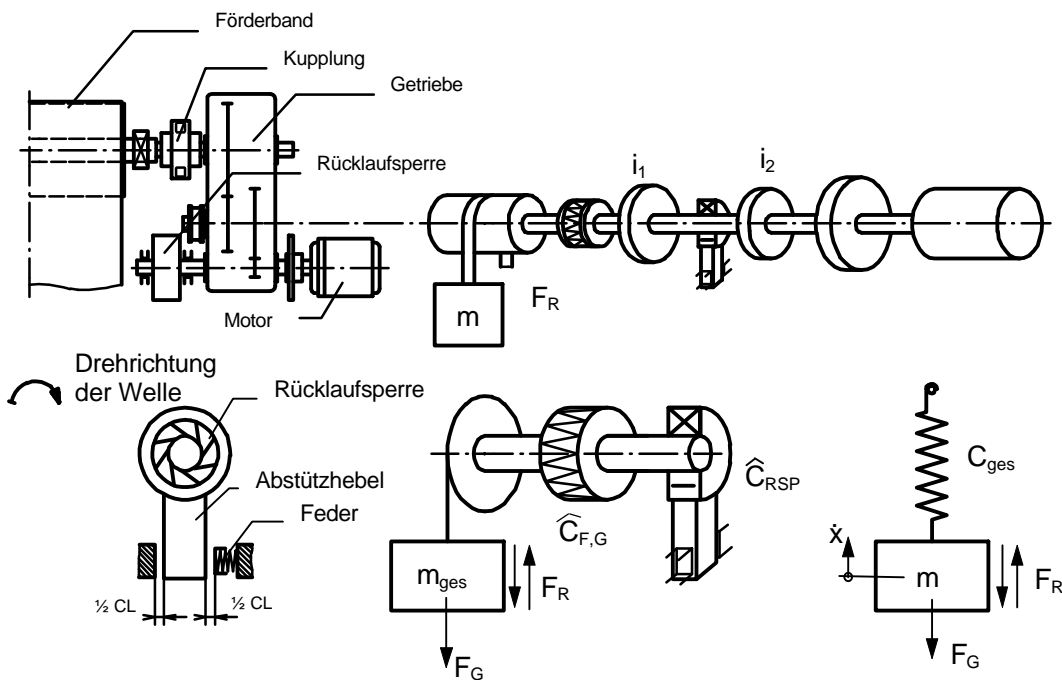


Bild 4 Förderbandantrieb und mechanisches Ersatzsystem für ein Antriebsaggregat

band durch eine senkrecht frei bewegliche Masse dargestellt. Dieses ist mit einem starren Bänderauf der Trommel befestigt. Sodann sind ist die Idealisierung der einzelnen Drehfederelemente, wie Kupplungen, Wellen oder Massen bis hin zum Schwungrad und dem Elektromotorläufer auf dem Wellenstrang dargestellt. Es ist zu erkennen, daß an der Masse m , die mit der Erdbeschleunigung die Gewichtskraft F_G erzeugt, eine Reibkraft F_R angreift. Diese Reibkraft wird in der Schwingungssimulation als richtungsabhängige Dämpfung berücksichtigt. Sie wird hervorgerufen durch Lagerreibungen der Haupttrommeln und der Stützrollen, durch Walkarbeit im Förderband usw.

Ferner ist in Bild 4 unten rechts das am weitesten idealisierte System - nur noch bestehend aus Masse m und Gesamt-Federsteifigkeit c_{ges} und den an diesem System angreifenden Kräften - dargestellt. Dies ist ein translatorischer Schwinger; er ist abgeleitet aus dem vereinfachten Torsionssystem mit der Rücklaufsperr. Solange das Förderband im Normalbetrieb arbeitet, wirkt die Transportkraft F . Stellt man den Antrieb ab, so wird $F = 0$ und das Band läuft aus. Wenn die Geschwindigkeit des Förderbandes bzw. der Rücklaufsperrrenwelle den Wert Null erreicht, wird die Rücklaufsperr am festen Fundament eingeklinkt und zusätzlich mit ihrer eigenen Drehfedersteifigkeit bildet sich ein neues, schwingungsfähiges System.

Bei der Bildung des Ersatzsystems muß man nach den Regeln der Mechanik die Drehsteifigkeiten miteinander kombinieren: bei Reihenschaltung von Federn addieren sich die Kehrwerte der Drehsteifigkeiten, bei Parallelschaltung von Federn addieren sich deren einzelne Drehsteifigkeiten zur Gesamt-Drehsteifigkeit. An verschiedenen Stellen liegen Nicht-linearitäten in den Drehsteifigkeiten vor. Hier muß man die Drehfeder-Kennlinien als einfache mathematisch Funktionen darstellen und bei der Überlagerung der Drehfeder-Kennlinien entsprechend die Funktionen zu kombinieren.

In Bild 5 sind die wichtigen Drehfederkennlinien der Konstruktionselemente gezeigt, die sich in unmittelbarer Nähe der Rücklaufsperrern befinden. Es sind die Fundamentsteifigkeiten, Abstützhebelsteifigkeiten, Auflagefedersteifigkeit und die Steifigkeit der Rücklaufsperrere dargestellt.

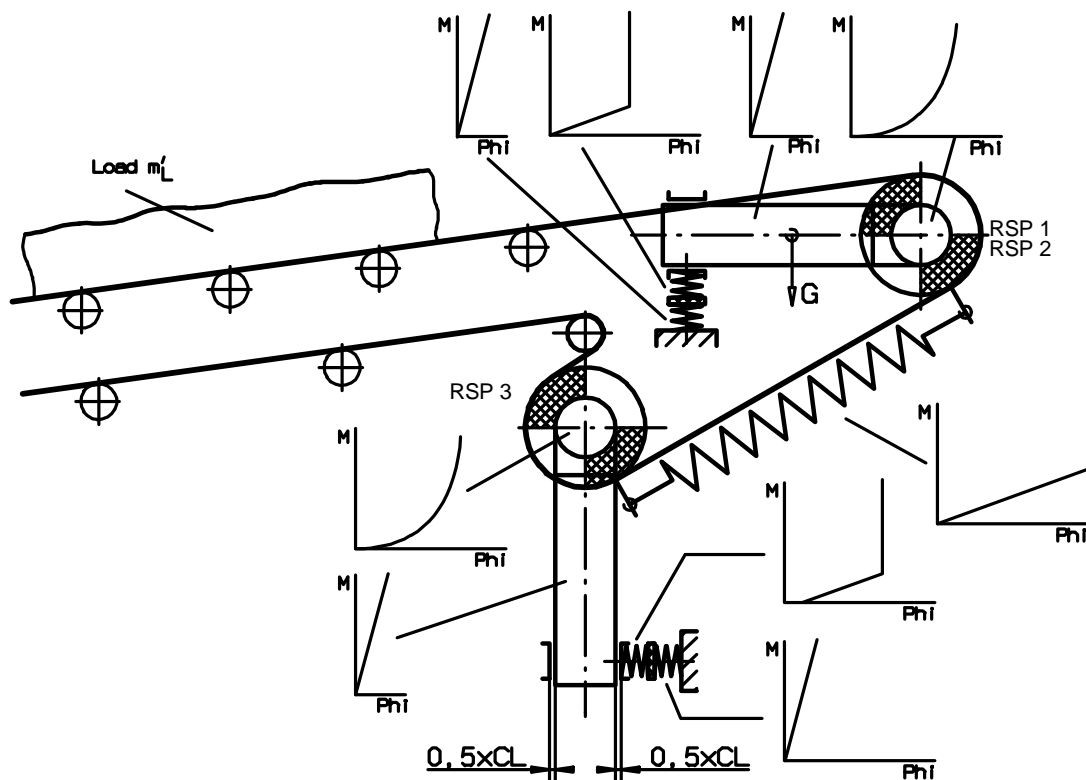


Bild 5: Förderband mit drei Rücklaufsperrern und verschiedene Steifigkeits-Elemente

Bei diesem Antrieb handelt es sich um einen Dreifachantrieb. Auf der Förderband-Kopftrommel befinden sich rechts und links je ein Getriebe mit den Rücklaufsperrern RSP 1 und RSP 2. Auf der zweiten Antriebstrommel sitzt auf einer Seite der dritte Antrieb mit der

Rücklaufsperr RSP 3. Diese Rücklaufsperr wird - wegen der Elastizität der zwischen den beiden Antriebstrommeln befindlichen Bandelastizität - praktisch kein Drehmoment aufnehmen können, weil die Bandverlängerung unter Last wesentlich größer ist als der Verdrehwinkel der Rücklaufsperr, multipliziert mit dem Trommelradius.

Für die Reduzierung des Systems auf einen Einmassenschwinger sind die in Bild 5, an der Kopftrommel, gezeichneten Drehfederkennlinien im Sinne einer Reihenschaltung zusammenzulegen. Für die beiden Rücklaufsperr rechts und links der Kopftrommel erhält man somit zwei Kennlinien, die dann im Sinne einer Parallelschaltung zu kombinieren sind, weil die extrem drehsteife Trommel beiden Rücklaufsperr im Sperrfall gleiche Verdrehwinkel aufzwingt. In der Praxis werden die beiden Drehfederkennlinien mindestens um 10 % voneinander abweichen. Ursache hierfür sind unvermeidliche Fertigungstoleranzen aller beteiligten Bauteile.

Bei der Bildung des Ersatzsystems müssen neben der Kombination der einzelnen Drehfeder-Steifigkeiten auch die Einzelmassen zur resultierenden Masse umgerechnet werden. Es ist je nach Anwendungsfall möglich, das Ersatzsystem auf die Trommelwelle oder auf die Rücklaufsperrwelle zu beziehen.

Vorstehende Ausführungen gelten insbesondere für die klassisch analytische Behandlung des schwingungsfähigen Systems; sie gelten aber ebenso für die Behandlung des Systems mit einem Computerprogramm, wie z.B. DRESP. Auch hier ist es sinnvoll einzelne Gruppen zusammenfassen, um die Rechenzeiten zu verkürzen.

3.2. Berechnung der statischen Ruhelage in Abhängigkeit von den Reibungswiderständen bei Schrägförderbändern

Für die Schwingungsberechnung ist zuerst die Ermittlung des Belastungsdrehmomentes M_{STAT} in der statischen Ruhelage erforderlich, dabei ist die Reibungsdämpfung der Schrägförderbänder zu berücksichtigen. Mit Hilfe des allgemein üblichen Berechnungsverfahrens für Förderanlagen [6] wurde für kleine, mittlere und größere Förderbänder der Wirkungsgrad η in Abhängigkeit von der Steigung des Förderbandes ermittelt. Die zusammengefaßte Formel lautet wie folgt:

$$\eta = 1 - f \cdot \left[\frac{m'_R}{m'_L \cdot \sin\delta} + \frac{m'_G}{m'_L \cdot \tan\delta} + 1 \right] \quad (1)$$

Die einzelnen Formelzeichen haben folgende Bedeutung:

- | | | |
|------------------------|---|--|
| f [1] | : | Reibungswert Ober- und Untertrum |
| m' _R [kg/m] | : | Masse aus Streckenlast infolge der drehenden Tragrollenanteile von Ober- und Untertrum |
| m' _L [kg/m] | : | Streckenlast infolge der Förderlast |
| m' _G [kg/m] | : | Streckenlast infolge Fördergurt |
| δ [°] | : | Neigungswinkel des Förderbandes |

In Bild 6 sind die Wirkungsgrade η in Abhängigkeit dem Neigungswinkel δ des Förderbandes aufgetragen. Die Kurve mit der Bezeichnung P 88 zeigt die von dem Rücklaufsperrhersteller RINGSPANN GmbH empfohlenen, mittleren Wirkungsgradwerte dar.

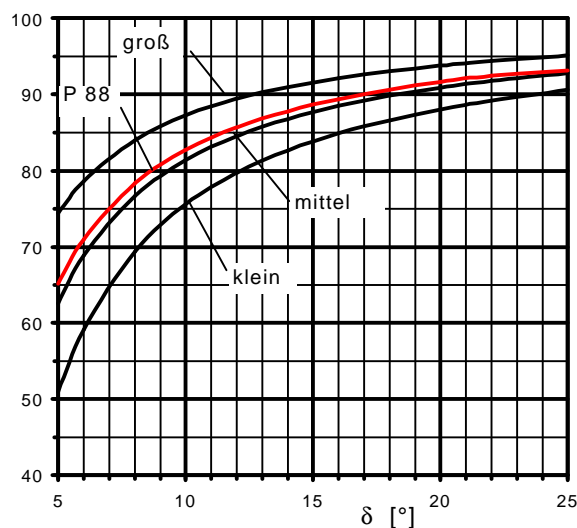


Bild 6 Graphische Darstellung von Formel (1) für kleine, mittlere und große Schrägförderbänder

Mit Hilfe des Wirkungsgrades läßt sich das Drehmoment für die statische Ruhelage M_{STAT} für die erste Halbschwingung der Rücklaufbewegung wie folgt ermitteln:

$$M_{STAT} = (1 - \eta) \cdot M_L \quad (2)$$

Für die zweite Halbschwingung ist die statische Ruhelage:

$$M_{\text{STAT}} = (2 - \eta) \cdot M_L \quad (3)$$

3.3. Erläuterung der Schwingungsberechnung auf analytischem Wege

Entsprechend den bisherigen Ausführungen kann für das auf eine Masse und eine Drehfederkennlinie reduzierte Schrägförderband die Differentialgleichung für die Drehbewegung um die statische Ruhelage φ_{STAT} wie folgt geschrieben werden:

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + M(\varphi) + (\text{sgn } \dot{\varphi}) \cdot M_R = 0 \quad (4)$$

In dieser Differentialgleichung ist wie üblich φ der Drehwinkel als unabhängige Variable, Θ das reduzierte Trägheitsmoment, $M(\varphi)$ ist die Drehfederkennlinie. M_R ist das Reibmoment und $(\text{sgn } \dot{\varphi})$ die Signumfunktion der Geschwindigkeit, d.h. die Reibkraft M_R erhält das Vorzeichen der Winkel-Geschwindigkeit $\dot{\varphi}$.

Die Funktion $M(\varphi)$ stellt die nichtlineare Drehfederkennlinie des reduzierten Feder-Masse-Systems dar. Es handelt sich dabei in der Praxis immer um progressive Drehfederkennlinien. Besonders progressiv sind solche Kennlinien von gummielastischen Elementen, wie Wellenkupplungen oder Dämpfungspuffern. Für die analytische Behandlung hat sich für die vorliegende Aufgabenstellung die Darstellung der Drehfederkennlinie in Form eines Polynoms mit drei Termen sehr gut bewährt.

$$M(\varphi) = A \cdot \varphi + B \cdot \varphi^n + C \cdot \varphi^{n^2} \quad (5)$$

Für M_R ergibt sich entsprechend Abschnitt 3.1. die einfache Formel:

$$M_R = \eta \cdot M_L \quad (6)$$

Hierin ist: M_L das durch die Förderlast erzeugte Drehmoment auf der betrachteten Welle.

In Bild 7 sind einige Drehfederkennlinien entsprechend den Elementen in Bild 5 aufgezeichnet. Hierin ist 1 die Drehfederkennlinie der Elastizität des Fundamentes, 2 stellt die Drehfederkennlinie einer Pufferfeder und das Spiel des Abstützhebelarmes dar. Kennlinie 3

ist die Drehfederkennlinie einer langsam laufenden Rücklaufsperre. Diese drei Drehfederkennlinien sind aufgrund der Reihenschaltung in Kennlinie 4 zusammengerechnet.

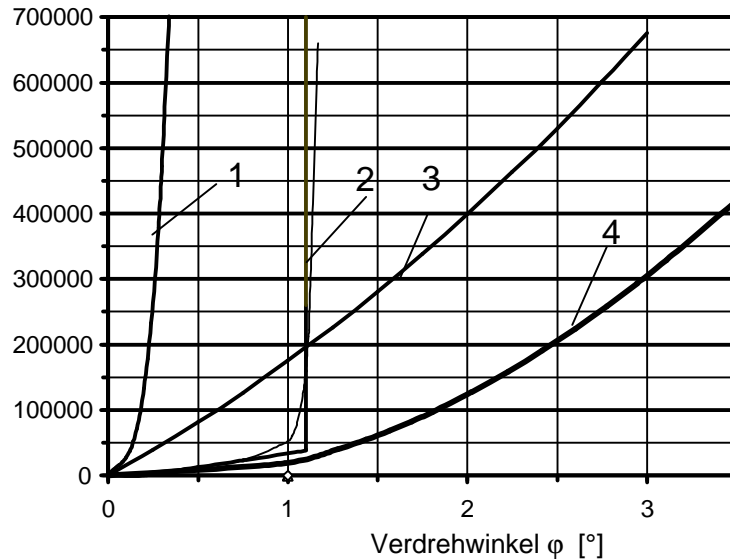


Bild 7 Drehfederkennlinien verschiedener Elemente 1, 2 und 3 und Summenkennlinie 4

Zur Bestimmung der Konstanten A , B , C , n_1 und n_2 aus Formel 5 sind jeweils drei Punkte der Kennlinie zu wählen. Man erhält eine Gleichung mit drei Unbekannten, die sich leicht lösen lässt. Zur Festlegung der Punkte gehört etwas Erfahrung; es empfiehlt sich, den ersten Punkt in einem niedrigen Winkelbereich, den zweiten in einem mittleren und den dritten in die Größenordnung des maximal zu erwartenden Drehwinkels zu legen. Bei Kennlinien vom Typ 2 in Bild 7 empfiehlt es sich, einen Punkt vor den Knick und einen hinter den Knick zu legen und dann den Exponenten n_2 hoch zu wählen, z.B. 15. Für die Summenkennlinie 4 ergaben sich mit vorstehenden Empfehlungen folgende Zahlenwerte, die die Drehfederkennlinie gut beschreiben:

$$\begin{aligned}
 A &= 5000 & n_1 &= 3 \\
 B &= 0,0386 & n_2 &= 9 \\
 C &= 0,000793
 \end{aligned}$$

Die Berechnung des Verdrehwinkels φ_{STAT} für die statische Ruhelage ist mit M_{STAT} nach Formel (3) und Einsetzen in Formel (5) leicht möglich. Die Auflösung nach φ_{STAT} ist z. B. mit

Hilfe des Newtonschen Verfahrens durchzuführen. Die Ermittlung des maximalen Drehmomentes M_{MAX} ist auch relativ einfach, wenn man den Energiesatz zu Hilfe nimmt, und zwar muß bei der betrachteten Halbschwingung, gemäß Bild 8, im Bereich von 0 bis φ_{STAT} die Fläche 1 zwischen der Linie M_{STAT} und der Kurve gleich der Fläche 2 im Bereich zwischen φ_{STAT} und φ_{MAX} sein.

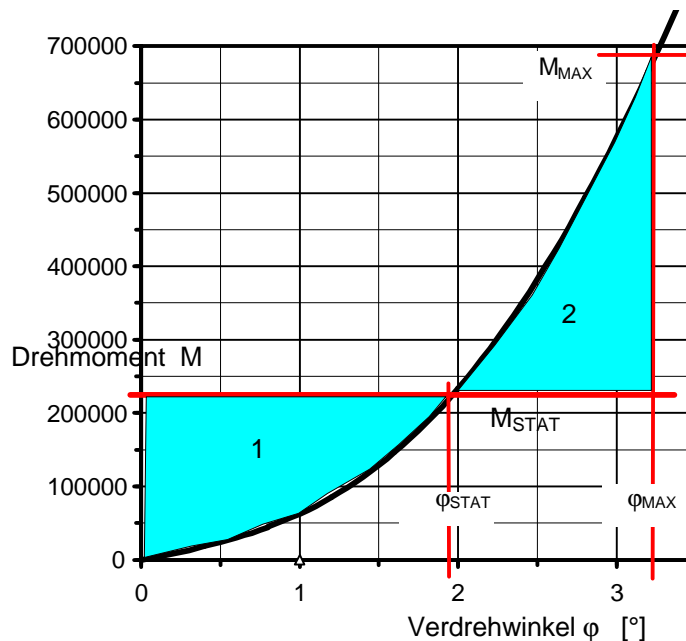


Bild 8 Drehfederkennlinie mit M_{STAT} ; M_{MAX} ; φ_{STAT} und φ_{MAX}

Mathematisch läßt sich diese Bedingung wie folgt schreiben:

$$(M_{STAT} \cdot j_{STAT}) - \int_0^{j_{STAT}} M(j) \cdot dj = \int_{j_{STAT}}^{j_{MAX}} M(j) \cdot dj - [M_{STAT} \cdot (j_{MAX} - j_{STAT})] \quad (7)$$

Nach mehreren Umformungen mit Hilfe der früheren Formeln ergibt sich schließlich:

$$0 = \frac{A}{2} \cdot \varphi_{MAX} + \frac{B}{n_1 + 1} \cdot \varphi_{MAX}^{n_1} + \frac{C}{n_2 + 1} \cdot \varphi_{MAX}^{n_2} - M_{STAT} \quad (8)$$

Durch erneute Abwendung des Newtonschen Verfahrens läßt sich jetzt φ_{MAX} berechnen und M_{MAX} entsteht durch Einsetzen von φ_{MAX} in Formel (5).

Ohne weiter auf mathematische Einzelheiten und Fragen der Anfangsbedingungen einzugehen, ergibt sich z.B. nach [7] das analytische Lösungsintegral für die Funktion $t(\varphi)$:

$$t(\varphi) = \frac{1}{\kappa \cdot \sqrt{2}} \cdot \int_{\phi}^{\varphi} \frac{d\hat{\phi}}{\sqrt{\mathfrak{Z}(\Phi) - \mathfrak{Z}(\hat{\phi})}} \quad (9)$$

Die beiden Funktionen $\mathfrak{Z}(\phi)$ und $\mathfrak{Z}(\varphi)$ sind aufgrund der Anfangsbedingungen ihrerseits bereits gelöste Integrale; sie ergeben sich mit (5) zu:

$$\mathfrak{Z}(\Phi) = \frac{\Phi^2}{2} + \frac{B}{A} \cdot \left[\frac{(\varphi_o + \Phi)^{n_1+1}}{n_1+1} - \Phi \cdot \varphi_o^{n_1} \right] + \frac{C}{A} \cdot \left[\frac{(\varphi_o + \Phi)^{n_2+1}}{n_2+1} - \Phi \cdot \varphi_o^{n_2} \right] \quad (10)$$

$$\mathfrak{Z}(\hat{\phi}) = \frac{\hat{\phi}^2}{2} + \frac{B}{A} \cdot \left[\frac{(\varphi_o + \hat{\phi})^{n_1+1}}{n_1+1} - \hat{\phi} \cdot \varphi_o^{n_1} \right] + \frac{C}{A} \cdot \left[\frac{(\varphi_1 + \hat{\phi})^{n_2+1}}{n_2+1} - \hat{\phi} \cdot \varphi_o^{n_2} \right] \quad (11)$$

Damit liegt die Zeitfunktion von $t(\varphi)$ fest, da φ mit der Drehfederkennlinie $M(\varphi)$ nach Formel (5) verbunden ist, kann zu jedem Zeitpunkt $t(\varphi)$ ein Drehmoment $M(\varphi)$ gemäß Formel (5) zugeordnet werden. Man erhält mit Hilfe eines geeigneten numerischen Integrationsverfahrens (Simson, Romberg) die Abhängigkeit des Drehmomentes von der Zeit und somit auch den maximalen Spitzenwert, der für die Dimensionierung der Rücklaufperre ausschlaggebend ist. Rechenergebnisse und weitere Einzelheiten siehe Kapitel 4.

3.4. Erläuterung des Simulationsverfahrens DRESP der FVA

Gemäß [4], dem Bericht zum Forschungsvorhaben Nr. 96/II simuliert das Programmsystem DRESP (Version 4.1) die Drehschwingungsbelastung in Antriebssträngen, die durch Asynchron-, Synchron-, Kolbenmotoren oder sonstigen Errecherungsarten (in vorliegenden Fall Belastung der Rücklaufperre durch das Förderband) angetrieben werden. Als Schwin-

gungsmodell sind gerade, verzweigte oder vermaschte Drehschwingungssysteme mit linearen und nichtlinearen Übertragungselementen (Kupplungen, Verzahnungen, Spiele, Föttinger-Wandler, Kardangelenke usw.) zugelassen. Das Programm liefert Eigenfrequenzen, Schwingungsformen und Frequenzgänge, Bewegungsgrößen der Massen, Belastungen und Verdrehsteifigkeiten der Wellen als Zeitverläufe verschiedene Kennlinien und Phasenporträts. Die Maximalwerte der Bewegungsgrößen und Belastungen sowie eine statistische Auswertung der Belastungen (Erreger- und Torsionsmomente) und Drehzahlen.

Für die vorliegende Ausarbeitung wurde das Programmpaket DRESP 4.4.8A für OS2-Benutzeroberfläche benutzt. Wie Bild 8 zeigt, wurde für ein Schrägförderband mit Doppelantrieb ein System aus 14 Massen und 14 Drehsteifigkeiten gewählt.

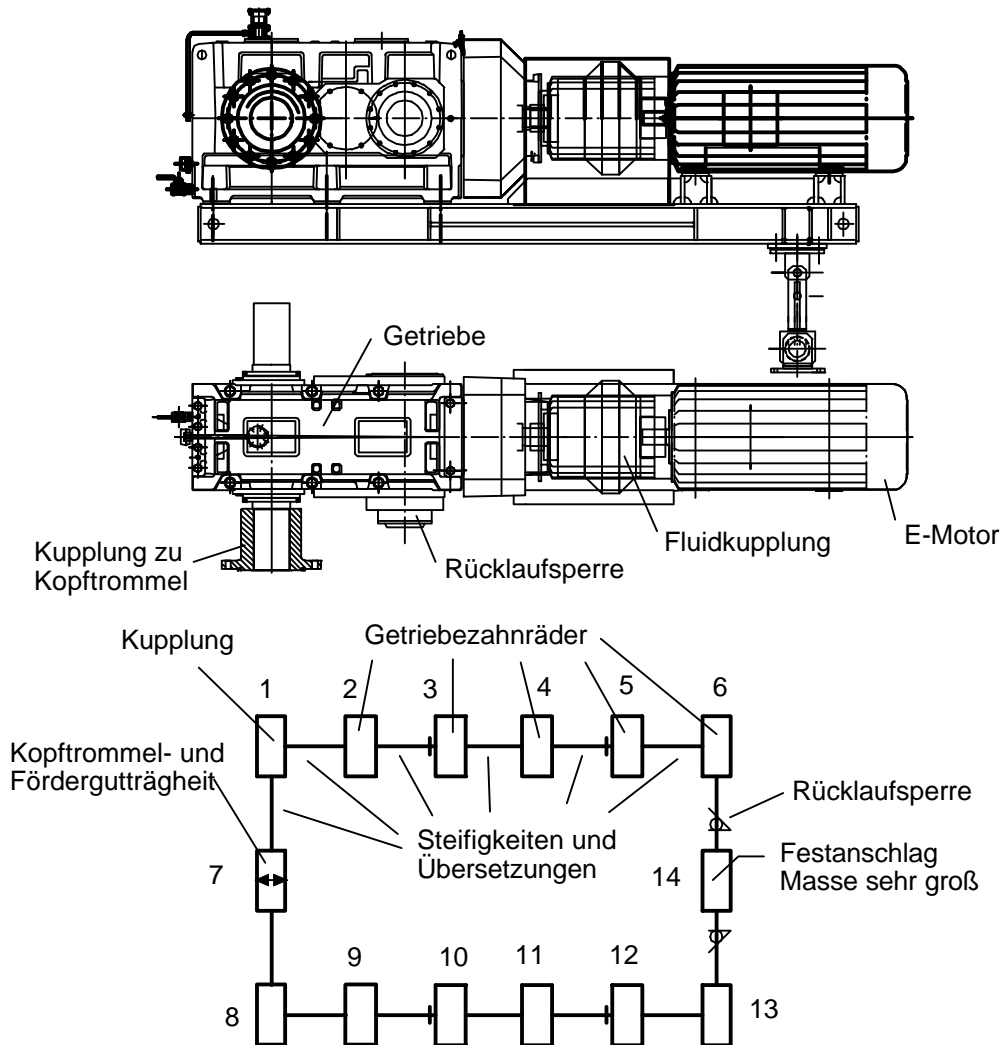


Bild 8 Förderband-Antriebseinheit [3] (FLENDER AG) mit

Systembild zur Simulationsberechnung mit DRESP

Die Massen 1 bis 6 und 8 bis 13 sind Getriebeteile, Wellen und Kupplungen bis hin zur Kopftrommel des Förderbandes. Masse 14 symbolisiert das gesamte Förderband einschließlich der Kopftrommel, 7 ist das massive Fundament; es wird durch eine sehr große Masse mit dem Zahlenwert $1 \times 10^{11} \text{ kgm}^2$ dargestellt. Die Förderbandmasse 14 hat einen Zahlenwert von $8,746 \times 10^3 \text{ kgm}^2$. Alle anderen Massen bewegen sich im Bereich von maximal 10^1 kgm^2 .

Da die übrigen Massen im Vergleich zur Förderbandmasse klein sind, wurde mit DRESP zum Vergleich das System mit einer Masse und einer Drehsteifigkeit gemäß Bild 4 gerechnet. Näheres hierzu im nächsten Kapitel.

4. Simulations-Ergebnisse Vergleiche zwischen DRESP und der analytischen Methode

Für die Vergleiche der oben beschriebenen Berechnungsmöglichkeiten wurden zwei Förderanlagen durchgerechnet, und zwar eine mit einem Fördervolumen von 600 t/h und eine sehr große mit ca. 9000 t/h. Beide Anlagen hatten eine Förderlänge von ca. 1000 m und eine Förderhöhe von ca. 100 m. Für die kleinere Anlage wurden drei Rechnungen durchgeführt:

1. Benutzung von DRESP mit 14 Massen- und Federsteifigkeiten
2. Benutzung von DRESP mit einer reduzierten Masse und einer Drehfederkennlinie
3. Mit der analytischen Methode auf einem PC

Die für alle drei Fälle berechneten Zeitfunktionen sind in Bild 10 dargestellt. Wie man leicht erkennt, sind aufgrund der oben beschriebenen Massenverhältnisse die Berechnungen

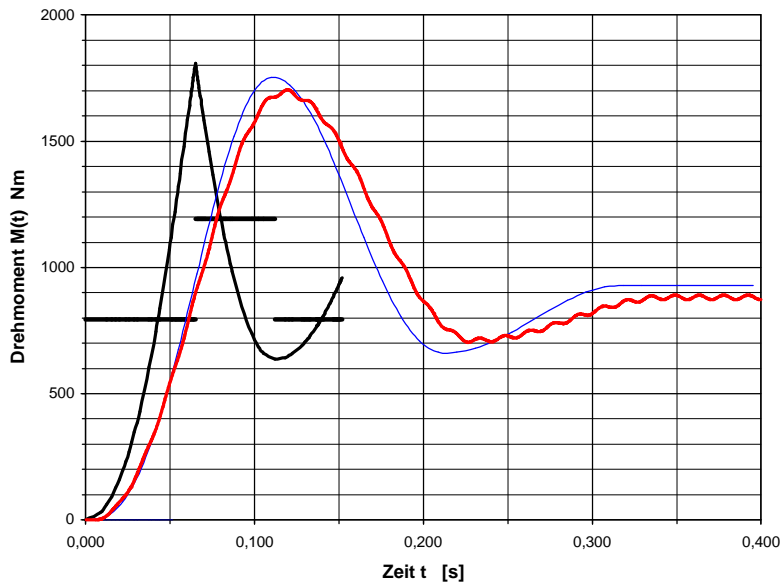


Bild 10 Drehmoment-Zeitfunktionen $M(t)$ in der Rücklaufsperr

1 und 2 nahezu dieselben Zeitverläufe; lediglich bei 1 sind während des ganzen Sperrvorganges geringfügige Schwingungsüberlagerungen durch die weiteren Massen- und Drehfedersteifigkeiten zu erkennen. Das analytische Ergebnis in Kurve 3 zeigt ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung mit den XDRESP-Ergebnissen.

Für die große Förderanlage ist das Rechenergebnis in Bild 11 wiedergegeben. Hier wurde

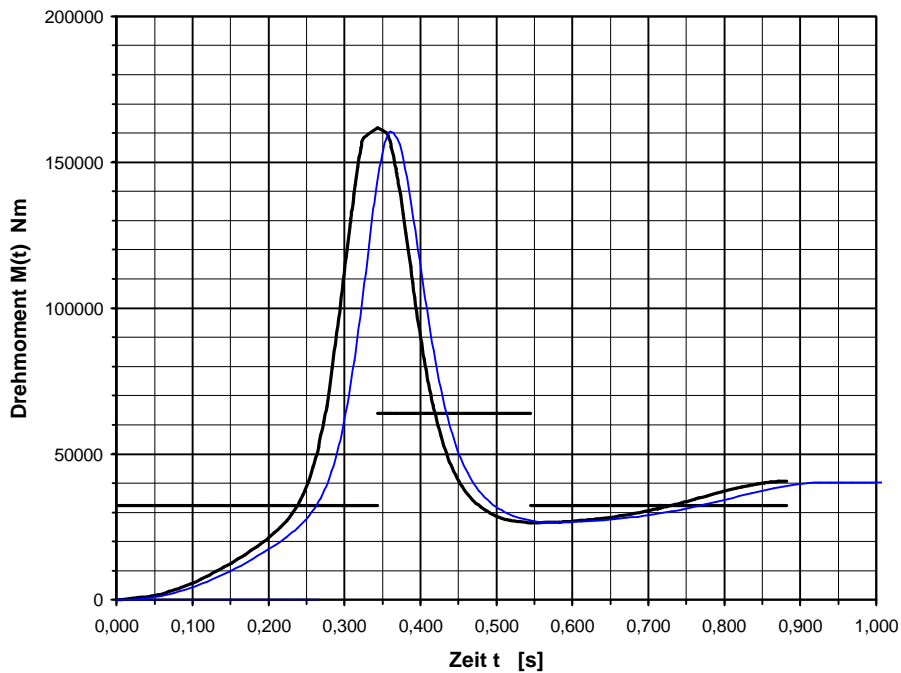


Bild 11 Drehmoment-Zeitfunktionen $M(t)$ in der Rücklaufsperr

wegen noch extremerer Massenverhältnisse zwischen Förderbandmasse und einzelnen Getriebemassen auf eine feinere Aufteilung verzichtet. Kurve 2 zeigt das analytische Ergebnis. Auch hier ist wieder eine sehr gute Übereinstimmung festzustellen. Die geringe Abweichung kommt daher, daß im analytischen Modell eine andere Form von Drehfederkennlinie benutzt wurde, und zwar mit drei Termen, während im DRESP nur eine solche mit zwei Termen benutzt ist. Gründe für die Wahl der „genaueren“ Drehfederkennlinie sind in Abschnitt 3.2. erwähnt.

Aufgrund dieser Ergebnisse kann einerseits gesagt werden, daß die Simulation eines Schrägförderbandes mit DRESP durch Reduzierung auf eine Masse und eine Drehfedersteifigkeit ausreichend genaue Ergebnisse zur Ermittlung der Spitzendrehmomente in den Rücklaufsperrn ergibt. Gleich gute Ergebnisse liefert, bei erheblich weniger Aufwand und bei Benutzung von Standardsoftware (EXCEL), die analytische Methode; sie hat darüber hinaus den Vorteil, daß man sehr schnell einzelne Parameter verändern kann.

5. Zusammenfassung

Rücklaufsperrern in Förderanlagen aller Art (Schrägförderbänder, Elevatoren, Großpumpen, Ventilatoren, Kompressoren) sind unentbehrliche Maschinenelemente. Mit modernen Rücklaufsperrern kann eine hohe Betriebssicherheit bei kleinen Abmessungen und niedrigen Kosten erreicht werden. Solche Rücklaufsperrern sitzen vorwiegend auf den schnelllaufenden Wellen. Es gab deshalb früher Probleme bei der Dimensionierung, weil das Stillsetzen von Förderanlagen im allgemeinen ein stark dynamischer Vorgang ist.

In diesem Beitrag wurden verschiedene Berechnungsmethoden für die Schwingungsanalyse beim Sperrvorgang von Förderanlagen beschrieben. Es wurde das Simulationsverfahren DRESP der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) und das klassisch analytische Verfahren für die Lösung nichtlinearer Schwingungsgleichungen benutzt.

In Vergleichsberechnungen für Drehmomentspitzen in Rücklaufsperrern konnte gezeigt werden, daß mit DRESP für den Ein-Massen-Schwinger nahezu dieselben Ergebnisse entstanden wie ein Vielmassen-System. Das klassisch analytische Verfahren ergab ähnliche Ergebnisse wie das DRESP-Verfahren mit dem Ein-Massen-Schwinger. Folglich wird es in Zukunft in vielen Fällen ausreichen, mit dem klassischen Verfahren Rücklaufsperrern auszuwählen.

6. Literaturverzeichnis

- [1] TIMTNER, K., HEUBACH, TH.: Schnellaufende Rücklaufsperrern für Förderanlagen, VDI Bericht 13423, 1997, Seite 337
- [2] TIMTNER, K.: Peak Torque Calculations for backstops, 1996 SME Annual Meeting and Exhibit Phoenix, AZ
- [3] RAPHAEL, E.: Antriebskonzepte für Stetigförderer, VDI Bericht 1262, 1996, Seite 71
- [4] Simulationsprogramm DRESP (Version 4.4),
Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt, 1996

- [5] ALSPAUGH, Mark: DAVE, Michael: SME Short Course, Belt Conveyor Drives, February, 1997, Denver CO
- [6] ALLES, Rainer Dr.-Ing.: Transportband-Fördergurtberechnungen, Edition Contitec Hannover, 3rd Edition 1991
- [7] KLOTTER, K.: Technische Schwingungslehre, 2. und 3. Auflage, Springer Verlag, 1951 - 1978