

Bewegungsgesetze schwingungsarmer Kurvengetriebe¹⁾

0. Einleitung

Bei hohen Drehzahlen treten in Kurvengetrieben störende Schwingungen auf, so daß sie funktionsuntüchtig werden. Konstrukteure sind an Maßnahmen interessiert, mit denen Maximaldrehzahlen erreichbar sind, da solche Maschinen eine höhere Produktivität besitzen.

Die Ursache der Funktionsstörungen besteht darin, daß das Arbeitsorgan (Abtriebsglied) nicht die Bewegung vollführt, die durch das Bewegungsgesetz des Kurvengetriebes vorgegeben ist. Besonders bei Rast-in-Rast-Bewegungen und bei Schrittgetrieben beobachtet man in der Praxis innerhalb der Rastphasen häufig unerwünschte Schwingungen.

Es kommt darauf an, die maschinendynamischen Effekte zu berücksichtigen, die sich aus dem Zusammenwirken des Kurvengetriebes mit den benachbarten Baugruppen ergeben, also das elastische System vom Antrieb bis zum Abtrieb komplex zu betrachten. Entsprechende Untersuchungen sind aus der Literatur bekannt [1] [2] [4] bis [6] [8]. Für viele Betrachtungen reicht es demnach aus, die niedrigste Eigenfrequenz der elastischen Maschine zu berücksichtigen [7] bis [9]. Das elastische Verhalten der realen Baugruppen, die sich zwischen der Kurvenscheibe und dem Abtriebsglied befinden, läßt sich näherungsweise durch einen Schwinger mit einem Freiheitsgrad beschreiben, Bild 1.

Die wesentlichen Kennzeichen dieses Schwingers sind seine Eigenfrequenz f und sein Dämpfungsgrad ϑ . Diese Kenngrößen lassen sich an einem realen System mit einfachen Mitteln experimentell bestimmen, z. B. durch einen Ausschwingversuch. Ihre Vorausberechnung ist infolge der meist schwierig angebbaren realen Steifigkeit c und Dämpfung b nur bedingt möglich, obwohl die Masse m oft hinreichend genau bekannt ist. Die störenden Schwingungen der Kurvengetriebe sind meist Schwingungen mit der ersten Eigenfrequenz. Welche Profilform müssen Kurvengetriebe haben, damit diese Schwingungen möglichst wenig angeregt werden? Die Antwort auf diese Frage soll dieser Beitrag geben.

1. Bewegungsgesetze für schwingungsarme Kurvengetriebe

Das im Bild 1 dargestellte Berechnungsmodell entspricht einem Kurvengetriebe, bei dem sich der Weg s des Abtriebsgliedes infolge des elastischen Übertragungsmechanismus von dem Weg x des Antriebsgliedes um den Weg q unterscheidet. Aus der Gleichgewichtsbedingung des wegerregten Schwingers

$$\ddot{m}s + c(s-x) + b(\dot{s}-\dot{x}) = 0 \quad (1)$$

folgt durch Einführung des relativen Schwingweges $q = s - x$ die Bewegungsgleichung

$$\ddot{q} = 2\vartheta\omega_0\dot{q} + \omega_0^2q = -x''\Omega^2. \quad (2)$$

Dabei ist $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Schwingungssystems und $\vartheta = b/2\sqrt{cm}$ sein Dämpfungsgrad. Für die weiteren Betrachtungen ist es unwesentlich, wie groß die Parameter c , b und m sind. Die wesentlichen Kenngrößen sind die Eigenkreisfrequenz $\omega_1 = \omega_0\sqrt{1-\vartheta^2}$ und der Dämpfungsgrad ϑ , die die erste Eigenschwingung des elastischen Getriebes beschreiben. Kurvengetriebe werden für eine gegebene Bewegungsaufgabe konstruiert [1] [2]. Die sog. Bewegungsaufgabe enthält alle Forderungen, die die Bewegung des Abtriebsgliedes erfüllen soll, wobei meist der Verlauf einer Sollfunktion $\bar{x}(\varphi)$ in bestimmten Bereichen ($\varphi_{na} \leq \varphi \leq \varphi_{ne}$) z. B. mit Stillständen (Rasten), vorgegeben wird. Zwischen diese Bereiche werden dann üblicherweise Übergangskurven gelegt, für die solche Randbedingungen gestellt werden, daß der Anschluß „stoßfrei“ und „ruckfrei“ ist. Diese üblichen Bewegungsgesetze sind in der Fachliteratur, z. B. [1] bis [3], in Form normierter Übertragungsfunktionen zusammengestellt.

Als solche Übertragungsfunktionen werden Potenzgesetze, trigonometrische Gesetze und kombinierte Funktionen benutzt. Es ist jedoch aus prinzipiellen physikalischen Gründen nicht möglich, mit Kriterien, die von einem kinetostatischen Modell ausgehen, Aussagen über das dynamische Verhalten schwingungsfähiger Mechanismen zu begründen, weil die Ursachen der Schwingungsanregung unberücksichtigt bleiben.

Wesentlich für die Schwingungserregung sind die Harmonischen, d. h. das Erregerspektrum des Bewegungsgesetzes des Kurvenprofils $x(\varphi)$. In [4] wurden acht der am häufigsten benutzten Bewegungsgesetze für die Rast-in-Rast-Bewegung hinsichtlich ihres Spektrums analysiert. Alle Bewegungsgesetze, die abschnittsweise Geraden enthalten, besitzen ein Erregerspektrum, das unendlich viele Harmonische enthält. Eine in [5] angestellte Betrachtung beweist, daß allein die Tatsache, daß Sprünge in höheren Ableitungen an den Übergangsstellen auftreten, zu einem Erregerspektrum mit unendlich vielen Harmonischen führt.

Die störenden Schwingungen am Abtrieb periodischer Kurvengetriebe haben ihre Ursache in der Resonanz des Schwingers mit den k -ten Harmonischen des Bewegungsgesetzes $x(\varphi)$. Aus diesem Grund wird in Übereinstimmung mit einem schon in [6] [7] enthaltenen Vorschlag empfohlen, das gesamte Kurvenprofil einer vollen Periode konsequent durch Bewegungsgesetze zu beschreiben, die nur aus wenigen niedrigen Harmonischen (möglichst kleines k) bestehen:

$$x(\varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^K (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi). \quad (3)$$

Dieses Bewegungsgesetz ist im Gegensatz zu üblichen Profilformen nicht nur in den niedrigen, sondern in allen höheren Ableitungen stetig. Mit ihm lassen sich mit einer gewissen Genauigkeit beliebige Bewegungsaufgaben näherungsweise lösen, darunter auch Sollfunktionen mit stückweisen Geradenabschnitten.

Welche Bewegung führt das Abtriebsglied bei der Benutzung solcher Bewegungsgesetze aus? Die zweite Ableitung von $x(\varphi)$ nach dem Antriebswinkel φ folgt aus Gl. (3):

¹⁾ Ein Vortrag zum gleichen Thema wurde zum 70. Kolloquium „Maschinendynamik“ an der TH Karl-Marx-Stadt am 4. November 1983 gehalten.

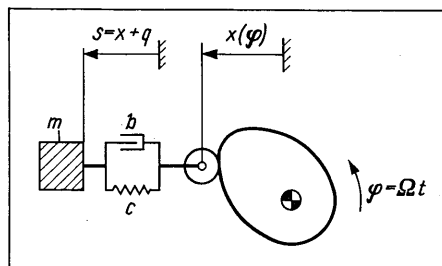


Bild 1. Berechnungsmodell eines schwingungsfähigen Kurvengetriebes

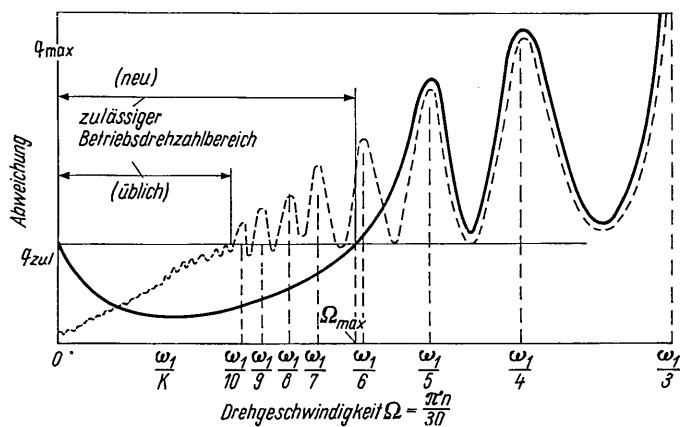


Bild 2. Resonanzkurven für die maximale Abweichung der Sollfunktion von der Istfunktion $q_{\max} = |s - x|_{\max}$ für übliche und neue Profilformen zum Vergleich

$$x''(\varphi) = - \sum_{k=1}^K k^2 (a_k \cos k \varphi + b_k \sin k \varphi). \quad (4)$$

Nach dem Einsetzen in Gl. (2) entsteht eine gewöhnliche Differentialgleichung. Zur Beurteilung des Dauerbetriebes interessiert nur die stationäre Lösung ($\eta = \Omega/\omega_0 \approx \Omega/\omega_1$):

$$q(\eta, \varphi) = \sum_{k=1}^K \frac{k^2 \eta^2 (a_k \cos k \varphi + b_k \sin k \varphi)}{\sqrt{(1 - k^2 \eta^2)^2 + 4 \vartheta^2 k^2 \eta^2}}. \quad (5)$$

Die Bewegung des Abtriebsgliedes wird durch die Koordinate der Istfunktion $s = x + q$ beschrieben, die sich mit Gl. (3) und (5) zu

$$s(\eta, \varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^K (A_k \cos k \varphi + B_k \sin k \varphi) \quad (6)$$

ergibt.

Die darin enthaltenen Koeffizienten stehen mit den Koeffizienten des Bewegungsgesetzes (3) in folgendem Zusammenhang:

$$\frac{A_k}{a_k} = \frac{B_k}{b_k} = 1 + \frac{k^2 \eta^2}{\sqrt{(1 - k^2 \eta^2)^2 + 4 \vartheta^2 k^2 \eta^2}}. \quad (7)$$

Bei Vernachlässigung der Dämpfung ($\vartheta = 0$) ergibt sich aus (6) und (7)

$$s(\eta, \varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^K \frac{a_k \cos k \varphi + b_k \sin k \varphi}{1 - k^2 \eta^2}. \quad (8)$$

Aus Gl. (5) geht hervor, daß die Abweichung der Bewegung des Abtriebsgliedes von der Bewegung des Antriebsgliedes, meßbar durch die Funktion $q(\eta, \varphi)$, eine Funktion des Abstimmungsverhältnisses η ist. Nur bei starrem Übertragungsmechanismus ($c \rightarrow \infty, \eta = 0$) gilt $s(\varphi) = x(\varphi)$ und $q = 0$. Da dieser Idealfall in der Praxis nicht vorkommt, treten immer Abweichungen q auf, die dann am größten sind, wenn eine der Harmonischen in Resonanz mit der Eigenfrequenz kommt.

Aus Gl. (8) folgt, daß Resonanzen immer dann auftreten, wenn

$$k \eta = 1 \quad (9)$$

ist. Daraus folgen die kritischen Drehgeschwindigkeiten k -ter Ordnung

$$\Omega_k = \omega_1/k, \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (10)$$

bei denen unangenehme Störbewegungen auftreten. Sie werden näherungsweise durch den k -ten Summanden in Gl. (5) bestimmt

$$q\left(\frac{1}{k}, \varphi\right) = q_k = \frac{1}{2 \vartheta} (a_k \cos k \varphi + b_k \sin k \varphi), \quad (11)$$

da die anderen Summanden demgegenüber vergleichsweise klein sind, vgl. auch [9], Abschn. 4.3.1.

Aus Gl. (11) folgt, daß der Resonanzausschlag der k -ten Harmonischen einen Maximalwert des Schwingweges von

$$q_{\max k} = \frac{\sqrt{a_k^2 + b_k^2}}{2 \vartheta}, \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (12)$$

ergibt. Er hängt also von den Koeffizienten der k -ten Harmonischen und dem Dämpfungsgrad, der in der Praxis meist im Bereich $\vartheta = 0,01$ bis $0,05$ liegt, ab. Da der Dämpfungsgrad sehr klein ist, kommt es darauf an, die Koeffizienten aller hohen Ordnungen möglichst klein zu halten.

Beim Anfahren eines Kurvengetriebes werden alle Drehgeschwindigkeiten von Null bis zur Betriebsdrehzahl durchlaufen. Falls alle Fourier-Koeffizienten ($k = 1, 2, \dots, \infty$) vorhanden sind, müssen die Resonanzstellen aller höheren Harmonischen durchfahren werden. Wenn die hohen Harmonischen hinreichend klein sind (das ist von einer bestimmten Ordnung an meist erfüllt [4]), stören diese Resonanzen nicht, vgl. Gl. (12) und Bild 2. Von einer gewissen Größe an ist aber die zulässige Abweichung $q_{\text{zul}} \leq q_{\max}$, so daß unerträgliche Funktionsstörungen auftreten.

Viele Kurvengetriebe müssen in einem weiten Drehzahlbereich (von Null an) sicher und genau funktionieren. Aus diesem Grund dürfen im gesamten Drehzahlbereich die zulässigen Abweichungen nicht überschritten werden. Resonanzdrehzahlen der höheren Harmonischen können ganz vermieden werden, wenn die Anzahl der Summanden in Gl. (3) auf eine kleine Zahl K beschränkt wird.

Die obere Grenze der Betriebsdrehzahl Ω_{\max} ist durch die höchste Ordnung K der in Gl. (3) enthaltenen Harmonischen bestimmt, die zu unzulässig großen Resonanzausschlägen gemäß Gl. (12) führen würde:

$$\Omega_{\max} = \eta_{\max} \omega_1 < \omega_1/K. \quad (13)$$

Die Eigenkreisfrequenz ω_1 läßt sich durch Versteifung der Übertragungselemente und eine Verminderung der Masse des Abtriebsgliedes erhöhen. Generell existieren dafür aber objektive Grenzen, d. h. die niedrigste Eigenfrequenz eines Antriebes läßt sich nicht beliebig vergrößern. Andererseits kann K nicht beliebig klein gewählt werden, weil dann die Sollfunktion $x(\varphi)$ nicht mehr hinreichend genau durch den Ansatz (3) approximierbar ist. Als Kompromiß sind also Profilformen zu benutzen, die bei höheren Harmonischen nur solche kleinen Fourier-Koeffizienten besitzen, daß $q_{\text{zul}} \geq q_{\max}$ bleibt. Das maximal zulässige Abstimmungsverhältnis η_{\max} läßt sich aus Gl. (5) berechnen, wenn q_{zul} und die a_k und b_k bekannt sind.

Bild 2 zeigt als gestrichelte Linie die Resonanzkurve, die sich mit den gebräuchlichen Profilformen ergibt. Zum Vergleich stellt die volle Linie dar, wie die Resonanzkurve aussieht, wenn die vorgeschlagenen Bewegungsgesetze mit wenigen Harmonischen verwendet werden.

2. Berechnung der Koeffizienten der Polynome

Wie sind die Koeffizienten a_k und b_k des vorgeschlagenen schwingungsarmen Profils gemäß Gl. (3) zu bestimmen? Sie ergeben sich aus der Forderung, daß die Schwingwege q innerhalb der vorgegebenen N Bereiche ($n = 1, 2, \dots, N$) des Antriebswinkels $\varphi_{na} \leq \varphi \leq \varphi_{ne}$ bis zu einem möglichst hohen Abstimmungsverhältnis η_{\max} minimal werden oder einen zulässigen Höchstwert q_{zul} nicht überschreiten. Diese Forderung kann mathematisch in verschiedener Weise formuliert werden.

Am einfachsten läßt sie sich als Forderung nach der minimalen mittleren quadratischen Abweichung des Abtriebsweges $s(\eta, \varphi)$ von dem durch die Bewegungsaufgabe in den Bereichen $\varphi_{na} \leq \varphi \leq \varphi_{ne}$ gegebenen Sollweg $\bar{x}(\varphi)$ ausdrücken:

$$F_1(\eta) = \sum_{n=1}^N \int_{\varphi_{na}}^{\varphi_{ne}} (s(\eta, \varphi) - \bar{x}(\varphi))^2 d\varphi = \text{Minimum!} \quad (14)$$

Bild 3 illustriert diesen Sachverhalt für die einer Rast entsprechenden Funktion $\bar{x}(\varphi) = \bar{x}_n$. Analog können Forderungen nach dem Fehlerquadratminimum bezüglich höherer Ableitungen der Istfunktion $s(\eta, \varphi)$ formuliert werden.

Erfolgt die Approximation der Sollfunktion $\bar{x}(\varphi)$ nur in bestimmten endlich vielen Stellungen φ_i an die Istfunktion, dann entsteht aus Gl. (14) die Summe

$$F_2(\eta) = \sum_i (s(\eta, \varphi_i) - \bar{x}(\varphi_i))^2 = \text{Minimum!} \quad (15)$$

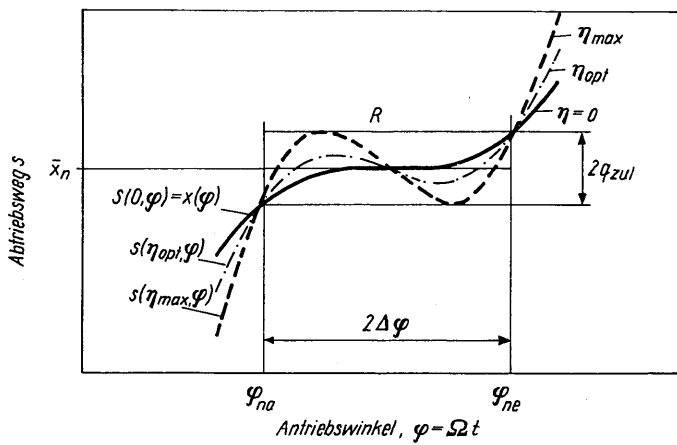


Bild 3. Verlauf der Istfunktion $s(\eta, \varphi)$ in einem approximierten Rastbereich

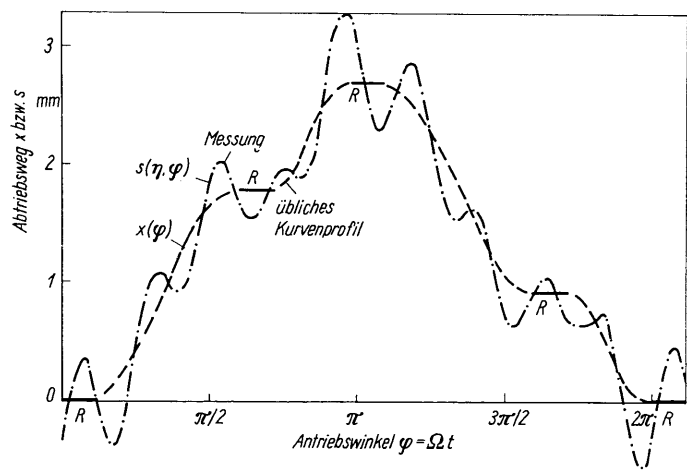


Bild 4. Versatzbewegung der Legeschiene einer Kettenwirkmaschine bei hohen Drehzahlen bei konventioneller Profilform
 — — — Sollfunktion $x(\varphi)$ des Profils
 — — — Istfunktion $s(\eta, \varphi)$ der Legeschiene

Aus den Gln. (14) und (15) folgt durch Nullsetzen der partiellen Ableitungen nach den a_k und b_k ein lineares Gleichungssystem zur Berechnung dieser Koeffizienten. Dieses Verfahren wurde durch das Rechenprogramm KUSY realisiert [11]. Es steht Interessenten für Anwendungen zur Verfügung.

Als weiteres Verfahren kommt in Betracht, die Koeffizienten aus der Forderung zu bestimmen, daß die maximale Abweichung der Sollfunktion \bar{x} von der Istfunktion s im interessierenden Bereich ein Minimum sein soll:

$$F_3(\eta) = M a x_{\varphi_{na} \leq \varphi \leq \varphi_{ne}} |s(\eta, \varphi) - \bar{x}(\varphi)| = \text{Minimum!} \quad (16)$$

Dieser Lösungsweg erfordert einen etwas höheren rechentechnischen Aufwand, aber es werden bei gleichen K geringere maximale Abweichungen q_{max} erreicht.

Aus den Gln. (14) bis (16) geht hervor, daß die Zielfunktionen F_j vom Abstimmungsverhältnis η abhängen. Das Abstimmungsverhältnis η_{opt} bei dem die geringsten Schwingwege auftreten, kann vom Bearbeiter vorgegeben werden. Es ist zweckmäßig, für $\eta = 0$ und $\eta = \eta_{max}$ den Wert q_{zul} auszunutzen. Diese Bedingung wird durch die Resonanzkurve der neuen Profilform im Bild 5 erfüllt.

Bild 3 illustriert das Gesagte für die Approximation eines Rastbereiches der Höhe \bar{x}_n . Die zulässige Abweichung von der Geraden q_{zul} wird im Kriechgang ($\eta \rightarrow 0$) und bei Maximaldrehzahl (η_{max}) ausgenutzt. Dazwischen gibt es ein Abstimmungsverhältnis η_{opt} , bei dem die Gerade im Sinne von Gl. (14) am besten approximiert wird.

Im Gegensatz zur herkömmlichen Auffassung, nach der $x(\varphi)$ die Geraden im Rastbereich exakt realisiert, wird mit der vorgeschlagenen Herangehensweise im gesamten Rastbereich eine stetig veränderliche Funktion, die die Rast nur in wenigen Punkten exakt erfüllt, von vornherein zugelassen.

Aufgrund der endlichen Fertigungsgenauigkeit des Profils sind Harmonische hoher Ordnung unvermeidlich ($k \gg K$). Diese sind aber auch bei den üblichen Profilen vorhanden und infolge ihrer Kleinheit ohne Bedeutung.

Es sei betont, daß sich diese neue Art von Kurvenprofilen nicht dadurch ergibt, daß man (wie früher bereits praktiziert) in der Fourier-Reihe für die üblichen Bewegungsgesetze [4] die höheren Harmonischen einfach wegläßt. Die Koeffizienten des trigonometrischen Polynoms (3) ergeben sich nicht aus den Euler-Fourierschen Integralen. Sie ändern sich in Abhängigkeit von K , d. h. bei Hinzunahme weiterer Harmonischer erhalten (im Gegensatz zu den Koeffizienten einer Fourier-Reihe) alle Koeffizienten veränderte Werte.

Die genannten Verfahren wurden auf die Berechnung der Koeffizienten der Bewegungsgesetze von Rastgetrieben, Schrittgetrieben und anderen Bewegungsaufgaben, die aus unmittelbaren praktischen An-

wendungen stammten, angewendet, und es wurden neue technische Lösungen gefunden.

Die praktische Erprobung dieser neuartigen Kurvenprofile hat bei mehreren Maschinen, darunter einer Nähwirkmaschine des VEB Malimo Karl-Marx-Stadt und an einem Auswerfersystem für Blechteile an schnelllaufenden Kurbelpressen des VEB Blema Aue die erwarteten (theoretisch vorhergesagten) guten dynamischen Eigenschaften bestätigt. Etwas ausführlicher soll auf ein Anwendungsbeispiel aus dem VEB Wirkmaschinenbau Limbach-Oberfrohna eingegangen werden.

3. Anwendungsbeispiel: Versatzgetriebe einer Kettenwirkmaschine

Das Versatzgetriebe der Legeschiene einer Kettenwirkmaschine besteht aus einem Kurvenkörper, einer Abtastrolle und Übertragungselementen zur Legeschiene. Sein Berechnungsmodell entspricht dem im Bild 1 dargestellten Schwinger. Das Kurvenprofil setzt sich aus verschiedenen, sich abwechselnden Bereichen der Rast und des Überganges zusammen, wobei bisher die Bereiche der Rast als ideale Stillstände und die Bereiche des Überganges als die üblichen normierten Übergangsfunktionen [1] bis [3] ausgebildet waren.

Bei hohen Arbeitsdrehzahlen waren bei Benutzung der herkömmlichen Kurvenprofile den Sollkurven störende Schwingungen (vgl. die Gln. (5) und (9)) überlagert. Bild 4 zeigt als Beispiel eine gemessene reale Abtriebsbewegung $s(\varphi)$ im Vergleich zur Sollbewegung $x(\varphi)$.

Infolge der angeregten Schwingungen mit der überwiegenden 9. Harmonischen wurden die durch „R“ gekennzeichneten Rasten, die zur Erfüllung der technologischen Funktion gebraucht werden, nicht eingehalten. Das Abtriebsglied (die Legeschiene) verblieb nicht in den geforderten Ruhelagen, was zu Störungen des Maschenbildungsprozesses führte. Die Benutzung der bisher üblichen Übergangsfunktionen zwischen den Rasten begrenzte auf diese Weise die erreichbare Maximaldrehzahl.

Der technologische Prozeß fordert die Einhaltung der Rastbereiche R mit einer bestimmten vorgegebenen Genauigkeit. Diese Rasten wurden in den skizzierten vier Bereichen als Sollfunktion im Sinn von Gleichung (14) bzw. (15) vorgegeben und danach mit dem Programm KUSY die Koeffizienten a_k und b_k berechnet. Die Rasten R lassen sich in der auf Bild 3 dargestellten Weise approximieren, wenn die höchste Ordnung K der Harmonischen aus der Anzahl der Bereiche N

$$K = \frac{3}{2} N \quad (16)$$

gewählt wird.

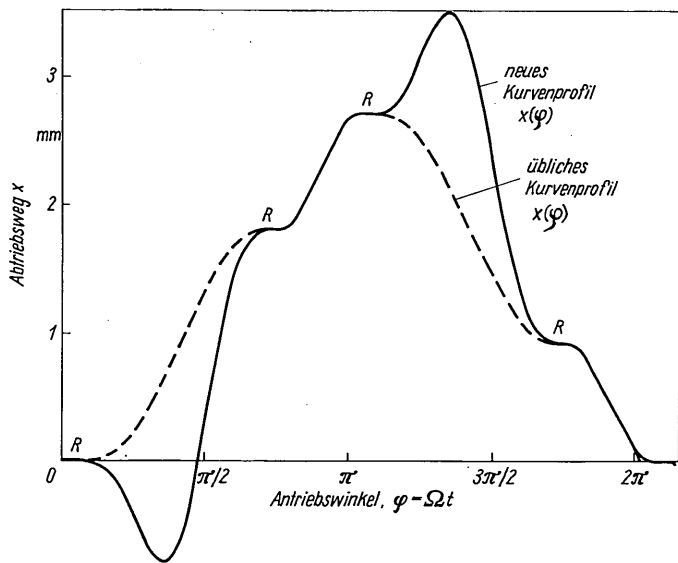


Bild 5. Neuartiges Kurvenprofil für die Versatzbewegung der Legeschiene im Vergleich zur konventionellen Profilform
 ——— neue Sollfunktion und Istfunktion $s(\varphi) = x(\varphi)$
 - - - - - übliche Profilform $x(\varphi)$.

Im gegebenen Fall besitzt die Funktion die Eigenschaft

$$x'(\varphi + \pi) = -x'(\varphi). \quad (17)$$

Aus diesem Grund verschwinden die geradzahigen Harmonischen und es ergibt sich für $N = 4$ nicht $K = 6$, sondern $K = 5$.

Bild 5 zeigt das auf diese Weise berechnete neue Kurvenprofil. Es unterscheidet sich wesentlich von herkömmlichen Kurvenprofilen und ist dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegungsrichtungen am Anfang und Ende jeder Rast entsprechend Bild 3 übereinstimmen und damit den Extremlagen ein über die betreffende Versatzhöhe hinausragendes Kurvenstück nachgeordnet ist. Die Bewegung des Abtriebsgliedes $s(\eta, \varphi)$ unterscheidet sich dank der neuartigen Profilform nur unwesentlich von der Profilform $x(\varphi)$ und wird (im Gegensatz zu dem im Bild 4 gezeigtem Sachverhalt) im Betriebsdrehzahlbereich nicht durch störende Schwingungen überlagert. Die Anwendung dieser neuartigen Kurvenscheiben erlaubte die Vermeidung von Resonanzbereichen und eine Erhöhung der Maschinendrehzahl um etwa 30% gegenüber üblichen Kurvenscheiben. Die Anwendung auf andere Legungen zeigte ähnlich gute Ergebnisse.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die maximal erreichbare Betriebsdrehzahl vieler Kurvengetriebe wird durch störende Schwingungen begrenzt. Durch die neuartige

Gestaltung des Kurvenprofils ist eine Erhöhung der Betriebsdrehzahlen bis in die Nähe der Resonanzdrehzahl der höchsten benutzten Harmonischen möglich. Die Grenzdrehzahlen einiger konkreter Maschinen konnten durch Anwendung der vorgeschlagenen Kurvenprofile beträchtlich erhöht werden.

Das Rechenprogramm KUSY, sowie die für Rastgetriebe und Schrittgetriebe gefundenen Lösungen, die an anderer Stelle veröffentlicht werden, können zur Anwendung empfohlen und nachgenutzt werden. Die Einführung der neuartigen Kurvenprofile erfordert die Erarbeitung neuer technologischer Fertigungsunterlagen. Für die Umstellung des Kurvenscheibensortiments sind moderne Fertigungsverfahren auf der Basis von NC-Maschinen notwendig. Dafür wird eine CAD/CAM-Lösung in Zusammenarbeit mit der Sektion RT/DV der TH Karl-Marx-Stadt erarbeitet, die demnächst Interessenten zur Verfügung steht.

Literatur

- [1] Rothbart, H. A.: Cams (Kurvengetriebe). New York: John Wiley, 1956
- [2] Kurvengetriebe (Herausgeber: J. Volmer): Berlin: VEB Verlag Technik, 1972
- [3] VDI-Richtlinie Nr. 2143, Düsseldorf: VDI-Verlag, Ausgabe Oktober 1980
- [4] Schirmeister, K.: Beurteilung von Bewegungsgesetzen für Kurvengetriebe im Hinblick auf Schwingungserregung. Maschinenbautechnik, Berlin 18 (1969) 1, S. 46—52
- [5] Vulson, J. I.: Dinamiceskije rasčety ciklovych mekhanizmov (Dynamische Berechnungen zyklischer Mechanismen). Leningrad: Verlag Mašinostroenije, 1978
- [6] Feldinger, M.: Probleme des Schnellaufs von Nockentrieben unter besonderer Berücksichtigung der Federschwingungen. Forschung des Ing.-Wesens 21 (1955) 5, S. 159—163 und 6, S. 181—188
- [7] Van den Noortgate, L., und U. De Fraine: A General Computer Aided Method for Designing High Speed Cams Avoiding the Dangerous Excitation of the Machine Structure (Eine allgemeine rechnergestützte Methode für den Entwurf von Hochgeschwindigkeitsnocken zur Vermeidung gefährlicher Schwingungen der Maschinenstrukturen). Mechanism and Machine Theory, Oxford 12 (1977), S. 237—245
- [8] Kerle, H.: Rechenmodelle für Getriebe und Maschinen-Probleme der Modellfindung und -berechnung. VDI-Bericht Nr. 321, S. 121—130. Kolloquium Bad Kissingen 1978, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1979
- [9] Holzweißig, F.; Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. VEB Fachbuchverlag Leipzig und Springer-Verlag Wien-New York, 2. Auflage, 1982
- [10] Dresig, H., und J. Röbber: Schwingungsarme Kurvengetriebe. Vortrags-sammelband des IFToMM-Symposiums Kurvengetriebe, Karl-Marx-Stadt, Mai 1984
- [11] Röbber, J.: Anwendungsbeschreibung zum Programm KUSY. Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, 1984. MaA 9985

Hebezeuge und Fördermittel

Fördertechnische Fachzeitschrift*
 für Forschung, Entwicklung und
 Konstruktion,
 für Geräteinsatz und Technologie

* wird in über 40 Ländern gelesen

Inhalt:

- Beiträge über die Entwicklung und den Einsatz von Fördergeräten
- Beiträge zur Lösung Ihrer Transport-, Umschlag- und Lagerprobleme
- Informationen aus aller Welt
- Rezensionen der internationalen Fachliteratur
- Rubriken: Lastaufnahmemittel; Berechnung und Konstruktion; Standards; Veranstaltungen.

Sind Sie schon Leser?