Das Laufrad : Teil II: Das Quasi-Rad als Laufgetriebe

Citation for published version (APA):

Dijksman, E. A., & van Rijckevorsel, J. W. (1986). Das Laufrad : Teil II: Das Quasi-Rad als Laufgetriebe. *Forschung im Ingenieurwesen*, 52(4), 127-132. <https://doi.org/10.1007/BF02558451>

DOI:

[10.1007/BF02558451](https://doi.org/10.1007/BF02558451)

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1986

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Das Laufrad

Teil II: Das Quasi-Rad als Laufgetriebe

Evert A. Dijkstra und J.W. van Rijkevorsel*)

In diesem Teil wird versucht, das vom Wunderlichschen Sondergetriebe abgeleitete „Quasi-Rad“ als Laufgetriebe anzuwenden, so daß es tatsächlich ein Rad ersetzen kann. Wie schon im ersten Teil gezeigt worden ist, sind die Relativbewegungen gegenüberliegender Stäbe mittels unterschiedlicher Gelenkvierecke festgelegt. Diese Tatsache ermöglicht es auf einfache Weise, den Anforderungen eines Laufgetriebes entgegenzukommen, und zwar mittels einer angenäherten Geradföhrung des Laufradmittlepunktes, die durch aufeinanderfolgende Fußwechsel auch aufeinanderfolgenden Teilen von Viergelenkkoppelkurven entspricht.

1. Einführung

Das Quasi-Rad ist im Grunde genommen ein Zwölfstabgetriebe, so genannt wegen seiner Punktsymmetrie und der damit zusammenhängenden Möglichkeit zur Ankopplung von Zwischenketten, die als Speichen angesehen werden können. Die Möglichkeit, ein Quasi-Rad als Laufrad zu verwenden, wird im folgenden untersucht und auch erreicht durch Anpassung der Abmessungen des Quasi-Rades an die Laufforderungen. Ein Quasi-Rad, das die Laufforderungen erfüllt, wird Laufrad genannt. Solche Laufräder können normale Räder ersetzen, wenn Rollen über den Boden nicht erwünscht ist.

2. Eigenschaften und Anforderungen des Quasi-Rades

Für das Quasi-Rad gelten folgende Eigenschaften:

- Das Getriebe ist aufgebaut aus zwei Gelenksechsecken, die an vier Stellen gelenkig miteinander verbunden sind, Bild 1.
- Jedes der zwei Gelenksechsecke an sich ist schon punktsymmetrisch. Wenn zusammengebaut zum Quasi-Rad, fallen die zwei Symmetriezentren in jedem Moment zusammen. Das heißt, das Quasi-Rad hat zwei senkrecht aufeinanderstehende, durch das Symmetriezentrum O gehende Symmetrieachsen.
- Durch die Punktsymmetrie hat jeder Stab des Quasi-Rades einen zugehörigen gegenüberliegenden Stab gleicher Länge. Weil die Bewegung diese Punktsymmetrie nicht zerstören kann, bleiben zwei einander gegenüberliegende Stäbe ständig parallel.
- In seiner allgemeinsten Form ist das Quasi-Rad aufgebaut aus zwölf Stäben mit drei verschiedenen Längen, nämlich a , b und c . Jede dieser Stäblängen erscheint viermal. Jeder Stab der Länge b ist in eine Länge b und in eine Länge $b+e$ aufgeteilt worden durch ein Verbindungsgelenk der zwei Gelenksechsecke. (Deswegen werden im folgenden auch die Stäbe nur durch ihre Länge angedeutet.)
- Das Quasi-Rad föhrt eine zwangläufige Bewegung aus und hat also den Laufgrad eins. (Auch ist die Kette nicht übergeschlossen.)

Wie schon erwähnt, ist das Quasi-Rad nur dann als Laufgetriebe zu verwenden, wenn es zusätzlich noch einer Anzahl von Laufforderungen entspricht. Dabei wird auf Grund seiner bisherigen Unverstellbarkeit vorläufig noch an Laufen über einen flachen Boden gedacht.

Ferner ist sofort deutlich, daß wegen der Doppelsymmetrie des Rades, jedes Laufgetriebe nur vier Füße haben kann, die entweder an die vier Stäbe a , an die vier Stäbe

b oder an die 4 Stäbe c zu befestigen sind. Außerdem ist es wichtig zu bemerken, daß ein Fußstab die Bewegung des Rades nur beherrscht, wenn er flach auf dem Boden steht. Darum findet auch die Bewegungsübernahme statt im Moment, wenn zwei Füße gleichzeitig auf dem Boden stehen.

Wenn überdies das Laufrad eine Karosserie tragen muß, ist selbstverständlich ein in der Karosserie gelagerter Aufhängungsdrehpunkt notwendig, wofür das Symmetriezentrum O dienen kann. Ein solches Zentrum kann übrigens, wie auch im ersten Teil beschrieben ist, mittels zwei hinzugefügter Viergelenkketten geschaffen werden.

Wünschenswert ist es auch, daß die Karosserie — in bezug auf den Boden — eine gerade Parallelbewegung macht. Umgekehrt wird denn auch ein Fuß, solange er auf dem Boden steht, eine gerade Parallelbewegung (rückwärts) relativ zur Karosserie und zum Aufhängungspunkt O machen. (Diese Bewegungsrichtung fällt mit einem Fußstab zusammen, wenn Fuß und Fußstab einen Nullwinkel einschließen.)

Auch wenn ein anderer Fußstab die Bewegungsbeherrschung übernommen hat, muß der erste Fuß ohne Pilgerschrittbewegung wieder auf den relativ zur Karosserie nach hinten gehenden Boden gesetzt werden, d.h. die Viergelenkkoppelkurven dürfen keine Doppelpunkte haben und sich weiterhin nur über den Boden erstrecken.

Bild 1. Das Quasi-Rad in der allgemeinsten Form

*) Dr. E.A. Dijkstra und Ir. J.W. van Rijkevorsel, Technische Universität Eindhoven, Niederlande.

Bild 2. Gelenkvierecke zur Erzeugung der Führungskurven der Bewegung von drei Paaren gegenüberliegender Stäbe

Schließlich muß der Antrieb des Laufrades so erfolgen, daß die gerade Parallelbewegung eines Fußstabes mit konstanter Geschwindigkeit ausgeführt wird. Ein solcher Antrieb kann z.B. stattfinden mit Hilfe der Viereckketten, die den Aufhängepunkt bestimmen.

3. Anpassung der Ersatzgelenkvierecke des Laufrades

Die im vorigen Abschnitt formulierten Forderungen der Bewegung des Laufrades können überwiegend erfüllt werden durch Anpassung der Gelenkvierecke, die auch wesentlich die Bewegung bestimmen. Schon im ersten Teil sind solche Ersatzgelenkvierecke abgeleitet und angewiesen worden. Dabei wird, wie auch in Bild 2 gezeigt, ein Hilfsdrehpunkt G' des Gliedes HA ausgenutzt, der ohne weiteres mit dem Doppeldrehpunkt D zu verbinden ist. Auf ganz ähnliche Weise findet man einen zweiten Hilfsdrehpunkt H' durch Drehung der Figur um 90° usw.

Für die Relativbewegung der gegenüberliegenden Stäbe a ist dann das Gelenkviereck $CH'-G'-DF$ zuständig. Mit beb als Bezugsglied ist es natürlich zweckmäßig, das Gelenkviereck $DH'-G-CF$ zu betrachten, weil schließlich der Koppelpunkt E des Gelenkvierecks $CF-E-DH'$ die Führungskurve des Gliedes EA erzeugt in bezug auf das parallel zu EA laufende Glied CG .

Bild 2 enthält also gleichzeitig die drei erwähnten Gelenkvierecke, die die Parallelbewegung der drei wesentlich zu unterscheidenden, einander gegenüberliegenden Gliederpaare beherrschen. Welche der drei möglichen Bezugsglieder wir als Bezugsglied wählen, jedesmal haben wir es offenbar mit demselben Gelenkviereck zu tun, nämlich dem Gelenkviereck $DH'CF$. Zwischen dessen Abmessungen gilt damit auch in jedem Fall die Beziehung

$$a^2 - b'^2 = d'^2 - c'^2 \quad (2.1)$$

Ersetzt man nämlich a durch a'/λ , b' durch b/λ , c' durch c/λ und schließlich d' durch d/λ , wobei $\lambda = b/(b+e)$, dann erhält man die schon im ersten Teil abgeleitete Beziehung wieder, nämlich

$$a'^2 - b^2 = d^2 - c^2 \quad (2.2)$$

Offenbar eine Beziehung, die als *quadratische Bedingung* zwischen den Abmessungen der Ersatzgelenkvierecke immer beibehalten werden muß.

Für jede Fußwahl braucht man mindestens eine angenäherte Geradföhrung der Parallelbewegung. Es ist also zweckmäßig, ein Gelenkviereck zu entwerfen, das nicht nur der einschränkenden Bedingung Gl. (2.1) oder (2.2) genügt, sondern auch eine parallel zum Boden laufende Geradföhrung erzeugt mit möglichst kleinsten Abweichungen von der Geraden. Weil weiterhin die Rück- und Vorwärtsbewegung des Rades, von der Standmitte aus gesehen, nicht wesentlich anders sein darf, ist es außerdem erwünscht, die Koppelkurve auch *symmetrisch zur Standmitte* zu wählen. (Die Standmitte ist eine Lage mitten zwischen zwei aufeinanderfolgenden Fußwechseln.) Wir beschränken uns also auf Gelenkvierecke mit *symmetrischen Koppelkurven*, die mindestens eine angenäherte Geradföhrung aufweisen.

Der äußerste Punkt einer solchen Geradföhrung wird gerade erreicht beim *Standwechsel* zweier in einer geraden Linie liegenden Fußstäbe. Und das geschieht gerade dann, wenn zwei Paare gegenüberliegender Stäbe eines Antiparallelogramms in gleicher Linie liegen, was nur auftritt, wenn das erwähnte Antiparallelogramm sich in einer seiner Strecklagen befindet.

Mit z.B. beb als gewähltem Fußstab tritt Standwechsel auf, wenn eines der zwei direkt im Rad anzudeutenden und auch wesentlich zu unterscheidenden Antiparallelogramme sich in einer Strecklage befindet. Standwechsel tritt also auf, wenn $b \parallel a$ oder $b \parallel c$ ist. Wenn aber a zum Fußstab gewählt wird, tritt Standwechsel auf, wenn $a \parallel b$ und $a \parallel d$ läuft. Schließlich wird bei Wahl eines Gliedes c zum Fußstab die Bewegungsföhrung übertragen, wenn $c \parallel b$ und $c \parallel d$ wird. (In jedem Fall sind unterschiedliche Antiparallelogramme berücksichtigt. Zum Beispiel im letzten Fall, wobei $c \parallel d$ läuft, wird dieser Standwechsel erreicht, wenn das Antiparallelogramm $H'DH'C$ sich in einer Strecklage befindet.) Für jede Fußwahl bedeutet das: für das Ersatzgelenkviereck eine *Parallelage zwischen Koppel und Gestell* und für die andere Endlage der Geradföhrung – also beim zweiten Standwechsel – eine *Überdeckungslage*.

Für symmetrische Koppelkurven sind λ -Getriebe geeignet, weil ja Chebyshev-Getriebe, die auch symmetrische Koppelkurven erzeugen können, mit Hilfe des Robertsons Satzes über die dreifache Erzeugung von Viereckgekoppelkurven doch wieder zu den λ -Getrieben zurückzuführen sind. Wegen der erforderlichen Umlauffähigkeit der Glieder hinsichtlich des Bezugsgliedes oder Fußstabes handelt es sich hier eindeutig um *Doppelkurbeln*, was aber nicht als eine Bedingung eingeföhrt werden darf, weil später die Formeln doch zu diesem Ergebnis föhren, Bild 3.

Wenn beb Fußstab ist, wird zum Beispiel DF Bezugsglied, d.h. Bild 2 und 3 stimmen überein, wenn $A_0 = D$, $A = H'$, $K = G$, $B = C$ und $B_0 = F$ gewählt wird. Es folgt dann, daß wegen der Symmetriebedingungen für die Koppelkurve $a = c = c'$ und weiter $d' = d$ und $e + b = b$ sein muß. Das heißt also, daß symmetrische Koppelkurven hier nur verwendet werden können, wenn $e = 0$ und damit $\lambda = 1$.

Für das Erzeugen einer symmetrischen Geradföhrung genügt es, die Höhe h über der Bezugslinie A_0B_0 in der Endlage der Geradföhrung gleich der Höhe h in der Mittenlage zu wählen. Der Symmetrie wegen erhält man dann automatisch eine angenäherte Geradföhrung mit Fehlerrausgleich. Die Abweichungen von der Geraden erscheinen auch genügend klein, was man der quadratischen Bedingung zu verdanken hat, die in diesem Fall vorteilhaft zugleich für ein übertragungsgünstiges Gelenkviereck sorgt.

In Bild 3 ist die Parallellage gezeigt, in der Koppel und Bezugsglied parallel laufen. Es zeigt außerdem den Fußwechselstand des Laufrades. Man erhält die nachfolgenden Beziehungen:

$$L/2 = a - a \cos \psi_u \quad (2.3)$$

$$h = a \sin \psi_u = d \sin \phi_u \quad (2.4)$$

$$a + a \cos \psi_u = b + d \cos \phi_u \quad (2.5)$$

In der Mittenlage oder Steglage des Gelenkvierecks findet man, daß

$$h = 2a \sin \mu' = d - b \quad (2.6)$$

$$2a \cos \mu' = d + b \quad (2.7)$$

in Übereinstimmung auch mit der quadratischen Bedingung

$$2a^2 = b^2 + d^2 \quad (2.8)$$

für den Fall, daß auch die Symmetriebedingungen der Koppelkurve mit eingetragen sind.

Die weitere Berechnung wird ein wenig einfacher, wenn man auf

$$a = 1 \quad (2.9)$$

normiert. Die Gleichungen (2.6) und (2.7) werden dann

$$d = \cos \mu' + \sin \mu' \quad (2.10)$$

$$b = \cos \mu' - \sin \mu' \quad (2.11)$$

Damit folgt aus Gl. (2.4), (2.5) und (2.6)

$$1 + \cos \psi_u = (\cos \mu' - \sin \mu') + (\cos \mu' + \sin \mu') \cos \phi_u \quad (2.12)$$

$$\sin \psi_u = (\cos \mu' + \sin \mu') \sin \phi_u = 2 \sin \mu' \quad (2.13)$$

Ziel ist nun, ϕ_u und ψ_u zu eliminieren, weil nur μ' das Gelenkviereck bestimmt. Dividiert man Gl. (2.12) durch $\sin \mu'$, dann folgt

$$\frac{1 + \cos \psi_u}{\frac{1}{2} \sin \psi_u} = (1 + \cos \phi_u) \cot \mu' + (\cos \phi_u - 1) \quad (2.14)$$

Mit Gl. (2.13) erhält man

$$\cot \mu' = \frac{2}{\sin \phi_u} - 1 \quad (2.15)$$

womit Gl. (2.14) umgeformt werden kann zu

$$\frac{1 + \cos \psi_u}{\frac{1}{2} \sin \psi_u} = \frac{1 + \cos \phi_u}{\frac{1}{2} \sin \phi_u} - 2 \quad (2.16)$$

Bild 3. Doppelkurbel – Symmetrische Koppelkurve mit gleicher „Höhe“ h in der Parallellage wie in der Symmetrielage

und schließlich

$$\cot \frac{1}{2} \psi_u = \cot \frac{1}{2} \phi_u - 1 \quad (2.17)$$

Weiterhin ist noch

$$\sin \phi_u = \frac{2}{1 + \cot \mu'} \quad (2.18)$$

Setzen wir

$$t_\psi = \cot \frac{1}{2} \psi_u, \quad t_\phi = \cot \frac{1}{2} \phi_u \quad \text{und} \quad u = \cot \mu' \quad (2.19)$$

dann bekommen wir

$$t_\psi = t_\phi - 1 \quad (2.20)$$

$$\frac{1}{t_\phi} + t_\phi = 1 + u \quad (2.21)$$

$$\frac{1}{t_\psi} + t_\psi = \sqrt{1 + u^2} \quad (2.22)$$

Subtraktion von Gl. (2.22) und Gl. (2.21) liefert mit Gl. (2.20) die Beziehung

$$\frac{1}{t_\phi t_\psi} = -u + \sqrt{1 + u^2} \quad (2.23)$$

und Addieren von Gl. (2.21) und (2.22) die Beziehung

$$t_\phi + t_\psi = \frac{1 + u + \sqrt{1 + u^2}}{1 - u + \sqrt{1 + u^2}} \quad (2.24)$$

Die Kombination mit Gl. (2.20) führt dann zu

$$t_\phi = \frac{1 + \sqrt{1 + u^2}}{1 - u + \sqrt{1 + u^2}} \quad (2.25)$$

Wenn wir diesen Wert für t_ϕ in Gl. (2.21) substituieren, bekommen wir die gesuchte Beziehung für u :

Bild 4. Mittenlage des Quasi-Rades mit zugrundeliegendem λ -Getriebe mit einer Geraden als Führungskurve

Stab $b-b$ ist Bezugsglied (erster Fall), ausgeglichene Fehlerabweichungskurve

$$1+u = \frac{1+\sqrt{1+u^2}}{1-u+\sqrt{1+u^2}} + \frac{1-u+\sqrt{1+u^2}}{1+\sqrt{1+u^2}}$$

womit man die einfachere Beziehung

$$\sqrt{1+u^2} \cdot (u-2)(u-1) = (u-2)(u^2-u+1) \quad (2.26)$$

erreichen kann. Quadriert man beide Seiten dieser Gleichung, so erhält man außer der schon gefundenen Wurzel $u-2=0$ noch eine *falsche* Wurzel $u=0$. Gleichung (2.26) führt also zu der einzigen und einmaligen Wurzel

$$\cot \mu' = u = 2 \quad (2.27)$$

Dies führt unmittelbar zu einer *Doppelkurbel*, wofür

$$2\mu' = 2 \arctan 0,5 = 53,13^\circ \quad (2.28)$$

$$d/a = \cos \mu' + \sin \mu' = 3/\sqrt{5} \quad (2.29)$$

$$b/a = \cos \mu' - \sin \mu' = 1/\sqrt{5} \quad (2.30)$$

Für die Länge L der Geradföhrung finden wir

$$L/a = 2 \left(1 - \frac{\sqrt{5}}{5} \right) = 1,105565 \quad (2.31)$$

und

$$h/a = \frac{2}{5} \sqrt{5} \quad (2.32)$$

Für die bezogene *Bandbreite* der Geradföhrung, finden wir mit Hilfe einer hier nicht abgeleiteten Beziehung

$$\frac{\Delta h}{a} = 0,01033 \quad (2.33)$$

und bezogen auf die Länge L der Geradföhrung

$$\frac{\Delta h}{L} = 0,00935 \quad (2.34)$$

Diese Bandbreite ist geringer als bei der Anwendung des ‚Ballischen Punktes‘, bei dem eine vierpunktige Anschmiegung der Koppelkurve in der Mittenlage vorgesehen ist. Gerade deswegen wurde hier die Methode der ausgeglichenen Fehlerabweichungen angewendet für die die Abweichungen von der Geraden über die ganze Strecke am geringsten sind.

4. Umwandlung der optimierten Doppelkurbel in ein Laufrad

Obwohl drei zu unterscheidende Möglichkeiten existieren, das soeben abgeleitete λ -Getriebe als Grundgetriebe des

Laufrades zu realisieren, gibt es im wesentlichen nur zwei. Die Doppelkurbel mit einem Stab a oder einem Stab c als Bezugsglied (oder Fußstab) führt nämlich zu dem gleichen Quasi-Rad, was man auch leicht verstehen kann, wenn man Bild 2 etwas näher bezüglich dieser Gleichwertigkeit betrachtet.

Zu unterscheiden sind im wesentlichen nur zwei Fälle, wobei entweder die vier *ternären* Stäbe beb oder die vier *binären* Stäbe a (oder c) als Fußstäbe genommen werden. Den ersten Fall erhält man, wenn man, wie schon erwähnt, $D=A_0$, $H'=A$, $G=K$, $C=B$ und $F=B_0$ wählt. Wenn man das ausführt in der Mittenlage des Gelenkvierecks und das Quasi-Rad weiter aufbaut mittels des nacher zu bestimmenden Symmetriezentrum O , entsteht schließlich das Quasi-Rad von Bild 4.

Die zweite Lösung, bei der die vier Fußstäbe binäre Glieder sind, ergibt sich z.B. durch eine Überdeckung von Bild 2 und 3, wobei $C=A_0$, $F=A$, $E=K$, $D=B$ und $H'=B_0$ gewählt wird. In diesem Fall ist Stab $CG=c$ als Bezugsglied gewählt. In der Mittenlage des Quasi-Rades entsteht dann die in Bild 5 dargestellte Lösung. Obwohl theoretisch möglich, ist diese letzte Lösung wegen der eigenartigen Form des Rades aber nicht leicht anzuwenden und für eine weitere Ausarbeitung nicht zu empfehlen.

Bild 5. Mittenlage des Quasi-Rades mit zugrundeliegendem optimiertem λ -Getriebe

Stab c als Bezugsglied, angenäherte Geradföhrung des Punktes E

F.6

Bild 6. Übergeschlossene Laufräder zur Vermeidung des zeitweiligen Bewegungsspiels (zweiter Vorschlag)

F.7

Bild 7. Laufräder mit Speichenketten zur Aufhebung der Bewegungsunsicherheit in der Fußwechsellage (erster Vorschlag)

nach einem Modell von J.M. Heyboer

F.8

Bild 8. Lauf des Quasi-Rades mit angenäherten Geradführungskurven für die Stäbe bb

F.9

Bild 9. Treppensteigen des Laufrades

5. Die Speichen-Ketten des Laufrades

Ein Nachteil einer Laufbewegung des Quasi-Rades ist die Bewegungsunsicherheit beim Standwechsel. Wie schon gezeigt, stimmt diese Lage überein mit einer *Strecklage* von zwei einander gegenüberliegenden Antiparallelogrammen

der Kette. (Bekanntlich ist in einer solchen Lage die Bewegung auch nicht zwangsläufig, weil das betreffende Antiparallelogramm sich dabei in einer Verzweigungslage befindet.) Um die gewünschte Bewegungsübertragung auch in der Nähe einer solchen Fußwechsellage zu unterstützen, wird emp-

fohlen, die im Hintergrund möglichen Bottema-Stäbe auch tatsächlich zu realisieren. Die Kette wird dann übergeschlossen.

Weil die Kette gleichzeitig eine Zentralachse in O braucht, liegt es auf der Hand, eine Anzahl von Viergelenkketten, die das Symmetriezentrum O hervorrufen, so einzugliedern, daß nicht nur O, sondern auch den Bezugsgliedern *beb* eine weitere zwangsläufige Relativbewegung aufgezwungen wird. Weil dabei die Übergeschlossenheit so geschehen muß, daß die ursprüngliche Bewegung auch im bewegungssicheren Bereich nicht behindert werden darf, sind die nachher anzubringenden „Speichen-Ketten“ nur mit Hilfe der schon abgeleiteten (gleichschenkligen) Doppelkurbel aufzubauen.

Statt das λ -Getriebe darf aber nach dem Robertschen Satz dazu auch eine Chebyshevsche bzw. symmetrische Doppelkurbel verwendet werden. Die Bilder 6 und 7 zeigen mögliche Lösungen dieses Problems. In Bild 6 z.B. sind zweimal zwei aufeinandergebaute Chebyshevsche Viergelenkketten hinzugefügt, wobei die Mitte der Bottema-Stäbe gerade den Punkt O erzeugen. Das Laufrad ist auf diese Weise dreimal übergeschlossen, weil zweimal fünf Glieder und acht Drehgelenke hinzugefügt sind und außerdem noch ein Drehgelenk im Symmetriezentrum O realisiert werden kann. (Jedes in Bild 6 erscheinende Gelenkviereck hat auch

die richtigen Abmessungen, die die quadratische Bedingung erfüllen.) Bei der Konstruktion ist es wichtig zu bedenken, daß die Achse O auch von außen erreicht werden kann, weil schließlich auch der Antrieb des Rades berücksichtigt werden muß. Es liegt nahe, dafür wieder die Speichen-Ketten zu nutzen. Ein Zusatzgetriebe, das die ungleichförmige Bewegungsübertragung kompensiert, ist dann erforderlich.

6. Schlußfolgerung

Eine spezielle Wahl der Abmessungen ermöglicht es dem Konstrukteur, ein Laufrad mit vier nacheinander sich umdrehenden und zeitweise auch, parallel zum Boden bewegenden Füßen mit einer nahezu geradlinigen Bewegung der Zentralachse zu konstruieren, Bild 8. Die Bewegungsunsicherheit beim Fußwechsel kann durch Anbringen einiger die Bewegung mehrfach bestimmender Speichen-Ketten vermieden werden. Schließlich kann das Laufrad, wie in Bild 9 gezeigt wird, auch eine Treppe hinaufsteigen, und zwar einfach durch Verstellen der (bisherigen Null-)Winkel zwischen Fußsohle und Fußstab *beb*.

Eingegangen am 6.11.1985

F 3811 b

BUCHER

Design of devices and systems. Von W.H. Middendorf. New York: Marcel Dekker, Inc. 1986. 456 S., 35. – US\$.

Geräusche von Strömungsmaschinen. Von P. Költzsch. Freiburger Forschungshäfte. A697 Maschinen- und Energietechnik – Grundlagen. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1984. 133 S., 39 Bild., 3 Tab., 99 Literaturstellen.

The efficient use of vector computers with emphasis on computational fluid dynamics. Von W. Schönauer u. W. Gentzsch. Wiesbaden: Vieweg & Sohn 1986. X, 271 S., 78. – DM.

Reaktionstechnik in Blasensäulen. Von W.-D. Deckwer. Frankfurt: Salle + Sauerländer 1985. 559 S., zahlr. Bild., geb. 210. – DM.

Stahlrohr-Handbuch. Bearbeitet von D. Schmidt u.a. Essen: Vulkan-Verlag 1985. 10., überarb. Aufl., ca. 700 S., zahlr. Bild. u. Tab., 168. – DM.

Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden. Teil 7 Stoffwerte. Hrsg.: S. Westmeier u.a. Weinheim: VCH Verlagsgesellschaft 1985. 509 S., 178 Bild., 114 Tab., Leinen 450. – DM.

Kohärente Wirbelstrukturen im Nachlauf einer ruhenden und einer schwingungserregten Kreisscheibe. Von D. Scholz. Hermann-Föttinger-Institut für Thermo- und Fluidynamik der TU Berlin. DFVLR-Forschungsbericht 86-04, 1986, 174 S., 70 Bild., 82 Literaturstellen, 46. – DM zzgl. MWSt.

Viscoelasticity – Basic Theory and Applications to Concrete Structures. Lecture Notes in Engineering, Vol. 16. Von G.J. Creus. Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo: Springer 1986. VII, 169 S., 34. – DM.

Experimenteller Beitrag zur Schallerzeugung durch die Turbulenz in einer Rohrströmung hinter einer unsteiligen Querschnittserweiterung. Von B. Stahl. Institut für Experimentelle Strömungsmechanik der DFVLR, Göttingen, Abteilung Turbulenzforschung, Berlin. DFVLR-Forschungsbericht 86-06, 1986, 170 S., 78 Bild., 4 Tab., 59 Literaturstellen, 36,50 DM zzgl. MWSt.

Untersuchung des Prallverschleißes ebener Platten. Von R. Hennig u. H. Brauer. (Inhalt des dieser Zeitschrift angegliederten VDI-Forschungsheftes 636). 44 S., 66 Bilder, 2 Tabellen, 88 Literaturhinweise, Preis 97. – DM, für VDI-Mitglieder 87,30 DM.

Der Prallverschleiß ebener Platten wurde in Abhängigkeit von den wichtigsten Einflußgrößen experimentell untersucht. Die Untersuchungsergebnisse sind notwendig zur Berechnung der Standzeit von Rohrkrümmern pneumatischer Förderleitungen.

Zu Beginn des Bestrahlens ebener Platten ist der Verschleiß je Zeiteinheit konstant. Er nimmt mit tiefer werdender Verschleißmulde ab und ist dann am geringsten, wenn die Mulde ihre Endform erreicht hat.

Im untersuchten Meßbereich ist der Verschleiß je Einzelpartikel unabhängig von der Konzentration des Feststoffs im Partikelstrahl. Partikelkollisionen haben somit auf den Einzelkornverschleiß keinen Einfluß.

In Abhängigkeit vom Aufprallwinkel durchläuft die Verschleißkurve ein Maximum. Dieser charakteristische Kurvenverlauf gilt unter allen Versuchsbedingungen und für alle Plattenwerkstoffe. Der maximale Verschleiß spröder Werkstoffe liegt bei großen, der duktiler Plattenwerkstoffe bei flachen Aufprallwinkeln. Kunststoffplatten verschleißten am stärksten bei Aufprallwinkeln zwischen 40° und 50°.

Der Verschleiß als Funktion der Aufprallgeschwindigkeit läßt sich mittels einer einfachen Potenzgleichung beschreiben. Der Exponent dieser Gleichung ist von den Werkstoffeigenschaften der Platten abhängig. Für spröde Werkstoffe beträgt der Wert des Exponenten etwa vier, für duktile Werkstoffe etwa zwei. Beim Beschluß von Kunststoffplatten ist der Exponent zusätzlich eine Funktion des Aufprallwinkels.

Unter gleichen Versuchsbedingungen verursachen große Partikeln stärkeren Verschleiß als kleine. Der Prallverschleiß durch kantige Partikeln ist im allgemeinen größer als durch kugelförmige gleichen Durchmessers. Dies gilt nicht für extrem spröde Plattenwerkstoffe. Bei diesen ist der Materialabtrag geringer, wenn der Beschuß mit kantigen statt mit kugelförmigen Partikeln erfolgt.

F 3845

R. Hennig