

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 74 (1956)
Heft: 39

Artikel: Stetigförderanlage als Auto-Grossgarage mit Selbstbedienungsautomatik. 2. Teilbericht
Autor: Keckstein, O.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-62709>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 21.12.2024

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Stetigförderanlage als Auto-Grossgarage mit Selbstbedienungsautomatik, 2. Teilbericht

Von Dr.-Ing. O. Keckstein, München ¹⁾

DK 621.869:725.381

1. Kinematik und Dynamik des AU-RO-Arbeitsverfahrens

Die vielen Anwendungsmöglichkeiten insbesondere im Gebiete der Waren- und Güterbeförderung bei gleichzeitiger Lagerung lassen es zweckmässig erscheinen, die Theorie des Arbeitsverfahrens in allgemeiner Art darzulegen. Der Untersuchung wird eine Anordnung nach Bild 1 zugrunde gelegt.

Das untere und im Abstand D [m] parallel dazu befindliche obere Gliederband, dessen Glieder je l [m] lang sind, bewegen sich geradlinig, jedoch in entgegengesetztem Sinn zueinander mit der absoluten Schubgeschwindigkeit c_s [m/s]. Gleichzeitig drehen sich alle zu den beiden Umsetzeinrichtungen gehörigen ($4 \cdot \zeta$) Umsetzarme, jeder von der Länge $D/2$, mit einer gleichsinnig gerichteten konstanten Umfangsgeschwindigkeit c_u [m/s], so dass die kinematischen Zusammenhänge mittels der einfachen Grundgleichung

$$(1) \quad \frac{c_u}{c_s} = \frac{D \pi}{\zeta l}$$

eindeutig umschrieben sind. Dabei bedeutet ζ die Anzahl der in jedem Kreis umlaufenden Arme.

Neben dieser Grundgleichung ist noch eine Randbedingung zu erfüllen, sobald die einzelnen Glieder, welche theoretisch Ebenen darstellen, mit Nutzlasten G_w von bestimmten Raummassen beladen werden. Dabei könnte je nach den gedachten praktischen Erfordernissen die Nutzlast sowohl oberhalb als auch unterhalb der Plattform des einzelnen Gliedes angebracht werden. Allerdings nur alternativ. In beiden Fällen gelten die selben kinematischen Abhängigkeiten.

Die Randbedingung beinhaltet die Forderung, dass das in der Umsetzbewegung befindliche Glied weder mit seiner Plattform noch mit seiner Nutzlast an die beiden benachbarten Glieder anstösst, welche sich auf der unteren und oberen Rollebene in horizontaler Schubbewegung befinden. Die Berührung mit dem *oberen* Nachbarglied wird vermieden, wenn die Konstruktions- und Betriebsdaten so gewählt werden, dass die Gleichung

$$(2) \quad \frac{\chi - \xi}{\zeta \left(1 - \frac{\alpha}{\pi}\right)} + \frac{c_u}{c_s} \frac{\sin \alpha}{\pi \left(1 - \frac{\alpha}{\pi}\right)} = \frac{x}{x_0} \geq 1$$

erfüllt wird. Dabei kennzeichnet das Gleichheitszeichen den Zustand, bei dem eine Berührung gerade noch besteht. Weiterhin bedeuten:

$\chi = \frac{A}{l} \leq 1 =$ der in Prozenten auf l bezogene Achsabstand der beiden Umsetzkreise, die jede Umsetzeinrichtung aufweist. $\xi =$ der prozentuale Anteil von l , welcher der Nutzlast zur Verfügung steht, wenn seine Höhe H [m] beträgt und zwischen der obersten Begrenzung der Nutzlast und der oberen Rollebene theoretisch noch ein Mindestabstand

$$(3) \quad \Delta_0 = D - H = \frac{D}{2} (1 - \cos \alpha)$$

vorhanden ist. Eine Berührung mit dem *unteren* Nachbarglied unterbleibt, wenn Gleichung (2) in der Form

$$(2a) \quad \frac{\chi - \xi}{\zeta \left(1 - \frac{\alpha}{\pi}\right)} + \frac{c_u}{\varphi c_s} \frac{\sin \alpha}{\pi \left(1 - \frac{\alpha}{\pi}\right)} = 1$$

erfüllt ist. Dabei wurde ein Faktor $\varphi \geq 1$ hinzugefügt, der ein Mass für den kleinsten Abstand darstellt, der zwischen den Umrissen der besagten beiden Glieder vorhanden sein muss, damit diese hindernisfrei aneinander vorbeigehen. Auf Bild 2 erscheinen die Lösungen der transzendenten Gleichung (2) wie auch (2a) als Schnittpunkte der c_u/c_s -Kurven mit den

¹⁾ Nachdem in einem 1. Teilbericht (SBZ 1955, Nr. 50) das Wesentliche über das neuartige AU-RO-Arbeitsverfahren und über seine bisher erfolgte konstruktive Verwirklichung schon mitgeteilt worden ist, werden in der folgenden Abhandlung die kinematischen und dynamischen Zusammenhänge näher untersucht, um die Entwicklungsmöglichkeiten zu erkennen und Richtlinien für die verschiedenen praktischen Verwertungen angeben zu können.

ξ -Kurven, wobei einerseits $x/x_0 = 1$ wie auch $\varphi = 1$ und gemeinsam $\xi = 1$ und $\chi = 1$ gesetzt wurden. Für eine möglichst volle und somit wirtschaftliche Ausnutzung der Plattformfläche des Gliedes, d. h. für ξ nahe an 1, ist $\chi = 1$ zu wählen, und $\chi < 1$ möglichst zu vermeiden.

Werden die Lösungspunkte, in denen die richtige Zuordnung der gesuchten Grössen c_u/c_s , ξ , Δ_0 wiedergegeben ist, in einem weiteren Schaubild als Kurvenschar zusammengetragen, wie dies auf Bild 3 geschah, so kann dieses Diagramm unmittelbar zur Festlegung der Konstruktions- und Betriebsgrössen der Förderanlage dienen, da die Forderung besteht, dass die Umsetzbewegung nur dann hindernisfrei erfolgen kann, wenn die als Projektion oder Schatten in der Bildebene erscheinenden Umriss des ganzen in Bewegung befindlichen Körpers innerhalb der Fläche fällt, die von der jeweils gewählten c_u/c_s -Kurve und der Abszisse gebildet wird. In dieser dimensionslosen Darstellung erscheint der Schatten allerdings verzerrt, so dass für die praktische Handhabung es zweckmässig sein wird, auch noch ein Diagramm mit einem von c_u/c_s abhängigen Ordinatenmasstab zu entwerfen. Wird mehr als ein im Kreis umlaufender Umsetzarm verwendet, also $\xi = 2, 3$, oder mehr, so können die zugeordneten Grössen dem selben Diagramm, Bild 2, entnommen werden, wenn der nach abwärts gerichtete Masstab im umgekehrten Verhältnis des ξ -Wertes geändert wird. Die aufgestellte Randbedingung muss dann für jeden Arm angewendet werden.

Für die praktische Anwendung der besagten Diagramme wird es zweckmässig sein, diese mit $x/x_0 > 1$ zu entwerfen und dann auch mit $\varphi > 1$ zu rechnen, um mit Sicherheit ein Anstossen zu vermeiden.

Bild 3 ist zu entnehmen, dass mit $c_u/c_s > 1$ die Plattform des einzelnen Gliedes besser ausgenützt wird. So wäre z. B. mit der Annahme $c_u/c_s = 2$ die Fläche der Plattform voll auszunützen ($\xi = 1$), wogegen mit $c_u/c_s = 1$ nur rd. $\xi = 0,68$ zugelassen werden könnte. Die Anlage würde sich somit um 32 % kürzer bauen lassen. Dieser Vorteil wird aber mit dem Nachteil einer etwas komplizierteren konstruktiven Gestaltung erkauft. Mit $c_u/c_s \geq 1$ treten nämlich Bahnwechselstosskräfte P_{st} an den Uebergangsstellen der geraden in die kreisförmig verlaufende Bahn auf, deren Grösse durch Gleichung (4) gegeben ist.

$$(4) \quad \frac{P_{st}}{G} = \frac{c_s}{g t_{st}} \left(\frac{D \pi}{\zeta l} - 1 \right)$$

Dabei wurde die am Stossvorgang, der t_{st} Sekunden dauert, beteiligte Gegenmasse als unendlich gross angenommen, um so in erster Näherung die obere Grenze der Stosswirkung zu erhalten.

Die nachteiligen Auswirkungen der Stosskräfte könnten in praktisch annehmbaren Grenzen gehalten werden, wenn entweder durch kinematische Sondermassnahmen, wie z. B. durch Zwischenschalten einer Beschleunigungsstrecke, die Stosskräfte ausgeschaltet werden, oder wenn durch Einschieben anderer Konstruktionselemente der harte Stossvorgang in einen gedämpften Schwingungstoss übergeführt wird, oder wenn die Einschränkung gemacht wird, dass c_s bestimmte, in

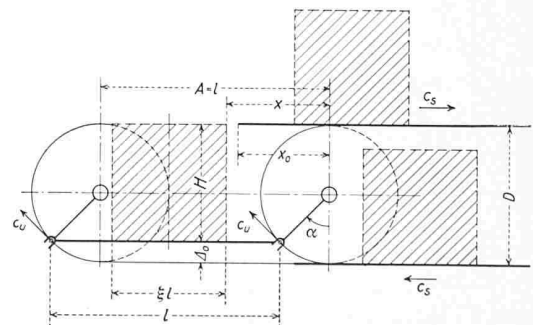


Bild 1. Die Umsetzeinrichtung mit Benennung ihrer Konstruktions- und Betriebsdaten

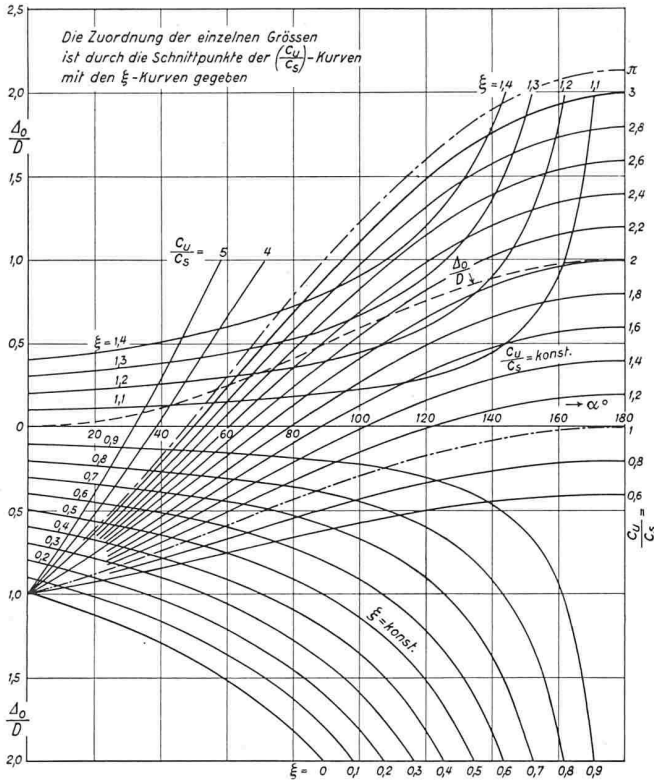


Bild 2. Graphische Lösung der Gleichungen 2 und 2a

Abhängigkeit von G und c_u/c_s gesetzte Werte nicht übersteigen darf. Welche Sondervorkehrungen oder Einschränkungen in einem vernünftigen Verhältnis zu der vielfach gestellten Forderung einer einfachen Konstruktion, eines rasch ablaufenden Betriebes sowie zu noch anderen wirtschaftlichen Fragen stehen, kann nur durch eine eingehende konstruktive Untersuchung geklärt werden.

Die mit dem Bahnwechsel auch noch entstehende Zentripetalbeschleunigung und die dadurch entfachte Zentrifugalkraft beeinflussen die Konstruktionsgrößen und die Betriebsdaten. Sie sollen im Zusammenhang mit dem Anfahrvorgang betrachtet werden.

Beim Anfahren und Anhalten der Bewegungen werden infolge der auftretenden Beschleunigungen und Verzögerungen Massenkräfte wachgerufen, welche die Auslegung und den Betrieb besonders beeinflussen. Werden in den Antriebsorganen oder Steuerungselementen keine Sondereinrichtungen vorgesehen, so sind die Anfahrbeschleunigungen und somit die Anfahrstöße gewöhnlich viel ausgeprägter als jene der Verzögerungen.

Unter Zugrundelegung einer gleichförmig beschleunigten Anfahrbewegung ergibt sich eine horizontal gerichtete Anfahrbeschleunigung $b_s = c_s/t_a$ [m/s²], mittels welcher das un-

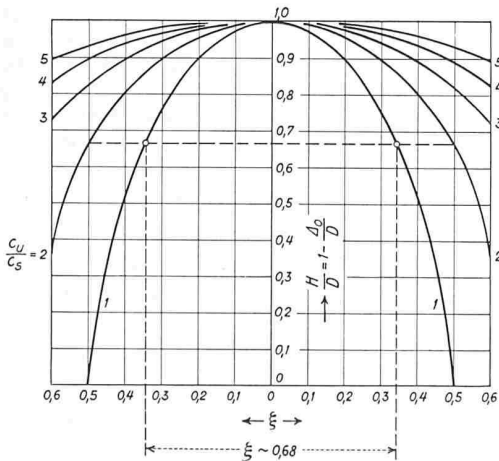


Bild 3. Als Ladefläche ausnützbarer Teil ξ der Plattform des Gliedes bei gegebener Ladehöhe (H/D) in Abhängigkeit von (c_u/c_s)

tere und obere Gliederband in der Anfahrzeit t_a [s] vom Stillstand auf die Schubgeschwindigkeit c_s gebracht wird. Gleichzeitig läuft in der Umsetzeinrichtung die Drehbewegung mit der Winkelbeschleunigung ω_u/t_a [1/s²] an, und die drehbaren Umsetzarme erlangen auf ihrer Armlänge $D/2$ nach gleichfalls t_a Sekunden eine Umfangsgeschwindigkeit $c_u = b_t \cdot t_a$ [m/s], wobei b_t [m/s²] die Tangentialbeschleunigung bedeutet. Nach Hinzufügung der Normalbeschleunigung b_n [m/s²] ergeben sich folgende Abhängigkeiten zwischen den Bewegungsgrößen $c_s, c_u, w_u, b_s, b_t, b_n$ und den Konstruktionsdaten D und l :

$$(5) \quad \frac{b_t}{b_s} = \frac{c_u}{c_s} = \frac{D \pi}{l}; \quad b_n = \frac{2}{D} \left(\frac{c_u}{c_s}\right)^2 c_s^2 \left[\frac{m}{s^2}\right];$$

$$\omega_u = \frac{2 \pi}{\left(\frac{l}{c_s}\right)} \quad [s^{-1}]$$

Das Verhältnis l/c_s stellt die Zeit in Sekunden dar, die ein Glied zu seinem Platzwechsel in der horizontalen Schubbewegung oder in der vertikalen Umsetzbewegung benötigt. Die resultierende Beschleunigung b [m/s²] der Anfahr-Drehbewegung beträgt

$$(6) \quad b = b_s \left(\frac{c_u}{c_s}\right) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta} = b_s \left(\frac{c_u}{c_s}\right) \psi$$

wobei der von den Vektoren b und b_t eingeschlossene Winkel α aus der Gleichung

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b_n}{b_t} = \frac{2}{D} \left(\frac{c_u}{c_s}\right) \frac{c_s^2}{b_s}$$

gefunden werden kann. Indem in Gleichung (6) der Wurzelausdruck als Stör- oder Korrekturfaktor ψ der direkten Proportion $b/b_s = c_u/c_s \cdot \psi$ aufgefasst wird, sind mit den kinematischen auch gleich die dynamischen Vorgänge sofort zu erkennen, wenn die Werte für ψ einem Nomogramm entnommen werden.

Es ist vorteilhaft, die Beschleunigung nicht nur auf das sich drehende Axenkreuz zu beziehen, das durch die Vektoren b_t und b_n selbst gebildet wird, sondern auch ihre Anteile auf ein feststehendes Axenkreuz aufzuzeigen. Dadurch sind die nachteiligen Auswirkungen der Massenkräfte auf die mit dem Gliederband beförderten Waren und Güter leichter zu erkennen, und es können dann die der Standfestigkeit der Güter dienenden allenfalls notwendigen Gegenmassnahmen in ihrer Art eindeutig festgelegt werden. Uebrigens können dadurch die heute schon bekannten praktischen Betriebswerte aus dem Gebiete der horizontalen und vertikalen Förderung unmittelbar zum Vergleich und somit zur Beurteilung oder auch zur Auslegung einer neuen Anlage selbst herangezogen werden. Mit der Annahme einer horizontal verlaufenden Abszisse werden unmittelbar auch die Bewegungsverhältnisse der ohnehin schon horizontal vor sich gehenden Schubbewegung erfasst. In Abhängigkeit vom Winkel α , den der Umsetzarm jeweils mit der Senkrechten einschliesst, finden sich die horizontale Komponente b_h und die vertikale Komponente b_v aus den Gleichungen

$$b_h = b \cos(\alpha + \beta) \quad b_v = b \sin(\alpha + \beta)$$

Nachdem diese nach $d\alpha$ differenziert und gleich Null gesetzt werden oder schon aus reiner Ueberlegung, ergeben sich die Winkelwerte für α , bei denen die Komponenten ihren Höchstwert b und den Kleinstwert Null erlangen, entsprechend der Zusammenstellung in der Tabelle 1.

Tabelle 1.

b_h	b_v	$\operatorname{tg} \alpha$	α°
b	0	$-\operatorname{tg} \beta$	$-\beta$ bzw. $(180-\beta)$
0	b	$\operatorname{ctg} \beta$	$90-\beta$ bzw. $(270-\beta)$

Unter Bezugnahme auf das pro Glied und kg bewegte Gesamt-Gewicht G ergeben sich die spezifischen Anfahrstöße gemäss den folgenden Gleichungen: Auf das gesamte horizontale Gliederband mit z Gliedern wirkt für den Fall, dass sich in den Umsetzeinrichtungen gerade kein Glied befindet, die spezifische Kraft

$$\frac{P_{s-a}}{G} \approx z \frac{b_s}{g}$$

Auf das in der Umsetzeinrichtung befindliche Glied wirkt in Abhängigkeit von α° ,

in horizontaler Richtung $\frac{P_{h-a}}{G} = \frac{b_h}{g}$

mit dem Höchstwert $\left(\frac{P_{h-a}}{G}\right)_{max} = \frac{b_s}{g} \frac{c_u}{c_s} \psi$

in vertikaler Richtung $\frac{P_{v-a}}{G} = \frac{b_v}{g} + 1$

mit dem Höchstwert $\left(\frac{P_{v-a}}{G}\right)_{max} = \frac{b_s}{g} \frac{c_u}{c_s} \psi + 1$

Die Grösse dieser Anfahrstösse beeinflusst nicht nur die konstruktive Gestaltung der Förderanlage, sondern ist mitbestimmend bei der Auswahl der Waren und Güter sowie der Art ihr Aufstellung auf dem einzelnen Glied.

2. Antriebsleistung und Anfahr Drehmoment

Für den Umlauf des Gliederbandes sind beide Drehsinne vorgesehen, und folglich laufen in den beiden Umsetzeinrichtungen wechselweise eine Hub- und eine Senkbewegung gleichzeitig ab. Werden zur Weiterleitung von Kraft und Drehmoment Bauelemente (wie z. B. Getriebe) ohne Selbstsperrung verwendet, so ist es möglich, die beim Senkvorangang frei werdende Arbeit dem örtlich gegebenenfalls auch weit entfernt dazu jedoch gleichzeitig ablaufenden Hubvorangang zuzuführen und dabei Arbeit einzusparen. Ob die dazu notwendige kraftschlüssige Koppelung der beiden Umsetzeinrichtungen, die schon durch die im Arbeitsverfahren selbst liegende Anordnung gegeben ist, als konstruktive und betrieblich sinnvolle Lösung anzusehen wäre oder ob eine zusätzlich eigene Koppelungseinrichtung erforderlich wird, müsste auf Grund einer eingehenden konstruktiven Untersuchung geklärt werden. Allerdings ist dabei zu beachten, dass in den beiden Umsetzeinrichtungen gleichzeitig auch stets das selbe Gesamtgewicht zum «Auspendeln» gelangt oder äusserstenfalls nur ein bestimmter Höchstunterschied im Gesamtgewicht zugelassen werden darf, wenn dieser «ausgependelte Arbeitsablauf» noch als wirtschaftlich angesehen werden soll. Kann im extremen Falle mit Rücksicht auf einen bestimmten Verwendungszweck der Vorrichtung keine «Auspendelung» stattfinden, so dass gleichsam ein ungekoppeltes System vorliegt, wie z. B. bei Verwendung von Getrieben mit Selbstsperrung, so ist jeweils die gesamte Hubarbeit aufzubringen, und unter Umständen müsste jede Umsetzeinrichtung einen eigenen Antriebsmotor erhalten.

Nachstehend werden nun die erforderlichen Antriebsleistungen und Anfahrmomente dieser beiden Koppelungssysteme gegenüber gestellt, wobei sämtliche Betriebsgrössen sich auf das pro Glied und kg bewegte Gesamtgewicht G beziehen und daher spezifische Betriebsgrössen darstellen. In Ergänzung der schon vorher angeführten Bezeichnungen bedeuten weiterhin:

P [kg] = Schubkraft am Gliederband bzw. Umfangskraft am Umsetzarm, Länge = $D/2$.

M [kgm] = Drehmomente
 N [PS] = Antriebsleistungen
 ω_{M_0} [1/s] = Winkelgeschwindigkeit

$G = G_w + G_B$ [kg] = bewegtes Gesamt-Gewicht
 G_w [kg] = bewegtes Nutzgewicht bzw. Nutzlast
 G_B [kg] = bewegtes Totgewicht

f, f_a = Rollwiderstandbeiwert der Laufräder oder Rollen auf den Schienen unter Mitberücksichtigung der Widerstände in den Wälzlagern in den Laufräder, bei Bewegung bzw. beim Anfahren.

φ_s, φ_u = Gesamt-Uebersetzungsverhältnis

η_{m-s}, η_{m-u} = Mechanischer Gesamt-Wirkungsgrad

Diese Werte beziehen sich auf die für die Schub- bzw. Umsetzbewegung vorgesehenen Getriebe, die zwischen dem Antriebsmotor und der eigentlichen Kraftabtriebsstelle eingeschaltet sind.

d_s [m] = Teilkreisdurchmesser des Zahnrades, das unmittelbar am Gliederband angreift und die Schubbewegung überträgt.

$g = 9,81$ [m/s²] Erdbeschleunigung

Der Index s bezieht sich auf die Schubbewegung, der Index u auf die Umsetzbewegung, der Index a auf den Anfahrzustand und der Index ko auf das gekoppelte System.

Um die Grösse des gegenseitigen Einflusses der einzelnen Konstruktions- und Betriebsgrössen praktisch schnell abschätzen zu können, sind an einzelnen wichtigen Gleichungen in eckiger Klammer zugehörige Zahlenwerte eines praktischen Beispiels angeschrieben, das in Anlehnung an die Verwendung des Arbeitsverfahrens für eine Auto-Garage unter vereinfachten Bedingungen gewählt wurde.

$f = f_a = 0,04$ $c_u/c_s = 1$ $\frac{l}{c_s} = 10s$ $b_s = 0,4$ m/s²

$\eta_{m-u} = \eta_{m-s} = 1$ $d_s/D = 0,1$ $G_B/G_w = 0,25$ $\xi = 1$

Zur Aufrechterhaltung der Schubbewegung ist am Gliederband eine periodisch wechselnde spezifische Schubkraft

$$P_s/G = f [z - 1 - y(\alpha)]$$

nötig, wobei mit der Funktion $y(\alpha)$ die über die Periode 2π laufende sprunghafte Aenderung von P_s/G berücksichtigt wird. Dieser theoretisch unetete Verlauf liegt im Wesen des Arbeitsverfahrens und entsteht dadurch, dass infolge der notwendigen gleichzeitigen Umsetzung von jeweils zwei Gliedern, vom Gliederband periodisch zwei Glieder entnommen und dann wieder zugeführt werden. Damit pendelt die spezifische Schubkraft zwischen einem Höchstwert ($f \cdot z$) und einem Kleinstwert $fz \left(1 - \frac{2}{z}\right)$. Im selben Verhältnis $\left(\frac{1}{1 - \frac{2}{z}}\right)$

ändern sich auch periodisch das spezifische Schub-Betriebs-Drehmoment

(7) $\left(\frac{M_s}{G}\right)_{max} = f z \frac{D}{2} \frac{\varphi_s}{\eta_{m-s}}$

die spezifische Schubleistung

(8) $\left(\frac{N_s}{G}\right)_{max} = f z \frac{c_s}{75 \eta_{m-s}}$

und das spezifische Schub-Anfahr-Drehmoment

(9) $\left(\frac{M_{s-a}}{G}\right)_{max} \approx z \frac{D}{2} \left(f_a + \frac{b_s}{g}\right) \frac{\varphi_s}{\eta_{m-s}} \approx [0,04 z D \varphi_s]$

Der starke Einfluss der Rollreibungswerte geht aus der Gleichung (10) hervor:

(10) $\frac{M_{s-a-max}}{M_{s-max}} = \frac{f_a}{f} + \frac{b_s}{fg} \approx [2]$

Die periodische Schwankung der Schubleistung kann auch als eine Schwingung aufgefasst werden, deren Amplitude $\frac{f c_s}{75 \eta_{m-s}}$ einem Grundwert $\frac{f c_s z}{75 \eta_{m-s}} \left(1 - \frac{2}{z}\right)$ überlagert ist. Ebenso erscheint auch die Umsetzleistung in ihrem zeitlichen Verlauf als Schwingung; doch ist ihre Periode der grössten Leistungs-Anforderung zeitlich um 180° versetzt gegenüber jener der Schubleistung, das heisst: die Maxima der Umsetzleistung fallen mit den Minima der Schubleistung zusammen und umgekehrt. Die Grösse der Amplitude hängt von der Koppelungsart der beiden Umsetzeinrichtungen ab. Die grösseren Amplituden wird diejenige Vorrichtung aufweisen, deren Umsetzeinrichtungen als ungekoppelt anzusehen sind und die Umsetzbewegungen folglich unausgependelt verlaufen. Die dazugehörigen Betriebsgrössen und Konstruktionsdaten finden sich über den Ansatz der Gleichgewichtsbedingung am Radius $D/2$ des Umsetzarmes aus folgenden Gleichungen; Die spezifische Umfangskraft

$$\pm \frac{P_u}{G} = \sin \alpha \pm f \left(\frac{b_n}{g} + \cos \alpha\right)$$

greift am Umsetzarm $D/2$ an. Das Pluszeichen gilt für den Hubvorgang und das Minuszeichen für den Senkvorangang. Demnach schwankt auch das spezifische Drehmoment gemäss

$$\left(\frac{M_u}{G}\right) = \frac{D}{2} \left[\sin \alpha + f \left(\frac{b_n}{g} + \cos \alpha\right) \right] \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}}$$

und erreicht den Höchstwert

$$(11) \left(\frac{M_u}{G}\right)_{max} = \frac{D}{2} \left[1 + f \frac{2\pi^2 D}{g \left(\frac{l}{c_s}\right)^2 \zeta^2} \right] \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \approx \left[\frac{D}{2} \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \right]$$

Die spezifische Umsetzleistung für den Hubvorgang beträgt

$$(12) \left(\frac{N_u}{G}\right) = \frac{2D}{75 \frac{l}{c_s}} \left[1 + f \frac{\pi^2 D}{g \left(\frac{l}{c_s}\right)^2 \zeta^2} \right] \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}}$$

Vom spezifischen Anfahr-Drehmoment soll vorerst nur sein Höchstwert

$$(13) \left(\frac{M_{u-a}}{G}\right)_{max} = \frac{D}{2} \left[1 + f \frac{\pi^2}{g} \frac{D}{\left(\frac{l}{c_s}\right)^2 \zeta^2} + \frac{b_s}{g} \frac{c_u}{c_s} \right] \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \approx \left[0,52 D \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \right]$$

in Betracht gezogen werden, der sich bei $\text{tg}\alpha = 1/f$, also ungefähr bei $\alpha = 90^\circ$ bzw. 270° einstellt. Damit ergibt sich ein Höchstwert des Anfahr-Drehmoment-Anstieges gemäss der Gleichung

$$(14) \frac{M_{s-a-min} + M_{u-a-max}}{M_{s-max}} = \frac{1}{z} \left\{ (z-2) \left(\frac{f_a}{f} + \frac{b_s}{fg} \right) + \left[\frac{1}{f} + \frac{f_a}{f} \frac{\pi^2}{g} \frac{2D}{\left(\frac{l}{c_s}\right)^2 \zeta^2} + \frac{b_s}{fg} \frac{c_u}{c_s} \right] \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \right\} \approx \left[2 + \frac{22}{z} \frac{\varphi_u}{\varphi_s} \right]$$

woraus der starke Einfluss von (c_u/c_s) neben jenem von z , f , und φ_u/φ_s zu erkennen ist. Die Umsetzbewegung erscheint im Gesamt-Drehmomentverlauf als eine mehr oder weniger steile Sinus-Linie, die auf M_{s-min} aufgesetzt ist. Bei unbeachteter Wahl von (c_u/c_s) oder z kann der Höchstwert ein Vielfaches des Schubdrehmomentes erreichen, wenn nicht das Anfahren bei waagrechter Stellung der mit Nutzlast beladenen Umsetzarme von vornweg schon ausgeschlossen wird. Soll den Erfordernissen entsprechend eine Förderung und Lagerung von Gütern auf möglichst wenige, aber dafür sehr breite Glieder erfolgen, so ist auch dann der Einbau von Antriebsmotoren grosser Leistungen erforderlich, wenn die Umsetzeinrichtungen als gekoppelte gelten, aber die jeweils zur Umsetzung kommenden Glieder grosse Gewichtsunterschiede aufweisen.

Durch Anwendung geeigneter konstruktiver und betrieblicher Massnahmen wäre dieser Nachteil zu umgehen. Die dann noch verbleibende und aufzubringende Umsetzarbeit besteht nur in der Ueberwindung der Roll- und Wälzlagerreibungswiderstände. Die Grössen P_u , M_u , N_u sind somit nicht mehr vom Winkel abhängig, sondern behalten innerhalb der Umsetzperiode ihre wahren Werte konstant bei. Die zugeordneten Gleichungen lauten für das spezifische Betriebsdrehmoment

$$(15) \left(\frac{M_{u-ko}}{G}\right) = f \frac{b_n}{g} D \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} = f \frac{2\pi^2}{g} \frac{D^2}{\left(\frac{l}{c_s}\right)^2 \zeta^2} \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \approx [8 \cdot 10^{-4} D^2 \varphi_u]$$

für die spezifische Umsetzleistung

$$\left(\frac{N_{u-ko}}{G}\right) = f \frac{4\pi^3}{75g} \frac{D^2}{\left(\frac{l}{c_s}\right)^3 \zeta^2} \frac{1}{\eta_{m-u}}$$

für das spezifische Anfahr-Drehmoment

$$(16) \frac{M_{u-ko-a}}{G} = D \frac{b_s}{g} \frac{c_u}{c_s} \left(1 + f_a \frac{2}{D} \frac{c_u}{c_s} \frac{c_s^2}{b_s} \right) \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \approx [0,04 D \varphi_u]$$

Gemäss Gleichung

$$(17) \frac{M_{u-ko} + M_{s-min}}{M_{s-max}} = 1 - \frac{2}{z} \left[1 - \frac{2\pi^2}{g} \frac{D}{\zeta^2 \left(\frac{l}{c_s}\right)^2} \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \right] \approx \left[1 - \frac{2}{z} \right]$$

ist das Umsetzdrehmoment im Verhältnis zum Schubdrehmoment so klein, dass es den periodischen Verlauf des letzteren

kaum zu beeinflussen vermag, selbst wenn $c_u/c_s \neq 1$, sondern weit ab davon liegt. Gleichfalls in weiten Grenzen unempfindlich vom Wert c_u/c_s ist das im Verhältnis zum Schubdrehmoment gesetzte Gesamt-Anfahr-Drehmoment

$$(18) \frac{M_{u-ko-a} + M_{s-a-min}}{M_{s-max}} = \frac{2b_s}{zgf} \frac{c_u}{c_s} \frac{\varphi_u}{\eta_{m-u}} \frac{\eta_{m-s}}{\eta_{m-u}} \left(1 + f_a \frac{2}{D} \frac{c_u}{c_s} \frac{c_s^2}{b_s} \right) + \left(1 - \frac{2}{z} \right) \left(\frac{f_a}{f} + \frac{b_s}{fg} \right) \left[2 + \frac{2}{z} \left(\frac{\varphi_u}{\varphi_s} - 2 \right) \right]$$

so lange eine genügend grosse Anzahl z von Gliedern verwendet wird.

Bei richtiger Wahl der einzelnen Konstruktions- und Betriebsgrössen ist es möglich, dass das periodisch anfallende Umsetzdrehmoment der periodisch gegebenen Abnahme des Schubdrehmomentes gerade gleichkommt, so dass dann das Gesamtdrehmoment den angestrebten vorteilhaften geradlinigen Verlauf zeigt. Die an der kraftschlüssigen Koppelung der beiden Umsetzeinrichtungen beteiligten Bauelemente unterliegen aber trotzdem einem sinus-förmig verlaufenden Kraftfluss, der bewirkt, dass innerhalb der Umsetzperiode die eine Umsetzeinrichtung gegenüber der anderen in der Phase sich derart verschiebt, dass bei $\alpha = 90^\circ$, wenn die belasteten Umsetzarme waagrecht stehen, die Phasenverschiebung am grössten ist und bei $\alpha = 0^\circ$ und $\alpha = 180^\circ$, wenn die belasteten Umsetzarme senkrecht nach aufwärts bzw. abwärts weisen, die Phasenverschiebung praktisch gleich Null ist. Dadurch können an diesen Uebergangsstellen die Glieder störungsfrei von der geraden in die drehende Bewegung oder in umgekehrtem Sinne übergeführt werden. Der erforderliche Synchron-Umlauf der ganzen Vorrichtung wird somit nicht gestört.

Zur Ueberleitung des Kopplungsdrehmomentes von einer Umsetzeinrichtung zur anderen könnten wohl die an und für sich schon vorhandenen, der Dreh- und Schubbewegung dienenden Getriebeaggregate sowie das auf der unteren Rollebene abrollende Gliederband, als Schubelement, herangezogen werden, doch wird die Entscheidung von dem jeweils in Frage stehenden Verwendungszweck abhängen und von Fall zu Fall erst auf Grund einer eingehenden konstruktiven Untersuchung zu fällen sein. Nötigenfalls könnte dann auch die Koppelung mittels eigener Elemente vorgenommen werden, wenn z. B. das untere Gliederband eine zu grosse Gesamt-Elastizität in longitudinaler Richtung besitzt, oder sonstige konstruktive, betriebliche oder wirtschaftliche Erfordernisse bestehen. Mit einer kurzen aber dafür breiten Vorrichtung wäre nicht nur den vielartig gestellten baulichen oder sonstigen Anforderungen leichter zu entsprechen, sondern auch der Ablauf des Betriebes würde rascher erfolgen können, weil die Wahrscheinlichkeit grösser ist, dass die jeweils zur Entnahme vom Gliederband angeforderten Güter sich gerade in nächster Nähe der Entnahmestelle befinden. Dieser Vorteil wird gerade bei der als Autogarage zu planenden Vorrichtung zu beachten sein.

3. Die Wartezeit

Bei der praktischen Verwirklichung und zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Arbeitsverfahrens ist als weitere ausschlaggebende Betriebsgrösse die «Wartezeit» zu beachten. Es ist darunter jene Zeit $t = l/c_s$ [s] zu verstehen, die verstreicht, bis ein gewünschtes Glied der Gliederbandreihe an der als Pforte bezeichneten Waren- oder Güterübergabestelle erscheint, nachdem das Gliederband vom Stillstand weg zum Anlaufen gebracht wurde. Die Grösse der Wartezeit hängt daher nicht nur von l , c_s , z ab, sondern auch massgeblich von der Lage der Pforte an der Vorrichtung. Aus der Vielzahl der Möglichkeiten sollen nur vier grundsätzliche Anordnungen betrachtet werden. Die jeweils erforderlichen maximalen Wartezeiten t_{max} sind für die Beurteilung ihrer Zweckmässigkeit massgebend. Diese Möglichkeiten sind:

1. Eine Pforte in Längsmittle der Anlage, an der unteren oder oberen Rollebene ergibt

$$t_{max} = \frac{l}{c_s} \frac{z}{2} \text{ [s]}$$

2. Zwei Pforten in Längsmittle der Anlage, wobei eine an der unteren und eine an der oberen Rollebene angeordnet ist; hier ist

$$t_{max} = \frac{l}{c_s} \frac{z}{4} \text{ [s]}$$

3. Je eine Pforte an den Stirnseiten, d. h. an den Umsatz- einrichtungen der Anlage; Wartezeit

$$t_{max} = \frac{l}{c_s} \frac{z}{4} \text{ [s]}$$

4. Zwei Pforten an der unteren oder oberen Rollebene, der- art, dass der Abstand ihrer Mitte von der Längsmittle der Anlage $l/4 \cdot (z - 5)$ beträgt; dann ist

$$t_{max} = \frac{l}{c_s} \left(\frac{z}{4} + 1,25 \right) \text{ [s]}$$

4. Das AU-RO-Arbeitsverfahren in einer Auto-Garage-Anlage

Alle in der theoretischen Abhandlung angeführten Gleichungen und aufgestellten Beziehungen zwischen den Betriebsgrößen und theoretischen Konstruktionsdaten gelten allgemein und folglich auch, wenn an Stelle von D und l sinn- gemäss z. B. die eigentlichen Kraftfahrzeug-Aussenabmes- sungen: H_w = Höhe, L_w = Länge, B_w = Breite eingesetzt oder auch wenn die praktischen Konstruktionsdaten der Vor- richtung selbst: H = Abstand der oberen von der unteren Rollebene, L = Länge der Boxe (= Glied), B = Breite der Boxe bzw. Spurweite der Laufräder, eingeführt werden. Of- fensichtlich gibt es zwei Möglichkeiten einer zweckmässigen

Aufstellung der Wagen in den Boxen. Sie können darin ein- zeln oder in Gruppen so aufgestellt werden, dass gemäss *Aufstellungssystem* -T- die Wagenaxe senkrecht zur Richtung der Boxen-Schubbewegung steht. Folglich muss bei Einzel- aufstellung $l \geq B_w$ und $B \geq L_w$ oder, wenn i Wagen je Boxe nebeneinander untergestellt werden, $l = i \cdot B_w$ sein. Zu die- sem Aufstellungssystem gehört auch der Sonderfall, dass die Wagen in der Boxe nicht nur mit ihren Breitseiten neben- einander, sondern in Richtung ihrer Längsachsen hinter- einander zur Aufstellung kommen.

Beim *Aufstellungssystem* -L- steht die Wagenlängsaxe parallel zur Richtung der Boxen-Schubbewegung, also auch parallel zur Längsaxe der AU-RO-Einheit. Es muss daher bei Einzelaufstellung $l \geq L_w$ und $B \geq B_w$ sein. Bei Aufstellung von i Wagen je Boxe ist $B = i \cdot B_w$. Bei z Boxen ist $n = z \cdot i$ die Gesamtzahl der eingestellten Wagen je AU-RO-Einheit.

Welchem Aufstellungssystem der Vorzug zu geben ist, kann nur im Zusammenhang mit den Nebenbedingungen ent- schieden werden, die mit der jeweils gestellten Aufgabe ver- bunden sind.

Die zur Garagierung der einzelnen Wagentypen notwen- digen Mindestabmessungen der einzelnen Boxen werden zum Zwecke eines guten Ueberblickes vorteilhaft Diagrammen entnommen, in denen die Aussenabmessungen von Personen- kraftwagen (wie sie z. B. im «Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch 1954» zusammengestellt erschienen sind) in gegenseitiger Abhängigkeit und unter Bezugnahme auch auf die beiden ge- nannten Wagen-Aufstellungssysteme dar- gestellt sind.

Die absoluten Werte ergeben sich dann mit der Festlegung des jeweils je Boxe sich bewegenden Gesamtgewichtes. Dieses besteht aus dem fahrfertigen Wagengewicht G_w , das z. B. einem Dia- gramm wie nach Bild 4 entnommen werden kann, und dem Eigengewicht G_B der Boxe selbst, das seinerseits wieder von der konstruktiven Gestaltung und noch von einigen anderen Faktoren abhängig ist.

Durch vereinfachende Massnahmen lässt sich aber eine allgemein gültige Be- rechnungsmethode aufstellen, wodurch schnell und mit ausreichender Genauig- keit der Einfluss der einzelnen Kon- struktions- und Betriebsgrößen bei den genannten Wagenaufstellungssystemen festgestellt werden kann. Unter Einbe- zugnahme der fallweise stets noch vor- liegenden Nebenbedingungen kann dann der günstigste AU-RO-Konstruktionstyp gewählt werden.

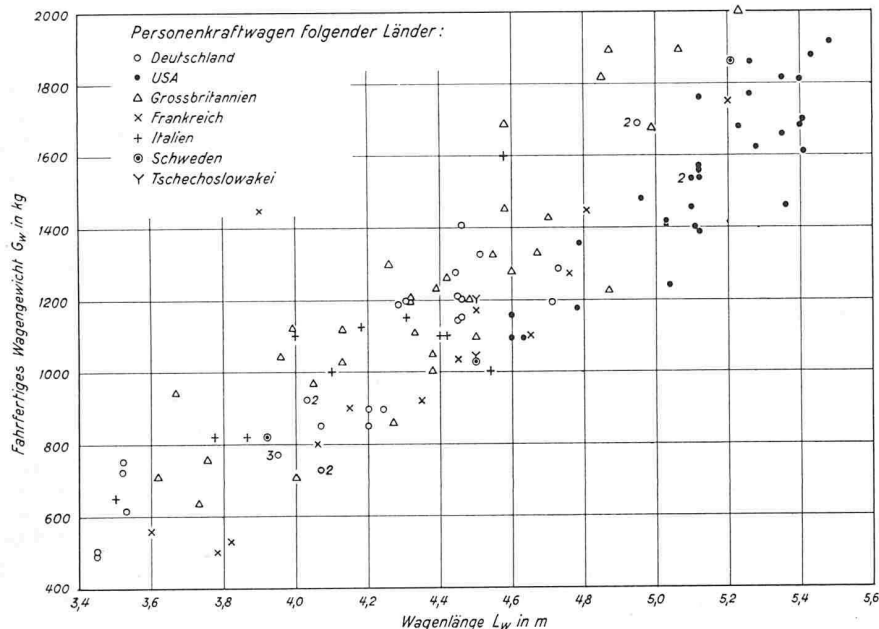


Bild 4. Fahrfertiges Wagengewicht G_w von Personenkraftwagen gemäss der Aufstellung im «Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch 1954»

Adresse des Verfassers: Dr. O. Keckstein, München-Obermenzing, Heerstrasse 24

Das abenteuerliche Leben eines alten G.E.P.-Kollegen

Fortsetzung von S. 582

Es war schon dunkel, bevor wir die Insel Kilwa erreichen konnten, und der aufkommende Sturm hätte uns gewiss auf die Felsen getrieben, wenn die Inselbewohner uns nicht durch zwei Feuer angedeutet hätten, wo wir sicher landen konnten. Ein leichtes Bastkähnenchen, das wir im Schlepp gehabt hatten, und worin all mein Reichtum — Trophäen und Geschenke, Felle und Elfenbein — verstaut war, wurde vom Sturm weg- geschlagen. Gleich am Morgen wurden Kanoes ausgeschiedt, um es zu suchen. Dies bot König Kalamo die schönste Ge- legenheit, meine Reise zu unterbrechen, indem er selber nach der Insel kam, leutselig und überschwänglich dankte für alles, was ich für sein Volk getan hatte, und mich einfach in seinem Kano mitnahm, um eine Kiboko-Jagd mit Harpunen anzu- sehen. Er war ein Spassvogel, voller Witze. Mit meinen Leuten war er gleich vertraut und redete in der lokalen Sprache, die ich nicht verstand — sie lachten alle aus vollem Halse... Nach der Jagd zauberte er ein Körbchen hervor mit einem dunkelbraunen Gebäck, das, von frischen Blättern umsäumt, sehr appetitlich aussah. Es schmeckte ausgezeichnet, und ich fragte, aus welchem Korn der leckere Kuchen gebacken sei.

Kalamo breitete die Arme aus, bewegte sie wiegend auf und ab wie ein Vogel seine Flügel, und kicherte «Von einem flie- genden Korn!» Mein dummes Gesicht amüsierte ihn köstlich. Dann aber machte er meinen Mutmassungen ein Ende mit der Erklärung, es sei Heuschrecken Kuchen! — Pfui Teufel!... Erstaunt über meinen Ekel und Widerwillen, beeilte sich der König hinzuzufügen, dass Zamiawaya fürsorglich alle Köpfe, Beine und Flügel beseitigt hatte — ein schaler Trost! Ihr süssklingender Name verfehlte jedoch nicht, eine lindernde Wirkung auszuüben. Hatte die schalkhafte Prinzessin vielleicht in ihren Kuchen vom fliegenden Korn einen Liebestrank gemischt? Nachher musste ich ein Flusspferd schiessen, und schliesslich war es zu spät, um nach der Insel zu- rückzukehren. «Das trifft sich gut», sagte Kalamo lachend. «Ich musste nämlich Zamiawaya versprechen, Bwana Simba auf alle Fälle mitzubringen, denn wir halten ihm einen fürst- lichen Empfang bereit.»

Ganz Kasuba (Bild 10) war am Ufer zusammengelaufen. Schon von weitem hörte ich die Leute lärmern und ein wirres Durcheinander von Trommeln und Trompeten, das immer lau-