Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 113/114 (1939)

Heft: 19

Artikel: Ein mechanischer Drehmomentenmesser

Autor: Kronacher, Gerhart

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-50601

Band 114 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 19

Ein mechanischer Drehmomentenmesser

Von Dipl. Ing. GERHART KRONACHER, G. E. P., in La Paz, Bolivien

Bei dem in Abb. 1 dargestellten Drehmomentenmesser wird das Drehmoment von Antrieb auf Abtrieb über einen Torsionsstab übertragen, dessen Torsionswinkel α vermittelst eines Differentialplanetengetriebes abgegriffen wird. Die Zahnräder 1 bis 8 sind so gewählt, dass der Ausschlag β des Armes C ausschliesslich eine Funktion des Winkels α und zwar diesem proportional ist. Es ist hierzu die folgende Bedingung für die Radien der Zahnräder nötig:

$$\frac{r_1\, r_3\, r_5\, r_7}{r_2\, r_4\, r_6\, r_8} = 1 \qquad (1)$$

Da das vom Torsionsstab übertragene Drehmoment M_T proportional zu α ist, $M_T = -k\alpha$, ist auch β proportional zu M_T.

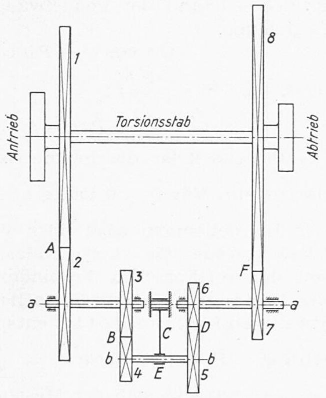

Abbildung 1

Damit nun der Ausschlag β ein hinreichend genaues Mass für das gesamte von Rad 1 auf Rad 8 übertragene Drehmoment wird, müssen die Reaktionen in den Berührungsstellen A und F genügend klein bleiben. An diesen beiden Stellen können Kräfte auftreten, 1. zufolge der auf Arm C wirkenden Schwerkraft und 2. zufolge der d'Alembert'schen Massenkräfte bei nichtstationärem Zustand.

Der Einfluss der Schwerkraft kann praktisch vermieden werden, indem man Arm C in der Ausgangslage vertikal stellt (β beträgt höchstens etwa $2 \div 3^0$). Vollkommen lässt sich der Einfluss der Schwerkraft umgehen, wenn man Arm C in Bezug auf die Axe a ausbalanciert.

Um das Verhalten des Getriebes in nichtstationärem Zustand zu überblicken, denke man sich Rad 8 ruhend, führe die d'Alembert'schen Massenkräfte ein und bestimme die Kräfte bzw. Kräftepaare mit dem Prinzip der virtuellen Arbeit. Man sieht dann, dass die Massen der Räder 1, 2, 3 bzw. 6, 7, 8 lediglich wie eine Vergrösserung der Trägheitsmomente der umlaufenden Teile der beiden gekuppelten Maschinen wirken. Bei etwas grösseren Maschinen ist dieser Einfluss jedoch ganz unwesentlich und sei daher in der Rechnung vernachlässigt. Durch die Trägheitskräfte des Armes C mit den Rädern 4 und 5 werden auf Rad 1 bzw. Rad 8 zwei dem Absolutwert nach gleiche Drehmomente ausgeübt; ihr gemeinsamer Betrag ist das durch das Getriebe übertragene Moment M_g. Misst man den Verdrehungswinkel α des Rades 1 und das darauf ausgeübte Drehmoment M_g im selben Sinne, so gilt:

$$M_g = -\left\{\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2 \Theta_a + \left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)^2 \Theta_b\right\} \frac{d^2\alpha}{dt^2} \quad . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Dabei bedeuten: γ den Verdrehungswinkel des Rades 4 bzw. 5, Θ_a das Trägheitsmoment des Verbandes C, 4, 5 bezüglich Axe a, Θ_b das Trägheitsmoment der Räder 4 und 5 bezüglich Axe b. Das gesamte von Torsionsstab und Getriebe gemeinsam übertragene Drehmoment M_{tot} ist:

$$M_{tot} = -k\alpha - \left\{\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2 \Theta_a + \left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)^2 \Theta_b\right\} \frac{d^2\alpha}{dt^2} \quad . \; . \quad (3)$$

Da lediglich der Term $k\alpha$ gemessen wird, muss man, um auch bei schnell schwankendem Drehmoment eine hinreichende Genauigkeit und geringe Beanspruchung der Zahnräder zu erhalten, den zweiten Ausdruck in Gl. 3 klein machen. Dies gelingt, indem man eine massenarme Konstruktion verwendet, für Punkt E nur eine kleine Verschiebung von $2 \div 3$ mm zulässt und diese möglichst trägheitsfrei mechanisch (Abb. 2a) oder optisch (Abb. 2b) vergrössert.

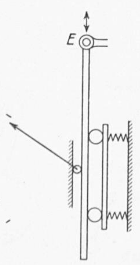

Abb. 2a

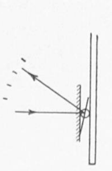

Abb. 2b

Ein weiterer Fehler entsteht noch durch Teilungsungenauigkeiten der Zahnräder. Es superponieren sich die Fehler, herrührend von den Berührungsstellen in A, B, D, F. Da diese Fehler voneinander unabhängig sind, ist hier der Begriff des «wahrscheinlichen Fehlers» massgebend.

Numerisches Beispiel. An folgendem praktischem Beispiel sei das Verhalten des Drehmomentenmessers genauer untersucht.

Annahmen:

Rad n	Zähnezahl z_n	Zahnräder	
		Radius r_n	Modul m_n
1	105	131,25	2,5
2	70	87,5	2,5
3	48	36	1,5
4	24	18	1,5
5	48	36	1,5
6	24	18	1,5
7	25	31,25	2,5
8	150	187,5	2,5

Torsionsstab: Länge $l = 25$ cm, Durchmesser $d = 3{,}5$ cm. Material: ungehärteter Federstahl, $G = 850\,000$ kg/cm², $\sigma_p = 6000$ kg/cm².

Bei einer mittleren maximalen Schubspannung τ von 1500 kg/cm² überträgt der Torsionsstab ein Drehmoment von

$$\underset{\text{mit}}{M_T} = 12\,900 \;\; [\text{cm kg}]$$

Diesem Drehmoment entspricht ein mittlerer Torsionswinkel von:

$$\alpha_{\text{mit}} = 0{,}0254 \;\; (\text{Bogenmass})$$

und der entsprechende Ausschlag von Arm C:

$$\beta_{\text{mit}} = 0{,}0508$$

Verschiebung von Punkt E: $\delta_E = 2{,}74$ mm

Fehler infolge Teilungs-Ungenauigkeiten der Zahnräder: Zwei ineinandergreifende Zahnräder mögen eine Teilungsungenauigkeit von $\delta = 0{,}003$ mm aufweisen.

Herrührend von Fehler in	Entsprechender Fehler in E
A	$\delta \dfrac{r_3\, r_5}{r_2\,(r_5 - r_4)} = 0{,}82\,\delta$
B	$\delta \dfrac{r_5}{r_5 - r_4} = 2{,}00\,\delta$
D	$\delta \dfrac{r_4}{r_5 - r_4} = 1{,}00\,\delta$
F	$\delta \dfrac{r_6\, r_4}{r_7\,(r_5 - r_4)} = 0{,}57\,\delta$
	total $4{,}39\,\delta$

Mit $\delta = 0{,}003$ mm ergibt sich ein maximaler Fehler von $f_{\max} = 0{,}0135$ mm, bzw. $f_{\max} = 0{,}49\,\%$ und ein «wahrscheinlicher Fehler» von $f_w = 0{,}00735$ mm, bzw.

$$f_w = 0{,}27\,\%$$

Der Fehler infolge der Trägheitskräfte: Rad 8 sei ruhend gedacht und α als periodische Funktion angenommen.

$$\alpha = \hat{\alpha} \sin \omega t$$

Der Torsionsstab überträgt das Moment $M_T = -k\alpha$

$$k = 510\,000 \;\; [\text{cm kg}]$$

$$M_T = -510\,000\,\hat{\alpha} \sin \omega t$$

Bei der Berechnung von Θ_a sei ein Gewicht von 0,5 kg und ein Trägheitsradius von 5,4 cm angenommen.

$$\Theta_a = 0{,}0149 \;\; [\text{kg cm sec}^2]$$

Bei der Berechnung von Θ_b sei ein Gewicht von 0,3 kg und ein Trägheitsradius von 3 cm angenommen.

$$\Theta_b = 0{,}0028 \;\; [\text{kg cm sec}^2]$$

Ferner ist: $\left(\dfrac{\beta}{\alpha}\right)^2 = 4$; $\left(\dfrac{\gamma}{\alpha}\right)^2 = 9$

Damit wird: $M_g = \omega^2\, 0{,}0845\, \hat{\alpha} \sin \omega t$

Lässt man hier einen Fehler von $10\,\%$ zu, was zulässig ist, da es sich bei hohen Frequenzen doch nur um sehr kleine Schwankungen des Drehmomentes um einen Mittelwert handelt, so muss gelten: $M_T > 10\,M_g$.

Daraus ergibt sich: $\omega < 776 \left[\frac{-1}{\sec}\right]$ bzw.
$f < 123$ [Hz]

Dies ist jedoch schon eine so hohe Frequenz, wie sie nur noch mit sehr kleinen Amplituden auftreten wird.

Aus diesem Rechenbeispiel lassen sich alle Vorteile dieses Drehmomentenmessers erkennen. Erstens ist die Verdrehung zwischen An- und Abtrieb klein, die Kupplung also relativ «starr»; zweitens lässt sich leicht eine hohe Genauigkeit erreichen, da sich ohne allzuhohe Kosten Zahnräder sehr genau schleifen lassen; drittens lassen sich auch rasch veränderliche Drehmomente, also Maschinen im Anlauf, bei plötzlicher Bremsung und bei Kurzschluss gut messen.

Die vollautomatische ASE-Neigungswaage

Von WALTER WIRTH, Dipl. Ing. E. T. H., Zürich

Die Neigungswaage, auch Pendelwaage genannt, gestattet rasches Wägen namentlich dort, wo das Gewicht eines gegebenen Gegenstandes oder einer vorgegebenen Menge bestimmt werden soll. Aber auch das Auswägen, das Aufteilen loser oder flüssiger Güter in Portionen bestimmten Gewichts geschieht mit der Neigungswaage rascher und sicherer, als mit der früher allgemein verwendeten Tafelwaage mit Gewichtsatz, weil ein Blick auf die Skala der automatischen Waage erkennen lässt, *wieviel* noch fehlt oder wegzunehmen ist. In einer nicht eichfähigen und darum im Handel nicht zugelassenen Form, als Briefwaage, ist die Neigungswaage sehr verbreitet und beliebt. Die bescheidenen Genauigkeitsanforderungen und die Entbehrlichkeit eines besonderen Gewichtsatzes bei günstigem Preis haben ihr zu dieser Verbreitung verholfen.

Im Handel wird zwischen Halb- und Vollautomaten unterschieden. Die halbautomatische Waage besitzt auf der Skala nur einen kleinen Messbereich, meist 1 kg, der nach Vorschrift in mindestens 100 Teile geteilt sein muss. Ihre Skala ist auf einem Bogensegment von 30 bis 60° Zentriwinkel aufgetragen. Sie besitzt meist zwei Schalen. Sollen Lasten von mehr als 1 kg gewogen werden, so werden auf der zweiten Schale die ganzen Kilo aus einem gewöhnlichen Gewichtsatz aufgelegt und der restliche Bruchteil des kg auf der Skala abgelesen. Bei andern Modellen ist die zweite Schale im Innern des Gehäuses untergebracht. Das Auflegen der Zusatzgewichte erfolgt mittels eines Schaltmechanismus, der durch Drehen eines Handgriffes zugleich mit einer Anzeigevorrichtung betätigt wird. Auf dem Zifferblatt der Waage kann dann das Gewicht mittels Grob- und Feinablesung bestimmt werden. Der Halbautomat erfreut sich im Kleinhandel grosser Beliebtheit, während er für Grosshandel, Transportanstalten und Versandgeschäfte ungeeignet ist. Die vielen Schaltoperationen sind einer fliessenden Abfertigung z. B. an einer Paketaufgabestelle der Post bei Stossbetrieb hinderlich. Hier ist die Verwendung des Vollautomaten angezeigt, da er im ganzen Messbereich das Gewicht nach einer Einspielzeit von nur 1 bis 2 sec anzeigt.

Das Hauptproblem der vollautomatischen Waage, den Weg der Zeigerspitze und damit die Skalenlänge sowie die Ablesegenauigkeit zu vergrössern, ist auf verschiedenen Wegen gelöst worden. In der Regel wird mit Hilfe von Kurvenscheiben und Stahlbändern ein gleichmässiger, d. h. der aufgelegten Last proportionaler Ausschlag erzielt. Die Vollautomaten arbeiten gewöhnlich mit einem vollen oder nahezu vollen Zeigerumgang. Bei der durch die Eichgesetze vorgeschriebenen Skalenlänge von 1 m (Schweiz) bis 1,67 m (Deutschland) ist demnach ein Skalendurchmesser von 32 ÷ 53 cm erforderlich, wenn man nicht zu einer scheinbaren Vergrösserung durch Linsen oder Zylindergläser Zuflucht nehmen will.

Die von dem schweizerischen Konstrukteur Armin Wirth erfundene, von August Sauter, Ebingen, hergestellte ASE-Neigungswaage ist auf einem von dem erwähnten vollständig verschiedenen Prinzip aufgebaut. Ihr Uebertragungsmechanismus besteht aus einem Hebelsystem, dessen Aufbau aus der geometrischen Deutung der Grundgleichung der Pendelwaage hervorgeht und das so genau arbeitet, dass eine Waage mit *fünf* Zeigerumgängen konstruiert werden konnte. Die Skalenlänge beträgt daher, trotz des kleinen Teilkreisdurchmessers von 240 mm, 3770 mm. Der kleine Kopf von nur 333 mm ∅ gibt namentlich den kleineren Modellen ein gefälliges Aussehen (Abb. 12, S. 222).

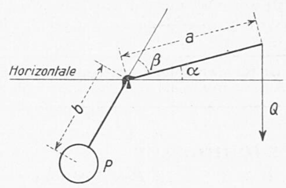

Abb. 1. Grundform der Pendelwaage

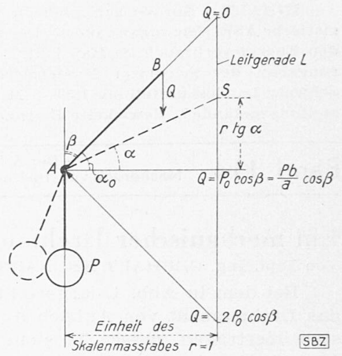

Abb. 2. Konstruieren der Skala

Das allgemeine Gesetz der Pendelwaage. Für den Gleichgewichtszustand der Pendelwaage gilt gemäss Abb. 1 folgende Beziehung:

$$Q\,a \cos\alpha - P\,b \cos(\alpha + \beta) = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

oder, mit $P_0 = \dfrac{P\,b}{a}$:

$$Q = P_0 \cos\beta - P_0 \sin\beta \operatorname{tg}\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1^*)$$

In Abb. 2 ist die geometrische Deutung dieser Gleichung dargestellt. Für $Q = 0$ ist $\operatorname{tg}\alpha = \cot\beta$, d. h. $\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta$. Legen wir im beliebigen Abstand r vom Drehpunkt A aus eine vertikale Gerade, die «Leitgerade», und bringen sie zum Schnitt mit der verlängerten Verbindungslinie des Drehpunkts A und des Lastangriffspunkts B, so liefert der Schnittpunkt S die der jeweiligen Last gemäss (1*) entsprechende Grösse $\operatorname{tg}\alpha$. Für $\alpha = 0$ wird $Q = P_0 \cos\beta$, für $\alpha = -\frac{\pi}{2} + \beta$ ist $Q = 2P_0 \cos\beta$. Theoretisch erstreckt sich der Messbereich bis ins Unendliche; praktisch ist dieses System nur für eine beschränkte Genauigkeit und geringe Belastungen verwendbar. Eine Masstabänderung ist denkbar durch Vergrösserung des Abstandes r, doch sind auch dieser Möglichkeit praktisch sehr enge Grenzen gezogen. Bei der Briefwaage ist diese gerade Skala auf einen Kreisbogen projiziert.

Die Aufgabe für den Waagenkonstrukteur besteht also darin, ein Getriebe zu konstruieren, das den genannten Schnittpunkt S mechanisch zu realisieren und seine Bewegung mittels Zahnstange und Ritzel auf einen Zeiger zu übertragen gestattet. Dabei ist folgendes zu beachten:

Eine Schiefstellung der Leitgeraden ist gleichbedeutend mit einer Aenderung des Winkels α um den gleichen Betrag, erzeugt also, namentlich bei grossem Winkel α, bedeutende Fehler. Die symmetrische Anordnung zweier Pendel, denen je die Hälfte der Last zugewiesen wird, ergibt entgegengesetzt gleich grosse Fehler, die sich praktisch gegenseitig aufheben, wenn das arithmetische Mittel beider Pendelausschläge für die Uebertragung auf den Zeiger verwendet wird. (Von einer analogen Methode machen auch sämtliche Konstrukteure anderer Fabrikate Gebrauch.) Einen ähnlichen Effekt hat übrigens die Kopplung beider Pendel derart, dass stets eine symmetrische Stellung der beiden Pendel erzwungen wird.

Beträgt die Schiefstellung bei hälftig verteilter Last δ_1 (Abbildung 3), so ergibt sich, da die Pendel ihre ursprüngliche Lage beibehalten, für das Mittel der Wert:

$$x = \frac{r \operatorname{tg}(\alpha + \delta_1) + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Dieser ist für die praktisch vorkommenden Winkel α von $r \operatorname{tg}\alpha$ nur sehr wenig verschieden.

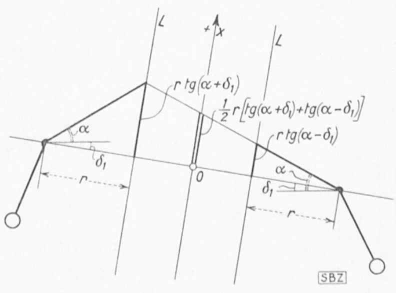

Abb. 3. Schiefe Stellung der Waage

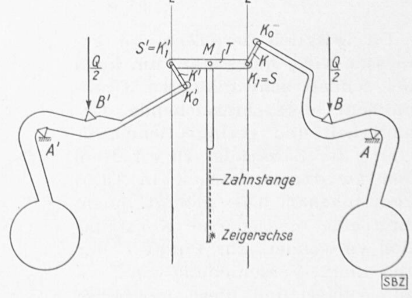

Abb. 4. Ausgleichsystem