

Probleme der Ziellinienstabilisierung durch ein astasiertes Pendel

Autor(en): **Krötzl, Johann**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Zeitschrift für Vermessung, Kulturtechnik und Photogrammetrie = Revue technique suisse des mensurations, du génie rural et de la photogrammétrie**

Band (Jahr): **61 (1963)**

Heft 2

PDF erstellt am: **11.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-218437>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Schweizerische Zeitschrift für Vermessung, Kulturtechnik und Photogrammetrie

Revue technique Suisse des Mensurations, du Génie rural et de Photogrammétrie

Herausgeber: Schweiz. Verein für Vermessungs-
wesen und Kulturtechnik; Schweiz. Kulturingenieurverein;
Schweiz. Gesellschaft für Photogrammetrie

Editeur: Société suisse des Mensurations et Améliorations
foncières; Société suisse des Ingénieurs du
Génie rural; Société suisse de Photogrammétrie

Nr. 2 · LXI. Jahrgang

Erscheint monatlich

15. Februar 1963

Probleme der Ziellinienstabilisierung durch ein astasiertes Pendel

Von Johann Krötzl, dipl. Ing., Heerbrugg

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit zeigt einige Probleme auf, die sich bei der Entwicklung eines Pendelkompensators für ein Nivellierinstrument ergaben. Nach einer allgemeinen Beschreibung der Funktion des Kompensators werden die einzelnen Untersuchungen und Versuche geschildert, um dem Praktiker einen Einblick in dessen Arbeitsweise zu geben.

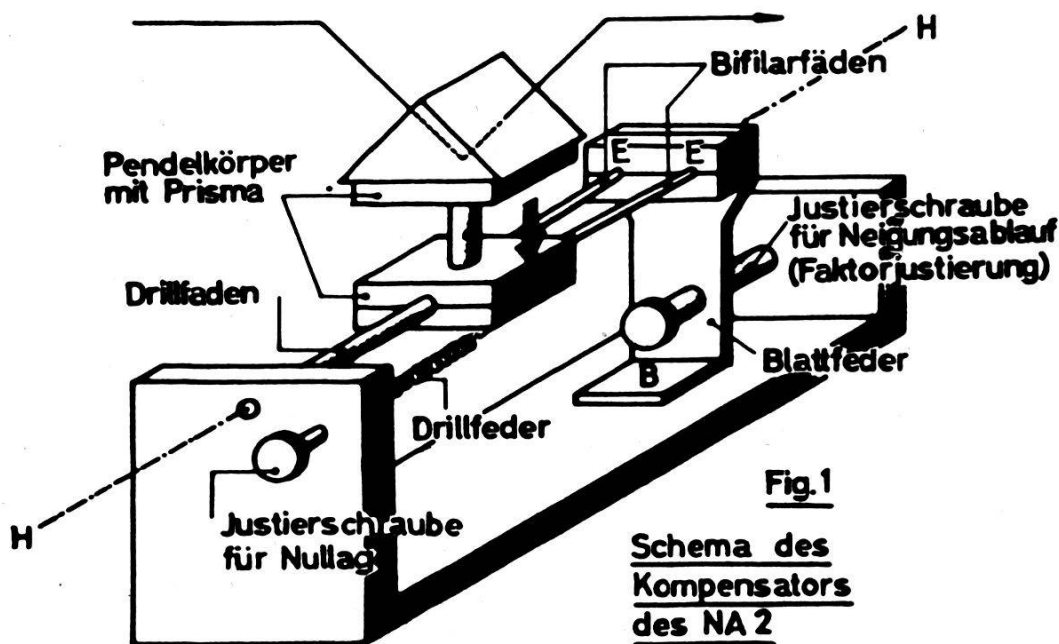
Die Auswahl des Kompensators

So wie beim Libellennivellier die Libelle, so ist beim Kompensatornivellier der Kompensator das eigentliche Horizontiermittel. Da der Kompensator im Gegensatz zur Libelle in den Strahlengang des Fernrohres eingebaut wird, bestimmt er den Aufbau des Instrumentes. Da ein Instrument stabil und robust sein soll, ist eine hohe Stoßsicherheit des Kompensators unerlässlich. Ein Flüssigkeitskompensator [1], wie er mit Erfolg beim Wild T1A verwendet wird, läßt sich nun nicht ohne Schwierigkeiten in einem Nivellierinstrument verwenden. Zu den Nachteilen, wie der raschen Abnahme der Bildgüte mit zunehmender Vergrößerung und der unabwendbaren Temperaturabhängigkeit, kommt noch der für ein Nivellierinstrument zu große Aufwand für die Strahlenumlenkung. Die wirtschaftliche Herstellung eines Nivelliers mit Flüssigkeitskompensation ist daher vorläufig nicht möglich. Zurzeit kommt nur eine Ausführung des Kompensators als Pendel in Betracht. Bei Pendelkompensatoren verdienen das Aufhängematerial und die Geometrie des Gelenkes wegen der Bruchsicherheit erhöhte Beachtung. Nach verschiedenen Versuchen entschied sich die Firma Wild für einen Kompensator nach Ellenberger. Die von Ellenberger patentierte Drehschwinglagerung [8] erlaubt es, einen weitgehend stoßunempfindlichen Kompensator zu bauen, der eine hohe

Einspielgenauigkeit aufweist, praktisch temperaturunempfindlich ist, leicht montiert und justiert werden kann.

Die Arbeitsweise des Kompensators

Figur 1 zeigt schematisch den Aufbau unseres Kompensators. Er besteht im wesentlichen aus dem Pendelkörper, der auf der einen Seite an einem Drillfaden und auf der anderen Seite an Bifilarfäden befestigt ist. Die Einspannstellen *EE* der Bifilarfäden liegen auf einer Blattfeder, die bei *B* gerätefest eingespannt ist. Mit der Blattfeder regelt man die Spannung der drei Fäden. Greift nun am Pendelkörper eine einseitige vertikale Kraft (Schwerkraft) an, so kippt dieser um die Achse *HH*. Die Bifilar-



fäden werden aus ihrer ursprünglich ebenen Ausgangslage zueinander windschief. Dadurch verringert sich der Abstand zwischen den Einspannstellen am Pendel und an der Blattfeder. Die beiden äußeren Einspannstellen *EE* versetzen sich infolge Nachgebens der Blattfeder gleichmäßig in Richtung zum Pendelkörper. Diese Versetzung wird entsprechend der Größe der Kippung verschieden groß sein.

Der Kippung des Pendelkörpers (dem Pendeldrehmoment) wirken nun entgegen:

- a) das Gegendrehmoment der verwundenen Bifilarfäden,
- b) das Torsionsmoment des Drillfadens.

Das Torsionsmoment des Drillfadens ist dem Kippwinkel des Pendelkörpers linear proportional. Das Gegendrehmoment der Bifilarfäden dagegen ist dem Kippwinkel sinusoidal proportional. Es kann aber wegen der Kleinheit der hier in Betracht kommenden Kippung ebenfalls als linear angenommen werden. Ändert man nun die Spannung der Fäden,

so ändert sich das Torsionsmoment des Drillfadens nur wenig, während das Bifilarmoment sehr empfindlich auf diese Änderungen reagiert. Diese Eigenschaft wird bei dem Kompensator für eine Feinabstimmung des Pendelausschlages ausgenutzt. Der Kompensator befindet sich so im Raum zwischen der Fokussierlinse und der Strichplatte, daß seine horizontale Achse HH in einer zur optischen Achse senkrechten Ebene liegt. Daraus erkennt man die Funktion des Kompensators:

1. Er hat bei einer bestimmten Neigung des Kompensatorgehäuses beziehungsweise des Fernrohres eine solche Lage zur optischen Achse des Fernrohres einzunehmen, daß das Bild des Objektes an einer vorher festgelegten Stelle der Strichkreuzebene entsteht.
2. Er hat bei einer Änderung der Fernrohrneigung einen ganz bestimmten, dieser Neigungsänderung entsprechenden Pendelausschlag aufzuweisen, so daß das Bild des Objektes seine relative Lage zum Strichkreuz beibehält.

Man sagt auch, das selbsthORIZONTIERENDE NIVELLIERINSTRUMENT hat zwei Kenngrößen:

1. die Nullage des Pendels, welche der horizontalen Ziellinie des Fernrohres entspricht;
2. den Faktor, das ist der Pendelausschlag als Funktion der Neigungsänderung des Fernrohres.

Die Grundlagen der im Kompensator des NA 2 angewandten Torsion eines runden Stabes findet man schon bei Hooke, Saint-Venant und die der Bifilareinspannung bei Snow Harris, Gauß und Maxwell. Eine bekannte bifilare Aufhängung ist die Kinderschaukel.

Das astasierte Pendel [15, p. 73]

Denken wir uns diese Einspannung des Meßorgans so angeordnet, daß der Pendelschwerpunkt S *unterhalb* der Pendeldrehachse H liegt (Fig. 2).

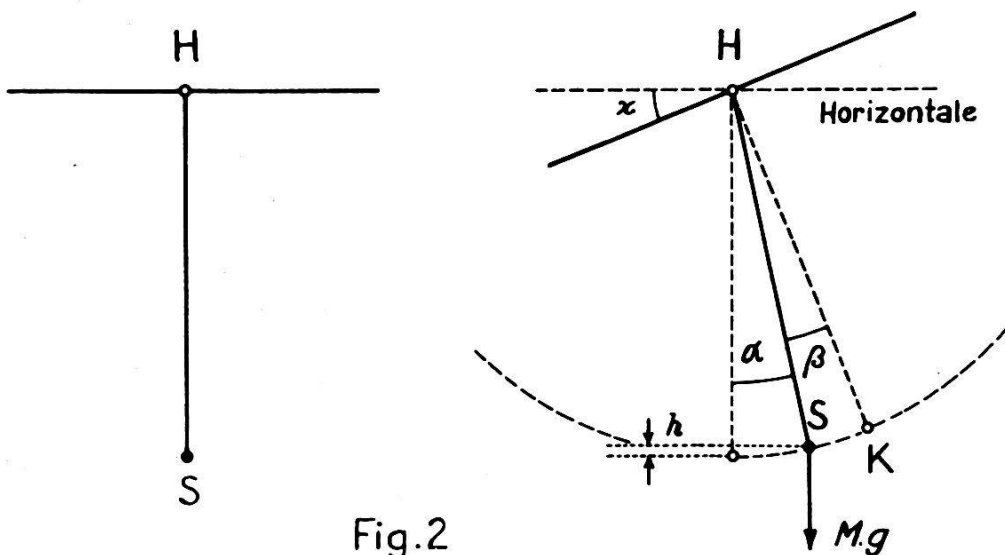


Fig. 2

Nach einer Kippung um den Winkel κ versucht der Schwerpunkt infolge der Schwerkraft, wieder unter die Drehachse H zu gelangen, und wird dabei von den Gegendrehmomenten der Bifilarfäden und des Drillfadens behindert. Der verbliebene Auslenkungswinkel des Pendels α ist also wegen dieses Effektes, der mit der Lagerreibung vergleichbar ist, stets kleiner als der Kippwinkel κ , nämlich $\alpha = \kappa - \beta$. Das im Schwerpunkt vereinigt gedachte Gewicht des Pendels mal dem Vertikalabstand h von der tiefsten Lage ist ein Maß für das Gegendrehmoment der drei Fäden.

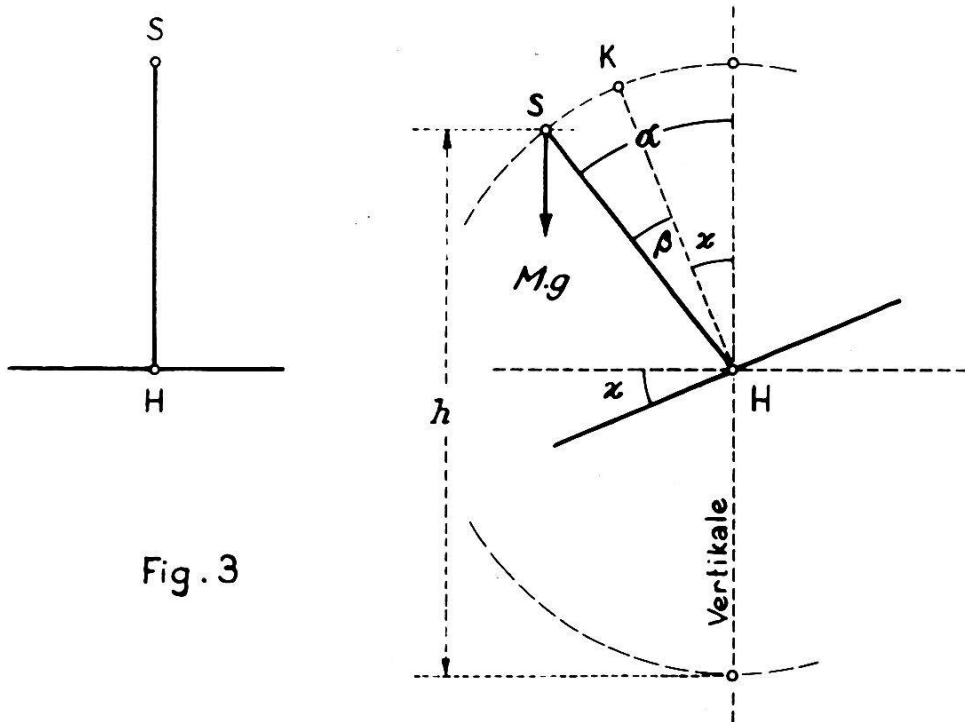


Fig. 3

Liegt der Schwerpunkt S oberhalb der Achse H (Fig. 3), so wäre bei einem Fehlen der Gegendrehmomente die Lage unbeständig, und das Pendel würde nach unten wegkippen. Da nun aber die Gegendrehmomente das Pendel in einer Lage halten, die nahezu astatisch ist, spricht man von einem astasierten Pendel. Der totale Auslenkungswinkel des Pendels aus der Lage, die es vor der Kippung eingenommen hatte, ist hier größer als der Kippwinkel κ , nämlich $\alpha = \kappa + \beta$. Je nach Größe des Gegendrehmomentes der Fäden wird die Pendellage S mehr oder weniger von der Kippstellung K abweichen. Das Produkt $M \cdot g \cdot h$ ist die durch die Gegendrehmomente aufgehobene potentielle Energie des Pendelkörpers.

Der Ellenberger-Kompensator besitzt ein solches aufrechtstehendes, astasiertes Pendel. Es gleicht etwa dem Isingschen Quarzfadenpendel [13, 27]. Während aber beim Isingschen Pendel und auch dem ihm verwandten Nørgaard-Gravimeter der Unterschied zwischen Pendelmoment und Gegendrehmoment des Fadens möglichst gering gehalten wird, um eine für Gravimeter erwünschte hohe Empfindlichkeit zu erreichen, ist dieser Unterschied bei unserem Kompensator wesentlich größer. Hier

wird eine verhältnismäßig geringe Empfindlichkeit (Faktor $n = 3:1$) verlangt, die jedoch unter allen Umständen, die bei Feldmessungen auftreten, konstant bleiben soll. Nicht zu vermeiden ist jedoch der geringe Einfluß der Unterschiede der Schwerkraft in verschiedenen geographischen Breiten, dessen Beseitigung weiter unten behandelt wird.

Die Gleichgewichtslage des astasierten Pendels wird durch den Abgleich der drei Momente bestimmt, wobei die Neigung des Kompensatorgehäuses κ und die zusätzliche Auslenkung des Pendelkörpers β die einzigen Variablen sein sollen. Es ergibt sich dann folgender Formelaufbau für die drei Momente:

a) das Pendeldrehmoment $M_P = M \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha \approx k_1 \cdot \alpha$

b) das Torsionsmoment des Drillfadens

$$M_D = \frac{A^2 \cdot G}{2 \kappa L} \cdot \beta + \frac{A^3 \cdot E}{24 \cdot \pi^2 \cdot L^3} \cdot \beta^3 + \frac{P \cdot A}{12 \cdot L} \approx k_2 \cdot \beta$$

c) das Gegendrehmoment der Bifilaraufhängung

$$M_B = \left(P \cdot \frac{e_1 \cdot e_2}{4(h - \vartheta)} + \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot \rho^4}{5 \cdot h} \right) \sin \beta \approx P \cdot k_3 \cdot \beta + k_4 \cdot \beta$$

Die Gegendrehmomente M_D und M_B werden mehr oder weniger durch die Federkraft der Blattfeder beeinflusst. Aus der Momentsumme ergibt sich die Gleichgewichtsbedingung $M_P + M_D + M_B = 0$.

Die in den Formeln verwendeten Zeichen bedeuten:

G	=	Gleitmodul
A	=	Querschnittsfläche des Drillfadens
P	=	Federkraft der Blattfeder
E	=	Elastizitätsmodul
ρ	=	Fadenhalbmesser
l	=	Länge des Pendelarmes
L	=	Länge des Drillfadens
h	=	Einspannlänge der Bifilarfäden
$M \cdot g$	=	Gewicht des Pendels
e_1, e_2	=	Abstände der Einspannstellen der Bifilarfäden
δ	=	Verkürzung der Einspannlänge

Die optische Kompensation der Instrumentenneigung [4, 18]

Beim Libellennivellier wird die optische Achse horizontal gestellt, beim selbsthorizontierenden Nivellierinstrument nicht. Bei diesem lenkt der Kompensator das bildseitige Strahlenbündel so um, daß die wegen des Restfehlers der Instrumentenhorizontierung entstandene Bildhöhe $y = \kappa \cdot f$ der Horizontalen verschwindet. Für die unendliche Objektentfernung läßt sich die Sollage des Kompensators in einem astronomischen

Fernrohr leicht bestimmen. (Bei den folgenden Betrachtungen handelt es sich stets um achснаhe Strahlen beziehungsweise Bildhöhen $y < 1 \text{ mm.}$)

Ist n der Faktor des Kompensators, so gilt für die Brechkraft des Objektivs $(n - 1) \cdot \kappa = \frac{y}{f}$, und weiter $y = f \cdot \kappa \cdot (n - 1) = x \cdot n \cdot \kappa$, $x = f \cdot \frac{(n - 1)}{n}$. Das ist die strenge Bedingungsgleichung für den Abstand des Kompensators vom Objektiv. Sie gilt nur für ein im Unendlichen liegendes Objekt. Bei Einstellung auf endliche Ziele muß man sich entscheiden, ob man den Kompensator mit dem Objektiv oder mit der verschiebbaren Strichplatte fest verbinden will.

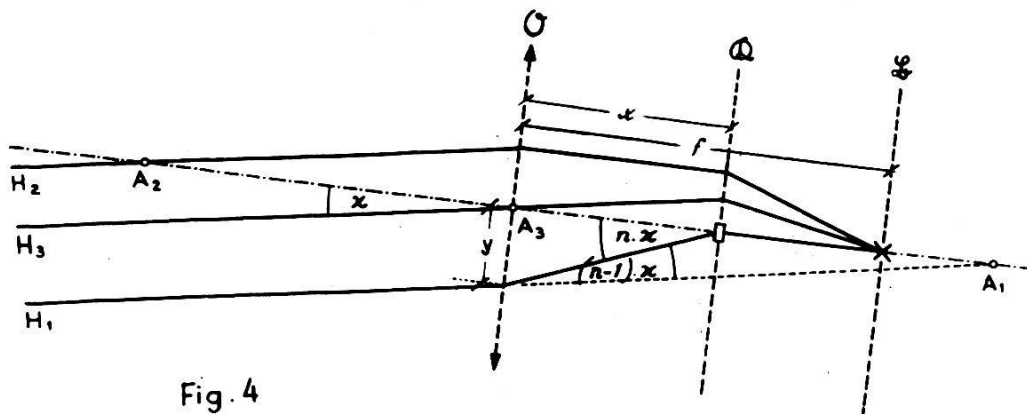


Fig. 4

a) Verbindet man den Kompensator fest mit dem Objektiv, so bleiben beim Fokussieren nur diejenigen Punkte unverändert in ihrer Lage zum Strichkreuz, deren Bildstrahl zwischen K und B in der optischen Achse liegt. Verlängert man die dazugehörige, im Objektraum liegende Horizontale H_1 bis zur optischen Achse, so erhält man A_1 , einen Kippungspunkt des selbsthorizontierenden Nivellierinstrumentes. Bei einer Kippung des Fernrohres um diesen Punkt A_1 bleibt die Höhe der Ziellinie H_1 erhalten.

b) Verbindet man den Kompensator fest mit der Bildebene, so bleiben beim Fokussieren nur diejenigen Bildpunkte zum Strichkreuz unverändert, deren Bildstrahl zwischen O und K parallel zur optischen Achse liegt. Die dazugehörige objektseitige Horizontale H_2 schneidet die optische Achse in A_2 , dem vorderen Brennpunkt des Objektivs. A_2 , der aus der Theorie der Fernrohre bekannte anallaktische Punkt, ist in diesem Fall ein Kippungspunkt des selbsthorizontierenden Fernrohres, denn die Lage irgendeines Bildpunktes ist invariant gegen eine Kippung des Fernrohres um diesen Punkt A_2 .

c) Denken wir uns nun den Kompensator derart mit dem Fernrohr verbunden, daß das Verhältnis der Abstände $\overline{OK} : \overline{KB}$ beim Fokussieren erhalten bleibt. In diesem Falle werden die Punkte der Horizontalen H_3 stets im Strichkreuz abgebildet, und die Objektivmitte A_3 erweist sich so als ein Kippungspunkt des Fernrohres.

Aus dem obigen folgt, daß die Vertikalachse möglichst nahe beim Kippungspunkt liegen soll, damit das Nivellierinstrument von der geradezu erwünschten geringen Horizontiergenauigkeit unabhängig wird. Liegt nämlich der Kippungspunkt außerhalb der Drehachse, so kann eine Höhendifferenz zwischen den Lagen dieses Punktes bei verschiedenen Fernrohrstellungen auftreten.

Ferner kann eine vor dem Objektiv befestigte Planplatte eine Versetzung des horizontalen Objektstrahles ergeben. Diese Versetzung ist allerdings für die in Betracht kommenden Fernrohrneigungen klein.

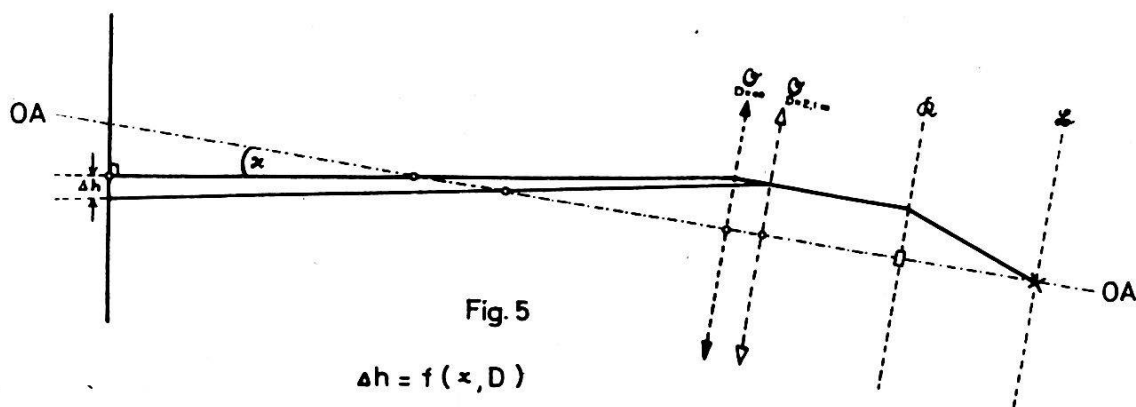
Man erkennt weiter, daß die Höhenlage des Zielstrahles sich ändert, wenn man mit den Fußschrauben die Dosenlibelle nachhorizontiert.

Bisher gelangten fünf Typen von Kompensatornivellierinstrumenten zur Ausführung.

1. Der Kompensator steht zwischen der Strichplatte und Objektivlinsen

Fennel Autac und Autan, MOM Ni-B3, JENA Koni 007 und 025, Watts Autaset, Ertel BNA und INA, Zeiss Ni2, Wild NA2 [5, 11, 16]

Figur 5 zeigt den Strahlengang eines Fernrohres mit Innenfokussierung, bei dem der Kompensator und die Strichplatte fest mit dem Instru-



ment verbunden sind. Das Objektivlinsensystem ist durch das Äquivalentobjektiv vereinfacht dargestellt. Fokussiert man nun, so ändert sich die Äquivalentbrennweite und mit ihr die Lage des Kippungspunktes. Daraus folgt ein Faktor – und ein Nullagefehler der Ziellinie. Durch eine günstige Berechnung der Fernrohroptik kann dieser an sich kleine Fehler Δh fast zum Verschwinden gebracht werden. Der Aufbau des Fernrohres gleicht bei diesem Typ noch am meisten den üblichen Libellennivellierinstrumenten. Die Zentrierung des optischen Systems macht kaum Schwierigkeiten.

2. Der Kompensator steht hinter dem festen und vor dem verschiebbaren Objektivteil (Fig. 6)

Kern GK 1–A, Askania Na, Breithaupt Autom, SLOM SNA2 [28]

Die Fokussierung erfolgt mit der hinter dem Kompensator liegenden Schiebeline und entspricht somit dem vorher unter *a* besprochenen Bei-

spiel der allein verschiebbaren Strichplatte. Fokussiert man, so bleibt nur diejenige dingsseitige Horizontale in ihrer Höhenlage unverändert, deren Bildpunkte in der optischen Achse liegen. Der Schnitt dieser Horizontalen mit der optischen Achse gibt die Lage des Kippungspunktes des automatischen Nivelliers an. In diesem Fall stimmt der anallaktische Punkt des Fernrohres nicht mit dem Kippungspunkt überein:

$$\frac{y}{f} = (n - 1) \cdot x = \frac{ax}{f_1} \cdot a = (n - 1) \cdot f_1$$

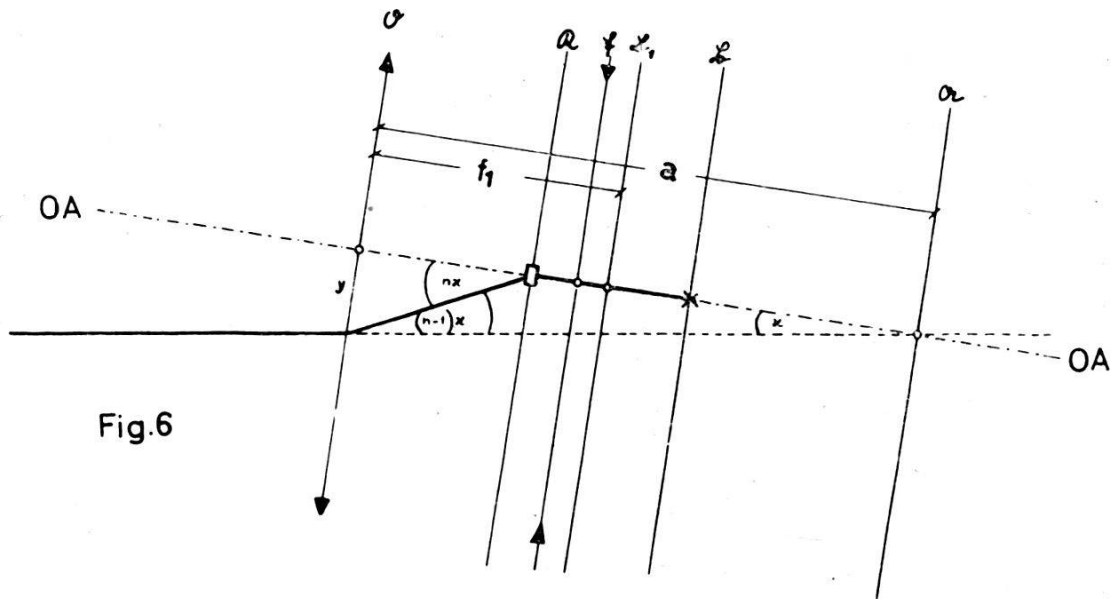


Fig. 6

Ist der Faktor $n = 2$, so ist der bildseitige Brennpunkt des feststehenden Objektivteiles der Kippungspunkt. Will man einen gestreckten Fernrohrbau wie beim Libellennivellier beibehalten, so soll n klein sein. Bei den oben angeführten Instrumenten ist der Strahlengang mehrfach geknickt.

3. Der Kompensator selbst als Fokussiermittel (Fig. 7)

Wild 1908, Sökkisha, Miller Ni V und Ni VI

Setzt man einen konstanten Faktor n voraus, so kommt nur ein Faktor $n = 2$ in Betracht. Bei dieser Anordnung ist die Horizontale durch den Objektivmittelpunkt invariant gegen die Fokussierbewegung. Diese Anordnung ist optisch einfach und frei von Faktor- und Ziellinienfehler, jedoch mechanisch schwierig herzustellen.

4. Die Strichplatte oder das Objektiv ist Kompensator [10]

Ist die Strichplatte als Kompensator ausgebildet, so ist die Objektivmitte der Kippungspunkt des automatischen Nivelliers (Salmoiraghi 5190). – Ist das Objektiv als Kompensator ausgebildet, so ist das Strich-

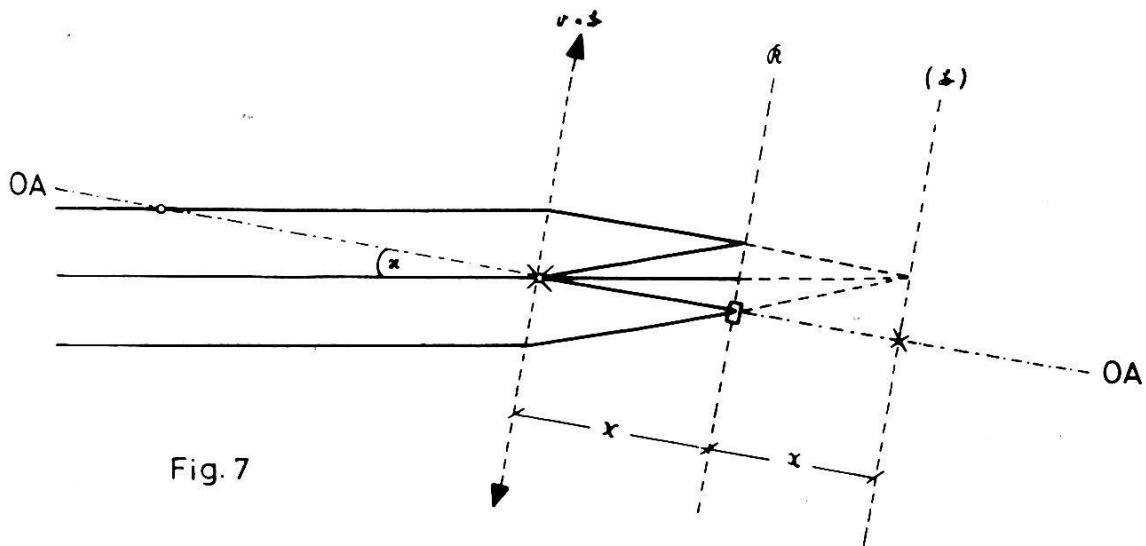


Fig. 7

kreuz der Kippungspunkt des Nivelliers (Salmoiraghi 5172). – Ist nur ein Teil des Objektivs als Kompensator ausgebildet, so treten schon nach geringer Neigung Abbildungsfehler auf. Deshalb hat das Nivellier NSM-2 einen Einspielbereich von nur $\pm 2'$.

5. Der Kompensator befindet sich vor dem Objektiv

Vorsatzkompensatoren von Askania und Feinmeß-Dresden. Flüssigkeitsnivelliere. Der Faktor des Kompensators beträgt $n = 1$.

Der Kompensator knickt die optische Achse so, daß sie im Objekt-raum horizontal liegt. Der Kippungspunkt des Fernrohres liegt im Knickpunkt der optischen Achse oder, was dasselbe ist, im Drehzentrum des Kompensators.

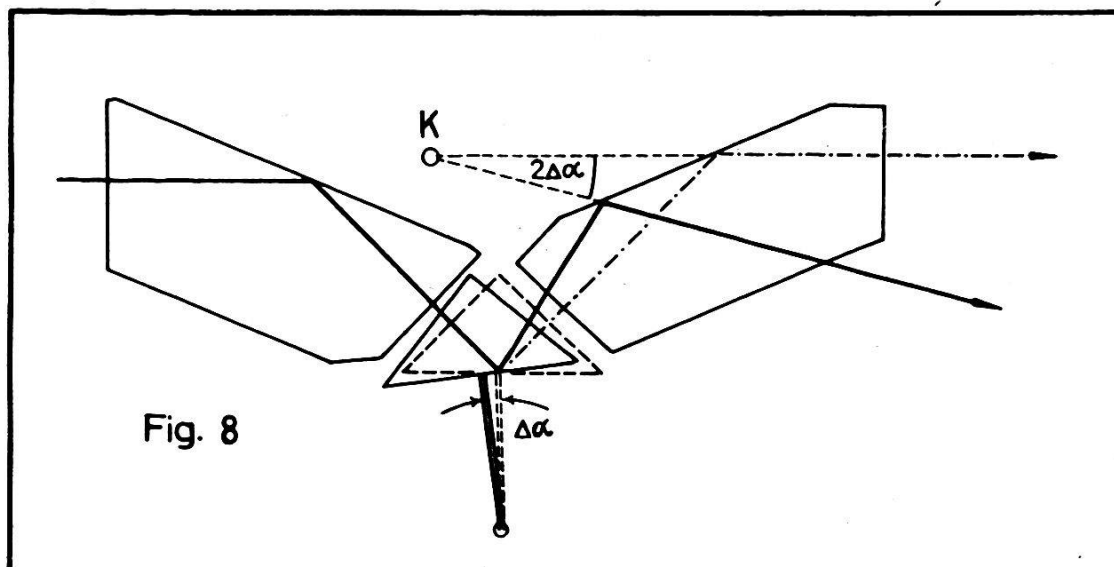
Es ergeben sich nun folgende Schlüsse für die Konstruktion eines Kompensators: Je näher ein Kompensator beim Objektiv liegt, um so höhere Ansprüche werden an die optische Güte der Glasteile gestellt. Je näher ein Kompensator beim Objektiv liegt, um so mehr beeinflusst er wegen seiner Größe die Form des Instrumentes. Die Forderung nach einem Zusammenfallen von Kippungspunkt und anallaktischen Punkt mit der Vertikalachse des Instrumentes kann man oft durch Senkrechtmitteln der Objektivachse erfüllen.

Das Drehzentrum des aus dem Kompensator austretenden Hauptstrahles [17]

Das Drehzentrum K eines Kompensators liegt nicht etwa in der Mitte des Kompensators, sondern ist für jede Kompensatorart einzeln zu ermitteln. Es ist abhängig

1. von der Lage der mit dem Instrument fest verbundenen Reflexionsflächen;
2. von der Lage der Spiegelfläche des Pendels;
3. von der Lage des effektiven Pendeldrehpunktes.

Figur 8 zeigt das Drehzentrum des Hauptstrahles sowie des mit ihm verbundenen Strahlenbündels beim Kompensator des NA 2. Die in Wirklichkeit nur sehr kleinen Brechungswinkel an den Mediengrenzen sind in der Zeichnung nicht dargestellt.



Der Aufbau des Kompensators des NA 2

Konstruktiv besteht der Kompensator aus einem gerätefesten Rahmen aus Messing, der Blattfeder, den Drähten und dem Pendelkörper. Durch die Auswahl der Materialien wurde eine optimale Temperaturkompensation erreicht. Sowohl die Blattfeder als auch die Drähte werden aus Ni-Fe-Legierungen hergestellt, deren Temperaturkoeffizient des Elastizitätsmoduls genügend genau null gemacht werden kann; das heißt, die elastischen Eigenschaften bleiben trotz Temperaturänderungen unverändert. Solche Legierungen sind schon seit etwa 30 Jahren in der Uhrenindustrie bekannt. Der Drillfadendurchmesser ist 0,25 mm und der Durchmesser der Bifilarfäden 0,16 mm. Die Drähte werden mit 2–3 kp/mm² auf Zug und mit 0,1–0,3 kp/mm² auf Torsion beansprucht. Die Biegebeanspruchung der Blattfeder beträgt an der oberen Einspannstelle 19 kp/mm². Zur zusätzlichen Erhöhung der Bruchsicherheit sind die Bifilarfäden gekröpft.

Zur ersten angenäherten Abstimmung der Nullage wird die Einspannstelle des Drillfadens koaxial gedreht. Dieser Vorgang entspricht dem Einstellen einer Vorspannung beim Gravimeter. Dann wird der Neigungsablauf durch eine Gewichtsänderung am Pendelkörper grob abgestimmt. Die Feineinstellung der Nullage erfolgt durch Torsion der in Figur 1 gezeigten, langen dünnen Schraubenfeder. Dadurch entsteht ein zusätzliches, jedoch von der Kippung des Kompensators unabhängiges Drehmoment.

Die Feinabstimmung des Neigungsablaufes erfolgt mit der oberen, am Instrument jedoch verdeckten Justierschraube. Das NA 2 ist das

erste Instrument mit dieser Art der Abstimmung. Sie erlaubt, den Neigungsablauf wegen der veränderlichen Schwere dem jeweiligen Landeswert anzupassen.

Das Pendel des Kompensators hat drei Schwingungsrichtungen. Die Längsschwingung längs der optischen Achse hat ihre Ruhelage in der Meßstellung des Pendels, die durch die Summe der Drehmomente für eine bestimmte Neigung gegeben ist. Die Quer- und die Vertikalschwingung werden durch die Spannung der Fäden gedämpft. Diese Bewegungsdämpfungen werden durch eine kräftige Wirbelstrombremse unterstützt, die aus den am Gehäuse befestigten Dauermagnetpaaren und den mit dem Kompensator verbundenen Dämpfungsfahnen besteht. Die Bewegungen des Meßorgans sind durch Anschlagsbegrenzungen auf einen Neigungsbereich von 20' eingeschränkt.

Der Ziellinienfehler eines automatischen Nivelliers

Keine Messung ist fehlerfrei. Es ist daher notwendig, die Fehler zu kennen, aus deren Kenntnis sich erst das echte Vertrauen zu einem Instrument ableitet. Während die vom Instrument kommenden unregelmäßigen Fehler keine Veränderung erfahren haben, sind die regelmäßigen Fehler des Kompensatornivelliers wesentlich andere als die des Libellennivelliers.

Es lassen sich grundsätzlich zweierlei Fehler feststellen:

1. Der Faktorfehler = Ziellinienänderung infolge einer Kippung des Instrumentes.
2. Der Nullagefehler = Ziellinienänderung, unabhängig von der Instrumentenneigung.

Bei einer genaueren Prüfung findet man eine Reihe von Fehlerursachen, die meistens eng miteinander verbunden sind:

- Deformation des Instrumentes
- Veränderungen der Kompensatorelemente
- Strukturänderungen der verwendeten Werkstoffe
- Restfehler der Justierung des Instrumentes

Sucht man die Fehlerursachen zu ergründen, so findet man verschiedene Einflüsse:

1. Unvermeidliche, in der Arbeitsweise des Instrumentes begründete Fehler.
2. Eigenschaften des ausgewählten Materials.
3. Änderungen dieser Eigenschaften wegen Temperatur- und Klimaeinflüsse, mechanischer Beanspruchungen, wie Erschütterungen und Abnutzung, sowie wegen der Wirkung von Kraftfeldern wie die der Schwere und des Magnetismus.

Nivellementsfehler, deren Ursachen nicht im Instrument selbst zu suchen sind, wie zum Beispiel die persönlichen Fehler des Beobachters,

die Nivellementsmethode selbst, die vertikale Bodenbewegung und der Lattenteilungsfehler, werden hier nicht behandelt.

Die Ziellinienfehler beim NA 2

Der Ausschlag des Kompensatorpendels bei einer bestimmten Neigung ist durch das Gleichgewicht der Momente des Drillfadens M_D , der Bifilarfäden M_B und des Gegendrehmomentes des Pendels M_P gegeben.

Die variablen Größen dieser Momente werden nun angegeben und deren Fehlereinfluß ermittelt.

Die Fehler des Drillfadenmomentes [3, 12, 37]

Der Drillfaden leistet die Hauptarbeit bei der Neigungskompensation; er liefert jederzeit mit höchster Präzision das sogenannte Drillfaden- (Torsionsfaden-) Moment M_D . Für den *kreiszyllindrischen* tordierten Drillfaden gelten nach der Elastizitätslehre folgende vereinfachende Annahmen und Voraussetzungen:

- Die Querschnitte bleiben eben und senkrecht auf die Achse.
- Die Radien der Querschnitte bleiben geradlinig.
- Der Faden besteht aus einem homogenen Material (gleichmäßige Eigenschaften bis ins unendlich Kleine).

Es sei ferner:

$$G = \text{Torsionsmodul} \approx \frac{2}{5} E$$

$$E = \text{Elastizitätsmodul (Maß für die elastische Verformung)}$$

$$\gamma_a = \text{Gestaltänderung im Abstand } a \text{ von der Achse}$$

$$\tau_s = \text{Schubspannung}$$

$$\beta = \text{Drillwinkel zwischen den Enden des Drillfadens}$$

$$I_p = \text{polares Trägheitsmoment des Querschnittes} = \frac{r^4 \pi}{2}$$

$$A = \text{Fläche des Querschnittes des Drillfadens} = r^2 \pi$$

Betrachten wir nun das in einer beliebigen Querschnittsebene auftretende *reine Drillmoment*: Nach dem Hookeschen Gesetz ist die Schubspannung τ_s an einem Punkt des Drillfadens proportional der erfolgten Verformung.

$$\tau_s = G \cdot \gamma_a = G \cdot a \cdot \frac{d\beta}{dx} \quad (\text{Fig. 9})$$

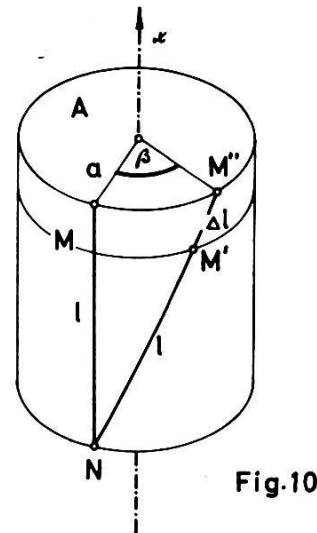
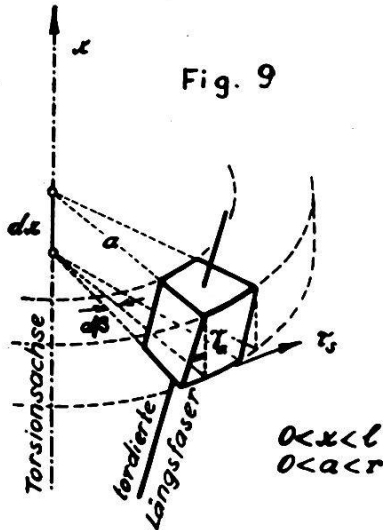
Die Summe der im Kreisring von der Dicke (da) liegenden Schubspannungen ergibt die am Kreisring wirkende Kraft:

$$dK = 2 \cdot G \cdot a^2 \cdot \pi \cdot \frac{d\beta}{dx}$$

Das Moment dieser Kraft ist $dM_{D0} = a \cdot dK$. Unter der Annahme, daß die Verformung bei den vorkommenden kleinen Verdrillungen im ganzen

Drillfaden konstant ist $\left(\frac{d\beta}{dx} = \frac{\beta}{l}\right)$, erhält man für dessen Gesamtmoment $M_{D_0} =$

$$= \int_0^{a=r} a \cdot dK = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot \frac{\beta}{l} \int_0^{a=r} a^3 \cdot da = \frac{G \cdot \beta}{l} \cdot I_p = 0,2 \frac{A^2 \cdot \beta \cdot E}{\pi \cdot l}.$$



Neben diesem, aus den tangentialen Spannungen entstehenden Torsionsmoment werden in der Elastizitätstheorie gewöhnlich noch zwei zusätzliche Momente beachtet:

1. Das Moment M_{D_1} infolge von Längsspannungen in den einzelnen Fasern des tordierten Gliedes [12, p. 8; 40, p. 61].

Die spannungsfreie, im Abstand a von der Drillachse befindliche Längsfaser MN hat nach einer Verdrehung in die Lage $M''N$ die Zugspannung

$$\sigma' = E \cdot \frac{\Delta l}{l} = E \cdot (1 - \cos \gamma_a) = E \cdot \left(1 - \cos \frac{a \cdot \beta}{l}\right) \approx \frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{a^2 \cdot \beta^2}{l^2}$$

angenommen (Fig. 10). Die gesamte, im Querschnitt A wirkende Längskraft Z' ist die Summe der Spannungen σ' .

$$Z' = \iint_{(A)} \frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{\beta^2 \cdot a^2}{l^2} dA = \frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{\beta^2}{l^2} \cdot J_p$$

Bei einem nur durch die reine Torsion beanspruchten Stab soll aber keine axiale Längskraft übrigbleiben. Man bringt diese nun zum Verschwinden, indem man eine gleichmäßig verteilte Druckspannung σ'' hinzufügt.

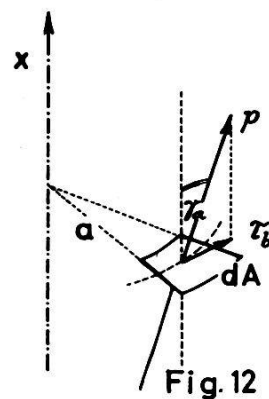
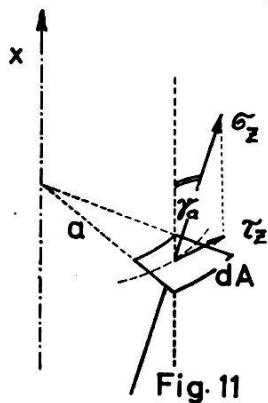
$$\begin{aligned} \sigma'' \iint dA &= -Z' \\ \sigma'' \cdot A &= -Z' \\ \sigma'' &= -\frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{\beta^2}{l^2} \cdot \frac{J_p}{A} \end{aligned}$$

Die Gesamtspannung einer Längsfaser, die den Querschnitt A durchtritt, ergibt sich nun:

$$\sigma_Z = \sigma' + \sigma'' = \frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{\beta^2}{l^2} \left(a^2 - \frac{J_p}{A} \right)$$

Die Längsfaser des tordierten Drillfadens steht aber nicht senkrecht auf dessen Querschnitt A . Deshalb verbleibt noch die Schubspannung τ_Z (Fig. 11). Die Summe dieser Schubspannungen ist das zusätzliche Torsionsmoment

$$\begin{aligned} M_{D1} &= \iint_{(A)} \sigma_Z \cdot \sin \gamma_a \cdot a \cdot dA = \iint_{(A)} \sigma_Z \cdot a^2 \cdot \frac{\beta}{l} \cdot dA = \iint_{(A)} \sigma_Z \cdot a \cdot dA \\ &= \frac{1}{2} \cdot E \cdot \frac{\beta^3}{l^3} \left(\iint_{(A)} a^4 \cdot dA - \frac{J_p}{A} \iint_{(A)} a^2 \cdot dA \right) = \\ &= \frac{E \cdot \beta^3 \cdot r^6 \cdot \pi}{24 \cdot l^2} = \frac{E \cdot A^3 \cdot \beta^3}{24 \cdot \pi^2 \cdot l^3} \end{aligned}$$



2. Das Moment M_{D2} infolge der Einwirkung einer äußeren Kraft (Blattfederkraft beim NA2) auf die Längsfasern des tordierten Drillfadens [12, p. 9].

Die äußere Kraft P sei gleichmäßig über den ganzen Querschnitt A verteilt. Die Zugspannung in einer Längsfaser betrage $p = P/A$. Aus der Neigung der Längsfaser gegenüber der Querschnittsfläche dA ergibt sich die Schubspannung

$$\tau_b = p \cdot \sin \gamma_a \quad (\text{Fig. 12}).$$

Die Summe der Schubspannungen in der Querschnittsfläche A ergibt das zusätzliche Schubmoment M_{D2} .

$$M_{D2} = \iint_{(A)} p \cdot \gamma_a \cdot a \cdot dA = \iint_{(A)} p \cdot a^2 \cdot \frac{\beta}{l} \cdot dA = p \cdot \frac{\beta}{l} \cdot J_p = \frac{P \cdot \beta \cdot J_p}{A \cdot l}$$

Weiter ergibt sich als Folge der durch die Torsion entstandenen Längsdehnung und -stauchung eine Querkontraktion, die ihrerseits ein zusätz-

liches Torsionsmoment erzeugt, dessen Betrag aber unter dem des zusätzlichen Torsionsmoments M_{D1} liegt. Eine nähere Untersuchung erfolgt daher nicht.

Das Gesamtmoment des Drillfadens erhält man folglich aus

$$M_D = M_{D0} + M_{D1} + M_{D2}.$$

Führt man Zahlenwerte ein, so ergibt sich der Betrag des Momentes M_D .

$$\begin{aligned} r &= 0,125 \text{ mm} & E &= 1,9 \times 10^4 \text{ kp/mm}^2 \\ l &= 10 \text{ mm} & A &= 0,049 \text{ mm}^2 \\ & & P &= 0,1 \text{ kp} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \frac{0,2 A^2 \cdot E \cdot \beta}{\pi \cdot l} + \frac{A^3 \cdot E \cdot \beta^3}{24 \cdot \pi^2 \cdot l^3} + \frac{P \cdot A \cdot \beta}{2 \cdot \pi \cdot l} = \\ &= 0,29 \beta + 0,00001 \beta^3 + 0,00008 \beta. \end{aligned}$$

Den Hauptanteil am Gesamttorsionsmoment trägt also das reine Schubmoment (M_{D0}) des Drillfadens. Dieses ist vom Querschnitt, dem Verdrehungswinkel, den elastischen Eigenschaften und der Einspannlänge abhängig. Die genannten Größen haben Fehler, deren Einfluß auf das reine Torsionsmoment M_{D0} gesucht wird. Die Fehler der zwei zusätzlichen Momente werden nicht ermittelt.

$$M_{D0} = \frac{0,2 A^2 \cdot E}{\pi \cdot l} \beta = D \beta$$

D = Drillkonstante = Federzahl = Richtmoment (kp/mm²)

$$\begin{aligned} dM_{D0} &= 0,58 \beta \frac{dA}{A} + 0,29 \frac{dE}{E} \beta + 0,29 \beta \frac{d\beta}{\beta} - 0,29 \beta \frac{dl}{l} \\ &= 2 M_{D0} \cdot \frac{dA}{A} + M_{D0} \cdot \frac{dE}{E} + M_{D0} \cdot \frac{d\beta}{\beta} - M_{D0} \cdot \frac{dl}{l} \end{aligned}$$

Unter der Annahme, das reine Torsionsmoment sei das einzige verwendete Moment, soll zunächst der Fehlereinfluß einer Änderung des reinen Torsionsmomentes auf die Einspielgenauigkeit des Kompensators angegeben werden.

$$d\beta = 1 : 206265 \dots 1''0 \quad dM_{D0} = 1,4 \times 10^{-6} \text{ (kp mm)}$$

(schlechte Einspielgenauigkeit)

$$d\beta = 1 : 2062650 \dots 0''1 \quad dM_{D0} = 1,4 \times 10^{-7} \text{ (kp mm)}$$

(hohe Einspielgenauigkeit)

In Figur 13 ist das Drillfadenmoment für übliche Werte einer Torsion dargestellt. Für einen großen Wert der Torsion ($\beta = 0,10 \dots 6^\circ$) ist $M_{D0} =$

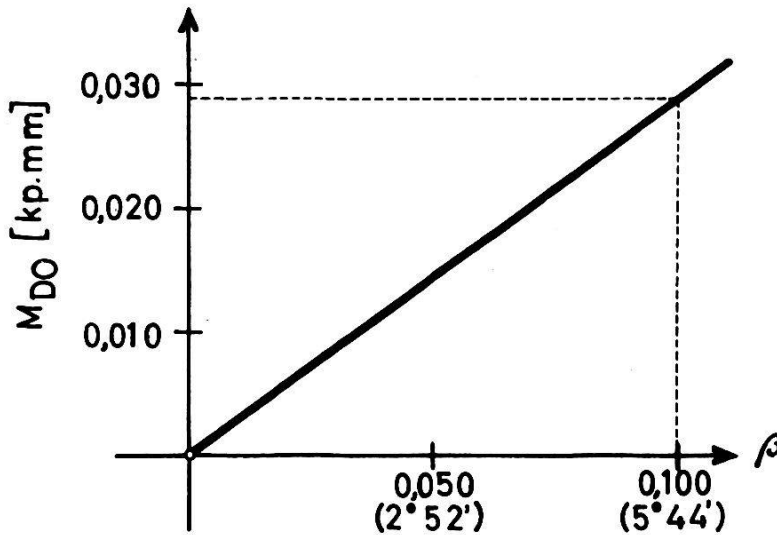


Fig. 13

$2,9 \times 10^{-2}$ (kp mm). Daraus folgt eine einzuhaltende, relative Genauigkeit von $\frac{dM}{M} = \frac{1,4 \times 10^{-7}}{2,9 \times 10^{-2}} = 0,5 \times 10^{-5}$, damit $d\beta = 0''1$ nicht überschritten wird. Je kleiner die Verdrehung β ist, die sich bei der Montage und Justierung des Kompensators ergibt, um so günstiger für die Fehlerkompensation wird die relative Genauigkeit $\frac{dM}{M}$. Dies bestätigte sich auch während der Versuchsmessungen.

(Fortsetzung folgt)

Kulturtechnik und Wasserwirtschaft

Bericht über die Arbeitstagung der Ersten Sektion der
Commission Internationale du Génie rural in Avignon, Oktober 1962

Von Prof. Dr. H. Grubinger, ETH, Zürich

Die Internationale Kommission für Kulturtechnik mit ihren vier Sektionen (Boden und Wasser, Meliorationen, landwirtschaftliches Bauwesen, Landtechnik, Arbeitstechnik) hat ihre Mitglieder vornehmlich in den romanischen Ländern West- und Südeuropas sowie dem übrigen Mittelmeerraum. Die Kommission steht in engem Kontakt mit den entsprechenden Abteilungen der FAO, welche an dieser Tagung auch durch den Abteilungsdirektor M. Garnier vertreten war. Die Erste Sektion beabsichtigte bereits 1961, in Sardinien eine Arbeitstagung abzuhalten; doch war es infolge der Überfüllung der Insel durch Feriengäste dann nicht möglich, die erforderlichen Quartiere und Fahrzeuge bereitzustellen. So fiel für 1962 die Wahl auf die Provence mit dem Zentrum Avignon.

Das Programm sah an zwei Tagen Referate und Diskussionen und an zwei weiteren Tagen Exkursionen vor. Es sei vorweggenommen, daß die Tagung mit interessanten Vorträgen geradezu übersättigt und die Lust an der Debatte, wie sie vielen der Teilnehmer mit südlichem Tempe-