Versuchseinrichtung für Zugschwellbeanspruchungen an grossen Spannkabeln: Vortrag

Autor(en): **Meier, U. / Rösli, A.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **89 (1971)**

Heft 4

PDF erstellt am: **29.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-84741

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.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

89. Jahrgang Heft 4 SCHWEIZERISCHE BAUZEITUNG 28. Januar 1971

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, 8021 ZÜRICH, POSTFACH 630

Versuchseinrichtung für Zugschwellbeanspruchungen an grossen Spannkabeln

DK 620.169.1:624.071

Von **U. Meier** und Dr. **A. Rösli**, Dübendorf ZH

Vortrag, gehalten am FIP-Kongress (Fédération internationale de la Précontrainte), 6. bis 13. Juni 1970 in Prag

Zusammenfassung

Im vorliegenden Bericht wird eine in der Eidgenössischen Materialprüfungs- und Versuchsanstalt (EMPA) Dübendorf, Schweiz, aufgebaute Versuchseinrichtung für Ermüdungsuntersuchungen an grossen Spannkabeln beschrieben. Diese Anlage ermöglicht Zugschwellbeanspruchungen mit einer Schwingbreite (Oberlast minus Unterlast) von bis zu 250 Mp und einer maximalen Oberlast von 670 Mp aufzubringen. Die Prüfmaschine wird durch vier gekoppelte Amsler-Pulsatoren betrieben und schwingt 250mal pro Minute, d. h. für zwei Millionen Lastspiele werden etwa 5½ Tage benötigt. Die Kabellängen können zwischen 4400 und 5700 mm variieren. Die Standardeinbaulänge beträgt 4900 mm. Neben Untersuchungen an Spannkabeln können solche an Spiralseilen durchgeführt werden. Es ist auch möglich, umgelenkte Seile zu prüfen und zu den Längsschwingungen noch Querschwingungen aufzubringen.

1. Einleitung

In den letzten Jahren wurden vor allem für den Bau von Reaktor-Druckbehältern und Brücken aus Spannbeton immer grössere Kabeleinheiten aus parallel geführten Drähten oder Litzen entwickelt. Neuerdings sollen Paralleldrahtbündel auch bei Schrägseilbrükken verwendet werden, wo verhältnismässig grosse dynamische Beanspruchungen auftreten können. Für die Bemessung solcher Zugglieder unter Berücksichtigung der Ermüdungsfestigkeit ist das Verhältnis α der Minimal- zu den Maximalspannungen massgebend. Bei vorgespannten Betonkonstruktionen liegt dieser α-Wert infolge der Vordehnung des Stahles, die beträchtlich höhere Stahlspannungen erzeugt, als sie dem Eigengewichtszustand entsprächen, meist über 0,9. Bei nicht vorgespannten Zuggliedern treten jedoch α-Werte auf, die um 0,7 oder noch tiefer liegen.

Eine höhere und somit wirtschaftlichere Ausnutzung der Spanndrahtfestigkeiten von bis 200 kp/mm², bei nicht vorgespannten Kabeleinheiten, setzt eine grosse Ermüdungsfestigkeit, insbesondere an den Verankerungen voraus. Deshalb entwickelte die Bürogemeinschaft beratender Ingenieure *Leonhardt & Andrä* in enger Zusammenarbeit mit mehreren Firmen und Forschungsanstalten eine diesen Anforderungen genügende Spezialverankerung [1], die bei einer Schrägkabelbrücke in Mannheim sowie bei der Überdachung der Sportstätten für die Olympischen Spiele in München verwendet werden soll.

Die Eidgenössische Materialprüfungs- und Versuchsanstalt in Dübendorf-Zürich (EMPA) führt seit über acht Jahren routinemässig Untersuchungen an

Bild 1. Anlage der EMPA für Dauerschwingversuche, mit zwei 50-Mp-Kolben

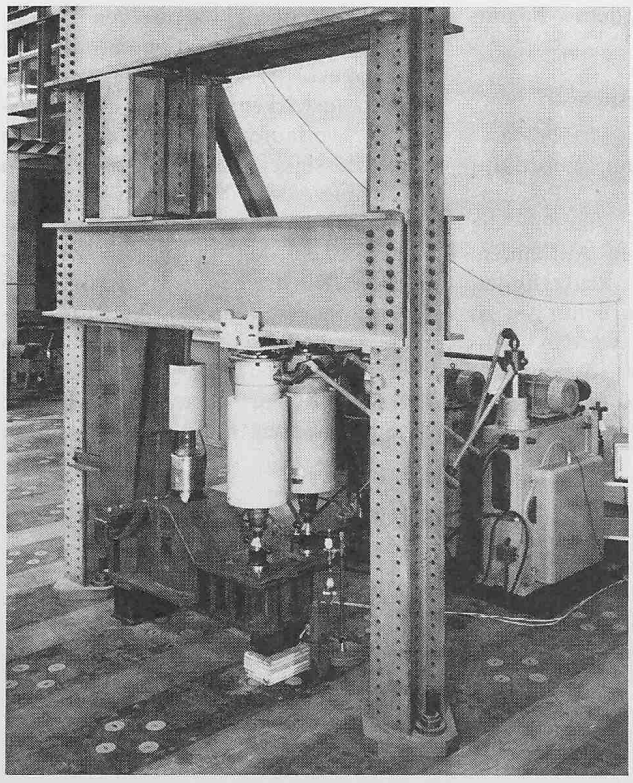
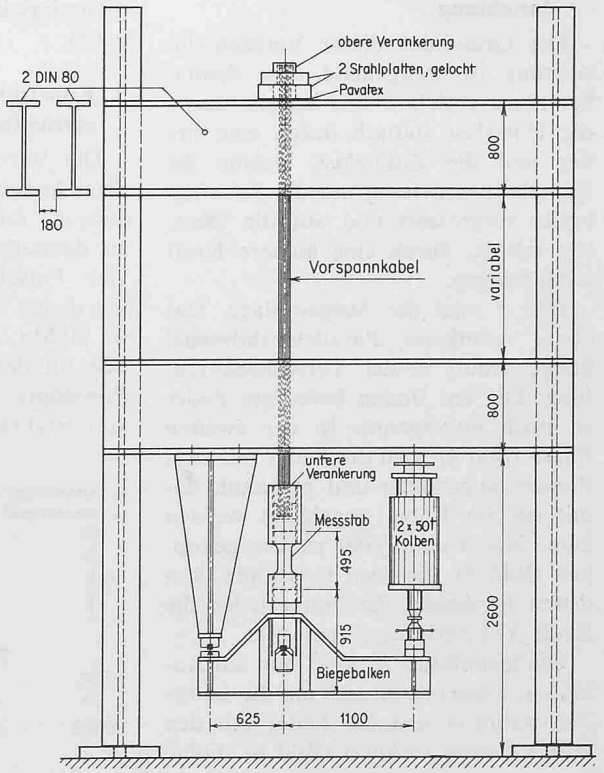


Bild 2. Massskizze der Anlage gemäss Bild 1



Vorspannkabeln durch. Für Dauerschwingversuche bis zu einer Oberlast von 276 Mp wurde, mangels einer genügend leistungsfähigen Standardmaschine, auf dem Aufspannboden eine improvisierte, jedoch sehr anpassungsfähige, mit 250 Lastspielen pro Minute relativ schnell schwingende Einrichtung erfolgreich eingesetzt. Diese nach dem Hebelprinzip mit zwei für Schwellbeanspruchungen geeigneten 50-Mp-Kolben arbeitende «Maschine» ist in den Bildern 1 und 2 dargestellt [2].

Im Februar 1969 richtete Prof. *F. Leonhardt* (Stuttgart) die Anfrage an die EMPA, ob sie in der Lage wäre, kurzfristig Dauerschwingversuche an Paralleldrahtbündeln mit Spezialverankerungen für die oben erwähnten beiden Bauwerke durchzuführen. Die eine Querschnittsfläche von 113 cm² und eine Bruchlast von rund 1900 Mp aufweisenden Kabel sollten Zugschwellbeanspruchungen zwischen 425 und 650 Mp unterworfen werden.

Weil die vorhandene Einrichtung den gegebenen Anforderungen nicht angepasst werden konnte, wurde eine neue, in den folgenden Abschnitten beschriebene Prüf-«Maschine» entworfen. Ende Juli 1969 erteilte die Bürogemeinschaft beratender Ingenieure Leonhardt & Andrä der EMPA den Auftrag zum Aufbau der Versuchseinrichtung. Bereits zwei Monate später konnte die in Zusammenarbeit mit der Winterthurer Stahlbau-Firma *Geilinger AG* errichtete Anlage in Betrieb genommen werden.

2. Arbeitsprinzip der Versuchseinrichtung

Die Grundidee dieser Versuchseinrichtung ist weitgehend dem Spannbetonbau entlehnt. Sie besteht darin, die Unterlast statisch durch eine Feder und die Zusatzlast, welche die Kabelbeanspruchung um die Schwingbreite vergrössert und auf die Oberlast erhöht, durch eine äussere Kraft aufzubringen.

Bild 3 zeigt die Ausgangslage. Das oben verankerte Paralleldrahtbündel hängt schlaff in der Versuchseinrichtung. Die am Boden befestigte Feder ist noch ungespannt. In der zweiten Phase (Bild 4) wird die Feder mit zwei Pressen angehoben und gespannt, damit sie am Kabel angehängt werden kann. Kabel und Feder werden gekoppelt (Bild 5), die zwei Presstöpfe, von denen in diesem Zeitpunkt jeder die Kraft $X/2$ aufbringt, abgesenkt.

Die Spannkraft X greift nun am Kabel an. Dieses dehnt sich um die Länge $\triangle f$, während sich die Feder um den selben Betrag verkürzt (Bild 6). Folge davon ist eine entsprechende Verkleinerung der Federkraft. Die Kraft X ist deshalb so zu wählen, dass in der Gleichgewichtslage die gewünschte Unterlast S_u auf das Kabel wirkt. In Bild 7 sind die Kraft-Weg-Linien für diesen geschilderten Vorgang dargestellt. Verträglichkeitsbedingung und Hookesches Gesetz ergeben die im gleichen Bild angeschriebene Gleichung für die auf das Kabel «abzusetzende» Spannkraft X.

Ausgangspunkt für den Dauerschwingversuch ist die in Bild 8 dargestellte Gleichgewichtslage. Um die Kabelbeanspruchungen auf die Oberlast zu erhöhen, wird die Koppelungsstelle zwischen Kabel und Feder mit der äusseren Kraft P belastet. Diese Kraft wird durch Prüfzylinder für dynamische Beanspruchungen aufgebracht und verteilt sich bei diesem statisch einfach unbestimmten Problem entsprechend den Steifigkeitsverhältnissen auf das Kabel ($\triangle P_K$) und die Feder ($\triangle P_F$).

Aus Verträglichkeits- und Gleichgewichtsbedingung sowie Hookeschem Gesetz kann die Zusatzlast $\triangle P$ berechnet werden, die für die Erzeugung der gewünschten Schwingbreite $\triangle P_K = S_o - S_u$ erforderlich ist. In Bild 9 ist die entsprechende Gleichung angegeben. Daraus geht die Notwendigkeit hervor, die Steifigkeit s_F (Mp/cm) der Feder gegenüber der Kabelsteifigkeit s_K möglichst klein zu halten, d. h. eine «weiche» Feder zu verwenden. Das Kraft-Weg-Diagramm in derselben Abbildung erklärt auch die eingangs erwähnte «Verwandtschaft» dieser Versuchseinrichtung mit dem Spannbeton.

3. Konstruktion der Versuchseinrichtung

Die Versuchseinrichtung wurde auf dem Aufspannboden der EMPA aufgebaut. Zur Verfügung standen die zu demselben gehörenden Aufbauten, vier Pulsatoren, sechs Prüfzylinder, mit denen Schwellbeanspruchungen zu je 50 Mp aufgebracht werden können (in der Folge kurz «dynamische Presstöpfe» genannt) und eine Gruppe von erfahrenen Mechanikern.

Bei dem im Frühjahr 1962 in Betrieb genommenen Aufspannboden handelt es sich um einen Prüfstand für die Durchführung von Grossversuchen [3, 4]. Dieser besteht aus dem eigentlichen Aufspannboden und einem «Meccano»-ähnlichen System von Stahlelementen, die nach dem Baukastenprinzip zu den verschiedensten Prüfeinrichtungen zusammengebaut und auf dem Boden verankert werden können. Die Grundfläche des Aufspannbodens von 14 × 20 m ist nach einem Raster von 1,2 × 1,2 m mit 220 Ankerstellen versehen, welche die Befestigung der Konstruktionsteile in zwei orthogonalen Richtungen ermöglichen. Jede Ankerstelle ist für eine Belastung von 200 Mp als Zug-, Druck- oder Schubkraft bemessen, so dass je nach Versuchsanordnung Gesamtbelastungen von einigen hundert Megapond erreicht werden können. Um störende Deformationen in der Grundplatte zu vermeiden, wurde dieselbe als steifer Hohlkasten von 4 m Gesamthöhe ausgebildet.

Die vier Amsler-Pulsatoren des Typs P 131 können auf einem Rahmen zusammengebaut und sowohl mechanisch, hydraulisch wie auch elektrisch gekoppelt werden. Sie arbeiten in dieser Anordnung völlig synchron. Jeder Pulsator ist mit einem Tauchkolben versehen, der mittels einer Kurbelwelle in einem Zylinder hin und her bewegt wird. Diese sind untereinander über ein Rohrleitungssystem mit den im gleichen Netz eingebauten dynamischen Presstöpfen der Prüfeinrichtung verbunden. Die Kolben der Pulsatoren erzeugen in denselben Druckschwankungen – Pulsationen – die sich im Probekörper als Belastungsschwankungen auswirken und nach dem Sinusgesetz verlaufen. Sie treiben die Druckflüssigkeit in die dynamischen Presstöpfe der Versuchseinrichtung. Umgekehrt müssen dieselben die Flüssigkeit nach den Pulsatoren zurückpressen. Die treibende Kraft ist dabei die elastische Spannung des Probekörpers. Deshalb ist es erforderlich, dass eine Vorspannung vorhanden ist. Diese muss nicht nur ausreichen, um die Druckflüssigkeit nach den Pulsatoren

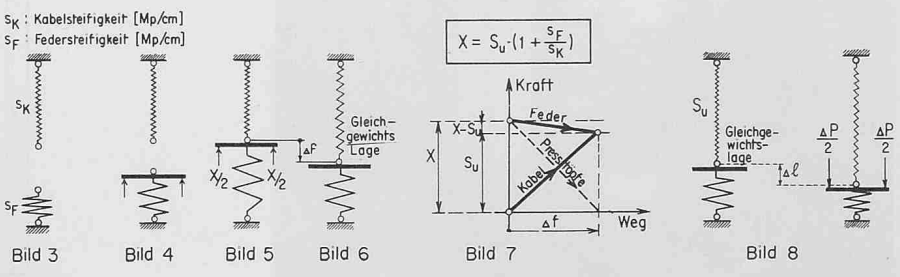


Bild 3 Bild 4 Bild 5 Bild 6 Bild 7 Bild 8

zurückzutreiben, sondern auch, um die dynamischen Presstöpfe in die rückläufige Bewegung zu setzen. Über einen Kniehebelmechanismus ist es möglich, während des Betriebes den Kolbenhub der Pulsatoren zu verstellen und dadurch die Pulsatoren zu variieren.

Die Maschinen sind für einen grössten Öldruck von 188 kp/cm² bei einer Fördermenge von je 300 cm³, also total 1,2 l pro Hub bemessen. Aus dieser Fördermenge und den wirksamen Kolbenquerschnitten lässt sich der theoretische Hub der Presstöpfe berechnen. Die erreichbare Verformung des Probekörpers ist jedoch geringer, weil bei der Beanspruchung desselben auch die Prüfeinrichtung selbst verformt wird sowie die Kompressibilität des Öls in Erscheinung tritt, und deshalb ein Teil des Kolbenhubes verloren geht. Jeder der Pulsatoren ist mit einem 7,5 bzw. 11 PS leistenden Elektromotor ausgerüstet. Wahlweise können mit einem Polumschalter 250 bzw. 500 Lastspiele pro Minute eingestellt werden.

Beim Projektieren der Versuchseinrichtung wurde das Hauptaugenmerk der Konstruktion der Feder gewidmet. Diese hat zwei prinzipiellen Anforderungen zu genügen: Die Festigkeit, insbesondere die Ermüdungsfestigkeit, muss so gross sein, dass eine auf 460 Mp festgelegte maximale Kabelunterlast S_u unter oft wiederholter Beanspruchung aufgenommen werden kann. Die Federsteifigkeit soll im Verhältnis zu den Steifigkeiten der zu prüfenden Kabel aus bereits erwähnten Gründen klein sein. Diese beiden Bedingungen stehen sich jedoch diametral gegenüber.

Nachdem die Idee, ein Federsystem aus Schraubenfedern aufzubauen, aus Fertigungs- und Termingründen fallen gelassen werden musste, stand die vom Gesichtspunkt des Bauingenieurs einleuchtendere Variante eines Federbalkens im Mittelpunkt. In einer ersten Skizze (Bild 10) wurde an die Verwendung von zwei HEM-1000-Walzträgern mit einer Spannweite von etwas über 5 m gedacht. Die Berechnung der Balkenfedersteifigkeit ergab einen Wert von rund 1000 Mp/cm gegenüber einer Kabelsteifigkeit von etwa 500 Mp/cm. Der Wirkungsgrad der aufzubringenden äusseren Zusatzlast wäre nur bei 33 % gelegen. Von den rund 300 Mp, die zur Verfügung stehen, wären also nur etwa 100 als Schwingbreite auf das Kabel aufgebracht worden. Nachdem jedoch eine solche von 225 Mp und mehr gefordert wurde, musste eine bessere Variante gesucht werden. Diese sah vor, den Federbalken durch einen aus sechs HEM-700-Walzträgern bestehenden «weichen» Trägerrost (Bild 11) von 10,8 m Spannweite zu ersetzen. Der Wirkungsgrad der sechs dynamischen Presstöpfe auf das Kabel wäre bei dieser Konstruktion auf 76 % angestiegen, wurde jedoch immer noch als ungenügend angesehen.

Die endgültige, auf Vorschlag der Firma *Geilinger* ausgeführte Version, setzt sich aus vier «Blattfeder»-Paketen zusammen (Bild 12). Ebenfalls unter der Annahme einer Kabelsteifigkeit von 500 Mp/cm liegt der Wirkungsgrad der dynamischen Presstöpfe bei dieser Federkonstruktion mit einer experimentell ermittelten Steifigkeit von 55,3 Mp/cm über 90 %. Jedes dieser vier Pakete setzt sich aus drei «Federblättern», bestehend aus HEM-340-Trägern der Stahlqualität 52/III mit Spannweiten von 4,4, 7,6 und 10,8 m zusammen. Die zulässigen Spannungen wurden auf 24 kp/mm² (2,4 Mp/cm²) festgelegt. Gegen eine vom Waggonbau her bekannte Drucklagerung der einzelnen Federblätter von 38 cm Höhe sprachen Stabilitätsgründe. Deshalb wurde die sicherere, statisch klar definierte, jedoch auch teurere Lösung der Zugfeder gewählt.

Bild 13 zeigt eine Übersicht der gesamten Versuchseinrichtung. Das zu prüfende Kabel wird oben an zwei Stahlrahmen mit HEB-360-Stützen und Riegeln aus je vier, paarweise schubfest verschraubten HEB-800-Trägern verankert. Sämtliche Anschlüsse sind mit vorgespannten HV-Schrauben ⌀ 24 mm biegesteif verbunden. Die ausserordentlich massiven Riegel lassen nur geringe Deformationen der Prüfeinrichtung zu und gewährleisten damit einen geringeren Hubverlust der dynamischen Presstöpfe. Unten wird das Kabel über zwei Traversen und Querhäupter an das 45 t wiegende Federsystem angehängt. Zwei auf dem Aufspannboden stehende 500-Mp-Pressen haben dieses um über 8 cm angehoben und vorgespannt. Nach dem Absenken derselben beansprucht die Feder das Kabel mit einer Kraft, die absichtlich etwa 10 bis 15 Mp tiefer als die vorgesehene liegt. Diese 10 bis 15 Mp entsprechen der Minimallast der sechs dynamischen Presstöpfe, womit man ein durch eine momentane völlige Entlastung verursachtes Klopfen der Kolben vermeidet.

Möglicherweise misslingt es im ersten Versuch, genau die gewünschte Last auf das Kabel zu bringen, da beispielsweise die theoretische Kabelsteifigkeit nicht mit der wirklichen übereinstimmt und deshalb die im zweiten Abschnitt erwähnte «Absetz»-kraft nur ungenügend genau berechnet werden konnte. Unter Umständen lässt sich ein solcher Fehler mit einem Variieren der Minimallast der dynamischen Presstöpfe auskorrigieren. Gelingt dies nicht, muss das Federpaket nochmals angehoben werden. Zwischen die Auflagerflächen des unteren Kabelkopfes und der beiden Auflagerquerhäupter sind zusätzliche Futterplatten einzuschieben oder solche zu entfernen, um die Federkraft zu erhöhen bzw. herabzusetzen. Sind diese Arbeiten zufriedenstellend abgeschlossen, kann die Pulsatorengruppe angelassen und der Dauerschwingversuch begonnen werden. Die Bilder 14 und 15 geben einen Überblick über die Versuchseinrichtung und zeigen deutlich die elastische Verformung der vorgespannten Feder.

Bei einer Analyse des Verlaufs der relativ grossen Kräfte in der Versuchseinrichtung sind zwei Kraftkreise zu unterscheiden: Der erste, mehr oder weniger «statische», weit verzweigte, der die Unterlast auf das Kabel bringt, verläuft von demselben nach oben, über die Querhäupter durch die Rahmenkonstruktion abwärts in den Aufspannboden und schliesst sich über die Feder, die Traversen und die unteren Querhäupter. Im Gegensatz dazu ist es gelungen, den zweiten, den «dynamischen» Kraftkreis auf den nahezu völlig kraftschlüssigen, sehr kurzen Weg: Kabel, obere Querhäupter, Rahmenriegel, dynamische Presstöpfe, Traversen, untere Querhäupter und wieder Kabel zu beschränken. Damit können grössere unerwünschte Deformationen in der Versuchseinrichtung, abgesehen von den planmässigen der Feder, während des Pulsierens ver-

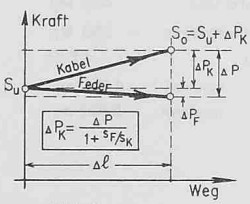


Bild 9

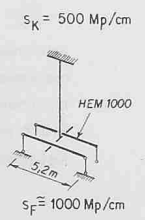


Bild 10

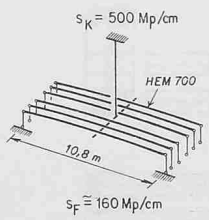


Bild 11

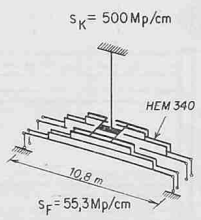


Bild 12

mieden werden. Diagonalstreben stützen die beiden Rahmenkonstruktionen, um allfällige, durch den Dauerschwingversuch verursachte Resonanzschwingungen zu unterdrücken.

4. Einsatzmöglichkeiten der Versuchseinrichtung

Die gesamte Versuchseinrichtung ist, da nach dem Baukastenprinzip aufgebaut, ausserordentlich anpassungsfähig und kann je nach Prüfling umgebaut werden. Bild 16 veranschaulicht dies deutlich. Sie zeigt ein über einen Umlenksattel mit 80 cm Radius gelegtes, verschlossenes Spiralseil während eines Dauerschwingversuches.

Es besteht auch die Möglichkeit, gleichzeitig zu den Längsschwingungen Querschwingungen auf ein Kabel aufzubringen. Solche Untersuchungen kämen für die Abspannkabel von Sendetürmen und Zeltdachkonstruktionen, aber auch für die Paralleldrahtbündel von Schrägkabelbrücken in Frage. Ähnliche Versuche können unter Umständen an Vorspannkabeln für teil-

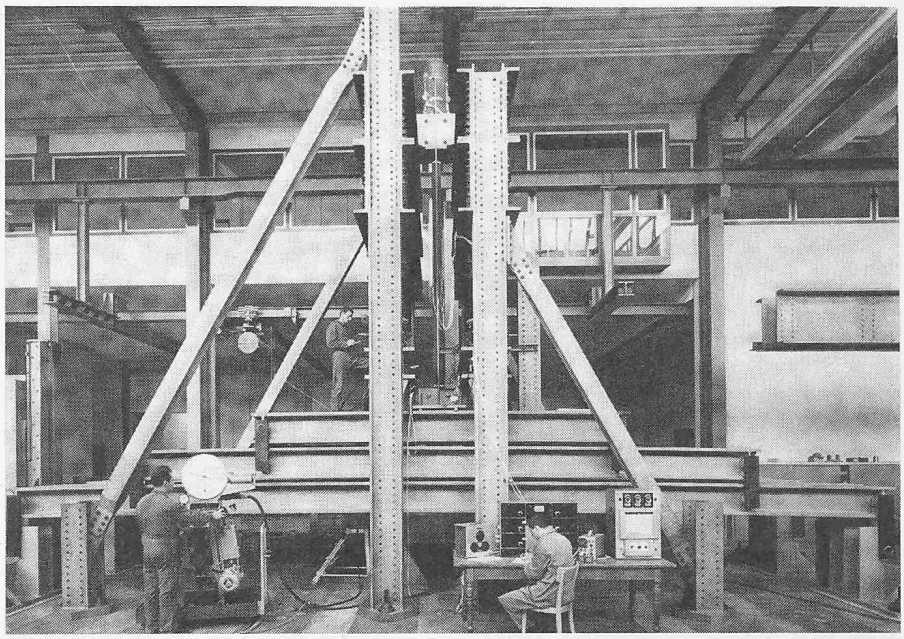
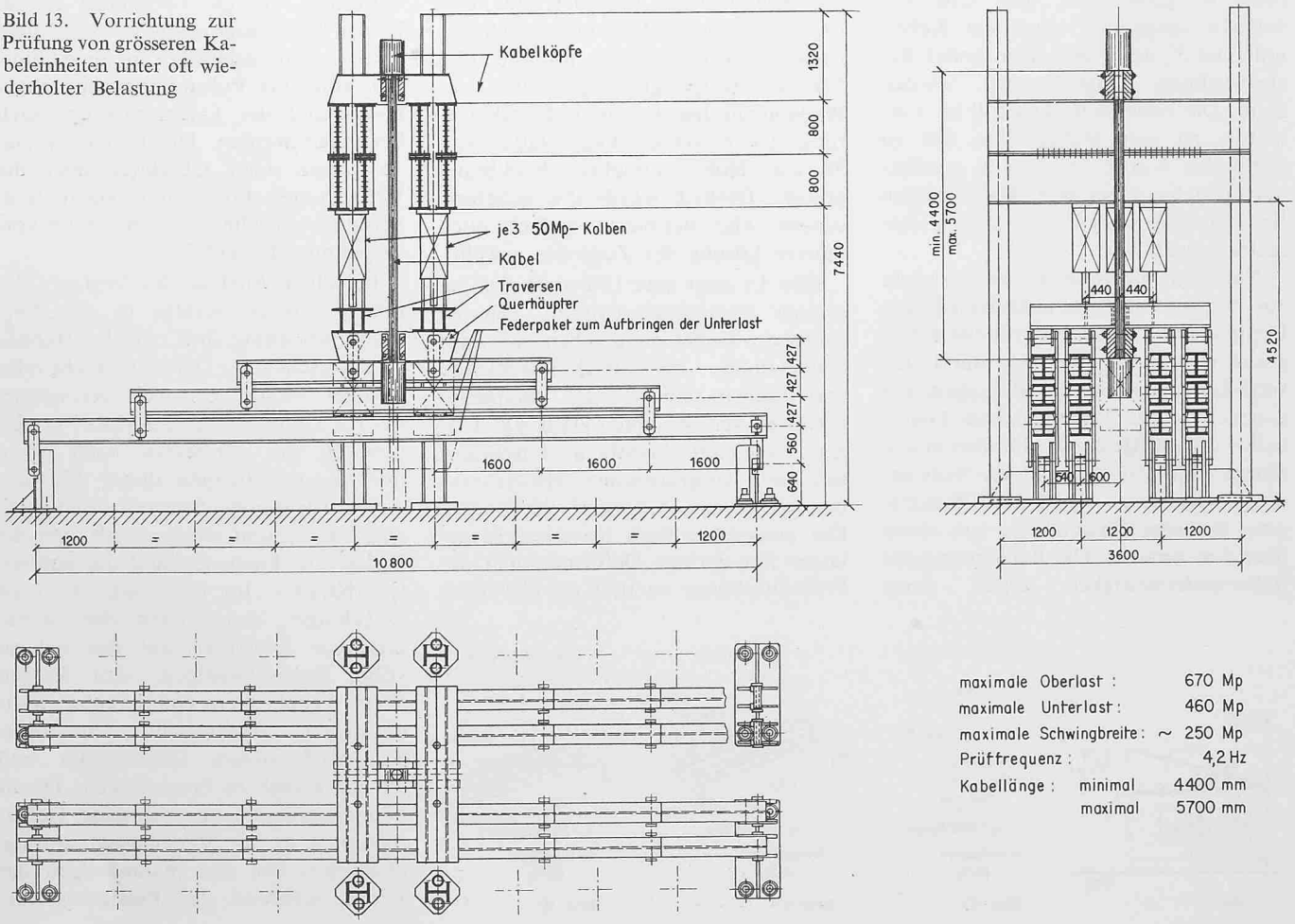


Bild 14. Versuchseinrichtung. In Bildmitte ist das Kabel mit der oberen Ankerhülse sichtbar. Bei dieser Untersuchung betrug die Kabellänge 4400 mm. Die Ölpumpe im Vordergrund dient zur Speisung der zwei 500-Mp-Pressen, mit welchen das Federsystem statisch vorgespannt wird. Mit Hilfe der elektrischen Geräte rechts im Vordergrund wird der Versuchsablauf überwacht (Kraft- und Verformungsmessungen)

Bild 13. Vorrichtung zur Prüfung von grösseren Kabeleinheiten unter oft wiederholter Belastung



maximale Oberlast :		670 Mp
maximale Unterlast :		460 Mp
maximale Schwingbreite :		~ 250 Mp
Prüffrequenz :		4,2 Hz
Kabellänge :	minimal	4400 mm
	maximal	5700 mm

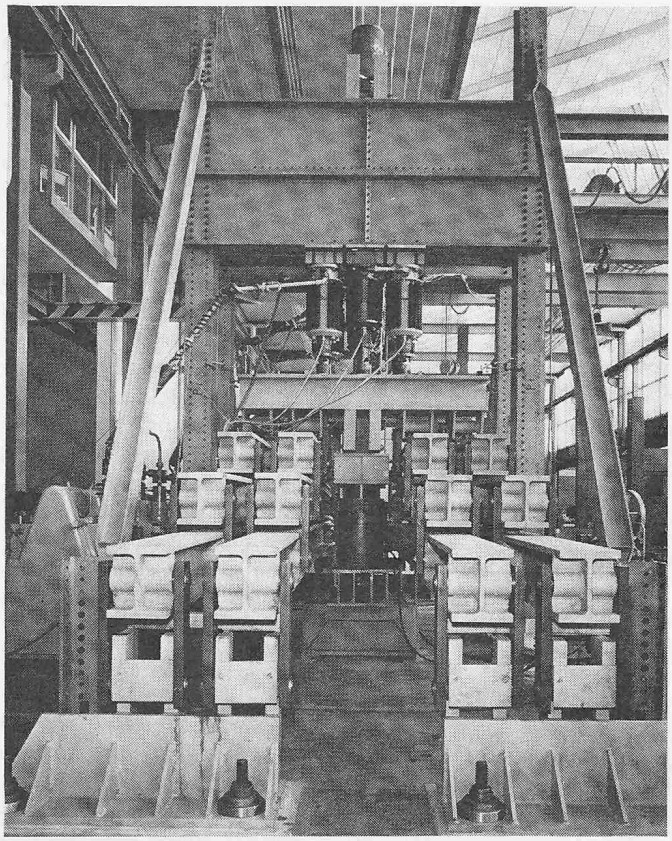


Bild 15. In Bildmitte unten ist einer der zwei 500-Mp-Presstöpfe, die zum statischen Vorspannen des Federsystems notwendig sind, oben sind drei der sechs dynamischen Prüfzylinder, welche die Zusatzlast aufbringen, sichtbar. Ganz links im Bild steht einer der vier, mittels einer durchgehenden Welle mechanisch gekoppelten Amsler-Pulsatoren

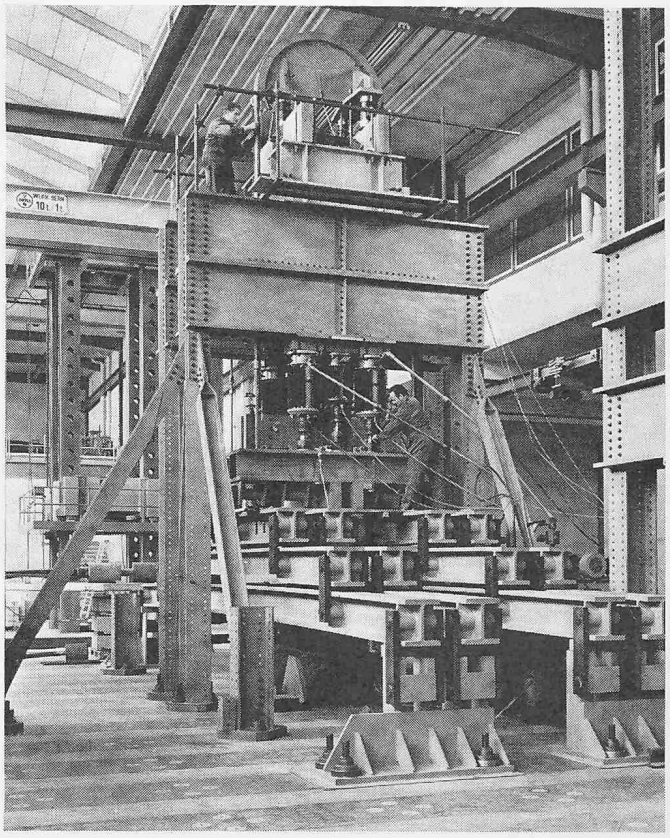


Bild 16. Dauerschwingversuch an einem über einen Umlenksattel von 80 cm Radius gelegten, verschlossenen Spiralseil. Im Hintergrund links steht die 2000-Mp-Amsler-Druckpresse, die mit Hilfe einer Umlenkvorrichtung auch als Zugmaschine eingesetzt werden kann. Rechts im Bild ist der Rahmen der «kleinen» Dauerschwingeinrichtung mit einer maximalen Oberlast von 276 Mp sichtbar

weise vorgespannte, im Freivorbau erstellte Brückenkonstruktionen bei einer Kabelführung in der Fahrbahnplatte von Interesse sein.

Der minimale Auflagerflächenabstand der Prüfvorrichtung beträgt 4400 mm. Bei dieser Kabellänge ist es jedoch nicht mehr möglich, mit den Standard-Kraftmessgliedern zu arbeiten. Die Last muss mit Hilfe von auf den Prüfkörper aufgeklebten, schwingfesten Dehnmessstreifen ermittelt werden. Diese Ergebnisse sind bei acht Messstellen bezüglich der Oberlast mit einem mittleren Fehler von $\pm$ 5 %, bezüglich der Schwingbreite mit einem solchen von $\pm$ 0,3 % behaftet. Bei Dauerschwingversuchen, die im Bereich der zulässigen Spannungen und darunter gefahren werden, ist der Einfluss der Oberspannung jedoch nach dem «Smith»-Diagramm [5] unbedeutend, so dass diese Unsicherheit bezüglich des Absolutwertes der Oberlast im allgemeinen toleriert werden kann.

Handelt es sich beim Prüfobjekt um ein Litzenbündel oder ein verschlossenes Seil oder ist aus bestimmten Gründen die obere Lastgrenze genau einzuhalten, fällt die erwähnte Messmethode ausser Betracht. In diesen Fällen wird die Kraft mit drei elektrischen, geeichten Druckdosen, die besonders für diese Verwendung, auf Grund von photoelastischen Untersuchungen an der EMPA entwickelt worden sind, gemessen. Bild 17 zeigt einen Schnitt durch eine solche 260 mm hohe Kraftmessdose. Diese können mittels Kugelkalotten und durch eine «Dreibein»-Anordnung absolut zwängungsfrei gelagert werden. Die Ableseeinheit beträgt 300 kp, die Messgenauigkeit rd. $\pm$ 500 kp. Der maximale Messbereich umfasst 1500 Mp. Die Bilder 18 und 19 veranschaulichen zwei verschiedene Einsatzvarianten, die eine für gerade Kabel, die andere für umgelenkte. Bei Verwendung dieser Messausrüstung beträgt der Minimalabstand der Auflagerflächen für den Probekörper 4900 mm. Mit den zurzeit vorhandenen Baukastenelementen können Kabel bis zu 5700 mm Länge eingebaut werden.

Die maximal erreichbare Schwellbeanspruchung oder Schwingbreite einerseits ist eine Funktion der Kabelsteifigkeit, d. h. des Elastizitätsmoduls, der Querschnittsfläche und der Länge des Kabels und anderseits der gesamthaft zur Verfügung stehenden Zusatzkraft und des maximalen Hubes der dynamischen Prüfkolben. Diese Abhängigkeiten sind in Bild 20 dargestellt. Bei Kabelsteifigkeiten unter

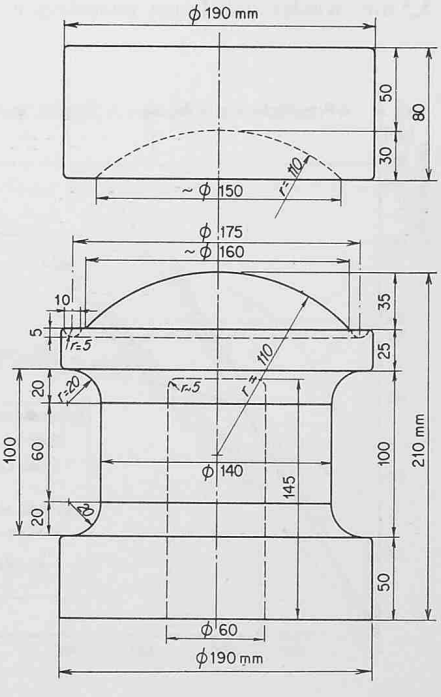


Bild 17. Kraftmessdose der EMPA

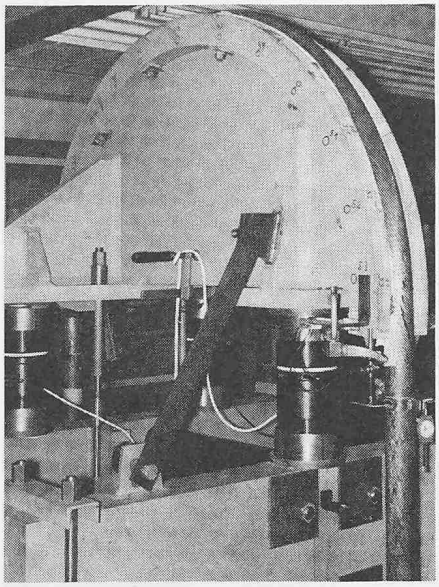


Bild 18. Drei auf Kugelkalotten gelagerte Kraftmessdosen. Einsatzvariante für gerade Kabel mit Verteilplatten

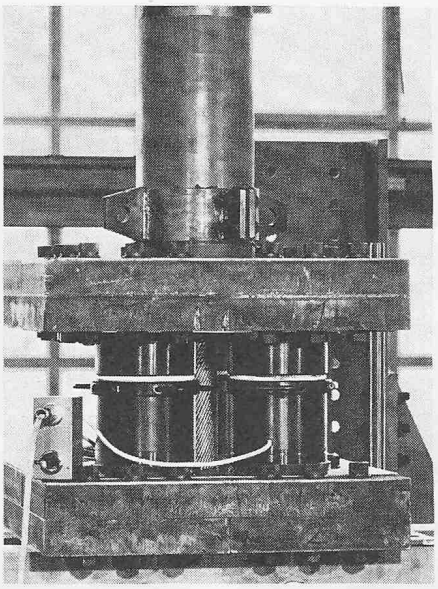


Bild 19. «Dreibein»-Anordnung der elektrischen, geeichten Kraftmessdosen bei einem umgelenkten Seil

290 Mp/cm werden von den sechs dynamischen Presstöpfen zwei ausser Betrieb genommen, um eine 1,5fache Vergrösserung des verfügbaren Hubvolumens zu erreichen. Zwischen den Steifigkeiten 0 und 175 Mp/cm ist der maximal erreichbare, experimentell ermittelte Hub der vier Presstöpfe für die Schwingbreite massgebend; dieselbe wird deshalb direkt proportional zur Steifigkeit des Prüflings. Im Bereich 175 bis 290 Mp/cm verläuft die gültige Funktionskurve, deren Bestimmungsgleichung bereits in Abschnitt 2 angegeben wurde, hyperbolisch, um ab 290 Mp/cm entsprechend dem für sechs Kolben möglichen Hub von 5,5 mm wieder steil linear anzusteigen. Ab 460 Mp/cm nähert sich die Kurve asymptotisch dem Grenzwert $\triangle P_K = 285$ Mp.

Lastmässig sind der Versuchseinrichtung folgende Grenzen gesetzt: Die maximale Unterlast darf 460 Mp, die grösste Oberlast 670 Mp nicht übersteigen. Für die Unterlast ist die Bemessung der Feder, für die Oberlast diejenige der Querhäupter und Traversen massgebend.

Die Prüffrequenz beträgt 4,2 Hz, das ergibt 250 Pulsationen pro Minute, 15 000 pro Stunde oder 360 000 pro Tag. Die für Dauerfestigkeitsuntersuchungen im allgemeinen erforderlichen 2 Mio Lastspiele benötigen etwa 5½ Tage. Der Einbau eines Kabels, das Anbringen der notwendigen Instrumente, ein allfälliges Aufnehmen von Spannungs-Dehnungsdiagrammen und der Ausbau dauern etwa vier Arbeitstage. Es besteht also die Möglichkeit, alle zehn Tage ein neues Kabel zu untersuchen.

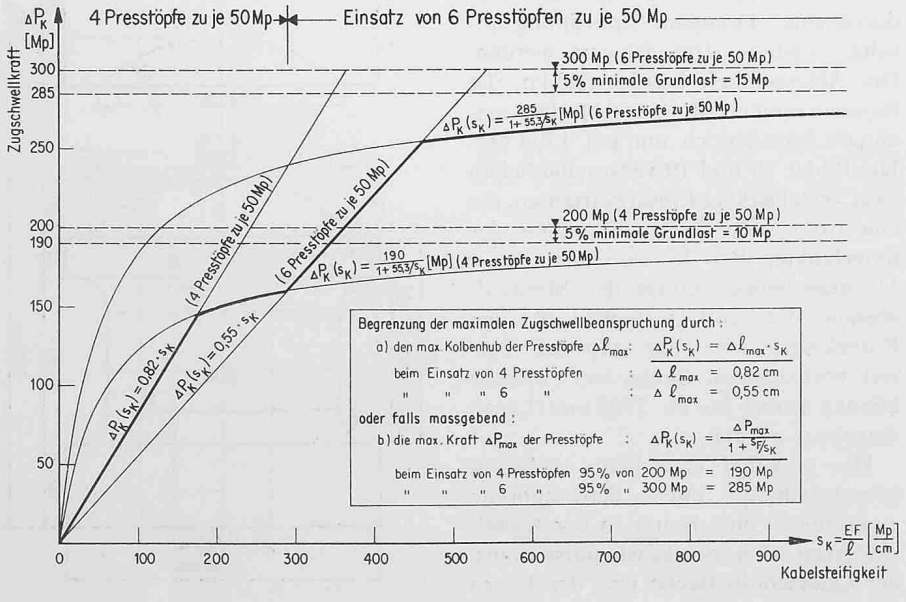


Bild 20. Maximal erreichbare Zugschwellbeanspruchung als Funktion der Kabelsteifigkeit

5. Rückblick, Ausblick

Bis Ende Mai 1970 wurden in der beschriebenen Versuchseinrichtung vierzehn Kabel mit total dreissig Millionen Lastspielen untersucht. Abgesehen von ein paar kleineren technischen Pannen, die zu kurzfristigen Betriebsunterbrüchen führten, hat sich diese Prüf-«Maschine» sehr gut bewährt.

Unseres Wissens ist es die einzige zur Zeit bestehende Prüfeinrichtung, die bei derart grossen Kräften mit einer so schnellen Lastspielfolge arbeitet. Um mit einer rein hydraulischen Maschine dieselben Lasten bei der gleichen Frequenz und Schwingbreite zu erreichen, wäre es notwendig, anstelle der vier acht Pulsatoren zu koppeln. Mit einer Verstärkung der Querhäupter und Traversen sowie dem Einsatz von zwei zusätzlichen Federpaketen sollte es sogar, falls aus der Praxis die Nachfrage danach besteht, möglich sein, eine Unterlast von 690 Mp, eine Schwingbreite von 240 Mp und eine Oberlast von 930 Mp zu erreichen.

Die EMPA hofft, mit der Konstruktion dieser Versuchseinrichtung einen Beitrag zur weiteren Entwicklung von Grossspann- und Zuggliedern geleistet zu haben.

Literaturverzeichnis

[1] *W. Andrä* und *W. Zellner:* Zugglieder aus Paralleldrahtbündeln und ihre Verankerung bei hoher Dauerschwellbelastung. «Die Bautechnik» Heft 8 und 9, 1969, Berlin, Verlag Wilhelm Ernst & Sohn.

[2] *R. Sagelsdorff* und *H. Dietrich:* Ermüdungsversuche an Spanngliedern vorgespannter Tragwerke. «Schweizerische Bauzeitung» Heft 23, 1964.

[3] *A. Rösli:* Neuzeitliche Versuchseinrichtungen für die Prüfung ganzer Bauteile in der neuen EMPA in Dübendorf. «Schweizerische Bauzeitung» Heft 28, 1965.

[4] *H. Hauri:* Die Konstruktion des grossen Aufspannbodens in der EMPA Dübendorf. «Schweizerische Bauzeitung» Heft 28, 1965.

[5] *H. Siegwart:* Festigkeitsprüfung bei schwingender Beanspruchung. Die Prüfung metallischer Werkstoffe. Berlin 1955, Springer-Verlag.

Adresse der Verfasser: *U. Meier,* dipl. Bau-Ing., und Dr. sc. techn. *A. Rösli,* dipl. Bau-Ing., EMPA, 8600 Dübendorf, Überlandstrasse 129.