

Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift

"Nainen Kikan" (Die Brennkraftmaschine)

Band 3, Heft Nr.25, Juli 1964, Seite 9 - 21

Der Einfluß der Form auf den Biegespannungs-
konzentrationskoeffizienten bei den aus einem
Stück hergestellten Kurbelwellen

von Tetsuo Iki
und Isamu Takagaki

in Firma Mitsubishi Jukogyo
Kabushiki Kaisha

1. Vorwort

Bei den modernen Schiffsdieselmotoren geht man immer mehr auf eine Steigerung der Leistung aus, ob es sich nun um die ganz großen Motoren, oder ob es sich um die Motoren mittlerer und kleiner Bauart handelt, überall ist man bestrebt, die auf die Gewichtseinheit bezogene Leistung zu erhöhen. Andererseits hat man ernstlich die Frage zu untersuchen begonnen, die Mehrschraubenbauart, die bisher nur auf Spezialtypen von Schiffen begrenzt war, ganz allgemein auch auf Handelsschiffe und Fischereifahrzeuge auszudehnen. In unmittelbarem Zusammenhang mit diesen Bestrebungen hat man Dieselmotoren mit geringen Abmessungen, geringem Gewicht und hoher Leistung als Hauptschraubenantriebsmotoren für diese Mehrschraubenschiffe entwickelt.

Bei diesen Motoren waren jedoch die Drehzahl, wie auch die im Zylinder auftretenden Drücke ganz wesentlich höher als die entsprechenden Werte bei den bisher gebräuchlichen Motoren ohne Aufladung, damit wurden natürlich auch die auf die Kurbelwelle kommenden Belastungen in außergewöhnlichem Maße erhöht. Im wesentlichen hat man sich bisher beim Bau der Kurbelwellen für die Schiffsdieselmotoren, sowohl bei den aus einem Stück hergestellten, wie auch bei den zusam-

ohne Genehmigung
gestaltet
piere nur durch
Übersetzer

Kraut
onn
Ble 16

mengebauten Kurbelwellen, als Regel nach den Vorschriften der Schiffsbauarbeitgemeinschaften und nach den für die Schiffe bestehenden gesetzlichen Sicherheitsvorschriften gerichtet; diese Vorschriften beruhten jedoch im wesentlichen auf den beim praktischen Betrieb der bisher gebräuchlichen Motoren ohne Aufladung gewonnenen Erfahrungen. Wenn man also diese Vorschriften auf die modernen ^{Heck-}Hubleistungsdieselmotoren anwenden wollte, dann käme man unweigerlich zu sehr großen Kurbelwellendurchmessern und auch zu wesentlich größeren Abmessungen für die Dicke und die Breite der Kurbelwangen. Dadurch würden nicht nur die auf eine Verringerung der Abmessungen und des Gewichtes des Motors ausgehenden Bestrebungen vereitelt, sondern man müßte von vornherein auch annehmen, daß letzten Endes im Hinblick auf die fehlende Erfüllbarkeit der Vorschriften Kurbelwellenbrüche vorkommen können. Dazu kommt, daß bei den Kurbelwellen der V-Motoren für Schiffe, deren Entwicklung in der neuesten Zeit sehr rasche Fortschritte gemacht hat, die Berechnungsvorschriften, auf welche man sich bei der Berechnung der Kurbelwellen stützen muß, bis heute noch nicht festgelegt worden sind.

Um dieser Veränderung der praktischen Gegebenheiten Rechnung zu tragen, werden bei dem innerhalb der japanischen Schifffahrtsarbeitgemeinschaft gebildeten Ausschuß für die Erforschung der Festigkeit der Kurbelwellen seit dem Jahre 1963 laufend sich auf das gesamte Gebiet der Kurbelwellen erstreckende Untersuchungen über die Festigkeit der Kurbelwellen durchgeführt.

Die Brüche bei den aus einem Stück hergestellten Kurbelwellen sind, wie wir an den bisher vorliegenden Beispielen der

artiger Motorschäden können 1)-4), zum größten Teil auf Ermüdungsbrüche an den Kurbelzapfenhohlkehlen oder an den Lagerzapfenhohlkehlen aufgetreten. Die Faktoren, welche die Ermüdungsfestigkeit beeinflussen, sind praktisch sehr mannigfaltig; außer den mechanischen Eigenschaften des Materiales, der Auswirkung der Oberflächenbehandlung usw. sind es insbesondere die beim praktischen Betrieb des Motors die Hohlkehlen belastenden Spannungszustände, durch welche die Ermüdungsfestigkeit der Kurbelwelle in sehr hohem Maße beeinflusst wird. Es ist somit unerlässlich, daß man, entsprechend dem jeweiligen Verwendungszweck über eine umfassende Kenntnis der günstigsten Bauformen der Kurbelwelle verfügt. Über den zwischen dem Material und der Oberflächenbehandlung einerseits und der Ermüdungsfestigkeit andererseits bestehenden Zusammenhang, liegen Ergebnisse aus Versuchen vor, die man mit kleinen eigens zum Zwecke dieser Versuche hergestellten Versuchsmustern von Kurbelwellen erhalten hat; hierüber sind im Laufe der letzten 5-6 Jahre eine ganze Anzahl von Forschungsarbeiten veröffentlicht worden 5)-8). Andererseits kann man durch geeignete Wahl der Form der Kurbelwelle die Spannungskonzentration in den Hohlkehlen ganz erheblich abschwächen und dadurch eine bedeutende Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit erreichen. Es gibt eine ganze Anzahl von parametrischen Forschungsarbeiten 9)-14), welche sich dieses Problem zum Ziel gesteckt haben; so waren es besonders G.Stahl 9), A.S.Leikin 10) und H.Hasselgruber 11), sowie Arai 14) u.a., welche den Zusammenhang zwischen der Form der Kurbelwelle und dem Biegespannungskonzentrationskoeffizienten experimentell untersucht oder zeichnerisch dargestellt

haben. Wenn man jedoch die von diesen Forschern erhaltenen Ergebnisse auf die Kurbelwellen der mittleren und der kleinen Schiffsdieselmotoren anwendet, so läßt sich schwer sagen, ob diese Ergebnisse in den Anwendungsbereichen und auch hinsichtlich ihrer praktischen Verwendbarkeit ausreichend befriedigend sind.

So haben wir denn unser Hauptaugenmerk auf die Biegespannungen der aus einem Stück hergestellten Kurbelwellen für Schiffe gerichtet, und wir haben durch dreidimensionale spannungsoptische (fotoelastische?) Modellversuche den Zusammenhang zwischen dem Koeffizienten der Spannungskonzentration und dem Spannungsgefälle in den Hohlkehlen einerseits und der Form der Kurbelwelle andererseits zu klären versucht. Wir haben die Spannungsmessungen an der Kurbelwelle eines in der Praxis laufenden V-Motors durchgeführt und bei der Untersuchung ein allgemein gebräuchliches Verfahren zur mutmaßlichen Annahme der Spannungen angewandt. Im folgenden sollen nun die Ergebnisse aufgeführt werden:

2. Die dreidimensionalen spannungsoptischen Prüfungen

2.1 Die Modellformen

Die verschiedenen Grundformen, welche einen Einfluß auf den Spannungskonzentrationskoeffizienten in den Hohlkehlen ausüben, sind zwar sehr zahlreich, indem wir jedoch diejenigen von diesen, welche wir für die wichtigsten für die grundlegenden hielten, zusammenfaßten, haben wir die Form der Kurbelwelle bestimmt. Der Durchmesser der Kurbelzapfen und der Lagerzapfen ist D und wird konstant gehalten; demhingegen läßt man sich die nachstehenden Abmessungen ändern: nämlich die Länge des Kurbelzapfens L , die Dicke der

80
Kurbelwange H, die Breite der Kurbelwange B, die Überlap-
pung von Kurbelzapfen und Lagerzapfen S, den Radius der
Hohlkehle von Kurbelzapfen und Lagerzapfen R und den Durch-
messer der Bohrung des Kurbelzapfens d. Alle diese Werte
sind für 28 verschiedene, eigens für diese Versuche herge-
stellte Kurbelwellenmodelle in der Tafel 1 zusammengestellt.
Die Ausdrehung der Hohlkehlen, das Abdrehen der Kurbelwan-
gensschultern, der Durchmesser der Bohrung des Lagerzapfens
sowie die Form der vorderen Fläche der Kurbelwange wurden
hinsichtlich ihres Einflusses bei den hier beschriebenen
Versuchen nicht untersucht.

Die Gesamtzahl dieser Kurbelwellenmodelle hat man in 2
Gruppen eingeteilt, nämlich in eine erste Gruppe der Kur-
belwellen für die gewöhnlichen Reihenmotoren und in eine
2. Gruppe der Kurbelwellen für die Nichtreihenmotoren, wie
etwa die Motoren der V-Bauart. Die zuerst genannten Kur-
belwellen für die gewöhnlichen Reihenmotoren stellen Modi-
fikationen des Modells Nr.6 der aufgrund der Vorschriften
der Schiffsbauarbeitgemeinschaft bzw. aufgrund der gesetz-
lichen Sicherheitsvorschriften für Schiffe neu geordneten
Normalformen NK, AB, LR usw. dar, sie umfassen die Modelle
Nr.1-10. Die zuletzt genannten Kurbelwellen stellen Abän-
derungen des Modells Nr.20 dar, einer der Kurbelwelle des
bei unserer Firma entwickelten V-Motors mit hoher Aufla-
dung, des Motors der Bauart UEV 30/40, ähnlichen Normal-
form. Der Hauptunterschied zwischen diesen beiden Arten
von Kurbelwellen besteht darin, daß die letzt genannte
Art eine Kurbelwange von wesentlich geringerer Dicke, da-
für aber größerer Breite besitzt. Die in der Tafel aufge-
führten Modelle Nr. 11-28 stellen die Gruppe dieser Art

von Kurbelwellen für die Nichtreihenmotoren dar.

2.2 Das Prüfverfahren

Als Modellmaterial für die spannungsoptischen Prüfungen haben wir Araldit B verwendet; diesem Araldit B haben wir das Härtungsmittel 901 zugesetzt und damit dann das Ausgangsmaterial für die Modelle gegossen. Die Modellkurbelwellen haben wir aus diesen massiven Blöcken unter Verwendung einer Drehbank durch spanabhebende Bearbeitung hergestellt. Von Anfang an bereitete es zwar erhebliche Mühe, die Bedingungen für die spanabhebende Bearbeitung festzulegen, es ist jedoch dann gelungen, mit einer Schnittgeschwindigkeit von höchstens 5 m/Minute und bei einem Spanabhub von ungefähr 0.1 mm auf 1 Umdrehung eine gute Bearbeitbarkeit zu bekommen. Ganz besonders viel Sorgfalt wurde auf die Bearbeitung der Hohlkehlen verwendet, man hat sie mit einem Stahl gedreht, bei welchem man sich mit Hilfe einer Lupe überzeugt hatte, daß er genau den vorgeschriebenen Radius R besaß. Die Abb.1 zeigt den Vorgang der spanabhebenden Bearbeitung.

Bei den hier beschriebenen Prüfungen hat man die an den Kurbelwellen angreifenden Biegemomente durchweg als gleichförmige Biegemomente angenommen. Die Abb.2 zeigt die Belastungseinrichtung. Da die Kurbelwelle und den praktischen Betriebsbedingungen im Motor durch den Gasdruck eine konzentrische Belastung aufnehmen muß, so ist das Biegemoment von querverrichteten Abschärkräften begleitet. Somit unterscheidet sich die Momentverteilung der Kurbelwelle von dem Fall einer gleichförmigen Biegung, und es darf auch der Einfluß der Entfernung zwischen den Lagern nicht

vernachlässigt werden ¹⁵⁾. Wir haben uns also entschlossen, die Methode der Belastung einer erneuten Untersuchung zu unterwerfen, wir haben deshalb diese Untersuchung von den hier beschriebenen Prüfungen ausgenommen.

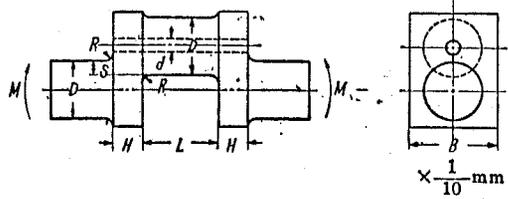
Die hergestellten Kurbelwellenmodelle hat man in einem Spannungseinfrierofen 1.5 Stunden lang geglüht und dadurch die Randspannungen beseitigt und außerdem die ganze Kurbelwelle auf eine gleichförmige Temperatur gebracht. Daran anschließend hat man an den Modellen eine Stunde lang ein gleichförmiges Biegemoment angreifen lassen, und dann hat man die Modelle einer 12-14stündigen langsamen Abkühlung im Ofen und schließlich einer ungefähr 4stündigen Abstrahlungsabkühlung im Ofen unterworfen. Die Abb.3 zeigt den Verfahrenszyklus des Spannungseinfrierens.

Nachdem auf diese Weise das Einfrieren der Spannungen beendet war, wurden aus den Modellen 2-3 mm starke, die Kurbelbelebene enthaltende Scheiben herausgeschnitten und von diesen Scheiben wurden dann mit Hilfe einer spannungsoptischen Prüfeinrichtung fotografische Aufnahmen gemacht, auf denen die spannungsoptischen Figuren zu sehen waren.

2.3 Die Ergebnisse der Prüfungen und ihre Betrachtung

In der Abb.4 sind einige Beispiele der fotografischen Aufnahmen der spannungsoptischen Figuren dargestellt. Die Aufnahmen beziehen sich auf eine Reihe von Modellen, bei der man die Überlappung S geändert hat. Die Abb.5 zeigt eine vergrößerte Aufnahme der Hohlkehle an der Kurbelzapfenunterseite. In der Tafel 2 sind die Ergebnisse zusammengestellt, welche man bei der Messung des Spannungskonzentrationskoeffizienten und des Spannungsgefälles aus diesen

Tafel 1 Die verschiedenen Daten der Kurbelwellenmodelle für die spannungsoptische Prüfung



| Modell | D | L | d | H | B | R | S | Bauart. |
|--------|-----|-----|-----|-----|-----|----|------|----------------------------|
| 1 | 280 | 180 | 0 | 100 | 420 | 20 | 0 | |
| 2 | " | " | " | 155 | 360 | 10 | " | |
| 3 | " | " | " | " | " | 15 | " | |
| 4 | " | " | " | " | " | 20 | -160 | |
| 5 | " | " | " | " | " | " | -80 | Reihen- motor |
| 6 | " | " | " | " | " | " | 0 | |
| 7 | " | " | " | " | " | " | 80 | |
| 8 | " | " | " | " | " | " | 160 | |
| 9 | " | " | " | " | " | 25 | 0 | |
| 10 | " | " | 115 | " | " | 20 | " | |
| 11 | 280 | 210 | 0 | 100 | 420 | " | " | |
| 12 | " | " | " | 155 | 360 | " | " | |
| 13 | " | 240 | " | 100 | " | " | -80 | |
| 14 | " | " | " | " | " | " | 80 | |
| 15 | " | " | " | " | 420 | 10 | 0 | |
| 16 | " | " | " | " | " | 15 | " | |
| 17 | " | " | " | " | " | 20 | -160 | |
| 18 | " | " | " | " | " | " | -80 | |
| 19 | " | " | " | " | " | " | 0 | Nicht- Reihen- motor |
| 20 | " | " | " | " | " | " | 80 | |
| 21 | " | " | " | " | " | " | 160 | |
| 22 | " | " | " | " | " | 25 | 0 | |
| 23 | " | " | " | " | 475 | 20 | -80 | |
| 24 | " | " | " | " | " | " | 80 | |
| 25 | " | " | " | 135 | " | " | " | |
| 26 | " | " | " | 153 | 360 | " | 0 | |
| 27 | " | " | " | " | " | " | 80 | |
| 28 | " | " | 115 | 100 | 420 | " | 0 | |

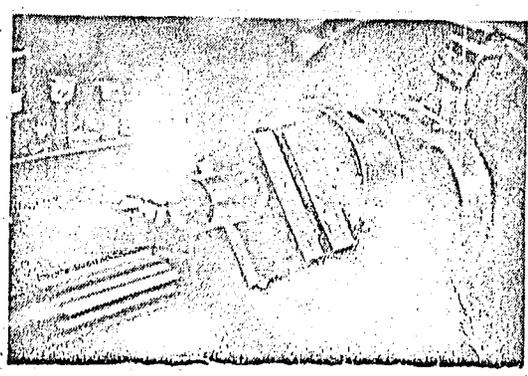


Abb. 1 Die Bearbeitung des Kurbelwellenmodells

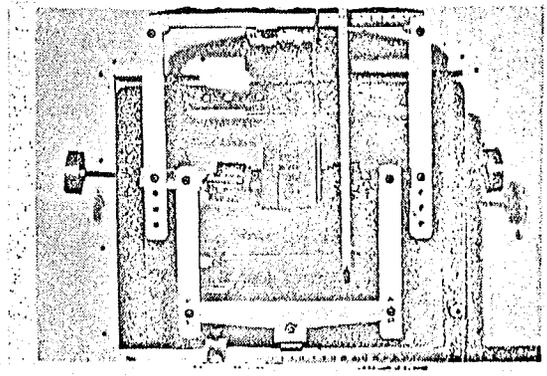


Abb. 2 Einrichtung für die Belastung mit einem gleichförmigen Biegemoment

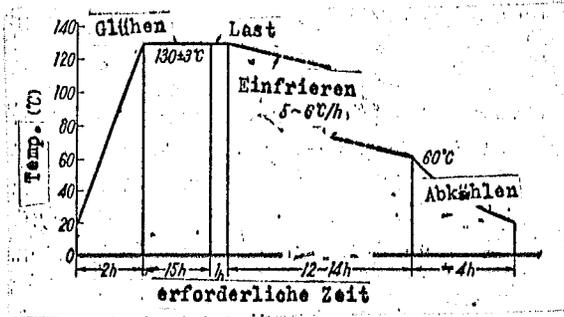
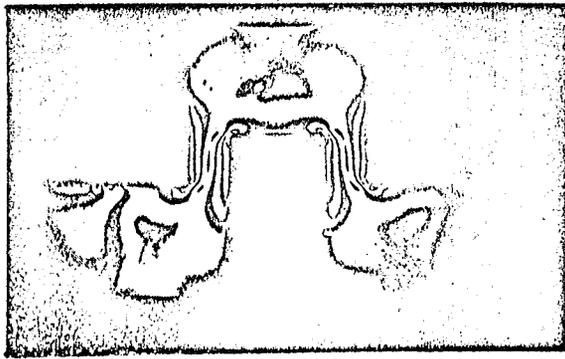
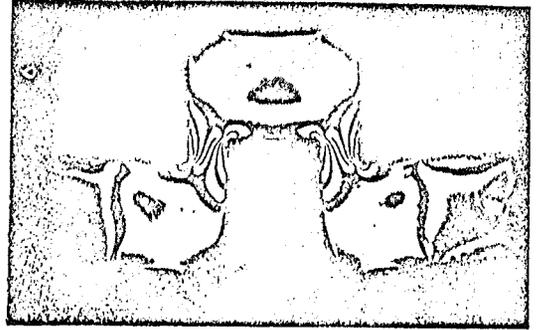


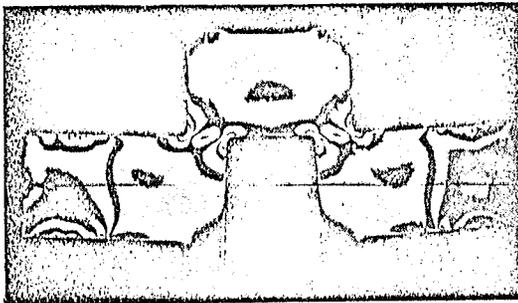
Abb.3 Der Prozeß des Spannungseinfrierens bei den Kurbelwellenmodellen



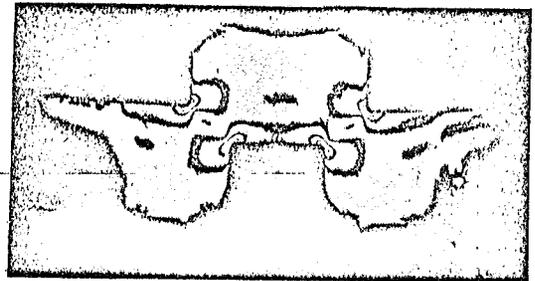
(a) Modell Nr. 17 (S=-16)



(b) Modell Nr. 18 (S=-8)



(c) Modell Nr. 19 (S=0)



(d) Modell Nr. 20 (S=8)



(e) Modell Nr. 21 (S=16)

Abb.4 Die fotografischen Aufnahmen der spannungsoptischen Figuren (bei verschiedenen Überlappungen)

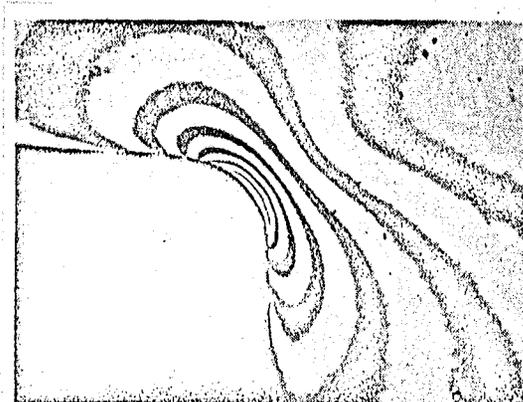


Abb.5 Fotografische Aufnahme der spannungsoptischen Figuren in der Hohlkehle a.d. Unterseite d. Kurbelzapfens

Aufnahmen erhalten hat. Die Abb. 6 zeigt für die Normalmodelle Nr. 6 und Nr. 20 den Verlauf der sich in Richtung der Tiefe ändernden Spannung in den Hohlkehlen. Für die Definition des Spannungskonzentrationskoeffizienten gibt es von der bisher vorhandenen Anschauung her keine festen Anhaltspunkte, die als normal bezeichneten Spannungen sind für den Kurbelzapfen bzw. für die Kurbelwange nach allen möglichen verschiedenen Verfahren bestimmt worden. Die in der Tafel 2 für den Spannungskonzentrationskoeffizienten α_n angegebenen Werte beruhen auf der Definition (1):

$$\alpha_n = \frac{\text{gemessene Spannung in der Hohlkehle}}{\text{Biegemoment / Querschnittsflächenkoeffizient eines Rundstabes, dessen Durchmesser gleich dem Durchmesser des Kurbelzapfens ist}} \quad (1)$$

Das Spannungsgefälle ξ_m wird dimensionslos ausgedrückt und durch die nachstehende Formel (2) definiert

$$\xi_m = \frac{\text{lokaler Spannungsanstieg an der Oberfläche der Hohlkehle}}{\text{gemessene Spannung in der Hohlkehle / Kurbelzapfenhalbmesser}} \quad (2)$$

Das in der Abb. 6 dargestellte Spannungsgefälle ist aus der Abnahme der Ordnung (des Grades?) der Spannungsoptischen Figuren unmittelbar bestimmt worden; streng genommen ist dieses Spannungsgefälle zwar gleich der Differenz der Hauptspannungen ($\sigma_1 - \sigma_2$), es dürfte jedoch keinen großen Fehler bedeuten, wenn man in der Nähe der Oberfläche $\sigma_2 = 0$ annimmt.

Da der Spannungskonzentrationskoeffizient α_n so wie er in der Tafel 2 aufgeführt ist, für die praktische Verwendung unzureichend ist, so hat man ihn dimensionslos gemacht und versucht, diesen Koeffizienten in der Form einer Annähe-

rungsberechnungsformel darzustellen. Das Ausmaß des Einflusses der verschiedenen Abmessungen der einzelnen Formteile der Kurbelwellen wird in der Praxis nicht etwa durch selbständige und unabhängige Veränderliche dargestellt, sondern es bestehen hier gegenseitige Zusammenhänge. Wenn wir jedoch die sekundären, von anderen Faktoren herrührenden Einflußkomponenten berücksichtigen, dann wird die Aufstellung einer Berechnung sehr schwierig und es ist zu befürchten, daß die praktische Verwendbarkeit in Frage gestellt ist. Da wir nun auch das Ausmaß der genannten sekundären Einflüsse als ganz gering annehmen dürfen, so haben wir uns hier auf die Einführung der unmittelbaren Einflüsse der einzelnen Faktoren beschränkt und die Berechnungsformel, soweit als nur irgend möglich vereinfacht. Man hat jedoch, um die Annäherung noch zu erhöhen, für die Kurbelwellen der Reihenmotoren und für die Kurbelwellen der Nichtreihenmotoren jeweils besondere Berechnungsformeln aufgestellt. Die Ergebnisse dieser Bemühungen finden wir in den Formeln (3), (4) und (5):

Der Biegespannungskonzentrationskoeffizient ist

$$\alpha = K \cdot f_1(l) \cdot f_2(h) \cdot f_3(b) \cdot f_4(r) \cdot f_5(s) \quad (3)$$

Hierin sind:

a) für die Reihenmotorkurbelwellen:

$$K \times 5.00$$

$$f_1(l) = 2.02 - 1.55l \quad 0.6 < l = L/D < 0.9$$

$$f_2(h) = 3.30 - 4.20h \quad 0.3 < h = H/D < 0.6$$

$$f_3(b) = 1.50 - 0.38b \quad 1.2 < b = B/D < 1.6$$

$$f_4(r) = 0.170r^{-0.67} \quad 0.03 < r = R/D < 0.10$$

$$f_5(s) = 1.02 - 0.22s - 0.47s^2 \quad -0.6 < s = S/D < 0.6$$

(4)

b) für die Nichtreihenmotorkurbelwellen:

$$K = 6.60$$

$$f_1(l) = 1.0 \quad 0.6 < l = L/D < 0.9$$

$$f_2(h) = 1.80 - 2.27h \quad 0.3 < h = H/D < 0.6$$

$$f_3(b) = 1.75 - 0.50b \quad 1.2 < b = B/D < 1.7$$

$$f_4(r) = 0.188r^{-0.62} \quad 0.03 < r = R/D < 0.10$$

$$f_5(s) = 1.38 - 1.13s - 1.19s^2 + 1.61s^3 \quad -0.6 < s = S/D < 0.6$$

(5)

Tafel 2 Der Spannungskonzentrationskoeffizient und das Spannungsgefälle

| No. | Kurbelzapfenhohlkehle | | Lagerzapfenhohlkehle | |
|-----|-----------------------|-------|----------------------|-------|
| | α_n | g_m | α_n | g_m |
| 1 | * 8.69 | — | 8.86 | — |
| 2 | 4.46 | — | 9.34 | — |
| 3 | 4.48 | — | 5.01 | -6.55 |
| 4 | 5.20 | — | 5.42 | -2.24 |
| 5 | 4.83 | -1.79 | 5.43 | — |
| 6 | 4.21 | — | 4.92 | -2.36 |
| 7 | 3.62 | — | 3.89 | — |
| 8 | 4.22 | — | 4.59 | — |
| 9 | 5.07 | -1.73 | 4.69 | — |
| 10 | 8.01 | — | 8.06 | -2.63 |
| 11 | 4.21 | — | 4.69 | — |
| 12 | 10.09 | — | 9.27 | — |
| 13 | 7.64 | — | 7.29 | — |
| 14 | 11.31 | -4.93 | 12.81 | — |
| 15 | 9.60 | -3.88 | 11.19 | -6.28 |
| 16 | 8.29 | -1.44 | 9.38 | -5.46 |
| 17 | 9.54 | -1.94 | 10.73 | -1.69 |
| 18 | 8.98 | -3.60 | 9.72 | -1.69 |
| 19 | 6.31 | -2.60 | 6.48 | -3.63 |
| 20 | 4.35 | -2.50 | 8.01 | -2.30 |
| 21 | 6.71 | -1.01 | 8.94 | -2.16 |
| 22 | 8.96 | — | 8.92 | -3.03 |
| 23 | 6.07 | — | 6.09 | — |
| 24 | 3.84 | — | 4.48 | — |
| 25 | 3.68 | — | 3.97 | — |
| 26 | 3.70 | — | 3.77 | — |
| 27 | 9.02 | -1.88 | 8.99 | -3.86 |

* gegenüber Originaltext geändert, da eindeutig Druckfehler.

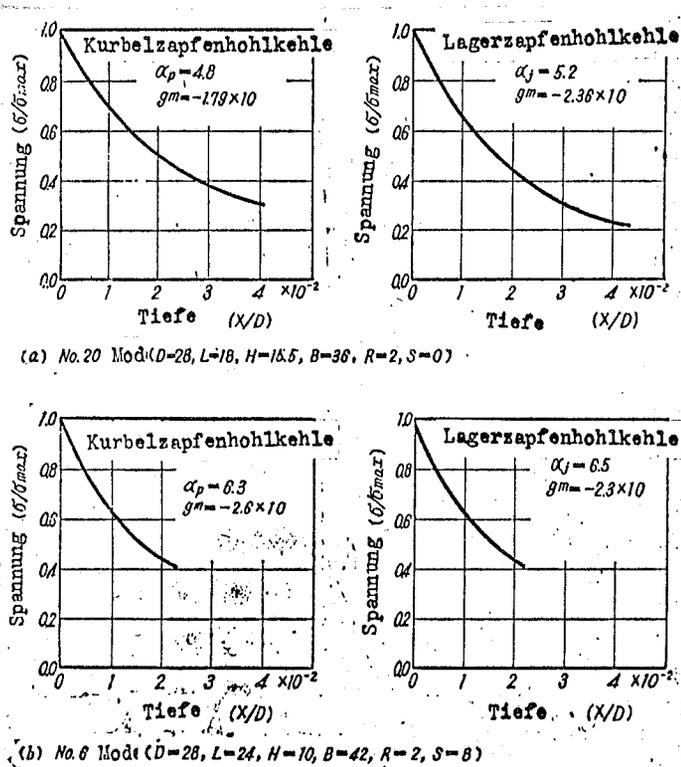


Abb. 6 Die Änderung der Spannungen in der Richtung der Tiefe der Hohlkehle

Wenn man den auf diese Weise gefundenen Spannungskonzentrationskoeffizienten σ anwendet, dann kann man für einen bekannten Wert der Biegespannung σ_0 die maximale Biegespannung in der Kurbelzapfenhohlkehle σ_{\max} aus den Gleichungen (6) und (7) durch Schlußfolgerung bestimmen:

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot \sigma_0 \quad (6)$$

$$\sigma_0 = M / \text{Querschnittsflächenkoeffizient des Kurbelzapfens} \quad (7)$$

Hierbei ist M: das mittlere Biegemoment.

Die in der Gleichung (3) enthaltenen Ausdrücke $f_1(l)$, $f_2(h)$, $f_3(b)$, $f_4(r)$, $f_5(s)$ bedeuten den Einfluß der Kurbelzapfenlänge bzw. der Wangendichte bzw. der Wangenbreite bzw. des Hohlkehlradius bzw. der Überlappung; im Falle der Normalkurbelwelle sind alle diese Ausdrücke gleich 1. Die Koeffizienten der einzelnen Ausdrücke werden nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt. Dabei hat sich gezeigt, daß die nach der Formel (3) berechneten Ergebnisse und die experimentell bestimmten Werte innerhalb eines Bereiches von ungefähr $\pm 10\%$ gut übereinstimmen. Die Abb. 7 zeigt den Verlauf der einzelnen Einflußfaktoren zusammen mit den experimentell gefundenen Werten.

Aus den oben dargelegten Ergebnissen können wir die nachstehenden Schlüsse ziehen:

(a) Der Faktor, welcher den größten Einfluß auf Spannungskonzentrationskoeffizienten ausübt, ist der Radius der Hohlkehle; tatsächlich treten bei einem Kurbelzapfendurchmesserverhältnis von 5% und weniger unerwartete Spannungskonzentrationen auf.

(b) Der nächst dem Hohlkehlradius einen starken Einfluß be-

sitzende Faktor ist die Dicke der Kurbelwange. Da man in diesem Falle vor die den Spannungskonzentrationskoeffizienten definierende Normalspannung den Kurbelzapfendurchmesser verwendet hat, so hat man ihn für das Verhältnis der scheinbaren Querschnittsflächenkoeffizienten BH^2/D^3 benützt. Praktisch sind die bei Nr. 15, 16 usw. auftretenden Werte in der Größenordnung von 10 als Spannungskonzentrationskoeffizienten für gewöhnlich nicht zu erwartende Werte, aber sie ergeben sich aus dieser Sachlage.

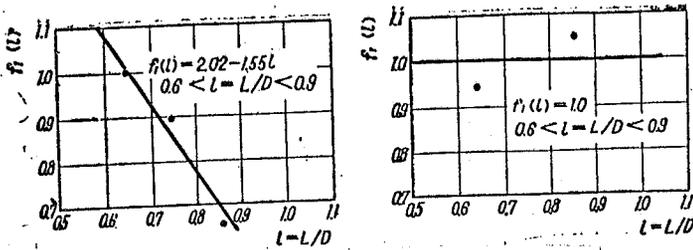
(c) Die Überlappung übt bei einem Zapfendurchmesserverhältnis von 0 bis ungefähr 20% einen maximalen Einfluß auf den Spannungskonzentrationskoeffizienten aus. Wenn keine Überlappung vorhanden ist ($S < 0$), ist die Biegsamkeit der Kurbelwange größer; wenn andererseits eine Überlappung vorhanden ist ($S > 0$), dann werden mit zunehmendem S die Linien des Spannungsflusses zwischen dem Kurbelzapfen und dem Lagerzapfen immer glatter, und es ist anzunehmen, daß die Spannungskonzentration in den jeweiligen Hohlkehlen gemäßigt wird.

(d) Die Einflüsse der Länge des Kurbelzapfens und der Breite der Kurbelwange sind nicht sonderlich groß. Bei den praktisch ausgeführten Motoren sind auch die hierfür zulässigen Abmessungsbereiche verhältnismäßig klein, und für den Spannungskonzentrationskoeffizienten bringen sie keine größeren Veränderungen herein. Je nach der Art des Motors ist zwar der Einfluß der Kurbelzapfenlänge verschieden, über diesen Punkt müßte jedoch noch eine Untersuchung angestellt werden.

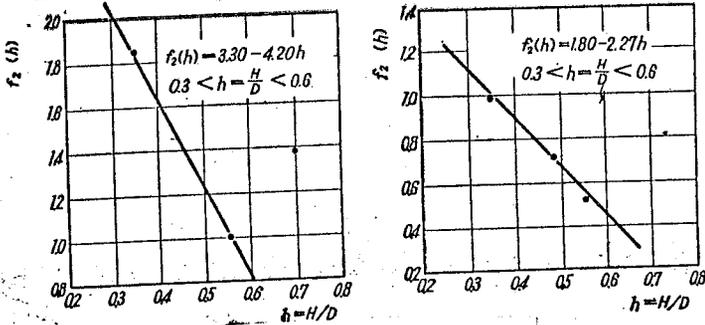
(e) Wenn im Kurbelzapfen eine Bohrung vorgesehen ist, dann

wird der Spannungskonzentrationskoeffizient in der Hohlkehle des Lagerzapfens um ungefähr 10% geringer, während er sich in der Hohlkehle des Kurbelzapfens nahezu überhaupt nicht ändert. Dies sind nun in der Kurbelebene gemessene Werte, es ist jedoch zu erwarten, daß am äußeren Umfang des Lagerzapfens ein besonderer Maximalwert vorhanden ist. Es wird jedoch berichtet, daß dieser Maximalwert im allgemeinen im Vergleich mit dem Fall des Fehlens einer Bohrung im Kurbelzapfen trotzdem niedrig ist ¹⁶⁾.

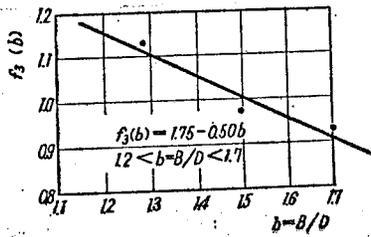
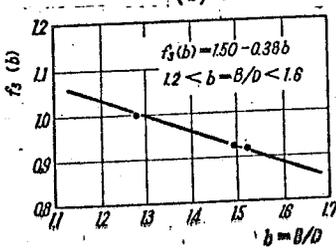
Das Spannungsgefälle hängt nicht unmittelbar mit der Konstruktion der Kurbelwelle zusammen, wie dies bei dem oben dargelegten Spannungskonzentrationskoeffizienten der Fall ist. In den letzten Jahren ist jedoch bei Berichten über die Festigkeit von gekerbten Teilen auf dieses Problem hingewiesen worden. Um die Festigkeit eines gekerbten Teiles kennenzulernen, muß man den Wert der Spannung am Boden der Kerbe genau kennen und man muß darüber Bescheid wissen, um wieviel diese Spannung durch örtliches Nachgeben (des Materiales) gemildert wird. Als Maß für die zuerst genannten Spannungen haben wir den Spannungskonzentrationskoeffizienten, während die Bedeutung der zuletzt genannten Erscheinung durch das Spannungsgefälle ausgedrückt wird. Bei einem Bericht über die statische Festigkeit und über die Ermüdungsfestigkeit ist auch an den Zusammenhang mit dem Spannungsgefälle zu denken; wenn man aufgrund dieser Tatsache eine Berechnungsformel aufstellen wollte, dann könnte man wohl einen bis jetzt als Kerbempfindlichkeit sozusagen experimentell gefundenen Korrekturkoeffizienten als einen der Wirklichkeit noch näher kommenden (wörtlich: noch vernünftiger verbundenen) Faktor einheitlich berücksichtigen.



(a) Einfluß der Länge des Kurbelzpf.

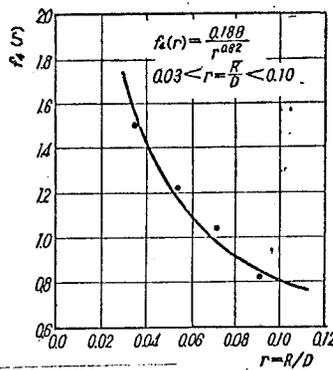
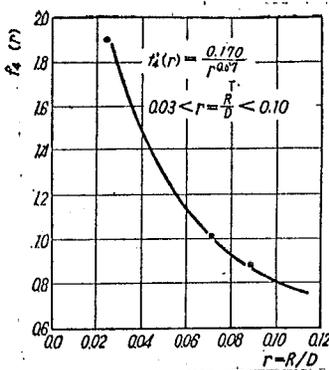


(b) Einfluß der Wangendicke

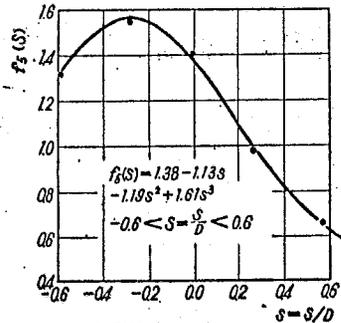
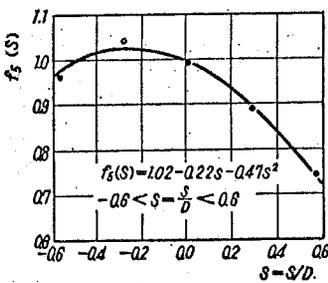


Reihenmotor (c) Einfluß d. Wangenbreite Nichtreihenmotor

Abb.7 Der Einfluß der Abmessungen der einzelnen Teile der Kurbelwelle (1)



(d) Einfluß des Hohlkelradius



Reihenmotor (e) Einfluß d. Überlappung Nichtreihenmotor

Abb.7 Der Einfluß der Abmessungen der einzelnen Teile der Kurbelwelle (2)

Das oben beschriebene dimensionslose Spannungsgefälle der Kurbelwellen lag ungefähr in der Größenordnung von 10.

Demzufolge wird der Durchmesser D_0 eines Rundstabes, welcher das gleiche Spannungsgefälle besitzt, der Gleichung

$$D_0 \times \frac{D}{\varepsilon_m} = \frac{D}{10} + 0.1D \quad (8)$$

genügen und er wird in der Größenordnung von ungefähr $1/10$ des Kurbelzapfendurchmessers D liegen. Mit anderen Worten: Da die Änderung der Spannung in der Richtung der Tiefe außerordentlich schnell vor sich geht, so wird, wie man aus der Abb.6 ersehen kann, die Spannung an einem Punkte, welcher nur um 1% des Durchmessers des Kurbelzapfens von der Oberfläche an nach innen zu gelegen ist, um etwa 60% niedriger sein als die Spannung an der Oberfläche

Um den Zusammenhang zwischen dem Spannungsgefälle einerseits und dem Spannungskonzentrationskoeffizienten sowie dem Hohlkehlradius andererseits zu untersuchen, haben wir versucht, die in der Tafel 2 aufgeführten Werte in den Abbildungen 8 und 9 darzustellen. Aus der Abb.8 ist zu ersehen, daß, selbst dann, wenn der Spannungskonzentrationskoeffizient hoch ist, das Spannungsgefälle nicht immer hoch wird, und daß es überaus schwierig ist, einen bestimmten (konstanten?) Zusammenhang zwischen diesen beiden herauszufinden. Demhingegen läßt sich aus der Abb.9 deutlich erkennen, daß ein außerordentlich enger Zusammenhang mit dem Hohlkehlradius an den einzelnen Stellen besteht. Wenn früher über die Ermüdungsfestigkeit von gekerbten Teilen berichtet worden ist, dann hat man immer den Kerbempfindlichkeitskoeffizienten η als eine Funktion

des Kerbradius ρ behandelt und dieses Verfahren war ganz allgemein. Der Verlauf der in der Abb.9 dargestellten Kurven scheint nun eine Bestätigung für die Richtigkeit dieses Vorgehens zu erbringen.

3. Die Prüfung zur Messung der wirklichen Spannungen in den Kurbelwellen

3.1 Die Meßmethodik und die der Untersuchung dienenden Kurbelwellen

Als repräsentatives Beispiel eines mit einer aus einem Stück hergestellten Kurbelwelle ausgerüsteten Hochleistungsmotors haben wir den Mitsubishi-Motor der Bauart UEV 30/4C genommen und die in den einzelnen Teilen der Kurbelwelle dieses Motors auftretenden Spannungen gemessen. Die wichtigsten Daten dieses Motors sind in der Tafel 3 zusammengestellt; es handelt sich um einen repräsentativen V-Motor mit mittleren Abmessungen und einer mittleren Drehzahl. Die Kurbelwelle dieses Motors ist in einem Stück aus gewöhnlichem Schmiedestahl hergestellt, sie hat keinerlei besondere Oberflächenbehandlung erfahren. An jeder einzelnen Wange ist ein Ausgleichsgewicht angebracht; die Zündfolge ist $1L \rightarrow 1R \rightarrow 2L \rightarrow 2R \rightarrow 3L \rightarrow 3R$ (mit L sind die Zylinder auf der linken Seite, und mit R die Zylinder auf der rechten Seite bezeichnet.) Die Abmessungen der einzelnen Teile sind aus der Abb.10 ersichtlich, sie unterscheiden sich von denen eines Reihenmotors durch die größere Breite. Der Kurbelzapfendurchmesser und der Lagerzapfendurchmesser ist $D = 280$ mm, die Dicke der Kurbelwange ist $H = 100$ mm ($H/D = 0.357$), die Breite der Kurbelwange ist $B = 420$ mm ($B/D = 1.50$); diese Kurbelwelle ist im besonderen dadurch gekennzeichnet, daß bei ihr die Kurbelwange sehr dünn und sehr breit ist.

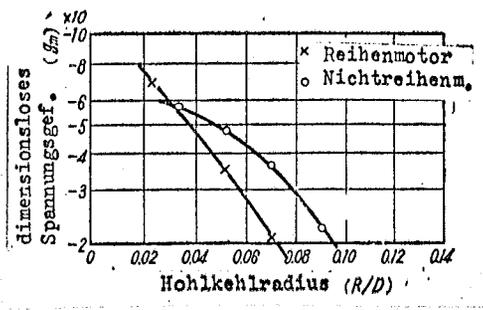
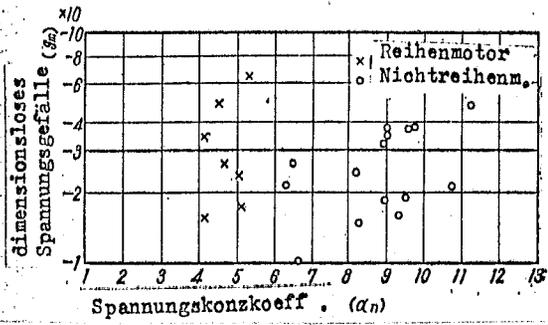


Abb.8 Der Zusammenhang zwischen dem dimensionslosen Spannungsgefälle und dem Spannungskonzentrationskoeffizienten

Abb.9 Der Zusammenhang ^{haupte} zwischen dem dimensionslosen Spannungsgefälle und dem Hohlkehlradius (Kurbelzapfenhohlkehle)

Tafel 3 Die Hauptdaten des für die Versuche verwendeten Motors

| Motordaten | | 2Takt-Einkolben-Dieselmotor mit Uniflow-Spülung u. Turbolader |
|-----------------|--------------------|---|
| Typenbezhg. | | 6 UEV30/40 Versuchsmotor |
| Zylinderzahl | | 6-V (60°) |
| Zylinder ø | mm | 300 |
| Hub | mm | 400 |
| Nennleistung | PS | 2,250 |
| Motordrehzahl | rpm | 600 |
| mittlere Drck. | kg/cm ² | 9.95 netto |
| m. Kolbengesch. | m/s | 8.00 |

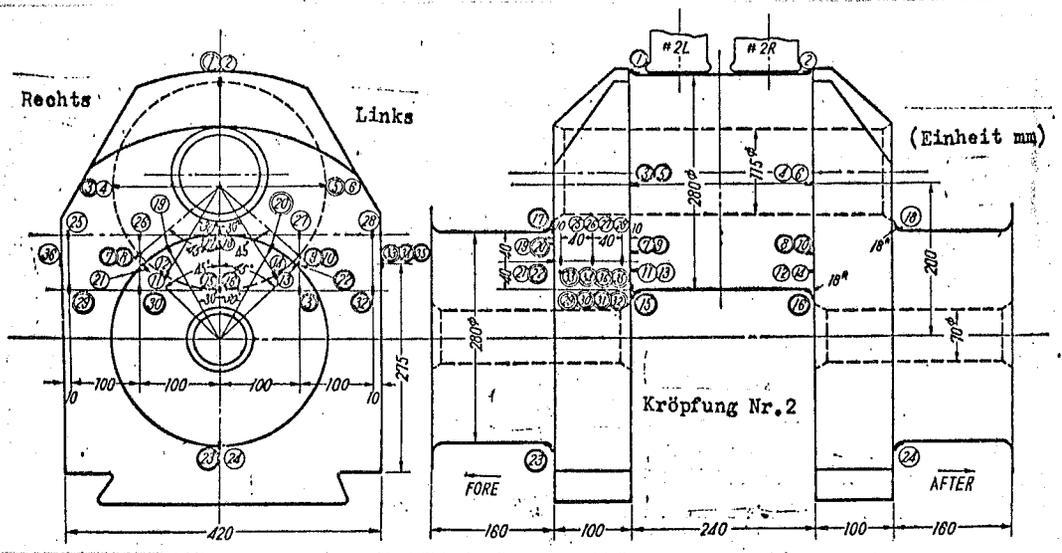


Abb.10 Die Form der Kurbelwelle und die Spannungsmeßpunkte (die mit 2 Kreischen umgebenen Ziffern beziehen sich auf diejenigen Spannungsmeßpunkte, an denen während des Betriebes gemessen wurde).

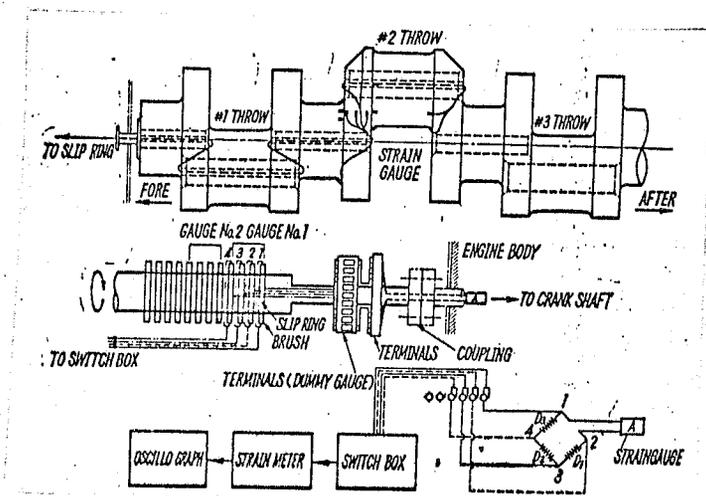
Tafel 4 Die Bedingungen bei der statischen Belastungsprüfung

| Prüf. Nr. | Kurbwink. 1L normal | Druck in den einzelnen Zylindern (kg/cm ²) |
|-----------|---------------------|--|
| 2 | 15° | 3R(12), 1L(90), 1R(10) |
| 3 | 45° | 3R(5), 1L(30), 2L(3), 1R(41) |
| 5 | 75° | 1L(12), 1R(90), 2L(10) |
| 7 | 105° | 1L(5), 1R(30), 2R(3), 2L(41) |
| 8 | 135° | 1R(12), 2L(90), 2R(10) |
| 9 | 165° | 1R(5), 2L(30), 3L(3), 2R(41) |
| 11 | 195° | 2L(12), 2R(90), 3L(10) |
| 12 | 225° | 2L(5), 2R(30), 3R(3), 3L(41) |
| 14 | 255° | 2R(12), 3L(90), 3R(10) |
| 16 | 285° | 2R(5), 3L(30), 1L(3), 3R(41) |
| 18 | 315° | 3L(12), 3R(90), 1L(10) |
| 19 | 345° | 3L(5), 3R(30), 1R(3), 1L(41) |

Tafel 5 Die Prüfungsbedingungen bei laufendem Motor

| Prüf. Nr. | Last (%) | Drehzahl N(rpm) | mittl. eff. Druck Pme(kg/cm ²) |
|-----------|----------|-----------------|--|
| ① | 26 | 205 | 7.74 |
| ② | 40 | 308 | 7.74 |
| ③ | 53 | 411 | 7.74 |
| ④ | 66 | 514 | 7.74 |
| ⑤ | 53 | 514 | 6.19 |
| ⑥ | 40 | 514 | 4.64 |
| ⑦ | 26 | 514 | 3.09 |
| ⑧ | 17 | 514 | 2.00 |
| ⑨ | 80 | 557 | 8.62 |

Abb.11 Die schematische Darstellung und das Schaltbild der Spannungsmeßeinrichtung für die Messung bei laufendem Motor



Die wirklichen Spannungen wurden zuerst für den Fall gemessen, daß man auf jeden einzelnen Zylinder einen dem Gasdruck entsprechenden Öldruck gab, sodann wurde die Änderung der Spannungen beim Betrieb des Motors gemessen. Die Abb.10 zeigt die einzelnen Spannungsmeßstellen. An 20 von den insgesamt 36 Meßpunkten wurde auch die Spannung während des Betriebes gemessen. Für die Dehnungsmessung verwendete man im Abstand von 5 mm voneinander angebrachte mit elektrischen Widerstandsdrähten arbeitende Dehnungsmesser, die man sämtliche in Achsrichtung festgeklebt hatte. Die praktisch gegebenen Hauptspannungswerte und die Hauptspannungsrichtung ändern sich zwar unter dem Einfluß der Torsionsspannungen mit dem Kurbelwinkel ¹⁷⁾, bei den hier beschriebenen Untersuchungen haben wir jedoch unser Hauptaugenmerk auf die Messung der in Achsrichtung liegenden Spannungskomponenten gerichtet, die wir für die größten Unter diesen Spannungen halten.

Den Öldruck haben wir erzeugt, indem wir in jeden einzelnen Zylinder mit Hilfe einer "journey"-Pumpe (?) unter Druck Schmieröl gepumpt haben, und wir haben diesen Öldruck während der Messung dadurch konstant gehalten, daß wir mit Hilfe eines in die oberste Rinn-Nut des Kolbens eingesetzten O-Ringes den Zylinder abgedichtet haben. Die Ölzuführungsleitung haben wir für jeden Zylinder getrennt angeschlossen, so daß wir die Möglichkeit hatten, bei den einzelnen Kurbelwinkeln den Öldruck in jedem einzelnen Zylinder beliebig zu regeln. Entsprechend der jeweiligen Öldruckbelastung wurde an der Kurbelwelle ein Drehmoment erzeugt, am hinteren Ende des Motors war deshalb eine mit der Kurbelwelle fest verbundene (?) Einrichtung vorgesehen. Die Öldruckbelastungsbedingungen sind der Tafel 4

zu entnehmen; die dort aufgeführten 12 Fälle entsprechen gerade einer Umdrehung der Kurbelwelle.

In der Tafel 5 sind die Meßbedingungen während des Betriebes zusammengestellt, während die Abb.11 eine schematische Darstellung der Meßeinrichtung zeigt. Die von den Dehnungsmeßstreifen ("strain gauge") kommenden Leitungen sind an der Oberfläche der Kurbelwange mit Klebstoff befestigt worden, sie sind durch die Ölbohrungen des Kurbelzapfens und der Lagerzapfen bis zum vorderen Ende des Motors durchgeführt worden. Diese Leitungen stellten über Schleifringe mit 40 Kontakten die Verbindung mit den sich in Bewegung befindenden Dehnungsmeßstreifen her; mit Hilfe eines elektromagnetischen Oszillographen wurden die Wellenformen der Dehnung zusammen mit der "top mark" aufgezeichnet. Die Schleifringe waren aus Phosphorbronze und die Bürsten aus Silberkohle hergestellt. Die zu den Schleifringen führenden Leitungen waren, um die Geräusche zu vermeiden, nach dem "gauge"-Verfahren hergestellt (??), und auch die "damigauge"(??) waren an dem Rotor festgemacht.

3.2 Die Ergebnisse der Messung der statischen Spannungen

Die Abb.12 zeigt die Änderung der Spannungen der einzelnen Teile, wie man sie ausgehend von der Stellung 15° nach der normalen oberen Totpunktslage des Zylinders 1L im Kurbelwinkelaabständen von jeweils 30° gemessen hat. Da man die Spannungsmessungen mit der Kröpfung Nr.2 ausgeführt hat, so hat man für die mit diesem Zylinder nach dem "side by side"-System gekoppelten (verbundenen?) Zylinder 2L und 2R in der Nähe der Stellungen 135° bzw. 195° , wo diese beiden Zylinder ihren höchsten Druck haben, die Höchstwer-

te der Spannung in den einzelnen Teilen bekommen. Unter diesen Teilen traten die größte Zugbeanspruchung in der Kurbelzapfenhohlkehle mit 8.4 kg/mm^2 (Meßpunkt 11) und die größte Druckbeanspruchung in der Lagerzapfenhohlkehle mit 10.4 kg/mm^2 (Meßpunkt 20) auf. Diese Werte können, wenn man einen Motor mit einem maximalen Druck im Zylinder von 90 kg/cm^2 voraussetzt, als ausreichend niedrig bezeichnet werden. Auch die Beanspruchung der Kurbelwange ergab niedrige Werte, die innerhalb von 5 kg/mm^2 blieben, dies war als die Auswirkung dessen zu erwarten, daß die auf die Dicke der Kurbelwange entfallende Verringerung des Querschnittsflächenkoeffizienten durch die Breite der Kurbelwange wieder gutgemacht wurde.

Die Stellen, an denen in der oben beschriebenen Weise die Maximalspannungen festgestellt wurden, liegen durchweg nicht in der Kurbelebene. Um diese Erscheinung zu klären, hat man ausschließlich bei dem Zylinder 2L in der oberen Totpunktslage einen Öldruck von 90 kg/mm^2 angreifen lassen und die Verteilung der Spannungen am Umfang des Kurbelzapfens und des Lagerzapfens gemessen. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in der Abb. 13 dargestellt. Die Spannungen in den einzelnen Punkten hat man, indem man die Außendurchmesserlinie des Kurbelzapfens oder des Lagerzapfens als Nulllinie nahm, abgetragen; dabei hat man eine ganz eigenartige Verteilungskurve bekommen. In der Hohlkehle des Kurbelzapfens erreichte die Spannung ihr Maximum in den um $\pm 30^\circ$ außerhalb der Kurbelebene liegenden Punkten; der im Zentrum gemessene Wert war um ungefähr 10% niedriger. Auch im Falle des Lagerzapfens kam man zu einem derartigen Ergebnis, die Differenz war hier noch größer.

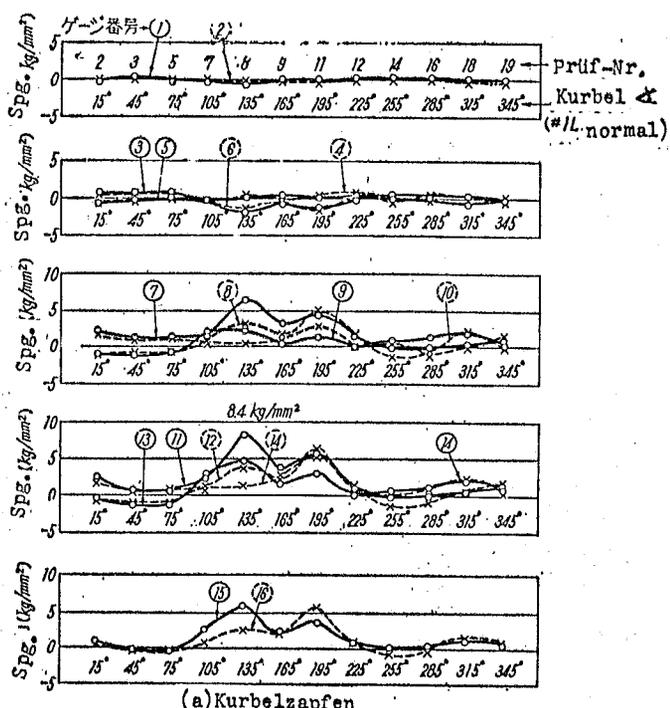


Abb.12 (A) Die Spannungsänderungen der Kurbelwelle

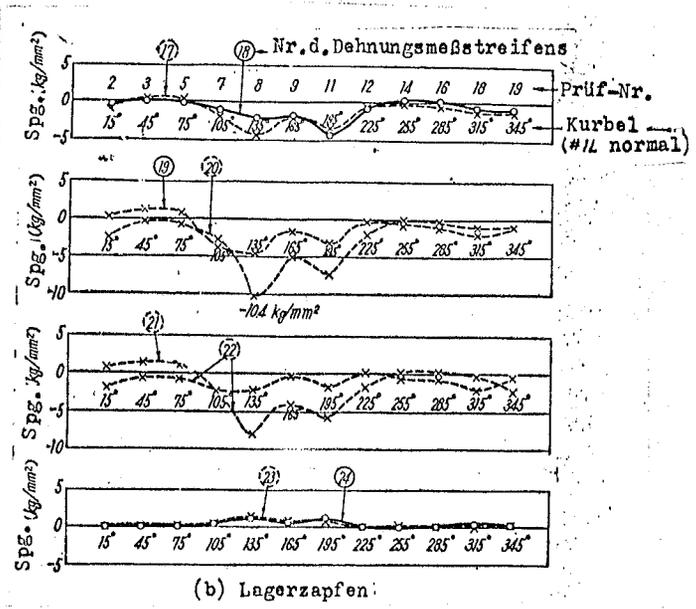


Abb.12 (B) Die Spannungsänderungen der Kurbelwelle

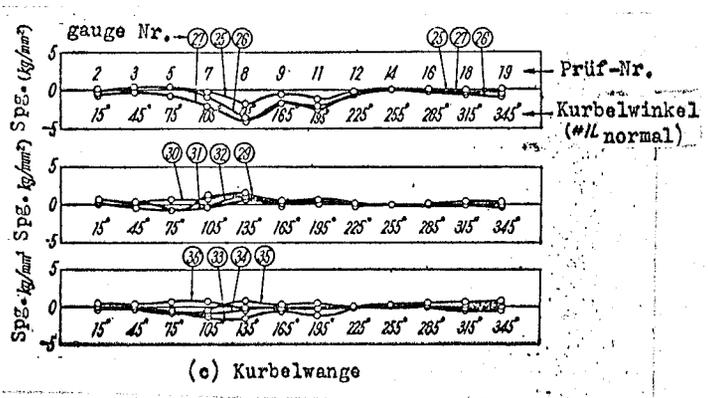


Abb.12 (C) Die Spannungsänderungen der Kurbelwelle

Als Ursache dieser Erscheinung könnte man sich denken, daß sowohl der Kurbelzapfen, wie auch der Lagerzapfen eine Bohrung besitzen, und daß die Spannungslinien außerhalb der Kurbelebene verlaufen und sich in der Richtung der Breite der Kurbelwange zerstreuen. Bei den üblichen Messungen begegnete man häufig dem Fall, daß man innerhalb eines Bereiches, in welchem der Querschnittsflächenkoeffizient konstant ist, d.h. also in welchem BH^2 konstant ist, die Kurbelwange breiter macht, während man die Dicke der Kurbelwange um eine kürzere Bauform des Motors zu bekommen, verringert. Es war nun zu erwarten, daß eine solche Maßnahme nicht nur in den Hohlkehlen lokale Spannungskonzentrationen hervorrufen wird, sondern daß zudem auch der auf eine Erhöhung der Breite entfallende Anteil an dem Querschnittsflächenkoeffizienten der Kurbelwange aller Erwartung nach nichts zu der Festigkeit der Kurbelwelle beitragen wird. Wenn man jedoch von den bei unseren Untersuchungen erhaltenen Meßergebnissen ausgeht, dann stellt man fest, daß im Falle des Vorhandenseins einer entsprechend großen Bohrung im Kurbelzapfen und im Lagerzapfen die Punkte der Spannungskonzentration aus der Kurbelebene heraus zerstreut werden und daß dadurch eine mehr gleichmäßige Verteilung der Spannungen zustande kommt, so daß auch die Breite der Kurbelwange wirksam ausgenützt werden kann.

Die Zentralbohrung im Kurbelzapfen und im Lagerzapfen wird in der Hauptsache mit Rücksicht auf die Torsionsschwingungen erforderlich und ihr Hauptzweck liegt in der Schmierölzufuhr für die Kühlung des Kolbens und für die Schmierung des Kolbenzapfens. Es dürfte sich jedoch zusätzlich

auch empfehlen, die hervorragende Wirkung dieser Zentralbohrungen entsprechend zu beachten, welche in den günstigen Einfluß auf die Festigkeit der Kurbelwelle besteht.

3.3 Die Ergebnisse der Messung der Spannungen während des Betriebes

In der Abb.14 werden repräsentative Beispiele der Spannungswellen während des Betriebes gezeigt. Um die absolute Werte auch der Ausbreitung der Spannungen kennenzulernen, mußte man die Nulllinie finden. Bei den hier beschriebenen Untersuchungen hat man den Motor in ungefähr 30 Sekunden unmittelbar nach Beendigung der Messungen stillgesetzt und auf dem Oszillographen die Nulllinie aufzeichnen lassen. In der Abbildung ist das Niveau dieser Nulllinie durch Pfeile angegeben. Diese Nulllinie ist jedoch in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen willkürlichen Änderungen unterworfen, und es ist deshalb schwierig zu sagen, ob die gemessenen Werte auf Zuverlässigkeit Anspruch erheben können. Die stärkste Begründung hierfür dürfte wohl darin zu suchen sein, daß auch nach dem Stillsetzen des Motors das unter Druck zugeführte Schmieröl den Dehnungsmeßstreifen eine Temperaturänderung mitgeteilt hat. Man hat also lediglich die Spannungsamplitude beachtet, und untersucht, welcher Zusammenhang zwischen dieser und den Betriebsbedingungen besteht. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den Abb.15 und 16. dargestellt.

Bei gleichbleibender Drehzahl nimmt die Spannungsamplitude in den einzelnen Punkten der Kurbelwelle ungefähr proportional mit dem mittleren effektiven Druck zu. Der Grund hierfür ist doch wohl darin zu suchen, daß, wie die Abb.17

zeigt, der maximale Druck im Zylinder proportional zum mittleren effektiven Druck zugenommen hat. Man kann somit sagen, daß die Spannungsamplitude als eine ganz natürliche Sache nahezu proportional zum maximalen Druck im Zylinder zunimmt.

Wenn man bei konstantem mittlerem effektivem Druck die Drehzahl sich ändern ließ, dann bekam man Unterschiede je nach der Lage des Meßpunktes, so daß sich eine allgemeine Tendenz nicht festlegen läßt. Dem auf die Spannungsamplitude entfallenden Änderungsanteil war außer der Änderung der Drehzahl auch noch die Änderung des maximalen Druckes im Zylinder überlagert. Wir denken uns nun den Einfluß der zuletzt genannten Änderung abgetrennt und machen eine Aufteilung in diejenigen Stellen, an denen die Amplitude mit steigender Drehzahl zunimmt und diejenigen Stellen, an denen die Amplitude mit steigender Drehzahl abnimmt. Die Hohlkehle an der Oberseite des Lagerzapfens gehört also zu der zuerst genannten Gruppe, während die Hohlkehle an der Unterseite des Kurbelzapfens zu der zuletzt genannten Gruppe gehört.

Mit Bezug auf eine Kurbelwelle mit nur einer einzigen Kröpfung kann man sagen, daß in der Nähe der oberen Totpunktslage die Trägheitskraft der sich hin und her bewegenden Teile in einer dem Gasdruck entgegengesetzten Richtung wirkt. Demzufolge wird die von der Pleuelstange auf die Kurbelkröpfung übertragene äußere Kraftamplitudenna-türlich abnehmen. Bei mehrfach gekröpften Kurbelwellen jedoch darf diese Tendenz nicht ohne weiteres angewandt werden, weil der "mode" der äußeren Kräfte durch die von den benachbarten Kurbelkröpfungen übertragenen Biegemomente

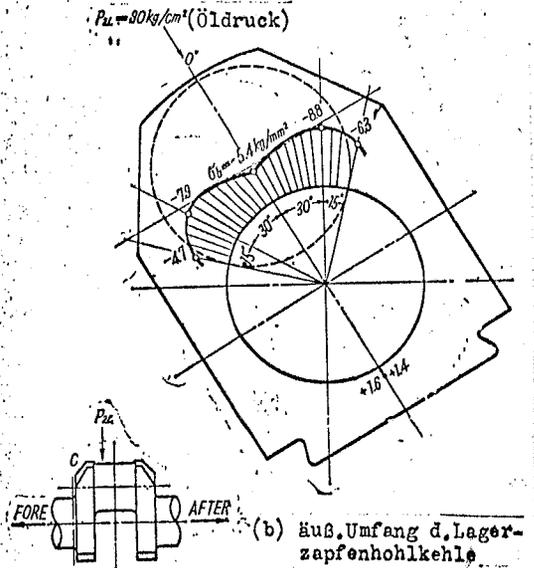
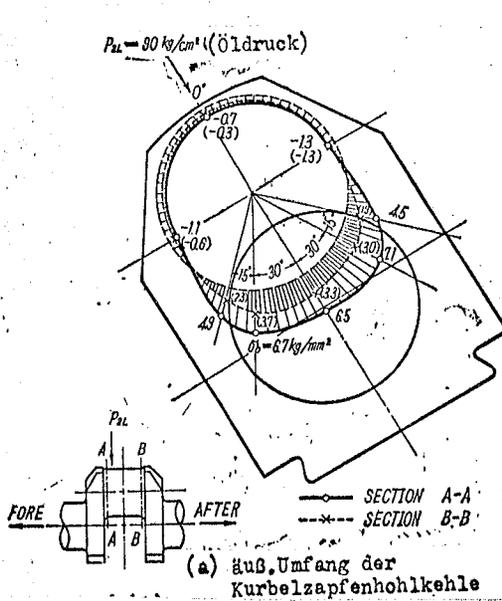
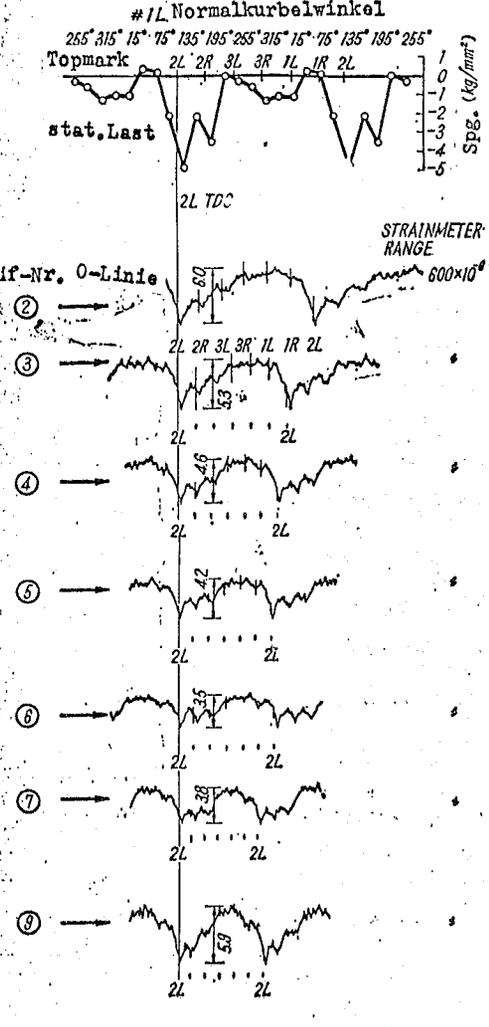
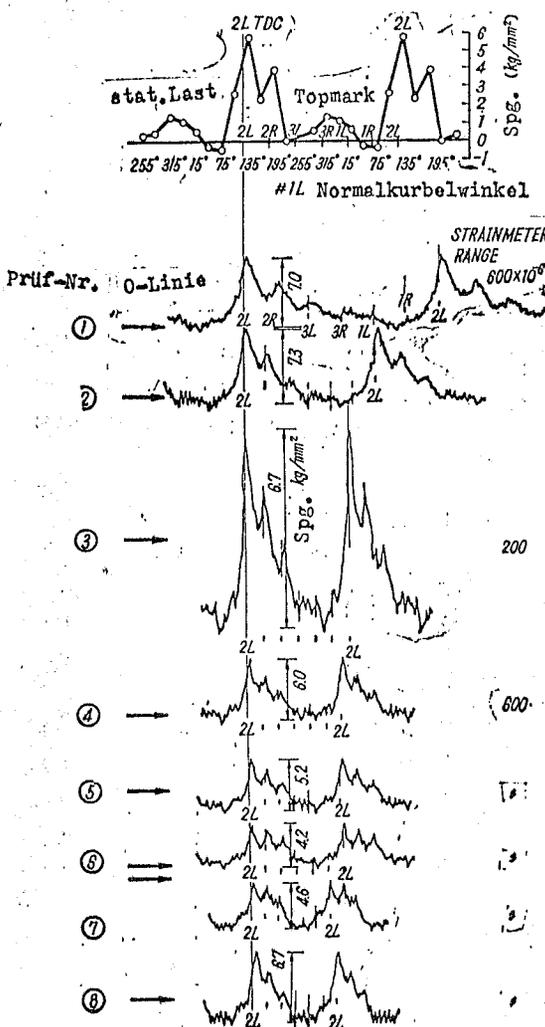


Abb.13 (A) Die Spannungsverteilung am äußeren Umfang der Hohlkehle

Abb.13 (B) Die Spannungsverteilung am äußeren Umfang der Hohlkehle



(a) Dehnungsmeßstreifen Nr.15: Kurbelzapfenhohlkehle

(b) Dehnungsmeßstreifen Nr.17: Lagerzapfenhohlkehle

Abb.14 (A) Die Spannungswellen bei laufendem Motor

Abb.14 (B) Die Spannungswellen bei laufendem Motor

durch die Lagerungsbedingungen, sowie durch die Zündfolge und die Funkenstrecke der anderen Zylinder beeinflusst wird. Da die Kurbelwellen fast durchweg mehrfach gekröpfte Kurbelwellen sind, so muß gerade dieser Punkt späterhin noch eingehend untersucht werden.

3.4 Der Vergleich der experimentell gefundenen Werte mit den theoretisch errechneten Spannungen

Um die auf die Kurbelwelle wirkenden Spannungen zu bestimmen, empfiehlt es sich, zunächst die äußere Belastung festzustellen und für die von dieser herrührenden Nennspannungen den Spannungskonzentrationskoeffizienten herzuleiten (?). Um jedoch die Nennspannung für die Biegung zu finden, muß man zuerst die schwierigen mit der Querschnittsflächenveränderung zusammenhängenden Probleme, zu denen auch die Berücksichtigung der von der Biegung und von der Torsion herrührenden Formveränderungen gehört, klären. Wenn also die Entfernung zwischen den Lagern gering ist (wörtlich: wenn der "span" kurz ist), dann sind nicht nur die Genauigkeit ab, sondern beim praktischen Lager kommt noch die Bedingung hinzu, daß die Beschränkung der Formveränderung nur in der Richtung der Belastung auftritt (?). Neueren Berichten ¹⁸⁾ ist zu entnehmen, daß auch hinsichtlich des Spannungskonzentrationskoeffizienten zwischen dem Fall der durch eine Belastung über die Pleuelstange hervorgerufenen Biegespannungen und dem Fall der von einer benachbarten Kurbelkröpfung her übertragenen Biegespannungen ein deutlicher Unterschied besteht.

In Wirklichkeit hat man aufgrund von bis zu einem gewissen Grade vereinfachten Bedingungen die Nennspannung errechnet,

und mit dieser Nennspannung hat man den aus den Spannungsoptischen Figurenbildern sowie aus kleinen Versuchsmodellen gefundenen Spannungskonzentrationskoeffizienten multipliziert und so die praktische Belastungsspannung bestimmt

Aus den für die Kurbelwelle des Motors 6 UEV 30/40 unter statischer Belastung theoretisch errechneten Spannungen und praktisch gemessenen Werten hat man nach dem Verfahren der kleinsten Quadrate arithmetisch den Spannungskonzentrationskoeffizienten bestimmt und dann hat man diesen und den aus den spannungsoptischen Prüfungen gefundenen Spannungskonzentrationskoeffizienten miteinander verglichen.

(A) Die Berechnung als kontinuierliche Spannung eines Rundstabes

Als einfachste Annäherung an eine mehrfach gekröpfte Kurbelwelle haben wir den nachstehend beschriebenen Rundstab bestimmt:

- (a) Wir haben die Kurbelwelle als einen Rundstab, dessen Durchmesser gleich dem Kurbelzapfendurchmesser ist, aufgefaßt.
- (b) Als Abstützpunkte haben wir jeweils die Lagermitte genommen, und wir haben angenommen, daß in diesen Punkten keine Verschiebung auftritt. Natürlich haben wir die zwischen den einzelnen Stützpunkten bestehenden mehr oder weniger großen Differenzen nicht berücksichtigt.
- (c) Als Belastung haben wir die in der Kurbelebene der 2.Kurbelkröpfung liegende Komponente der von der Pleuelstange übertragenen Belastung genommen.

Wenn man diese Annahmen macht, dann kann man als konti-

nuierliche Spannungen nach dem Dreimomentenverfahren auf leichte Weise

M_u , das von der benachbarten Kurbelkröpfung übertragene Biegemoment und

M_c , das von der durch die Pleuelstange dieser Kurbelkröpfung übertragenen konzentrierten Belastung herrührende Biegemoment

berechnen. Es ist zu erwarten, daß die in der Kurbelwelle praktisch auftretenden Biegespannungen σ gleich dem durch den Querschnittsflächenkoeffizienten Z dividierten Wert der Biegemomente dieser Spannungen sind und daß sie gleich der Summe der Spannungskonzentrationskoeffizienten α_o und α_c sind (?). Dies bedeutet in einer Berechnungsformel ausgedrückt:

$$\sigma = \alpha_u \frac{M_u}{Z} + \alpha_c \frac{M_c}{Z} \quad (9)$$

Nun finden wir für die oben aufgeführten, auf 1 Umdrehung der Kurbelwelle kommenden 12 Fälle der statischen Belastungsprüfung

$$\left. \begin{array}{l} \text{die gemessenen Werte: } \sigma_i \\ \text{die berechneten Werte: } M_{ui}, M_{ci} \end{array} \right\} i = 1, 2, \dots, 12 \quad (10)$$

und können nun α_c und α_u bestimmen. Als Beispiel führen wir hier die für den Fall Nr.15 in der Kurbelzapfenhohlkehle gefundenen Ergebnisse an:

$$\alpha_c = 2.59, \quad \alpha_u = 1.62 \quad (11)$$

Wenn man nun die in der Gleichung (11) aufgeführten Werte benützt und aus der Gleichung (9) die durch Schlußfolgerung zu bestimmenden Werte der Spannung berechnet, dann kommt man zu einem Ergebnis, das wir in der Abb.18 den berechneten Werten gegenübergestellt haben. Da in diesem Falle M_c je nach der Lage verschieden ist, so hat man die Berechnung für die Lage des Dehnungsmeßstreifens durchgeführt.

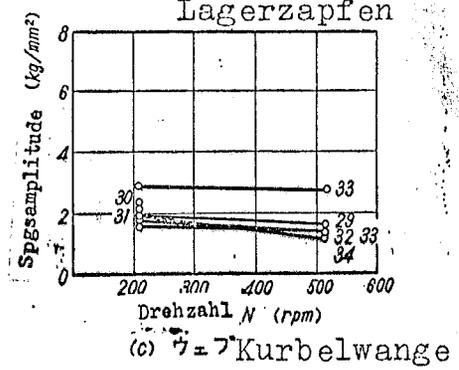
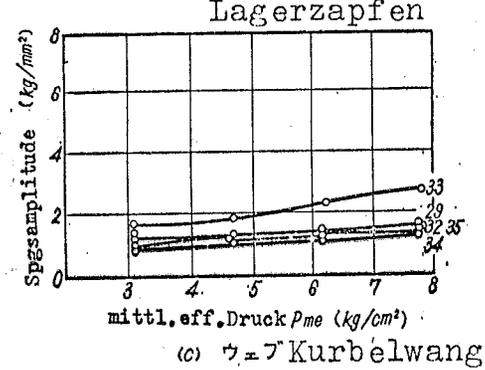
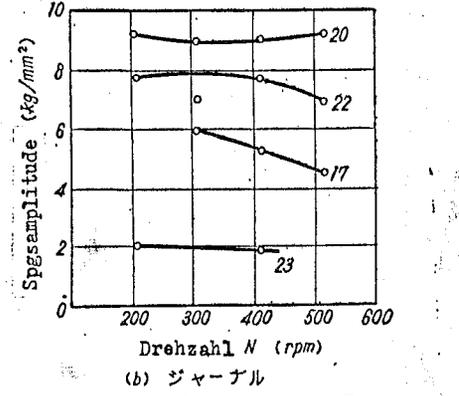
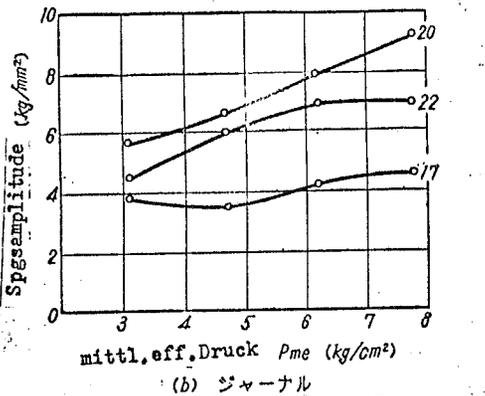
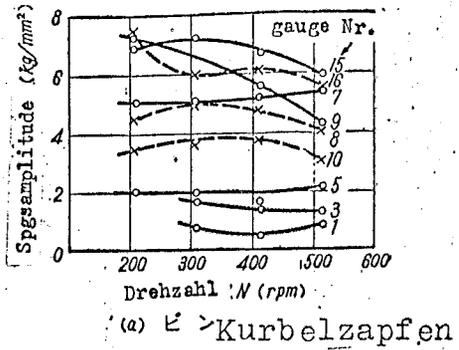
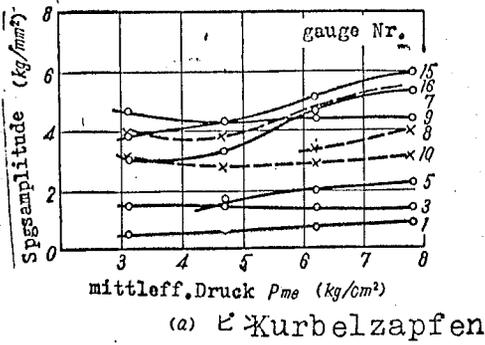


Abb. 15 Der Zusammenhang zwischen dem mittleren effektiven Druck u. der Spannungsamplitude (Drehzahl $N=514U/Min$)

Abb. 16 Der Zusammenhang zwischen der Motordrehzahl u. der Spannungsamplitude (mittlerer effektiver Druck $P_{me} = 7.74 kg/cm^2$)

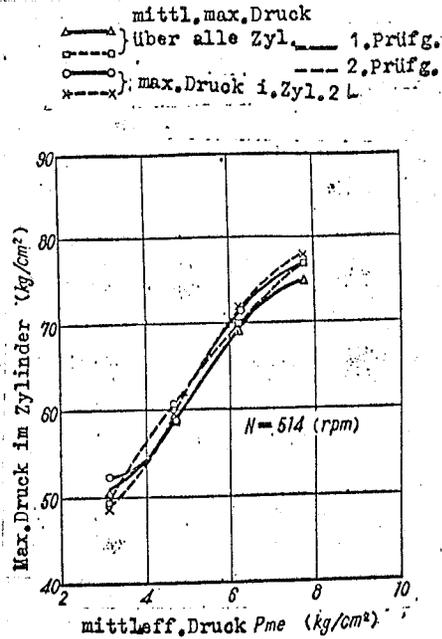
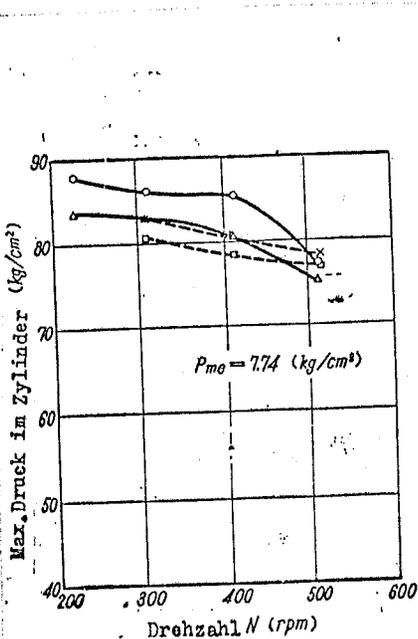
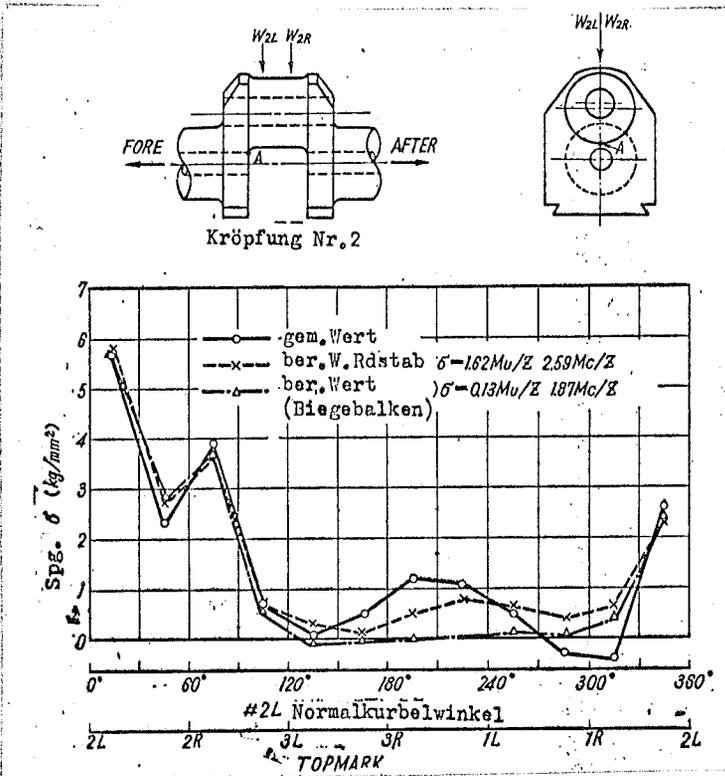


Abb. 17 Die Änderung des maximalen Druckes im Zylinder bezogen auf die Motordrehzahl bzw. auf den mittl. effektiven Druck

Wenn man die oben gefundenen Werte für α_c mit dem experimentell an einer unserer Versuchskurbelwelle ganz ähnlichen Kurbelwelle gefundenen Beispiel ¹⁹⁾ vergleicht, dann kann man feststellen, daß diese Werte ganz gut miteinander übereinstimmen. Wenn man andererseits die in der Abb. 10¹ dargestellten Werte für die verschiedenen Abmessungen in die im Abschnitt 2.3 gefundene Gleichung (3) einsetzt und α_u bestimmt, dann bekommt man den Wert $\alpha_u = 6.73$. Demgegenüber ist der oben angegebene Wert von 1.62 niedriger, er beträgt nur 1/4 davon. Den Grund hierfür möchten wir darin suchen, daß der berechnete Wert für das Biegemoment M_u wesentlich höher war als er in Wirklichkeit ist. Als Ursachen hierfür führen wir an:

- (a) Die ihrer Form nach komplizierte Kurbelwelle durch einen kontinuierlichen Rundstab zu ersetzen, ist eine grundsätzlich erzwungene Maßnahme und darum nicht gut zu heißen.
- (b) Als Bedingungen für die Unterstützungspunkte hat man zwar eine nicht verschiebbare Festkörperauflagerung angenommen, in Wirklichkeit biegen sich jedoch die Lager bis zu einem gewissen Grade durch und man hat eine elastische Auflagerung.
- (c) Bei den praktischen Lagern treten auch, soweit die Kurbelwellenverschiebungen innerhalb des Bereiches des gegebenen Lagerspieles bleiben, an der Kurbelwelle keinerlei Einschränkungen auf. Trotzdem haben wir bei der Berechnung auch eine negative Stützpunktgegenkraft berücksichtigt, welche so beschaffen ist, daß sie die Verschiebung gleich 0 werden läßt.

Abb. 18 Vergleich der Spannungsänderung bei der statischen Belastungsprüfung (Kurbelzapfenhohlkehle, Punkt A: Dehnungsmeßstreifen Nr.15)



Tatsächlich haben wir die Gegenkraft R in jedem einzelnen Lager zu berechnen versucht und dabei die Höchstwerte

$$R_{\max} = +49.5 \text{ Tonnen} \quad (12)$$

und $R_{\min} = -37.2 \text{ Tonnen} \quad (13)$

bekommen. Auch wenn man von hier ausgeht, dann ist der schwierige Punkt bei der Berechnung von M_u aller Voraussicht nach nicht schwierig.

(B) Die Berechnung als Biegespannung.

Als das am stärksten orthodoxe Verfahren zur Lösung einer mehrfach gekröpften Kurbelwelle hat bereits im Jahre 1950 S. Timoschenko das Verfahren zur Lösung der Kurbelwelle als Rahmenkonstruktion entwickelt ²⁰⁾. Dieses Verfahren ist theoretisch bei weitem erfolgreicher gewesen als das mit dem Rundstab arbeitende Verfahren. Da jedoch die Berechnungsgleichungen sehr kompliziert sind, so sind uns bis jetzt noch keine praktisch berechneten Beispiele zu Gesicht gekommen. In der neueren Zeit hat Herr Yamada von der NK-Forschungsanstalt auf den gleichen Gedanken fußend, neue Berechnungsgleichungen entwickelt, welche auch eine Berücksichtigung der durch die Torsion der Kurbelwange hervorgerufenen Formveränderung enthalten ¹⁸⁾. Wir haben nun diese Berechnungsgleichungen benützt und M_u sowie M_c berechnet. Hierzu haben wir die nachstehenden Bedingungen angenommen:

(a) Wir haben die Kurbelwelle als einen Balken angenommen, dessen tatsächliche Form verbogen ist, und wir haben sie als Rahmen gelöst.

(b) Wir haben auch den Einfluß der vom Drehmoment hervorgerufenen Torsionsverformung der Kurbelwange berücksichtigt

(c) Die Unterstützungspunkte haben wir in der gleichen Wei-

se wie bei dem kontinuierlich durchlaufenden Balken des Rundstabes als nicht verschiebbar angenommen. Auch den mehr oder weniger großen Unterschied zwischen den Unterstützungspunkten haben wir als null angesehen.

(d) Die an der Verformung teilnehmende Länge der Kurbelwange haben wir gleich dem halben Kurbelradius angenommen.

Sodann haben wir in der gleichen Weise wie bereits oben beschrieben α_c und α_u gefunden:

$$\alpha_c = 1.87, \quad \alpha_u = 0.13 \quad (14)$$

Die unter Benützung der Werte von Gleichung (14) aus der Gleichung (9) errechnete theoretisch durch Schlußfolgerung zu bestimmende Spannung ist in der Abb.18 zusammen mit dem Fall des Rundstabbalkens dargestellt. Die berechneten Werte stimmen zwar durchweg mit den experimentell gefundenen Werten sehr gut überein, der Spannungskonzentrationskoeffizient ist jedoch klein, insbesondere werden im Falle des gebogenen Balkens α_c und α_u äußerst klein. Als Grund hierfür ist zwar in der gleichen Weise wie beim Rundstab die Unvollständigkeit der Stützpunktbedingungen anzunehmen es sind jedoch auch hinsichtlich des Verfahrens zur Bestimmung des Ausmaßes der Deformation der Kurbelwange noch zweifelhaft erscheinende Punkte vorhanden. Wenn wie im Falle der hier besprochenen Kurbelwelle die Überlappung groß ist und die Breite und die Dicke der Kurbelwange nicht die gewöhnlichen Werte besitzen, dann muß man die entsprechende Länge der Kurbelwange etwas abweichend von den Werten der Beispiele, über welche bisher berichtet worden ist ²¹⁾ machen.

4. Schlußbemerkung

Die vorliegende Forschungsarbeit befaßt sich mit Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen den wichtigsten Abmessungen einer Kurbelwelle, nämlich der Länge des Kurbelzapfens, der Dicke der Kurbelwange, der Breite der Kurbelwange, des Radius der Hohlkehlen und der Überlappung einerseits und dem Spannungskonzentrationskoeffizienten unter der Einwirkung eines gleichförmigen Biegemomentes andererseits. Weiterhin hat man für eine praktisch ausgeführte Kurbelwelle eine vergleichende Untersuchung zwischen den gemessenen und den theoretisch errechneten Werten der Spannungen durchgeführt. Um jedoch eine wirklich rationell und vernünftig gebaute Kurbelwelle zu bekommen, sind allein mit bezug auf die Erscheinung der Biegespannungskonzentration noch die folgenden problematischen Punkte geblieben:

1. Der Einfluß der Form

- (a) Die Behandlung des Falles, in dem der Kurbelzapfendurchmesser und der Lagerzapfendurchmesser gleich sind.
- (b) Die Aushöhlung
- (c) Die Form der Hohlkehle,
- (d) Die Größe der zentralen Bohrung und ihre Exzentrizität
- (e) Der Winkel der bearbeiteten Fläche der Schulter der Kurbelwange, die Form der Seitenfläche der Kurbelwange

2. Der Einfluß der Belastungsform

Der Zusammenhang zwischen den Spannungskonzentrationskoeffizienten im Falle eines durch die von der Pleuelstange her übertragene konzentrierte Belastung hervorgerufenen Biegemomentes und im Falle eines gleichförmigen Biegemomentes.

Über diese Einflüsse gibt es zwar von früher her schon eine ganze Anzahl verschiedener Forschungsarbeiten, über die in der Literatur berichtet wird, unter diesen Arbeiten gibt es aber auch solche, die sich mit den bei den Hochleistungsmotoren mittlerer Baugröße und mittlerer Drehzahl vorkommenden Problemen beschäftigen. Da die Verfasser in der neueren Zeit über diese Probleme ebenfalls eine Forschungsarbeit durchgeführt haben, so halten sie es für richtig, über die Ergebnisse ihrer sich auf ein Verfahren zur Bestimmung der Spannungen beziehenden Forschungen bei einer besonderen Gelegenheit zu berichten.

Die vorliegende Forschungsarbeit wurde zum größten Teil als eine von der japanischen Schiffbauforschungsarbeitsgemeinschaft für das Jahr 1961 in Auftrag gegebene Forschung durchgeführt; ein Teil der Kosten für diese Forschungsarbeit wurde von der genannten Arbeitsgemeinschaft sowie vom Verkehrsministerium beigesteuert.

Literaturhinweise

- 1) Hoshino, die Ermüdungsbrüche der Kurbelwellen und die dagegen zu ergreifenden Maßnahmen. Jap.Zeitsch: "Juli 1961"
- 2) R. Atkinson & others Some Crankshafts Failures: Investigations, Causes and Remedies. The Motor Ship 1960. Mar.
- 3) A. Oppitz Kurbelwellen: Brüche, Ursachen und Folgerungen MTZ 1956, Mai.
- 4) S. Archer An Analysis of Crankshafts Failures The Motor Ship 1963, Dec.
- 5) Takashippo u.a. "Eine Forschungsarbeit über die Ermüdungsfestigkeit der Kurbelwellen"; Zeitschrift der jap. Gesellschaft für Mechanik, April 1960.
- 6) Jap. Gesellschaft für Mechanik: Konstruktionsunterlagen über die Ermüdungsfestigkeit metallischer Werkstoffe; Mai 1961.

- 7) E.Gassner Zur Dauerfestigkeit von Fahrzeug-Kurbelwellen MTZ 1961, Aug.
- 8) Jap.Gesellschaft für Mechanik: "Unterlagen über die Verteilung der Oberflächeneffekte bei der Ermüdung der Materialien" April 1964.
- 9) G.Stahl Der Einfluß der Form und die Spannungen in Kurbelwellen KONSTRUKTION 1958, Okt.
- 10) A.S.Leikin: Die Spannungskonzentration in den Kurbelwellen.
- 11) H.Hasselgruber Zur Berechnung der Formzahlen von Kurbelwellen MTZ 1960, Aug.
- 12) W.H.Härtling Die Gestaltfestigkeit von Kurbelwellen bei schnelllaufenden Hochleistungs-Diesel-Motoren MTZ 1961, Juli.
- 13) C.Kano Influence of Geometrical Design Factors on the Bending Fatigue Strength of Crankshafts Journal of Engineering for Power 1963, July.
- 14) Arai: "Ein Verfahren zur Lösung der Biegespannungen mehrfach gekröpfter Kurbelwellen". Gesammelte Referate bei der 41. Jahrestagung der jap.Gesellschaft für Mechanik, Nr.94, Oktober 1963.
- 15) J.S.Caswell Stresses in Short Beams Engineering, 1954, Nov.12
- 16) W.K.Wilson Crankshaft strength and design Part V Gas and Oil Power 1959, Okt.
- 17) G.Stahl Dynamische Spannungsmessungen an Kurbelwellen MTZ 1958, Aug.
- 18) Yamada u.a.: "Eine Forschungsarbeit über die Festigkeit der aus einem Stück bestehenden Kurbelwelle (4.Bericht) Sammlung von Berichten der Schiffbau-Arbeitsgemeinschaft, Nr.107, 1960.
- 19) Ueda u.a. "Die Prüfung der statischen Festigkeit der Kurbelwellen schnelllaufender Brennkraftmaschinen"; technische Betriebsunterlagen, Nr.34, Sept.1961.
- 20) S.Timoschenko The Bending and Torsion of Multi-Throw-Crankshafts of Many Supports, Presented at the Annual Meeting, New York 1923, Dez. Die Festigkeit der Materialien, Mai 1957.
- 21) Yamada u.a. "Eine Forschungsarbeit über die Festigkeit der aus einem Stück bestehenden Kurbelwellen" (1.Bericht) Sammlung von Berichten der Schiffbau-Arbeitsgemeinschaft, Nr.102, 1957.