

167 kg/cm² Spannung, die den Bruch nicht erklären kann. Die Näherungsformel (262) führt zu einem Werte ähnlicher Größenordnung wie die Reymannsche, ist aber wegen der unrichtigen Anschauung, von der sie ausgeht, sicher nicht zutreffend. Wahrscheinlich sind im vorliegenden Falle die Beschleunigungskräfte, die schon bei den gewöhnlichen Umlaufzahlen recht bedeutend sind und die beim Durchgehen im quadratischen Verhältnisse zu den Umlaufzahlen wachsen, dem Kolben gefährlich geworden. Sehr bedenklich erscheint ferner die Art der Verbindung mit der Kolbenstange, die den Kolben durch die Bohrung für die Stange, durch acht Schraubenlöcher und durch die Eindrehung, in welcher der Stangenflansch ruht, in sehr starkem Maße schwächt und beträchtliche Spannungserhöhungen hervorrufen muß. Richtiger ist die Ausbildung einer kräftigen Nabe,

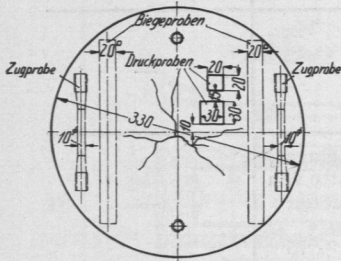


Abb. 999. Dieselmotorkolbenboden. Risse und Anordnung der Festigkeitsproben. M. 1:10.

Abb. 979, die mindestens so viel Werkstoff bietet, wie durch die Bohrung wegfällt, wobei der Stützkegel des Kolbens an der Stange zweckmäßigerweise nicht zu schlank gehalten wird, um die Sprengwirkungen in der Nabe zu vermindern.

Die Risse am Kolben 16 einer stehenden Dieselmotormaschine, Abb. 999, sind lediglich auf die Wirkung der den Kolbenboden treffenden Stichflamme des verbrennenden Öls zurückzuführen. Festigkeitsuntersuchungen an Proben, die dem Boden, andererseits dem Mantel entnommen wurden, zeigten keine wesentlichen Unterschiede. Die Beanspruchung des Bodens durch den Betriebsdruck ist nach Spalte *n* im Vergleich mit der Biegefestigkeit des verwandten Gußeisens niedrig. Wohl aber zeigten metallographische Untersuchungen, daß das Gußeisen auf einer Fläche von 50 bis 60 mm Halbmesser von der Kolbenmitte gerechnet, 10 bis 15 mm tief verändert worden war, indem sich der Graphit in Form von Lamellen, umhüllt von kohlenstoffarmen Eisen ausgeschieden hatte, ein Vorgang, der erst bei längerer Einwirkung einer Temperatur von 600 bis 700° auf das Gußeisen eintreten soll. Durch die Ölkühlung des Kolbenbodens von unten her ist demnach ein Wärmegefälle von mehreren Hundert Grad vorhanden und müssen sehr beträchtliche Wärmespannungen auftreten, die unvermeidlich zu Rißbildungen führen und die Auswechslung des Kolbens von Zeit zu Zeit nötig machen. Ein weiches Gußeisen, das im vorliegenden Fall eine Dehnungszahl bei mäßigen Spannungen $\alpha = \frac{1}{650000}$ cm²/kg aufwies, ist zur Verminderung der Wärmespannungen zweckmäßig.

Unsicher und unbefriedigend ist namentlich die Berechnung der durch die Skizzen lfd. Nr. 2, 3 und 15 in Zusammenstellung 110 angedeuteten Kolbenformen.

IV. Zahlen- und Konstruktionsbeispiele.

1. Dampfkolben der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Hochdruckzylinderdurchmesser $D_h = 450$ mm, Kolbenstangendurchmesser vorn 100 mm, hinten (Pumpenstangendurchmesser) $d = 75$ mm.

Die Kolben sollen selbsttragend und doppelwandig mit ebenen Stirnflächen ausgebildet werden. Werkstoff: Gußeisen.

Die größte Kolbenkraft P_h tritt im Falle der Wasserwerkmaschine, nach der in Abb. 143 stark ausgezogenen Druckverteilung auf der Hinterseite des Kolbens auf. Einströmdruck $p = 13$, Gegendruck $p_1 = 2,1$ at abs.

$$P_h = \frac{\pi}{4} (D_h^2 - d^2) (p - p_1) = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) (13 - 2,1) \approx 16900 \text{ kg.}$$

In der Kolbenstange summiert sich diese in den Kurbelstangenlagern noch mit dem Pumpendruck von 3700 kg zum Gesamtdruck $P_0 = 20600$ kg. Niederdruckzylinderdurchmesser $D_n = 800$ mm; Kolbenstange wie oben. Die größte Kolbenkraft im Falle der strich