

mit etwa 1200 kg/cm^2 zulässiger Beanspruchung berechnet werden, also einem höheren Werte, als der Zusammenstellung 2 Seite 12 entspricht, die 1000 kg/cm^2 für schwelende Belastung angibt. Wendet man dagegen die einfacheren Formeln 1 und 27 für den geraden Balken

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M_b}{W}$$

an, so dürfen, da sie zu niedrige Werte für die Spannungen liefern, umgekehrt nur geringe Beanspruchungen, etwa 850 kg/cm^2 , der Berechnung zugrunde gelegt werden. Die Höhe und Verteilung der wirklich auftretenden Beanspruchungen stimmt nach Versuchen ziemlich gut mit der zuerst genannten Formel überein.

Im allgemeinen wird man bei den im Vorstehenden besprochenen Näherungsrechnungen wegen der größeren Sicherheit vorziehen, etwas zu ungünstige Annahmen zu machen, wenn es sich um ganz neue Konstruktionen handelt, bei denen keine verwandten Ausführungen Anhaltspunkte für Vergleichswerte bieten. Manchmal empfiehlt es sich, zwei Annahmen, eine wahrscheinlich zu günstige und eine wahrscheinlich zu ungünstige, zu machen und nach den Ergebnissen der Rechnung die Sicherheit des Maschinenteils abzuschätzen.

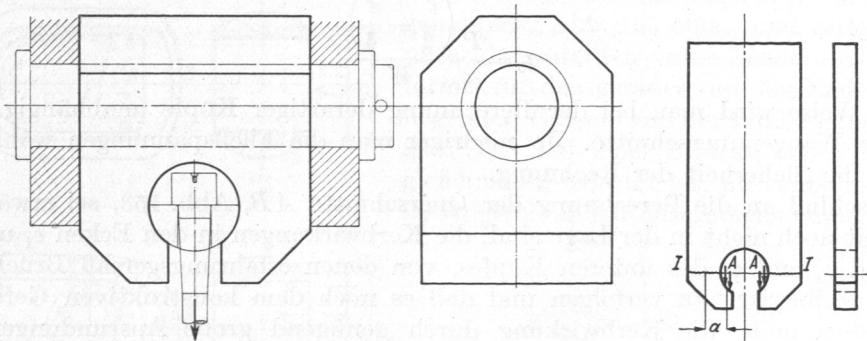


Abb. 155. Spannkopf für eine Festigkeitsprüfmaschine. M. 1:5.

Schließlich kann der Versuch an einem kleinen, geometrisch ähnlichem Stücke die Grundlagen für die Gestaltung geben. So wurde für den Spannkopf einer Festigkeitsprüfmaschine, Abb. 155, an einem aus dem gleichen Werkstoffe ausgeführten, kleineren Versuchsstück die Last festgestellt, bei der das untere Ende sich aufzubiegen begann und aus ihr die Biege- und Zugspannung im Querschnitt $I-I$ unter der Annahme ermittelt, daß sich die Belastung an den Auflagerstellen der Backen nach der Nebenabbildung zu zwei, an den Hebelarmen a wirkenden Mittelkräften A zusammenfassen läßt. Bei der Ausführung wurde halb so hohe Spannung zugelassen, also mit der zweifachen Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze gerechnet.

Der Konstrukteur wird bestrebt sein, die Werkstoffe durch richtige Formgebung möglichst gut auszunutzen. Ein einfaches Beispiel bieten die Zapfen, deren Durchmesser und Länge so bestimmt werden, daß einerseits der Flächendruck, andererseits die Biegebeanspruchung an die zulässigen Grenzen herangehen. Schwere Achsen und Wellen, Rahmen und Gestelle, erhalten Formen gleicher Festigkeit, um mit geringen Gewichten auszukommen.

c) Die Bedeutung der Formänderungen.

Daß außer den Spannungen die auftretenden Formänderungen aufs sorgfältigste berücksichtigt werden müssen, ja grundsätzlich wichtiger als jene und daher häufig entscheidend sind, war schon auf Seite 9 näher erörtert. Die Formänderungen können durch Kraft-, aber auch durch Wärmewirkungen bedingt sein. Fälle, in denen die elastischen, durch die Wirkung von Kräften hervorgerufenen Formänderungen beachtet werden müssen, bieten größere Reihenmaschinen, an denen die hinteren Zylinder bei

jedem Hub häufig um mehrere Millimeter auf ihren Führungen oder Schienen gleiten, ferner die Antriebswellen der Laufräder von Kranen größerer Spannweite, die symmetrisch zum Motor angeordnet sein müssen, um das Voreilen eines der Räder und das Ecken des Krans zu verhüten, vgl. Abschnitt 18, ferner Preßzylinder mit eingeschliffenen Kolben, Abschnitt 23. — An Flanschen, die zu schwach bemessen sind oder zu große Schraubenabstände aufweisen, haben die auftretenden Durchbiegungen Undichtigkeit zur Folge; an nicht genügend kräftigen Lagerdeckeln werden die Deckelschrauben oft beträchtlichen Nebenbeanspruchungen auf Biegung ausgesetzt. An Dampfturbinen biegen sich die Trennungswände der einzelnen Stufen infolge des Druckunterschiedes auf beiden Seiten durch. Gegenüber den Rädern müssen sie deshalb in axialer Richtung genügendes Spiel haben. Gelegentlich ist es schon vorgekommen, daß die Zwischenwände infolge dieser Formänderungen am nächsten Rade schliffen und heißliefen, sogar mit ihm verschweißten und den Zusammenbruch der ganzen Turbine verursachten. Namentlich wenn die im Deckelrand sitzenden Leitschaukeln sehr lang sind, treten recht bedeutende, sorgfältig zu beachtende Durchbiegungen auf.

Eine große Rolle spielen Formänderungen an den Kraftwagen. Es ist ausgeschlossen, den Wagenrahmen so steif auszubilden, daß nicht mit merkbaren Verbiegungen und Verdrehungen beim Fahren gerechnet werden muß. Diese Formänderungen werden auch auf das Motorgehäuse übertragen, wenn dasselbe, wie früher üblich, fest in den Rahmen eingebaut ist. Klemmungen in den Lagern, Kasten- und Wellenbrüche waren die Folge. Erst durch die Dreipunktlagerung des Gehäuses nach Abb. 156, bei welcher Rahmen und Motor nur in den Punkten *A*, *B* und *C* verbunden sind, ist der Motor von den Formänderungen des Rahmens unabhängig geworden. Denn durch *A*, *B* und *C* läßt sich stets eine Ebene gelegt denken, in der das Motorgehäuse ohne irgendwelche Biege- und Drehmomente gestützt werden kann. Daß auch die Kraftübertragung vom Motor zu den Laufrädern, die durch ihre federnde Abstützung in besonders starkem Maße nachgeben, in richtiger Weise ausgebildet werden muß, braucht nicht betont zu werden.

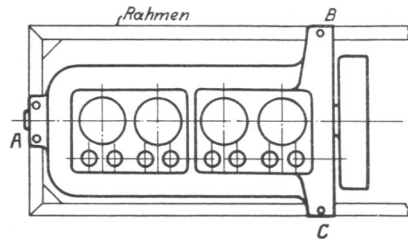


Abb. 156. Lagerung eines Kraftwagenmotors in drei Punkten *ABC*.

d) Wärmespannungen.

Was die durch Wärmewirkungen hervorgerufenen Spannungen und Formänderungen anlangt, so gibt bei einer Elastizitätszahl α und einer Wärmeausdehnungszahl γ eines Werkstoffes

$$\sigma_1 = \frac{\gamma}{\alpha}$$

die Größe der Zug- oder Druckspannungen an, die zufolge einem Grad Temperaturunterschied entstehen,

$$\sigma_t = \frac{\gamma \cdot t}{\alpha} \quad (85)$$

diejenige bei t^0 , wenn der Körper sich nicht zusammenziehen oder ausdehnen kann. Beispielweise ist für weichen Flußstahl

$$\alpha = \frac{1}{2000000} \text{ cm}^2/\text{kg}, \quad \gamma = 0,000011, \text{ bezogen auf } 1^0 \text{ C und}$$

$$\sigma_1 = 2000000 \cdot 0,000011 = 22 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß bei einer Erwärmung um 100^0 schon eine Spannung von 2200 kg/cm^2 entsteht, wenn die Formänderung vollständig gehindert wird. Zahlen für die wichtigsten Werkstoffe enthält Zusammenstellung 52.