ist, setzt voraus, daß dieser Querschnitt erhalten bleibt und verlegt die größte Spannung in die von der Nullinie am weitesten abgelegenen Fasern, was in vielen Fällen nicht zutreffend ist. So dürfte der aus der Formel gewonnene Wert schon im Falle ebener Stirnwände zu niedrig werden, weil sich die größte Spannung auf der ganzen Breite des Kolbens gleich groß ergibt, während sie in Wirklichkeit bei der räumlichen Wölbung der Stirnflächen an der Nabe größer als am Kranze ist.

Zu groben Fehlschlüssen kann die Anwendung der Formel auf kegelige oder einwandige Kolben, lfde Nr. 15 und 13 der Zusammenstellung 110 führen, wie des Näheren im Berechnungsbeispiel 3 gezeigt ist. Auch an doppelwandigen Kolben ohne Rippen, Abb. 995, ergeben sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 562, lfde Nr. 14 völlig unrichtige Werte, weil die Stirnwände als zwei getrennte Platten aufgefaßt werden müssen. Der Kolben darf nicht als ein einheitlicher Körper betrachtet werden, wie es bei der Ermittlung des Trägheitsmomentes für den Mittelschnitt geschieht, weil die versteifenden Rippen fehlen. Die Einführung von Berichtigungszahlen verspricht keinen Erfolg, da sie doch keine allgemeine Gültigkeit haben können. Zu Vergleichsrechnungen gibt die Zusammenstellung 110, Seite 560, einige Anhaltwerte.

Was die Versuche, die Berechnung der Scheibenkolben genauer durchzuführen, anbetrifft, so müssen die einzelnen Formen getrennt behandelt werden.

a) Einwandige Kolben mit ebenen Flächen.

An einwandigen Kolben nach Abb. 993 betrachten **Ensslin** [XI, 4] und **Pfleiderer** [XI, 5] die ebenen Scheiben als an der Nabe gestützte und eingespannte Platten. Die äußeren Umfänge nehmen sie in axialer Richtung beweglich, wegen der Steifheit des Kolbenkranzes aber ebenfalls eingespannt an, entsprechend Formänderungen, wie sie in Abb. 993 strichpunktiert angedeutet sind. Zur Berechnung der größten an der Nabe auftretenden radialen Spannung wird die Belastung in zwei Teile zerlegt:

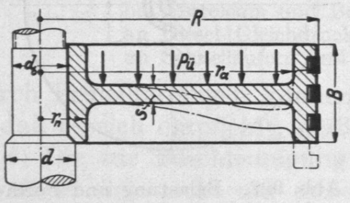

Abb. 993. Belastung und Formänderung eines einwandigen Kolbens.

1. den gleichmäßig über die eigentliche Scheibe vom äußeren Halbmesser r_a und vom inneren r_n verteilten Überdruck $p_ü$ des Betriebmittels,
2. den am Rand angreifenden Druck auf den Kolbenkranz: $P = \pi(R^2 - r_a^2)\cdot p_ü$.

Sie erzeugen, unter Benutzung der in Abb. 993 eingetragenen Bezeichnungen, an der Nabe die radial gerichteten Spannungen:

$$\sigma_1 = \pm \frac{3}{4}\left[3 - \left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2 - \frac{4\ln\frac{r_a}{r_n}}{1-\left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2}\right]\cdot\frac{p_ü\cdot r_a^{\,2}}{s^2} = \pm\,\varphi_6\cdot p_ü\cdot\frac{r_a^{\,2}}{s^2} \tag{264}$$

und:

$$\sigma_2 = \pm\frac{3}{2\pi}\left[\frac{2\ln\frac{r_a}{r_n}}{1-\left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2} - 1\right]\frac{P}{s^2} = \pm\,\varphi_2\cdot\frac{P}{s^2}. \tag{265}$$

φ_6 und φ_2 sind nur vom Verhältnis der Halbmesser $\frac{r_n}{r_a}$ abhängig und können der Abb. 65, S. 60, entnommen werden. Die Gesamtspannung ist $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$, während die aus der größten Dehnung unter Berücksichtigung der Tangentialspannungen in den Scheiben ermittelte Anstrengung des Werkstoffes an der Nabe 0,91mal so groß ist. Die Formeln gelten für durchweg gleich starke Platten und liefern etwas zu geringe Werte in dem Falle, daß die Scheibenstärke, wie häufig ausgeführt, nach außen hin auf das etwa 0,8- bis 0,7fache der an der Nabe vorhandenen Dicke abnimmt.