und:
$$\pm p_{ü}\cdot de\cdot x\cdot d\omega - 2\,\sigma_t\cdot s\cdot de\cdot \sin\frac{d\omega}{2}\cdot \sin\varphi = 0$$
oder
$$\text{II.}\quad \pm p_{ü}\cdot x = \sigma_t\cdot s\cdot \sin\varphi\,.$$

Aus II. folgt die Tangentialspannung: $\sigma_t = \frac{\pm p_{ü}}{s\cdot\sin\varphi}\cdot x$. Sie nimmt verhältnisgleich dem Abstand x von der Kolbenmittellinie zu und erreicht demgemäß ihren größten Wert am Kolbenrande:
$$\sigma_{t\max} = \frac{\pm p_{ü}\cdot R}{s\cdot\sin\varphi}\,. \tag{267}$$

In Gleichung I eingesetzt, wird:
$$d(\sigma_r\cdot x) = \pm\frac{p_{ü}}{s\cdot\sin\varphi}\cdot x\cdot dx\,.$$
$$\sigma_r\cdot x = \pm\frac{p_{ü}}{s\cdot\sin\varphi}\,\frac{x^2}{2}\Bigg|_x^R + C = \frac{\pm p_{ü}}{2s\cdot\sin\varphi}\cdot(R^2 - x^2) + C\,.$$

Aus der Grenzbedingung, daß für $x = R$, $\sigma_r = 0$ sein muß, ergibt sich der Festwert $C = 0$ und schließlich:
$$\sigma_r = \frac{\pm p_{ü}}{2s\cdot\sin\varphi}\,\frac{R^2 - x^2}{x}\,,$$
das seinem Größtwert:
$$\sigma_{r\max} = \frac{\pm p_{ü}}{2s\cdot\sin\varphi}\,\frac{R^2 - r_n^2}{r_n}\,, \tag{268}$$
an der Nabe mit $x = r_n$ annimmt. Dem absoluten Wert nach ist $\sigma_{t\max}$ stets kleiner als $\sigma_{r\max}$, so daß es meist genügt, das letztere zu ermitteln.

Bei kleinen Winkeln φ liefert die Formel sicher zu große Spannungen, im Grenzfall $\varphi = 0$ sogar $\sigma_{r\max} = \infty$; sie darf mithin nur auf ausgeprägt kegelige Kolben angewendet werden.

c) Doppelwandige Kolben ohne Versteifungsrippen.

Unter der Annahme, daß die beiden Stirnflächen, Abb. 995, in gleichem Maße an der Aufnahme der Kräfte beteiligt sind, müssen sie als Stirnwandstärke s' das $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}71$fache der einfachen Scheibe, also:
$$s' = \frac{s}{\sqrt{2}} \tag{269}$$
erhalten, da die Wandstärke s in den Formeln (264) und (265) im Quadrat steht. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß der gleichmäßig verteilte Betriebsdruck p jeweils die ihm ausgesetzte Platte stärker in Anspruch nehmen wird. Derartige doppelwandige Kolben ohne Rippen werden, da $2\,s' = 1{,}41\,s$ ist, immer schwerer als einwandige ausfallen, bieten aber bei ebenen Stirnflächen die Möglichkeit einfacherer Bearbeitung und Gestaltung der Zylinderdeckel.

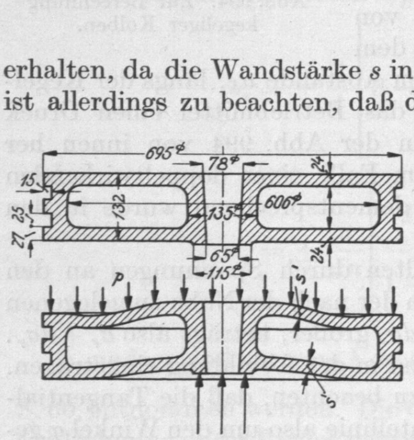

Abb. 995. Lokomotivkolben mit ebenen Wänden ohne Rippen. M. 1:15.

Eine genauere Untersuchung hat Ensslin an einem aus Stahl geschweißten Lokomotivniederdruckkolben, Abb. 995 oben, der beim Anfahren durch $p = 6{,}5$ at belastet ist, durchgeführt [XI, 10]. Davon ausgehend, daß die Durchbiegung der beiden Böden am äußeren Rande gleich groß sein muß, wenn der Kranz vollkommen starr angenommen wird, findet er, daß der dem Dampfdruck nicht ausgesetzte Boden einer Randbelastung von 9070 kg, der andere dagegen neben der gleichmäßig verteilten Pressung von $p = 6{,}5$ at einer entgegengesetzt gerich-