senkrecht zur Oberfläche zerstört wird, weil dabei die Widerstandsfähigkeit am geringsten ist. Es ergeben sich so Bruchquerschnitte, an denen nur das Maß x verschieden groß ist, was die Ermittlung der Schwerpunktlagen und der Trägheitsmomente erleichtert. Dabei wurde das bogenförmige Stück in Rechtecke und Dreiecke zerlegt. Die Querschnitte werden zusammengesetzt beansprucht:

1. auf Biegung mit σ_b durch das Moment $B_w \cdot c$,
2. auf Zug mit σ_z durch $B_w \cdot \sin \alpha$,
3. auf Schub mit τ_s durch $B_w \cdot \cos \alpha$.

Die Summe der unter 1 und 2 genannten Spannungen führt zu der größten Inanspruchnahme auf Zug an der Innenkante k_1 der Kehle. Sie ist maßgebend für die Beurteilung der Festigkeitsverhältnisse dieser Stelle des Rahmens. Da die Berechnung keine Schwierigkeiten bietet, seien nur die Ergebnisse zusammengestellt:

Querschnitt	Neigung des Querschnitts α	Lichte Höhe x mm	Schwerpunktlage y mm	Querschnitt f cm²	Trägheitsmoment J cm⁴	Biegespannung σ_b kg/cm²	Zugspannung σ_z kg/cm²	Beanspruchung der Kehle k_1 $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ kg/cm²	Schubspannung τ_s kg/cm²
a	16° 20′	180	147,5	294,5	25850	138	28	166	118
b	27°	215	164	315,5	35850	129	35	164	102
c	37°	275	193	351,5	57300	123	41	164	82

Sehr verwickelt ist die Inanspruchnahme der Ansatzstelle des Bajonetts *III*, Abb. 1699, an der Kreuzkopfführung. Zur Vereinfachung werde der gefährliche Querschnitt senkrecht zur Achse der Maschine und näherungsweise in der symmetrischen Uförmigen Gestalt, Abb. 1701, angenommen. Tatsächlich würde ein Bruch wohl in der Kehle ansetzen, wegen der nicht einfachen Form der Ansatzstelle aber ziemlich unregelmäßig verlaufen. Immerhin gibt die gemachte Annahme einen ersten Anhalt für die in der Kehle zu erwartenden Spannungen. Betrachtet man das linke Ende des Rahmens in Abb. 1699, so wirken auf den Querschnitt *III* die folgenden Kräfte:

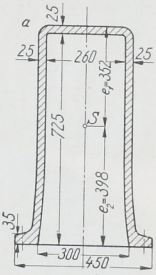

Abb. 1701. Querschnitt *III* des Rahmens Abb. 1699. M. 1 : 20.

1. B_w auf Zug und am Hebelarm $y_1 = 16{,}1$ cm in der senkrechten Ebene auf Biegung,

2. die Anteile der freien Kraft $B_w - P_0$, die auf die Schrauben *1* und *2* entfallen, auf Druck und am Hebelarm $y_2 = 39{,}8$ cm auf Biegung,

3. die von den Ankern *1* und *2* aufgenommenen Teilkräfte R_1 und R_2 des Reibungsmomentes, das $P_0 \cdot b$ das Gleichgewicht hält. Zur Vereinfachung der Rechnung sei ihre Richtung parallel zur Ebene des Querschnittes *III* angenommen. Sie wirken dann an den Hebelarmen z_1 und z_2 auf Biegung, an y_2 auf Drehung und schließlich noch auf Schub.

Die größte Zugspannung tritt im Punkte a, Abb. 1701, in der Rahmenkehle auf. Dort betragen die einzelnen Spannungen bei einem Querschnitt $f_{III} = 475$ cm², einem Trägheitsmoment $J_1 = 303400$ cm⁴ um die wagrechte und $J_2 = 95140$ cm⁴ um die senkrechte Schwerlinie des Querschnittes:

1a) Zugspannung durch B_w: $$\sigma_z = \frac{B_w}{F_{III}} = \frac{24160}{475} = +51 \text{ kg/cm}^2,$$

1b) Biegespannung durch B_w: $$\sigma_{b1} = \frac{B_w \cdot y_1 \cdot e_1}{J_1} = \frac{24160 \cdot 15{,}2 \cdot 35{,}2}{303400} = +42{,}6 \text{ kg/cm}^2,$$

2a) Druckspannung durch $\frac{B_w - P_0}{2}$: $$\sigma_d = \frac{B_w - P_0}{2 \cdot F_{III}} = \frac{3360}{2 \cdot 475} = -3{,}5 \text{ kg/cm}^2,$$