

Mit $\alpha=1,05$ wird $d=119$ mm bei der Einführung des gleichen w wie bei der Einzylindermaschine. Vergrößert man d zur Vermeidung zu harter Wechsel in den Beschleunigungs- und Verzögerungskräften auf 130 mm, so bleibt man noch unter dem Maß der Einzylindermaschine von wesentlich kleinerer Leistung. Der Hub des Ventils wird $=10$ mm und damit auch die Höhe des Ventils nur ein wenig größer wie bei der Einzylindermaschine. Die Zuführungskanäle werden wegen $\alpha=1,05$ statt $0,95$ ebenfalls etwas größer.

Die verhältnismäßig bedeutende Größe der Reguliersteuerung von Einzylindermaschinen bedingt auch einen im Vergleich zur Maschinengröße teureren Regulator. Das wird beim Vergleich von Einzylindermaschinen mit Verbundmaschinen oft außer acht gelassen.

Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte am Daumengetriebe, Federberechnung.

Größte Ventilbeschleunigung beim Niedergang.

438. Für die Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse am Daumengetriebe muß auf die einschlägige Literatur (vgl. Art. 391) verwiesen werden. Die Durchführung solcher Untersuchungen ist sehr lehrreich und gewährt einen guten Einblick in das Kräftespiel am Getriebe, der auch für die zweckmäßige Wahl der Daumenkurven in anderen Fällen oder für nachträgliche Abänderung der auf Grund vorläufiger Regeln gewählten Daumenkurven wertvoll ist.

Für die Federberechnung ist die Durchführung solcher Untersuchungen nicht gerade notwendig, wenn man sich einer passenden mittleren Näherungsformel für die größte Niedergangsbeschleunigung bedient, wie ich sie in der angeführten Druckschrift „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe“ entwickelt habe, und welche mit kleinen Abänderungen folgendermaßen lautet:

$$b_{\max} = h' \left(\frac{n}{\psi} \frac{r}{u} \right)^2. \quad (45)$$

h' bedeutet hierin die größte Ventilerhebung in Zentimeter, b_{\max} die größte Niedergangsbeschleunigung in m/sec^2 , für welche die Feder den Anschlußdruck herzugeben hat, n die minutliche Tourenzahl, ψ ein Koeffizient, der im Mittel $= 60 \div 70$ zu setzen ist (die kleineren Werte für kleine, die größeren Werte für große Maschinen), r die größte Exzentrizität (bei Maximalfüllung) im gleichen Maßstab wie u , u eine Größe, die wie folgt zu bestimmen ist:

Man trage (Fig. 164) von CA (d. h. von der gemeinsamen Normalen der Daumenkurve und des äußeren Ruhekreises, auf welcher C der Mittelpunkt des Daumenkurvenkreises ist) aus einen Winkel

440. Viel größer sind die Aufgangsbeschleunigungen und die Niedergangsverzögerungen, die jedoch für die Federberechnung ohne Bedeutung sind und nur für die Beurteilung der Abnutzungsverhältnisse der Daumen usw. von Interesse sind.

Eine genauere Berechnung der Ventildfeder ist besonders für die Ventile der Reguliersteuerung von Wichtigkeit, weil hier ein Übermaß an Federkraft die Rückwirkungen auf den Regulator vergrößert und die Regulierung verschlechtert, während bei den nicht regulierten Ventilen eine reichliche Bemessung der Feder und der Federkraft ohne erheblichen Nachteil ist.

Federberechnung.

441. Die Federkraft muß so groß sein, daß sie zusammen mit den übrigen am Ventil in gleichem oder entgegengesetztem Sinne wirkenden Kräften beim Ausweichen des Daumens die durch seine Form und sein Bewegungsgesetz kinematisch sich ergebende größte Beschleunigung mindestens zu erteilen im stande ist. Ein Überschuß an Federkraft äußert sich in einem Anlagedruck von Rolle und Daumen. Es muß sein:

$$F' \pm G \pm S - W > B_{\max}, \quad (46)$$

worin bedeutet: F' die im Augenblick der größten Beschleunigung bestehende Federkraft, G das Gewicht des Ventils mit Spindel und den sonstigen mit dem Ventil fest verbundenen Teilen, S der Dampfdruck auf den Durchführungsquerschnitt der Spindel, W die Stopfbuchsreibung und die sonstigen Bewegungswiderstände. B_{\max} die größte beim Niedergang zur Erteilung der Beschleunigung b_{\max} erforderliche Beschleunigungskraft. Unter Niedergang ist stets die Schließbewegung verstanden (auch bei nach unten öffnenden Ventilen).

Das positive Zeichen vor G gilt für nach unten schließende Ventile. Das positive Zeichen für S gilt für Durchführung der Spindel nach außen in der Richtung der Schließbewegung (wobei der innere Druck positiv, der äußere negativ einzuführen ist).

Bei der normalen Anordnung der Einlaßventile von liegenden Maschinen gilt in Gleichung 46 vor G das positive Zeichen, vor S das negative.

442. Wird G im vorliegenden Falle = 4 kg geschätzt, der Ventilspindeldurchmesser an der Durchführungsstelle = 15 mm angenommen, die Widerstände = 5 kg geschätzt, so wird

$$F' + 4 - \pi/4 \cdot 1,5^2 (7 - 1) - 5 > B_{\max}.$$