

DYNAMISCHE ANALYSE DES NOCKEN- SCHLAGMECHANISMUS VON BAUMWOLLWEBSTÜHLEN

Von

J. FEHÉR

Lehrstuhl für Textiltechnologie und Leichtindustrie, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 2. September 1963)

Vorgelegt von Prof. A. VÉKÁSSY

Vom Gesichtspunkt der Betriebssicherheit des Webstuhls spielt der Schlagmechanismus eine wichtige Rolle. Bei Modernisierung von Webstühlen bzw. bei Erhöhung ihrer Drehzahl ist die Wahl eines entsprechenden Schlagmechanismus von entscheidender Bedeutung.

Hierzu wurden in den letzten zwei Jahrzehnten mehrere theoretische analysierende Arbeiten veröffentlicht, als deren bedeutendste chronologisch die Abhandlungen von MALYSCHEW [1], CASTLOW-VINCENT [2], HAJÓS [3], SZEDER [4], ANOSOW [5] und JEDERÁN [6] erwähnt seien.

In den zitierten Arbeiten wird jedoch der Schlagmechanismus vorwiegend vom Gesichtspunkt der Konstruktion analysiert, oder es werden günstige Bewegungsgesetze für gewisse geplante Schlagmechanismen abgeleitet.

Eine theoretische Methode indes, die von der verhältnismäßig leicht bestimmbareren nominellen Bewegung des Pickers ausginge und die Gesetze der effektiven Bewegung des Pickers für einen gegebenen Schlagmechanismus zu ermitteln gestattete, steht nicht zur Verfügung.

In der vorliegenden Abhandlung wird eine zur Analyse des Nocken-Schlagmechanismus von Baumwollwebstühlen geeignete Methode dargelegt.

1. Differenzialgleichung des Unterschlag-Schlagmechanismus

Die Differenzialgleichung der Pickerbewegung leitete MALYSCHEW auf Grund der effektiven mechanischen Kennzeichen des Schlagmechanismus ab. Zwar analysierte er auch den Nocken-Schlagmechanismus, der den Gegenstand unserer Abhandlung bildet, doch ließ er bei seinen Berechnungen die mechanischen Kennzeichen gewisser Bestandteile, wie z. B. die Wirkung der Schlagarmrückzugsfeder und das Trägheitsmoment des Schlaghebels, außer acht.

Mit Berücksichtigung der während des Schlages stattfindenden effektiven und nominellen Bewegungen des Pickers, ferner der im Schlagmechanismus — infolge seiner Elastizität — entstehenden Deformationen wird man von dem

als Grundlage der Analyse dienenden Zusammenhang

$$x = s - f \quad (1)$$

ausgehen müssen, in welchem

x = die effektive Bewegung des Pickers während des Schlages,

s = die nominelle Bewegung des Pickers und

f = die Gesamtdeformation des Schlagmechanismus beim Picker.

Die Differenzialgleichung, die die Bewegungsgesetze bestimmt, kann unter Berücksichtigung der für die dynamische Analyse des Schlagmechanis-

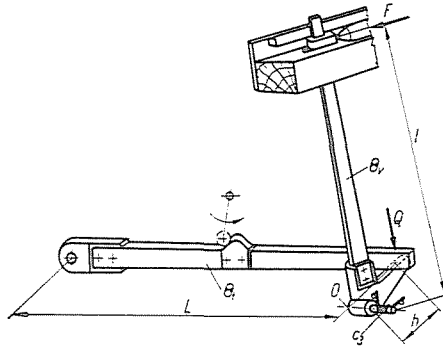


Abb. 1. Prinzipielle Anordnung und Kennzeichen des Schlagmechanismus

mus in Betracht kommenden Bestandteile sowie der Angaben der Abbildung 1 nach folgender Erwägungen aufgestellt werden:

Die auf den Picker wirkende Trägheitskraft (P) schreibt sich unter Berücksichtigung der den Webschützen bremsenden Kraft zu

$$P = m\ddot{x} + F, \quad (2)$$

wenn m die gesamte Masse des Schützen und des Pickers,

\ddot{x} die Beschleunigung des Pickers und

F die auf den Webschützen wirkende Bremskraft bezeichnet.

Für die auf den Schlagarm wirkenden Momente gilt aus der für den Drehpunkt aufgeschriebenen Momentengleichung

$$P \cdot l + \Theta \varepsilon + M_0 + c_3 \frac{x}{l} = Q \cdot h, \quad (3)$$

wenn Θ das für den Drehpunkt des Schlagarms (0-Punkt) angenommene

Trägheitsmoment des Schlagarms sowie des Schlaghebels,

ε die Winkelbeschleunigung des Schlagarms,

c_3 die Konstante der Schlagarmrückzugsfeder und

M_0 die Vorspannung der Rückzugsfeder bedeutet.

Das für den Drehpunkt 0 des Schlagarms und des Schlaghebels angenommene Trägheitsmoment läßt sich aus der Summe des Eigenmoments des Schlagarms (Θ_v) sowie des Schlaghebel-Trägheitsmoments (Θ_l) ermitteln, mit den Bezeichnungen der Abb. 1 hat man also

$$\Theta = \Theta_v + \Theta_l \frac{h^2}{L^2}. \quad (4)$$

Drückt man die Winkelbeschleunigung des Schlagarms durch die Schützenbeschleunigung aus, so erhält man

$$\varepsilon = \frac{\ddot{x}}{l}, \quad (5)$$

womit die Gleichung (3) in die Form

$$Q = \frac{1}{h} / P \cdot l + \Theta \frac{\ddot{x}}{l} + M_0 + C_3 \frac{x}{l} / \quad (6)$$

übergeht.

Die Deformation des Schlagmechanismus setzt sich aus folgenden Teilen zusammen:

Aus der Deformation des Schlagarms (f_1) sofern die Federkonstante c_1 ist:

$$f_1 = c_1 P, \quad (7)$$

aus der Deformation des Schlaghebels (f_2), falls die Federkonstante c_2 ist:

$$f_2 = c_2 Q. \quad (8)$$

Mit diesen Teildeformationen schreibt sich die am Picker entstehende Gesamtdeformation des Schlagmechanismus zu

$$f = f_1 + f_2 \frac{l}{h}. \quad (9)$$

Mit (2), (4), (6), (7) und (8) nimmt die Gleichung (9) nach Umordnung nach \ddot{x} und \ddot{x} die Form

$$\begin{aligned} f = \ddot{x} \left[\left(c_1 + c_2 \frac{l^2}{h^2} \right) m + \frac{c^2}{h^2} \left(\Theta_v + \Theta_l \frac{h^2}{L^2} \right) + \right. \\ \left. + F \left(c_1 + c_2 \frac{l^2}{h^2} \right) + c^2 \frac{l}{h^2} M_0 + c_2 c_3 \frac{\ddot{x}}{h^2} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

an.

Der Handlichkeit halber werden die konstanten Glieder zusammengezogen und folgende Bezeichnungen eingeführt:

$$B = \left(c_1 + c^2 \frac{l^2}{h^2} \right) m + \frac{c^2}{h^2} \left(\Theta_e + \Theta_l \frac{h^2}{L^2} \right),$$

$$C = 1 + \frac{c_2 c_3}{h^2}, \quad (11)$$

$$D = F \left(c_1 + c_2 \frac{l^2}{h^2} \right) + c_2 \frac{l}{h^2} M_0.$$

Mit diesen Konstanten nimmt die Differenzial-Grundgleichung der Pickerbewegung folgende endgültige Form an:

$$B\ddot{x} + Cx = s - D. \quad (12)$$

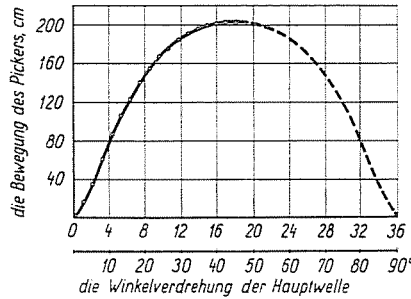


Abb. 2. Das Gesetz der nominellen Pickerbewegung

2. Die Lösung der Differenzialgleichung für eine gegebene nominale Pickerbewegung

Nach experimenteller Feststellung läßt sich das Gesetz der nominellen Pickerbewegung laut Abb. 2 durch die Funktion $s = f(\varphi)$ und diese durch harmonische Funktionen, durch die Werte von Sinus- und Cosinus-Funktionen und durch eine einfache Fourier-Reihe in der Form

$$s = f(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t) \quad (13)$$

ausdrücken, wobei a_0 , a_k , b_k Konstanten sind, während $k = 1, 2, \dots$

Die Glieder der Summe auf der rechten Seite des Zusammenhanges (13) sind die harmonischen Komponenten der Funktion $s = f(\varphi)$, während ω die grundharmonische Kreisfrequenz und $k\omega$ die k -te harmonische Kreisfrequenz bezeichnet. Da sämtliche Koeffizienten a_k , b_k im allgemeinen von Null abwei-

chen, bildet die rechte Seite eine unendliche Reihe. In der Praxis genügt es jedoch, das erste n -te Glied der unendlichen Reihe in Betracht zu ziehen.

Die allgemeine Lösung der inhomogenen linearen Differenzialgleichung zweiten Grades (12) setzt sich aus ihrer homogenen x_h und inhomogenen x_i partikularen Lösung zusammen:

$$x = x_h + x_i . \tag{14}$$

Die linke Seite der Gleichung (12) ist eine homogene lineare Differenzialgleichung mit konstantem Koeffizient, deren allgemeine Lösung bekannt und die eine charakteristische Gleichung der homogenen Differenzialgleichung

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{C}{B}} = \pm i \sqrt{\frac{C}{B}} = \pm i\alpha$$

ist, wobei

$$\alpha = \sqrt{\frac{C}{B}} . \tag{15}$$

Nach Umstellung der allgemeinen Lösung auf Grund der Eulerschen Formel und nach Einführung zweckmäßiger Kürzungsbezeichnungen gelangt man zu dem Zusammenhang

$$x_h = E \cos at + F \sin at . \tag{16}$$

Eine Lösung der inhomogenen Differenzialgleichung findet man in der Form

$$x_i = A_0 + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\omega t + B_k \sin k\omega t) . \tag{17}$$

Nach zweifacher Differenzierung des obigen Zusammenhanges hat man

$$\ddot{x}_i = -(k\omega)^2 \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\omega t + B_k \sin k\omega t) . \tag{18}$$

Nach Einsetzen der Gleichungen (13), (17) und (18) in die Gleichung (12), ergeben sich unter Identifizierung der Koeffizienten folgende Koeffizienten:

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= \frac{\frac{a_0}{2} - D}{C} \\ A_k &= \frac{a_k}{C - B(k\omega)^2} \\ B_k &= \frac{b_k}{C - B(k\omega)^2} \end{aligned} \right\} \tag{19}$$

Mit den Gleichungen (16) und (17) lautet die Differentialgleichung der Pickerbewegung:

$$x = x_h + x_i = E \cos at + F \sin at + A_0 + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\omega t + B_k \sin k\omega t). \quad (20)$$

Durch Differenzierung der Gleichung (20) erhält man für die Pickergeschwindigkeit

$$V_x = \dot{x} = -Ea \sin at + Fa \cos at - k\omega \sum_{k=1}^n (A_k \sin k\omega t - B_k \cos k\omega t), \quad (21)$$

durch Differenzierung der Gleichung (21) dagegen für die Pickerbeschleunigung

$$a_x = \ddot{x} = -Ea^2 \cos at - Fa^2 \sin at - (k\omega)^2 \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\omega t + B_k \sin k\omega t). \quad (22)$$

Die Konstanten E und F der Gleichungen (20), (21) und (22) können aus den gegebenen Ausgangsbedingungen bestimmt werden. Da beim Beginn der Bewegung $t_0 = 0$; $x = 0$, wird aus Gleichung (20)

$$E = -A_0 - \sum_{k=1}^n A_k, \quad (23)$$

mit den Bedingungen $t_0 = 0$; $v_x = 0$ hingegen aus Gleichung (21)

$$F = - \frac{k\omega \sum_{k=1}^n B_k}{a}. \quad (24)$$

Der Wert ω in den Gleichungen (20)—(22) läßt sich aus der Zeit T der nominalen Pickerbewegung bestimmen, d. h. es ist

$$\omega = \frac{2\pi}{T}. \quad (25)$$

Die nominelle Bewegung des Pickers endet bei der Hauptwellenverdrehung Φ . Die Dauer dieser Bewegung ergibt sich aus der Drehzahl des Webstuhls zu

$$T = \frac{\Phi}{6_n}, \quad (26)$$

wenn Φ die in Graden gemessene Umdrehung der Hauptwelle bezeichnet.

3. Gesetze der effektiven Pickerbewegung bei gegebenem Nocken-Schlagmechanismus von Baumwollwebstühlen

Es sollen nun anhand der oben abgeleiteten Zusammenhänge mit den Bezeichnungen der Abb. 1 auf Grund folgender im Betrieb gemessener Daten die Gesetze der Pickerbewegung bestimmt werden.

Die Gesamtmasse des Webschützens und des

Pickers:

$$m = 6,78 \cdot 10^{-4} \text{ kgsec}^2/\text{cm}$$

die auf den Webschützen wirkende Bremskraft:

$$F = 5 \text{ kg}$$

die Federkonstante des Schlagarms:

$$c_1 = 0,06 \cdot 10^{-4} \text{ cm/kg}$$

die Federkonstante des Schlaghebels:

$$c_2 = 26,8 \cdot 10^{-4} \text{ cm/kg}$$

die Konstante der Schlagarmrückzugsfeder:

$$c_3 = 87 \text{ cmkg/rad}$$

die Vorspannung der Schlagarmrückzugsfeder:

$$M_0 = 124 \text{ cmkg}$$

das Trägheitsmoment des Schlagarms samt

Zubehör:

$$\Theta_v = 1,03 \text{ kgsec}^2\text{cm}$$

das Trägheitsmoment des Schlaghebels samt

Zubehör:

$$\Theta_i = 6,13 \text{ kgsec}^2\text{cm}$$

$$l = 69 \text{ cm}$$

$$h = 14 \text{ cm}$$

$$L = 79,5 \text{ cm}$$

die Drehzahl des Webstuhls:

$$n = 223 \text{ U/min.}$$

Die nominelle Bewegung des Pickers ist durch das Bewegungsdiagramm der Abb. 2 gegeben.

Die Konstanten der Differenzialgleichung (12) mit den Gleichungen (11) schreiben sich zu

$$B = \left(c_1 + c_2 \frac{l^2}{h^2} \right) m + \frac{c^2}{h^2} \left(\Theta_v + \Theta_i \frac{h^2}{L^2} \right) = 1,0148 \cdot 10^{-4} \text{ sec}^2$$

$$C = 1 + \frac{c_2 c_3}{h^2} = 1,00118 \text{ 1/rad}$$

$$D = F \left(c_1 + c_2 \frac{l^2}{h^2} \right) + c_2 \frac{l}{h^2} M_0 = 0,626659 \text{ cm.}$$

Um die Fourierreihe handlicher zu gestalten, wurde die Kurve $s = f(\varphi)$ (Abb. 2) symmetrisch zur Mittelordinata (doppelt) aufgetragen, d. h. es wurde angenommen, daß die Rückkehr des Pickers der Gesetzmäßigkeit des Schützenabschießens folgt. Die in Gleichung (13) gegebenen Koeffizienten der Fourierreihe, für $n = 18$ Glieder, mit den Ordinatenwerten der Abb. 2 (7) sind:

$$\frac{a_0}{2} = 13,7 \text{ cm}$$

$a_1 = -8,55$	$a_8 = -0,03$	$a_{15} = -0,045$
$a_2 = -2,748$	$a_9 = -0,03$	$a_{16} = -0,07$
$a_3 = -0,99$	$a_{10} = -0,03$	$a_{17} = -0,055$
$a_4 = -0,48$	$a_{11} = -0,077$	$a_{18} = -0,04$
$a_5 = -0,21$	$a_{12} = -0,066$	
$a_6 = -0,14$	$a_{13} = -0,04$	
$a_7 = -0,09$	$a_{14} = -0,002$	

Weiterhin: $b_1 = b_2 = \dots = b_{18} = 0$

Als Lösung der Differentialgleichung ergeben sich für die Zusammenhänge die hier folgenden Konstanten, und zwar, für die Bewegung des Pickers (20) bzw. nach Differenzierung für die Geschwindigkeit (21) und für die Beschleunigung des Pickers (22), weiterhin folgende Werte zur Bestimmung der Konstanten:

Aus dem Zusammenhang (2) mit dem Wert von $\Phi = 90^\circ$ laut Abb. 2:

$$T = \frac{\Phi}{6n} = 6,72 \cdot 10^{-2} \text{ sec},$$

$$\widehat{\omega} = \frac{2\pi}{T} = 93,4523/\text{sec}; \text{ bzw. } \omega^\circ = \widehat{\omega} \frac{180}{\pi} = 5357,14$$

$$\widehat{a} = \frac{C}{B} = 99,32; \text{ bzw. } \alpha^\circ = \widehat{a} \frac{180}{\pi} = 56,93 \cdot 10^2$$

$$A_0 = \frac{\frac{a_0}{2} - D}{C} = 13,637 \text{ cm}.$$

Die für die Fälle $k = 1, 2 \dots 18$ errechneten a_k -Werte sind in der hier folgenden Tabelle zusammengefaßt.

$$B \omega^2 = 0,8862$$

k	$a_k[\text{cm}]$	$k^2 B \omega^2$	$1 - k^2 B \omega^2$	$A_k = \frac{a_k}{C - B(k \omega)^2} [\text{cm}]$
1	-8,55	0,8862	+ 0,1138	-75,1318
2	-2,748	3,5448	- 2,5448	+ 1,0798
3	-0,99	7,9758	- 6,9758	+ 0,1420
4	-0,48	14,1792	-13,1792	+ 0,0324
5	-0,21	22,1550	-21,1550	+ 0,1411

$$\Sigma A_k = -73,7164$$

Wird $k > 5$, dann ist $A_k < 0,1$, ihre Werte können also vernachlässigt werden.

Laut Zusammenhang (23) ist

$$E = -A_0 - \sum_{k=1}^n A_k = 60,7987 \text{ cm,}$$

da $b_k = 0$, ist $B_k = F = 0$.

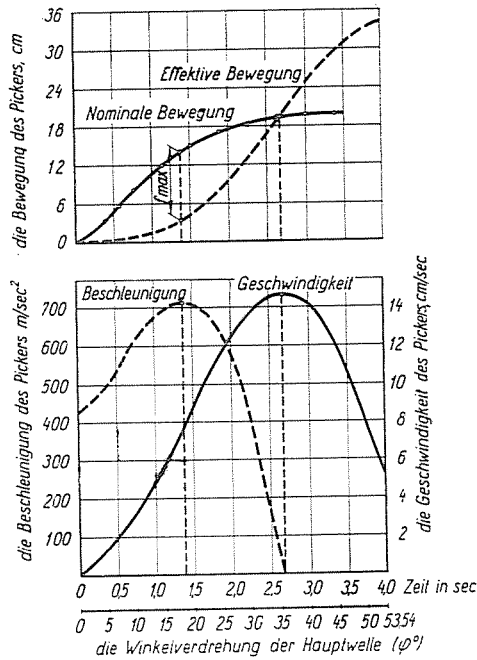


Abb. 3. Errechnete Gesetze der Pickerbewegung

Anhand der ziffernmäßigen Konstantenwerte sowie unter Berücksichtigung der in der Tabelle angegebenen Werte von k und A_k erhält man auf Grund der Werte der Bewegungsgleichungen die in der Abb. 3 angegebenen Bewegungsdiagramme.

4. Schlußfolgerungen

Aus den nach dieser Methode für die Pickerbewegung bestimmten Bewegungskurven können die untenstehenden Schlußfolgerungen gezogen werden:

4.1. Während des Schlages trennt sich der Webschützen vom Picker — wie dies aus den Kurven der Abbildung zu ersehen ist — an der Stelle, an der die effektive und die nominelle Bewegung des Pickers einander gleich sind ($x = s$). In diesem Moment erreicht der Picker seine maximale Geschwindigkeit, d. h. seine Beschleunigung wird Null.

4.2. Die Maximalwerte der nominellen und der effektiven Bewegungen des Pickers — 20,1 cm bzw. 34,39 cm — zeigen einen Unterschied von 71%; dies kann damit erklärt werden, daß in den aus elastischen Elementen bestehenden Bestandteilen des Schlagmechanismus — wie in einer gespannten Feder — eine erhebliche Menge potentieller Energie angehäuft ist. Von den Elementen des Schlagmechanismus besitzt der Schlagarm die höchste Elastizität, und bei Picker summieren sich die Deformationen. Der Unterschied zwischen der nominellen und der die statischen Verhältnisse widerspiegelnden effektiven Bewegung ist demnach nur eine natürliche Konsequenz der angeführten Tatsachen.

4.3. Infolge der unter den dynamischen Verhältnissen entstehenden Deformation des Schlagmechanismus fallen die Höchstwerte der Pickerbeschleunigung, die sich im ersten Drittel des Schlages ergeben, und der höchste Unterschied zwischen den Kurven der nominellen und der effektiven Bewegungen (die Stelle f_{\max}) zusammen.

4.4. Die konstruktive Lösung des Nocken-Schlagmechanismus ist im allgemeinen deshalb unvorteilhaft, weil der Anfangspunkt der Beschleunigungskurve nicht im Nullpunkt liegt. Dies bedeutet, daß der Schlag stoßartig beginnt. Demzufolge schmiegt sich — wie auch konkrete Beobachtungen beweisen — die den Schlaghebel betätigende Rolle dem Anfangsprofil der Schlagnase nicht an, sondern schlägt auf dieses plötzlich auf, wodurch eine rasche Abnützung der Schlagnase (Nocken) bzw. der Schlagrolle eintritt.

Zusammenfassung

Die zur Analyse der Bewegungsverhältnisse von Schlagmechanismen bisher durchgeführten Untersuchungen beschränkten sich auf die Probleme der Konstruktion. Die vorliegende Arbeit gibt eine dynamische Analyse vorhandener Schlagmechanismen und eine Methode zur Bestimmung der Bewegungsverhältnisse beim Austreten des Webschützens aus der Weblade. Anhand analytisch bestimmter Bewegungsdiagramme wird auf einige nachteiligen Eigenschaften des Nocken-Schlagmechanismus hingewiesen, die bei der Beanspruchung gewisser Bestandteile des Schlagmechanismus zutage treten.

Schrifttum

1. MALYSCHEW, A. P.—WOROBJEW, P. A.: Mechanika i konstruktivnūje rastschjotū tkackich stankow. Moskau, 1960.
2. CATLOW, M. G.—VINCENT, J. J.: The Problem of Uniform Acceleration of the Shuttle in Power Looms. J. Text. Inst. 1951. T. 413.
3. HAJÓS, I.: Dynamische Untersuchungen über Schlagmechanismen. Könyvüipari Kiadó, Budapest 1954.
4. SZEDER, O.: Dynamische Untersuchung des Oberschlag-Mechanismus. Textilforschungsinstitut, Ungarn, 1956.
5. ANOSOW, W. N.: Nekatorūje woprosū dinamiki mehanizmow s uprugimi sven'jami. Moskau, Gizlegprom, 1958.
6. JEDERÁN, M.: Untersuchung der Schützenbewegung in Abhängigkeit von den Parametern des Schlagmechanismus. M. Text. Techn. II, 440 (1959).
7. BOSZNYAY, A.: Technische Schwingungslehre. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1962. S. 16—17

János FEHÉR, Budapest, XI., Budafoki út 8., Ungarn.