

Beanspruchung und Gestalt bei Werkzeugschienen und Klauen für Hackgeräte

Von Walter Bergmann

Es ist in vielen Fällen erfolgreicher, die Haltbarkeit einer Maschine durch spannungsgerechte Gestaltung zu steigern, als durch Wahl eines Werkstoffes höherer Festigkeit. Da andererseits die Möglichkeiten, die Haltbarkeit durch Berechnung vor auszubestimmen, sehr begrenzt sind, muß der Konstrukteur sich im allgemeinen auf sein Gefühl verlassen. Das Gefühl kann durch gründliche Überlegungen über den Verformungsmechanismus in der Maschine unterstützt werden, ersetzt aber nicht die Erkenntnisse aus Meßergebnissen. Oftmals genügt es, die eigene Konstruktion mit ähnlichen anderen zu vergleichen, deren Steifigkeitsverhältnisse und deren Spannungsfelder bekannt sind. Eine richtige Aussage über die Güte und Haltbarkeit einer Maschine ist jedoch erst dann möglich, wenn man den Betrag der Spannungen und die Spannungszustände aus Dehnungsmessungen ermittelt hat.

Bei der Dehnungsmessung ist es wichtig, alle Spannungszustände zu erfassen, nämlich

- a) die Spannungen unter Betriebslast, unter der Voraussetzung, daß die im Betrieb auftretenden Kräfte und ihre Richtungen bekannt sind;
- b) die Vorspannungen, die durch Klemmen, Spannen oder durch Eigengewichtsbelastung entstehen;
- c) die Eigenspannungen, welche bei der Herstellung des Bauteils entstehen (z.B. beim Ziehen, Härten, Schweißen usw.).

Kräfte und Beanspruchungen an Vielfachgeräten

Die vielfältigen Formen von Werkzeugschienen an Vielfachgeräten und die an diesen Schienen aufgetretenen Schäden waren der Anlaß, die Steifigkeit, sowie die Art und Größe der Beanspruchung solcher Schienen zu untersuchen. Das Ziel dieser Untersuchungen sollte dabei sein, eine optimale Schienenform zu finden.

Kremer hat eine Reihe von Verformungsmessungen an den heute üblichen Schienen bei zusammengesetzter Biege- und Torsionsbeanspruchung bis zum Erreichen der statischen Festigkeitsgrenze durchgeführt und gefunden¹⁾, daß sich für Werkzeugschienen nur Hohlprofile eignen. Für den Fall einer Normung wurde von Kremer ein Vierkantrohr mit

einer Höhe von etwa 50 mm vorgeschlagen; die Breite des Rohres sollte aber nicht festgelegt werden.

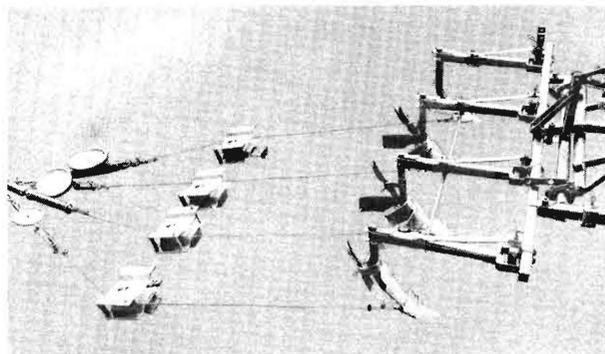


Bild 1. Versuchsanordnung für die Dehnungsmessungen an einem Vielfachgerät.

Der Grundrahmen entspricht dem für den Anbau an den Alldogschlepper. An den Scharspitzen der Häufelkörper greifen die Belastungsseile an. Die Kräfte werden für jeden Häufelkörper einzeln mit Zugkraftmessern eingestellt.

Um einen Überblick über die Höhe der Kräfte beim Häufeln zu bekommen, wurden von Getzlaff die im praktischen Betrieb auftretenden Kräfte an mehreren Häufelkörpern verschiedener Form bei starrer Einspannung des Häufelhebels mit einem 6-Komponenten-Meßgerät [1] gemessen. Bei diesen Feldversuchen betrug die mittlere Furchentiefe (von der abgeflachten Dammoberfläche bis zur Furchensohle gemessen) etwa 25 cm. Die entscheidenden Kräfte entstanden dabei in Arbeitsrichtung; dagegen waren die Vertikalkräfte bei normaler Anstellung der Häufelkörper gering, und die Seitenkräfte sogar vernachlässigbar klein. Die Häufelkörper können im allgemeinen durch ihre federnde Aufhängung an der Schiene größeren Hindernissen ausweichen. Als Höchstwert der Kräfte wurden im normalen Betrieb auf einem tonigen Lehmboden bei verschiedenen Häufelkörperformen zwischen 250 und 350 kg je Häufelkörper gemessen. Diese Kräfte wurden den statischen Laborversuchen als Belastungsgröße zugrundegelegt.

Bei Vorversuchen auf einem sandigen Boden wurden die Dehnungen an Stielen und an Werkzeugschienen von Häuflern gemessen. Diese Meßergebnisse zeigten beim Vergleich mit den in diesem Aufsatz weiter unten mitgeteilten Dehnungswerten aus statischen Messungen, bei welchen das Häufelgerät mit den oben angegebenen Kräften belastet wurde, eine gute Übereinstimmung.

1) Nach unveröffentlichten Versuchsergebnissen an Werkzeugschienen von Dr.-Ing. H. Kremer in Fa. Maschinenfabrik Cramer in Leer.

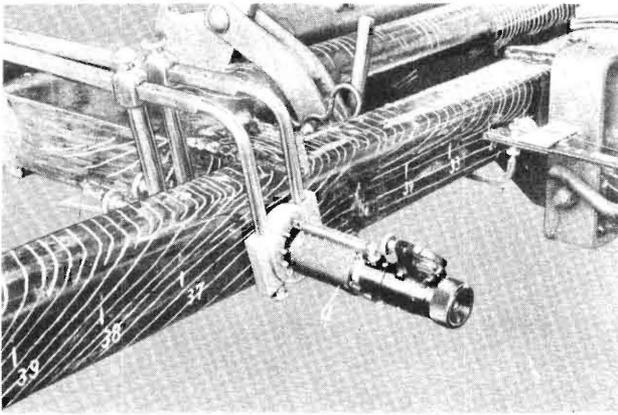


Bild 2. Messverfahren zur Festigkeitsuntersuchung der Werkzeugschienen von Vielfachgeräten. Die Dehnungslinien sind mit dem *Maybach*-Verfahren gewonnen und mit weisser Farbe nachgezeichnet worden. Messgerät a: Optischer Feindehnungsmesser mit 3 mm Messlänge vom *Institut für Instrumentenkunde Göttingen*. Messgerät b: Mechanischer Feindehnungsmesser mit 10 mm Messlänge von *Huggenberger, Zürich*.

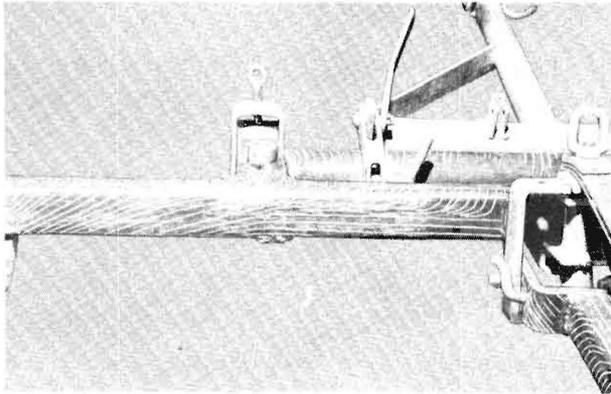


Bild 4

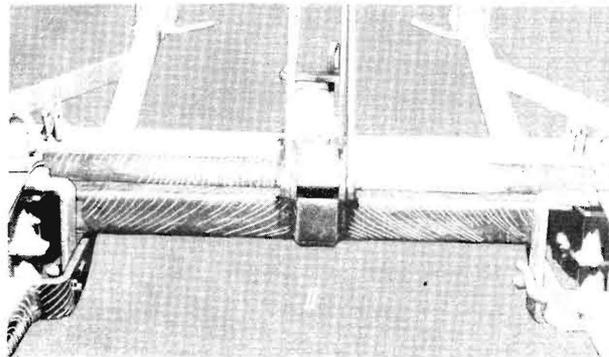


Bild 5

Bild 6

Dencker [2] hat schon vor längerer Zeit Versuchsergebnisse über Zugkräfte an Häufelgeräten veröffentlicht, nach welchen die maximalen Kräfte nur etwa 50 kg je Häufelkörper betragen. Diese Werte liegen aber weit unter den von *Getzlaff* gemessenen Zugkräften.

Die Meßverfahren

Auf einem statischen Prüfstand wurden an einigen Geräten Dehnungen bei normaler Betriebslast gemessen, **Bild 1**. Ein starres Fachwerkgerüst stellte hierbei den Schlepper dar. Der Grundrahmen der zu untersuchenden Geräte entsprach der *Alldog*-Ausführung. An der Werkzeugschiene waren zwei

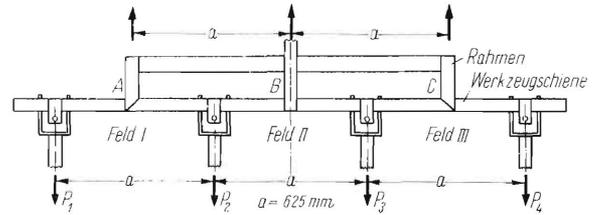


Bild 3. Rahmen eines Vielfachgerätes (schematisch). P_1 bis P_3 sind die an den Häufelkörpern angreifenden Betriebskräfte. A , B und C sind die an der Schiene angeschweissten Streben zur Befestigung am Grundrahmen. $a = 625$ mm entspricht dem Reihenabstand in Kartoffelkulturen.

ganze und zwei halbe Häufelkörper befestigt, so wie es das dreireihige Häufeln erfordert. Jeder Körper wurde auf der Mitte des Schars mittels Stahlseilen hydraulisch belastet. Zur Kontrolle der Zugkräfte war je ein Zugkraftmesser in die vier Belastungsseile eingeschaltet. Bei einer Belastung von 300 kg je Häufelkörper hatten die Seile eine Neigung von etwa 12 Grad gegen die Horizontale.

Bei den statischen Dehnungsmessungen wurden verschiedene Reißlacke [3 bis 6, darin weitere Schrifttumsangaben] und statische Feindehnungsmesser von 2 bis 10 mm Meßlänge verwendet, **Bild 2**. An Hand der mit diesen Meßverfahren gewonnenen Dehnungslinienfelder und Spannungsverteilungskurven konnte die Haltbarkeit der Schienen beurteilt werden.

Betriebsmäßige Belastung der Schienen

Bild 3 zeigt den Grundriß eines der untersuchten Vielfachgeräte. Die Werkzeugschiene ist durch drei Streben A , B und C mit dem Anschlußrohr für den

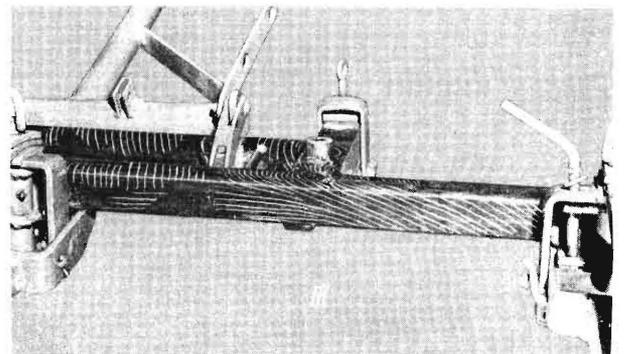


Bild 4 bis 6. Dehnungslinien in Feld I bis III der Werkzeugschiene (s. Bild 3).

Grundrahmen verschweißt. Hierdurch ist die Werkzeugschiene mehrfach statisch unbestimmt, so daß die Spannungsverteilung auf ihr selbst im Falle einer ebenen Biegebeanspruchung rechnerisch nur näherungsweise zu erfassen ist.

In Bild 4 bis 6 sind die mit dem Maybachschen Dehnungslinienverfahren gewonnenen Spannungsfelder bei betriebsähnlicher, statischer Belastung gezeigt. Nach dem Verlauf dieser Spannungsfelder wird die Werkzeugschiene auf Biegung und auf Torsion beansprucht [7]. Die Neigung der Dehnungslinien zur Schienenkante läßt eine Aussage über den Anteil von Biege- und Torsionsbeanspruchung in jedem Punkt der Schienenoberfläche zu. Für den vorliegenden Beanspruchungsfall ergibt sich folgende Spannungsanalyse:

Feld I (Bild 4): Am linken Krafteinleitungspunkt ist die Richtung der Dehnungslinien etwa 45°. Hier ist also nur Torsion wirksam. Zur Mitte dieses Feldes hin ändert sich die Richtung der Dehnungslinien stetig bis zur horizontalen Richtung. Die linke Hälfte des Feldes I entspricht also einem einseitig eingespannten Biegeträger, dem ein konstantes Torsionsmoment überlagert ist.

Die rechte Hälfte des Feldes I zeigt auf der senkrechten Rohrwand Dehnungslinien parallel zur Schienenachse, auf der oberen Rohrwand Dehnungslinien senkrecht zur Schienenachse. Hier überwiegt die Biegebeanspruchung derart, daß auf der senkrechten Wand des Rohres Druckspannungen und auf der oberen horizontalen Wand Zugspannungen sichtbar werden. Die um 90° verschieden gerichteten Dehnungslinien an der rechten Krafteinleitungsstelle dieses Feldes lassen auf eine Durchbiegung der Werkzeugschiene nach oben schließen.

Die hier beschriebene Spannungsanalyse gilt aus Symmetriegründen auch für Feld III (Bild 6).

Feld II (Bild 5): Die Dehnungslinienfelder der linken und rechten Hälfte dieses Feldes sind aus Gründen des symmetrischen Lastangriffes spiegelbildlich gleich. Die zur Mitte zunehmende Neigung der Dehnungslinien in eine 45°-Richtung deutet an, daß die Biegespannungen gegenüber der Torsionsbeanspruchung klein sind.

Eine Abschätzung des Verhältnisses von Torsionsspannung zu Biegespannung ist für den hier vorliegenden zweiachsigen Spannungszustand mit Hilfe der Beziehung

$$\operatorname{tg} 2 \varphi = \frac{2 \tau}{\sigma} \quad (1)$$

möglich [8]. Hierin sollen bedeuten:

φ Winkel zwischen einer Dehnungslinie und der z- oder y- oder z-Koordinate der Werkzeugschiene

τ Torsionsspannung

σ Biegespannung auf der Zug- oder Druckzone der Schiene

Die nachfolgende **Tafel 1** und **Bild 7** geben die Verhältniswerte von τ und σ für verschiedene Neigungen einer Dehnungslinie (Winkel φ) an.

Tafel 1

Werte für τ und σ bei verschiedener Richtung der Dehnungslinien

φ	$\operatorname{tg} 2 \varphi$	τ	σ
0°	0	0	
5°	0.1763	0,088 · σ	11.36 · τ
10°	0.3640	0.182 · σ	5.50 · τ
15°	0.5774	0,289 · σ	3.47 · τ
20°	0.8391	0.420 · σ	2.38 · τ
22,5°	1.0000	0.500 · σ	2.00 · τ
25°	1.1920	0.596 · σ	1.68 · τ
30°	1.7320	0.868 · σ	1.20 · τ
31,7°	2.0000	1.000 · σ	1.00 · τ
35°	2.7470	1,374 · σ	0.73 · τ
40°	5.6710	2,836 · σ	0.53 · τ
45°			0

Die in Bild 7 dargestellte Gleichung [1] und die schematische Skizze von verschiedenen geneigten Dehnungslinien in Bild 7 lassen erkennen, daß der Anteil der Biegespannungen σ an der Gesamtbeanspruchung auch noch bei großen Abweichungen der Dehnungslinien von einer der drei Hauptachsen der Schiene wesentlich größer ist als der Anteil der Torsionsspannungen. Erst bei einem Dehnungslinienwinkel von $\varphi = 31,7^\circ$ erreicht τ den gleichen

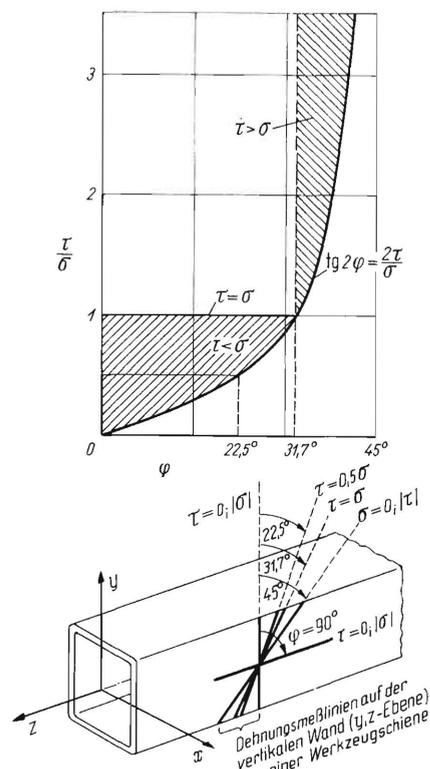


Bild 7. Veranschaulichung der Anteile von Torsionsbeanspruchung (τ) und Biegebeanspruchung (σ) in Abhängigkeit vom Dehnungslinienwinkel φ .

Wert wie σ , wenn nämlich

$$\frac{2 \tau}{\sigma} = 2 = \operatorname{tg} 63,4^\circ$$

ist. Hingegen sind an den Stellen, an welchen die Dehnungslinien unter $\varphi = 45^\circ$ verlaufen, keine Biegebeanspruchungen zu erwarten. Hier herrscht ein reiner Torsionsspannungszustand.

Betrachtet man die Schiene als durchlaufenden Biegeträger und rechnet überschlägig die Biegespannungsverteilung auf der Schiene für die in der horizontalen Ebene nach Bild 3 wirkenden Kräfte auf drei Stützen, so ergeben sich im Mittelfeld verschwindend kleine Biegespannungen gegenüber denjenigen in den beiden Außenfeldern. Diese Feststellung bekräftigt die Richtigkeit der obigen Spannungsanalyse, nach der aus dem Dehnungslinienverlauf im Mittelfeld auf nahezu reine Torsionsspannungen geschlossen wurde.

Zur weiteren Bestätigung der Richtigkeit der Spannungsanalyse seien die Ergebnisse von statischen Feindehnungsmessungen mitgeteilt, welche auf der vorderen und hinteren senkrechten Rohrwand der Werkzeugschiene einmal in Richtung der Dehnungslinien und zum anderen parallel zur Schienenlängsachse durchgeführt wurden. Die Meßergebnisse sind in Bild 8 für die linke Hälfte der Schiene als Spannungsverteilungskurven dargestellt. Der Kurvenverlauf *a* gibt für jede Stelle die größte Spannung durch die Betriebslast an, gleichgültig, ob sie durch Biege- oder Torsionsbeanspruchung hervorgerufen wird. Die Kurven *b* und *c* zeigen durch die

Aufspannung der Meßgeräte in Schienenlängsachse nur die auf Vorder- und Rückseite herrschenden Spannungen durch Biegebeanspruchung. Ein Vergleich der Kurven *a* und *b* überzeugt, daß im Feld I – und aus Symmetriegründen auch im Feld III – die Biegespannungen überwiegen. Die Spannungsverteilungskurve der linken Hälfte von Feld I deutet aber auch auf die komplizierten Beanspruchungsverhältnisse in mehrfach statisch unbestimmten Rahmenwerken hin.

Wie die Spannungsverteilungskurven in Bild 8 zeigen, bleiben die Spannungsbeträge an allen gemessenen Punkten unter 10 kg/mm^2 . Da man einerseits mit Dehnungsmessern nicht jede Stelle der Schiene abtasten kann, und andererseits die Möglichkeit besteht, daß in der Nähe von Knotenpunkten höhere Spannungen vorhanden sind, wurde die Schiene mit dem quantitativ auswertbaren *Stresscoat*-Lack gespritzt. Die Reißempfindlichkeit des verwendeten Lackes entsprach einer Spannung von $12,5 \text{ kg/mm}^2 \pm 10\%$. Bei der oben beschriebenen Betriebslast von 350 kg je Häufelkörper konnten keine Lackrisse auf der Schiene bzw. in den Ecken der Knotenpunkte beobachtet werden. Vielmehr zeigten sich die ersten Risse des Lackes erst bei einer Belastung von 450 kg je Häufelkörper. Diese Messung bestätigt also das mit Feindehnungsmessern gewonnene Ergebnis, daß die Spannungen auf der Schiene bei normaler Betriebslast mit maximal $9,5 \text{ kg/mm}^2$ genügend weit unterhalb der Gestaltfestigkeitsgrenze liegen.

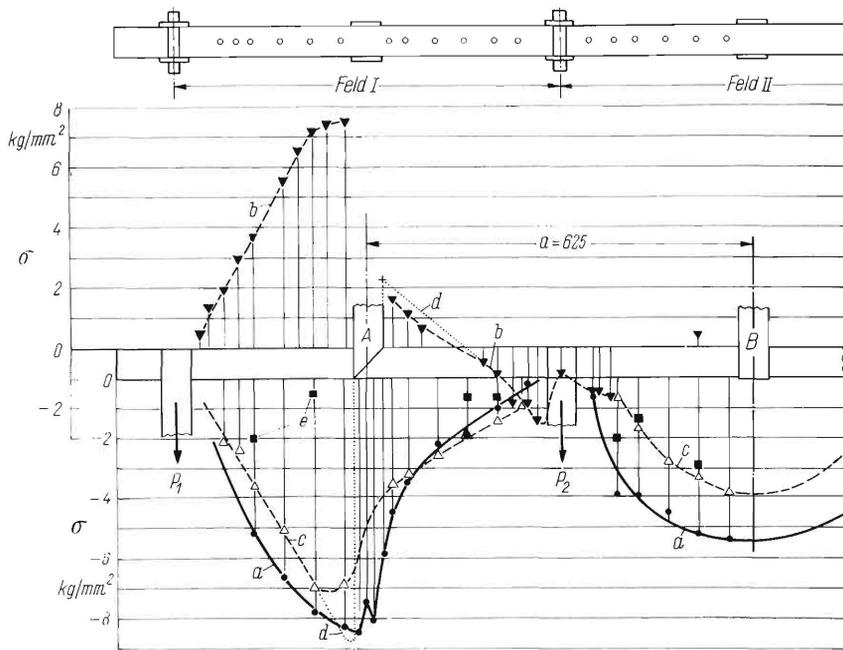


Bild 8. Spannungsverteilung auf der quadratischen Werkzeugschiene $50 \times 50 \times 5 \text{ mm}$ nach Bild 3.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 350 \text{ kg}$$

Kurve *a*: Spannungen σ_2 als grösste Druckspannungen bei Betriebslast aus Dehnungsmessungen in Richtung der Dehnungslinien.
Kurven *b* und *c*: Spannungsverteilungen auf Vorder- und Rückseite der Schiene aus Dehnungsmessungen parallel zur Schienenlängsachse.

Kurve *d*: Rechnerisch ermittelte Spannungsverteilung.

Die *e*-Werte zeigen die Grösse der Torsionsspannungen aus Messungen unter 45° zur Schienenlängsachse an.

Besonders schwierig ist die Beherrschung der Beanspruchungen in geschweißten Knotenpunkten. Hier können sich die Betriebsspannungen mit den Schweißspannungen im ungünstigsten Falle derart nach Größe und Richtung überlagern, daß sich ihre vollen Beträge addieren. **Bild 9 bis 11** zeigen Dehnungslinienfelder und die Hauptspannungsverteilung am geschweißten Rahmenknoten in der Mitte des Feldes III. Das Abbiegen der Dehnungslinien deutet auf Unstetigkeit im Spannungsverlauf, hervorgerufen durch scharfe Ecken und ungleichmäßige Wandstärken, hin. Wie aus **Bild 11** hervorgeht, sind die höchsten gemessenen Spannungswerte zwar noch weit unterhalb der Festigkeitsgrenze des Materials, doch kann schon das steile Spannungsgefälle allein Dauerbrüche an dieser Stelle erzeugen. Die Dehnungslinien in **Bild 9** laufen schräg oder fast parallel zur Schweißnaht. Das bedeutet, daß die senkrecht zu den Dehnungslinien gerichteten 1. Hauptspannungen ($+\sigma_1$) von den in Längsrichtung der Schweißnaht verlaufenden Zugeigenspannungen ($+\sigma_e$) abgebaut werden. Man kann also aus diesem Dehnungslinienverlauf und aus der Kenntnis der Eigenspannungsverhältnisse an Schweißnähten schon einiges über die Güte der Knotenverbindung aussagen. Die schräge Schweißnaht, die in **Bild 10** gezeigt ist, wird dagegen sehr ungünstig beansprucht, da sich die Schrumpfspannungen der Schweißnaht hier mit der 1. Hauptspannung aus der Betriebsbelastung (senkrecht in die Schweißnaht einmündende Dehnungslinien) addieren. Im vorliegenden Falle waren allerdings die gemessenen Dehnungen auf der Schweißnaht senkrecht zu den Lackrissen so klein, daß die Überlagerung beider Spannungen bei normalem Betrieb nicht zum Bruch führen kann.

Die bisher beschriebene Form des Werkzeugträgers als Profilschiene ist die weitaus gebräuchlichste in der Landwirtschaft. Unterschiede bestehen lediglich in der Querschnittsform, den Querschnittsabmessungen und der Schienenlänge. Ein Beispiel für eine andere Ausführung der Werkzeugschiene ist in **Bild 12** gezeigt. Hier besteht die Werkzeugschiene aus zwei in größerem Abstand voneinander angeordneten Flacheisen, welche mehrfach in Auslegerarmen des Grundrahmens eingelegt und befestigt sind, und auf denen die Stielhalter der Häufelkörper aufgeklemmt sind. Man kann bei

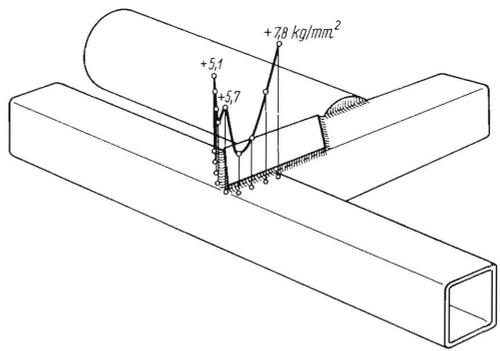
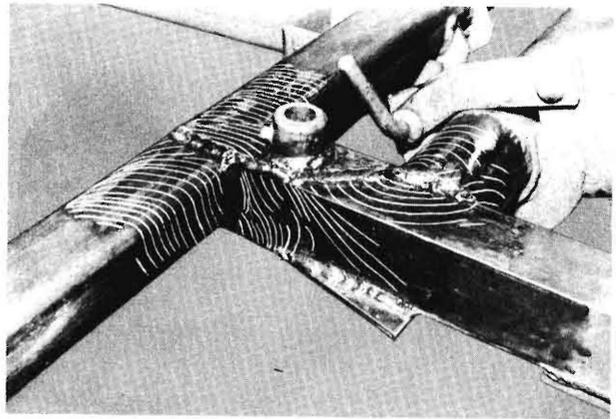
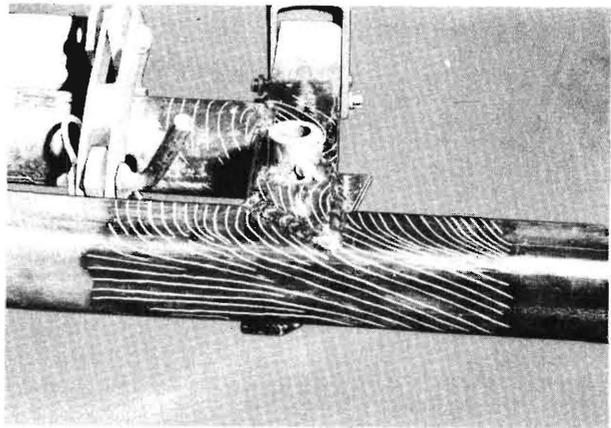


Bild 9 bis 11. Dehnungslinienfelder und Spannungsverteilung in der Umgebung des geschweißten Rahmen-Knotenpunktes im Feld III (vergl. Bild 6).

Bild 9. Dehnungslinien in unmittelbarer Umgebung des Knotenpunktes

Bild 10. Dehnungslinien auf Rückseite der in Bild 9 gezeigten Ansicht

Bild 11. Spannungsverteilung dicht neben den Schweißnähten auf der Oberseite des Knotenpunktes.

dieser Konstruktion die Beanspruchungsverhältnisse nicht ohne vorherige Messung übersehen. Daher wurden zunächst die Spannungsfelder mit dem Reißlackverfahren sichtbar gemacht, **Bild 13 und 14**. Aus der Richtung der Dehnungslinien ist zu entnehmen, daß auch diese Werkzeugschiene auf Biegung und Torsion beansprucht wird. Die durch die Stielhalter begrenzten Schienenabschnitte zeigen unterschiedliche Beanspruchungsarten. Auch sind die Beanspruchungszustände innerhalb der Schienenabschnitte auf den beiden Flacheisen verschieden. Im unmittelbaren Bereich der Kraftein-

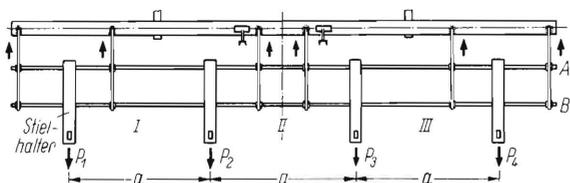


Bild 12. Grundriss eines Hackgeräte-Rahmens (schematisch) A und B sind die Flacheisen, welche den Werkzeugträger darstellen. Die römischen Ziffern I bis III bezeichnen die Schienenfelder zwischen den Stielhaltern 1 bis 4.

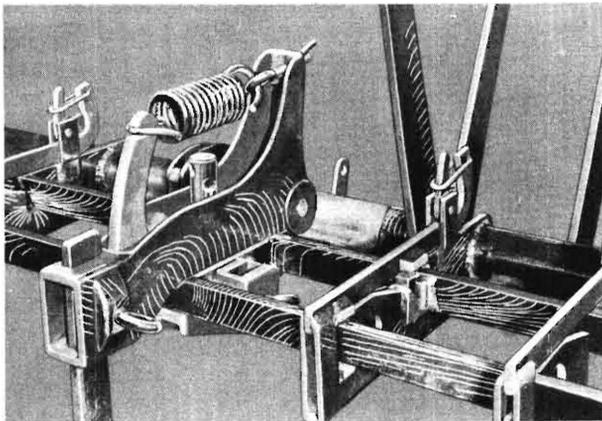
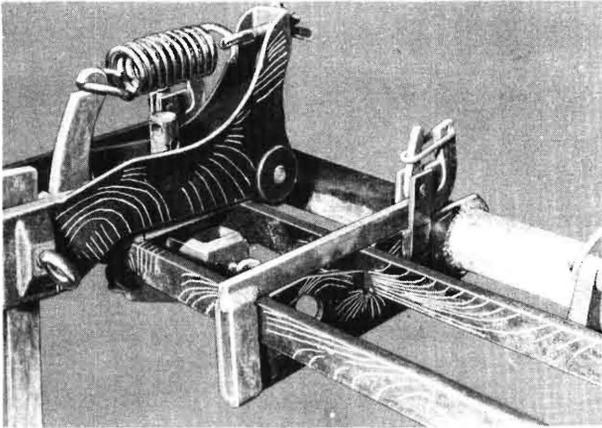


Bild 13 und 14. Dehnungslinien auf dem Werkzeugträger nach Bild 12.

Bild 13 (oben). Feld I des Trägers und Stielhalters 1
Bild 14 (unten). Feld II des Trägers und Stielhalters 2

leitung, d.i. an den Stielhaltern, herrschen durch die Querkraft hervorgerufene Biegebeanspruchungen (senkrecht gerichtete Dehnungslinien auf dem Flacheisen in der Nähe der Stielhalter 1 und 2). In einem Abstand von diesen Kräfteinleitungsstellen ändern die Dehnungslinien ihre Richtung, so daß, der Drehweichheit der Flacheisen entsprechend, Torsionsbeanspruchungen überwiegen. In der Mitte des Feldes II laufen die Dehnungslinien auf dem Flacheisen B nahezu parallel zur Schienenachse. Die dem Beschauer des Bildes 14 zugewandte Schienseite zeigt Druckspannungen an. Die Schiene wird also in der horizontalen Ebene wellenartig verbogen. Die in **Bild 15** dargestellten Dehnungsmesswerte zeigen, daß die Spannungen bei 350 kg Belastung je Häufelkörper sehr niedrig sind. Die größten Spannungen wurden auf dem Flacheisen B

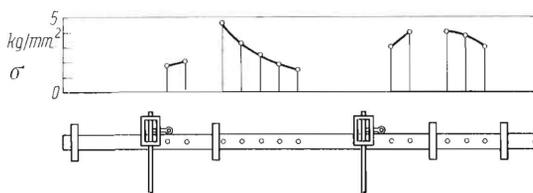


Bild 15. Spannungsverteilung auf dem hinteren Flacheisen B der in Bild 12 gezeigten Werkzeugschiene.

parallel zu den Dehnungslinien mit $< 6 \text{ kg/mm}^2$ festgestellt.

Um die Steifigkeit und die Festigkeit von Werkzeugschienen zu erhöhen, werden vielfach offene U- oder L-Profile derart in Hohlprofile verwandelt, daß man ein Flacheisen an die freien Flanschenden der Profilstäbe anschweißt. Es entstehen dann Dreieck- oder Rechteckrohrschiene. Solange diese Schweißnähte durchlaufend sind, ist bei schweißgerechter Fertigung nichts gegen diese Art der Werkzeugschienen einzuwenden. Werden jedoch solche Schienen nur unterbrochen geschweißt, so ist die erhoffte Steifigkeitserhöhung klein und die Bruchanfälligkeit groß. **Bild 16 und 17** zeigen Werkzeugschienen mit Dreieckquerschnitt, bei denen die Schweißnähte nicht durchlaufend sind. In Bild 16

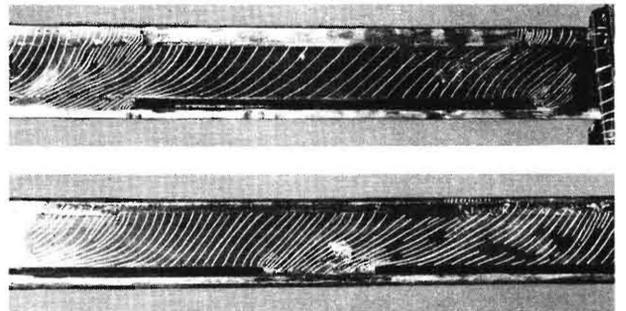


Bild 16 und 17. Dehnungslinienfelder auf der Unterseite zweier Werkzeugschienen.

Die Profile dieser Werkzeugschienen sind Dreieckrohre, welche durch unterbrochene Verschweißung von Winkeleisen und Flacheisen hergestellt sind. Bei Schiene C in Bild 16 liegen die Schweißnähte einander gegenüber, bei Schiene D in Bild 17 sind sie versetzt angeordnet.

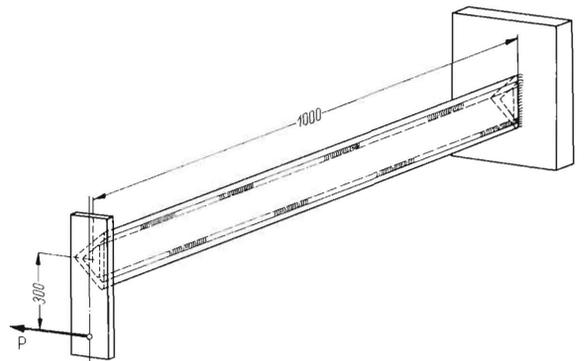


Bild 18. Belastungsschema für die Dehnungsmessungen an den Dreieck-Werkzeugschienen nach Bild 16 und 17.

Schiene C : L $60 \times 60 \times 8$ und 50×10 , $P = 250 \text{ kg}$
Schiene D : L $50 \times 50 \times 9$ und 45×5 , $P = 125 \text{ kg}$

liegen die Teilschweißnähte einander gegenüber, in Bild 17 sind sie versetzt angeordnet. Beide Schienen wurden auf einer Länge von je 1000 mm einseitig eingespannt und erhielten Torsionsbeanspruchung mit überlagerter Querkraftbiegung. **Bild 18** zeigt schematisch den Belastungsfall. Wären die Schweißnähte auf den Schienen durchlaufend, so müßte das Dehnungslinienbild gleichmäßige, gerade

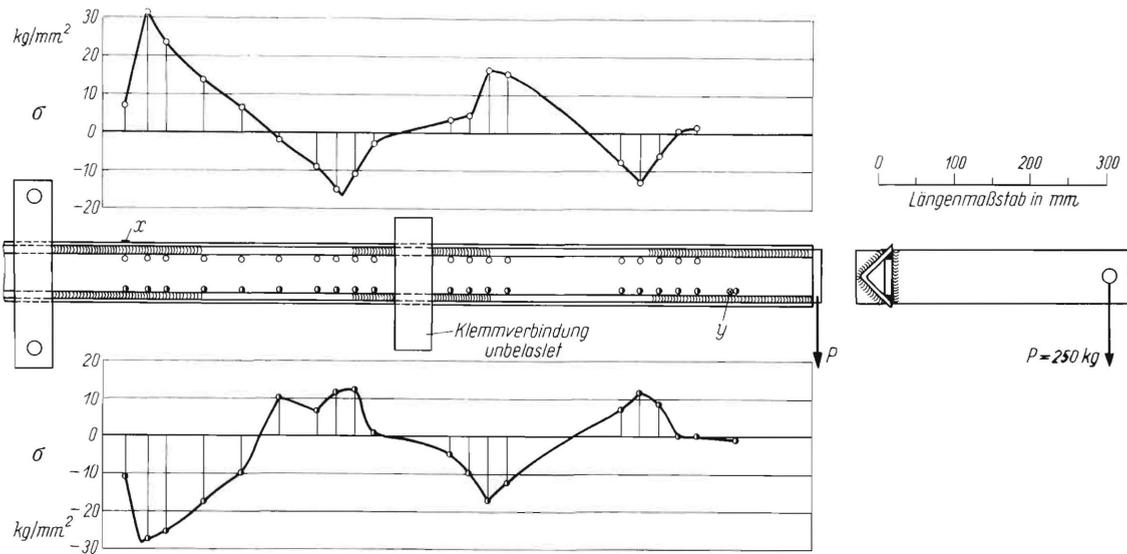


Bild 19. Spannungsverteilungskurven auf der Unterseite der Schiene C.

Messstelle x: Biegespannung $\sigma = +10,5 \text{ kg/mm}^2$

Messstelle y: Torsionsspannung $\tau = \pm 6,7 \text{ kg/mm}^2$

An der Messstelle x wurde in Schienenlängsrichtung, an der Messstelle y in zwei aufeinander senkrecht stehenden Richtungen unter 45° zur Schienenlängsachse gemessen.

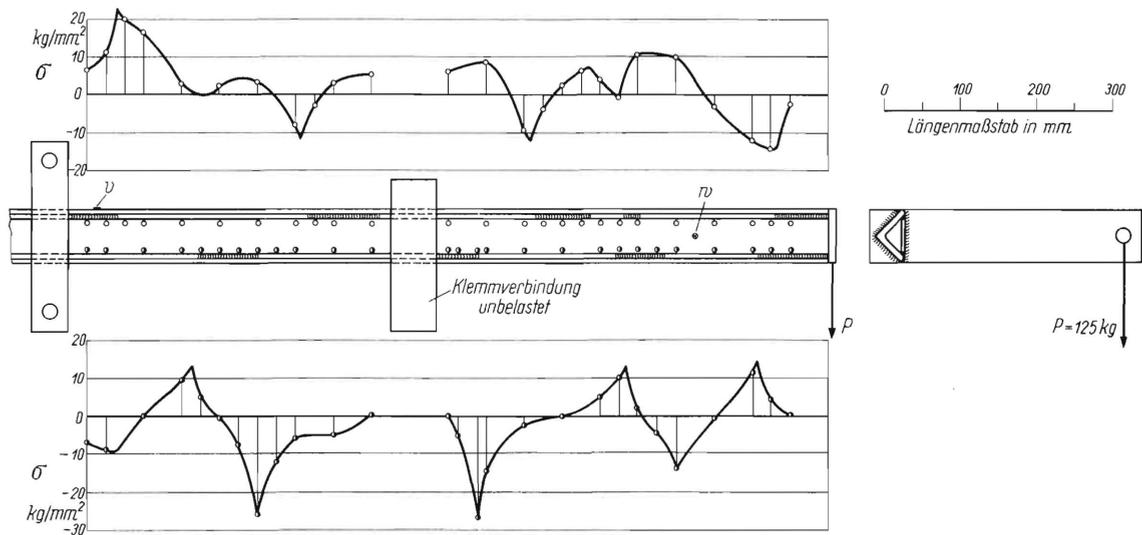


Bild 20. Spannungsverteilungskurven auf der Unterseite der Schiene D.

Messstelle v: Biegespannung $\sigma = +7,2 \text{ kg/mm}^2$

Messstelle w: Torsionsspannung $\tau = -8,2 \text{ u. } +5,5 \text{ kg/mm}^2$

An der Messstelle v wurde in Schienenlängsrichtung, an der Messstelle w in zwei aufeinander senkrecht stehenden Richtungen unter 45° zur Schienenlängsachse gemessen.

Lackrisse zeigen, welche nahe der Einspannung wegen des Überwiegens der Biegespannungen nahezu senkrecht zur Schienenlängsachse liegen und mit zunehmender Entfernung von der Einspannung durch die Abnahme des Biegemomentes und gleichzeitige Dominanz der Torsionsspannungen in eine 45° -Richtung am Ende der Schienen übergehen. Wie die Spannungsfelder der Bilder 16 und 17 zeigen, ist das nicht der Fall. Nahe den Übergängen vom unverschweißten zum verschweißten Teil biegen die Dehnungslinien derart ab, daß sie an diesen Stellen auf zusätzliche Zug- bzw. Druckspannungen schließen lassen, welche auf Verhinderung der Querschnittsverwölbung in den verschweißten Bereichen der Schienen zurückzuführen sind.

Die Höhe der durch Verhinderung der Querschnittsverwölbung entstehenden Spannungen wurde mit statischen Feindehnungsmessern ermittelt, und das Ergebnis dieser Messungen als Spannungsverteilungskurven in **Bild 19 und 20** aufgezeichnet. Die Spitzen dieser un stetigen Kurven liegen mit hohen Spannungswerten immer an den Stellen, an denen die Schweißnähte enden. Die entgegengesetzten Vorzeichen der Spannungen an den Schweißnahtenden sind kennzeichnend für die Wölbverhinderung bei Torsionsbeanspruchung und bestätigen die Voraussagen aus den Dehnungslinienbildern.

Die durch Verwölbungsbehinderung entstandenen Zusatzspannungen σ_z waren an den Stellen höchster

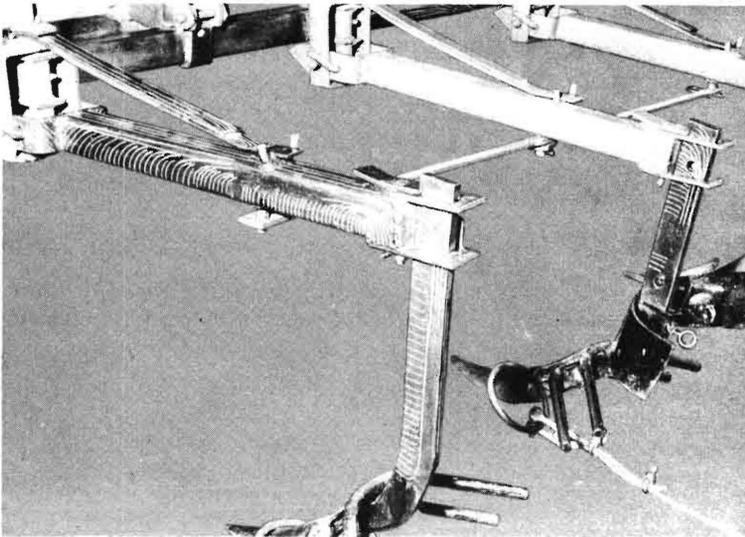


Bild 21 a. Dehnungslinienfeld auf einem Häufelerhebel und einem Häufelerstiel bei Betriebsbeanspruchung.

Beanspruchung dreimal größer als die größten Biegespannungen und fünfmal größer als die Torsionsspannungen.

Die an den Schweißnahtenden herrschenden dreiachsigen Zugeigenspannungszustände [4, 9], welche von den Schrumpfungen der Schweißnaht und von den Kerbspannungen herrühren, begünstigen die Gefahr spröder Brüche an diesen Stellen. Wie sowohl der Dehnungslinienverlauf in Bild 16 und 17, als auch die Spannungsverteilungskurven in Bild 19 und 20 zeigen, ist es für die Haltbarkeit solcher unterbrochen geschweißter Schienen gleichgültig, ob die Schweißnähte sich einander gegenüberliegen, oder ob sie gegeneinander versetzt sind. Beide Konstruktionen sind gleich schlecht.

Nach eingehenden Untersuchungen über die Beanspruchungsverhältnisse in den Schienen lag die Frage nahe, wie hoch andere Teile eines Hackgerätes durch Betriebslasten angestrengt werden. Deshalb wurden auch an den Stielen der Häufelkörper und an Häufelerhebeln Dehnungsmessungen durchgeführt. Hierbei stellte sich zunächst heraus, daß die Querschnitte der Stiele verschiedener Hersteller verschiedene Abmessungen hatten: 40×13 , 40×15 , 45×13 oder 45×16 mm. Die Höchstspannung in der Einspannstelle schwankte daher bei glei-

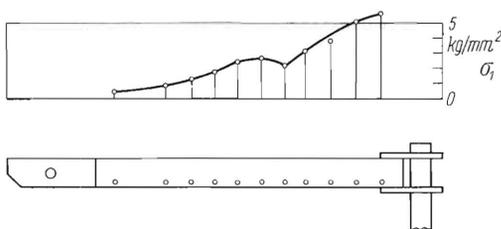


Bild 22. Spannungsverteilungskurve über dem Häufelerhebel. Aufspannrichtung des Messgerätes ist parallel zur Hebellängsachse. Spannungsunstetigkeit an der Auflage der Rückstellfeder.

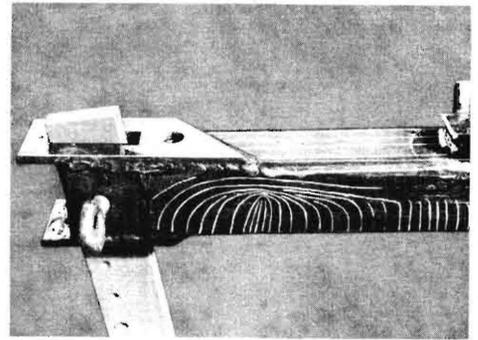


Bild 21 b. Rechte Seite des Häufelerhebels. Die ungleichmäßigkeit der Spannungszustände ist durch das Zusammenlaufen der Dehnungslinien deutlich zu erkennen. Sie wird durch den Beginn der aufgeschweißten Stielhalterlasche verursacht.

cher Einspannlänge und einer Betriebslast von 350 kg am Häufelschar zwischen 28 und 38 kg/mm². Das Spannungsfeld auf einem Stiel, welches eindeutig auf drillfreie Biegebeanspruchung schließen ließ, ist in **Bild 21 a** dargestellt. Bei der Höhe dieser Beanspruchungen ist der Einsatz von Stählen höherer Festigkeit verständlich und anzuraten.

Im Gegensatz zu der Übersichtlichkeit der Spannungsverhältnisse an den Stielen war das Spannungsfeld am Häufelerhebel, **Bild 21 a und b**, nicht einfach voraussehen, obwohl theoretisch der gleiche Spannungsverlauf zu erwarten war. Die über dem Hebel angeordnete Rückstellfeder, **Bild 21 a**, bewirkt eine erhebliche Änderung der Dehnungslinienrichtung und führte an der Auflagerstelle am Häufelerhebel zu einer Unstetigkeit im Spannungsverlauf, **Bild 22**. Allerdings waren die höchsten Spannungen – senkrecht zu den Dehnungslinien gemessen – verhältnismäßig niedrig und überschritten an keiner Stelle die an der Schiene gemessenen Höchstwerte bei gleicher Betriebslast (vergl. dazu **Bild 8 und 11**).

Welche Konstruktionsprinzipien lassen sich aus diesen Versuchsergebnissen ableiten? Es wurde festgestellt, daß die Werkzeugschienen auf Biegung und auf Verdrehung beansprucht werden. Bei den untersuchten Schienen, welche in Vielfachgeräten eingebaut waren, sind unter normalen Betriebslasten keine gefährlich hohen Spannungen festgestellt worden. Die Überlagerung der Schweißeigenspannungen ist von der Gestalt der Knotenpunkte abhängig. Hierbei sollen die Schweißnähte so angeordnet sein, daß sich die Eigenspannungen auf keinen Fall mit den Betriebsspannungen addieren.

Eine Behinderung der Querschnittsverwölbung ist wegen der beobachteten Torsionsbeanspruchung unter allen Umständen zu vermeiden. Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß die Behinderung der Querschnittsverwölbung nicht nur bei offenen Profilstäben, sondern auch bei allen geschlossenen Pro-

filen auftritt, ausgenommen sind Quadratrohr (ebenso jedes symmetrische Vieleckrohr) und das Kreisrohr. Es zeichnet sich aus diesen Überlegungen und Messungen bereits der Vorteil der symmetrischen Hohlprofile für die Verwendung als Schienenprofile ab.

Dehnungsmessungen beim Befestigen der Klemmen

Durch das Befestigen der Klemmen an Werkzeugschienen entstehen auf den Schienen und auf den Klemmen selbst Eigenspannungszustände, welche sowohl von der Gestalt der Klemme und der Nachgiebigkeit der Schiene, als auch von der Größe der „Klemmkraft“ abhängen. Diese „Klemmspannungen“ können sich unter ungünstigen Verhältnissen mit den Betriebsspannungen so überlagern, daß örtlich plastische Verformungen entstehen. Die folgende Auswahl aus einer größeren Anzahl von Versuchsergebnissen soll einen Überblick über den Einfluß der Gestalt von Klemmverbindungen auf die Spannungszustände und die Größe der Eigenspannungen in Werkzeugschienen vermitteln.

Um vergleichbare Spannungswerte zu bekommen, wurden alle Klemmverbindungen mit der gleichen Klemmkraft auf den Schienen befestigt. Ein Knebel von einer wirksamen Hebellänge von rund 35 cm diente zum Anziehen der Klemmschrauben (M 12, Steigung 1,75 mm). Die Schrauben wurden vom Beginn des Anliegens der Klaue bis zu anderthalb Umdrehungen angezogen.

Bild 24 bis 26 zeigen die Dehnungslinien auf einer Winkelprofilschiene, **Bild 23**, bei der soeben beschriebenen Belastungsart. Man erkennt an den konzentrisch verlaufenden Lackrissen deutlich den Einfluß der örtlichen Kräfteinleitung. Das Drehmoment zum Anziehen der Schraube war wegen der Nachgiebigkeit der Winkelprofilflanschen sehr klein. Bei Dehnungsmessungen mit statischen Feindehnungsmessern von 2 mm Meßlänge wurden in der Nähe der Kräfteinleitung Höchstspannungen von $+ 22 \text{ kg/mm}^2$ senkrecht zur Richtung der ersten Hauptspannung und $-13,6 \text{ kg/mm}^2$ in Richtung der zweiten Hauptspannung gemessen. Diese Spannungswerte sind als Eigenspannungen zu hoch, da die Hauptspannungen an diesen Meßstellen bei Betriebslast die gleiche Richtung haben und sich infolgedessen mit ihnen addieren. Die Folge hiervon ist, daß örtliches Fließen einsetzt, und daß durch plastische Deformation die Klemme nicht mehr fest genug an der Schiene anliegt. Weiteres Nachziehen der Schraube kann wegen der Wiederholung dieses Verformungsvorganges keine Verbesserung des Klemmsitzes bringen. Der Grund für das ungünstige Festigkeitsverhalten dieser Klemmverbindung liegt zum größeren Teil in der Gestalt dieser Klaue, bei der die Klemmkräfte nahezu punktförmig eingeleitet werden. Andererseits fehlt dem Winkelprofil genügende Steifigkeit gegen das Zusammendrücken der Flanschen.

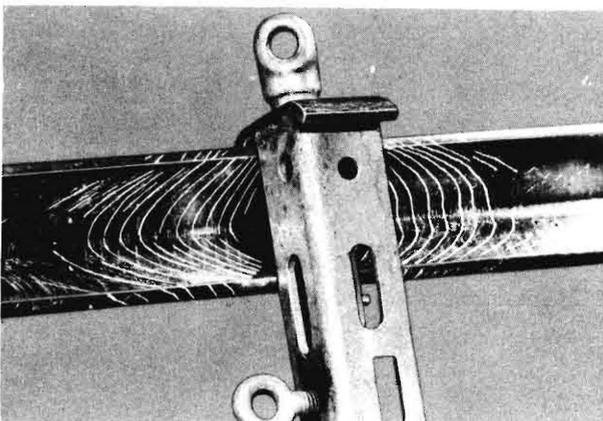
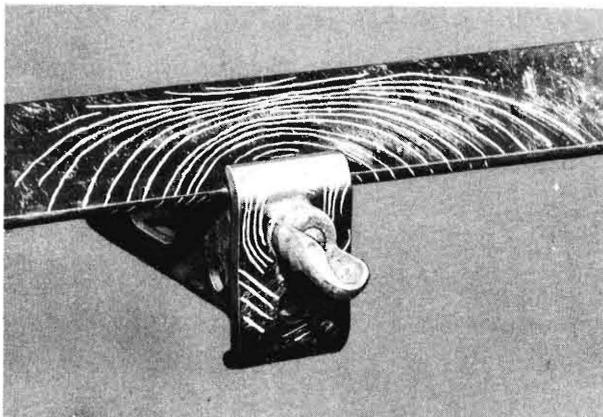
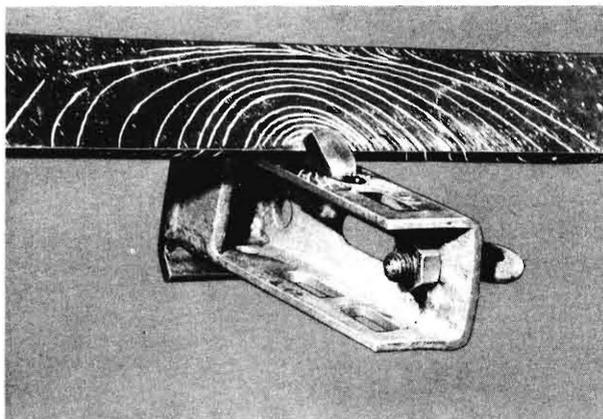
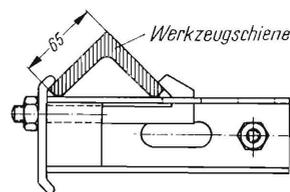
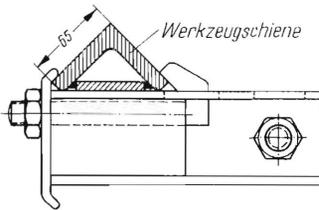


Bild 23 bis 26. Dehnungslinienfelder auf Aussen- und Innenseite einer Winkeleisenschiene, welche allein durch das Ankleben der Klaue erzeugt wurden.

Bilder von oben nach unten: Klemmvorrichtung – Rückseite der Schiene – Vorderseite der Schiene – Blick von unten in das Schienenprofil.

Die Klemmspannungen auf einer unterbrochen geschweißten Dreieckschiene, **Bild 27**, bei der die Schweißnähte gegeneinander versetzt angeordnet

waren (vergl. auch Bild 17), zeigen infolge der gleichen Bauart der Klaue ein ähnliches Spannungsfeld wie auf der Winkelschiene. Infolge der gegenüber dem Winkelprofil größeren Steifigkeit des Dreieckquerschnittes und durch die Starrheit der Klaue



kommt es zu keinem Anschmiegen der Klemmbacken, sondern nur zu einem nahezu punktförmigen Eindringen der Kanten der Klemmbacken in die Schienenoberfläche. Die Folge davon sind die sehr un-

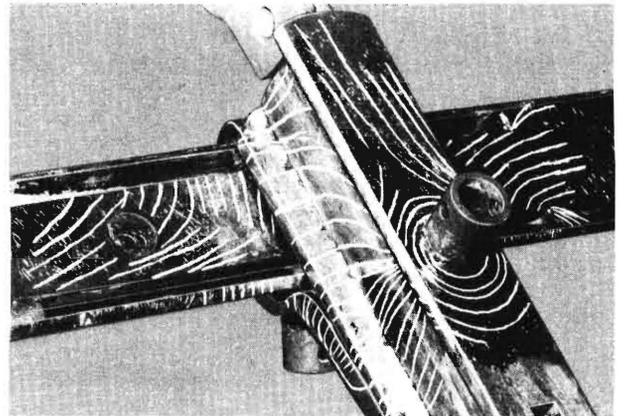
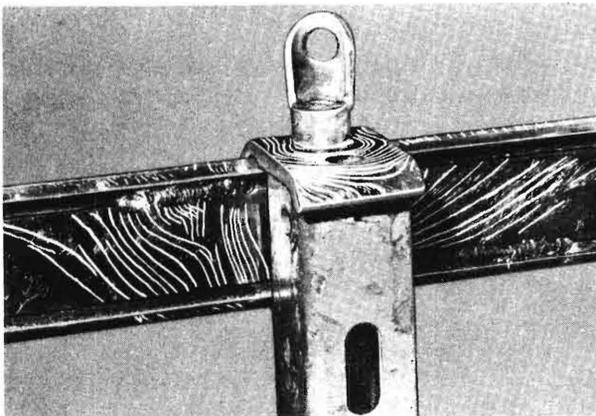
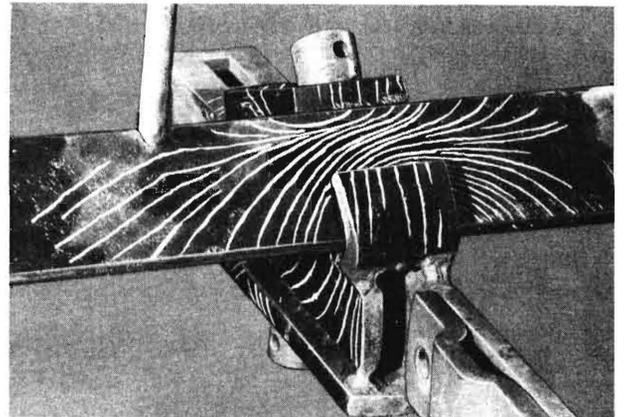
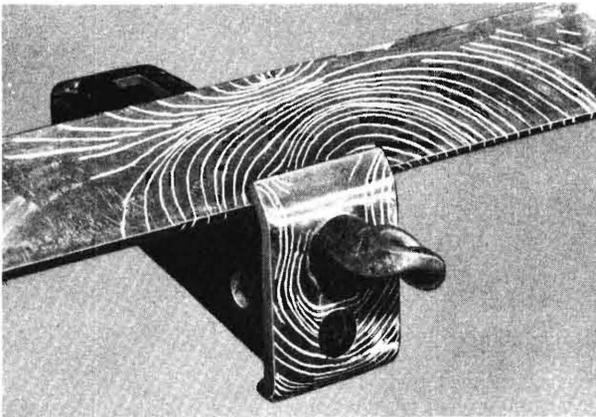
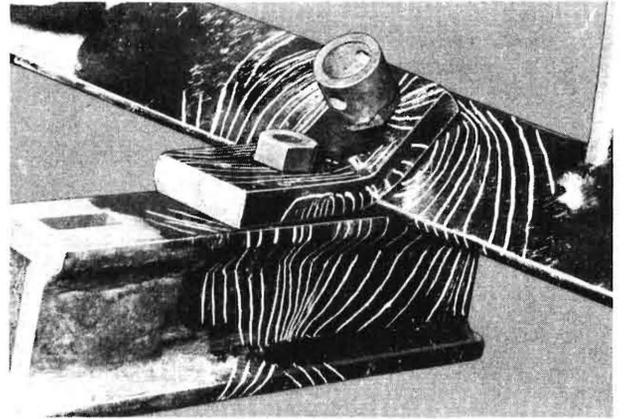
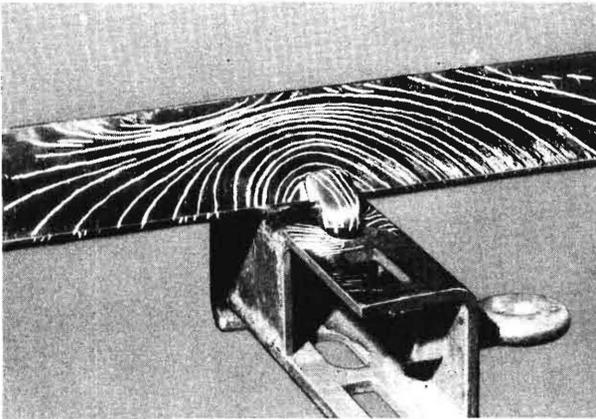
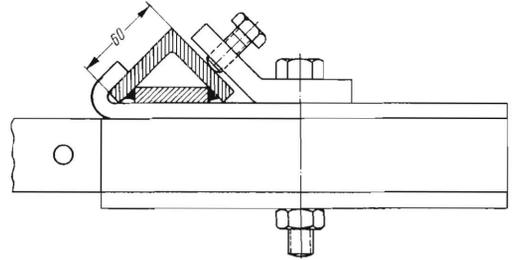


Bild 27 bis 30. Dehnungslinienfelder auf den drei Aussen-seiten einer Werkzeugschiene, hervorgerufen durch Anziehen der Klaue. Schiene aus unterbrochen geschweisstem Dreieckrohr; Schweissnähte versetzt angeordnet. Klaue ist der in Bild 23 ähnlich.

Bild 31 bis 34. Dehnungslinienfelder auf Werkzeugschiene und Klaue, hervorgerufen durch die Anklembbeanspruchung. Schwere Klemmverbindung einer Werkzeugschiene aus unterbrochen geschweisstem Dreieckrohr. Schweissnähte liegen einander paarweise gegenüber.

symmetrischen Dehnungslinienfelder auf der Schiene, **Bild 28 bis 30**. Wie **Bild 30** zeigt, wurde die ungünstigste Klemmstelle, nämlich diejenige im unverschweißten Querschnittsbereich, gewählt. Wegen der dickeren Wandstärken der Schiene waren die gemessenen Klemm-Eigenstressungen auf dieser Schiene nur etwa halb so hoch wie bei der offenen Winkelschiene.

In **Bild 32 bis 34** ist das Dehnungslinienfeld auf der Klemmverbindung und der unterbrochen geschweißten Dreieckschiene mit gegenüberliegenden Schweißnähten gezeigt. Eine Skizze der Klemmverbindung ist in **Bild 31** dargestellt. Die Klaue umfaßt die Schiene auch hier im ungeschweißten Bereich. Das durch den Anpreßdruck der Klemmschraube erzeugte Dehnungslinienfeld auf der Schiene, **Bild 32**, deutet auf hohe Spannungskonzentration an der Krafteinleitungsstelle hin. Insbesondere weisen die von der Schraube her verlaufenden radialen Dehnungslinien, welche senkrecht auf den konzentrisch gekrümmten Dehnungslinien stehen, auf das Zentrum der größten Verformung hin. Durch die Steifigkeit der Klaue berührt die Nase der Klemme die Schiene ebenfalls nur an einer Kante, woraus der unsymmetrische Verlauf der Dehnungslinien in **Bild 33** zu erklären ist. Auch auf der als Rechteckrohr ausgebildeten Klaue selbst wurden durch die Klemmkraft Lackrisse erzeugt, welche zeigen, daß auch hier nur im Bereich der Befestigungsschraube Spannungskonzentrationen entstehen. Durch die übertriebene Wanddicke bleiben bei der oben angegebenen Klemmkraft die gemessenen Eigenstressungen auf der Schiene und der Klaue nur klein.

Wie die Dehnungsfelder auf dem in **Bild 35** skizzierten Klemmanschluß aussehen, vermittelt **Bild 36 bis 38**. Die Schiene ist ein gezogenes Dreieckrohr von nur 3 mm Wandstärke. Der unregelmäßige Verlauf der Dehnungslinien zeigt, daß sich die starren Backen der Klemmverbindung nicht flächhaft an die Schienenoberfläche anschmiegen, sondern daß sie nur an einzelnen Stellen punktförmig drücken, wodurch die Schiene örtlich verformt wird. Die höchsten Spannungen, die auf der Schiene in unmittelbarer Nähe der Klemmbacken gemessen wurden, betragen $\pm 5 \text{ kg/mm}^2$.

Vorspannungsmessungen an einem U-Profil durch Anziehen der Klemmschrauben, **Bild 39**, ergaben gegenüber den bisherigen Dehnungsfeldern ein vollkommen anderes Bild. Aus der Richtung der Dehnlinien in **Bild 40 und 41** ist ersichtlich, daß durch das Anziehen der Klemmschrauben vorwiegend Schubverformungen in die Schiene eingeleitet werden. Da die Schiene im praktischen Einsatz auch Torsionsbeanspruchungen erhält, durch welche ein ähnliches Dehnungslinienfeld mit unter 45° geneigten Lackrisse entsteht, und da außerdem ein offe-

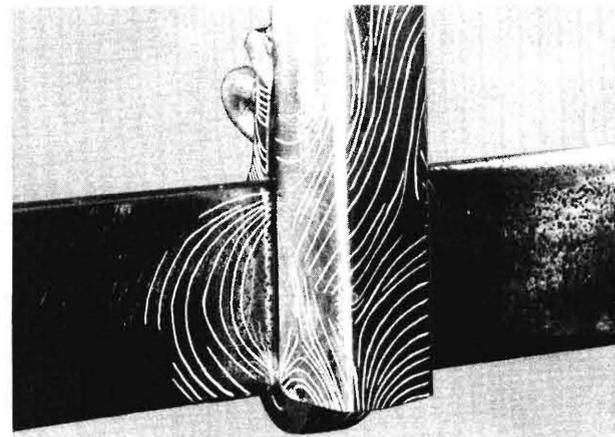
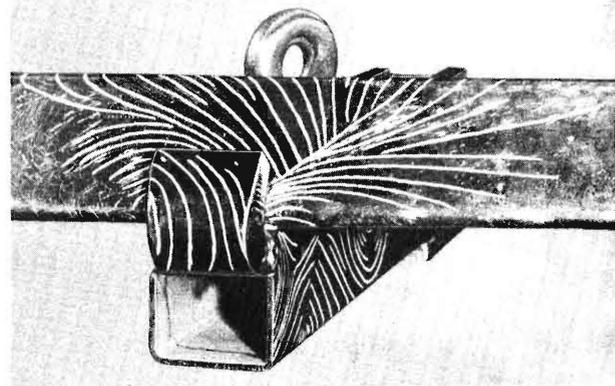
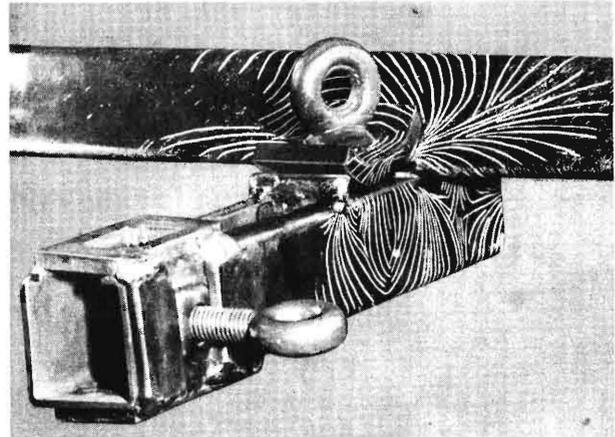
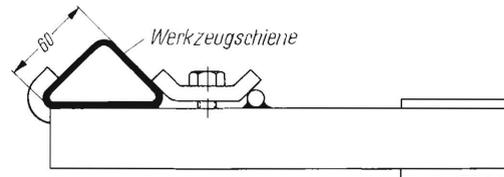


Bild 35 bis 38. Dehnungslinienfelder auf Werkzeugschiene und Klaue, hervorgerufen durch die Anklemmbeanspruchung. Klemmverbindung auf einem leichten Dreieckrohr $60 \times 60 \times 80 \times 3 \text{ mm}$.

nes Profil stets sehr wenig Torsionswiderstand besitzt, dürften die hier durch das Anklemmen auftretenden Spannungszustände sich sehr ungünstig auf die Haltbarkeit der Schiene auswirken.

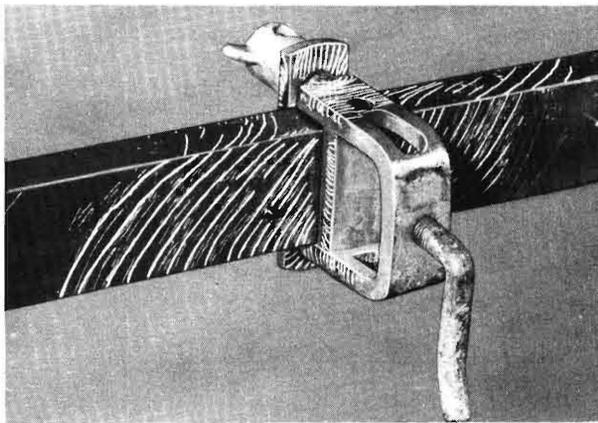
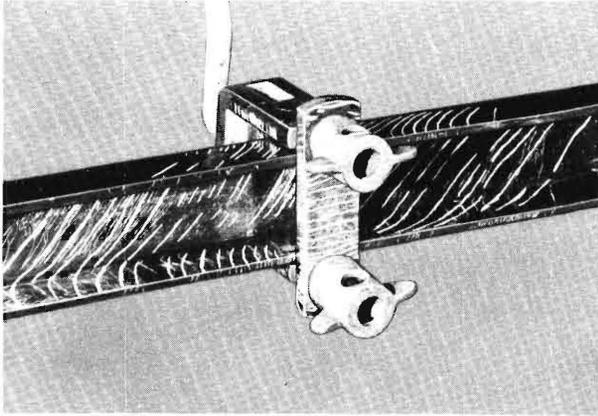
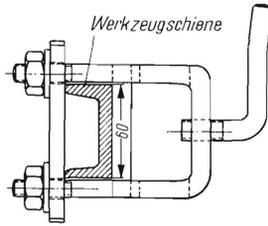


Bild 39 bis 41. Dehnungslinienfelder auf Aussen- und Innenseite eines Normal-Profiles U 6 ½ und auf der Klemmlasche.

Eine ähnliche Art der Klemmverbindung, nämlich mit zwei Klemmschrauben und einer Lasche, ist in **Bild 42 bis 44** dargestellt. Die Klemmbacken berühren nur zwei gegenüberliegende Wände einer Schiene aus quadratischem Rohr. Im Gegensatz zum U-Profil ist das Quadrat wegen seiner Torsionssteifigkeit sehr gut als Werkzeugschienenprofil geeignet. Die Klemmverbindung macht aber diese guten Eigenschaften zunichte, da durch das Zusammendrücken der Schiene im unmittelbaren Klemmbereich hohe Vorspannungen entstehen. Die höchsten Spannungswerte wurden mit $+ 15 \text{ kg/mm}^2$ auf der Ober- und Unterseite der Schiene gemessen.

Wesentlich günstiger sind die Spannungsverhältnisse auf der in **Bild 45 bis 48** gezeigten Schiene und Klaue. Hier wird gegenüber den bisher gezeigten Klemmverbindungen das quadratische Rohr allseitig von der Klaue umschlossen. Der unsymmetrische Dehnungslinienverlauf zeigt allerdings, daß

weder Klaue noch Schelle flächenhaft an der Schiene anliegen, da beide Bauteile zu starr sind. Immerhin lagen die Vorspannungen auf dieser Rohrschiene gegenüber der in **Bild 42** gezeigten wegen der günstigeren Klemmkraftverteilung nur bei maximal 6 kg/mm^2 .

Aus diesen Beispielen und Meßergebnissen können zusammenfassend folgende Schlüsse über die Gestaltungsgrundsätze bei Klauen gezogen werden:

Eine Klemmverbindung muß allseitig und flächenhaft das Schienenprofil umschlingen; hierbei darf sie die Form der Schiene nicht verändern. Die Flächen der Klemme müssen auf der Profilloberfläche satt und fest anliegen. Diese Forderungen sind nur zu erfüllen, wenn die Klemmverbindung, insbesondere die Schelle anschmiegsam ist. Nur dann wird

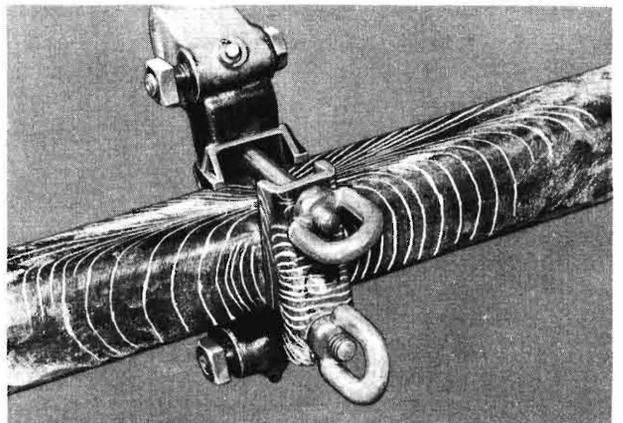
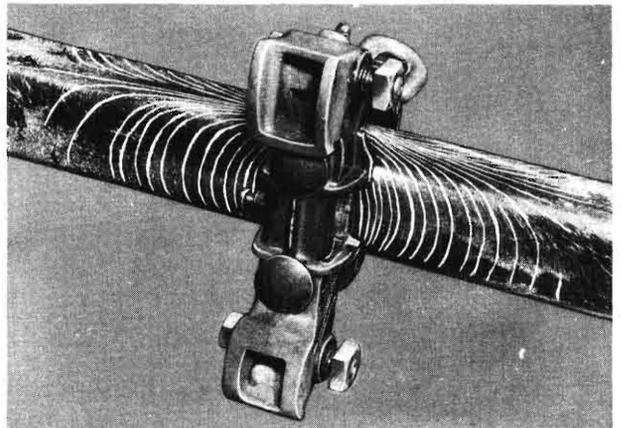
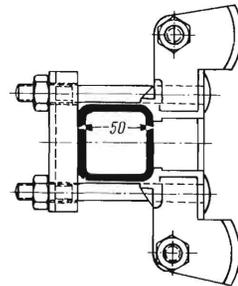


Bild 42 bis 44. Dehnungslinienfelder auf Schiene und Klaue bei Beanspruchung durch Anklemmen. Klemmvorrichtung auf einem quadratischen Rohr. Das Rohr wird auf zwei gegenüberliegenden Seitenwänden zusammengedrückt.

gewährleistet, daß Kräfte und Momente flächenhaft auf die Werkzeugschiene übertragen werden. Der Schaft der Klemmverbindung, an dem der Hackstiel befestigt ist, muß jedoch im Gegensatz zur Schelle möglichst starr ausgeführt sein, damit er die Biege-

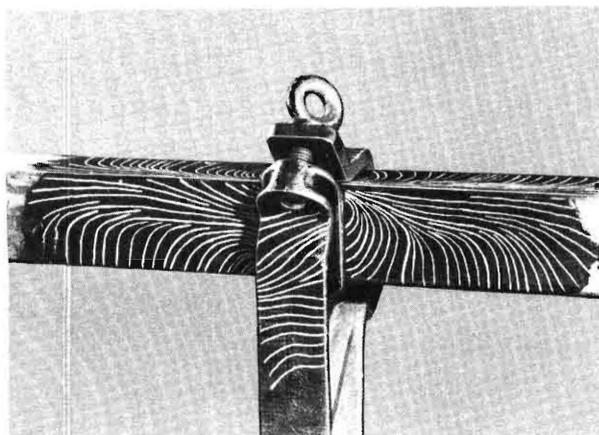
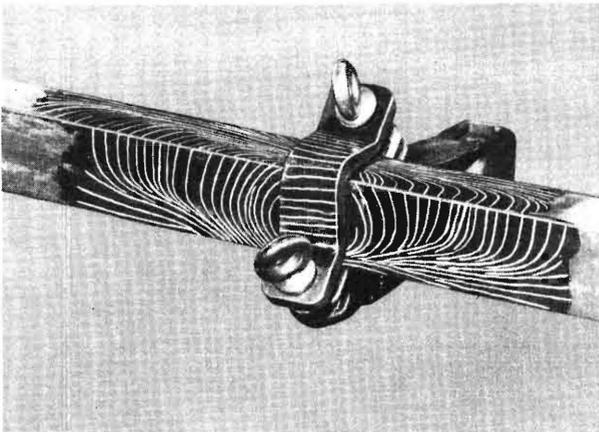
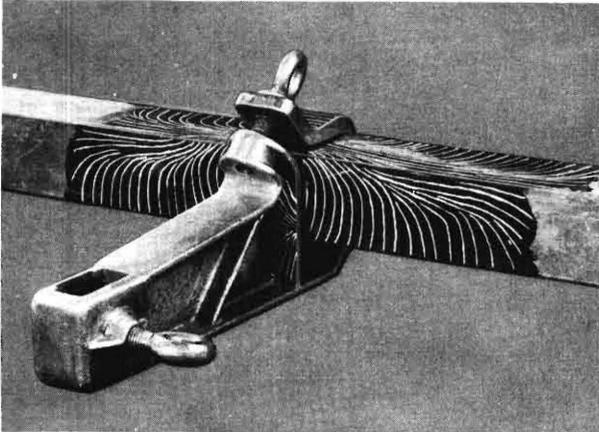
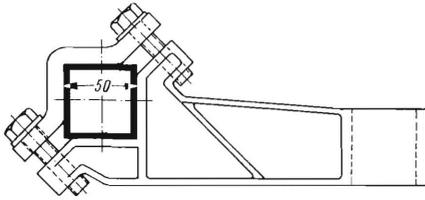


Bild 45 bis 48. Dehnungslinien auf einer Schiene aus quadratischem Rohr und auf der Klemmverbindung, hervorgerufen durch das Anklemmen. Die Anklemmung erfolgt in Richtung einer Diagonalen des Rohrquerschnittes.

momente, Längs- und Querkräfte und die möglicherweise auftretenden Drehmomente gut übertragen kann.

Steifigkeit und Festigkeit von Schienenprofilen

Der bisher dargestellte Ausschnitt aus den wichtigsten Versuchsergebnissen wäre unvollkommen, ohne die verschiedene Steifigkeit der Werkzeugschienenprofile unter sich verglichen zu haben. Erst die Zusammenschau der Meßergebnisse und der daran anknüpfenden theoretischen Überlegungen führen zu Schlußfolgerungen, die dem derzeitigen Stand der Erkenntnisse entsprechen.

In **Bild 49** sind die Steifigkeiten und Festigkeiten von praktisch vorkommenden Schienenprofilen bei nahezu gleichem Schienengewicht einander gegenübergestellt [10]. Daraus geht hervor, daß hinsichtlich der Biegung das hochstellige U-Leichtprofil vorteilhaft ist ($J_x = 38,5 \text{ cm}^4$). Das Torsionsflächenmoment als Maß für den Verdrehwiderstand ist jedoch außerordentlich klein ($J_t = 0,065 \text{ cm}^4$). Da, wie im ersten Teil dieses Aufsatzes gezeigt werden konnte, Torsionsbeanspruchungen in Werkzeugschienen auftreten, muß der Torsionssteifigkeit die gleiche Beachtung wie der Biegesteifigkeit geschenkt werden. Biege- und Torsionssteifigkeit werden gemeinsam nur von Hohlprofilen gewährleistet. Hierbei zeigen besonders das Kreisrohr, das quadratische und das Rechteckrohr sehr günstige Werte.

Abmessungen	60.25	50.50.25	70.35.25	60.85.25	70.50.25	NP4	70.70.35	40.40.6
DIN-Bezeichnung	E 6754	E 6755	E 6756	—	E 6759	1026	E 6751	1028
F [cm ²]	4,51	4,48	4,72	4,75	4,27	6,21	4,68	4,48
G [kg/m]	3,54	3,52	3,70	3,73	3,31	4,87	3,63	3,52
J _x [cm ⁴]	18,70	16,30	29,80	24,75	38,50	14,10	37,30	10,00
J _t [cm ⁴]	37,40	27,50	24,10	12,80	0,065	0,69	0,182	0,53
W _x [cm ³]	6,20	6,50	8,50	5,80	10,30	7,10	7,50	3,50
W _t [cm ³]	12,40	11,40	10,80	7,84	0,34	1,36	0,52	0,89

Bild 49. Steifigkeit verschiedener Werkzeugträger-Profile bei gleichem Gewicht

- F = Querschnittsfläche
- G = Gewicht je lfd. m
- J_x = Flächenträgheitsmoment bezogen auf die x-Achse
- J_t = Torsionsflächenmoment [11]
- W_x = Widerstandsmoment gegen Biegung bezogen auf die x-Achse.
- W_t = M_t / τ = Widerstandsmoment gegen Torsion

Obwohl unter diesen drei Profilen das Rechteckrohr bei verhältnismäßig großer Torsionssteifigkeit die größte Biegesteifigkeit besitzt, muß es bei einer engeren Wahl aus folgendem Grund ausscheiden: Beim Rechteckrohr bleiben wie bei offenen Profilen die Querschnitte unter Verdrehbeanspruchung nicht eben. Wird diese Querschnittsverwölbung durch festes Anklemmen der Klauen, durch Anschweißen von Rahmenteilern oder durch Zuschweißen der Endplatten verhindert, so entstehen auch beim Recht-

eckrohr zusätzliche Normalspannungen in Schienenlängsrichtung, welche sich mit den gleichgerichteten Biegespannungen in vollem Betrage addieren und damit einen Bruch begünstigen. Die Querschnitte von Kreisrohr und Quadratrohr verwölben sich hingegen nicht.

Somit bleiben als empfehlenswerte Profile für Werkzeugschienen nur das Kreis- und das Quadratrohr übrig. Wie Bild 49 zeigt, sind die Werte des Kreisrohres für Verdreh- und Biege­widerstand größer als die des gleich schweren Quadratrohres. Von der Seite der Steifigkeits- und Festigkeitsbetrachtung würde das Kreisrohr also die beste Werkzeugschiene abgeben. Einige Gründe, die zu Gunsten des Quadratrohres entscheiden, sind in der Schlußbetrachtung aufgeführt.

Bild 50 zeigt die Biegesteifigkeit (J_x), die Verdrehsteifigkeit (J_t) und die Querschnittsfläche F in Abhängigkeit von der Wandstärke für die beiden Rohrquerschnitte. Der interessierende und übliche Bereich der Wandstärken liegt für diese Profile zwischen 2,5 und 3,5 mm (schraffierter Bereich).

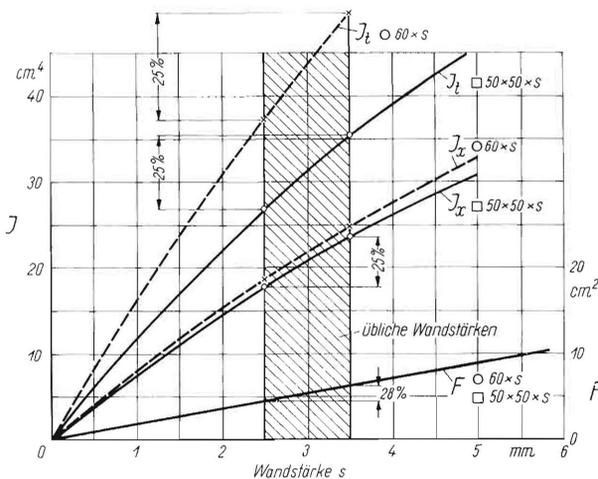


Bild 50. Torsionsflächenmoment J_t und äquatoriales Trägheitsmoment J_x für Kreisrohre und Rechteckrohre konstanter Aussenabmessungen bei verschiedenen Wandstärken. J_x, J_t sind ein Mass für die Steifigkeit. Die schraffierte Fläche zeigt den interessierenden Bereich üblicher Wandstärken von 2,5 bis 3,5 mm.

Hierbei ist $s = 2,5$ mm wegen Rostgefahr die untere Grenze, aus Gründen des Leichtbaus ist $s = 3,5$ mm die obere Grenze. In diesem Bereich ändern sich die Steifigkeitswerte für Biegung und Torsion bei beiden Profilarten jeweils nur um etwa 25%. Um zu einer Beziehung zwischen diesen errechneten Steifigkeitswerten und den gemessenen Spannungswerten an der Quadratrohr-Schiene mit 5 mm Wandstärke in Bild 8 zu kommen, seien folgende vergleichende Überlegungen angestellt:

Aus den Formeln für die Biegespannung und die Torsionsspannung

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{J_x \cdot z} \quad \text{und} \quad \tau = \frac{M_t \cdot s}{J_t}$$

geht hervor, daß mit Verringerung der Biege- oder Torsionssteifigkeit die Spannungen verhältnismäßig größer werden. Man darf im ungünstigsten Falle annehmen, daß auch eine ähnliche verhältnismäßige Beziehung zwischen Spannung und Wandstärke besteht; weil die Kurven $J = J(s)$ in Bild 50 in dem behandelten Bereich nicht erheblich von einer Geraden abweichen. Bei der Schiene aus 50×50 mm Quadratrohr und einer Wandstärke von 5 mm (vergl. Bild 8) blieben die größten Spannungen unter 10 kg/mm^2 . Bei einem Rohr mit gleichen Außenabmessungen, aber der Wandstärke von 2,5 mm, würde die Steifigkeit nach Bild 50 um etwa 40% sinken. Nach den eben angestellten Überlegungen würden die Spannungen aber im gleichen Verhältnis zunehmen, also maximal 14 kg/mm^2 betragen. Auch diese Anstrengung könnte bei schwingender Biege- und Torsionsbeanspruchung noch ertragen werden; bestimmt aber dann, wenn man aus Sicherheitsgründen für die Schiene eine Wandstärke von 3 mm wählt. Hiermit sei für derartige Werkzeugschienen der Nachweis für die Haltbarkeit eines Quadratrohres $50 \times 50 \times 3$ mm erbracht.

Zusammenfassung

Da die Werkzeugschienen, wie gezeigt werden konnte, auf Biegung und Torsion beansprucht werden, erscheinen hinsichtlich der Steifigkeit und der Festigkeit das Kreisrohr und das Quadratrohr am günstigsten. Die Größe der gemessenen Spannungen, welche bei normalen Betriebsbeanspruchungen entstehen, liegen auf solchen Werkzeugschienen noch so weit unterhalb der zulässigen Festigkeitsgrenze, daß man mit Wandstärken von 2,5 oder höchstens 3 mm auskommen kann. Wegen Schädigungen durch Rost muß als untere Grenze der Wandstärke 2,5 mm gelten. Die Höhe der Profile dürfte mit 50 mm bei Quadratrohr und mit einem Durchmesser von 60 mm für das Kreisrohr ausreichend sein. Dies sei für den Fall einer Normung der Schienen vorgeschlagen. Unterbrochen geschweißte Schienen, etwa aus zwei Normalprofilen oder aus einem Normalprofil und einem Flacheisen sind aus spannungstechnischen Gründen nicht zu empfehlen. Jede Schweißung der Schienen hat Schweiß­eigen­spannungen zur Folge. Außerdem kostet die Schweißung Richtarbeit. Das Richten selbst verursacht örtlich verschiedene, plastische Verformungen mit dazugehörigen Eigenspannungszuständen.

Die Spannungen durch das Anklemmen der Klauen können durch eine anschmiegsame Form der Schelle und durch flächenhafte Kraftüberleitung weitgehend gemildert werden. Für das Quadratrohr wird eine Diagonalklemmung empfohlen.

Die Vorzüge des Kreis- oder des Quadratrohres hängen nunmehr nur noch vom Schienenpreis [12] und von der Klemm­möglich­keit ab. In beiden Fällen

sind schwarze, geschweißte Rohre, von der Festigkeit her gesehen, ausreichend und zuzulassen. Ihr Preis gegenüber nahtlos gezogenen und mehrmals nachgezogenen Rohren und auch gegenüber geschweißten und mehrfach nachgezogenen Rohren liegt in durchaus erträglichen Grenzen.

Besteht die Forderung, die Werkzeuge an jeder beliebigen Stelle der Schiene anklennen zu können, so wird man dem Quadratrohr wegen der besseren Klemmmöglichkeit den Vorzug geben. Allerdings wären beim Kreisrohr ebenfalls beliebiges Anklennen längs der Schiene durch Anflächen oder durch Rillen (Sicken) möglich. Diese Formen sind aber bisher nicht ausgeführt worden.

Schrifttum

- [1] Getzlaff, G.: Kraftkomponenten an Häufelkörpern (Unveröffentlichter Versuchsbericht).
- [2] Dencker, C.H. und L. W. Ries: Vielfachgeräte für die bäuerliche Kartoffelbestellung und Pflegearbeit. RKTL-Schriften, Heft 67, Berlin 1936, S. 47 ff.
- [3] Kloth, W.: Über das Messen von Kräften und Spannungen in der Landtechnik. In: Grundlg. d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952, S. 129/32.
- [4] Bergmann, W.: Sichtbar gemachte Spannungsfelder in Maschinenteilen. Dargestellt an Knotenpunkten, Rohrausschnitten, Fachwerkrahmen und Speichenrädern. In: Grundlg. d. Landtechn. Heft 4. Düsseldorf 1953, S. 12/33.
- [5] Bergmann, W.: Messung der Beanspruchungszustände an Bauteilen von Landmaschinen. Konstruktion 6 (1954) S. 21/25.
- [6] Bergmann, W.: Dehnungslinienverfahren. In: Praktische Spannungs- und Dehnungsmessung. Düsseldorf 1955 (erscheint demnächst).
- [7] Bergmann, W.: Neue Erkenntnisse über beanspruchungsgerechte Gestaltung. In: Grundlg. d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952, S. 12/23; hier besonders Bild 7.
- [8] Dietrich, O. und E. Lehr: Das Dehnungslinienverfahren. Z. VDI 76 (1932) S. 973/82; hier besonders Bild 14.
- [9] Rühl, K.-H.: Die Tragfähigkeit metallischer Baukörper. Berlin 1953.
- [10] Bergmann, W.: Steifigkeit sperriger Bauteile. In: Grundlg. d. Landtechn. Heft 1. Düsseldorf 1951, S. 61, Bild 1.
- [11] Bergmann, W.: Neue Erkenntnisse über beanspruchungsgerechte Gestaltung. In: Grundlg. d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952, S. 12/23.
- [12] Speiser, H.: Die Stellung des Leichtbaues in der Landmaschinen-Konstruktion. Techn.i.d.Landw. 23 (1942) 194/98.

Eingegangen am 2. 5. 1955

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Dr.-Ing. W. Bergmann, (20b) Braunschweig, Bundesallee 50