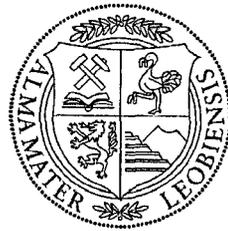


Lehrstuhl für Umformtechnik

Department Product Engineering

Montanuniversität Leoben



DIPLOMARBEIT

Erarbeitung eines Konzeptes zur Verbesserung des Einfädelvorgangs bei
kontinuierlichen Bandanlagen

Monther Sari

Montanmaschinenwesen

April 2010



FH
HS
Hd

39.685

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Leoben, April 2010

Monther Sari

Monther Sari

Danksagung

Die vorliegende Diplomarbeit wurde am Institut für Umformtechnik der Montanuniversität Leoben in Zusammenarbeit mit der Firma Siemens VAI Linz durchgeführt.

Ich möchte mich gerne bei der Montanuniversität Leoben bedanken für die Ermöglichung meines Studiums.

Einen besonderen Dank möchte ich dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Bruno Buchmayer und Herrn Dipl.-Ing. Dr. Otto Harrer für die Möglichkeit der Durchführung dieser Diplomarbeit am Institut und für die kompetente fachliche Betreuung aussprechen.

Für die Themenstellung, die gute Zusammenarbeit und die große Hilfsbereitschaft möchte ich auch gerne der Firma Siemens VAI Linz, ihrer Geschäftsführung und ihren Mitarbeitern danken.

Kurzfassung

In dieser Diplomarbeit handelt es sich um die Verbesserung des Einfädelns von Stahlbändern in Stahlbandanlagen. Hierzu wurde ein Einsatz am Einlaufbereich einer kontinuierlich arbeitenden Stahlbandanlage zur Dokumentation und Beschreibung der Arbeitsvorgänge der einzelnen Aggregate und Vorrichtungen sowie zur Erfassung auftretender Probleme in diesem Bereich der Anlage absolviert. Der häufigste Grund für die Störungen und damit für die Senkung der Produktionsleistung der Anlage ist das Anstoßen und Hängen bleiben der Vorderkante des einzufädelnden Bandes an Ecken und Kanten innerhalb der Einfädelstrecke. Daher ist es notwendig zur Vermeidung dieses Problems, dem Bandanfang eine definierte Krümmung zu verleihen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden bestehende Lösungen in der besichtigten Anlage zum Krümmen des Bandanfangs so optimiert, dass ein besseres Biegeergebnis erreicht wird. Ferner wurden zum Erfüllen dieses Zwecks zwei Varianten einer Biegevorrichtung und zwei Varianten einer Klemmbiegevorrichtung konstruktiv und rechnerisch erarbeitet. Zum Schluss wurde ein neues Einfädelkonzept vorgestellt, mit dem das Band einfach und robust in die Anlage eingefädelt werden kann.

Abstract

The aim of this diploma thesis is to improve the threading of steel strips in steel belt systems. For this purpose the inlet area of a continuously running steel belt system has been investigated. The mode of operation of the various system parts has been documented and described and emerging problems have been detected. The most common reason for the disturbances and thus for the reduction in output of the plant is the crashing of the strip towards edges and flanges. That is why the tip of the steel strip cannot be threaded reliably. Therefore, to avoid these problems, it is necessary that the tip of the steel strip has an exactly defined curvature. In this work existing solutions concerning the investigated plant system for bending steel strips were optimized with the purpose to get a better bending result. Furthermore, to fulfil this intention, two versions of a bending device and two versions of a clamping-bending device have been developed constructively and calculative. Finally, a new threading concept will be presented with which the steel strip can be threaded into the system simply and robustly.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Einsatz an der Stahlbandanlage	2
2.1	Einsatzort- und Ziel.....	2
2.2	Schematische Darstellung des Einfädelbereichs.....	2
2.3	Erster Vorbereitungsschritt für das Einfädeln.....	3
2.3.1	Ablauf des Schneidvorgangs in Schere1.....	5
2.3.2	Auftretende Probleme beim Einfädeln des Bandes in die Schere1.....	7
2.3.3	Schlussfolgerung.....	9
2.4	Zweiter Schritt der Bandvorbereitung auf das Einfädeln in die Anlage.....	9
2.4.1	Vorbereitung des Bandes auf den Einfädeltisch (Tisch1).....	9
2.4.2	Bemerkungen zu diesem Abschnitt des Einfädelvorganges.....	14
2.4.3	Schlussfolgerung.....	16
2.5	Dritter Teil des Einfädelvorgangs.....	16
2.5.1	Beschreibung der Arbeitsvorgänge.....	17
2.5.2	Erläuterungen, beobachtete Probleme, Überlegungen und Bemerkungen.....	19
3	Festlegung der Arbeitsaufgaben	23
4	Theoretische Grundlagen des Blechbiegens	24
4.1	Bezeichnungen.....	24
4.2	Elementare Biegetheorie.....	24
4.2.1	Vereinfachungen.....	25
4.2.2	Elastische Biegung	26
4.2.3	Plastische Biegung.....	27
4.2.4	Rückfederung.....	29
4.3	Verfestigungshypothesen	30
4.3.1	Isotrope Werkstoffe	30
4.3.2	Isotropes Verfestigen	35
4.3.3	Lineares kinematisches Verfestigen	36
4.3.4	Nicht lineares kinematisches Verfestigen.....	38
4.3.5	Anisotrope Werkstoffe.....	39
4.4	Praktische Anwendung der Grundlagen des Blechbiegens	41
4.4.1	Berechnungsweg.....	41
4.4.2	Schlussfolgerung.....	44
5	Berücksichtigung der Verfestigung	45
5.1	Erstellung des Verfestigungsmodells.....	45
5.2	Praktische Anwendung	52
6	Berechnung der Versatzwerte.....	57
6.1	Einleitung.....	57
6.2	Herleitung der Beziehungen zur Berechnung des Versatzes.....	58
6.2.1	Ermittlung des Versatzes für $h_R = 50$ mm	59
6.2.2	Bestimmung der Ober- und Untergrenze des Versatzes.....	62
6.2.3	Berechnung der Versatzwerte für die vorkommenden Bänder.....	64
6.3	Berechnung der Ober- und Untergrenze für das erforderliche Biegemoment.....	65
7	Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde.....	66
7.1	Einleitung.....	66
7.2	Definition der Einfädeltischposition während des Biegevorgangs.....	67
7.3	Muldengeometrie.....	68

7.4 Die Beziehungen zur Berechnung der erforderlichen Bandlänge.....	69
7.5 Unter- und Obergrenze für den erforderlichen Bandlängenbereich	70
7.6 Die Bandlängen für die vorkommenden Bänder	71
7.7 Unter- und Obergrenze für das erforderliche Biegemoment	73
7.8 Maximal und minimal erforderliche Druckkräfte der Biegerolle	74
7.9 Maximale und minimale vertikal- und horizontal auf die Mulde (Einfädeltisch) wirkende Kräfte	77
7.10 Die Druckkraft der Biegerolle der besichtigten Anlage	78
7.11 Zweiter Weg zur Berechnung der erforderlichen Druckkräfte	79
7.11.1 Berechnung der Biegekraft beim freien Biegen.....	80
7.11.2 Berechnung der Nachdruckkraft	80
7.12 Die Kraft zum Niederdrücken des gekrümmten Bandes nach dem Abwickeln auf den Einfädeltisch	82
8 Konstruktive und rechnerische Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung zum Krümmen des Bandes	87
8.1 Erste Variante der Biegevorrichtung	87
8.1.1 Berechnung des maximal zulässigen Werkzeugradius	88
8.1.2 Bogenlänge der Berührungsflächen beider Werkzeuge.....	88
8.1.3 Unter- und Obergrenze für den erforderlichen Bandlängenbereich.....	89
8.1.4 Die erforderlichen Bandlängen für die vorkommenden Bänder in Werten und in graphischer Darstellung	90
8.1.5 Berechnung des größt- und kleinst erforderlichen inneren Biegemoments.....	92
8.1.6 Die maximal und minimal wirkenden Druckkräfte auf das obere und untere Werkzeug	92
8.1.7 Die verfügbare Druckkraft der Biegerolle der besichtigten Anlage, sowie das von ihr im Biegeteil erzeugbare innere Biegemoment	94
8.1.8 Berechnung der Druckkraft, die vom unteren Biegewerkzeug erzeugt wird.....	95
8.1.9 Wirkende Kräfte auf die Einfädeltischkonstruktion infolge der Druckkraft des unteren Biegewerkzeugs	95
8.1.10 Die erforderliche hydraulische Kraft zur Betätigung der Biegerolle.....	96
8.1.11 Allgemeine Bemerkung	96
8.1.12 Definition einer Position für den Einfädeltisch	97
8.1.13 Konstruktive Ausführung der ersten Variante der Biegevorrichtung	98
8.2 Zweite Variante der Biegevorrichtung	100
8.2.1 Berechnung der Druckkraft des unteren Werkzeugs	101
8.2.2 Wirkende Kräfte auf die Einfädeltischkonstruktion sowie auf die Biegerolle	101
8.2.3 Die erforderliche hydraulische Kraft zur Betätigung der Biegerolle.....	101
8.2.4 Konstruktive Ausführung der zweiten Variante der Biegevorrichtung	102
8.3 Klemmbiegevorrichtung	104
8.3.1 Definition einer Position für den Einfädeltisch	104
8.3.2 Variante I der Klemmbiegevorrichtung	105
8.3.3 Berechnung der erforderlichen Kräfte bei der Klemmbiegevorrichtung (Variante I).....	111
8.3.3.1 Berechnung der maximal erforderlichen Biegekraft.....	111
8.3.3.2 Berechnung der Kraft F_{HZ1} , die vom Hydraulikzylinder HZ1 zur Verfügung gestellt werden muss	115
8.3.3.3 Berechnung Der Kraft F_{HZ2} , die vom Hydraulikzylinder HZ2 aufgebracht werden muss.....	116
8.3.3.4 Berechnung der Kraft F_{HZ3} zum Hoch- und Runterschwenken der Klemmbiegevorrichtung	116
8.3.4 Variante II der Klemmbiegevorrichtung.....	117

1 Einleitung

In der Stahlbandbearbeitung wird das zum Coil (Rolle, Bund) gewickelte Stahlband in kontinuierlich arbeitenden Stahlbandanlagen (z.B. Tandemwalzwerk, Beize, organische und anorganische Bandbeschichtungsanlagen, Verzinkungsanlagen) oder in diskontinuierlich arbeitenden Bandanlagen (z.B. Reversierwalzwerk) behandelt. In kontinuierlichen Bandanlagen werden die einzelnen Bänder zu einem endlosen Band zusammengeschweißt.

In diskontinuierlichen Bandanlagen wird das Band einlaufseitig eingefädelt, bearbeitet und auslaufseitig ausgefädelt und wieder zum Bund gewickelt.

In den beiden Anlagenarten spielt der Einlaufbereich der Anlage bzw. der Einfädelvorgang eine wichtige Rolle bei der Höhe der Produktionsleistung der Anlage. Dieser Anlagenteil ist kritisch, da dort viele Möglichkeiten zum Auftreten von Problemen und Störungen beim Einfädeln bestehen.

Im Zuge eines Einsatzes an einer Stahlbandanlage wurde der Einlaufbereich näher besichtigt, die Arbeitsvorgänge dort studiert und die auftretenden Störungen, sowie ihre Gründe genauer betrachtet. Das am häufigsten auftretende Problem im Einlaufbereich und damit der häufigste Grund für die Störfälle der Anlage ist das Anstoßen des Bandanfangs des einzufädelnden Bandes an Ecken und Kanten innerhalb der Einfädelsecke, wodurch das Band dort hängen bleibt und sich verfängt. Aus diesen Gründen ist es eine effektive Methode zur Vermeidung dieses Problems bzw. zur Realisierung eines reibungslosen Einfädelvorgangs, dem Bandanfang eine definierte Krümmung zu verleihen. Das geschieht in der besichtigten Anlage zum Teil während der ersten Bandvorbereitung in einer Scherenvorrichtung. Dort wird das Band nach dem Schneiden durch den Lauf zwischen zwei gegeneinander versetzten Rollen gekrümmt. Im weiteren Bearbeitungsschritt wird das Krümmen des Bandes mit Hilfe einer Biegerolle bewirkt, die das Band in ein Gesenk (Mulde) hineindrückt.

Im ersten Teil dieser Arbeit werden die einzelnen Aggregate und Vorrichtungen des Einlaufbereichs erklärt, ihre Arbeitsabläufe während des Einfädelvorgangs detailliert geschildert sowie auftretende Probleme und beobachtete Mängel erfasst und analysiert.

Im zweiten Teil dieser Arbeit werden die erwähnten Maßnahmen zum Krümmen des Bandes optimiert. Dabei wird der angesprochene Rollenversatz der Scherenvorrichtung für alle möglichen Bänder unterschiedlicher Dicke und Festigkeit so berechnet, dass immer die gleiche Krümmung erzielt wird. Mit diesen berechneten Werten sind die Daten zwecks einer automatischen Einstellung des Rollenversatzes für eine konstante Bandkrümmung bereitgestellt. Als nächstes wird die Form bzw. die Geometrie des erwähnten Gesenks so optimiert und gestaltet, dass ein besseres Biegeergebnis erzielt wird. Es werden auch Berechnungen durchgeführt, um mit Hilfe dieses Biegesystems (Biegerolle/Mulde) eine gleich bleibende Bandkrümmung unabhängig von Dicke oder Festigkeit des Bandes zu gewährleisten. Weiteres werden der erforderliche Kraftbedarf und die auftretenden Reaktionskräfte zwecks Bauteilauslegung ermittelt.

Im Weiteren werden zwei zusätzliche Varianten einer Biegevorrichtung konstruktiv und rechnerisch erarbeitet. Hierfür werden auch ähnliche Berechnungen durchgeführt wie vorher. Danach werden zwei weitere Varianten einer Klemmbiegevorrichtung konstruktiv erarbeitet und mit einander verglichen. Zum Schluss wird ein neues Einfädelkonzept vorgestellt.

2.3 Erster Vorbereitungsschritt für das Einfädeln

(Arbeitsvorgänge, Auftretende Probleme, Bemerkungen)

Nachdem der Bund mittels Hubbalken aus dem Bundlager in den Einlaufbereich transportiert und das Bindeband entfernt worden ist, wird der Bund an die erste Schere (Schere I in der schematischen Darstellung) gestellt. An dieser Schere erfolgt die erste Vorbereitung des Bandanfangs. Dabei wird eine bestimmte Länge des Bandanfangs weggeschnitten.

Das erste Stück am Anfang des Bandes hat eine Vorderkante, die infolge des Walzens in der Voranlage als „Fischschwanz“ geformt ist, und das Band am Anfang ist auch meistens verbogen. Außerdem weisen die Banddicken und die mechanischen Eigenschaften des Bandes in diesem Anfangsteil infolge der ungleichmäßigen thermischen Behandlung in der Warmwalzanlage große Abweichungen von den Sollwerten auf.

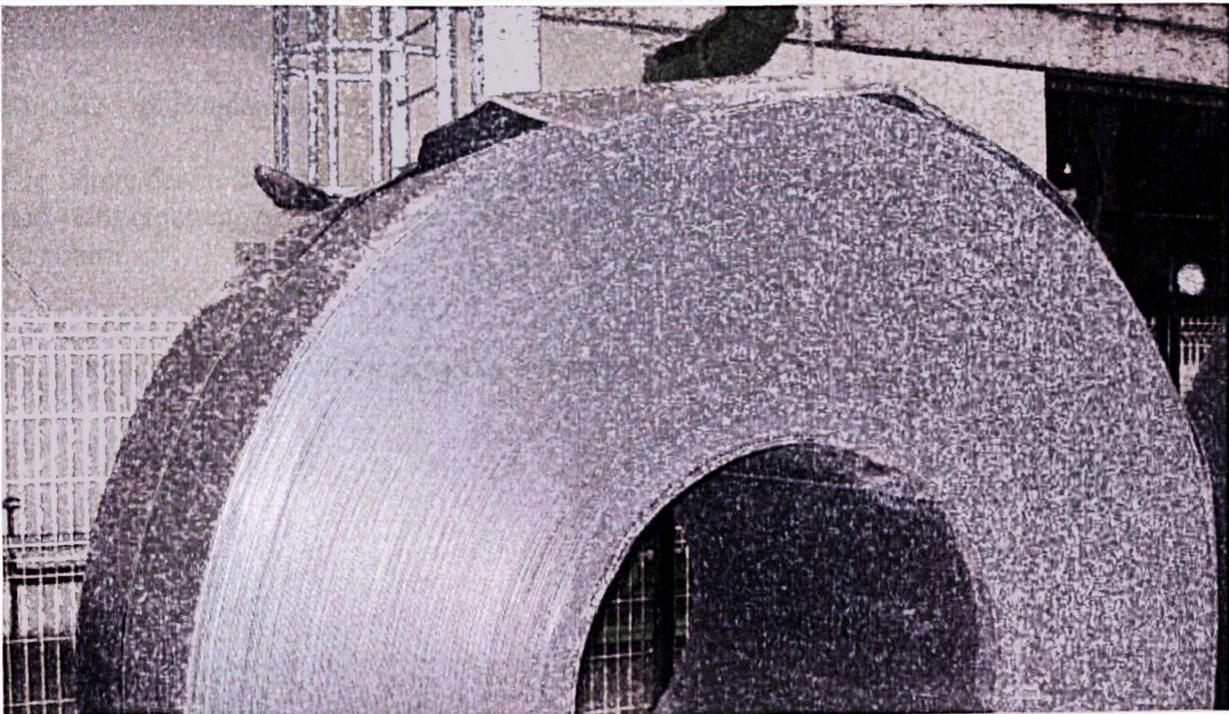


Bild 2.2 Ausgangszustand des Bandanfangs vor dem Bearbeiten in Schere I.

Daher wird dieser Teil des Bandes weggeschnitten, und dadurch bekommt man einen glatten Bandanfang mit gerader Vorderkante und gleichmäßigen Festigkeitswerten und Dicke. Dieser neue Zustand des Bandanfangs (Bild 2.3) ist wichtig für ein problemloses Einfädeln des Bandes in die Anlage.

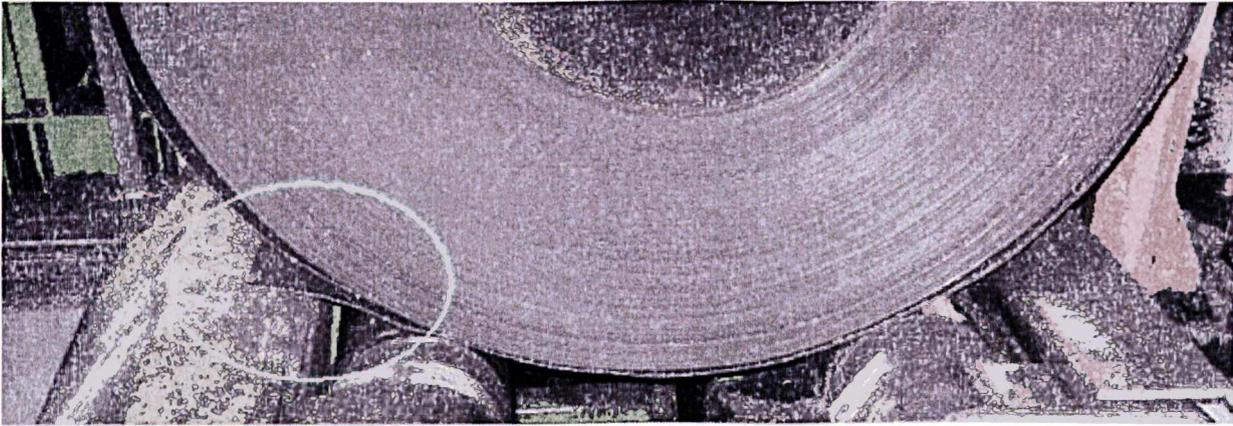


Bild 2.3 Der Bandanfang nach dem Schneiden in Schere I.

Die Länge des in dieser Schere wegzuschneidenden Bandstückes wird durch Abschätzung des dort eingesetzten Arbeiters oder gemäß einer Vorgabe der Voranlage (Breitbandstraße) bestimmt.

2.3.1 Ablauf des Schneidvorgangs in Schere I

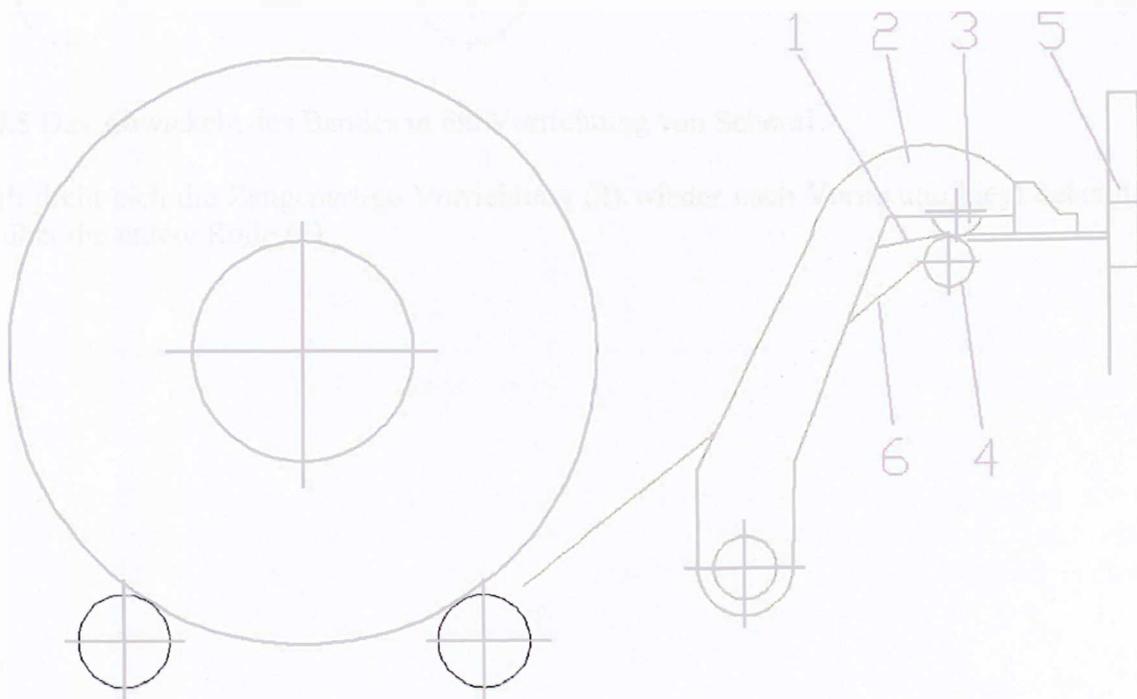


Bild 2.4 Schematische Darstellung von Schere I.

2. Einsatz an der Stahlbandanlage

Das Band befindet sich somit eingespannt zwischen den beiden Treiberrollen (3) und (4), die es zwischen die Schneiden (5) der Schere hincinfädeln (Bild 2.6).

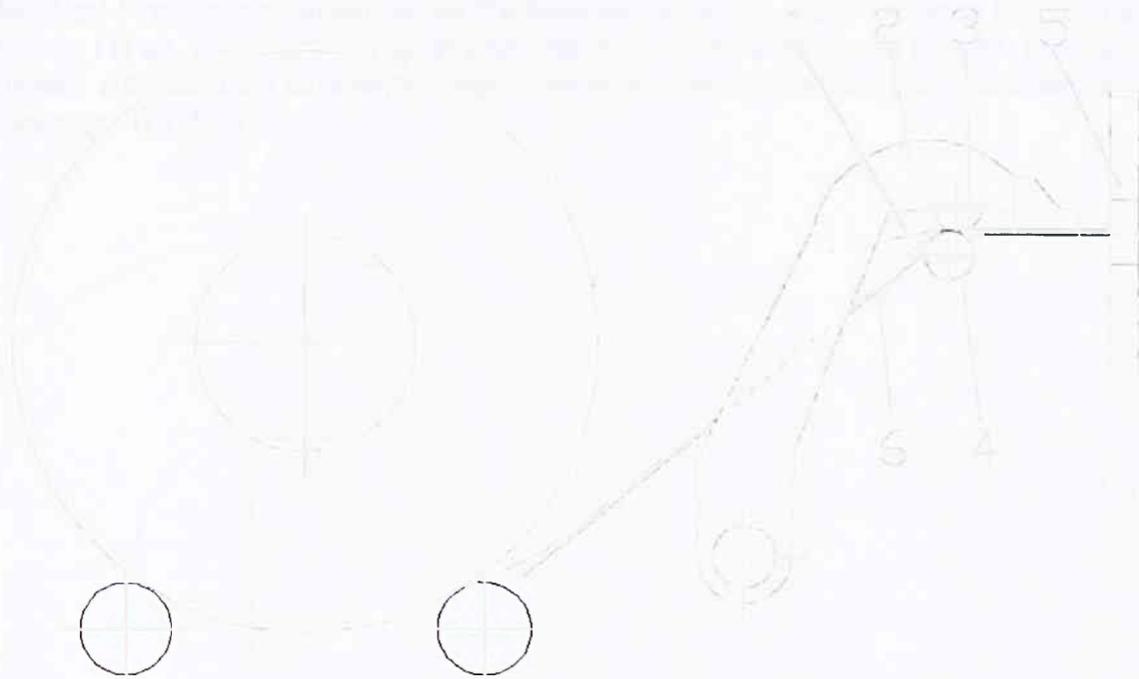


Bild 2.6 Das Einfädeln des Bandes zwischen die Schneiden von Schere1.

Die beiden Treiberrollen (3) und (4) sind leicht gegeneinander versetzt, damit der Bandanfang nach dem Schneiden und Zurückwickeln auf den Bund eine Krümmung bekommt, wenn er zwischen die beiden Rollen hinausgezogen wird.

Diese Krümmung ist von wichtiger Bedeutung beim späteren Einfädeln des Bandes in die Anlage, weil sie ein mögliches Hängenbleiben der Bandvorderkante an Tischen, Kanten und Rollen auf der Einfädelstrecke verhindert und damit zu einem besseren Arbeitsablauf mit kleinerer Störungswahrscheinlichkeit beiträgt. Sie bleibt leider nicht immer aufrecht erhalten sondern wird bei den meisten Bunden während des nächsten Vorbereitungsschritts wieder gerade gebogen. Das hängt ab von den Materialeigenschaften, die bei verschiedenen Bunden im vorderen Teil des Bandes aufgrund ungleichmäßiger technologischer Bearbeitung in der Voranlage stark variieren.

Wenn der Bandanfang in Schere1 weggeschnitten ist, bleibt der Bund an der Schere stehen bis der Arbeiter mit Knopfdruck bestätigt, dass das Schneiden abgeschlossen ist und nicht mehr geschnitten wird. Dann bewegt sich der Bund weiter zur Warteposition, wenn diese Position frei ist. Damit steht auch ein neuer Bund an der Schere zum schneiden.

2.3.2 Auftretende Probleme beim Einfädeln des Bandes in die Schere1

In diesem Vorbereitungsschritt, dem Schneiden in Schere1, habe ich folgenden Störfall beobachtet:

Nachdem sich die Vorrichtung nach Hinten an den Bund gedreht hat, drehte sich der Bund und das Band bewegte sich hinein in die Vorrichtung, stieß mit seiner vorderen Kante an die obere Platte (1) an, und blieb dort im Bereich hinter der oberen Rolle (3) hängen. Die Bandvorderkante rutschte nicht darüber, so dass sie nicht wie gewünscht über die Spitze der Zange (2) hinausragte (Bild 2.7).

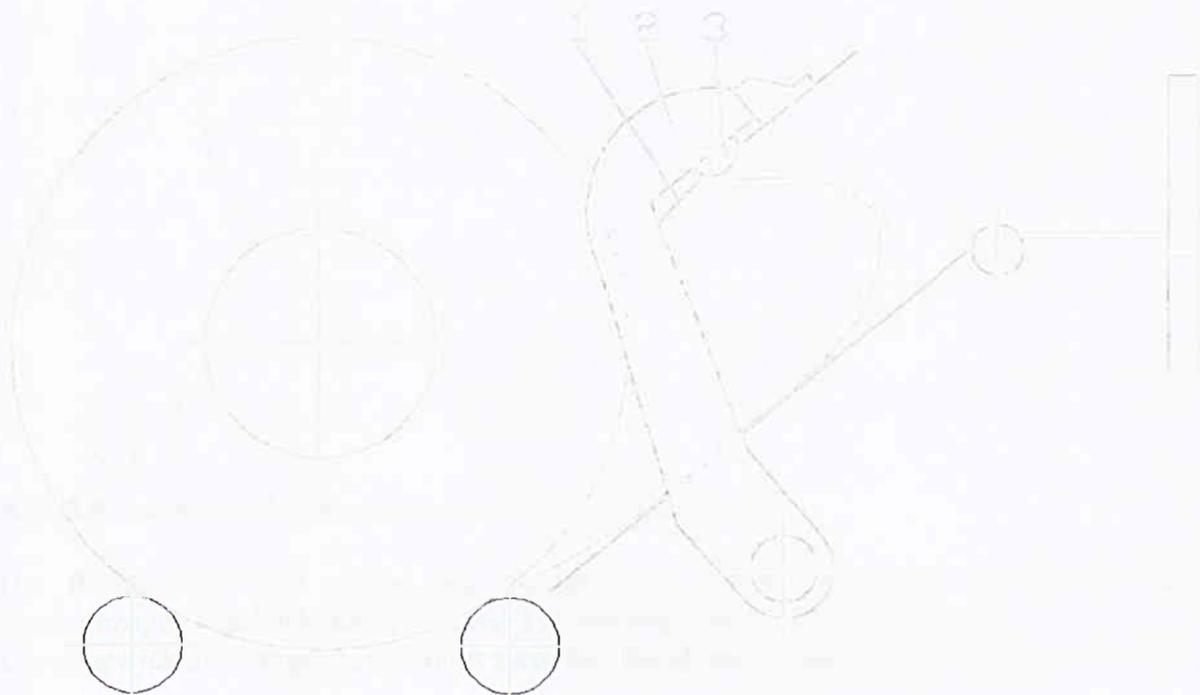


Bild 2.7 Verfangen des Bandes beim Abwickeln in die Scherenvorrichtung.

2. Einsatz an der Stahlbandanlage

Als sich die Vorrichtung zurück nach Vorne drehte, konnte sie das darunter verbogene Band nicht über die untere Rolle (4) bringen.

Damit lag das Band nach dem Schließen der Vorrichtung nicht zwischen den beiden Treiberrollen (3) und (4), die es in die Schere hineinziehen sollen (Bild 2.8).

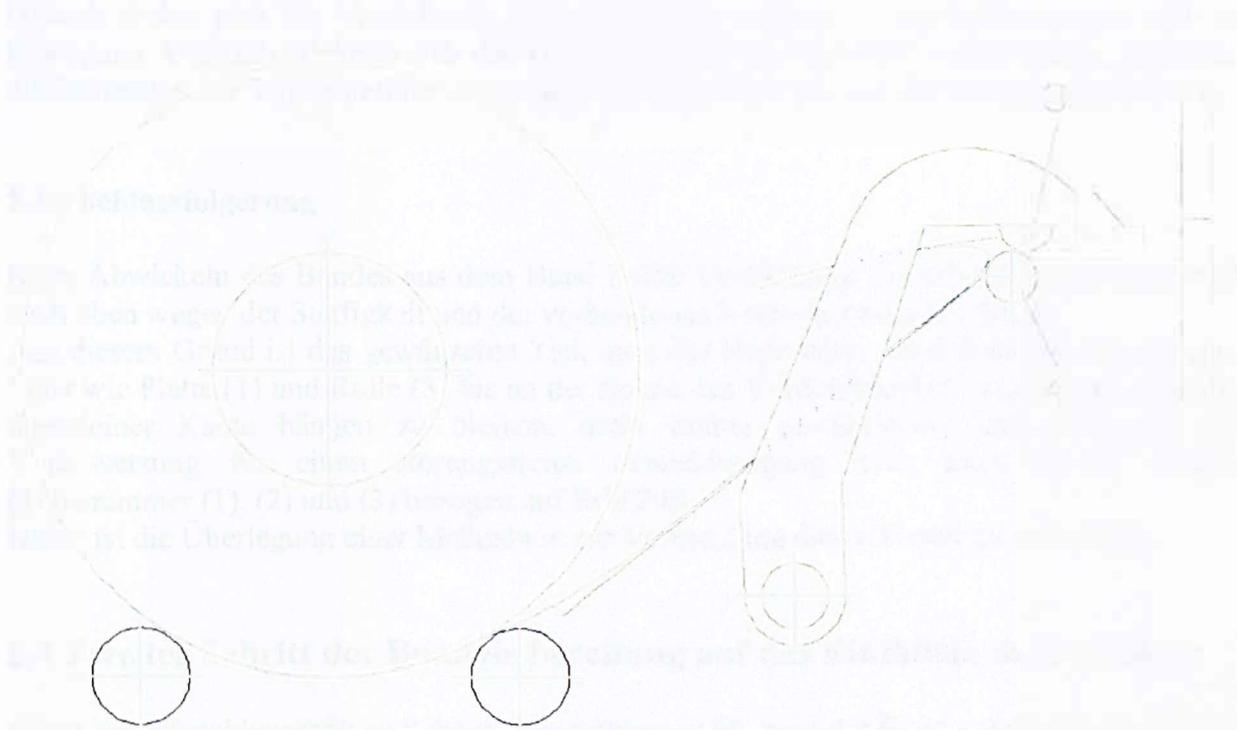


Bild 2.8 Verfangen des Bandes in der Scherenvorrichtung.

Der Bund drehte sich weiter, und wickelte ein weiteres Bandstück ab, das aber nicht hineingezogen werden konnte, weil die Treiberrollen das Band nicht führten.

Die abgewickelte Länge wurde somit zwischen Bund und Vorrichtung verbogen (Bild 2.9).

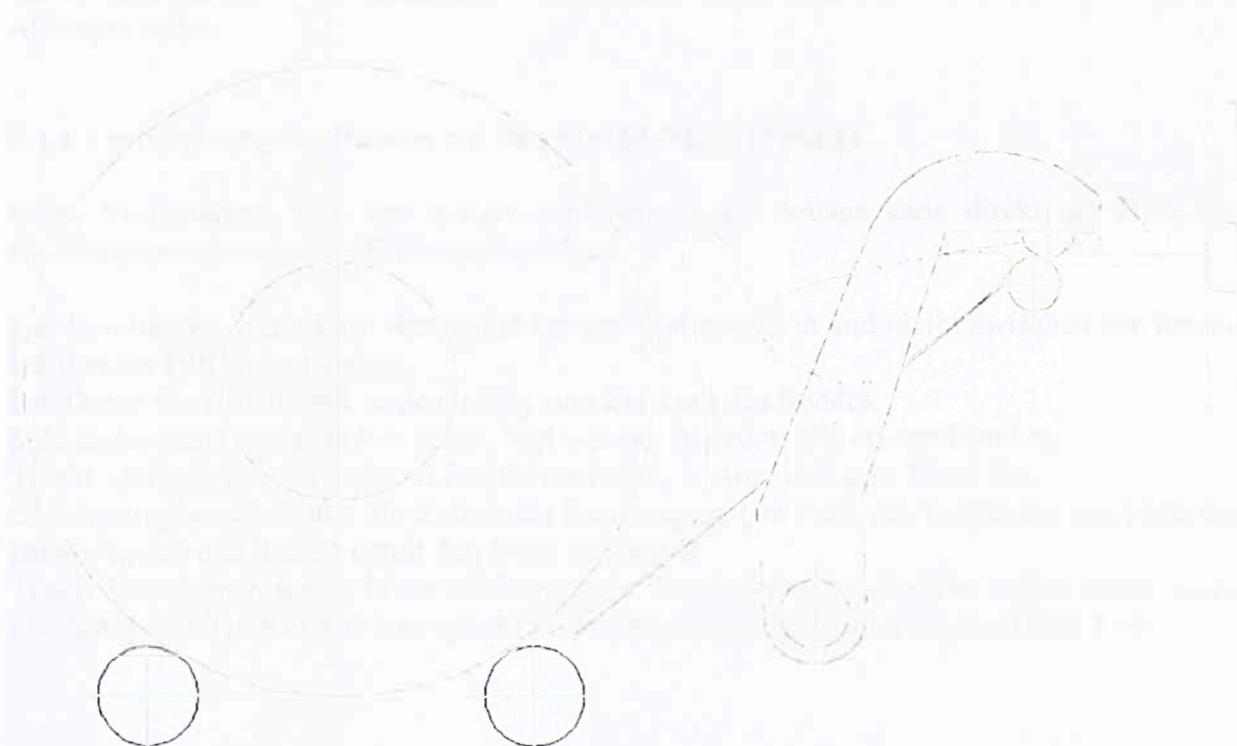


Bild 2.9 Verfangen des Bandes in der Scherenvorrichtung.

Seitens des Personals, das an diesem Arbeitsplatz eingesetzt war, wurde mir auch von dem folgenden Problem berichtet:

Bei einem dünnen Band, verhakte sich die Bandspitze an der oberen Rolle (3) nach dem Abwickeln des Bandes in die Vorrichtung.

Danach drehte sich die Vorrichtung (2) nach vorne, und die Treiberrollen setzten sich in Bewegung. Dadurch wickelte sich das Band um die obere Rolle (3) anstatt hinein zwischen die Schneiden der Schere geführt zu werden. (Teilenummer (2) und (3) bezogen auf Bild 2.6)

2.3.3 Schlussfolgerung

Beim Abwickeln des Bandes aus dem Bund in die Vorrichtung der Schere1 verläuft es steil nach oben wegen der Steifigkeit und der vorhandenen Krümmung der Wicklung.

Aus diesem Grund ist das gewünschte Ziel, dass das Band beim Abwickeln über die oberen Teile wie Platte (1) und Rolle (3) bis an der Spitze des Vorrichtungsteils (2) rutscht, ohne an irgendeiner Kante hängen zu bleiben, nicht immer gewährleistet und damit ist die Voraussetzung für einen störungsfreien Schneidvorgang auch nicht immer erfüllt. (Teilenummer (1), (2) und (3) bezogen auf Bild 2.6)

Daher ist die Überlegung einer Maßnahme zur Vermeidung dieses Problems notwendig.

2.4 Zweiter Schritt der Bandvorbereitung auf das Einfädeln in die Anlage

Wenn der Schneidvorgang an Schere1 abgeschlossen ist, wird der Bund auf die Warteposition gesetzt.

Von dort transportiert ihn der Bundwagen auf die nächste Position, in der er mittig zwischen den beiden Dornen der Hilfshaspel steht.

Aus dieser Position wird das Band zunächst auf Tisch1 abgewickelt und wartet dort, bis es in die Anlage bis zur Schweißmaschine eingefädelt wird, wenn der laufende Bund auf der Abhaspel endet.

2.4.1 Vorbereitung des Bandes auf den Einfädeltisch (Tisch1)

Diese Vorbereitung bzw. das spätere Einfädeln in die Anlage kann direkt mit Hilfe des Bundwagens oder mit der Hilfshaspel erfolgen.

Der Bundwagen kommt mit dem Bund aus der Warteposition und bleibt zwischen den beiden Hälften der Hilfshaspel stehen.

Die Dorne der Hilfshaspel zeigen mittig zum Zentrum des Bundes.

Sobald der Bundwagen stehen bleibt, legt sich die Andrückrolle an den Bund an.

Tisch1, der sich in seiner oberen Position befindet, bewegt sich zum Bund hin.

Gleichzeitig bewegen sich die Rollen des Bundwagens (Im Falle des Einfädelns mit Hilfe des Bundwagens) und drehen damit den Bund rückwärts.

Tisch1 bewegt sich weiter bis er abhängig vom Durchmesser des Bundes stehen bleibt, wenn die Spitze von Tisch1 (eine bewegliche Platte mit Sensor) den Bund berührt (Bild 2.10).

2. Einsatz an der Stahlbandanlage



Bild 2.10 Der Einfädeltisch (Tisch1) fährt zum Bund hin bis er ihn mit der Spitze berührt.

Danach senkt sich Tisch1 bis sich seine Spitze an den Bund anlegt und dabei leicht nach oben verdreht wird, wodurch das Senken des Tisches gestoppt wird (Bild 2.11).



Bild 2.11 Tisch1 legt sich mit seiner vorderen Kante an den Bund an.

Während dessen dreht sich der Bund weiter rückwärts bis der Lappe des Bandanfangs die Spitze von Tisch I weiter nach oben dreht, wodurch die Rückwärtsdrehung des Bundes anhält (Bild 2.12).

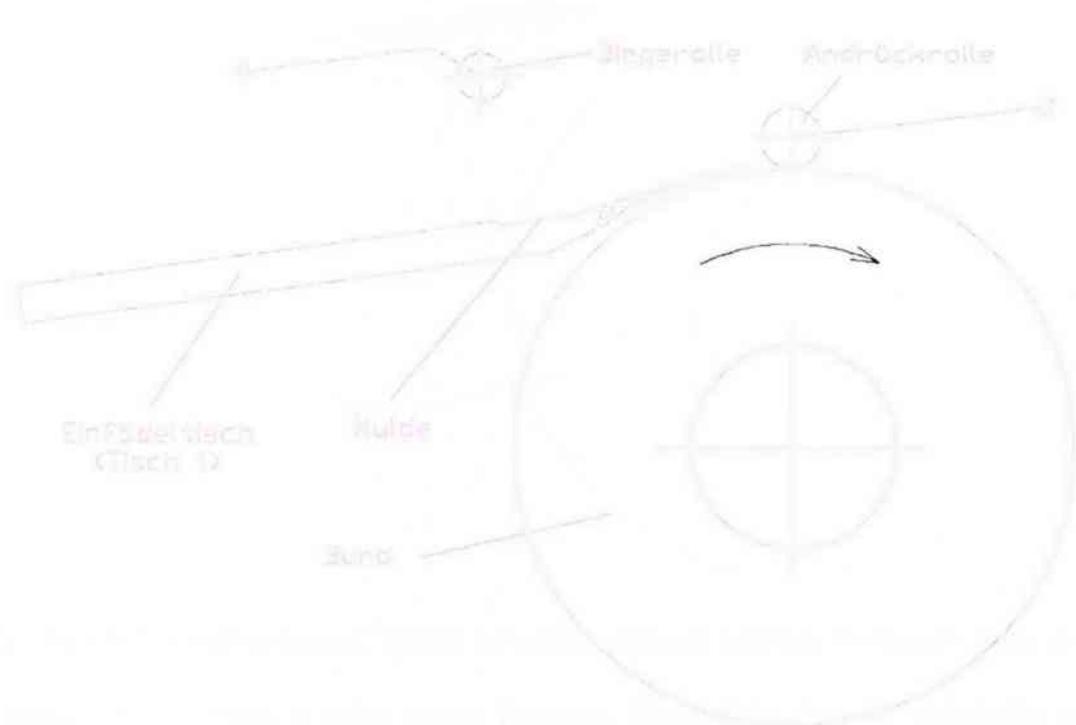


Bild 2.12 Der Bund dreht sich rückwärts bis sein Anfang zum Abwickeln auf Tisch I bereit ist.

Dann bewegt sich Tisch I ein wenig zurück, sodass die Bandvorderkante unter der Tischspitze nach oben wegrutscht.

Danach dreht sich der Bund vorwärts (Band wird abgewickelt) und der Bandanfang bewegt sich schon auf dem vorderen Teil von Tisch I.

Sobald sich der Bandanfang etwa um die Länge des drehbaren Vorderteils von Tisch I vorwärts bewegt hat, fängt Tisch I an sich zu heben um damit eine Biegung des abgewickelten Bandstückes nach oben gegen seine ursprüngliche Krümmung zu bewirken.

Tisch I stoppt seine Bewegung nach oben und das Band fährt weiter bis etwa zur Mitte des Tisches und stoppt dort. Dann bewegt sich Tisch I um ein kleines Stück zurück (Bild 2.13).

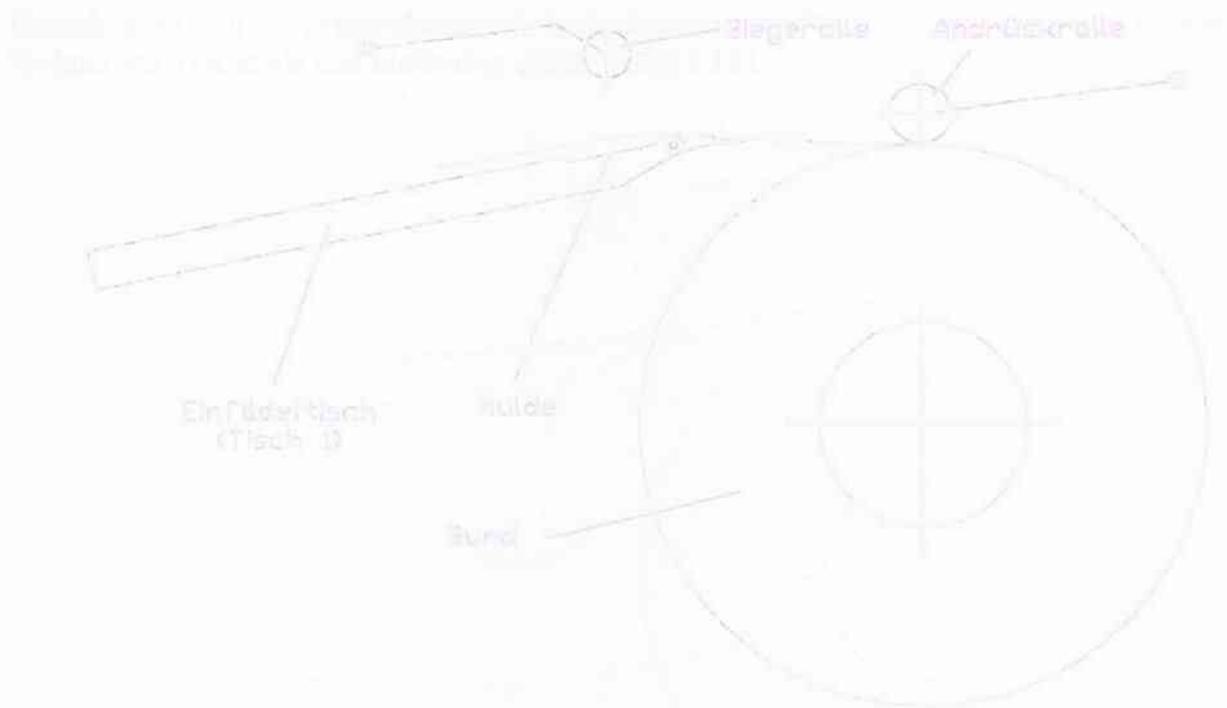


Bild 2.13 Abwickeln des Bandes auf Tisch1 bei gleichzeitigem leichtem Verbiegen nach oben.

Danach senkt sich der Tisch in seine untere Position. Dann dreht sich die Biegerolle nach unten und drückt auf das Band, um im Zusammenwirken mit der Mulde in Tisch1 eine Biegung des Bandanfangs nach oben zu bewirken (Bild 2.14).

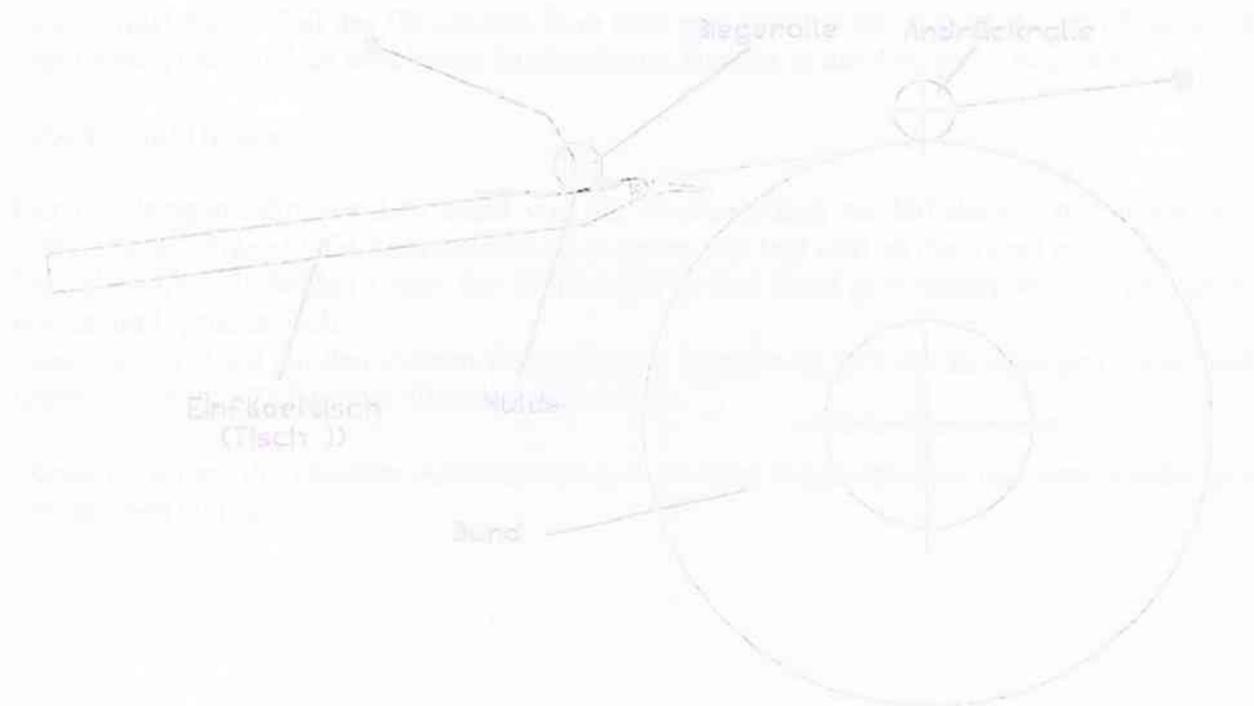


Bild 2.14 Die Biegerolle drückt das Band in die Mulde, um es nach oben zu krümmen.

Danach dreht sich die Biegerolle zurück nach oben und das Band bewegt sich weiter vorwärts bis kurz vor Tischende und bleibt dort stehen (Bild 2.15).

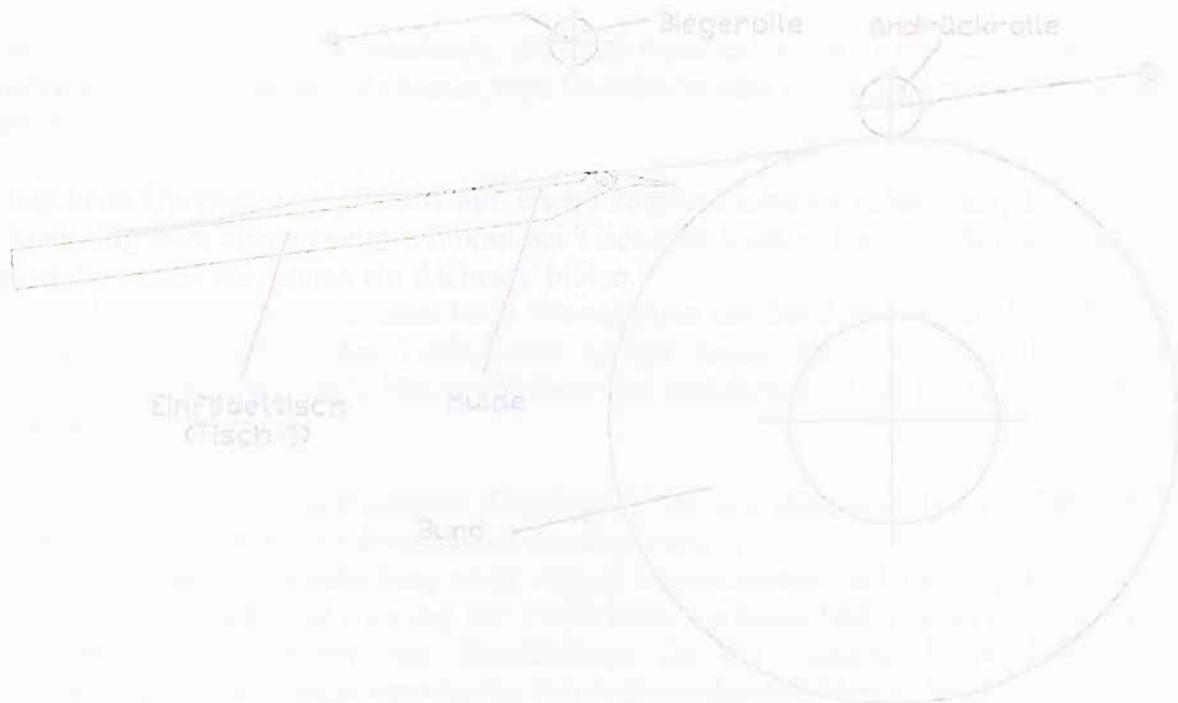


Bild 2.15 Das Band ist fertig vorbereitet auf dem Einfädeltisch und wartet dort auf das Einfädeln in die Anlage.

Damit endet dieser Teil des Einfädelns. Nun wird gewartet bis der auf der Abhaspel laufende Bund endet, um mit dem wirklichen Einfädeln des Bandes in die Anlage zu beginnen.

Arbeiten mit Hilfshaspel:

Der Bundwagen fährt mit dem Bund von der Warteposition zur Hilfshaspel und bleibt dort stehen, dann schwenkt die Andrückrolle nach unten und legt sich an den Bund an.

Danach fahren die beiden Dorne der Hilfshaspel in den Bund gleichzeitig von beiden Seiten hinein, und spreizen sich.

Damit ist der Bund auf den Dornen fest gespannt. Dann senkt sich der Bundwagen leicht nach unten, sodass die Hilfshaspel allein den Bund trägt.

Danach erfolgen die gleichen Arbeitsschritte, die vorher beim Arbeiten mit dem Bundwagen beschrieben wurden.

2.4.2 Bemerkungen zu diesem Abschnitt des Einfädelvorganges

Das Ziel dieses Arbeitsabschnitts ist es, ein auf dem Tisch1 abgewickeltes Bandstück mit einem nach oben gebogenen Bandanfang zu haben.

Denn ein Band mit einer Vorderkante, die ganz flach auf Tisch1 liegt, kann beim weiteren Einfädeln in die Anlage an jede Kante, raue Oberfläche oder Unebenheit anstoßen und hängen bleiben.

Schon beim Übergehen von Tisch1 auf Tisch2 können Probleme auftauchen, denn Tisch1 ist spitzenseitig nach oben geneigt während bei Tisch2 die vordere Kante nach unten geneigt ist, sodass die beiden zusammen ein flaches V bilden.

Deshalb kann die Bandvorderkante beim Weiterfahren des Bandes von Tisch1 auf Tisch2 am Übergangsbereich der beiden Tische oder an der Kante der sich innerhalb von Tisch2 befindlichen konischen Rolle hängen bleiben und natürlich auch an Ecken und Kanten der gesamten Einfädelstrecke.

Mit einem nach oben gekrümmten Bandanfang ist ein störungsfreies Einfädeln bis zur Schere2 mit höchster Wahrscheinlichkeit gewährleistet.

In Schere2 wird der Bandanfang noch einmal abgeschnitten und damit geht die für das weitere Einfädeln günstige Biegung der Vorderkante verloren. Daher ist es erforderlich eine Maßnahme zum Krümmen des Bandanfangs für die restliche Einfädelstrecke unter Berücksichtigung der Funktionsweise der Schweißmaschine zu überdenken.

In diesem Abschnitt der Vorbereitung sollten von den bereits beschriebenen Arbeitsvorgängen, folgende Arbeitsschritte dem Herstellen dieses Zustandes (nach oben gebogener Bandanfang) dienen:

- Das Heben von Tisch1 sobald sich der Bandanfang auf diesen Tisch abwickelt.

Diese Aktion erzeugt nur eine leichte Krümmung in der Mitte des am Ende dieser Vorbereitungsphase auf Tisch1 abgewickelten Bandstückes (Bild 2.16).

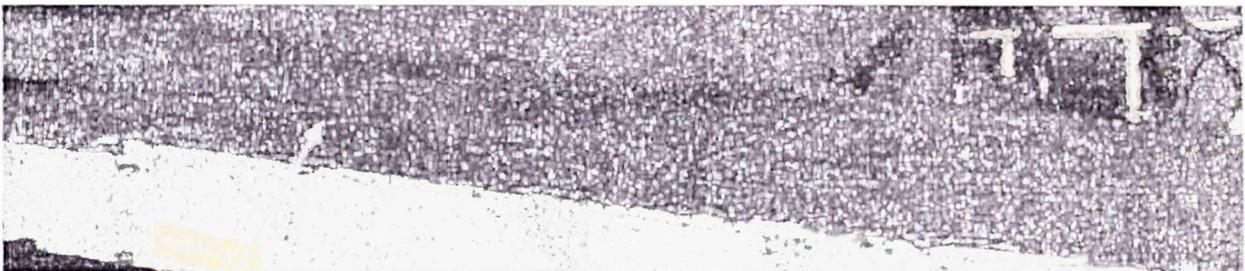


Bild 2.16 Wölbung im Band bewirkt durch die Hebeaktion von Tisch1 während des Abwickelns des Bandes auf diesen Tisch.

2. Einsatz an der Stahlbandanlage

Wie in Bild 2.16 zu sehen ist, erzielt diese Aktion kein Ergebnis, das für die Verbesserung des Einfädelvorgangs von Bedeutung ist, daher ist dieser Arbeitsschritt überflüssig.

- Zweiter Arbeitsschritt für diesen Zweck ist der Arbeitsvorgang der Biegerolle.

Sie dreht sich nach unten und drückt das Band in die Mulde im Einfädeltisch. Die Formänderung, die dabei erzielt wird, geht nicht über den elastischen Bereich hinaus, weil das Band vollständig ohne bleibende Verformung zurückfedert.

Bei allen beobachteten Fällen gab es keine Wirkung. Das erwünschte Ergebnis blieb aus und der Bandanfang lag völlig flach auf dem Einfädeltisch (Bild 2.17). Demzufolge ist diese Vorrichtung nicht effektiv.

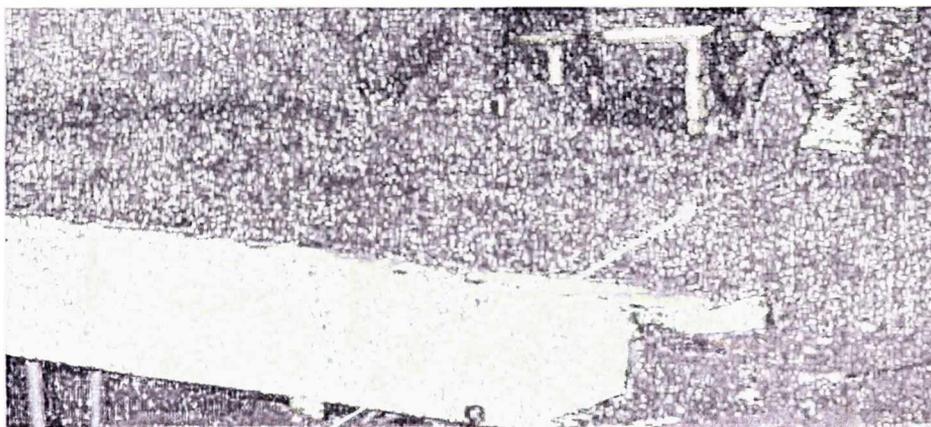


Bild 2.17 Der Bandanfang nach der Aktion der Biegerolle weist keine Krümmung auf.

Bei einigen Bunden ist die für den Einfädelvorgang günstige Biegung des Bandanfangs vorhanden (Bild 2.18). Sie ist aber das Resultat der Vorbereitung an Scherel, denn wie an voriger Stelle erwähnt wurde, sind die Rollen der Vorrichtung dort gegeneinander versetzt, sodass nach dem Schneiden und Zurückwickeln des Bandes der Bandanfang gebogen wird, wenn er zwischen beiden Treiberrollen gezogen wird.

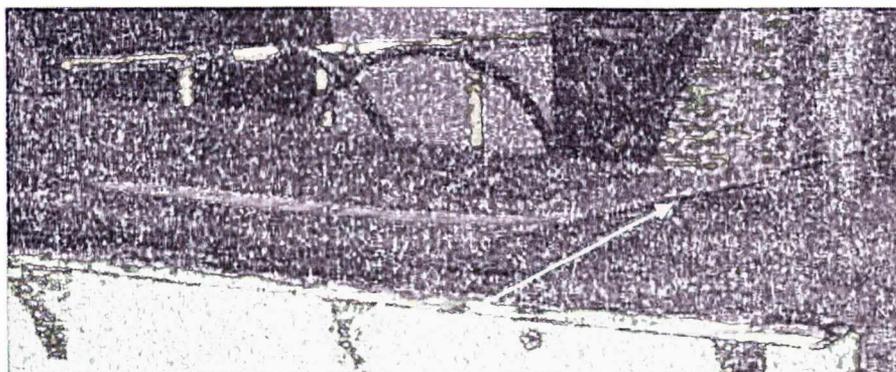


Bild 2.18 Gekrümmter Bandanfang, günstig zum Einfädeln.

Nur bei den meisten Bunden wird diese Krümmung wieder gerade gebogen im Falle der Einfädung mit Hilfe des Bundwagens, wenn sich der Bund zurückdreht und der Bandanfang zwischen Bund und beiden Rollen des Bundwagens läuft.

Denn wie auch an früherer Stelle erwähnt wurde, haben die Bunde im vorderen Teil des Bandes aufgrund ungleichmäßiger technologischer Bearbeitung unterschiedliche Materialeigenschaften. Das, heißt selbst wenn die Bänder gleichen Werkstoff und gleiche Dicke haben, können sie sich in diesem vorderen Teil beim Biegen dennoch verschieden verhalten. Natürlich hängt es auch von der Festigkeit und Dicke wegen der Rückfederung ab, ob die Krümmung bei einem Band durch den Einsatz des Bundwagens zum Einfädeln wieder geglättet wird oder erhalten bleibt.

Eine weitere Bemerkung in diesem Arbeitsbereich:

Der Einfädeltisch macht den Eindruck, als würde er einen Stabilitätsmangel haben. Da er auskragend gelagert ist, bedarf er einer zusätzlichen Unterstützung auf der gegenüberliegenden Seite um der Durchbiegung, die beim Einsatz der Biegerolle entsteht, entgegen zu wirken bzw. zu verhindern und damit eine Verbesserung der Biegewirkung herbeizuführen.

2.4.3 Schlussfolgerung

Es ist erforderlich, eine effektive Vorrichtung in diesem Vorbereitungsbereich zu bauen, die die erforderliche Krümmung des Bandanfangs immer bewirkt.

Da es auch erforderlich ist, einfädeln zu können, selbst wenn die Vorbereitung in Schere1 ausfällt (falls Schere1 defekt ist, und kein Wegschneiden des Bandanfangs dort erfolgt), muss diese Vorrichtung in der Lage sein, den Bandanfang auch in seinem Ausgangszustand (Zustand bevor Schneiden in Schere1) aufzunehmen und zu bearbeiten.

Damit würde eine optimale Ausgangssituation für einen störungsfreien Einfädelvorgang bis zur Schere2 hergestellt.

2.5 Dritter Teil des Einfädelvorgangs

Es handelt sich bei diesem Arbeitsteil um den wirklichen Einfädelvorgang des Bandes in die Anlage.

In den beiden vorigen Vorbereitungsstufen wurde der Bandanfang für diesen Teil vorbereitet.

Ausgangssituation für diesen Arbeitsteil:

Der Bund mit dem einzufädelnden Bandanfang steht auf dem Bundwagen (falls mit Hilfe des Bundwagens eingefädelt wird) oder ist auf der Hilfshaspel fest gespannt mit dem Bundwagen direkt darunter, der aber nicht trägt (falls das Einfädeln mit der Hilfshaspel erfolgen soll).

Der Bandanfang liegt abgewickelt auf Tisch1 (Bild 2.19).

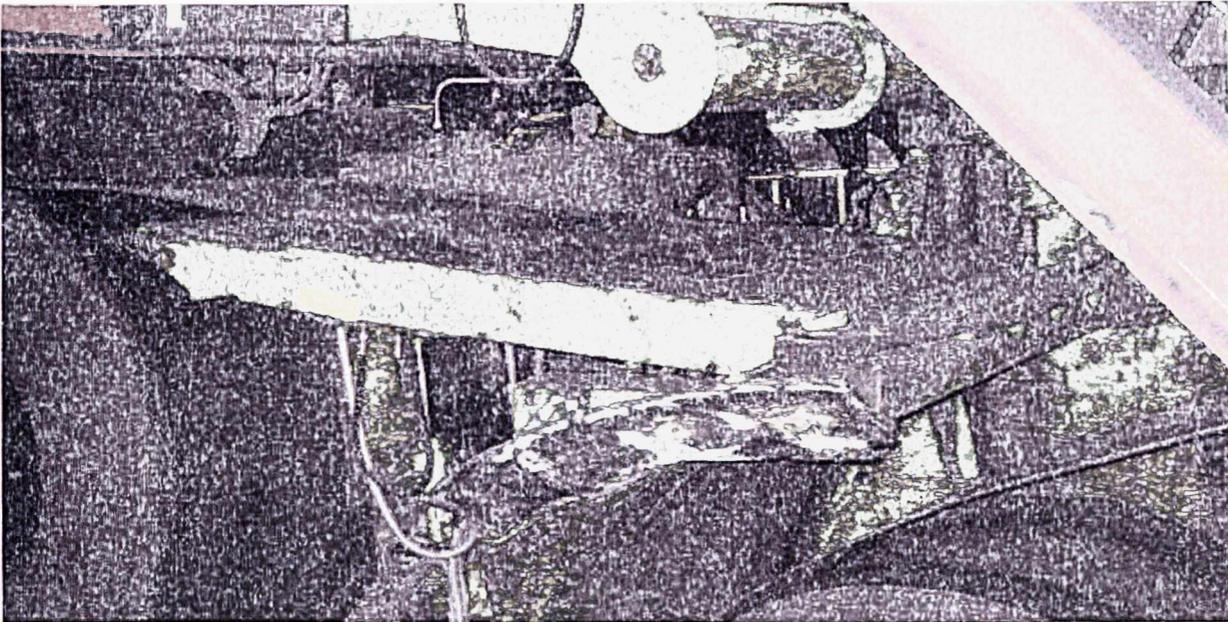


Bild 2.19 Das Band in seiner Ausgangsposition zum Einfädeln in die Anlage.

2.5.1 Beschreibung der Arbeitsvorgänge

Sobald der laufende Bund auf der Abhaspel zu Ende geht, schließen (in dieser Reihenfolge) die Richtmaschine und die Treiberrollen² und ¹, um das ablaufende Bandende zu erfassen und gerade zu biegen. (Bezeichnungen der Teile beziehen sich auf Bild 2.1)

Wenn das Bandende die Treiberrollen¹ und die Richtmaschine passiert, dann machen diese wieder auf und das Band stoppt zum Schneiden in Schere².

Durch die Bearbeitung in Schere² wird das Bandende zum Schweißen mit dem nachfolgenden Bandanfang vorbereitet.

Nach dem Schneiden läuft das Bandende weiter bis kurz hinter der Schweißmaschine. Während dessen schwenkt Tisch³ nach oben und das abgeschnittene Bandstück wird in Schere² in kleine Stücke geschnitten, die besser in die Schrottmulde entsorgt werden können. Das Bandende fährt zurück in die Schweißmaschine, stößt dort an eine Stoppkante und mit Hilfe eines klappbaren Tisches (gleich wie Tisch⁴ nur auf der anderen Seite der Schweißmaschine) wird das Band gewölbt (Bild 2.20).

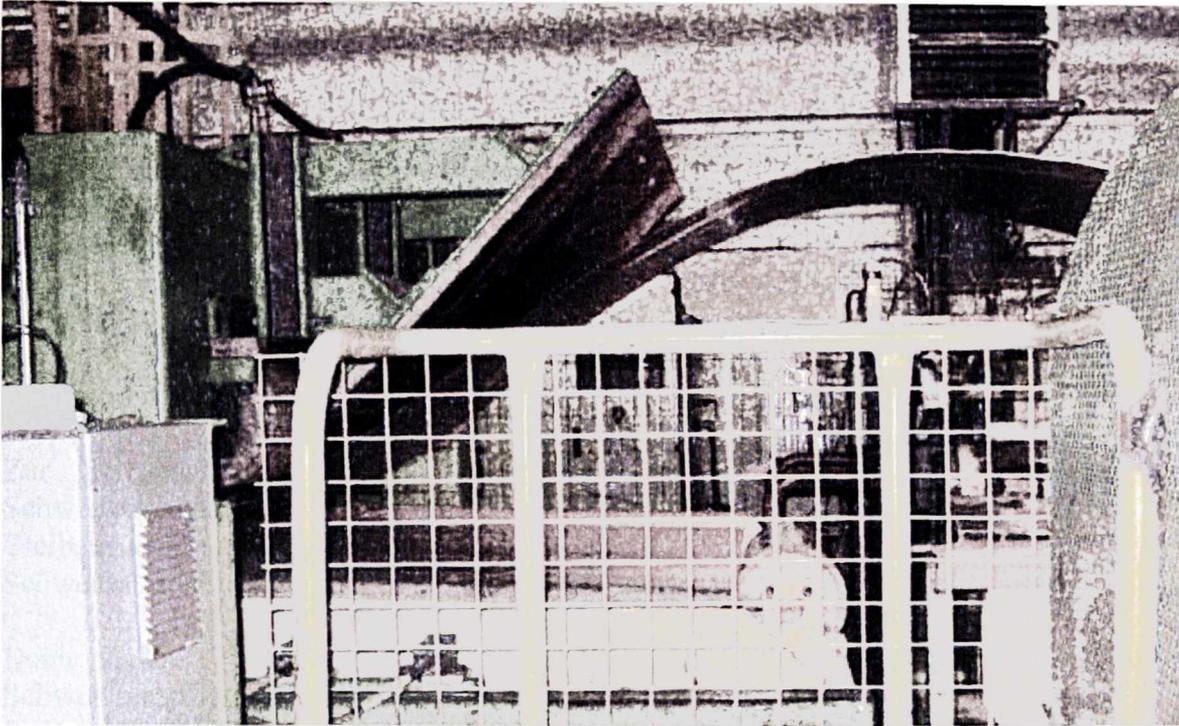


Bild 2.20 Das Wölben des ablaufenden Bandes hinter der Schweißmaschine.

Diese Wölbung ermöglicht auf der einen Seite das seitliche Verschieben des Bandendes zwecks Zentrierens, denn Bandende und Bandanfang müssen mittig zum Schweißen geführt werden. Auf der andern Seite liefert diese Wölbung die nötige Länge, um den Bandanfang und das Bandende in der Schweißmaschine zueinander zu bewegen, nachdem sie dort wieder zwecks Vorbereitung zum Schweißen geschnitten werden und somit kann man die beiden Kanten aneinander fügen und schweißen.

Was parallel zu den gerade geschilderten Abläufen mit dem Bandanfang passiert:

Nachdem das ablaufende Band zum Schneiden in Schere² stoppt, schwenkt Tisch² sofort nach oben und das zum Einfädeln auf Tisch¹ vorbereitete Band bewegt sich über Tisch² durch die Treiberrollen¹ und die Richtmaschine dann machen diese zu. Die Andrückrolle schwenkt nach oben und es wird gewartet bis das abgeschnittene Bandstück des ablaufenden Bandes klein geschnitten wird.

Wenn das Kleinschneiden fertig ist, machen die Treiberrollen³ auf und nehmen den hincin fahrenden Bandanfang auf, schließen wieder und führen das Band in die Schere², in der eine bestimmte Länge des Bandes weggeschnitten wird.

Sobald die Treiberrollen³ schließen und ein Stück des neuen Bandes in Schere² weggeschnitten wird, schwenkt Tisch³ wieder nach unten und der Bandanfang läuft weiter in die Schweißmaschine.

Dort wird er an einer Stoppkante gestoppt. Tisch⁴ schwenkt nach oben und dadurch wird das neue Band auch vor der Schweißmaschine gewölbt, wie das ablaufende Band dahinter.

In der Schweißmaschine wird damit begonnen, den Bandanfang und das Bandende zu schneiden, aneinander anzupassen und anschließend zu schweißen.

Gleichzeitig macht die Richtmaschine auf. Tisch² schwenkt nach unten und die Abhaspel mit Tisch¹ bewegen sich zur Seite.

Etwa parallel zu diesen Arbeitsvorgängen lösen sich die Dorne (falls mit Hilfshaspel eingefädelt wird), der Bundwagen hebt sich und trägt den Bund. Dann senkt er sich und fährt nach vorne in die Position der Abhaspel.

Während dieser Fahrt dreht er den Bund rückwärts, um die entstehende zusätzliche Bandlänge aufzuwickeln.

Die Abhaspel mit Tisch1 bewegt sich in die Betriebsposition zurück. Dabei schiebt sich der Dorn in den Bund hinein und spannt ihn fest. Damit ist der Bund auf der Abhaspel fest gespannt. Der Bundwagen fährt nach Hinten zur Warteposition, um einen neuen Bund zu holen und das neue Band auf Tisch1 zum Einfädeln vorzubereiten.

Zur gleichen Zeit geht der Schweißvorgang zu Ende. Die Klemmvorrichtung der Schweißmaschine lässt das Band los. Tisch4 schwenkt wieder nach unten und die Treiberrollen1 und 3 machen auf. Dadurch verschwindet die Bandwölbung vor und hinter der Schweißmaschine und die Abhaspel dreht sich ein wenig rückwärts, um das Band zu spannen.

Dann macht die Treiberrolle1 zu und das Band wird an den Trimmer hinter der Schweißmaschine geführt.

Dort werden um die Schweißnaht an den beiden Seiten des Bandes runde Kerben getrimmt. Die Treiberrollen1 machen wieder auf.

Danach wird das Band durch die Anlage mit der jeweiligen Betriebsgeschwindigkeit weggefahren.

Kurz bevor die Abhaspel startet schwenkt die Anti-Coil-Break-Rolle bei Bedarf nach unten und drückt auf das Band. Sie schwenkt wieder nach oben, wenn der Bund zu Ende ist und das Bandende durch die Treiberrollen1 und die Richtmaschine läuft.

Diese Rolle wird bei bestimmten Bunden abhängig von Material und Banddicke beim ersten Abwickeln eingesetzt. Durch ihren Einsatz wird das Band zusätzlich gespannt und geglättet, sowie die Zunderschicht zerbrochen.

2.5.2 Erläuterungen, beobachtete Probleme, Überlegungen und Bemerkungen

In Schere2 wird ein Stück vom Ende des ablaufenden Bandes abgeschnitten, weil auch das Bandende wie der Bandanfang durch das Walzen als „Fischschwanz“ ausgebildet ist und daher zum Schweißen vorbereitet werden muss in dem es gerade geschnitten wird.

Ein weiterer Grund für das Wegschneiden des Bandendes ist, weil die Banddicke in diesem Teil des Bandes Abweichungen von der Solldicke aufweist.

Auch der Anfang des neu eingefädelten Bandes wird in dieser Schere noch einmal beschnitten nachdem er im ersten Vorbereitungsschritt in Schere1 abgeschnitten wurde.

Die Länge des abzuschneidenden Bandstückes vom Ende des ablaufenden Bandes oder vom Anfang des zukommenden Bandes wird entweder nach Vorgabe der Voranlage festgelegt oder durch Entscheidung des Steuermanns vor Ort.

Falls ein Dickenmessgerät eingebaut ist, dann wird die wegzuschneidende Bandlänge über diese Messung gesteuert.

2. Einsatz an der Stahlbandanlage

Das Bandstück, das vom Ende des ablaufenden Bandes abgeschnitten wird, wird in kleinere Stücke zerteilt, wobei die Länge der einzelnen Teilstücke automatisch geregelt wird.

Über eine Lichtschranke, positioniert am Rahmen vor der induktiven Messung, wird detektiert wo das Ende des abgeschnittenen Bandstückes steht.

Diese Restlänge wird optimal aufgeteilt, sodass kein zu kleines Stück übrig bleibt, das nicht gut in die Schere passt, sodass es darin hängen bleibt und eine Störung verursacht.

Induktive Messung:

Sie kontrolliert den mittigen Lauf des Bandes. Falls sie eine Abweichung feststellt, gibt sie ein Signal an die Abhaspel, die sich dann so verschiebt, dass das Band wieder mittig läuft.

- Das funktioniert aber nur während des Betriebs und nicht beim Einfädeln, denn während des Einfädelns sind die Treiberrollen1 zu und das Band ist dazwischen eingespannt und kann nicht verschoben werden, wenn sich die Abhaspel verschiebt.

Manuelle Zentrierung:

Die manuelle Zentriereinheit steht hinter der induktiven Messung der automatischen Zentrierung. Man kann sie über Knöpfe auf einem Steuertisch bei Bedarf betätigen, falls das Band nicht mittig läuft.

- Diese Zentriereinheit funktioniert auch nur, wenn die Treiberrollen1 und die Richtmaschine offen sind. Deswegen ist die Gefahr vorhanden, dass das Band bei ihrer Verwendung während des Einfädelns zurückrutscht.

Richtmaschine:

Die Einstellung der Richtmaschine erfolgt automatisch nach Tabellenwerten abhängig von Material (Festigkeit) und Banddicke. Man kann sie auch manuell am Steuertisch einstellen.

Wegen Abweichungen in Festigkeitswerten und in der Banddicke im Anfangsteil des Bandes kann es zu Abweichungen im Richtergebnis kommen, sodass das Band zuviel nach oben gebogen wird, wenn es die Richtmaschine verlässt. Das kann auch passieren, wenn die Einstellung der Richtmaschine nicht passend ist.

Wenn das Band nach Verlassen der Richtmaschine steil nach oben fährt, dann kratzt die Bandvorderkante an den Leitschienen auf ihrem Weg in die Schere2 (wie in einem Fall beobachtet). In diesem Fall könnte sich der Bandanfang bei dünnen und weichen Bändern verbiegen und an der Einfädelstelle in Schere2 verhaken.

Beobachteter Störfall:

Nach dem Schneiden des Bandanfangs in Schere2 verfring sich das Band im Grenzbereich zwischen der beweglichen Scherenunterschneide und Tisch3 (Bild 2.21 und Bild 2.22).

Selbst wenn der Bandanfang die günstige Biegung in der zweiten Vorbereitungsstufe aufrechterhält, verliert er sie wieder nach dem Schneiden in Schere2.

Der Bandanfang wird wieder flach und kann sich somit während des Übergangs von Schere2 zu Tisch3 verhaken oder an anderen Ecken und Kanten der Strecke bis zur Schweißmaschine, wodurch es zu einer Betriebsstörung der Anlage kommt.

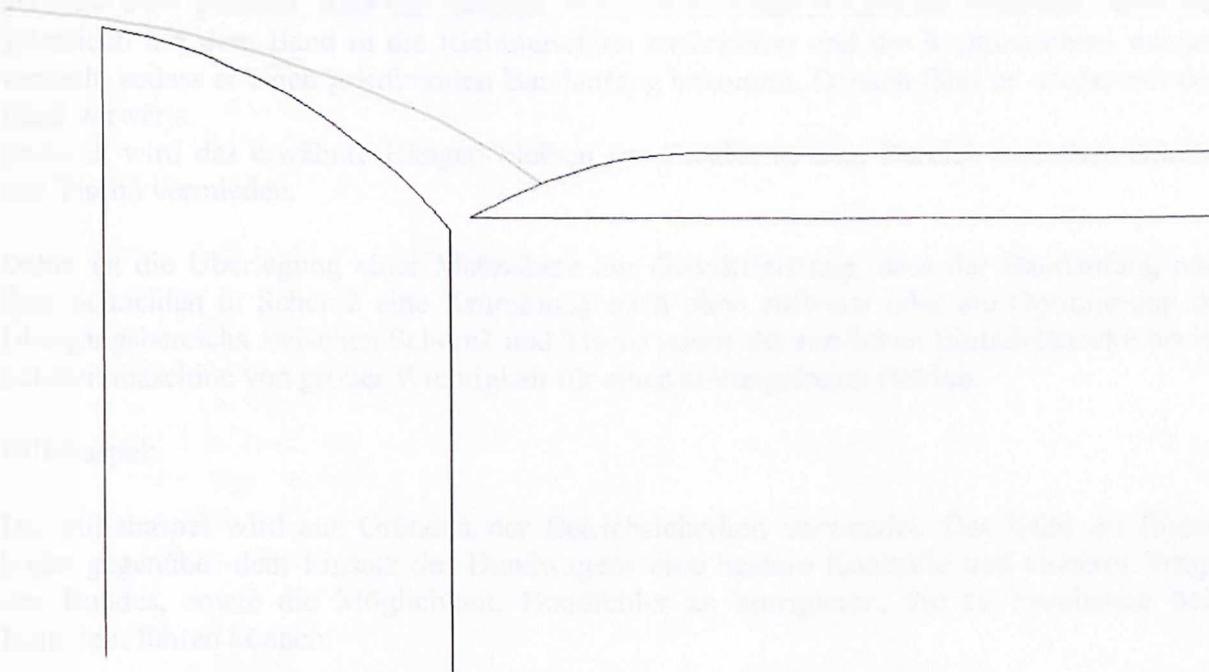


Bild 2.21 Hergang des angeführten Störfalles (blau das Band, schwarz links die untere Schneide der Schere2, schwarz rechts der Tisch3).

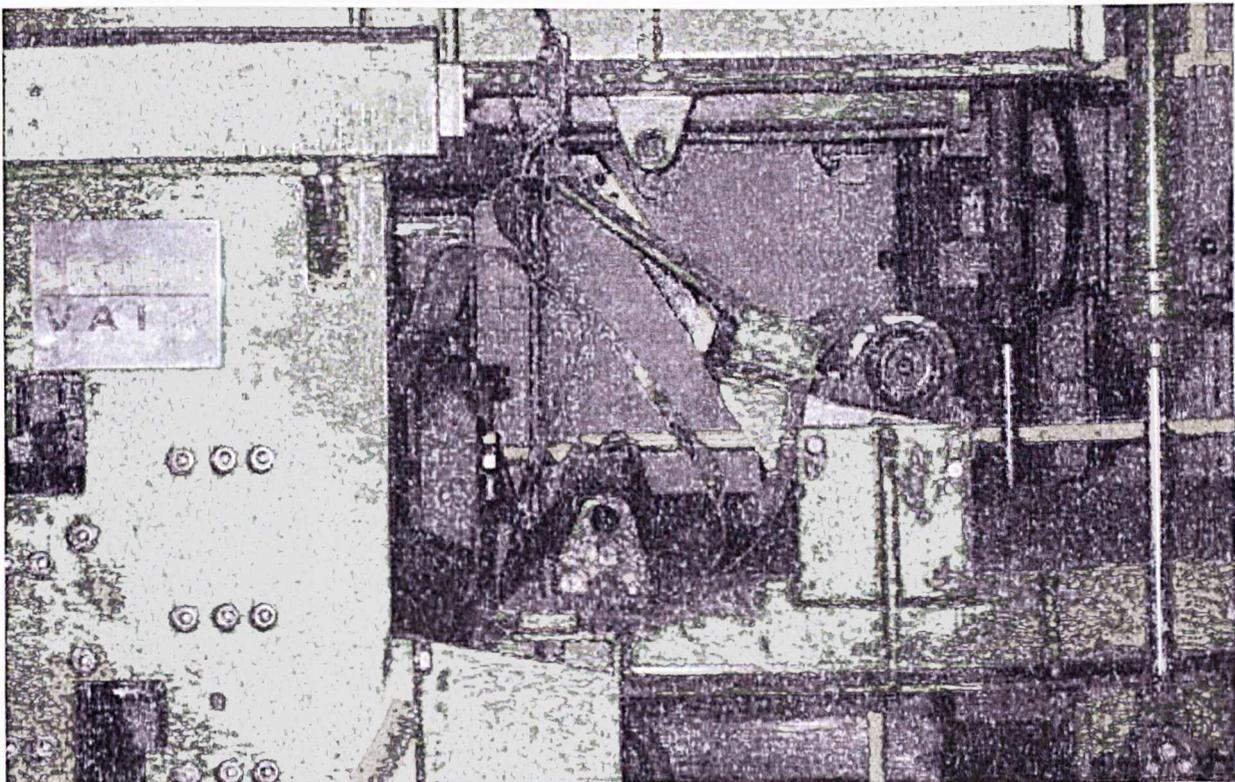


Bild 2.22 Das beobachtete Problem, das beim Übergang des Bandes von Schere2 zu Tisch3 auftrat.

2. Einsatz an der Stahlbandanlage

Ich habe auch gemerkt, dass der Arbeiter, wenn er an Schere² manuell schneidet, nach dem Schneiden mit dem Band in die Richtmaschine zurückfährt und die Richtmaschine manuell verstellt, sodass er einen gekrümmten Bandanfang bekommt. Danach fährt er wieder mit dem Band vorwärts.

Dadurch wird das erwähnte Hängen bleiben des Bandes in dem Bereich zwischen Schere² und Tisch³ vermieden.

Daher ist die Überlegung einer Maßnahme zur Gewährleistung, dass der Bandanfang nach dem Schneiden in Schere² eine Krümmung nach oben aufweist oder die Optimierung des Übergangsbereichs zwischen Schere² und Tisch³ sowie der restlichen Einfädelstrecke bis zur Schweißmaschine von großer Wichtigkeit für einen störungsfreien Betrieb.

Hilfshaspel:

Die Hilfshaspel wird aus Gründen der Betriebsicherheit verwendet. Das heißt ihr Einsatz bietet gegenüber dem Einsatz des Bundwagens eine bessere Kontrolle und sicheres Tragen des Bundes, sowie die Möglichkeit, Bundfehler zu korrigieren, die zu Problemen beim Einfädeln führen können.

Beispiele für solche Fehler:

- Falls der Bund nicht gerade und mittig auf dem Bundwagen positioniert ist, kann das zu einem Schiefelauf des Bandes und damit zu einer Störung führen.
Mit der Hilfshaspel kann so ein Problem nicht auftreten, da der Bund auf dieser Haspel immer genau positioniert ist.
- Wenn die äußeren Windungen des Bundes locker sind oder auf die Seiten verrutscht sind, dann können diese Fehler, die zu Betriebsstörungen führen, mit Hilfe der Hilfshaspel behoben werden.
Die lockeren Windungen können stramm gezogen werden und die verrutschten mit den beiden Platten der beiden Haspelhälften zusammengedrückt werden, sodass sie wieder bündig sind.
- Für den Fall, dass die inneren Bundwicklungen verformt sind oder locker sind, wird das bei der Arbeit mit der Hilfshaspel kein Problem sein, da sie zwei Dorne besitzt, die gleichzeitig von beiden Seiten in den Bund hinein fahren. Dadurch wird dieser Bundfehler behoben, der zum Problem werden kann, wenn der Bund auf die Abhaspel gespannt wird. Denn die Abhaspel besitzt nur einen Dorn und er kann die lockeren oder verformten inneren Windungen hinausdrücken, wenn er in den Bund hineinfährt, woraus größere Probleme entstehen können.

3 Festlegung der Arbeitsaufgaben

Nach der Besprechung des Arbeitsberichts über den Einsatz an der Stahlbandanlage und Diskussion der Einsatzergebnisse mit dem Hersteller der Anlage wurden folgende Aufgaben zur Bearbeitung im Rahmen dieser Diplomarbeit festgelegt:

- **Erste Aufgabe:** Wie im Abschnitt 2.4.2 erwähnt wird, ist die manchmal nach dem Vorbereiten des Bandes auf dem Einfädeltisch vorhandene und für das Einfädeln vorteilhafte Krümmung des Bandanfangs ein Resultat der Bandvorbereitung an der Scherel. Sie entsteht, weil die Rollen der Scherenvorrichtung gegeneinander versetzt sind. Es wurde auch erwähnt, dass diese Krümmung nicht immer vorhanden ist, da sie durch das Einfädeln mit Hilfe des Bundwagens wieder gerade gebogen wird, wenn der Bandanfang zwischen Bund und Rollen des Bundwagens läuft. Im Falle des Einfädels mit der Hilfshaspel würde sie immer aufrechterhalten, falls der eingestellte Rollenversatz die Rückfederung des Bandes, die von der Banddicke und –festigkeit abhängt, berücksichtigt. Gemäß dem Hersteller der Anlage gehört das Einfädeln mit Hilfe des Bundwagens nicht zum wirklichen Einfädelkonzept. Er wird zum Einfädeln nur vorläufig verwendet. Daher kann die Bandvorbereitung an Scherel zur Herstellung der erforderlichen Bandkrümmung verwendet werden. Der Hersteller möchte eine automatische Regelung für die Einstellung des Rollenversatzes einbauen, sodass sich abhängig von Banddicke und Bandfestigkeit ein Rollenversatz einstellt, der eine konstante Krümmung des Bandanfangs erzeugt. In diesem Zusammenhang wird die Aufgabe gestellt, die erforderlichen Rollenversätze für die vorkommenden Bänder mit möglichst vielen Kombinationen aus Dicke und Festigkeit aus gegebenen Bereichen zu berechnen, sodass eine Krümmung erzeugt wird, bei der die Bandvorderkante eine Höhe von 50 mm gegenüber der Laufrichtung des Bandes beim Einfädeln aufweist.
- **Zweite Aufgabe:** Bestimmung der optimalen Geometrie für die Mulde auf dem Einfädeltisch, sodass eine effektive Bandkrümmung aus dem Zusammenwirken der Biegerolle und der Mulde gewährleistet wird. Es wird auch hier für möglichst viele Bänder unterschiedlicher Dicke und Festigkeit eine Berechnung durchgeführt, sodass sich, wie in der vorigen Aufgabe angeführt wird, die Bandvorderkante immer um 50 mm nach oben hebt. Da die Muldengeometrie fix und nicht variierbar ist, wird hier die Regelung über die Variation der Bandlänge, die sich über der Mulde befindet, vorgenommen. Es werden auch Festigkeitsberechnungen zur Bestimmung des erforderlichen Kraftbedarfs beim Biegen durchgeführt.
- **Dritte Aufgabe:** Konstruktive Lösungen zum Krümmen des Bandes mit entsprechenden Berechnungen wie in den vorigen Aufgaben zur Bestimmung einer konstanten Bandkrümmung sowie zur Bestimmung der erforderlichen Kräfte zur Auslegung der Vorrichtungen sind zu erarbeiten.
- **Vierte Aufgabe:** Ein neues Einfädelkonzept soll vorgestellt werden.

4 Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

In diesem Kapitel werden theoretische Grundlagen für die nachfolgenden Berechnungen dargelegt.

4.1 Bezeichnungen

Die Bezeichnungen, wie sie in der elementaren Theorie verwendet werden, sind anhand des schematisch dargestellten Biegeteils in Bild 4.1 verdeutlicht [1].

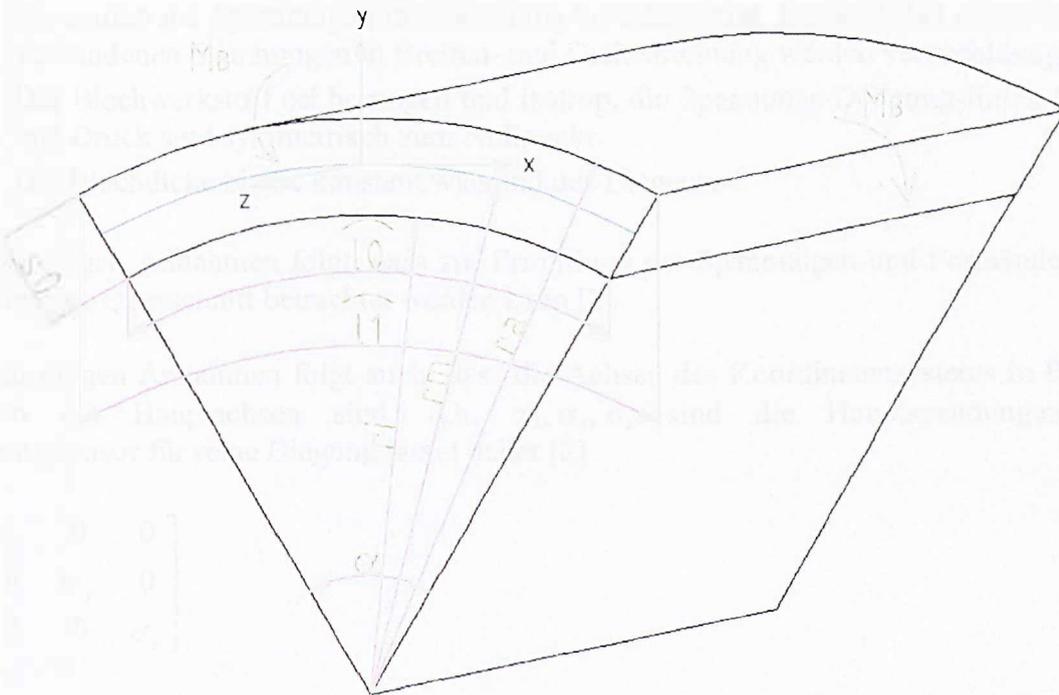


Bild 4.1 Bezeichnungen am Biegebogen [1].

- M_B Biegemoment
- s_0 Blechdicke
- l Länge einer Schicht im Biegebogen
- l_0 Länge des Biegebogens vor dem Biegen
- l_1 Länge der äußeren Randfaser im Biegebogen
- r_i innerer Biegeradius
- r_a äußerer Biegeradius
- r_m mittlerer Biegeradius
- α Biegewinkel

Zur Beschreibung der Spannungen und Dehnungen an einem Blechquerschnitt wird im Allgemeinen ein kartesisches (Bild 4.1) oder zylindrisches Koordinatensystem mit Koordinatenursprung auf der Blechmittellinie verwendet [1].

4.2 Elementare Biegetheorie

4.2.1 Vereinfachungen

Annahmen:

- Das Blech werde durch ein reines Biegemoment beansprucht, die Biegelinie ist somit ein Kreisbogen.
- Das Blech ist sehr breit, so dass ein ebener Formänderungszustand herrscht (keine Dehnungen in z-Richtung)
- Ebene Blechquerschnitte bleiben eben und senkrecht zur Blechoberfläche.
- Es werden nur Spannungen in x-Richtung berücksichtigt. Die auch bei reiner Biegung vorhandenen Spannungen in Breiten- und Dickenrichtung werden vernachlässigt.
- Der Blechwerkstoff sei homogen und isotrop, die Spannungs-Dehnungslinien für Zug und Druck sind symmetrisch zum Nullpunkt.
- Die Blechdicke bleibe konstant während des Biegens.

Aus den obigen Annahmen folgt, dass zur Ermittlung der Spannungen und Formänderungen ein beliebiger Querschnitt betrachtet werden kann [2].

Aus den obigen Annahmen folgt auch, dass die Achsen des Koordinatensystems in Bild 4.1 zugleich die Hauptachsen sind, d.h. $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ sind die Hauptspannungen. Der Spannungstensor für reine Biegung lautet daher [2]

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Die Komponenten σ_y und σ_z werden vernachlässigt, da σ_x bei mittleren Krümmungen für die Formänderung ausschlaggebend ist. Mit diesen Vereinfachungen reduziert sich der Tensor auf die Form [2]

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Die Spannung σ_x kann daher direkt den Dehnungen ε_x entsprechend der Spannungs-Dehnungs-Linie des Werkstoffs aus dem Zugversuch zugeordnet werden [2].

Die Dehnungen in einem Querschnitt ergeben sich aus der Krümmung mit den getroffenen Annahmen zu

$$\varepsilon_x = \Delta l / l_0 = (l - l_0) / l_0 = ((r_m + y) \alpha - l_0) / l_0 \quad [3], \quad (4.3)$$

mit $l_0 = r_m \alpha$ folgt

$$\varepsilon_x = y / r_m \quad [3]. \quad (4.4)$$

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Für die Dehnungen in den Randlagen ($y = s_0 / 2$) gilt

$$\epsilon_{xa} = s_0 / 2 r_m [3]. \quad (4.5)$$

Die Dehnungen sind symmetrisch zur Blechmitte, d.h. die Mittelfaser bleibt zugleich ungedehnte Faser. Die Querschnitte drehen sich quasi um die Mittelachse, woraus die lineare Dehnungsverteilung folgt [3].

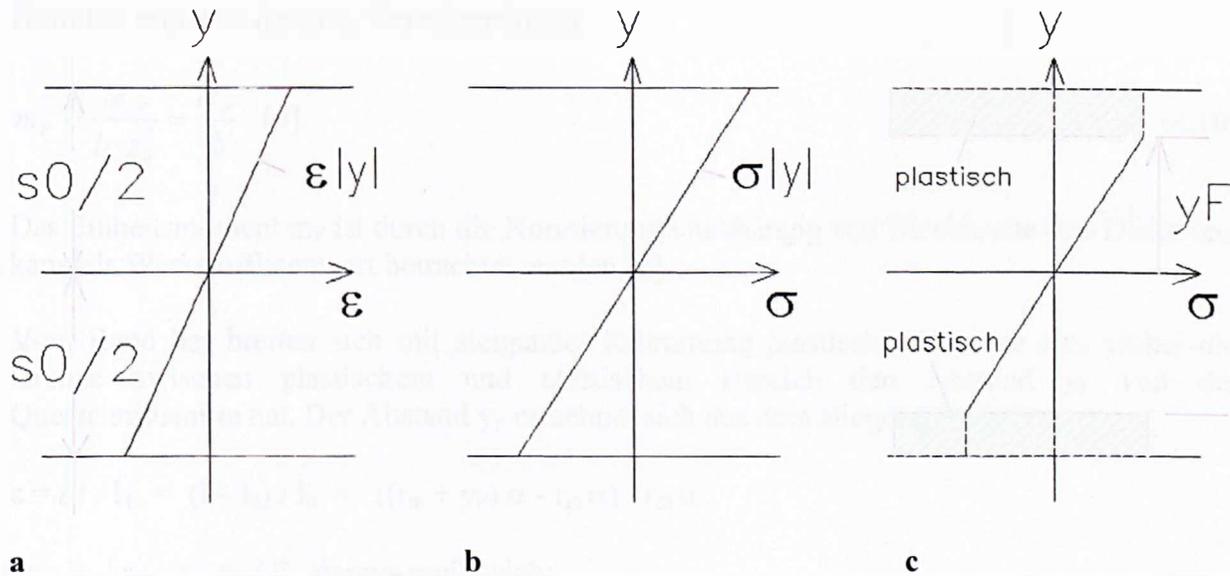


Bild 4.2 Dehnungen und Spannungen im Biegestreifen nach der elementaren Biegetheorie. **a** Dehnungsverteilung; **b** Spannungen bei elastischer Bieugung; **c** Spannungen bei teilplastischer Bieugung [3].

4.2.2 Elastische Bieugung

Im elastischen Bereich gilt das Hookesche Gesetz, im einachsigen Fall lautet es

$$\sigma_{x\text{el}} = E \epsilon_x [3]. \quad (4.6)$$

Das Biegemoment ergibt sich aus den Spannungen zu

$$M_{\text{el}} = 2 \int_{y=0}^{\frac{s_0}{2}} \sigma_x(y) b y dy [3] \quad (4.7)$$

Mit (4.4) und (4.6) wird (4.7) integriert zu

$$M_{\text{el}} = \frac{E \cdot b \cdot s_0^3}{12 \cdot r_m} = \frac{E \cdot I_z}{r_m} [3]. \quad (I_z \text{ Flächenträgheitsmoment um die } z\text{-Achse}) \quad (4.8)$$

4.2.3 Plastische Biegung

Für $\varepsilon_{xa} = \varepsilon_F$ erreichen die Außenfasern die Fließspannung σ_F ($\sigma_F = R_{p0,2}$ bzw. $\sigma_F = R_{cH}$), und das Biegemoment wird mit $E = \sigma_F / \varepsilon_F$ zu:

$$M_F = \frac{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2}{6} = \sigma_F W_z \quad [4]. \quad (4.9)$$

Normiert ergibt es das sog. Einheitsmoment:

$$m_F = \frac{M_F}{b \cdot s_0^2} = \frac{\sigma_F}{6} \quad [4]. \quad (4.10)$$

Das Einheitsmoment m_F ist durch die Normierung unabhängig von Blechbreite und Dicke und kann als Werkstoffkennwert betrachtet werden [4].

Vom Rand her breiten sich mit steigender Krümmung plastische Bereiche aus, wobei die Grenze zwischen plastischem und elastischem Bereich den Abstand y_F von der Querschnittsmitte hat. Der Abstand y_F errechnet sich aus dem Biegeradius [4]:

$$\varepsilon = \Delta l / l_0 = (l - l_0) / l_0 = ((r_m + y_F) \alpha - r_m \alpha) / r_m \alpha$$

$$= y_F / r_m = \sigma_F / E \quad \text{daraus ergibt sich:}$$

$$y_F = (\sigma_F / E) r_m \quad [4]. \quad (4.11)$$

Das Biegemoment für teilplastische Biegung setzt sich zusammen aus einem elastischen und einem plastischen Teil (Bild 4.3) [4]:

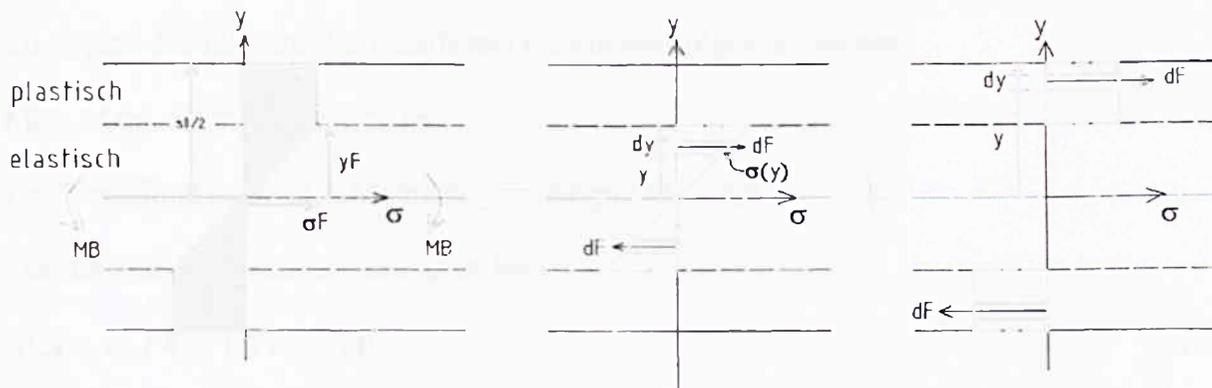


Bild 4.3 Aufteilung der Querschnittsfläche in eine elastische und eine plastische Zone zur Berechnung des Biegemoments

$$M = 2 \int_{y=0}^{y_F} \sigma_x(y) b y dy + 2 \int_{y=y_F}^{\frac{s_0}{2}} \sigma_x(y) b y dy \quad [4] \quad (4.12)$$

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Elastischer Teil:

Für $dM = 2 dF y = 2\sigma_x(y) b y dy$, mit $\sigma_x(y) = (\sigma_F / y_F) y$ folgt für das elastische Moment:

$$M = 2b \int_0^{y_F} \frac{\sigma_F}{y_F} y^2 dy = \frac{2b\sigma_F y_F^2}{3} \quad (4.13)$$

Plastischer Teil:

$dM = 2 dF y = 2\sigma_x(y) b y dy$, mit $\sigma_x(y) = \sigma_F$ folgt für das plastische Moment:

$$M = \int_{y_F}^{\frac{s_0}{2}} 2b\sigma_F y dy = \sigma_F b \left(\frac{s_0^2}{4} - y_F^2 \right), \quad (4.14)$$

mit (4.13) und (4.14) folgt für das elastisch-idealplastische Moment:

$$M = \frac{1}{4} \sigma_F b s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] \quad [4]. \quad (4.15)$$

Im mathematischen Grenzfall des vollplastischen Querschnittes ($y_F \rightarrow 0$) herrscht das Moment:

$$M_{vpl} = M (y_F = 0) = \frac{1}{4} (\sigma_F b s_0^2) \quad [4]. \quad (4.16)$$

Zu Beginn des Fließens der Randfaser herrscht das folgende Moment:

$$M_F = M (y_F = s_0/2) = \sigma_F b s_0^2 / 6$$

Das Verhältnis der beiden Momente : $M_{vpl} / M_F = 1,5$

Das als Einheitsmoment geschrieben lautet:

$$M_{vpl} = \sigma_F / 4 = 1,5 m_F \quad [4]. \quad (4.17)$$

Der vollplastische Querschnitt verlangt eine unendlich große Randfaserdehnung bzw. einen Krümmungsradius $r_m = 0$. Der minimale erzielbare Radius ist jedoch durch $s_0 / 2$ begrenzt. Das Moment M_{vpl} kann daher als oberes Grenzmoment für den idealplastischen Werkstoff angesehen werden [4].

Die zu leistende Biegearbeit wird aus dem Biegemoment und dem Biegewinkel berechnet:

$$W_B = 2 \int_0^\alpha M \cdot d\alpha = 2l_0 \int_0^\chi M \cdot d\chi \quad [5]. \quad (4.18)$$

mit der Beziehung $\chi = \frac{1}{r_m}$ für die Blechkrümmung [5].

4.2.4 Rückfederung

Nach dem Entfernen des Biegemoments federt ein plastisch gebogenes Blech um einen Betrag $\Delta\alpha$ zurück. Die Berechnung des Rückfederungsanteils und des verbleibenden Restspannungszustandes geht von der Annahme aus, dass die Formänderung während des Entlastens vollständig elastisch geschehe [5].

Die Bedingung für die Entlastung $M_R = 0$ wird erreicht, indem von der herrschenden Krümmung χ der Betrag $\Delta\chi$ subtrahiert wird, der sich bei rein elastischer Formänderung eines geraden Bleches einstellen würde. Dem herrschenden Moment wird also ein gleich großes Moment mit der entsprechenden Deformation $\Delta\chi$ in entgegengesetzter Richtung überlagert [5].

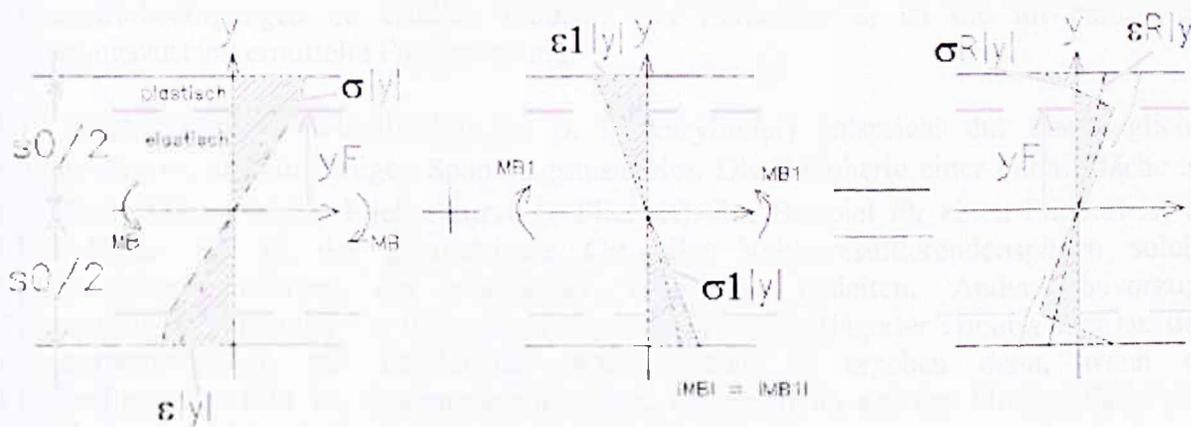


Bild 4.4 Entstehung von Restspannungen beim Biegen und Zurückfedern [5].

Die entlastete Blechkrümmung errechnet sich mit

$$\chi_R = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{M_B}{EI_z} \right) \quad [5] \quad (4.19)$$

4.3 Verfestigungshypothesen

4.3.1 Isotrope Werkstoffe

Das plastische Verhalten isotroper und nicht verfestigender Werkstoffe wird durch das Fließkriterium nach von Mises ausreichend genau beschrieben. Werkstoffmodelle, die das Verfestigen während des Umformens beschreiben, sind jedoch komplizierter.

Für die folgenden Erläuterungen ist es zweckmäßig, sich den jeweiligen Spannungszustand im Kontinuum durch einen Spannungsbildpunkt P mit den Koordinaten σ_{ij} bzw. durch einen Vektor zu diesem Punkt hin in einem neundimensionalen Spannungsraum σ_{ij} repräsentiert zu denken. Unter Berücksichtigung der Symmetrieeigenschaften von σ_{ij} kann man ihn auch als einen Vektor in einem sechsdimensionalen Unterraum auffassen.

Alle Spannungszustände, unter denen der Werkstoff plastisch zu fließen bzw. zu verfestigen beginnt, sind durch Spannungsbildpunkte auf der „ursprünglichen Fließhyperfläche“ gegeben, die durch die Funktion

$$f(\sigma_{ij}) = k_f^2 = \text{const}$$

beschrieben wird. Diese Form ist allgemeiner als die Misesbedingung, da sie keine Symmetriebedingungen zu erfüllen braucht. Der Parameter k_f ist die im einachsigen Spannungszustand ermittelte Fließspannung.

Die Fließortfläche (= Fließfläche) (z. B. Miseszylinder) entspricht der ursprünglichen Fließgrenze σ_f des einachsigen Spannungszustandes. Die Peripherie einer Schnittfläche aus der Fließortfläche ist die Fließortkurve (= Fließort). Ein Beispiel für einen Fließort ist die Misesellipse. Sie ist der geometrische Ort aller Vektorresultierendenspitzen solcher Spannungskombinationen, die plastisches Verformen einleiten. Andere bevorzugte Spannungskombinationen – z. B. aus dem Zugversuch mit überlagerter Torsion oder aus dem Rohraufweitere Versuch mit überlagerter Axialspannung – ergeben dann, wenn die Fließbedingung erfüllt ist, Spannungsbildpunkte, die ebenfalls auf der Fließortfläche oder unter besonderen Umständen auf der Fließortkurve liegen.

Zur Veranschaulichung ist im Bild 4.5 die auf eine beliebige ebene geschlossene Kurve reduzierte Fließfunktion für den zweiachsigen Spannungszustand dargestellt. Ein spezieller Spannungszustand wird durch irgendeinen Spannungsbildpunkt P_f repräsentiert. Die Fließortkurve entspricht der ursprünglichen Fließgrenze σ_f des einachsigen Spannungszustandes. Sie teilt den Spannungsraum in einen innen liegenden elastischen und einen außen liegenden plastischen Bereich. Ebene Spannungskombinationen, deren resultierender Vektor innerhalb der Fließortkurve endet, bewirken nur elastische Verformungen. Räumliche Spannungskombinationen, deren resultierender Vektor innerhalb der Fließortfläche endet, bewirken ebenfalls nur elastische Verformungen. Für einen ideal plastischen Werkstoff bleiben sowohl die Fließortfläche als auch die Fließortkurve unverändert.

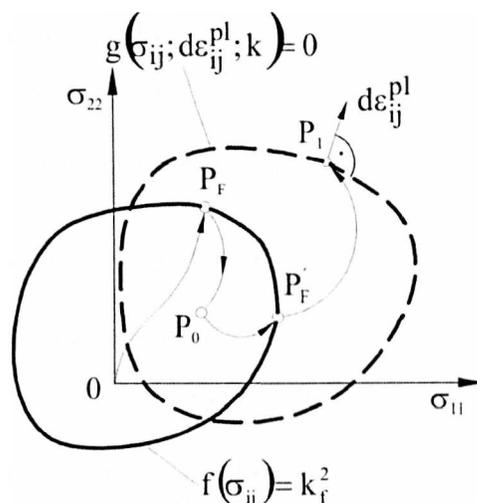


Bild 4.5 Ursprüngliche Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij}) = k_f^2$ und Verfestigungshyperfläche $g(\sigma_{ij}; \epsilon_{ij}^{pl}; k) = 0$ dargestellt für den zweiachsigen Spannungszustand [6].

Wird dagegen ein verfestigender Werkstoff so belastet, dass er plastisch zu fließen beginnt, dann deformiert und verschiebt sie sich zunächst beliebig. Für den Fall im Bild 4.5 geht sie in die gestrichelte Form über, wobei ausgehend von P_F nach einer Spannungsumlagerung im elastischen Bereich längs $P_F P_0 P'_F$ die Verfestigung längs $P'_F P_1$ eintritt. Der jeweilige Verfestigungszustand lässt sich durch eine skalare Verfestigungsfunktion $g(\sigma_{ij}; \epsilon_{ij}^{pl}; k) = 0$ beschreiben, die in komplizierter Weise vom jeweiligen Spannungszustand σ_{ij} , dem zugehörigen plastischen Verzerrungszustand ϵ_{ij}^{pl} sowie über einen Verfestigungsparameter k von den Belastungs- und Verzerrungszuständen während des Verfestigens (von der „Verfestigungsgeschichte“) abhängen kann.

Mit der Funktion g lassen sich die Werkstoffanisotropie und der Bauschinger Effekt erfassen. Sie stellt wiederum eine geschlossene Hyperfläche im Spannungsraum dar, in deren Inneren ($g < 0$) nur elastische Zustände beschrieben sind. Aus ihrem totalen Differential

$$dg = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} + \frac{\partial g}{\partial \epsilon_{ij}^{pl}} \cdot d\epsilon_{ij}^{pl} + \frac{\partial g}{\partial k} \cdot dk$$

lassen sich allgemein gültige Informationen gewinnen. Von der Verfestigungshyperfläche $g = 0$ ausgehend führen alle Änderungen des Spannungszustandes, für die $dg < 0$ ist, ins Innere der Fläche (elastische Zustände). Da für diese $d\epsilon_{ij}^{pl} = 0$ und – weil die

Verfestigungsgeschichte dieselbe bleibt – auch $dk = 0$ gilt, ist $dg = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} < 0$ das

Kriterium für die Entlastung. Die entsprechenden Spannungsänderungsvektoren $d\sigma_{ij}$ weisen in das Innere der Fläche $g = 0$.

Im Gegensatz zum einachsigen Spannungszustand, bei dem es entweder nur Entlastungen oder mit plastischen Verzerrungen verbundene Belastungen gibt, können im mehrachsigen Spannungszustand auch Veränderungen des Spannungszustandes erfolgen, die weder in den elastischen Bereich zurückführen noch von plastischen Verzerrungsänderungen begleitet sind.

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Der Spannungsbildpunkt wandert in diesem Fall auf der Verfestigungsfläche $dg = 0$. Solche „Spannungsumlagerungen“ (neutrale Spannungsänderungen) werden wegen $d\varepsilon_{ij}^{pl} = 0$ und $dk = 0$ durch $dg = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} = 0$ beschrieben. Da das skalare Produkt der Vektoren $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ und $d\sigma_{ij}$ verschwindet und $d\sigma_{ij}$ in der Verfestigungshyperfläche liegt, weist $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ in Richtung der äußeren Normalen. Spannungsänderungen $d\sigma_{ij}$, die nach außen weisen und mit plastischen Verzerrungsänderungen $d\varepsilon_{ij}^p$ verbunden sind, stellen Belastungen dar. Das skalare Produkt der Vektoren $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ und $d\sigma_{ij}$ ist positiv $\left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} > 0 \right)$, da $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ (in Richtung der äußeren Normalen zur Fläche $g = 0$) mit allen nach außenweisenden $d\sigma_{ij}$ einen spitzen Winkel einschließt.

Für verfestigende Werkstoffe gilt somit:

$$g = 0 \text{ und } \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} \begin{cases} < 0 \text{ bei Entlastung} \\ = 0 \text{ bei Spannungsumlagerung} \\ > 0 \text{ bei Belastung} \end{cases}$$

Für ideal plastische Werkstoffe gibt es nur Spannungsumlagerungen oder Entlastungen.

Für die folgenden Betrachtungen wird stabiles Werkstoffverhalten vorausgesetzt. Ebenso darf die Fließhyperfläche keine singulären Stellen haben. Die Forderung nach Stabilität im Kleinen wird durch das Kriterium $d\sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} > 0$ erfüllt.

Ein Werkstoff wird als stabil definiert, wenn die von äußeren Zusatzlasten zur einsinnigen Verformung des Elements erforderliche Arbeit positiv und die im Laufe eines Belastungszyklus umgesetzte Arbeit nicht negativ ist. Dies gilt sowohl „im Kleinen“ als auch „im Großen“. Der verfestigende Werkstoff erfüllt alle Forderungen des Stabilitätskriteriums. Der ideal plastische Werkstoff ist für Belastungszyklen, die von $\sigma_{i0} < R_{eL}$ ausgehen, stabil im Großen, jedoch nach dem Erreichen der Fließspannung R_{eL} wegen $d\sigma_{ij} = 0$ indifferent im Kleinen, da beliebig große ε_{ij}^{pl} ohne zusätzliche Kräfte erreichbar sind (Bild 4.6).

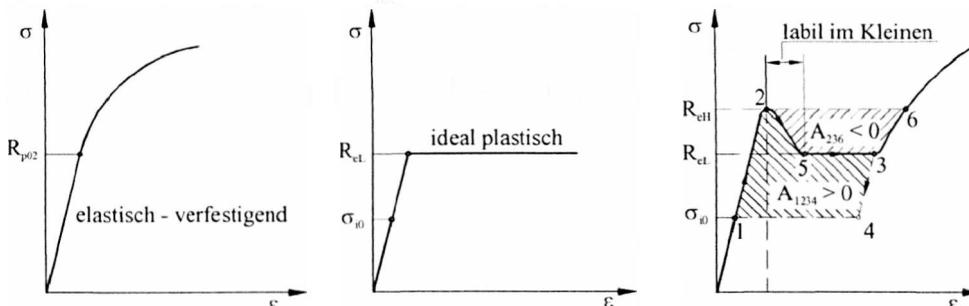


Bild 4.6 Stabiles, indifferentes und labiles Werkstoffverhalten [6].

Das bekannteste Beispiel für labiles Werkstoffverhalten zeigt ein Stahl mit ausgeprägter Streckgrenze (Bild 4.6). Bis zum Erreichen der oberen Fließgrenze R_{eH} verhält er sich elastisch verfestigend und stabil. Danach wächst die Verformung mit abnehmender Belastung bis zur unteren Fließgrenze R_{eL} . In diesem Bereich ist der Werkstoff wegen $d\sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^p < 0$ labil im Kleinen. Im Bereich zwischen 5 und 3 verhält er sich annähernd wie ein ideal plastischer Werkstoff. Ab 3 verhält er sich wieder wie ein verfestigender Werkstoff (stabil im Kleinen). Für die Feststellung der Stabilität im Großen ist hier die Wahl des Ausgangspunktes maßgebend. Für alle $\sigma_{i0} < R_{eL}$ liegt Stabilität im Großen vor. Wird dagegen die obere Fließgrenze R_{eH} als Ausgangsspannung gewählt, dann ist der Werkstoff im Bereich zwischen 2 und 6 labil im Großen.

Die plastischen Verzerrungsänderungen lassen sich nun durch das Fließgesetz

$$d\varepsilon_{ij}^{pl} = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\lambda$$

darstellen. $d\lambda > 0$ ist ein nicht negativer skalarer Koeffizient. $d\lambda < 0$ ergibt hier keinen Sinn, weil stabiles Werkstoffverhalten postuliert wurde. Für einen ideal plastischen Werkstoff bleibt $d\lambda$ unbestimmt. $d\lambda$ wird am einfachsten aus der plastischen Arbeit unter einachsiger Beanspruchung bestimmt:

$$\sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} = \sigma_v \cdot d\varepsilon_v^{pl}$$

Wenn σ_{ij} in einen deviatorischen und hydrostatischen Anteil zerlegt wird, dann folgt:

$$(\sigma'_{ij} + \sigma_{kk} \cdot \delta_{ij}) \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} = \sigma_v \cdot d\varepsilon_v^{pl} \quad \text{mit} \quad \sigma_{kk} = \frac{1}{3} \cdot \sigma_{ii} = \frac{1}{3} \cdot (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } i = j \\ 0 & \text{wenn } i \neq j \end{cases} \quad \text{Kronecker Delta.}$$

Da der hydrostatische Anteil zur plastischen Formänderung nichts beiträgt wird aus der Definition des Kronecker Deltas $\sigma_{kk} \cdot \delta_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} = 0$. Damit folgt weiter:

$$\sigma'_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} = \sigma_v \cdot d\varepsilon_v^{pl}$$

Mit $d\varepsilon_{ij}^{pl} = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\lambda$ wird nun $d\lambda$ berechnet.

$$d\lambda = \frac{\sigma_v}{\sigma'_{ij} \cdot \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}} \cdot d\varepsilon_v^{pl}$$

Wenn für g die zweite Invariante des Spannungsdeviators eingesetzt wird, dann gilt:

$$I_2 = \frac{1}{2} \cdot (\sigma'_{11}{}^2 + \sigma'_{22}{}^2 + \sigma'_{33}{}^2) + \sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 =$$

$$I_2 = \frac{1}{2} \cdot [(\sigma_{11} - \sigma_m)^2 + (\sigma_{22} - \sigma_m)^2 + (\sigma_{33} - \sigma_m)^2] + \sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 = \frac{1}{2} \cdot \sigma'_{ij} \sigma'_{ij}$$

$$\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{ij}} = \begin{pmatrix} \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{11}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{12}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{13}} \\ \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{21}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{22}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{23}} \\ \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{31}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{32}} & \frac{\partial I_2}{\partial \sigma_{33}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma'_{11} & \sigma'_{12} & \sigma'_{13} \\ \sigma'_{21} & \sigma'_{22} & \sigma'_{23} \\ \sigma'_{31} & \sigma'_{32} & \sigma'_{33} \end{pmatrix} = \sigma'_{ij}$$

Damit wird: $d\lambda = \frac{\sigma_v}{\sigma'_{ij} \sigma'_{ij}} \cdot d\varepsilon_v^{pl} = \frac{\sigma_v}{2 \cdot I_2} \cdot d\varepsilon_v^{pl}$

Da $I_2 - k^2 = 0$ und $k = \frac{k_r}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_v}{\sqrt{3}}$ wird $d\lambda$:

$$d\lambda = \frac{3}{2} \cdot \frac{d\varepsilon_v^{pl}}{\sigma_v} \Rightarrow \text{vgl. Fließgesetz!}$$

Die Vektoren $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ und $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ weisen in Richtung der äußeren Normalen der Verfestigungshyperfläche. Für einen ideal plastischen Werkstoff steht $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ senkrecht auf der Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij}) = k_r^2$. Eine weitere Konsequenz für die Form der Hyperfläche ergibt sich aus dem Stabilitätskriterium bei beginnender plastischer Verformung:

$$(\sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0) \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} > 0 \Rightarrow \text{Die Hyperfläche muss überall konvex sein.}$$

Wenn die Hyperfläche in einem Bereich konkav ist, dann wird für gewisse Ausgangsspannungszustände $(\sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0) \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} < 0$. σ_{ij}^0 beschreibt den in einem beliebigen Punkt P_0 im Inneren der Verfestigungshyperfläche herrschenden Ausgangsspannungszustand, der durch vorgehende Be- und Entlastungen erreicht wurde. Von diesem Punkt wird nun auf beliebigem Weg belastet, bis die Hyperfläche im Punkt P_1 wieder erreicht ist (Bild 4.7).

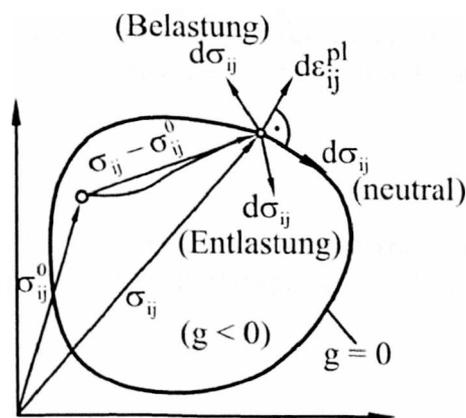


Bild 4.7 Verfestigungshyperfläche [6].

Weil $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ in Richtung der äußeren Flächennormalen weist und das skalare Produkt der Vektoren $(\sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0)$ und $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ positiv ist, muss der Winkel zwischen ihnen kleiner als 90° sein. Das ist nur dann der Fall, wenn die Hyperfläche überall konvex ist.

4.3.2 Isotropes Verfestigen

Wenn $g(\sigma_{ij})$ nur vom Spannungszustand σ_{ij} abhängt und die Verfestigungsgeschichte durch einen von g unabhängigen Parameter k^2 berücksichtigt wird, dann stellt $g(\sigma_{ij}) = k^2$ die Verfestigungshyperfläche dar (Bild 4.8). Es kommt nicht darauf an, auf welchem Belastungsweg sie erreicht wurde, da sie affin zur ursprünglichen Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij})$ ist. Deshalb lassen sich Bauschingereffekte nicht ausdrücken, was für Anwendungsfälle mit Entlastungen unzulässig große Abweichungen von der Wirklichkeit verursachen kann. Falls die ursprüngliche Fließhyperfläche isotrop ist, dann liefert $g(\sigma_{ij})$ das Gesetz des isotropen Verfestigens.

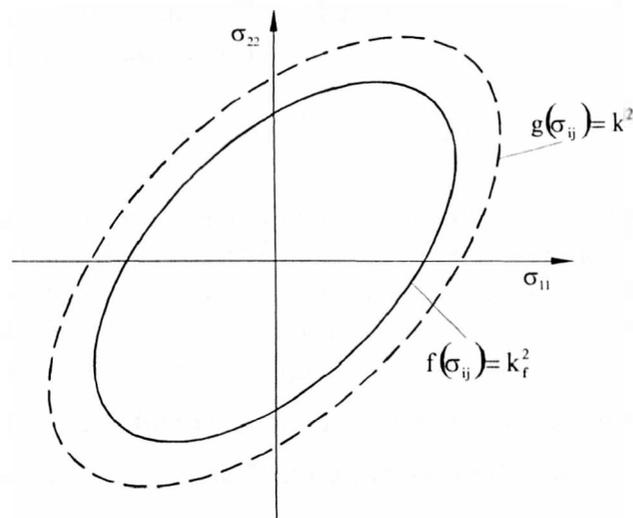


Bild 4.8 Isotropes Verfestigen mit zur ursprünglichen Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij})$ affinen Verfestigungshyperfläche $g(\sigma_{ij})$ [6].

Die Funktion $g(\sigma_{ij})$ wird auch plastisches Potential genannt, da sie Spannungszustände angibt, die unabhängig vom Belastungsweg sind, auf dem sie erreicht wurden.

Ein sehr einfaches isotropes Verfestigungsmodell die sogenannte lineare Verfestigung, bei der die Dehngrenze linear mit der plastischen Verformung steigt, lautet in Ratenformulierung mit dem Verfestigungskoeffizienten H :

$$\dot{\sigma}_F = H \cdot \dot{\varepsilon}_V^{pl}$$

Zu Beginn der plastischen Verformung entspricht die Fließspannung σ_F der Dehngrenze $R_{p0.2}$. dieses lineare Verfestigungsgesetz lässt sich integrieren, so dass folgt:

$$\int d\sigma_F = \int H \cdot d\varepsilon_V^{pl}$$

$$\sigma_F = H \cdot \varepsilon_V^{pl} + C$$

Am Fließbeginn wenn $\sigma_F = R_{p02}$ folgt $\varepsilon_V^{pl} = 0$ und damit $C = R_{p02}$. Damit wird

$$\sigma_F = H \cdot \varepsilon_V^{pl} + R_{p02}$$

4.3.3 Lineares kinematisches Verfestigen

Prager [7] hat ein einfaches lineares kinematisches Modell für den zweiachsigen Spannungszustand vorgeschlagen, mit dem der bei jeder Verfestigung auftretende Bauschingereffekt berücksichtigt werden kann. Nach Prager ist die Fließortkurve nur translatorisch in der σ_{11}, σ_{22} – Ebene verschiebbar. Wenn der Bildpunkt des herrschenden Spannungszustandes im Inneren der Fließortkurve liegt, dann tritt nur eine elastische Verformung auf. Wenn der Spannungsbildpunkt auf der Fließortkurve liegt und der Werkstoff weiter belastet wird, dann beginnt sie sich zu verschieben. Die Verschiebung weist immer in Richtung der äußeren Normalen der Verfestigungskurve an der jeweiligen Stelle des Spannungsbildpunktes (Bild 4.9).

Allgemein lautet die Gleichung für die entsprechende Verfestigungsfläche im neundimensionalen Spannungsraum der σ_{ij} :

$$g(\sigma_{ij} - a_{ij}) = k_f^2 = \text{const}$$

a_{ij} ist die kinematische Rückspannung, die von der Verformungsgeschichte abhängt. Sie entspricht der Verschiebung der Fließortfläche aus dem Ursprung. Durch die Verschiebung der Fließortfläche unterscheidet sich die Größe der Fließspannung je nach Raumrichtung. Das Material wird anisotrop. Da die Größe der Fließortfläche unverändert bleibt, plastiziert das Material schon bei $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} - 2R_{p02}$, wenn die Belastungsrichtung umgekehrt wird. Weil $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ immer in Richtung der äußeren Normalen der Verfestigungsfläche weist, lautet die Prager'sche Verfestigungsformel für die Translation dieser Fläche:

$$da_{ij} = c \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl}$$

c ist ein Verfestigungsparameter, a_{ij} wird auch „backstress Tensor“ genannt.

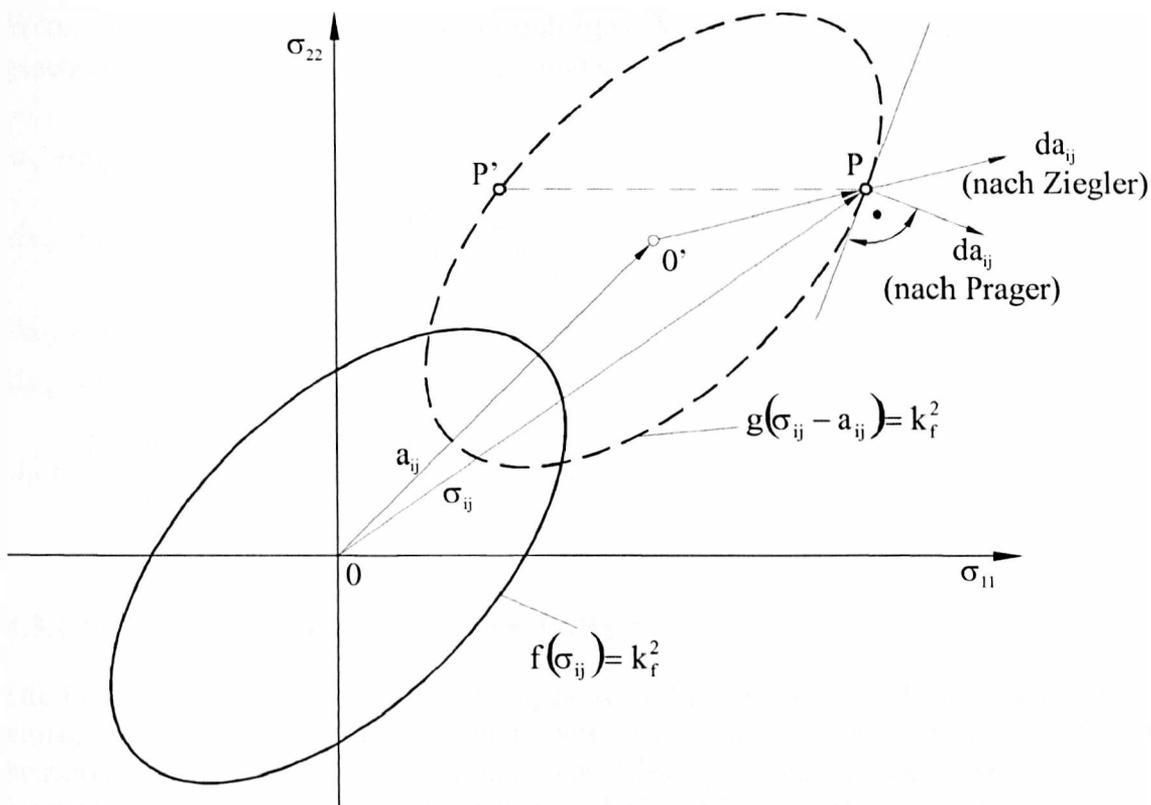


Bild 4.9 Durch Translation der ursprünglichen Fließgrenzfläche beschriebene Verfestigung [6].

Nach Umkehr der Spannung σ_{11} wandert der Spannungsbildpunkt, wenn σ_{22} konstant bleibt, auf der horizontalen gestrichelten Geraden in Bild 4.9 durch den elastischen Bereich und berührt im Punkt P' wieder die Verfestigungsfläche. Mit weiterer Abnahme von σ_{11} beginnt wieder die Verfestigung mit der entsprechenden Verschiebung der gestrichelten Fläche in Richtung ihrer Normalen in P' .

Ziegler [8] hat für die Translationsrichtung der Fließortfläche die Richtung des Vektors vom Mittelpunkt $0'$ der verschobenen Verfestigungsfläche zum Spannungsbildpunkt P angenommen. Die Ziegler'sche Verfestigungsregel lautet:

$$da_{ij} = (\sigma_{ij} - a_{ij}) \cdot d\mu$$

Konsistenzbedingung:

$$\left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \right) \cdot (d\sigma_{ij} - da_{ij}) = 0$$

$$\left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \right) \cdot [d\sigma_{ij} - d\mu \cdot (\sigma_{ij} - a_{ij})] = 0$$

$$\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij} = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot (\sigma_{ij} - a_{ij}) \cdot d\mu$$

$$d\mu = \frac{\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\sigma_{ij}}{\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot (\sigma_{ij} - a_{ij})}$$

Wenn dieses Ergebnis mit dem einachsigen Vergleichsspannungszustand in Beziehung gesetzt wird, dann gilt $\sigma_{ij} = \sigma_v$, $a_{ij} = a_v$ und weiter:

$$\begin{aligned} \sigma_v - a_v &= \sigma_F \\ da_v &= d\sigma_v = d\sigma_v \cdot \frac{d\varepsilon_v^{pl}}{d\varepsilon_v^{pl}} \quad \frac{d\sigma_v}{d\varepsilon_v^{pl}} = T_{pl} \\ da_v &= T_{pl} \cdot d\varepsilon_v^{pl} \\ da_v &= d\mu \cdot \sigma_F \\ d\mu &= \frac{T_{pl} \cdot d\varepsilon_v^{pl}}{\sigma_F} \end{aligned}$$

4.3.4 Nicht lineares kinematisches Verfestigen

Die linearen kinematischen Verfestigungsgesetze beschreiben das Werkstoffverhalten in sehr einfacher Weise und oft unzureichend. Wenn es erforderlich ist, den Werkstoff genauer zu beschreiben (z. B. für die Berechnung von Eigenspannungen), dann werden nicht lineare Verfestigungsgesetze verwendet. In diesem Fall wird die Verfestigungsfläche translatorisch verschoben und gleichzeitig aufgeweitet. Die dazugehörige Verfestigungsfunktion lautet $g(\sigma_{ij} - a_{ij}) = k^2$, wobei k^2 mit der Verfestigung zunimmt.

Armstrong und Frederick [10] entwickelten ein nicht lineares Verfestigungsmodell mit einem „recovery term γ “ (Bild 4.10):

$$da_{ij} = \frac{2}{3} \cdot c \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} - \gamma \cdot a_{ij} \cdot d\varepsilon_{eq}^{pl}$$

Der „recovery term“ berücksichtigt, dass die Fließkurve nicht linear ansteigt, sondern mit zunehmender Formänderung flacher wird.

Ein großer Fortschritt in der Behandlung kinematischer Verfestigungsmodelle wurde durch die Arbeiten von Chaboche [11] erzielt (Bild 4.10). Chaboche spaltete den backstress Tensor in mehrere Komponenten auf $\left(a_{ij} = \sum_{n=1}^M a_{ij}^n \right)$. Damit lautet das Verfestigungsgesetz nach Chaboche:

$$da_{ij}^n = \frac{2}{3} \cdot c^n \cdot d\varepsilon_{ij}^{pl} - \gamma^n \cdot a_{ij}^n \cdot d\varepsilon_{eq}^{pl}$$

c^n und γ^n sind kinematische Verfestigungsparameter, die für jede Komponente des backstress Tensors einen eigenen Wert annehmen. Diese Aufspaltung des backstress Tensors ist physikalisch begründet, weil unterschiedliche Verfestigungsmechanismen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auftreten werden.

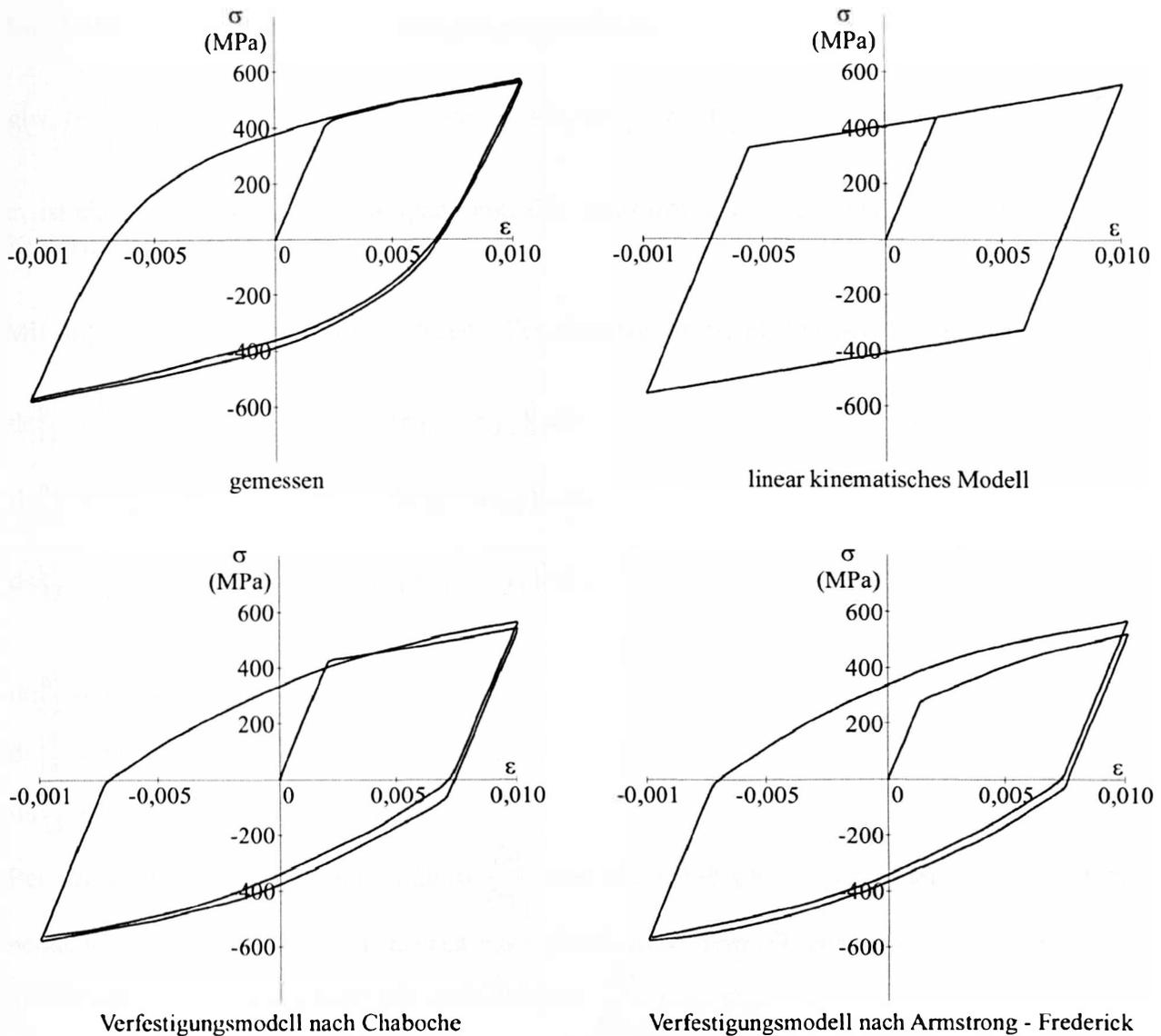


Bild 4.10 Vergleich unterschiedlicher Verfestigungsmodelle [9].

4.3.5 Anisotrope Werkstoffe

Die bisher abgeleiteten allgemeinen Gesetzmäßigkeiten gelten auch dann, wenn der Werkstoff schon im unverfestigten Zustand anisotrop ist. In diesem Fall ist jedoch eine andere Verfestigungshypothese einzuführen. Dazu wird die Existenz eines plastischen Potentials $g(\sigma_{ij}) = k^2$ vorausgesetzt. Da $g(\sigma_{ij})$ affin zur ursprünglichen Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij})$ ist, erhält man ein Gesetz für anisotropes Verfestigen, mit dem allerdings keine Bauschingerffekte berücksichtigt werden können.

Als ursprüngliche Fließhyperfläche $f(\sigma_{ij})$ kann zum Beispiel die Hill – Bedingung für orthogonal anisotrope Werkstoffe gewählt werden.

$$a_1 \cdot (\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + a_2 \cdot (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + a_3 \cdot (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6 \cdot (b_1 \cdot \sigma_{12}^2 + b_2 \cdot \sigma_{13}^2 + b_3 \cdot \sigma_{23}^2) = 2 \cdot \sigma_F^2$$

Für isotrope Werkstoffe sind alle sechs dimensionslosen Anisotropieparameter gleich 1, wenn σ_F die Fließspannung eines isotropen Werkstoffes unter einachsiger Belastung ist.

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Nun lautet die Gleichung der Verfestigungshyperfläche:

$$g(\sigma_{ij}) = \frac{1}{6} \cdot [a_1 \cdot (\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + a_2 \cdot (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + a_3 \cdot (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2] + b_1 \cdot \sigma_{12}^2 + b_2 \cdot \sigma_{13}^2 + b_3 \cdot \sigma_{23}^2 = \frac{\sigma_v^2}{3}$$

σ_v ist eine einachsige Vergleichsspannung. Die Anisotropieparameter hängen vom jeweiligen Verfestigungszustand ab.

Mit $d\varepsilon_{ij}^{pl} = \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \cdot d\lambda$ lauten die differentiellen Gesetze für die plastischen Verzerrungsanteile:

$$d\varepsilon_{11}^{pl} = \frac{1}{3} \cdot [a_1 \cdot (\sigma_{11} - \sigma_{22}) + a_2 \cdot (\sigma_{11} - \sigma_{33})] \cdot d\lambda$$

$$d\varepsilon_{22}^{pl} = \frac{1}{3} \cdot [a_1 \cdot (\sigma_{22} - \sigma_{11}) + a_3 \cdot (\sigma_{22} - \sigma_{33})] \cdot d\lambda$$

$$d\varepsilon_{33}^{pl} = \frac{1}{3} \cdot [a_2 \cdot (\sigma_{33} - \sigma_{11}) + a_3 \cdot (\sigma_{33} - \sigma_{22})] \cdot d\lambda$$

$$d\varepsilon_{12}^{pl} = b_1 \cdot \sigma_{12} \cdot d\lambda$$

$$d\varepsilon_{13}^{pl} = b_2 \cdot \sigma_{13} \cdot d\lambda$$

$$d\varepsilon_{23}^{pl} = b_3 \cdot \sigma_{23} \cdot d\lambda$$

Bei der Ausführung der Differentiation $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}}$ sind die Schubspannungen σ_{ij} und σ_{ji} getrennt zu behandeln, weil diese nur dem Betrag nach gleich sind. Beim Differenzieren geht aber auch die Richtung der σ_{ij} ein. Damit gilt zum Beispiel $\frac{\partial g}{\partial \sigma_{12}} = b_1 \cdot \sigma_{12}$.

vgl. Verzerrungstensor:
$$\mathbf{T}_\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2} \varepsilon_{xy} & \frac{1}{2} \varepsilon_{xz} \\ \frac{1}{2} \varepsilon_{yx} & \varepsilon_y & \frac{1}{2} \varepsilon_{yz} \\ \frac{1}{2} \varepsilon_{zx} & \frac{1}{2} \varepsilon_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix}$$

$d\lambda$ wird wie für isotrope Werkstoffe:
$$d\lambda = \frac{3}{2} \cdot \frac{d\varepsilon_v^{pl}}{\sigma_v} = \frac{3}{2} \cdot \frac{d\sigma_v}{T_{pl}(\sigma_v) \cdot \sigma_v}$$

4.4 Praktische Anwendung der Grundlagen des Blechbiegens

In diesem Abschnitt wird als praktische Anwendung der im vorigen Abschnitt behandelten theoretischen Grundlagen des Blechbiegens die Restkrümmung des Bandes nach dem Abwickeln in die erste Schere (Entlasten) und Zurückfedern sowie das erforderliche Biegemoment für das gerade Biegen des Bandes wie in der im Bild 4.11 dargestellten Lage, berechnet.

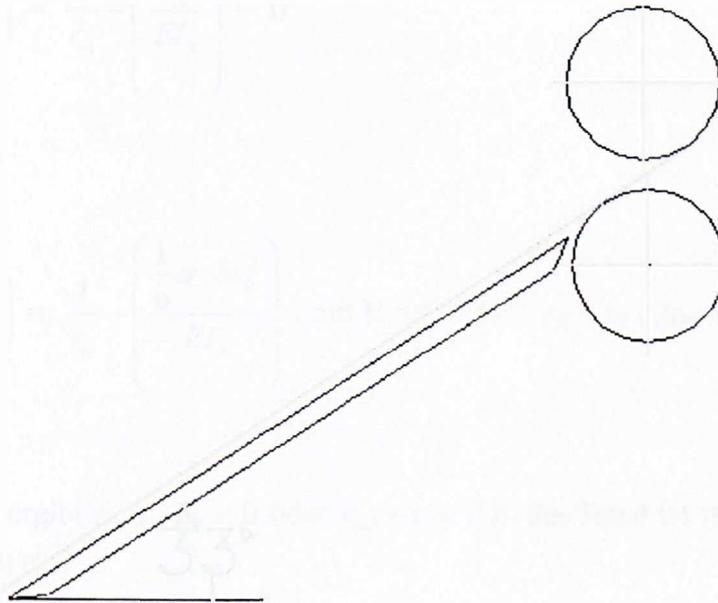


Bild 4.11 das Band (blau) nach dem Abwickeln und gerade Biegen.

4.4.1 Berechnungsweg

Zuerst wird $y_F = \frac{\sigma_F r_m}{E}$ berechnet und mit $s_0 / 2$ verglichen.

Es ergeben sich folgende Fälle:

Fall 1:

Wenn der Vergleich ergibt, dass $y_F \geq \frac{s_0}{2}$ ist, dann handelt es sich bei der vorhandenen Formänderung um eine rein elastische und das Band federt nach dem Entlasten vollständig zurück. Es bleibt keine Restkrümmung übrig.

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Zu diesem Ergebnis kommt man auch in diesem Fall, wenn in die Beziehung zur Berechnung der Restkrümmung für das Biegemoment M_B das elastische Moment $M = \frac{EI_z}{r_m}$ oder das

Moment zu Beginn des Fließens ($y_F = s_0 / 2$) $M_F = \frac{1}{6} \sigma_F b s_0^2$ eingesetzt werden:

$$- M = \frac{EI_z}{r_m} :$$

$$\chi_R = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{M_B}{EI_z} \right) = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{EI_z}{EI_z} \right) = 0$$

$$- M_F = \frac{1}{6} \sigma_F b s_0^2 :$$

$$\chi_R = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{M_B}{EI_z} \right) = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{\frac{1}{6} \sigma_F b s_0^2}{EI_z} \right), \text{ mit } E = \sigma_F / \varepsilon_F, \varepsilon_F = s_0 / 2r_m \text{ und } I_z = b s_0^3 / 12 \text{ folgt}$$

$$\chi_R = 0$$

In beiden Fällen ergibt sich $\chi_R = 0$ oder $r_{mR} \rightarrow \infty$ d.h. das Band ist wieder gerade und weist keine Krümmung auf.

Fall 2:

Wenn $y_F < \frac{s_0}{2}$ ist, dann handelt es sich um eine elastisch-plastische Formänderung, was bedeutet, dass das Band nach dem Entlasten eine Restkrümmung besitzt.

In diesem Fall wird der Restbiegeradius und mit ihm das erforderliche Biegemoment, um das Band gerade zu biegen berechnet.

Im Folgenden werden unterschiedliche Fälle für das Verhältnis y_F zu $s_0 / 2$ berechnet. Damit wird festgestellt, ob sich der Werkstoff nur elastisch oder elastisch und plastisch verformt.

Beispiel 1:

Bundradius $r = 1150$ mm, $s_0 = 6,5$ mm, $b = 2100$ mm, $\sigma_F = 650$ N/mm²

$E = 210000$ N/mm²

Da $s_0 \ll r$ kann $r_m = r$ gesetzt werden

4. Theoretische Grundlagen des Blechbiegens

Restkrümmung:

$$\chi_R = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{M_B}{EI_z} \right) \quad \text{mit} \quad M_B = \frac{2}{3} \sigma_F b y_F^2 \quad (\text{falls elastisch-plastisch}) \quad \text{und} \quad I_z = \frac{b s_0^3}{12}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F r_m}{E} = \frac{650 \cdot 1150}{2,1 \cdot 10^5} = 3,6 \text{ mm}$$

$$\frac{s_0}{2} = 3,25 \text{ mm}$$

Da y_F größer ist als $\frac{s_0}{2}$, verformt sich der gesamte Querschnitt der äußeren Wicklung des Bandes elastisch. Deswegen wird das Band nach dem Abwickeln und Entlasten vollständig zurückfedern und keine bleibende Verformung aufweisen.

M_B ist in diesem Fall $M_{el} = \frac{EI_z}{r_m}$. Eingesetzt in die Beziehung für die Restkrümmung ergibt

$\chi_R = 0$, d.h. Biegeradius $\rightarrow \infty$, das Band ist also wieder gerade.

Bei einem Festigkeitswert von $\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$ und einer Banddicke von $s_0 = 6,5 \text{ mm}$ wird die äußere Bandwicklung eines Bundes mit folgendem Bundradius eine Restkrümmung aufweisen:

$$y_F < \frac{s_0}{2} = 3,25 \Leftrightarrow \frac{\sigma_F r_m}{E} < \frac{s_0}{2}$$

$$r_m < \frac{s_0 \cdot E}{2 \cdot \sigma_F} = 6,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{2 \cdot 650} = 1050 \text{ mm}$$

Beispiel 2:

Bundradius $r = 900 \text{ mm}$, $s_0 = 6,5 \text{ mm}$, $b = 2100 \text{ mm}$, $\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$, $r_m = r = 900 \text{ mm}$

$$y_F = \frac{\sigma_F r_m}{E} = \frac{650 \cdot 900}{210000} = 2,8 \text{ mm}$$

$y_F = 2,8 \text{ mm}$ ist kleiner als $\frac{s_0}{2} = 3,25 \text{ mm}$. Das bedeutet, dass eine elastisch-plastische Formänderung existiert. Der Querschnitt des Bandes ist in zwei Bereiche aufgeteilt, einen elastischen Bereich mit der Höhe $2 y_F$ und einen plastischen Bereich, der den Rest der Querschnittsfläche ausmacht.

Aus diesem Grund wird das Band nach dem Entlasten eine Restkrümmung aufweisen:

$$\chi_R = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{M_B}{EI_z} \right) = \frac{1}{r_m} - \left(\frac{\frac{2}{3} \sigma_F b y_F^2}{E \frac{bs_0^3}{12}} \right)$$

Die Bandbreite b kürzt sich aus der Formel raus, was bedeutet, dass die Restkrümmung nach dem Rückfedern von der Breite unabhängig ist.

$$\chi_R = \frac{1}{900} - \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot 650 \cdot 2,8^2}{210000 \cdot \frac{6,5^3}{12}} \right) = 4,04 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1} \Rightarrow r_{mR} = \frac{1}{\chi_R} = 2474 \text{ mm}$$

Der Biegeradius des Bandes nach dem Abwickeln beträgt 2474 mm.

Das erforderliche Moment um das Band aus Beispiel 2 nach dem Abwickeln gerade zu biegen:

Da der elastische Anteil des gesamten Biegemoments, das erforderlich ist, um das Band vom geraden Zustand auf den Biegeradius $r_m = 900$ mm zu biegen, zum Rückfedern des Bandes verbraucht wurde, muss nur der plastische Anteil aufgewendet werden, um das Band in den geraden Zustand zurück zu biegen, es folgt:

$$\begin{aligned} M &= \sigma_F \cdot b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_F^2 \right) \\ &= 650 \cdot 2100 \cdot \left(\frac{6,5^2}{4} - 2,8^2 \right) \\ &= 3716 \text{ Nm} \\ &= 3,72 \text{ kNm} \end{aligned}$$

4.4.2 Schlussfolgerung

Je größer der Festigkeitswert und der Biegeradius (in diesen Beispielen der Bundradius) bei gleicher Banddicke ist, umso größer ist y_F . D.h. die elastisch verformte Zone des Bandquerschnitts ist größer im Verhältnis zur plastisch verformten Zone. Dadurch wird der Krümmungsbetrag, um den das Band zurückfedert größer sein und damit auch der Biegeradius nach dem Abwickeln.

5 Berücksichtigung der Verfestigung

Im Folgenden wird formal ein lineares kinematisches Verfestigungsmodell erstellt, das den auftretenden Bauschinger-Effekt bei der Belastungsumkehr berücksichtigt, und anschließend wird eine praktische Anwendung angeführt [18].

5.1 Erstellung des Verfestigungsmodells

Werkstoffmodell:

	Erste Belastungsrichtung	Weitere Belastungsrichtungen
Elastizitätsmodul [MPa]	E_0	$E_i \quad i = 1 \dots n$
Verfestigungskoeffizient [MPa]	H_0	$H_i \quad i = 1 \dots n$
Beginn der Nichtlinearität [%]	ϵ_{NE}	$\epsilon_{Fi} = \text{Formel} \quad i = 1 \dots n$
Spannung bei ϵ_{NE} [%]	σ_{NE}	$\sigma_{Fi} = \text{Formel} \quad i = 1 \dots n$
Beginn der linearen Verfestigung [%]	ϵ_{H0}	$\epsilon_{Fi} = \text{Formel} \quad i = 1 \dots n$
Spannung bei ϵ_{H0} [MPa]	σ_{H0}	$\sigma_{Fi} = \text{Formel} \quad i = 1 \dots n$

Für die erste Belastungsrichtung ($n = 0$):

$$\text{Elastischer Bereich: } \sigma = E_0 \cdot \epsilon \quad (5.1)$$

$$\text{Spannungszunahme durch Verfestigung: } \sigma = H_0 \cdot \epsilon \quad (5.2)$$

$$\text{Plastischer Bereich: } \sigma = H_0 \cdot (\epsilon - \epsilon_{H0}) + \sigma_{H0} \quad (5.3)$$

Ab dem Beginn der Nichtlinearität bis zum Beginn der linearen Verfestigung verhält sich der Werkstoff nach einer logarithmischen Funktion mit einem quadratischen und einem linearen Anteil. Aus Gründen der Einfachheit wird dieser in unseren Berechnungen vernachlässigt. Der theoretische Fließbeginn liegt somit am Schnittpunkt der beiden Geraden (Bild 5.1):

$$E_0 \cdot \epsilon = H_0 \cdot \epsilon + \sigma_{H0} - H_0 \cdot \epsilon_{H0}$$

$$\epsilon = \epsilon_{F0} = \frac{\sigma_{H0} - H_0 \cdot \epsilon_{H0}}{E_0 - H_0} \quad (5.4)$$

(5.4) eingesetzt in (5.1) oder in (5.3) liefert σ_{F0} die Spannung am Fließbeginn.

Das gleiche gilt auch für die weiteren Belastungszyklen, daher wurde im Werkstoffmodell bei der Bestimmung der Spannungen und Dehnungen zu Fließbeginn auf die Formeln hingewiesen.

5. Berücksichtigung der Verfestigung

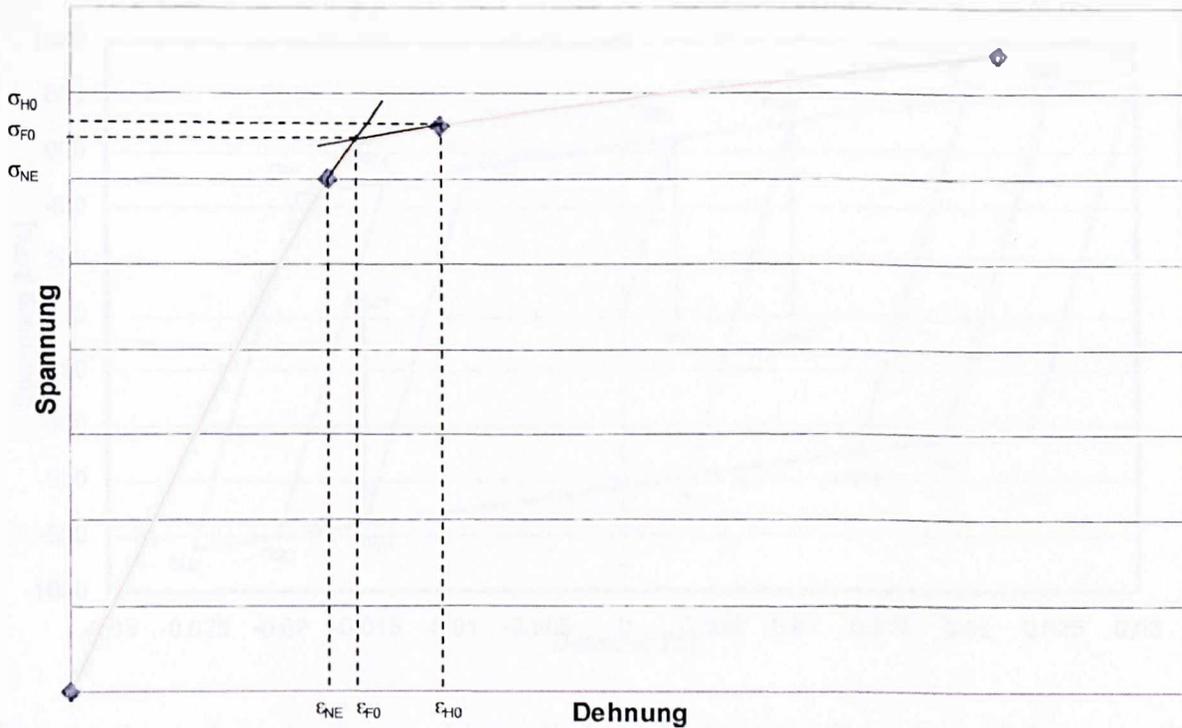


Bild 5.1 Bestimmung des theoretischen Fließbeginns als Schnittpunkt der Geraden für den elastischen und den plastischen Bereich.

Für die übrigen Belastungszyklen gilt:

$$\text{Entlastung und darauf folgende Belastung: } \sigma = E_i \cdot (\epsilon - \epsilon_{Mi-1}) + \sigma_{Mi-1} \quad (5.5)$$

Plastischer Bereich:

$$\text{Spannungszunahme durch Verfestigung: } \sigma_{Hi} = H_i \cdot \epsilon \quad (5.6)$$

Das erneute Fließen erfolgt bei kinematischer Verfestigung am Schnittpunkt der Geraden:

$$\epsilon = \epsilon_{Fi} = \frac{\sigma_{Mi-1} - H_i \cdot \epsilon_{Mi-1} + \sigma_{Mi-1} - E_i \cdot \epsilon_{Mi-1}}{H_i - E_i} \quad (5.7)$$

Die Spannung an der Stelle ϵ_{Fi} ist:

$$\sigma_{Fi} = H_i \cdot \epsilon_{Fi} - (\sigma_{Mi-1} - H_i \cdot \epsilon_{Mi-1}) = E_i \cdot (\epsilon_{Fi} - \epsilon_{Mi-1}) + \sigma_{Mi-1} \quad (5.8)$$

Die Spannung σ_{Mi} an der Stelle ϵ_{Mi} ist:

$$\sigma_{Mi} = H_i \cdot \epsilon_{Mi} - (\sigma_{Mi-1} - H_i \cdot \epsilon_{Mi-1}) = H_i \cdot (\epsilon_{Mi} - \epsilon_{Fi}) + \sigma_{Fi} \quad (5.9)$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

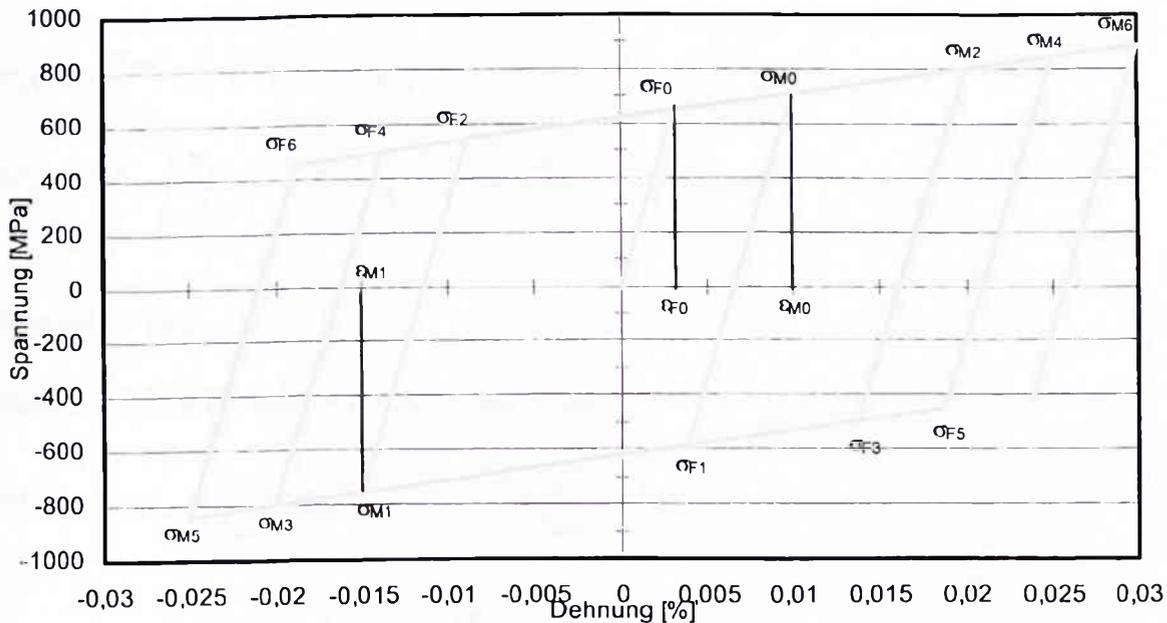


Bild 5.2 Darstellung der linearen kinematischen Verfestigung für mehrere Belastungszyklen mit den Spannungen und Dehnungen am Beginn und am Ende der Verfestigung des jeweiligen Belastungszyklus (schematisch).

Das Biegemoment für teilplastische Biegung unter Berücksichtigung der Verfestigung:

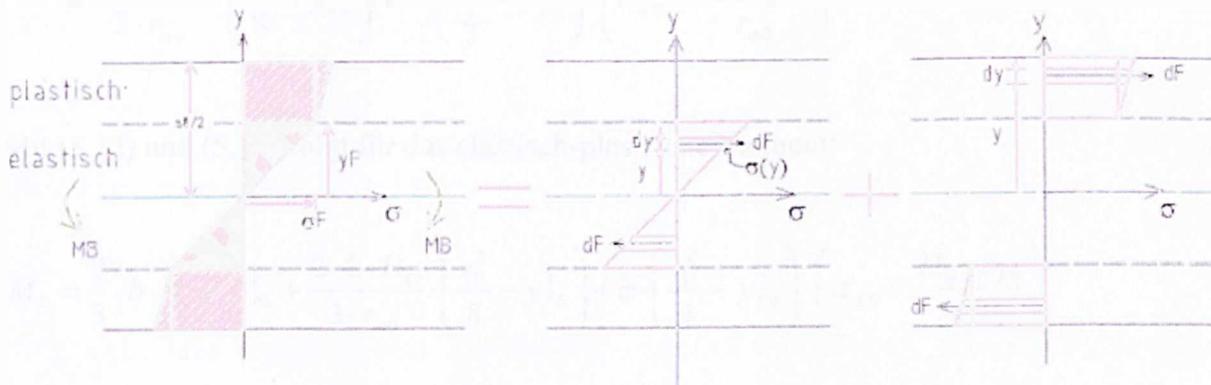


Bild 5.3 Die Spannungen infolge Biegebeanspruchung im elastischen und im plastischen Bereich der Querschnittsfläche mit Berücksichtigung der Verfestigung.

- Für die erste Belastungsrichtung:

$$y_{F0} = \frac{\sigma_{F0} \cdot r_{m0}}{E_0} \quad (5.10)$$

$$M_0 = 2 \cdot \int_{y=0}^{y_{F0}} \sigma_x(y) \cdot b \cdot y \cdot dy + 2 \cdot \int_{y=y_{F0}}^{\frac{r_0}{2}} \sigma_x(y) \cdot b \cdot y \cdot dy \quad (5.11)$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Elastischer Teil:

$$\sigma_x(y) = \frac{\sigma_{F0}}{y_{F0}} \cdot y, \quad 0 \leq y \leq y_{F0}$$

$$M_{el} = 2 \cdot b \cdot \int_0^{y_{F0}} \frac{\sigma_{F0}}{y_{F0}} \cdot y^2 \cdot dy = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \sigma_{F0} \cdot y_{F0}^2 \quad (5.12)$$

Plastischer Teil:

Nach Gl.(5.3) gilt: $\sigma_x(\varepsilon) = H_0 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_{H0}) + \sigma_{H0}$

mit $\varepsilon_{H0} = \varepsilon_{F0} = \frac{y_{F0}}{r_{m0}}$, $\sigma_{H0} = \sigma_{F0}$, $\varepsilon = \frac{y}{r_{m0}}$ folgt:

$$\sigma_x(y) = H_0 \cdot \left(\frac{y}{r_{m0}} - \frac{y_{F0}}{r_{m0}} \right) + \sigma_{F0} = \frac{H_0}{r_{m0}} \cdot (y - y_{F0}) + \sigma_{F0}$$

$$M_{pl} = 2 \cdot b \cdot \int_{y_{F0}}^{s_0} \left(\frac{H_0}{r_m} \cdot (y - y_{F0}) + \sigma_{F0} \right) \cdot y \cdot dy$$

$$= \frac{2 \cdot b \cdot H_0}{3 \cdot r_{m0}} \cdot \left(\frac{s_0^3}{8} - y_{F0}^3 \right) + b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_{F0}^2 \right) \cdot \left(\sigma_{F0} - \frac{H_0 \cdot y_{F0}}{r_{m0}} \right) \quad (5.13)$$

Mit (5.12) und (5.13) folgt für das elastisch-plastische Moment:

$$M_0 = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \sigma_{F0} \cdot y_{F0}^2 + \frac{2 \cdot b \cdot H_0}{3 \cdot r_{m0}} \cdot \left(\frac{s_0^3}{8} - y_{F0}^3 \right) + b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_{F0}^2 \right) \cdot \left(\sigma_{F0} - \frac{H_0 \cdot y_{F0}}{r_{m0}} \right) \quad (5.14)$$

- Für die weiteren Belastungszyklen:

$$M_0 = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \sigma_{Fi} \cdot y_{Fi}^2 + \frac{2 \cdot b \cdot H_i}{3 \cdot r_{mi}} \cdot \left(\frac{s_0^3}{8} - y_{Fi}^3 \right) + b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_{Fi}^2 \right) \cdot \left(\sigma_{Fi} - \frac{H_i \cdot y_{Fi}}{r_{mi}} \right) \quad (5.15)$$

$$y_{Fi} = \frac{\sigma_{Fi} \cdot r_{mi}}{E_i}$$

Mit σ_{Fi} , σ_{Mi} , und ε_{Fi} gemäß den Gln (5.8), (5.9) und (5.7).

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Berechnung der Rückfederung unter Berücksichtigung der Verfestigung:

- Rückfederung nach der ersten Belastung:

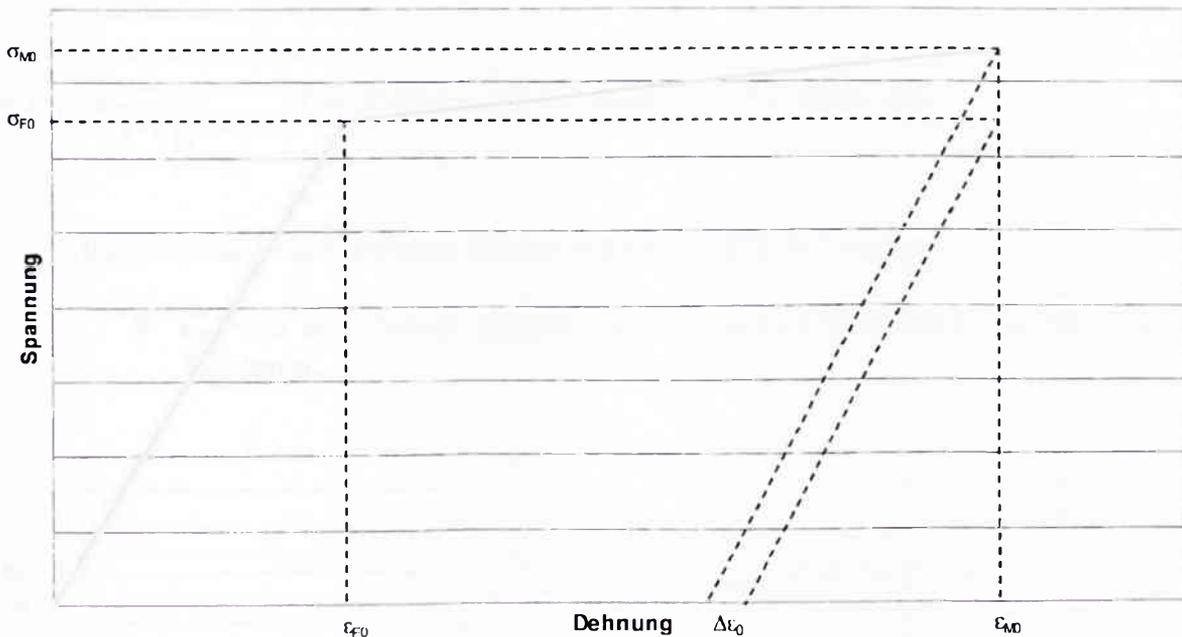


Bild 5.4 Elastischer und plastischer Bereich des σ - ϵ -Diagramms bei der ersten Belastung und die Restdehnung nach der Entlastung.

Es gilt für die Spannung im plastischen Bereich:

$$\sigma(\epsilon) = H_0 \cdot (\epsilon - \epsilon_{F0}) + \sigma_{F0}$$

Die Spannung σ_{M0} an der Stelle ϵ_{M0} :

$$\sigma_{M0} = H_0 \cdot (\epsilon_{M0} - \epsilon_{F0}) + \sigma_{F0}$$

σ_{F0} die Spannung zu Fließbeginn, ϵ_{F0} die Dehnung zu Fließbeginn, ϵ_{M0} die Gesamtdehnung.

$$\epsilon_{F0} = \frac{\sigma_{F0}}{E_0}$$

$$\epsilon_{M0} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m0}}$$

$$\Delta\epsilon_0 = \frac{\sigma_{M0} - \sigma_{F0}}{E_0} \quad (5.16)$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Die Restdehnung nach der Rückfederung:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{R0} &= \varepsilon_{M0} - \varepsilon_{F0} - \Delta\varepsilon_0 \\ &= \frac{s_0}{2 \cdot r_{m0R}}\end{aligned}\tag{5.17}$$

$$\Rightarrow r_{m0R} = \frac{s_0}{2 \cdot \varepsilon_{R0}} \quad \text{Der Krümmungsradius nach der Rückfederung}$$

- Rückfederung nach weiteren Belastungen in anderen Richtungen:
 - ε_{Mi} und ε_{Mi-1} haben gleiche Vorzeichen (die Krümmung ändert nicht ihre Richtung):

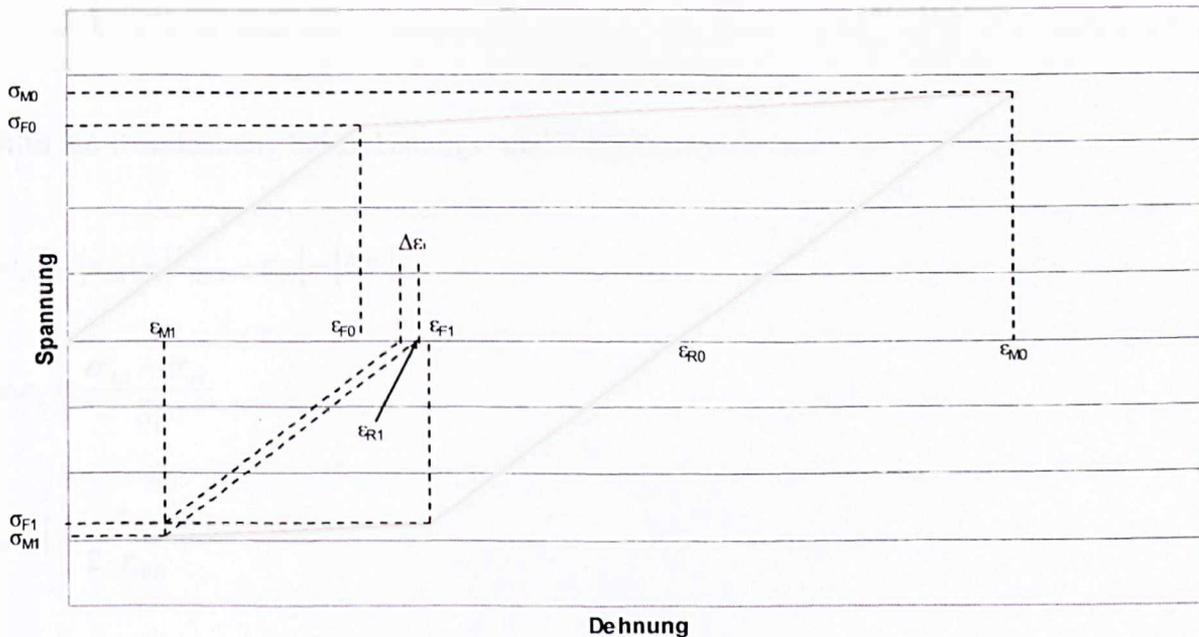


Bild 5.5 Restdehnung bei Belastungsumkehr und gleicher Krümmungsrichtung.

$$|\varepsilon_{Ri}| = |\varepsilon_{Mi}| + |\varepsilon_{Ri-1} - \varepsilon_{Fi}| + |\Delta\varepsilon_i|\tag{5.18}$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

- ϵ_{Mi} und ϵ_{Mi-1} haben verschiedene Vorzeichen (die Krümmung ändert ihre Richtung):

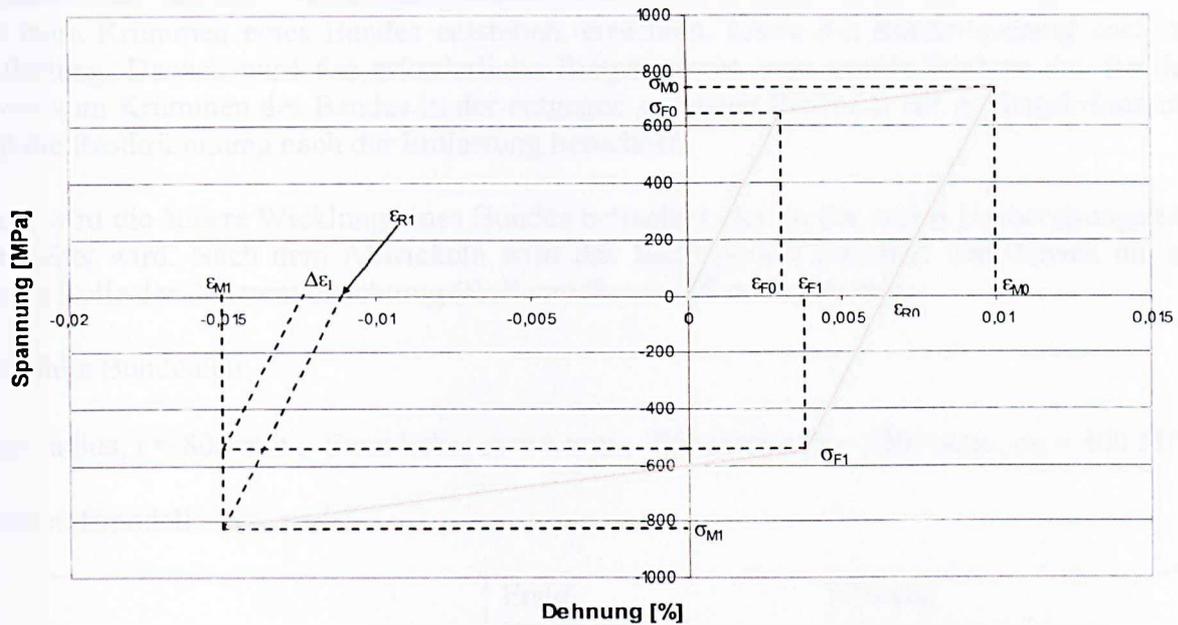


Bild 5.6 Restdehnung bei Belastungs- und Krümmungsumkehr.

$$|\epsilon_{Ri}| = |\epsilon_{Mi}| - |\epsilon_{Ri-1} - \epsilon_{Fi}| - |\Delta\epsilon_i| \quad (5.19)$$

$$\Delta\epsilon_i = \frac{\sigma_{Mi} - \sigma_{Fi}}{E_i} \quad (5.20)$$

$$|\epsilon_{Ri}| = \frac{s_0}{2 \cdot r_{miR}}$$

$$\Rightarrow r_{miR} = \frac{s_0}{2 \cdot |\epsilon_{Ri}|}$$

5.2 Praktische Anwendung

Im Folgenden wird unter Berücksichtigung der Verfestigung entsprechend dem erstellten linearen kinematischen Verfestigungsmodell das innere Biegemoment aus den Spannungen, die beim Krümmen eines Bandes entstehen, errechnet, sowie die Restkrümmung nach der Entlastung. Danach wird das erforderliche Biegemoment zum gerade Richten des Bandes, sowie zum Krümmen des Bandes in der entgegengesetzten Richtung zur Anfangskrümmung und die Restkrümmung nach der Entlastung berechnet.

Dazu wird die äußere Wicklung eines Bundes betrachtet, der an der ersten Vorbereitungsstufe bearbeitet wird. Nach dem Abwickeln wird das Band gerade gerichtet und danach um die untere Rolle der Scherenvorrichtung (Rollradius = 125 mm) gebogen.

Gewählte Bunddaten:

Bundradius: $r = 800 \text{ mm}$, Banddicke: $s_0 = 4 \text{ mm}$, Bandbreite: $b = 2000 \text{ mm}$, $\sigma_F = 400 \text{ MPa}$

Werkstoffmodell:

	Erste Belastungsrichtung	Zweite Belastungsrichtung
Elastizitätsmodul [MPa]	$E_0 = 210000$	$E_1 = 210000$
Verfestigungskoeffizient [MPa]	$H_0 = 14000$	$H_1 = 14200$
Beginn der linearen Verfestigung [%]	$\varepsilon_{F0} = \sigma_{F0} / E_0 = 0,0019$	$\varepsilon_{F1} = \text{Gl. (7)}$
Spannung bei ε_{F0}	$\sigma_{F0} = 400$	$\sigma_{F1} = \text{Gl. (8)}$

(H_0 und H_1 entsprechend den Werkstoffdaten von Schienenstahl ($\sigma_F = 400 \text{ MPa}$) gewählt)

Erstes Krümmen des Bandes:

Das innere Biegemoment beim Krümmen des Bandes auf $r_{m0} = 800 \text{ mm}$:

$$M_0 = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \sigma_{F0} \cdot y_{F0}^2 + \frac{2 \cdot b \cdot H_0}{3 \cdot r_{m0}} \cdot \left(\frac{s_0^3}{8} - y_{F0}^3 \right) + b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_{F0}^2 \right) \cdot \left(\sigma_{F0} - \frac{H_0 \cdot y_{F0}}{r_{m0}} \right)$$

$$y_{F0} = \frac{\sigma_{F0} \cdot r_{m0}}{E_0} = \frac{400 \cdot 800}{210000} = 1,5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow M_0 = \frac{2}{3} \cdot 2000 \cdot 400 \cdot 1,5^2 + \frac{2 \cdot 2000 \cdot 14000}{3 \cdot 800} \cdot \left(\frac{4^3}{8} - 1,5^3 \right) + 2000 \cdot \left(\frac{4^2}{4} - 1,5^2 \right) \cdot \left(400 - \frac{14000 \cdot 1,5}{800} \right)$$

$$= 2,6 \text{ kNm}$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Berechnung der Restkrümmung nach dem Abwickeln und Entlasten:

Die Gesamtdehnung vor dem Entlasten:

$$\varepsilon_{M0} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m0}} = \frac{4}{2 \cdot 800} = 0,0025$$

Die Spannung an der Stelle ε_{M0} :

$$\begin{aligned}\sigma_{M0} &= H_0 \cdot (\varepsilon_{M0} - \varepsilon_{F0}) + \sigma_{F0} \\ &= 14000 \cdot (0,0025 - 0,0019) + 400 = 408,4 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Die Restdehnung nach dem Zurückfedern:

$$\varepsilon_{R0} = \varepsilon_{M0} - \varepsilon_{F0} - \Delta\varepsilon_0$$

$$\Delta\varepsilon_0 = \frac{\sigma_{M0} - \sigma_{F0}}{E_0} = \frac{408,4 - 400}{210000} = 4 \cdot 10^{-5}$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{R0} = 0,0025 - 0,0019 - 4 \cdot 10^{-5} = 5,6 \cdot 10^{-4}$$

Die Restkrümmung nach dem Zurückfedern:

$$\varepsilon_{R0} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m0R}}$$

$$\Rightarrow r_{m0R} = \frac{s_0}{2 \cdot \varepsilon_{R0}} = \frac{4}{2 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}} = 3571 \text{ mm}$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Belastungsumkehr und Krümmen in der Gegenrichtung bis zum geraden Zustand des Bandes:

Das Biegemoment:

Es ist das erforderliche Biegemoment um ε_{R0} auf Null zu bringen. Dazu würde man sich im σ - ε - Diagramm in Bild 5.8 auf der elastischen Geraden der zweiten Belastung vom Punkt mit der Dehnung ε_{R0} zum Punkt A bewegen.

Die Spannung im Punkt A ($\varepsilon = 0$):

$$\sigma = E_1 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_{M0}) + \sigma_{M0} = 210000 \cdot (0 - 0,0025) + 408,4 = -116,6 \text{ MPa}$$

$$M = 2 \cdot b \cdot \int_0^{\frac{s_0}{2}} \sigma_x(y) \cdot y \cdot dy \quad , \quad \text{mit } \sigma_x(y) = \frac{116,6}{2} \cdot y \quad \text{folgt:}$$

$$M = 2 \cdot 2000 \cdot \int_0^{\frac{s_0}{2}} \frac{116,6}{2} \cdot y^2 \cdot dy = 0,623 \text{ kNm}$$

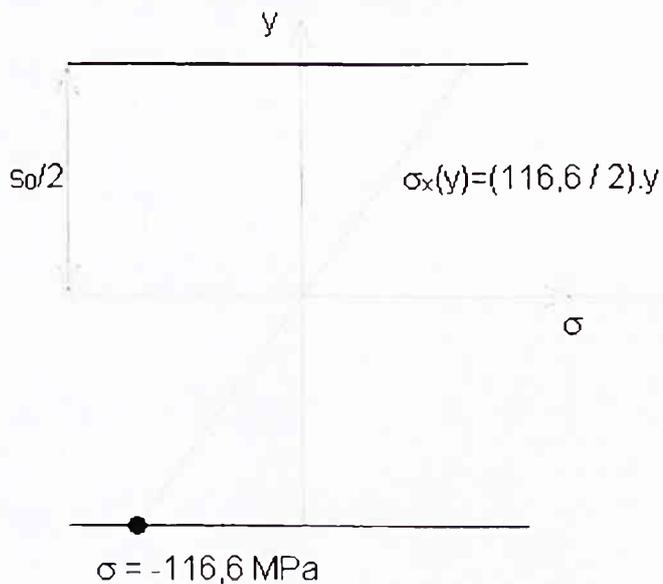


Bild 5.7 Spannungsverlauf über dem Bandquerschnitt beim Erreichen des geraden Zustands.

5. Berücksichtigung der Verfestigung

Weitere Belastung über den geraden Zustand hinaus und Krümmen auf einen Biegeradius von 125 mm mit anschließender Entlastung:

Im σ - ε - Diagramm (Bild 5.8) wäre das die Bewegung entlang der elastischen Geraden vom Punkt A bis zum Punkt des erneuten Fließbeginns (σ_{F1} , ε_{F1}), dann entlang der Verfestigungsgeraden bis zum Punkt maximaler Spannung und Dehnung (σ_{M1} , ε_{M1}), danach entlang der Entlastungsgeraden bis zum Punkt mit den Koordinaten ($\sigma = 0$, $\varepsilon = \varepsilon_{R1}$).

Berechnung des erforderlichen Rollenversatzes der Scherenvorrichtung unter Berücksichtigung der Verfestigung:

$$a = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ)$$

$$\alpha = \frac{r_{m1R}}{r_{m1}} \cdot \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{m1R}}\right)$$

ε_{Mi} und ε_{Mi-1} haben verschiedene Vorzeichen (die Krümmung ändert ihre Richtung), daher wird r_{m1R} mit ε_{Ri} aus Gleichung (5.19) zur Bestimmung des Biegewinkels und des Versatzes berechnet:

$$|\varepsilon_{Ri}| = |\varepsilon_{Mi}| - |\varepsilon_{Ri-1} - \varepsilon_{Fi}| - |\Delta\varepsilon_i|$$

$$\Delta\varepsilon_i = \frac{\sigma_{Mi} - \sigma_{Fi}}{E_i}$$

$$|\varepsilon_{Ri}| = \frac{s_0}{2 \cdot r_{miR}}$$

$$\Rightarrow r_{miR} = \frac{s_0}{2 \cdot |\varepsilon_{Ri}|}$$

$$r_{m1} = r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{M1} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m1}} = \frac{4}{2 \cdot 125} = 0,016$$

$\varepsilon_{M1} = -0,016$ da diese Krümmung entgegengesetzt gerichtet zu der Anfangskrümmung ist.

$$\varepsilon_{F1} = \frac{2 \cdot \sigma_{M0} - \varepsilon_{M0} \cdot (H_1 + E_1)}{H_1 - E_1} = \frac{2 \cdot 408,4 - 0,0025 \cdot (14200 + 210000)}{14200 - 210000} = -0,00131$$

5. Berücksichtigung der Verfestigung

$$\sigma_{F1} = E_1 \cdot (\varepsilon_{F1} - \varepsilon_{M0}) + \sigma_{M0} = 210000 \cdot (-0,00131 - 0,0025) + 408,4 = -391,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M1} = H_1 \cdot (\varepsilon_{M1} - \varepsilon_{F1}) + \sigma_{F1} = 14200 \cdot (-0,016 + 0,00131) - 391,7 = -600,3 \text{ MPa}$$

$$|\varepsilon_{R1}| = |\varepsilon_{M1}| - |\varepsilon_{R0} - \varepsilon_{F1}| - |\Delta\varepsilon_1|$$

$$\Delta\varepsilon_1 = \frac{\sigma_{M1} - \sigma_{F1}}{E_1} = \frac{-600,3 + 391,7}{210000} = -0,001$$

$$\Rightarrow |\varepsilon_{R1}| = |-0,016| - |5,6 \cdot 10^{-4} + 0,00131| - |-0,001| = 0,01313$$

$$r_{m1R} = \frac{s_0}{2 \cdot |\varepsilon_{R1}|} = \frac{4}{2 \cdot 0,01313} = 152 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{r_{m1R}}{r_{m1}} \cdot \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{m1R}}\right) = \frac{152}{125} \cdot \arccos\left(1 - \frac{50}{152}\right) = 58,2^\circ$$

$$a = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ) = 2 \cdot 125 \cdot \sin(58,2^\circ - 33^\circ) = 106,4 \text{ mm}$$

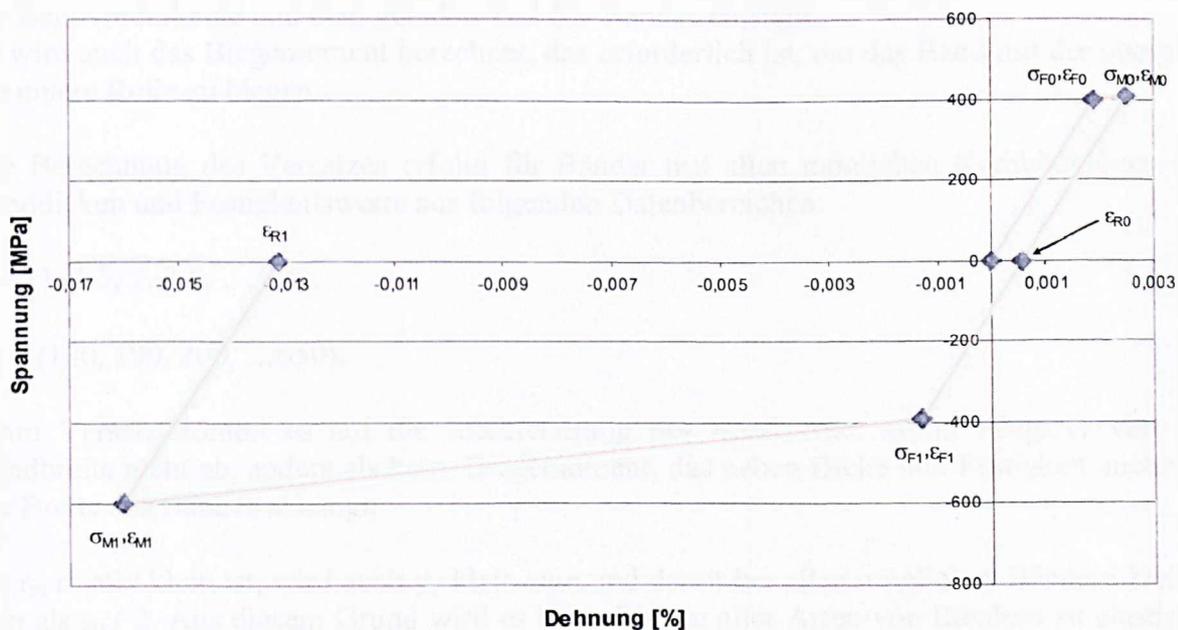


Bild 5.8 Spannungs-Dehnungs-Diagramm für zwei Belastungszyklen (Krümmen auf $r_m = 800$ mm und Entlastung, danach Krümmen auf $r_m = 125$ mm in der Gegenrichtung mit anschließender Entlastung).

Berechnung des inneren Biegemoments, das aus den Spannungen infolge des Krümmens auf den Radius $r_{m1} = 125$ mm entsteht:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \sigma_{F1} \cdot y_{F1}^2 + \frac{2 \cdot b \cdot H_1}{3 \cdot r_{m1}} \cdot \left(\frac{s_0^3}{8} - y_{F1}^3 \right) + b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_{F1}^2 \right) \cdot \left(\sigma_{F1} - \frac{H_1 \cdot y_{F1}}{r_{m1}} \right)$$

$$y_{F1} = \frac{\sigma_{F1} \cdot r_{m1}}{E_1} = |\varepsilon_{R0} - \varepsilon_{F1}| \cdot r_{m1} = (5,6 \cdot 10^{-4} + 0,00131) \cdot 125 = 0,234 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow M_1 &= \frac{2}{3} \cdot 2000 \cdot 391,7 \cdot 0,234^2 + \frac{2 \cdot 2000 \cdot 14200}{3 \cdot 125} \cdot \left(\frac{4^3}{8} - 0,234^3 \right) + \\ &+ 2000 \cdot \left(\frac{4^2}{4} - 0,234^2 \right) \cdot \left(391,7 - \frac{14200 \cdot 0,234}{125} \right) = 4,12 \text{ kNm} \end{aligned}$$

6 Berechnung der Versatzwerte

6.1 Einleitung

In diesem Teil wird der Versatz a (Bild 6.2) der beiden Rollen der Scherenvorrichtung so bestimmt, dass sich durch die Biegung des Bandanfangs ein Abstand h von 50 mm zwischen der Bandvorderkante und dem geraden Teil des Bandes einstellt.

Es wird auch das Biegemoment berechnet, das erforderlich ist, um das Band mit der oberen an die untere Rolle zu biegen.

Die Berechnung des Versatzes erfolgt für Bänder mit allen möglichen Kombinationen der Banddicken und Festigkeitswerte aus folgenden Datenbereichen:

$$s_0 = (1, 1.5, 2, 2.5, \dots, 6.5).$$

$$\sigma_F = (180, 190, 200, \dots, 650).$$

Beim Versatz kommt es auf die Rückfederung des Bandes an. Somit hängt er von der Bandbreite nicht ab, anders als beim Biegemoment, das neben Dicke und Festigkeit auch von der Breite des Bandes abhängt.

Da r_m relativ klein ist, wird auch y_F klein sein und damit bei allen möglichen Bändern kleiner sein als $s_0 / 2$. Aus diesem Grund wird es beim Biegen aller Arten von Bändern zu elastisch-plastischer Formänderung mit unterschiedlich großer Rückfederung und bleibender Verformung kommen.

6. Berechnung der Versatzwerte

Als Beweis wird ein Band mit dem größten y_F und der kleinsten Banddicke (die Voraussetzung für die größte Rückfederung) geprüft:

Da r_m näherungsweise konstant ist, hängt y_F nur von σ_F ab. Um das größte y_F zu bekommen, wird ein Band mit dem größtmöglichen σ_F betrachtet, $\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$.

Die kleinste Banddicke ist $s_0 = 1 \text{ mm}$.

Für r_m kann $r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}$ gesetzt werden.

$$y_F = \frac{\sigma_F r_m}{E} = \frac{650 \cdot 125}{210000} = 0,3 \text{ mm}$$
 und das ist kleiner als $\frac{s_0}{2} = 0,5 \text{ mm}$, das bedeutet, wenn das Band, bei dem die größte Rückfederung vorausgesetzt wird, bleibende Verformung aufweist, dann werden alle anderen Bänder mit den übrigen Daten aus den oben erwähnten Datenbereichen eine bleibende Verformung aufweisen.

6.2 Herleitung der Beziehungen zur Berechnung des Versatzes

Wenn beide Rollen gegeneinander nicht versetzt sind, Versatz = 0 (Rollenmittelpunkte stehen senkrecht übereinander), dann ist der Winkel $\alpha = 33^\circ$ (Bild 4.6).

α ist der Biegewinkel vor dem Entlasten und Zurückfedern.

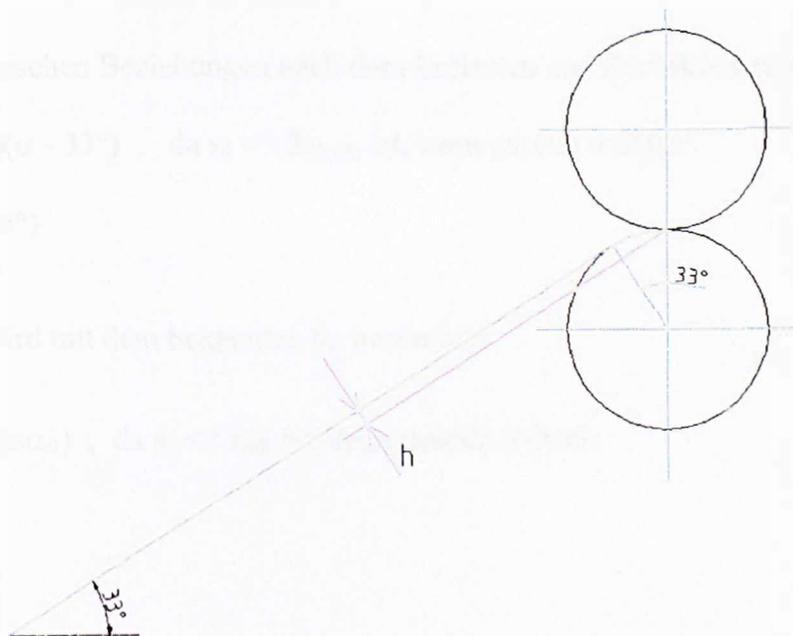


Bild 6.1 Biegewinkel und Abstand h beim Versatz = 0.

Die geometrische Beziehung zwischen dem Abstand h und dem Winkel α lautet:

$$h = r_{\text{Rolle}} \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (6.1)$$

für $a = 0$ und damit $\alpha = 33^\circ$ gilt für den Abstand h :

$$h = 125 \cdot (1 - \cos 33^\circ) = 20,2 \text{ mm}$$

Damit h den erforderlichen Wert von 50 mm annimmt, muß der Versatz und damit der Biegewinkel zunehmen.

6. Berechnung der Versatzwerte

6.2.1 Ermittlung des Versatzes für $h_R = 50 \text{ mm}$

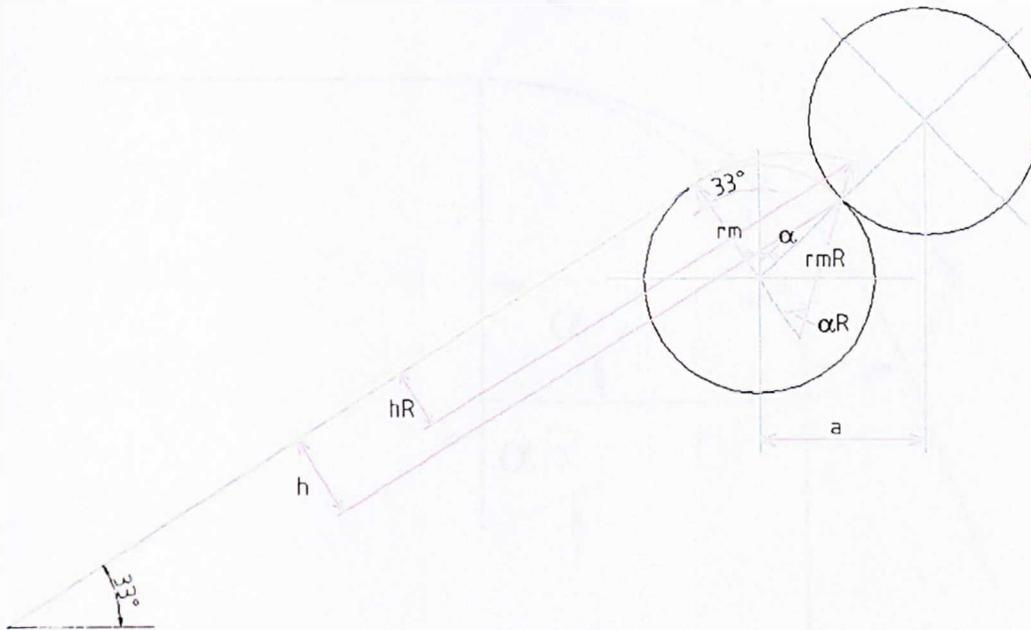


Bild 6.2 Die geometrischen Beziehungen nach dem Entlasten und Zurückfedern des Bandes.

$a = (2 \cdot r_{\text{Rolle}} + s_0) \cdot \sin(\alpha - 33^\circ)$, da $s_0 \ll 2r_{\text{Rolle}}$ ist, kann gesetzt werden:

$$a = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ) \quad (6.2)$$

der Biegewinkel α wird mit dem bekannten h_R bestimmt:

$h_R = (r_{mR} - \frac{s_0}{2}) \cdot (1 - \cos \alpha_R)$, da $s_0 \ll r_{mR}$ ist, kann gesetzt werden:

$$h_R = r_{mR} (1 - \cos \alpha_R) \quad (6.3)$$

6. Berechnung der Versatzwerte

Der Biegewinkel α_R nach der Rückfederung wird durch α ausgedrückt aus der Bedingung, dass die Länge des Biegebogens bei r_m vor und nach dem Zurückfedern gleich ist:

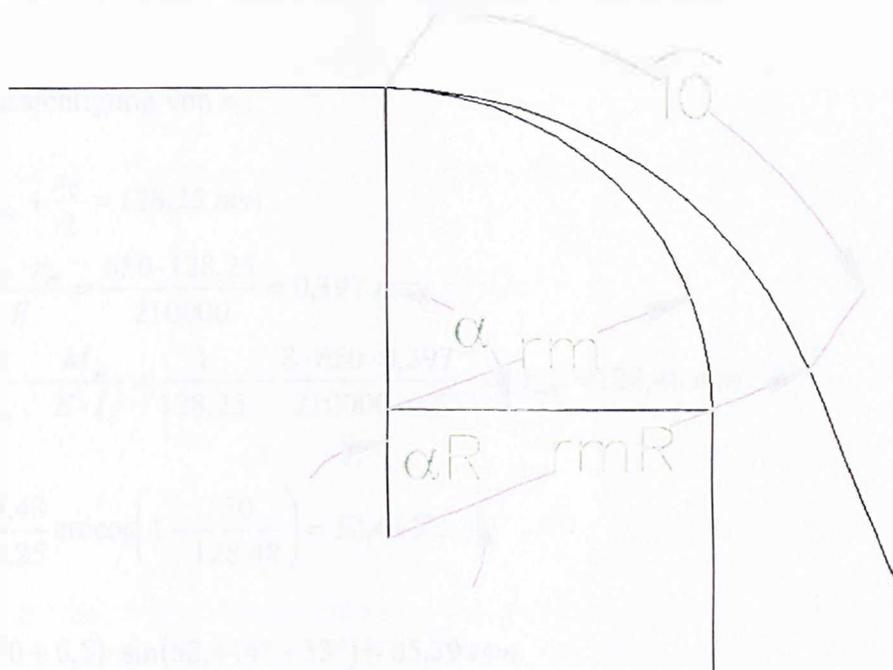


Bild 6.3 Die Beziehung zwischen den Biegewinkeln α und α_R vor und nach dem Zurückfedern.

$l_0 = r_m \cdot \alpha = r_{mR} \cdot \alpha_R$, daraus folgt:

$$\alpha_R = \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha \quad (6.4)$$

(6.4) in (6.3) mit $h_R = 50$ mm nach α gelöst ergibt:

$$\alpha = \frac{r_{mR}}{r_m} \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{mR}}\right) \quad (6.5)$$

(6.5) in (6.2) ergibt den Versatz in Abhängigkeit von r_{mR} und damit auch von der Banddicke und der Festigkeit.

6. Berechnung der Versatzwerte

Beispiel zur Rechtfertigung der Vernachlässigung von s_0 gegenüber r_{Rolle} und r_{mR} bei der Berechnung des Versatzes und des Biegemoments:

$$s_0 = 6,5 \text{ mm}, \sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, r_{Rolle} = 125 \text{ mm}, b = 2000 \text{ mm}$$

1. Berücksichtigung von s_0 :

$$r_m = r_{Rolle} + \frac{s_0}{2} = 128,25 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 128,25}{210000} = 0,397 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{E \cdot I_z} = \frac{1}{128,25} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 0,397^2}{210000 \cdot 6,5^3} \Rightarrow r_{mR} = 128,48 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{128,48}{128,25} \arccos\left(1 - \frac{50}{128,48}\right) = 52,444^\circ$$

$$a_1 = (250 + 6,5) \cdot \sin(52,444^\circ - 33^\circ) = 85,39 \text{ mm}$$

$$M_1 = \frac{1}{4} \cdot 650 \cdot 2000 \cdot 6,5^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{0,397}{6,5}\right)^2\right] = 13662,953 \text{ Nm}$$

2. Vernachlässigung von s_0 :

$$r_m = r_{Rolle} = 125 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 125}{210000} = 0,387 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{E \cdot I_z} = \frac{1}{125} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 0,387^2}{210000 \cdot 6,5^3} \Rightarrow r_{mR} = 125,21 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{125,21}{125} \arccos\left(1 - \frac{50}{125,21}\right) = 53,171^\circ$$

$$a_2 = 250 \cdot \sin(53,171^\circ - 33^\circ) = 86,21 \text{ mm}$$

$$M_2 = \frac{1}{4} \cdot 650 \cdot 2000 \cdot 6,5^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,387}{6,5}\right)^2\right] = 13666,350 \text{ Nm}$$

6. Berechnung der Versatzwerte

$$\Delta a = a_2 - a_1 = 0,82 \text{ mm}$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 3,4 \text{ Nm}$$

Δa und ΔM sind vernachlässigbar klein $\Rightarrow s_0$ kann gegenüber r_{Rolle} vernachlässigt werden.

Bestimmung des Versatzes a für $h_R = 50 \text{ mm}$ bei einem Band mit Rückfederung = 0 :

$$\text{Rückfederung} = 0 \Rightarrow r_{mR} = r_m = r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{r_{mR}}{r_m} \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{mR}}\right) = \arccos\left(1 - \frac{50}{125}\right) = 53,13^\circ$$

$$a = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ) = 2 \cdot 125 \cdot \sin(53,13^\circ - 33^\circ) = 86 \text{ mm}$$

Da aber alle Bänder nach dem Entlasten unterschiedlich zurückfedern, wird sich der Wert für den Versatz zwischen 86 mm und einer Obergrenze für das Band mit der größten Rückfederung bewegen.

6.2.2 Bestimmung der Ober- und Untergrenze des Versatzes

Obergrenze:

Der größte erforderliche Versatz ergibt sich bei einem Band mit der größten Rückfederung. Das ist wie an vorigen Stellen angeführt der Fall, wenn die elastisch verformte Zone den größtmöglichen Anteil der gesamten Querschnittsfläche des Bandes ausmacht. D.h. y_F muß am größten und s_0 am kleinsten sein, gleichzeitig muß die Bedingung $y_F < \frac{s_0}{2}$, die erforderlich ist für die Existenz einer elastisch-plastischen Formänderung, erfüllt sein.

Wie schon gezeigt, ist die Biegung in diesem Arbeitsteil aufgrund des relativ kleinen Biegeradius für alle möglichen Bänder elastisch-plastisch. Daher muß nur für den größten Versatz das Band mit der kleinsten Dicke s_0 und dem größten y_F gefunden werden. Das größte y_F ergibt sich für das Band mit dem größten Festigkeitswert σ_F , weil r_m als konstant betrachtet wird.

6. Berechnung der Versatzwerte

Es folgt für das Band:

$$s_0 = 1 \text{ mm}, \sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, r_m = r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 125}{210000} = 0,387 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{E \cdot I_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{\frac{2}{3} \cdot \sigma_F b y_F^2}{E \cdot \frac{b s_0^3}{12}} = \frac{1}{125} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 0,387^2}{210000 \cdot 1^3} \Rightarrow r_{mR} = 236,2 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{r_{mR}}{r_m} \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{mR}}\right) = \frac{236,2}{125} \arccos\left(1 - \frac{50}{236,2}\right) = 71,75^\circ$$

$$a_1 = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ) = 2 \cdot 125 \cdot \sin(71,75^\circ - 33^\circ) = 156,5 \text{ mm}$$

a_1 ist der größterforderliche Versatz.

Untergrenze:

Der kleinste Versatz kommt zustande beim Band mit der kleinsten Rückfederung. Das ist das Band, dessen Querschnittsfläche beim Biegen vorwiegend plastisch verformt wird.

Für die Erfüllung dieser Bedingung muss y_F am kleinsten und die Banddicke s_0 am größten sein.

Für das kleinste y_F ist bei konstantem Biegeradius der kleinste Festigkeitswert erforderlich und das ist $\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2$. Die größtvorkommende Banddicke ist $s_0 = 6,5 \text{ mm}$.

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{180 \cdot 125}{210000} = 0,11 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{E \cdot I_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{\frac{2}{3} \cdot \sigma_F b y_F^2}{E \cdot \frac{b s_0^3}{12}} = \frac{1}{125} - \frac{8 \cdot 180 \cdot 0,11^2}{210000 \cdot 6,5^3} \Rightarrow r_{mR} = 125,005 \text{ mm}$$

Das Ergebnis $r_{mR} = 125,005 \text{ mm} \cong r_m = 125 \text{ mm}$ zeigt, dass ein Band mit diesen Daten ($s_0 = 6,5 \text{ mm}, \sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2$) fast nicht zurückfedert.

$$\alpha = \frac{r_{mR}}{r_m} \arccos\left(1 - \frac{50}{r_{mR}}\right) = \frac{125,005}{125} \arccos\left(1 - \frac{50}{125,005}\right) = 53,13^\circ$$

$$a_2 = 2 \cdot r_{\text{Rolle}} \cdot \sin(\alpha - 33^\circ) = 2 \cdot 125 \cdot \sin(53,13^\circ - 33^\circ) = 86 \text{ mm}$$

6. Berechnung der Versatzwerte

das ist der Winkel und der Versatz, die man vorher für den Fall Rückfederung = 0 bekam.

a_2 ist der kleinstmögliche Versatz.

Demzufolge wird der nötige Versatz a für ein $h_R = 50$ mm für alle möglichen Bänder mit verschiedenen Kombinationen aus allen vorkommenden Banddicken und Festigkeitswerten zwischen den Grenzen a_1 und a_2 liegen:

$$86 \text{ mm} \leq a \leq 156,5 \text{ mm}$$

6.2.3 Berechnung der Versatzwerte für die vorkommenden Bänder

Die Versatzwerte für Bänder mit allen möglichen Kombinationen aus s_0 - und σ_F - Werten aus den folgenden Bereichen für s_0 und σ_F werden berechnet und graphisch dargestellt.

$$s_0 = (1, 1.5, 2, 2.5, \dots, 6.5), \text{ Inkrement} = 0,5 \text{ mm}$$

$$\sigma_F = (180, 190, 200, \dots, 650), \text{ Inkrement} = 10 \text{ N/mm}^2$$

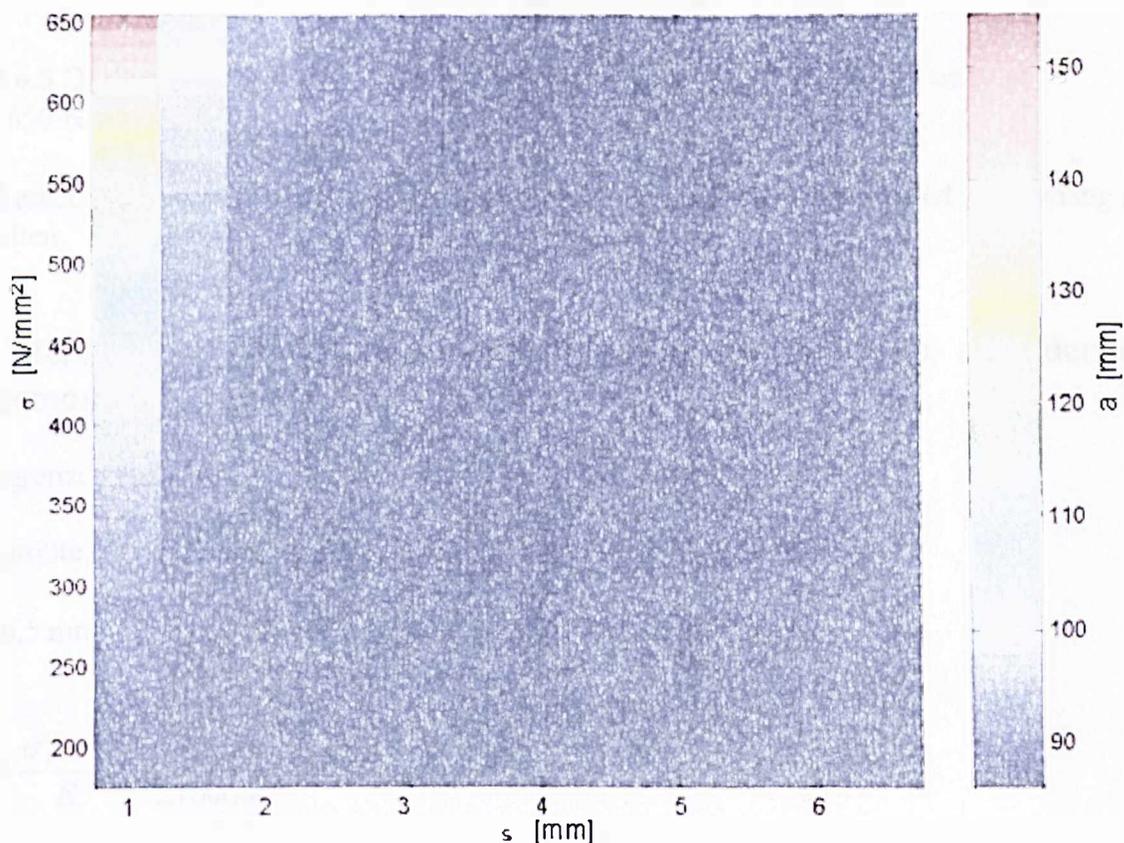


Bild 6.4 Graphische Darstellung der Versatzwerte für alle möglichen Kombinationen der Werte aus den angegebenen s_0 - und σ_F - Bereichen.

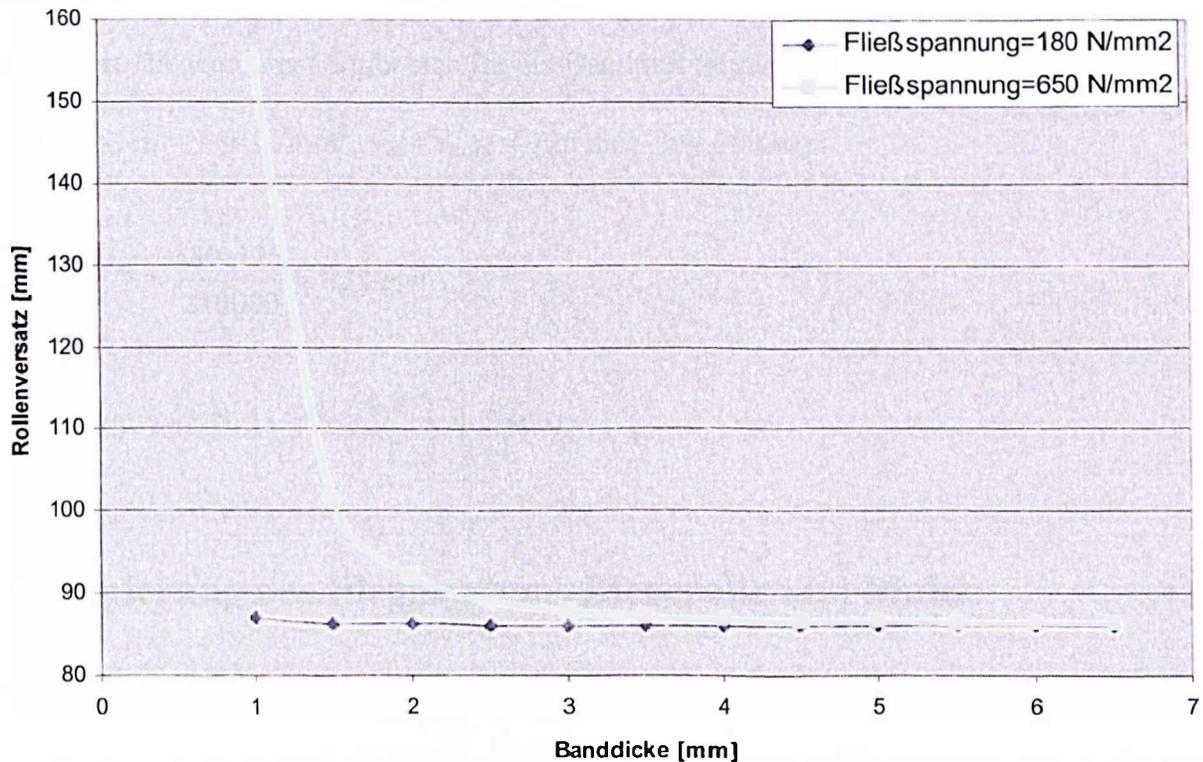


Bild 6.5 Die Abhängigkeit des Rollenversatzes von s_0 für $\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$.

Die berechneten Versatzwerte mit den zugehörigen s_0 - und σ_F - Werten sind im Anhang A.1 enthalten.

6.3 Berechnung der Ober- und Untergrenze für das erforderliche Biegemoment

Obergrenze:

Das größte Biegemoment ergibt sich für ein Band mit folgenden Daten:

$$s_0 = 6,5 \text{ mm}, \quad \sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, \quad r_m = r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}, \quad b = 2100 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 125}{210000} = 0,387 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \sigma_F b s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \cdot 650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,387}{6,5} \right)^2 \right] = 14,3 \text{ kNm}$$

Untergrenze:

Das kleinste Biegemoment ergibt sich für ein Band mit folgenden Daten:

$$s_0 = 1 \text{ mm}, \sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, r_m = r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}, b = 700 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{180 \cdot 125}{210000} = 0,11 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot 180 \cdot 700 \cdot 1^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,11}{1} \right)^2 \right] = 31 \text{ Nm}$$

7 Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

7.1 Einleitung

Beim Biegen eines an zwei Stellen aufliegenden Bleches mit einer zwischen den Auflagern angreifenden Biegerolle handelt es sich, so lange der innere Biegeradius des Bleches größer ist als der Rollenradius, um freies Biegen [12].

Beim freien Biegen dienen die Werkzeuge nur zum Übertragen der Kräfte bzw. Momente auf das Werkstück, dessen Form nicht von der Geometrie der einzelnen Werkzeugteile abhängt sondern sich frei ausbildet [12].

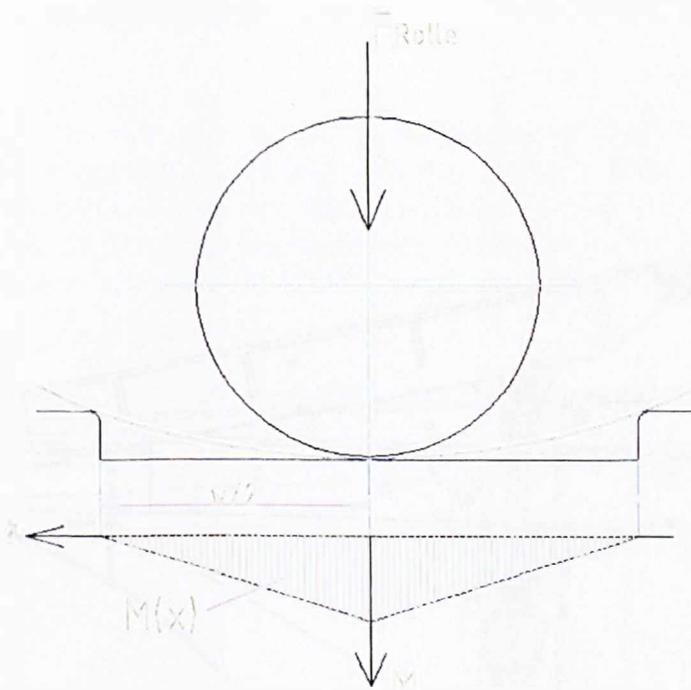


Bild 7.1 Freies Biegen [6].

Aufgrund des im Bild 7.1 dargestellten Momentenverlaufs stellt sich eine zur Mitte hin wachsend gekrümmte Biegelinie ein. Daher ist die Biegelinie nicht definiert [13].

Um eine definierte Biegelinie mit konstanter Krümmung zu erzeugen, muss das Biegemoment entlang der Biegelinie konstant sein, und die Ausbildung der Biegeteilgeometrie durch die Form der Werkzeuge (Biegerolle und Mulde) bestimmt werden.

Dazu muss die Geometrie der Mulde eine Rundung besitzen, die identisch ist mit der zu erzeugende Biegelinie.

Der Radius dieser Rundung muss zu dem Radius der Biegerolle so passen, dass das Biegeteil in der Rundung anliegt. In diesem Fall entspricht der äußere Biegeradius dem Krümmungsradius der Mulde und der innere Biegeradius dem der Biegerolle. Bei dünnem Blech sind die Radien von Biegerolle und Mulde fast gleich groß.

7.2 Definition der Einfädeltischposition während des Biegevorgangs

Aus Abschnitt 2.4.1 ist bekannt, dass der Einfädeltisch, in dem sich die Mulde befindet, abhängig vom Bundaußendurchmesser unterschiedliche Positionen einnimmt. Um die Bedingung für eine definierte Biegelinie zu erfüllen, muss aber wie oben erwähnt wurde die Rundung der Mulde zu der Biegerolle passen. Daher ist es notwendig für die Erzielung einer definierten Biegung mit konstantem Krümmungsradius eine Position (Bild 7.2) für den Einfädeltisch so zu definieren, dass die Muldenrundung und die Biegerolle genau zueinander passen.

In diese Position fährt der Einfädeltisch immer zurück nach dem er den Bund geöffnet hat und ein Stück Band abgewickelt wurde, danach wird das Band um eine weitere bestimmte Länge abgewickelt, die für die gewünschte Krümmung erforderlich ist. Dann kann die Biegung durch die Biegerolle und die Mulde erfolgen.

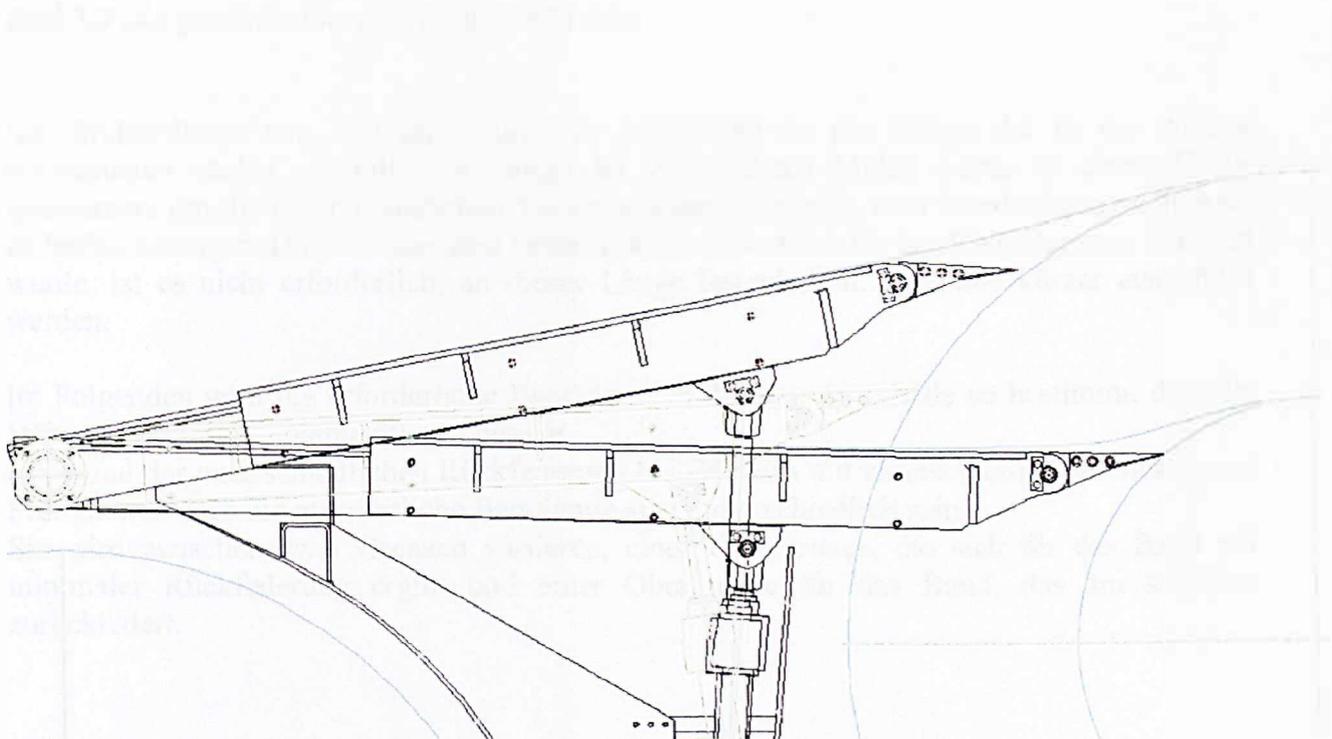


Bild 7.2 Die Mittelposition für den Einfädeltisch in der die Biegeaktion erfolgen kann.

7.3 Muldengeometrie

Die Muldengeometrie wird so gestaltet, dass sie im Zusammenwirken mit der Biegerolle eine definierte Krümmung im vorderen Bereich des Bandes erzeugt, bei der die Erhebung der Bandvorderkante gegenüber dem flachen Teil des Bandes bestimmt werden kann.

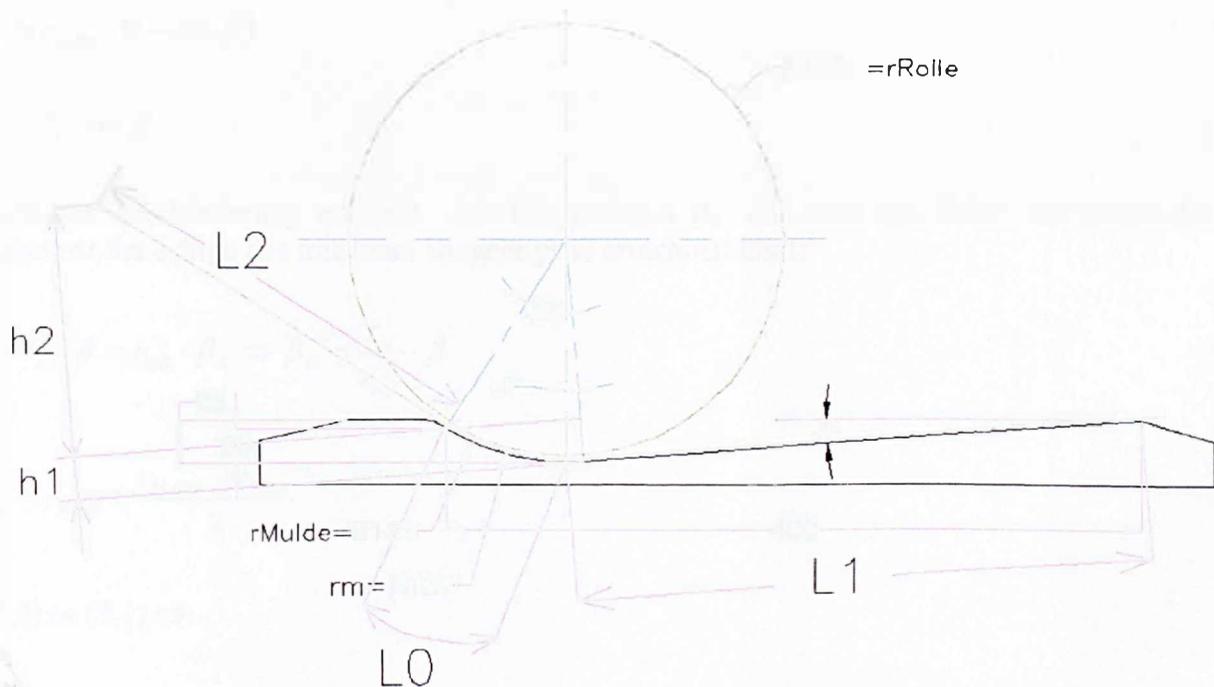


Bild 7.3 Die gewählte Geometrie für die Mulde.

Die Muldenlänge von 400 mm wurde in Anlehnung an der Länge der in der Anlage verwendeten Mulde gewählt. Die Länge der verwendeten Mulde wurde in dieser Größe genommen, um die unterschiedlichen Tischpositionen abhängig vom Bundaußendurchmesser zu berücksichtigen. Da jetzt aber eine bestimmte Tischposition für den Biegevorgang definiert wurde, ist es nicht erforderlich, an dieser Länge festzuhalten. Sie kann kürzer ausgeführt werden.

Im Folgenden wird die erforderliche Bandlänge ab Anfang der Mulde so bestimmt, dass die Höhe der Bandvorderkante 50 mm beträgt.

Aufgrund der unterschiedlichen Rückfederung bei Bändern mit unterschiedlichen Dicken und Festigkeiten wird die erforderliche Bandlänge auch unterschiedlich sein.

Sie wird zwischen zwei Grenzen variieren, einer Untergrenze, die sich für das Band mit minimaler Rückfederung ergibt und einer Obergrenze für das Band, das am stärksten zurückfedert.

7.4 Die Beziehungen zur Berechnung der erforderlichen Bandlänge

Im Bezug auf Bild 7.3 werden im Folgenden die Beziehungen zur Berechnung der erforderlichen Bandlänge für eine Höhe der Bandvorderkante von 50 mm hergeleitet.

$$\text{Biegewinkel } \beta = \alpha_1 + \alpha_2 = 4^\circ + 32^\circ = 36^\circ$$

$$h_1 = r_{\text{Mulde}} \cdot (1 - \cos \beta) \quad (7.1)$$

$$h_2 = l_2 \cdot \sin \beta \quad (7.2)$$

Nach der Rückfederung entsteht der Biegewinkel β_R , der sich mit Hilfe von β aus der Konstanz der Länge des mittleren Biegebogens errechnen lässt:

$$l = r_m \cdot \beta = r_{mR} \cdot \beta_R \Rightarrow \beta_R = \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta \quad (7.3)$$

$$r_m = r_{\text{Rolle}} + \frac{r_{\text{Mulde}} - r_{\text{Rolle}}}{2} \quad (7.4)$$

(7.3) in (7.1) \Rightarrow :

$$h_{1R} = r_{mR} \cdot (1 - \cos \beta_R) = r_{mR} \cdot \left(1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta\right) \quad (7.5)$$

(7.3) in (7.2) \Rightarrow :

$$h_{2R} = l_2 \cdot \sin \beta_R = l_2 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta \quad (7.6)$$

$$h_{1R} + h_{2R} = 50 \text{ mm} \quad (7.7)$$

(7.5) und (7.6) in (7.7) \Rightarrow :

$$r_{mR} \cdot \left(1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta\right) + l_2 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta = 50$$

$$\Rightarrow l_2 = \frac{\left[50 - r_{mR} \left(1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta\right)\right]}{\sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \beta} \quad (7.8)$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Wie im Abschnitt 6.1 wird es auch hier aufgrund des relativ kleinen Biegeradius bei allen vorkommenden Bändern zu einer elastisch-plastischen Formänderung kommen. D.h. kein Band wird nach dem Biegen und Entlasten vollständig zurückfedern.

7.5 Unter- und Obergrenze für den erforderlichen Bandlängenbereich

Untergrenze:

Sie ergibt sich für das Band mit minimaler Rückfederung.

Bedingung für minimale Rückfederung: minimales y_F bei maximaler Banddicke.

Da sich r_m nicht ändert, ergibt sich ein minimales y_F beim kleinstmöglichen σ_F .

Es folgt für die Daten dieses Bandes:

$$\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, \quad s_0 = 6,5 \text{ mm}, \quad r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm},$$

$$r_m = r_{\text{Rolle}} + \frac{r_{\text{Mulde}} - r_{\text{Rolle}}}{2} = 127 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{180 \cdot 127}{210000} = 0,11 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{EI_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{\frac{2}{3} \cdot \sigma_F \cdot b \cdot y_F^2}{E \cdot \frac{b \cdot s_0^3}{12}} = \frac{1}{r_m} - \frac{8 \cdot \sigma_F \cdot y_F^2}{E \cdot s_0^3} = \frac{1}{127} - \frac{8 \cdot 180 \cdot 0,11^2}{210000 \cdot 6,5^3} \Rightarrow r_{mR} = 127,005 \text{ mm} \cong r_m$$

Das Ergebnis zeigt, dass das Band keine nennenswerte Rückfederung aufweist.

$$l_2 = \frac{50 - r_{mR} \cdot (1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \beta)}{\sin \frac{r_m}{r_{mR}} \beta} = \frac{50 - 127 \cdot (1 - \cos \frac{127}{127} \cdot 36^\circ)}{\sin \frac{127}{127} \cdot 36^\circ} = 44 \text{ mm}$$

$$l_1 = \frac{400 - r_{\text{Mulde}} \cdot \sin \alpha_2}{\cos \alpha_1} = \frac{400 - 129 \cdot \sin 32^\circ}{\cos 4^\circ} = 332 \text{ mm}$$

$$l_0 = \frac{\alpha_2}{180} \cdot \pi \cdot r_{\text{Mulde}} = \frac{32}{180} \cdot \pi \cdot 129 = 72 \text{ mm}$$

$$l_{\text{erf}} = l_0 + l_1 + l_2 = 72 + 332 + 44 = 448 \text{ mm}$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

⇒ Die Untergrenze für l_{erf} beträgt 448 mm

Obergrenze:

Sie gilt für ein Band mit maximaler Rückfederung. Ein solches Band besitzt ein maximales y_F und ein minimales s_0 unter den betrachteten Bändern.

Für ein maximales y_F ist das größte σ_F erforderlich, daher folgt für dieses Band mit

$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$, $s_0 = 1 \text{ mm}$, $r_m = 127 \text{ mm}$:

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 127}{210000} = 0,393 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{EI_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{8 \cdot \sigma_F \cdot y_F^2}{E \cdot s_0^3} = \frac{1}{127} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 0,393^2}{210000 \cdot 1^3}$$

$$\Rightarrow r_{mR} = 247,1 \text{ mm}$$

Das Ergebnis bestätigt, dass das Band stark zurückfedert.

$$l_2 = \frac{50 - r_{mR} \cdot (1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \beta)}{\sin \frac{r_m}{r_{mR}} \beta} = \frac{50 - 243,4 \cdot (1 - \cos \frac{127}{243,4} \cdot 36^\circ)}{\sin \frac{127}{243,4} \cdot 36^\circ} = 117,3 \text{ mm}$$

$$l_{erf} = l_0 + l_1 + l_2 = 72 + 332 + 117 = 521,3 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{die Obergrenze für } l_{erf} \text{ beträgt } 521,3 \text{ mm} \Rightarrow 448 \text{ mm} \leq l_{erf} \leq 521,3 \text{ mm}$$

7.6 Die Bandlängen für die vorkommenden Bänder

Im Folgenden werden die erforderlichen Bandlängen für Bänder mit allen möglichen Kombinationen aus s_0 - und σ_F - Werten aus den folgenden Bereichen für s_0 und σ_F berechnet und graphisch dargestellt:

$s_0 = (1, 1.5, 2, 2.5, \dots, 6.5)$, Inkrement = 0,5 mm

$\sigma_F = (180, 190, 200, \dots, 650)$, Inkrement = 10 N/mm²

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

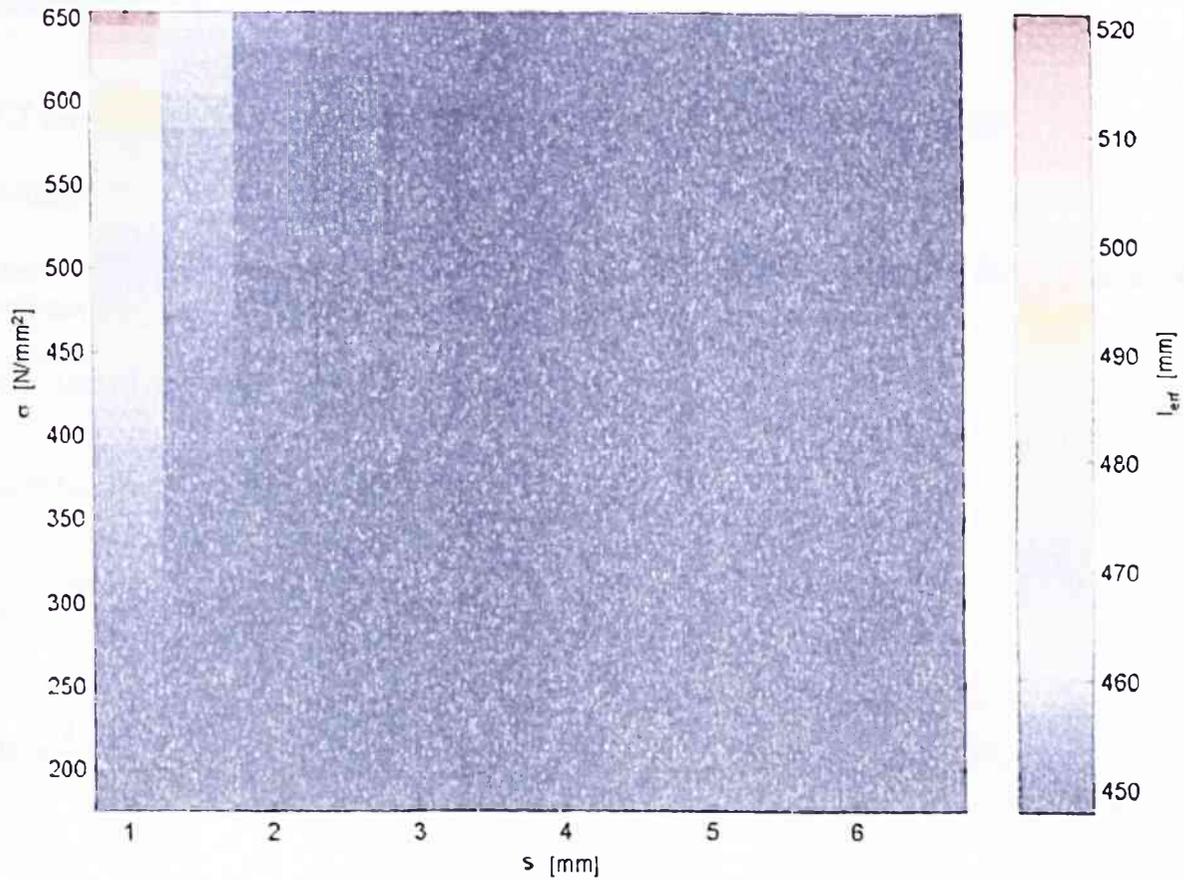


Bild 7.4 Graphische Darstellung der l_{erf} -Werte für alle möglichen Kombinationen der Werte aus den angegebenen s_0 - und σ_F -Bereichen.

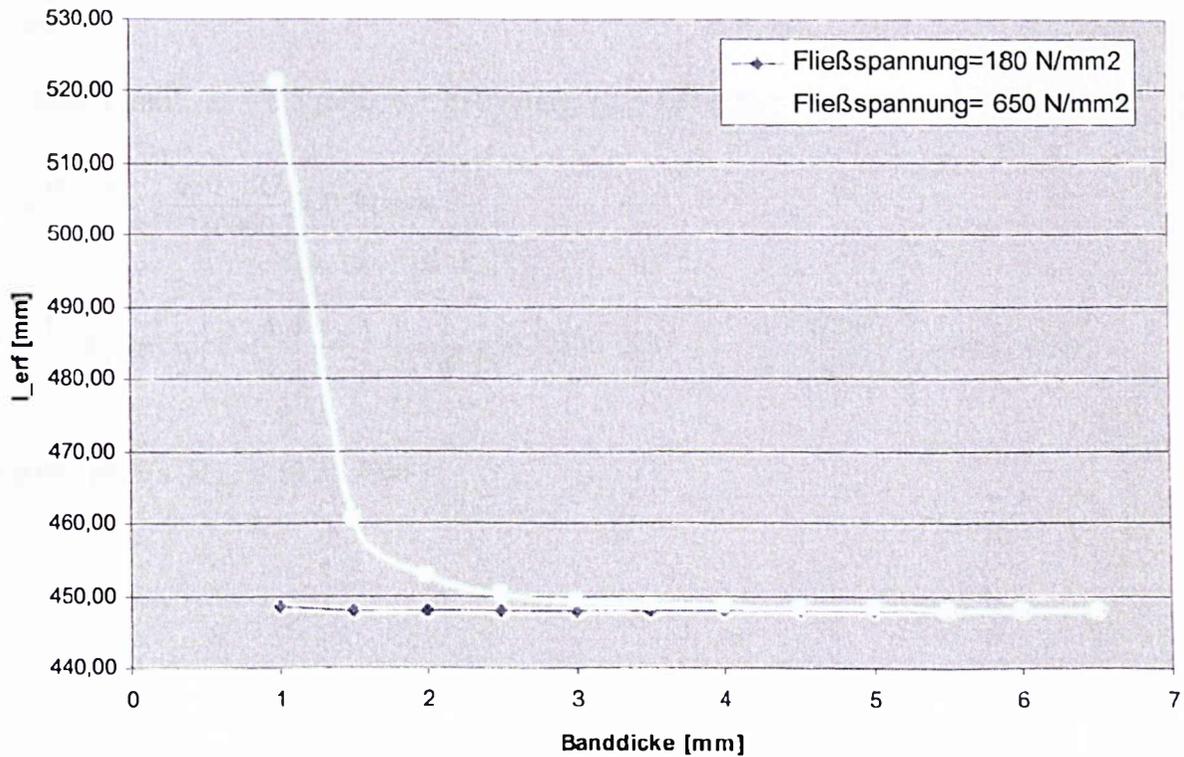


Bild 7.5 Der Verlauf der l_{erf} -Werte abhängig von der Banddicke für die beiden Grenzwerte der Fließspannung $\sigma_F = 180$ N/mm² und $\sigma_F = 650$ N/mm².

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Die berechneten l_{erf} -Werte mit den zugehörigen s_0 - und σ_F -Werten werden im Anhang A.2 zusammengefasst.

7.7 Unter- und Obergrenze für das erforderliche Biegemoment

Untergrenze:

Das kleinste Biegemoment wird für ein Band mit den Daten, die die Untergrenzen der vorkommenden Wertebereiche markieren, benötigt:

$$\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, s_0 = 1 \text{ mm}, b = 700 \text{ mm},$$

$$r_m = r_{Rolle} + \frac{r_{Mulde} - r_{Rolle}}{2} = 127 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{180 \cdot 127}{210000} = 0,11 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \cdot 180 \cdot 700 \cdot 1^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,11}{1} \right)^2 \right] = 31 \text{ Nm}$$

Obergrenze:

Das größte Biegemoment ist erforderlich bei einem Band mit den größtvorkommenden Werten:

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, s_0 = 6,5 \text{ mm}, b = 2100 \text{ mm}, r_m = 127 \text{ mm},$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 127}{210000} = 0,39 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \cdot 650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,39}{6,5} \right)^2 \right] = 14,35 \text{ kNm}$$

$$\Rightarrow 0,031 \text{ kNm} \leq M_{erf} \leq 14,35 \text{ kNm}$$

7.8 Maximal und minimal erforderliche Druckkräfte der Biegerolle

Die maximal erforderliche Druckkraft der Biegerolle wird aus dem errechneten maximalen inneren Biegemoment $M = 14,35 \text{ kNm}$ berechnet.

Die Druckkraft der Biegerolle erzeugt im Biegeteil in der gerundeten Druckfläche der Mulde eine Flächenpressung deren Verlauf im Bild 7.6 schematisch dargestellt ist und mit einer Kosinusfunktion angenähert werden kann.

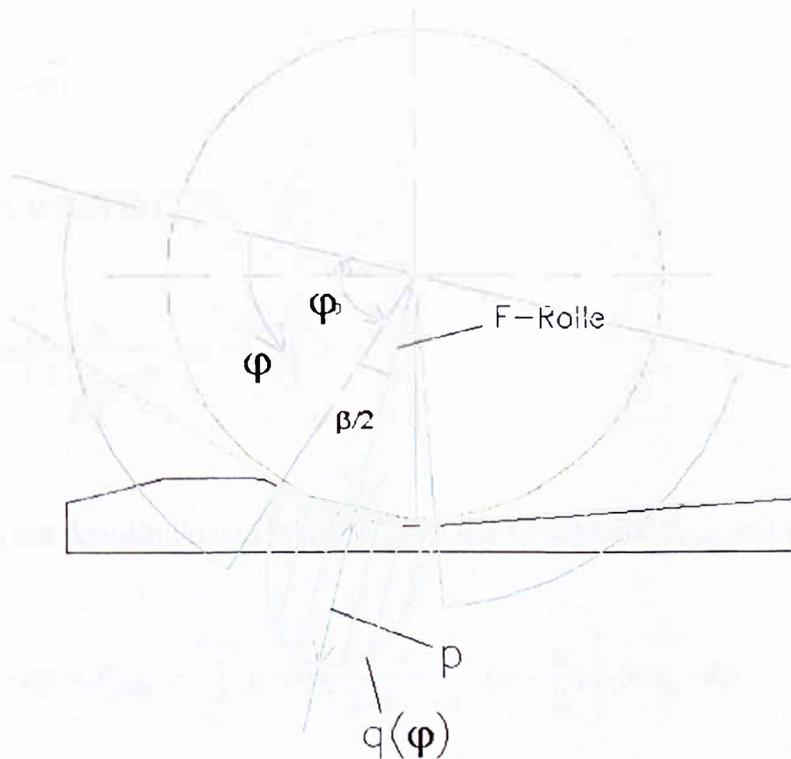


Bild 7.6 Druckverlauf im Biegeteil und im gekrümmten Teil der Mulde infolge der Druckkraft F_{Rolle} [14], [15].

1. Bestimmung der Kosinusfunktion zur Approximation des Druckverlaufs:

$$q(\varphi) = p \cdot \cos(b_0 + b_1 \cdot \varphi) \quad (7.9)$$

$$q(\varphi = \varphi_0) = 0 \quad (a)$$

$$q(\varphi = \frac{\pi}{2}) = p \quad (b)$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Einsetzen der Bedingungen (a) und (b) in (7.9):

$$b_0 + b_1 \cdot \varphi_0 = \frac{\pi}{2}$$

$$b_0 + b_1 \cdot \frac{\pi}{2} = 0$$

$$\Rightarrow b_1 = \frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi}$$

$$b_0 = -\frac{\pi^2}{2 \cdot (2 \cdot \varphi_0 - \pi)}$$

Einsetzen von b_0 und b_1 in (7.9):

$$\Rightarrow q(\varphi) = p \cdot \cos \left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (7.10)$$

2. Bestimmung der Amplitude p in Abhängigkeit der Druckkraft F_{Rolle} mit (7.10):

$$\int_{\varphi_0}^{\pi - \varphi_0} q(\varphi) \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi = F_{\text{Rolle}} = \int_{\varphi_0}^{\pi - \varphi_0} p \cdot \cos \left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \right] \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi$$

$$\frac{F}{b \cdot r_m} = p \cdot \left[\frac{(2 \cdot \varphi_0 - \pi) \cdot \sin \left[\frac{\pi \cdot (-2 \cdot \varphi + \pi)}{2 \cdot (-2 \cdot \varphi_0 + \pi)} \right]}{\pi} \right]_{\varphi_0}^{\pi - \varphi_0}$$

mit $\varphi_0 = 72^\circ = 0,4\pi$ folgt:

$$p = \frac{F_{\text{Rolle}}}{0,4 \cdot b \cdot r_m} \quad (7.11)$$

3. Bestimmung des Biegemoments in Abhängigkeit von der Amplitude p (7.11) und damit in Abhängigkeit von der Druckkraft F_{Rolle} , wodurch die Druckkraft berechnet werden kann:

Gleichgewicht:

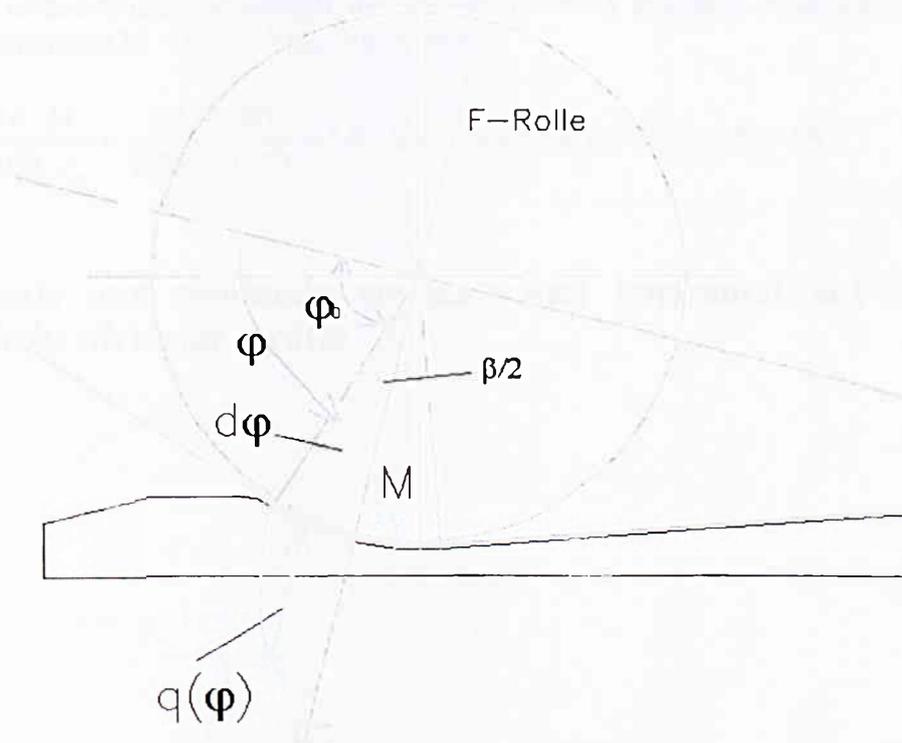


Bild 7.7 Kräftegleichgewicht am Biegeteil im gekrümmten Teil der Mulde.

$$M - \int_0^{\frac{\pi}{2}} q(\varphi) \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi \cdot \cos \varphi \cdot r_m = 0$$

$$M = \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \cdot \cos \left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \right] \cdot \cos \varphi \cdot r_m^2 \cdot b \cdot d\varphi$$

$$= p \cdot r_m^2 \cdot b \cdot \frac{2 \cdot \cos(-2 \cdot \varphi_0 + \pi)^2 \cdot \sin \left(\frac{\pi^2}{8 \cdot \varphi_0 - 4 \cdot \pi} \right)^2}{\pi^2}$$

mit $\varphi_0 = 72^\circ = 0,4\pi$ folgt:

$$M = 0,053 \cdot p \cdot r_m^2 \cdot b \tag{7.12}$$

Mit (7.11) in (7.12) folgt:

$$M = \frac{0,053 \cdot F_{\text{Rolle}} \cdot r_m^2 \cdot b}{0,4 \cdot b \cdot r_m} \Rightarrow F_{\text{Rolle}} = \frac{0,4 \cdot M}{0,053 \cdot r_m} = \frac{0,4 \cdot 14,35}{0,053 \cdot 0,127} = 853 \text{ kN}$$

Die minimal erforderliche Druckkraft der Biegerolle wird aus dem errechneten minimalen inneren Biegemoment $M = 0,031 \text{ kNm}$ berechnet:

$$\Rightarrow F_{\text{Rolle}} = \frac{0,4 \cdot M}{0,053 \cdot r_m} = \frac{0,4 \cdot 0,031}{0,053 \cdot 0,127} = 1,84 \text{ kN} \Rightarrow 1,84 \text{ kN} \leq F_{\text{Rolle}} \leq 853 \text{ kN}$$

7.9 Maximale und minimale vertikal- und horizontal auf die Mulde (Einfädeltisch) wirkende Kräfte

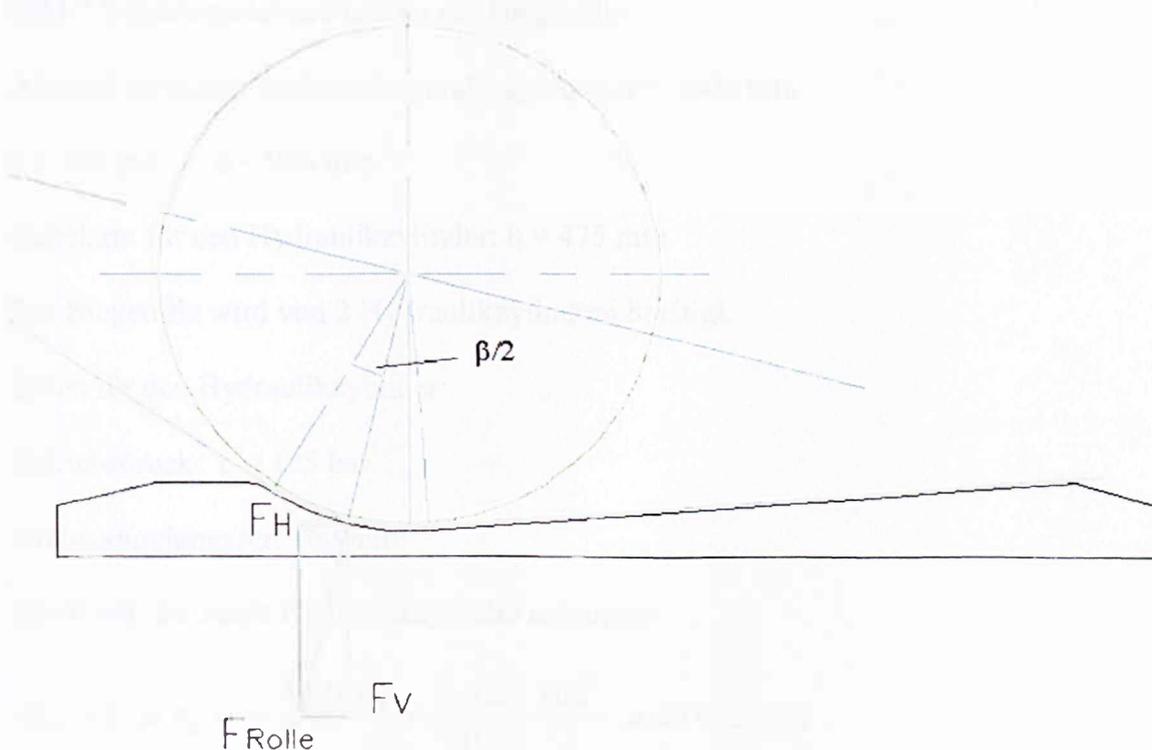


Bild 7.8 Muldenkräfte infolge der Druckkraft F_{Rolle} .

Maximale Kräfte:

$$F_V = F_{\text{Rolle}} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 853 \cdot \cos 18^\circ = 811,3 \text{ kN}$$

$$F_H = F_{\text{Rolle}} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 853 \cdot \sin 18^\circ = 263,6 \text{ kN}$$

Minimale Kräfte:

$$F_V = 1,75 \text{ kN} \quad , \quad F_H = 0,57 \text{ kN}$$

7.10 Die Druckkraft der Biegerolle der besichtigten Anlage

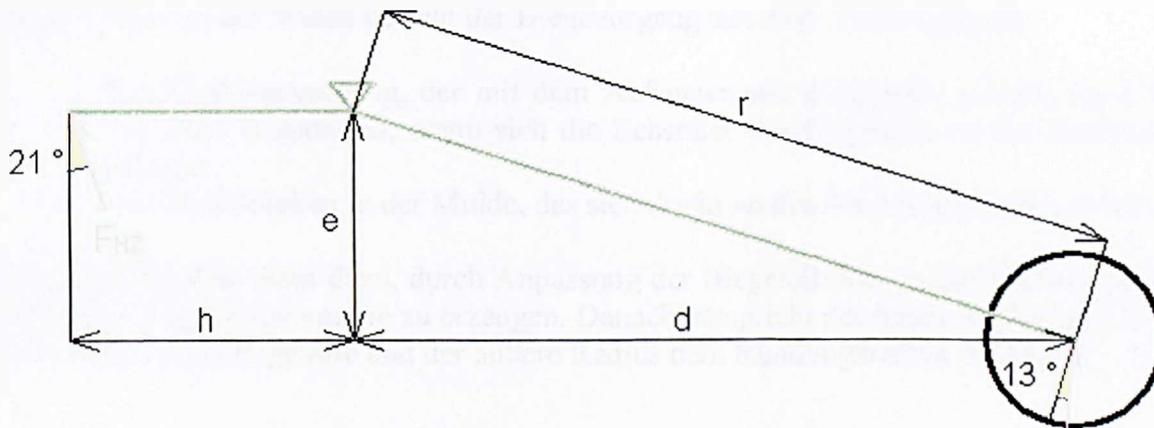


Bild 7.9 Kräftegleichgewicht an der Biegerolle.

Abstand zwischen Rollenachse und Lagerung: $r = 1005 \text{ mm}$

$e = 450 \text{ mm}$, $d = 900 \text{ mm}$

Hebelarm für den Hydraulikzylinder: $h = 475 \text{ mm}$

Die Biegerolle wird von 2 Hydraulikzylindern betätigt.

Daten für den Hydraulikzylinder:

Betriebsdruck: $p = 125 \text{ bar}$

Kolbendurchmesser: 100 mm

Die Kraft, die beide Hydraulikzylinder erzeugen:

$$F_{HZ} = 2 \cdot p \cdot A_K = 2 \cdot p \cdot \pi \cdot \frac{d_K^2}{4} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 100^2}{10 \cdot 4} \cdot \pi = 196,35 \text{ kN}$$

Die Druckkraft der Biegerolle:

$$F_{Rolle} \cdot \cos 13^\circ \cdot r = F_{HZ} \cdot \cos 21^\circ \cdot h$$

$$F_{Rolle} = F_{HZ} \cdot \frac{h \cdot \cos 21^\circ}{r \cdot \cos 13^\circ} = 196,35 \cdot \frac{475 \cdot \cos 21^\circ}{1005 \cdot \cos 13^\circ} = 89 \text{ kN}$$

Das Biegemoment, das im Biegeteil durch die zur Verfügung stehende F_{Rolle} erzeugt wird:

$$M = \frac{0,053 \cdot F_{Rolle} \cdot r_m}{0,4} = \frac{0,053 \cdot 89 \cdot 0,127}{0,4} = 1,5 \text{ kNm}$$

7.11 Zweiter Weg zur Berechnung der erforderlichen Druckkräfte

Beim Biegen in der Mulde besteht der Biegevorgang aus zwei Teilvorgängen:

1. Der Freibiegevorgang, der mit dem Aufsetzen der Biegerolle auf das Band beginnt und dann beendet ist, wenn sich die Schenkel des Biegeteils an die Muldenwangen anlegen.
2. Das Nachdrücken in der Mulde, das sich direkt an den Freibiegevorgang anschließt.

Das Nachdrücken dient dazu, durch Anpassung der Biegeteilform an die Werkzeugform eine definierte Biegeteilgeometrie zu erzeugen. Danach entspricht der innere Radius des Biegeteils dem Radius der Biegerolle und der äußere Radius dem Rundungsradius der Mulde [16].

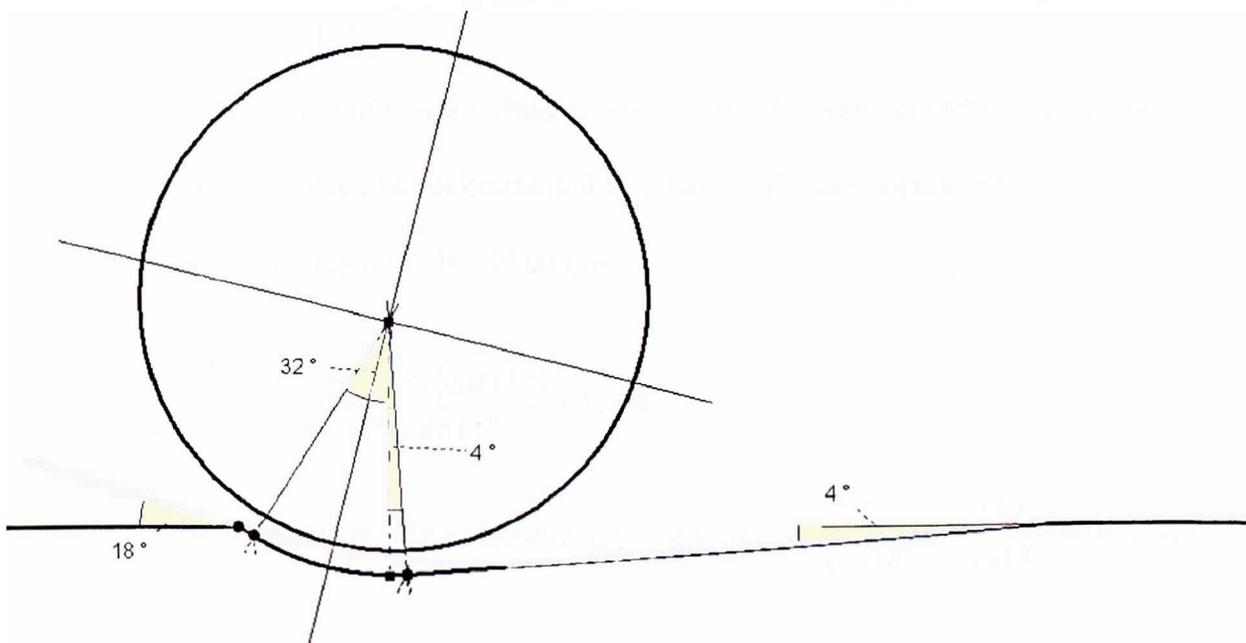


Bild 7.10 Der Freibiegevorgang [16].

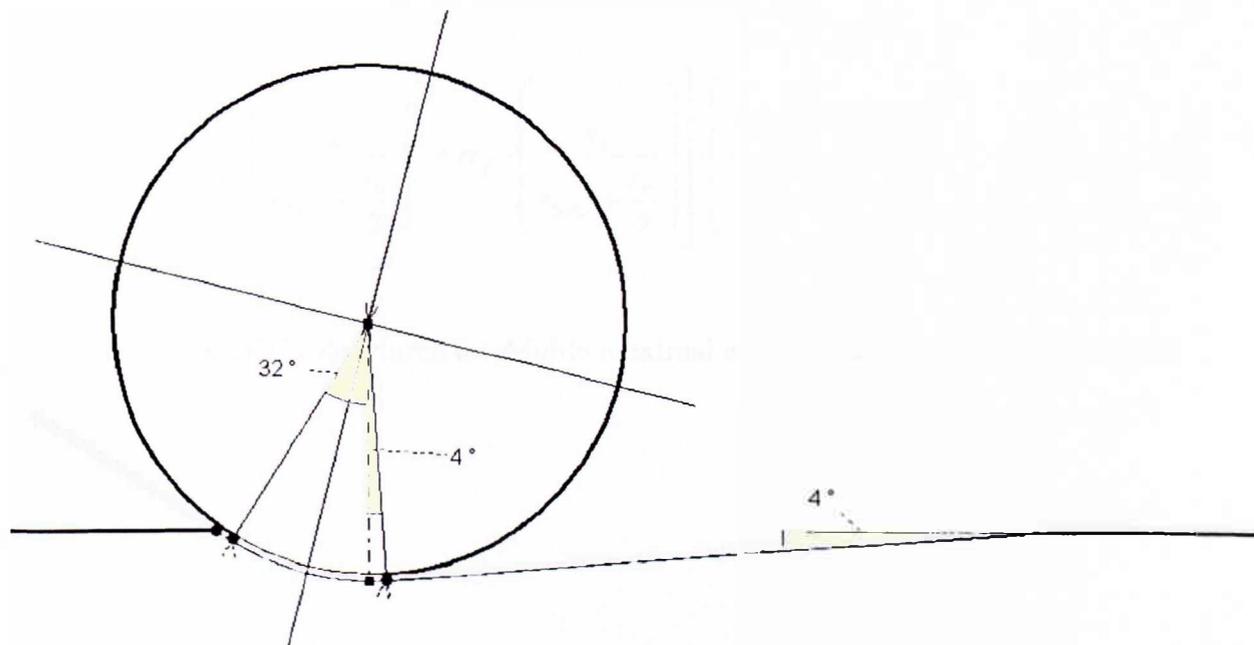


Bild 7.11 Das Nachdrücken in der Mulde [16].

7.11.1 Berechnung der Biegekraft beim freien Biegen

$$F_{FB} = \frac{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \cdot \cos \frac{\beta}{2} \cdot \left(\cos \frac{\beta}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right)}{w - 2 \cdot (r_{Rolle} + s_0) \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \quad [16].$$

Der Muldungswinkel $\beta / 2$ ist bei symmetrischen Mulden gleich der Hälfte der durch die Mulde maximal erzielbaren Biegewinkel [12]. Da aber die gewählte Mulde nicht symmetrisch ist, sondern verschiedene Muldungswinkel auf beiden Seiten besitzt, wird F_{FB} mit dem Mittelwert der beiden Winkel berechnet:

$$\beta / 2 = (18^\circ + 4^\circ) / 2 = 11^\circ$$

Die Reibung kann aufgrund kleiner Muldentiefe und Banddicken vernachlässigt werden

Es folgt für den maximalen Druckkraftanteil aus dem Freibiegevorgang mit

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, \quad s_0 = 6,5 \text{ mm}, \quad b = 2100 \text{ mm:}$$

$$F_{FB} = \frac{650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \cos 11^\circ \cdot (\cos 11^\circ)}{400 - 2 \cdot (125 + 6,5) \cdot \sin 11^\circ} = 159 \text{ kN}$$

$$\text{Dafür muss von der Biegerolle aufgebracht werden: } F_{RFB} = \frac{F_{FB}}{\cos 18^\circ} = \frac{159}{\cos 18^\circ} = 167,2 \text{ kN}$$

7.11.2 Berechnung der Nachdruckkraft

$$F_{ND} = \frac{b \cdot s_0}{2} \cdot \left[\frac{V}{3} \cdot \left(\frac{s_0}{r_{Rolle} + \frac{s_0}{2}} \right)^2 + \sigma_F \cdot \left(\frac{s_0}{r_{Rolle} + \frac{s_0}{2}} \right) \right] \cdot \left(\frac{\cos \frac{\beta}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{\frac{\hat{\beta}}{2}} \right) \quad [17].$$

$\beta / 2$ ist hier die Hälfte des durch die Mulde maximal erzielbaren Biegewinkels = $36^\circ / 2$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Es folgt für den maximalen Druckkraftanteil aus dem Nachdrückvorgang mit

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, s_0 = 6,5 \text{ mm}, b = 2100 \text{ mm:}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_{ND} &= \frac{b \cdot s_0}{2} \cdot \left[\sigma_F \cdot \left(\frac{s_0}{r_{Rolle} + \frac{s_0}{2}} \right) \right] \cdot \left(\frac{\cos \frac{\beta}{2}}{\frac{\beta}{2}} \right) \\ &= \frac{2100 \cdot 6,5 \cdot 650 \cdot 6,5}{2(125 + 3,25)} \cdot \frac{\cos \frac{36^\circ}{2}}{\frac{36}{180} \cdot \pi \cdot \frac{1}{2}} = 681 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$F_{Rolle} = F_{RFB} + F_{ND} = 167,2 + 681 = 848,2 \text{ kN}$$

Berechnung des minimalen Druckkraftbedarfs für die Biegerolle:

Die Mindestdruckkraft der Biegerolle ergibt sich bei einem Band mit den kleinstvorkommenden Daten:

$$\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, s_0 = 1 \text{ mm}, b = 700 \text{ mm},$$

- Biegekraft beim freien Biegen:

$$F_{FB} = \frac{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \cdot \cos \frac{\beta}{2} \cdot \left(\cos \frac{\beta}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right)}{w - 2 \cdot (r_{Rolle} + s_0) \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{180 \cdot 700 \cdot 1^2 \cdot \cos^2 11^\circ}{400 - 2 \cdot (125 + 1) \cdot \sin 11^\circ} = 0,35 \text{ kN}$$

$$F_{RFB} = \frac{F_{FB}}{\cos 18^\circ} = 0,36 \text{ kN}$$

- Nachdrückkraft:

$$\begin{aligned} F_{ND} &= \frac{b \cdot s_0 \cdot \sigma_F}{2} \cdot \left[\left(\frac{s_0}{r_{Rolle} + \frac{s_0}{2}} \right) \right] \cdot \left(\frac{\cos \frac{\beta}{2}}{\frac{\beta}{2}} \right) \\ &= \frac{700 \cdot 1 \cdot 180 \cdot 1}{2 \left(125 + \frac{1}{2} \right)} \cdot \frac{\cos \frac{36^\circ}{2}}{\frac{36}{180} \cdot \pi \cdot \frac{1}{2}} = 1,5 \text{ kN} \end{aligned}$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Damit beträgt die minimale Druckkraft der Biegerolle:

$$F_{\text{Biegerolle}} = F_{\text{RFB}} + F_{\text{ND}} = 0,36 + 1,5 = 1,86 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow 1,86 \text{ kN} \leq F_{\text{Biegerolle}} \leq 848,2 \text{ kN}$$

Durch die über diesen Weg errechnete Druckkraft der Biegerolle kann wieder die Untergrenze des inneren Biegemoments berechnet werden:

$$M = \frac{F_{\text{Rolle}} \cdot 0,053 \cdot r_m}{0,4} = \frac{1,865 \cdot 0,053 \cdot 0,127}{0,4} = 0,031 \text{ kNm}$$

7.12 Die Kraft zum Niederdrücken des gekrümmten Bandes nach dem Abwickeln auf den Einfädeltisch

Die Berechnung wird durchgeführt für ein Band geringster Rückfederung bei größter Festigkeit, größter Breite und größter Anfangskrümmung:

Die Daten für dieses Band:

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, \quad r_m = 550 \text{ mm}, \quad s_0 = 6,5 \text{ mm}, \quad b = 2100 \text{ mm},$$

Bestimmung der Wicklungskrümmung nach dem Freibinden vom Bund:

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 550}{210000} = 1,7 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{EI_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{8 \cdot \sigma_F \cdot y_F^2}{E \cdot s_0^3} = \frac{1}{550} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 1,7^2}{210000 \cdot 6,5^3}$$

$$\Rightarrow r_{mR} = 642 \text{ mm}$$

Das Abwickeln des Bandes auf den Tisch entspricht einem Schwenkbiegen des Bandes aus Position A nach Position B (Bild 7.12).

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

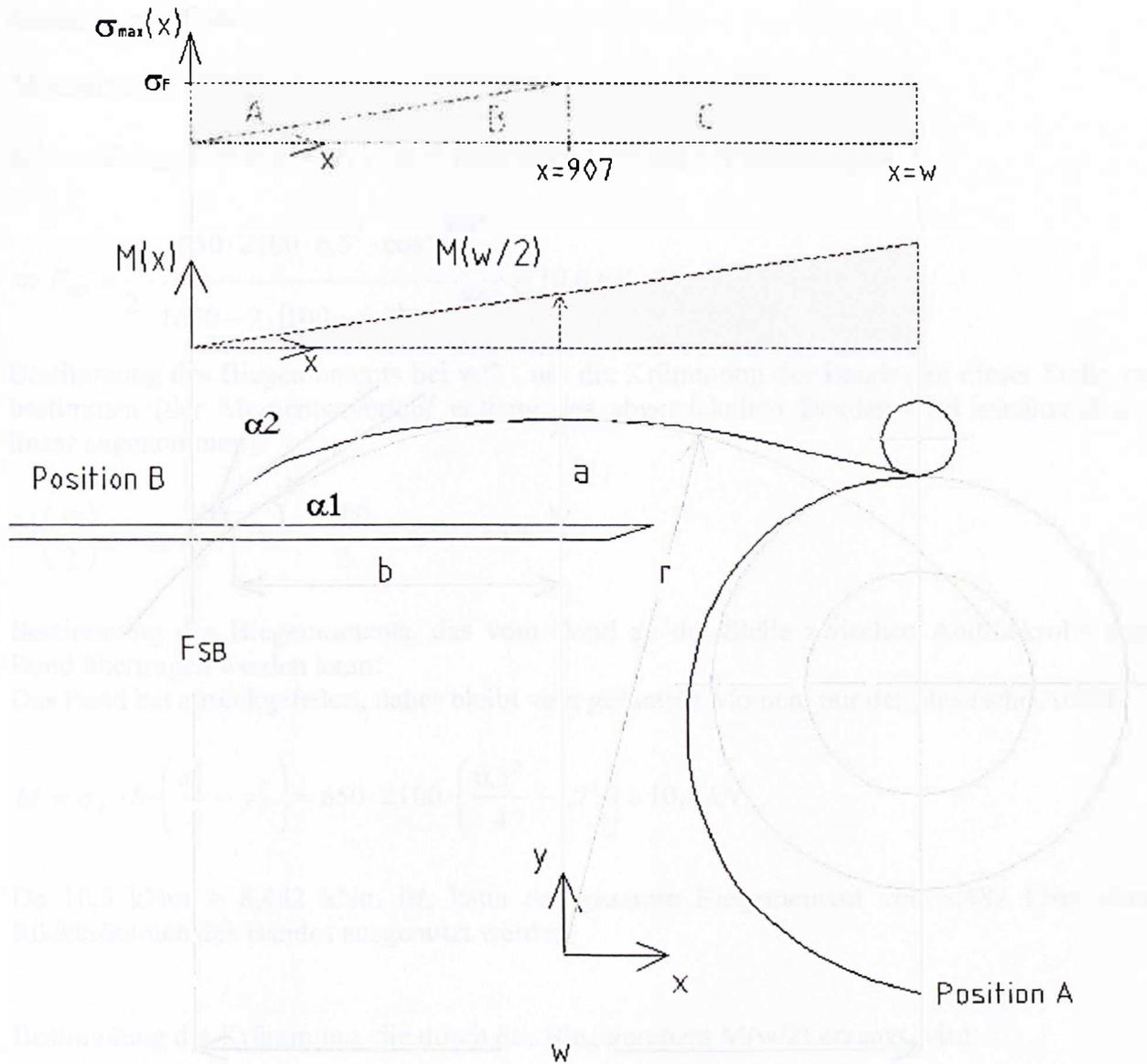


Bild 7.12 Geometrische Größen des Bandes nach dem Abwickeln auf den Tisch, sowie die Verläufe des Biegemoments und der maximalen Spannung im Band infolge F_{SB} .

Das Schwenkbiegen gehört zum Verfahren des freien Biegens. Aus Symmetrie ist das Schwenkbiegen bezüglich Biegemoment und Werkstückform identisch mit dem freien Biegen eines an zwei Stellen aufliegenden Bleches mit einer in der Mitte angreifenden Kraft, jedoch ist die erforderliche Biegekraft beim Schwenkbiegen halb so groß [7].

Es folgt:

$$F_{SB} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \left(\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{w - 2 \cdot (r_{\text{Andrückrolle}} + s_0) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

$$r_{\text{Andrückrolle}} = 100 \text{ mm}$$

Abschätzung:

Schwenkbiegewinkel $\alpha = 86^\circ$, $w = 1600 \text{ mm}$, Reibung vernachlässigbar

$$\Rightarrow F_{SB} = \frac{1}{2} \cdot \frac{650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \cos^2 \frac{86^\circ}{2}}{1600 - 2 \cdot (100 + 6,5) \cdot \sin \frac{86^\circ}{2}} = 10,6 \text{ kN}$$

Bestimmung des Biegemoments bei $w/2$, um die Krümmung des Bandes an dieser Stelle zu bestimmen (der Momentenverlauf entlang des abgewickelten Bandes wird annähernd als linear angenommen):

$$M\left(\frac{w}{2}\right) = F_{SB} \cdot \frac{w}{2} = 10,6 \cdot \frac{1600}{2} = 8,482 \text{ kNm}$$

Bestimmung des Biegemoments, das vom Band an der Stelle zwischen Andrückrolle und Bund übertragen werden kann:

Das Band hat zurückgefедert, daher bleibt vom gesamten Moment nur der plastische Anteil,

$$M = \sigma_F \cdot b \cdot \left(\frac{s_0^2}{4} - y_F^2 \right) = 650 \cdot 2100 \cdot \left(\frac{6,5^2}{4} - 1,7^2 \right) = 10,5 \text{ kNm}$$

Da $10,5 \text{ kNm} > 8,482 \text{ kNm}$ ist, kann das gesamte Biegemoment von $8,482 \text{ kNm}$ zum Rückkrümmen des Bandes ausgenutzt werden.

Bestimmung der Krümmung, die durch das Biegemoment $M(w/2)$ erzeugt wird:

$$M = \frac{1}{4} \sigma_F b s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right]$$
$$\Rightarrow y_F = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot s_0^2 \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot M}{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2} \right)} = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot 6,5^2 \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot 8482000}{650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2} \right)} = 3,6 \text{ mm}$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} \Rightarrow r_m = \frac{E \cdot y_F}{\sigma_F} = \frac{210000 \cdot 3,6}{650} = 1163 \text{ mm}$$

Diese Krümmung abgezogen von der Anfangskrümmung der Wicklung nach Freibinden vom Bund ergibt die Krümmung in der Mitte des auf den Tisch abgewickelten Bandes:

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_{mR}} - \frac{1}{r_m} = \frac{1}{642} - \frac{1}{1163} \Rightarrow r = 1433 \text{ mm}$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Bestimmung des Winkels α_2 zur Berechnung der erforderlichen Kraft zum gerade Biegen des Bandes (freies Biegen):

Für den Winkel α_2 kann näherungsweise der Winkel α_1 gesetzt werden

Bestimmung von α_1 :

Der Tangens von α_1 ist die Ableitung der Kreisfunktion (Radius = 1433mm) an der Stelle $x = b = 700$ mm,

$$x^2 + y^2 = r^2 = 1433^2$$

$$y^2 = r^2 - x^2$$

$$\Rightarrow y = \sqrt{1433^2 - x^2}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-2 \cdot x}{2 \cdot \sqrt{1433^2 - x^2}}$$

$$\frac{dy(x=700)}{dx} = \frac{700}{\sqrt{1433^2 - 700^2}} = 0,56 = \tan \alpha_1$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = \arctan 0,56 = 29,25^\circ$$

Bestimmung der Kraft zum Niederdrücken des auf dem Tisch abgewickelten Bandes:

$$r_{\text{Rolle}} = 125 \text{ mm}$$

$$F_{GB} = \frac{\sigma_F \cdot b \cdot s_0^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \left(\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{w - 2 \cdot (r_{\text{Rolle}} + s_0) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \cos^2 29,25^\circ}{1600 - 2 \cdot (125 + 6,5) \cdot \sin 29,25^\circ} = 29,8 \text{ kN}$$

Damit beträgt die gesamte Biegekraft der Biegerolle:

$$F_{\text{Rolle}} = F_{GB} + F_{RFB} + F_{ND} = 29,8 + 167,2 + 681 = 878 \text{ kN}$$

Berechnung des maximalen Biegemoments, das durch die maximale F_{Rolle} im Biegeteil erzeugt wird:

$$M = \frac{F_{\text{Rolle}} \cdot 0,053 \cdot r_m}{0,4} = \frac{878 \cdot 0,053 \cdot 0,127}{0,4} = 14,77 \text{ kNm}$$

7. Optimierung des Biegesystems Biegerolle und Mulde

Berechnung der Niederdrückkraft unter Berücksichtigung der Spannungen, die im Band durch F_{SB} induziert werden:

Der Verlauf der induzierten maximalen Spannung $\sigma_{\max}(x)$ (Bild 7.12) in den Außenfasern des Bandquerschnitts:

$$\sigma_{\max}(x) = \frac{M(x)}{W_b} = \frac{6 \cdot M(x)}{b \cdot s_0^2} \cdot x$$

Die Stelle x an der $\sigma_{\max}(x)$ die Fließspannung erreicht:

$$x \left(\sigma_{\max} = 650 \frac{N}{mm^2} \right) = \frac{b \cdot s_0^2 \cdot \sigma_{\max}}{6 \cdot F_{SB}} = \frac{2100 \cdot 6,5^2 \cdot 650}{6 \cdot 10600} = 907 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \sigma_{\max}(x) = \frac{6 \cdot F_{SB}}{b \cdot s_0^2} \cdot x \quad \text{für } x \leq 907 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max}(x) = 650 \frac{N}{mm^2} \quad \text{für } x \geq 907 \text{ mm}$$

Die einzelnen Bereiche des Verlaufs der induzierten maximalen Spannung im Bild 7.12:

Fläche A: Verlauf der durch die Niederdrückkraft aufzubringenden Spannung.

Der Mittelwert für die aufzubringende Spannung $= \frac{\sigma_F}{2}$. Dieser Wert wird für σ_F in der Beziehung zur Berechnung der Niederdrückkraft F_{GB} verwendet.

Fläche B: Verlauf der durch F_{SB} induzierten Spannung für $x \leq 907 \text{ mm}$.

Fläche C: Verlauf der durch F_{SB} induzierten Spannung für $x \geq 907 \text{ mm}$.

Es folgt für die Niederdrückkraft aus den Verläufen der induzierten und der noch aufzubringenden Spannungen:

$$F_{GB} = \frac{\frac{\sigma_F}{2} \cdot b \cdot s_0^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \left(\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \cdot 907}{w - 2 \cdot (r_{\text{Rolle}} + s_0) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{907}{1600} = \frac{\frac{650}{2} \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \cos^2 29,25^\circ}{1600 - 2 \cdot (125 + 6,5) \cdot \sin 29,25^\circ} \cdot \frac{907}{1600}$$

$$= 8,5 \text{ kN}$$

8.1.1 Berechnung des maximal zulässigen Werkzeugradius

Dieser Radius muss so bestimmt werden, dass alle möglichen Bänder beim Biegen plastische Formänderung erfahren und nicht nur reine elastische, damit sie nach dem Entlasten nicht vollständig zurückfedern, sondern eine bleibende Krümmung aufweisen.

Wie aus vorigen Berechnungen bekannt ist, muss für teilplastische Formänderung und damit bleibende Krümmung gelten:

$$y_F < \frac{s_0}{2} \Leftrightarrow \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} < \frac{s_0}{2} \Rightarrow r_m < \frac{E \cdot s_0}{2 \cdot \sigma_F}$$

Um sicher zu sein, dass diese Bedingung von allen Bändern erfüllt wird, muss der Betrag auf der rechten Seite der kleinstmögliche sein, dazu muss s_0 den kleinstmöglichen und σ_F den größtmöglichen Wert annehmen, es folgt:

$$s_0 = 1 \text{ mm}, \quad \sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2,$$

$$r_m < \frac{E \cdot s_0}{2 \cdot \sigma_F} = \frac{210000 \cdot 1}{2 \cdot 650} = 161,5 \text{ mm}$$

Bänder aller möglichen Kombinationen aus Dicke und Festigkeit mit einem mittleren Biegeradius kleiner als 161,5 mm federn nach dem Entlasten nicht vollständig zurück, sondern behalten eine bleibende Krümmung, die unterschiedlich groß ist, abhängig von Dicke und Festigkeitswert.

Die größte Krümmung hat dann ein Band mit $s_0 = 6,5 \text{ mm}$ (größtvorkommende Dicke) und $\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2$ (kleinstvorkommender Festigkeitswert).

Die kleinste Krümmung hat ein Band mit $s_0 = 1 \text{ mm}$ (kleinste Banddicke) und $\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2$ (größter Festigkeitswert).

Gewählt wird ein mittlerer Radius $r_m = 155 \text{ mm}$

Unter Berücksichtigung der Banddicke werden für die Werkzeuge folgende Radien gewählt:

Oberes Werkzeug: $r_o = 153 \text{ mm}$

Unteres Werkzeug: $r_u = 157 \text{ mm}$

8.1.2 Bogenlänge der Berührungsflächen beider Werkzeuge

gewählt wird: $l_0 = 150 \text{ mm}$

l_0 mit 150 mm ist günstig damit einerseits die Höhe der Bandvorderkante bei Bändern, die zu wenig zurückfedern nicht zu groß wird, wenn l_0 größer als 150 mm gewählt wird. Andererseits damit die Länge l_1 bei Bändern, die sehr stark zurückfedern nicht zu groß wird, wenn l_0 kleiner als 150 mm gewählt wird.

$$l_{erf} = l_0 + l_1 = 150 \text{ mm} + l_1$$

8.1.3 Unter- und Obergrenze für den erforderlichen Bandlängenbereich für die Höhe H der Bandvorderkante von 50 mm

1. Band mit geringster Rückfederung:

$$\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, s_0 = 6,5 \text{ mm}, r_m = 155 \text{ mm},$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{180 \cdot 155}{210000} = 0,13 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{EI_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{8 \cdot \sigma_F \cdot y_F^2}{E \cdot s_0^3} = \frac{1}{155} - \frac{8 \cdot 180 \cdot 0,13^2}{210000 \cdot 6,5^3} \Rightarrow r_{mR} = 155,01 \text{ mm} \cong r_m$$

$$l_0 = \alpha \cdot r_m \Rightarrow \alpha = \frac{l_0}{r_m} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{150}{155} \cdot \frac{180}{\pi} = 55,4^\circ$$

$$l_0 = \alpha \cdot r_m = \alpha_R \cdot r_{mR} \Rightarrow \alpha_R = \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha$$

bei diesem Band ist $\alpha_R \approx \alpha = 55,4^\circ$

$$h_{1R} = r_{mR} \cdot (1 - \cos \alpha_R) = r_m \cdot (1 - \cos \alpha) = 155 \cdot (1 - \cos 55,4^\circ) = 67 \text{ mm}$$

$$H = h_{1R} = 67 \text{ mm}$$

Bestimmung von l_1 damit $h = 50 \text{ mm}$:

$$H = h_{1R} + h_{2R} = 50 \text{ mm}$$

$$h_{2R} = l_1 \cdot \sin \alpha_R = l_1 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha$$

$$67 \text{ mm} + l_1 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha = 50 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow l_1 = \frac{-17}{\sin 55,4^\circ} = -20,6 \text{ mm}$$

Bestimmung der erforderlichen Bandlänge ab den Berührungspunkt der Biegerolle mit dem Band auf dem Einfädeltisch damit die Höhe der Bandvorderkante H 50 mm beträgt:

$$l_{erf} = l_0 + l_1 = 150 + l_1$$

Für dieses Band beträgt sie:

$$l_{erf} = 150 - 20,6 = 129,4 \text{ mm}$$

Damit kennzeichnet der Wert 129,4 mm die untere Grenze für die erforderliche Bandlänge.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

2. Band mit größter Rückfederung:

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, s_0 = 1 \text{ mm}, r_m = 155 \text{ mm},$$

$$y_F = \frac{\sigma_F \cdot r_m}{E} = \frac{650 \cdot 155}{210000} = 0,479 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{r_{mR}} = \frac{1}{r_m} - \frac{M_B}{EI_z} = \frac{1}{r_m} - \frac{8 \cdot \sigma_F \cdot y_F^2}{E \cdot s_0^3} = \frac{1}{155} - \frac{8 \cdot 650 \cdot 0,48^2}{210000 \cdot 1^3} \Rightarrow r_{mR} = 1329,6 \text{ mm}$$

$$H = h_{1R} = r_{mR} \cdot (1 - \cos \alpha_R) = r_{mR} \cdot \left(1 - \cos \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha \right) = 1329,6 \cdot \left(1 - \cos \frac{155}{1329,6} \cdot 55,4^\circ \right) = 8,44 \text{ mm}$$

Der Wert 8,4 mm ist zu klein, deswegen wird l_1 bestimmt, bei dem der Wert für H bei diesem Band 50 mm beträgt:

$$H = h_{1R} + h_{2R} = 50 \text{ mm}$$

$$h_{2R} = l_1 \cdot \sin \alpha_R = l_1 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha$$

$$8,4 \text{ mm} + l_1 \cdot \sin \frac{r_m}{r_{mR}} \cdot \alpha = 50 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow l_1 = \frac{41,6}{\sin \frac{155}{1329,6} \cdot 55,4^\circ} = 369,5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow l_{erf} = 150 \text{ mm} + 369,5 \text{ mm} = 519,5 \text{ mm}$$

Dieser Wert 519,5 ist die obere Grenze für l_{erf} :

$$\Rightarrow 129,4 \text{ mm} \leq l_{erf} \leq 519,5 \text{ mm}$$

8.1.4 Die erforderlichen Bandlängen für die vorkommenden Bänder in Werten und in graphischer Darstellung

Im Folgenden werden die erforderlichen Bandlängen für Bänder mit allen möglichen Kombinationen aus s_0 - und σ_F - Werten aus den folgenden Bereichen für s_0 und σ_F berechnet und graphisch dargestellt:

$$s_0 = (1, 1.5, 2, 2.5, \dots, 6.5), \text{ Inkrement} = 0,5 \text{ mm}$$

$$\sigma_F = (180, 190, 200, \dots, 650), \text{ Inkrement} = 10 \text{ N/mm}^2$$

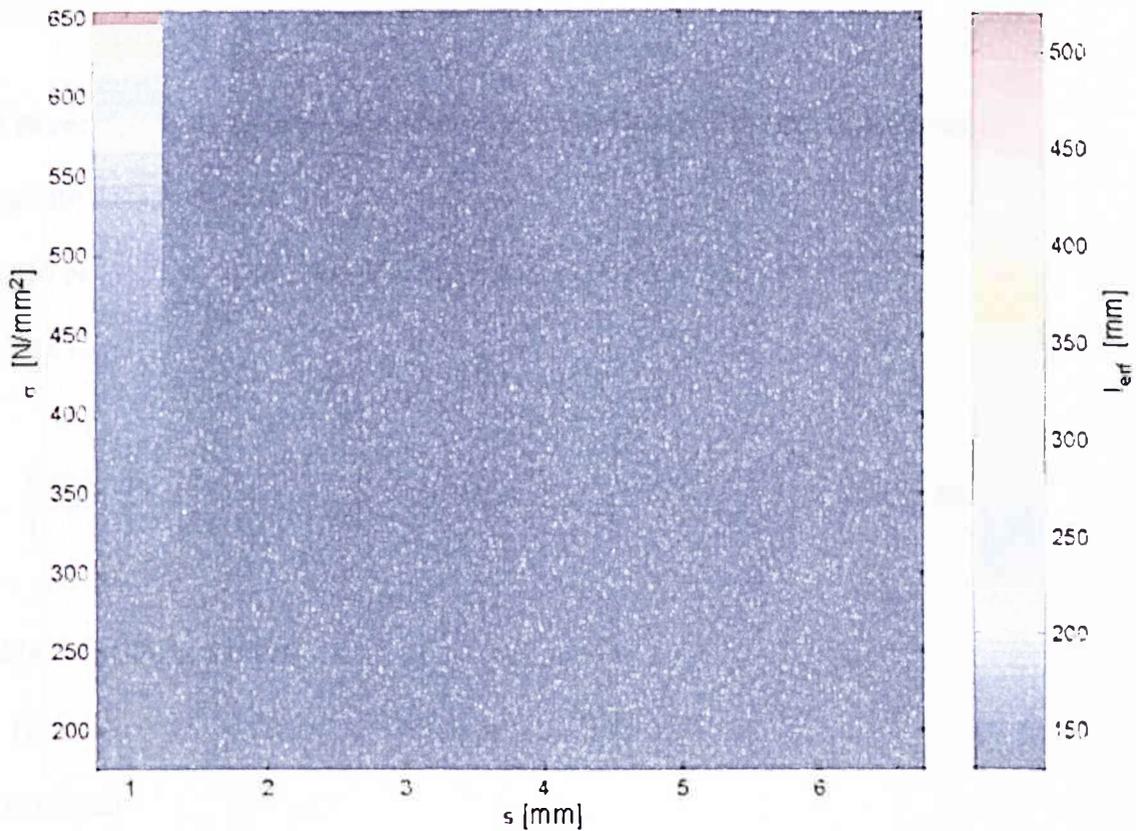


Bild 8.2 Graphische Darstellung der l_{erf} -Werte für alle möglichen Kombinationen der Werte aus den angegebenen s_0 - und σ_F -Bereichen.

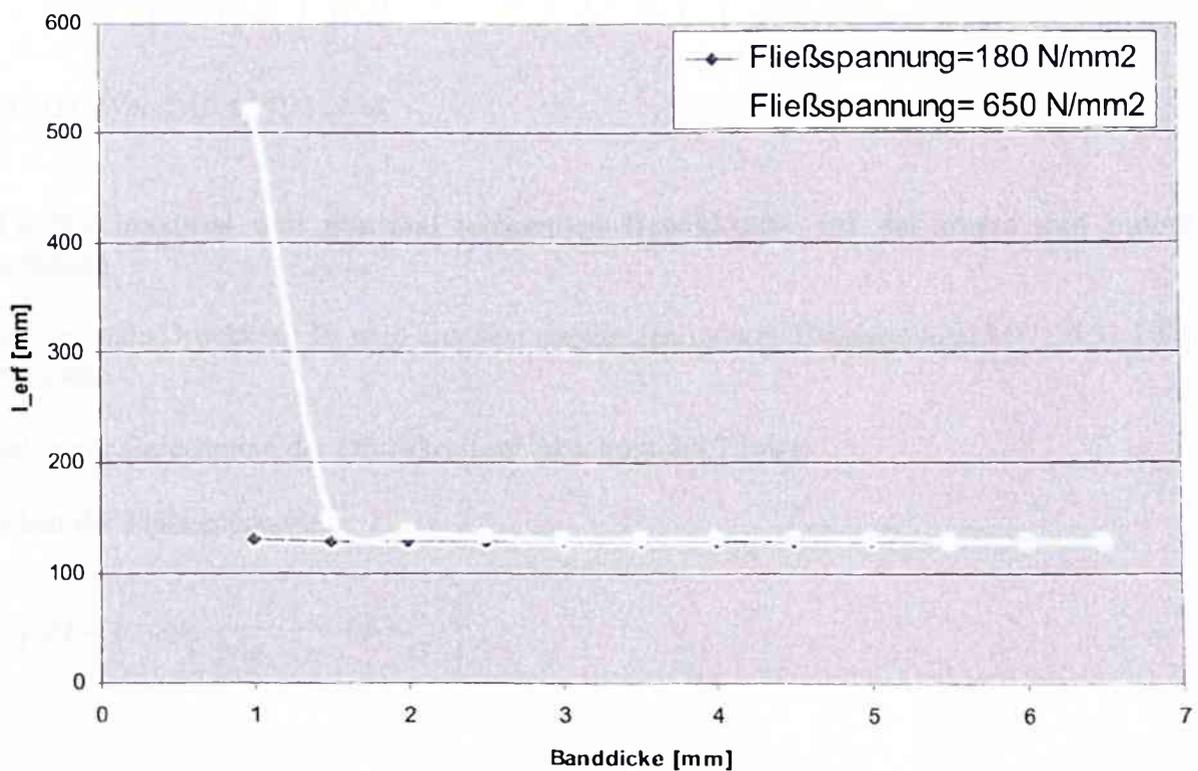


Bild 8.3 l_{erf} -Werte in Abhängigkeit von der Banddicke für den kleinst- und größtvorkommenden Festigkeitswert $\sigma_F = 180$ N/mm² und $\sigma_F = 650$ N/mm².

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Die berechneten l_{cr} -Werte mit den zugehörigen s_0 - und σ_F -Werten sind im Anhang A.3 enthalten.

8.1.5 Berechnung des größt- und kleinstforderlichen inneren Biegemoments

Das größte Biegemoment:

$$\sigma_F = 650 \text{ N/mm}^2, s_0 = 6,5 \text{ mm}, b = 2100 \text{ mm}, r_m = 155 \text{ mm},$$

$$y_F = 0,48 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \sigma_F b s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \cdot 650 \cdot 2100 \cdot 6,5^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,48}{6,5} \right)^2 \right] = 14,31 \text{ kNm}$$

Das kleinste Biegemoment:

$$\sigma_F = 180 \text{ N/mm}^2, s_0 = 1 \text{ mm}, b = 700 \text{ mm}, r_m = 155 \text{ mm},$$

$$y_F = 0,13 \text{ mm}$$

$$M = \frac{1}{4} \sigma_F b s_0^2 \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{y_F}{s_0} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \cdot 180 \cdot 700 \cdot 1^2 \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{0,13}{1} \right)^2 \right] = 30,8 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow 0,031 \text{ kNm} \leq M \leq 14,31 \text{ kNm}$$

8.1.6 Die maximal und minimal wirkenden Druckkräfte auf das obere und untere Werkzeug

Die maximale Druckkraft F_2 wird aus dem maximalen inneren Biegemoment $M = 14,31 \text{ kNm}$ berechnet:

Analog zur Berechnung der Druckkraft im Abschnitt 4.4.7 folgt:

Verlauf der Flächenpressung:

$$\Rightarrow q(\varphi) = p \cdot \cos \left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \right]$$

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Die Amplitude p in Abhängigkeit der Druckkraft F_2 :

$$\int_{\varphi_0}^{\pi-\varphi_0} q(\varphi) \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi = F_{\text{Rolle}} = \int_{\varphi_0}^{\pi-\varphi_0} p \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)\right] \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi$$

mit $\varphi_0 = \frac{\pi - \alpha}{2} = \frac{\pi - 55,4^\circ}{2} = 62,3^\circ = 0,35\pi$ folgt:

$$p = \frac{F_2}{0,6 \cdot b \cdot r_m}$$

Bestimmung der Druckkraft F_2 aus der Gleichgewichtsbedingung mit Hilfe des Biegemoments M und der Amplitude p :

Gleichgewicht:

$$M - \int_0^{\frac{\pi}{2}} q(\varphi) \cdot b \cdot r_m \cdot d\varphi \cdot \cos \varphi \cdot r_m = 0$$

$$\begin{aligned} M &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2 \cdot \varphi_0 - \pi} \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)\right] \cdot \cos \varphi \cdot r_m^2 \cdot b \cdot d\varphi \\ &= p \cdot r_m^2 \cdot b \cdot \frac{2 \cdot \cos(-2 \cdot \varphi_0 + \pi)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi^2}{8 \cdot \varphi_0 - 4 \cdot \pi}\right)^2}{\pi^2} \end{aligned}$$

mit $\varphi_0 = 62,3^\circ = 0,35\pi$ folgt:

$$M = 0,0691 \cdot p \cdot r_m^2 \cdot b = 0,0691 \cdot \frac{F_2}{0,6 \cdot b \cdot r_m} \cdot r_m^2 \cdot b$$

$$\Rightarrow F_2 = \frac{0,6 \cdot M}{0,0691 \cdot r_m} = \frac{0,6 \cdot 14,31}{0,0691 \cdot 0,155} = 802 \text{ kN}$$

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Die minimal erforderliche Druckkraft F_2 der Biegerolle wird aus dem minimal erforderlichen inneren Biegemoment $M = 0,031 \text{ kNm}$ berechnet:

$$F_2 = \frac{0,6 \cdot M}{0,0691 \cdot r_m} = \frac{0,6 \cdot 0,031}{0,0691 \cdot 0,155} = 1,74 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow 1,74 \text{ kN} \leq F_2 \leq 802 \text{ kN}$$

8.1.7 Die verfügbare Druckkraft der Biegerolle der besichtigten Anlage, sowie das von ihr im Biegeteil erzeugbare innere Biegemoment

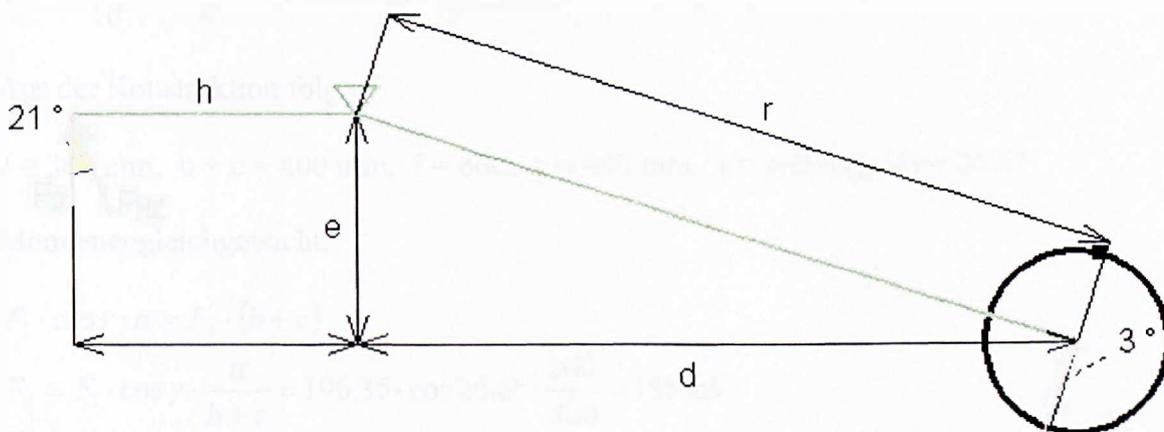


Bild 8.4 Kräftegleichgewicht an der Biegerolle.

$$r = 1005 \text{ mm}, \quad e = 450 - 40 = 410 \text{ mm}, \quad d = 920 \text{ mm}, \quad h = 475 \text{ mm}$$

Aus 4.4.10 folgt: $F_{Hz} = 196,35 \text{ kN}$

$$F_3 = F_{Hz} \cdot \cos 21^\circ = 196,35 \cdot \cos 21^\circ = 183,31 \text{ kN}$$

Momentengleichgewicht:

$$M_1 = F_3 \cdot h = F_2 \cdot \cos 3^\circ \cdot r$$

$$F_2 = \frac{h}{r \cdot \cos 3^\circ} \cdot F_3 = \frac{475}{1005 \cdot \cos 3^\circ} \cdot 183,31 = 87 \text{ kN}$$

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Das Biegemoment, das die Druckkraft der Biegerolle der besichtigten Anlage im Biegeteil mittels dieser Biegevorrichtung erzeugt

$$M = \frac{0,0691 \cdot F_{\text{Rolle}} \cdot r_m}{0,6} = \frac{0,0691 \cdot 87 \cdot 0,155}{0,6} = 1,6 \text{ kNm}$$

8.1.8 Berechnung der Druckkraft F_2 , die vom unteren Biegewerkzeug erzeugt wird

Das untere Werkzeug wird durch 2 Hydraulikzylinder für je 125 bar Systemdruck und 100 mm Kolbendurchmesser betätigt, es folgt für F_1 :

$$F_1 = \frac{2 \cdot 125}{10} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 196,35 \text{ kN}$$

Aus der Konstruktion folgt:

$$a = 360 \text{ mm}, \quad b + c = 400 \text{ mm}, \quad f = 860, \quad g = 430 \text{ mm}, \quad \gamma = \arctan(g / f) = 26,6^\circ$$

Momentengleichgewicht:

$$F_1 \cdot \cos \gamma \cdot a = F_2 \cdot (b + c)$$

$$F_2 = F_1 \cdot \cos \gamma \cdot \frac{a}{b + c} = 196,35 \cdot \cos 26,6^\circ \cdot \frac{360}{400} = 158 \text{ kN}$$

8.1.9 Wirkende Kräfte auf die Einfädeltischkonstruktion, sowie auf die Biegerolle infolge von $F_2 = 158 \text{ kN}$ (Druckkraft des unteren Biegewerkzeugs)

Horizontal:

$$F_{2H} = F_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 158 \cdot \sin \frac{55,4^\circ}{2} = 73 \text{ kN}$$

Vertikal:

$$F_{2V} = F_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 158 \cdot \cos \frac{55,4^\circ}{2} = 140 \text{ kN}$$

Zum Vergleich die Kräfte, die infolge der in der besichtigten Anlage verfügbare Druckkraft von 87 kN vertikal und horizontal auf den Einfädeltisch wirken:

$$F_{2V} = F_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 87 \cdot \cos \frac{55,4^\circ}{2} = 77 \text{ kN}$$

$$F_{2H} = F_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 87 \cdot \sin \frac{55,4^\circ}{2} = 40,4 \text{ kN}$$

8.1.10 Die erforderliche hydraulische Kraft zur Betätigung der Biegerolle

Es wird die Erforderliche Kraft F_3 bzw. F_{HZ} zur Betätigung der Biegerolle berechnet damit diese dem unteren Werkzeug beim im Abschnitt 8.1.8 berechneten Kraftaufgebot das Gleichgewicht halten kann. Ferner wird die hydraulische Kraft F_1 zur Betätigung des unteren Werkzeugs beim vorhandenen Kraftaufgebot der Biegerolle (Druckkraft = 87 kN) berechnet.

Momentengleichgewicht bei M_1 :

$$F_3 \cdot h = F_{2H} \cdot e + F_{2V} \cdot d$$

$$\Rightarrow F_3 = \frac{F_{2H} \cdot e + F_{2V} \cdot d}{h}$$

mit $d = 920 \text{ mm}$, $e = 410 \text{ mm}$ und $h = 475 \text{ mm}$ folgt für F_3 :

$$F_3 = \frac{73 \cdot 410 + 140 \cdot 920}{475} = 334 \text{ kN} \quad \Rightarrow F_{HZ} = \frac{F_3}{\cos 21^\circ} = 358 \text{ kN}$$

$$F_2 = 87 \text{ kN} \Rightarrow F_1 = F_2 \cdot \frac{b+c}{\cos \gamma \cdot a} = 87 \cdot \frac{400}{\cos 26,6^\circ \cdot 360} = 108 \text{ kN}$$

8.1.11 Allgemeine Bemerkung

Berechnung des Biegemoments M_1 , für den Fall, dass die Biegerolle auf der rechten Seite gelagert wäre wie im Bild 8.5 dargestellt:

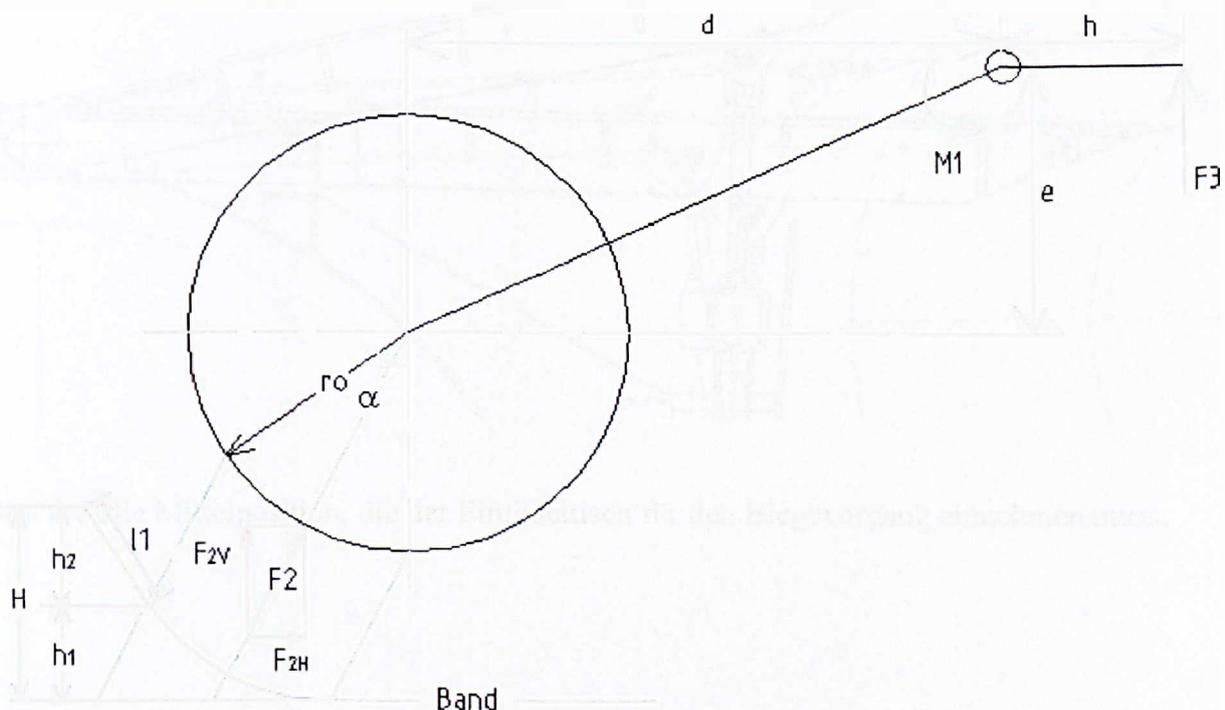


Bild 8.5

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Momentengleichgewicht für Das Drehmoment M_1 :

$$M_1 = F_3 \cdot h = F_{2V} \cdot e - F_{2H} \cdot d$$

Ein Vergleich mit dem vorigen Momentengleichgewicht für M_1 zeigt, dass das Biegemoment der Biegerolle in diesem Fall von der Krafteinwirkung des unteren Werkzeugs unterstützt wird, wodurch der Momentenbedarf der Biegerolle gegenüber dessen beim ersten Fall der Lagerung der Biegerolle reduziert wird. Die vertikale Kraft muss von der Biegerolle aufgebracht werden. Die horizontale Kraft hingegen erzeugt ein zusätzliches Biegemoment, das dem Moment der Biegerolle überlagert wird.

8.1.12 Definition einer Position für den Einfädeltisch

Analog zum Abschnitt 7.2 bedarf es auch bei dieser Biegevorrichtung der Definition einer Mittelposition (Bild 8.6), die der Einfädeltisch nach dem Öffnen des Bundes und Abwickeln eines Bandstückes einnehmen muss damit der Biegevorgang erfolgen kann. Sie ist die gleiche Position wie im Abschnitt 7.2. In dieser Position passen die oberen und die unteren Biegewerkzeuge zueinander für einen wirksamen Biegevorgang.

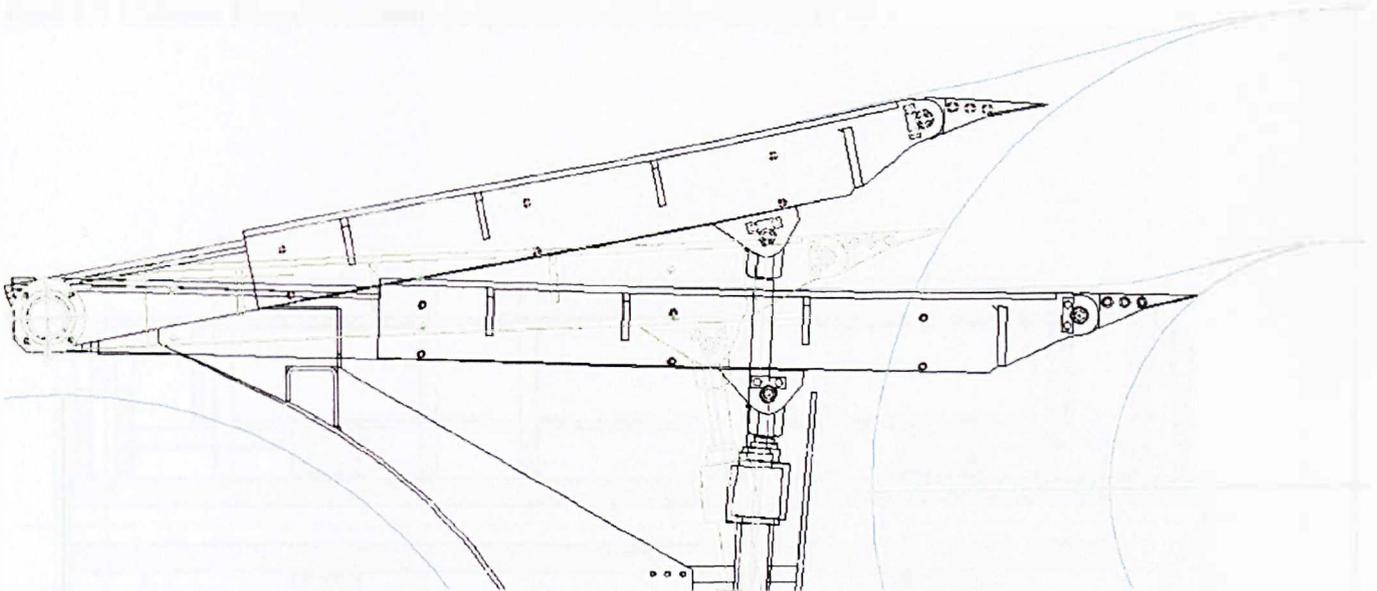


Bild 8.6 Die Mittelposition, die der Einfädeltisch für den Biegevorgang einnehmen muss.

8.1.13 Konstruktive Ausführung der ersten Variante der Biegevorrichtung

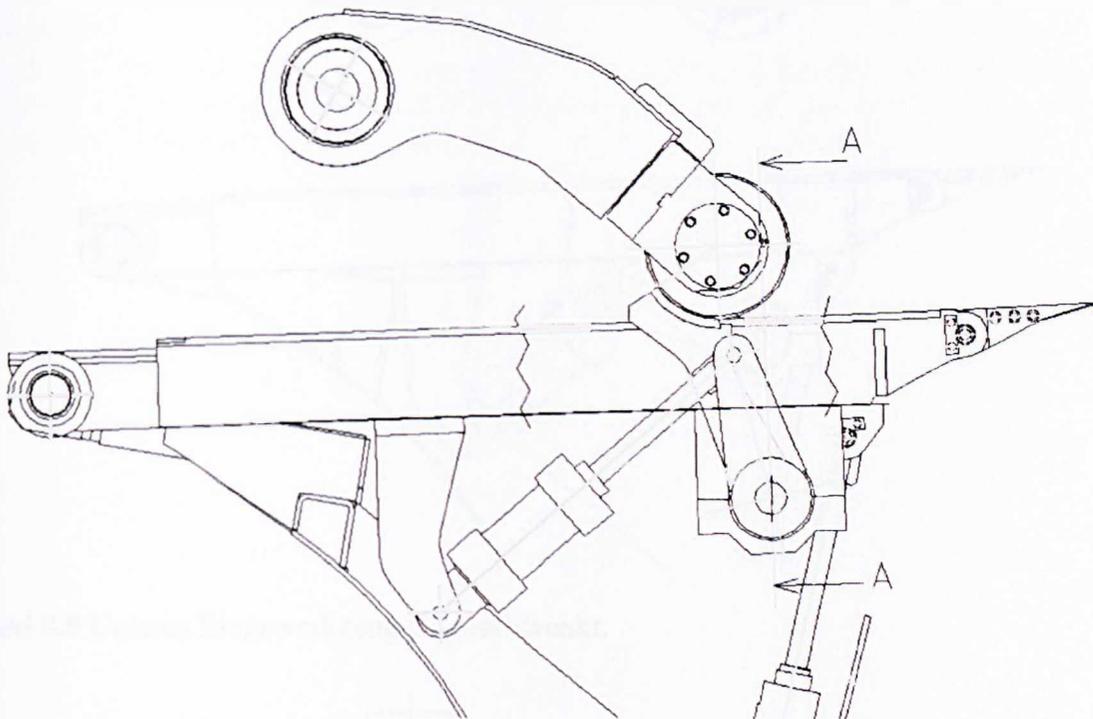


Bild 8.7 Unteres Biegewerkzeug ausgeschwenkt beim Biegen.

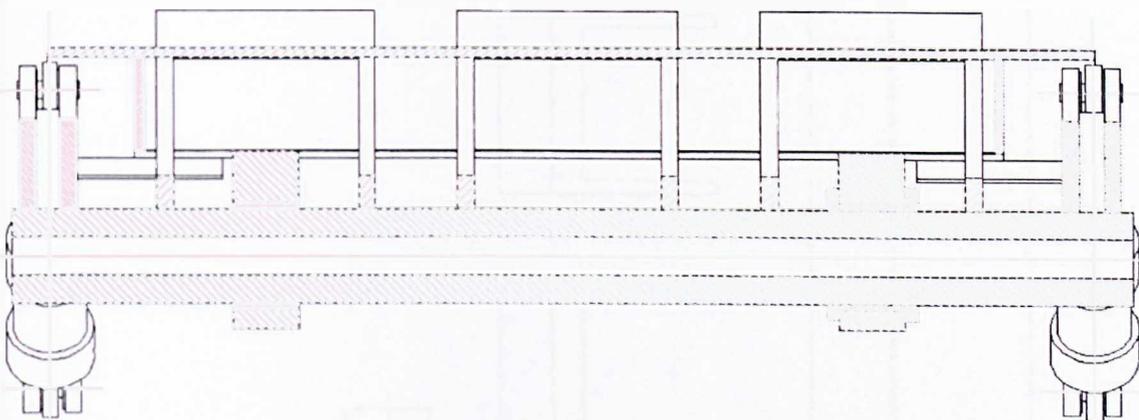


Bild 8.8 Schnitt A-A ohne Biegerolle.

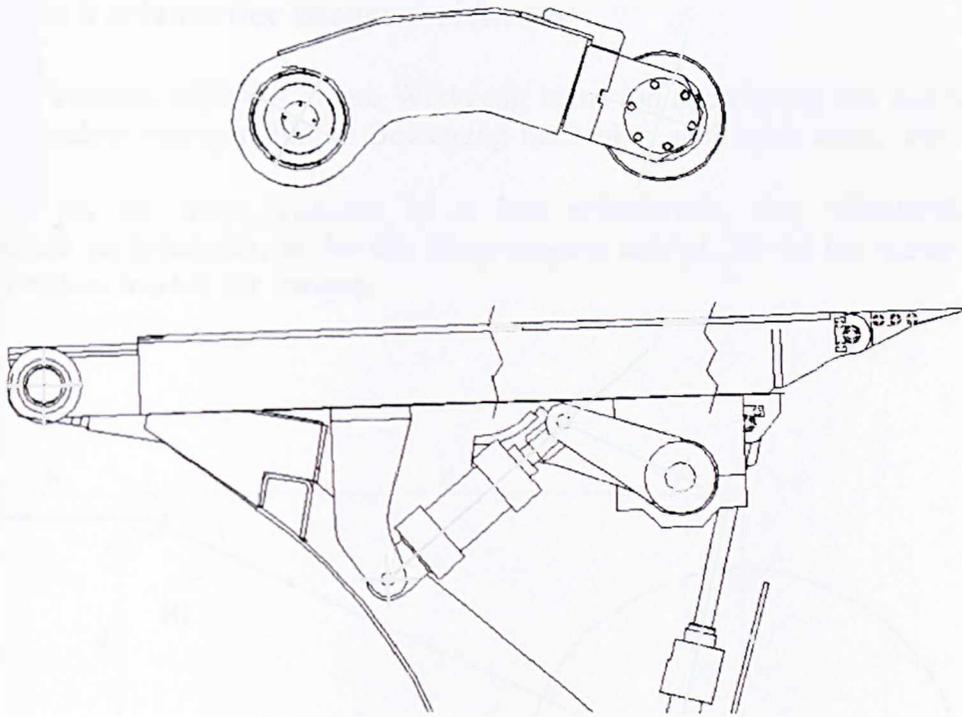


Bild 8.9 Unteres Biegewerkzeug eingeschwenkt.

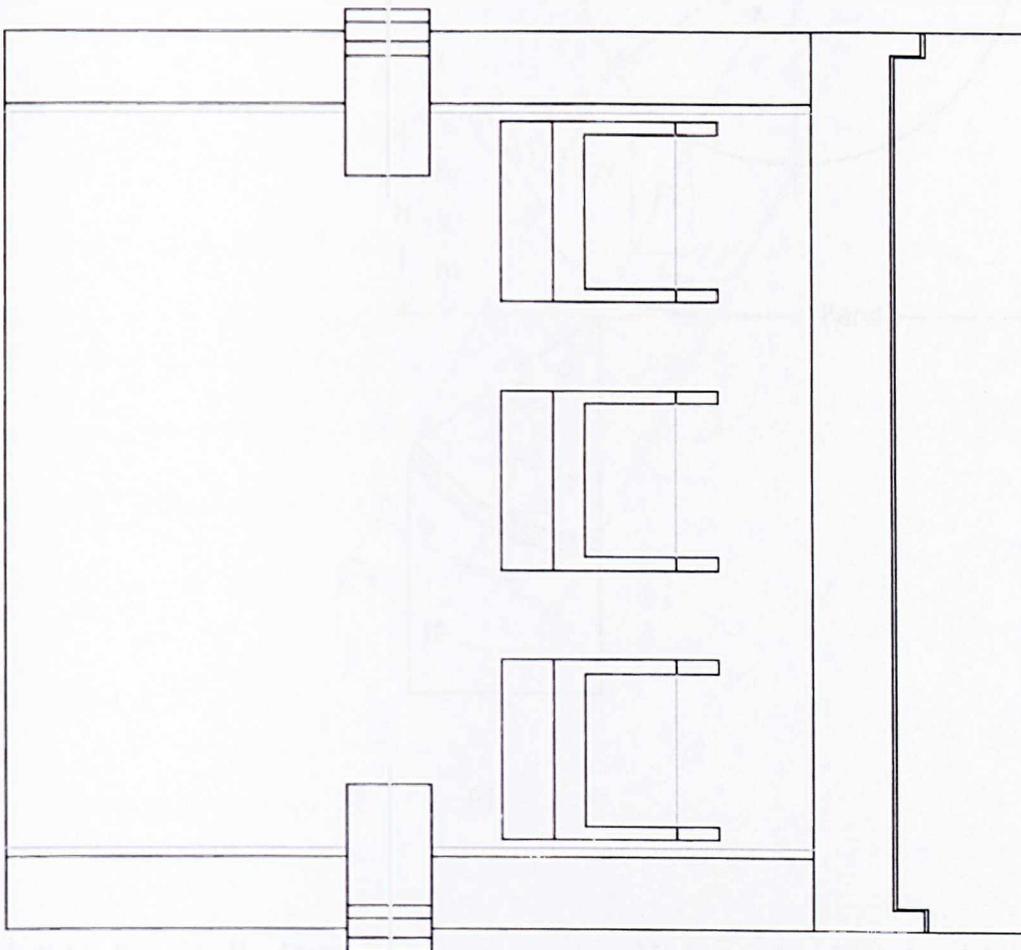


Bild 8.10 Einfädeltisch-Unterseite.

8.2 Zweite Variante der Biegevorrichtung

Bei dieser Variante führt das untere Werkzeug keine Drehbewegung aus wie bei der ersten Variante sondern eine geradlinige Bewegung nach oben und nach unten wie im Bild 4.26 dargestellt.

Auch wie bei der ersten Variante ist es hier erforderlich, eine Mittelposition für den Einfädeltisch zu definieren, in der der Biegevorgang erfolgt. Sie ist bei dieser Variante die gleiche Position wie bei der vorigen.

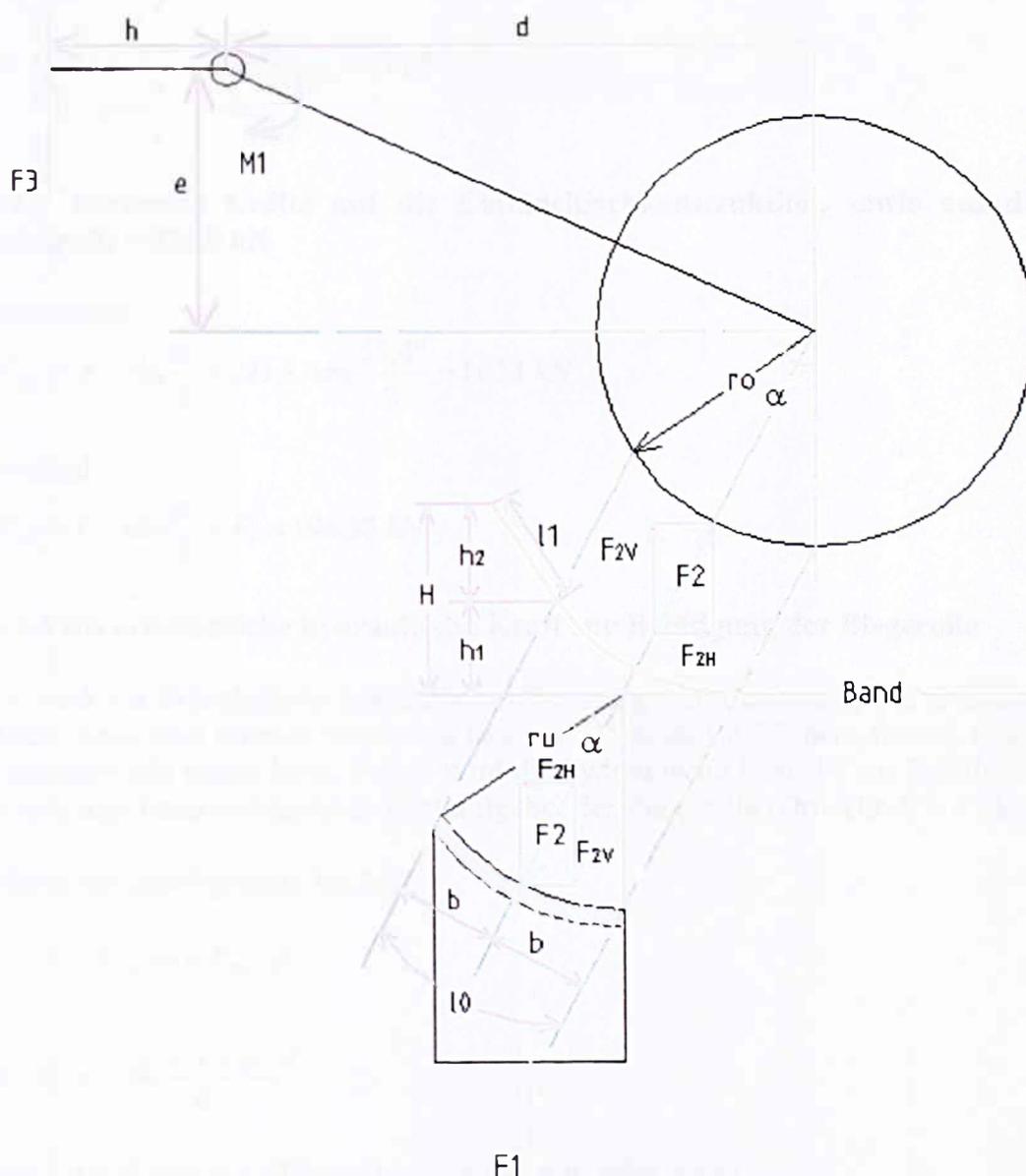


Bild 8.11 Prinzipielle Darstellung der zweiten Variante der Biegevorrichtung mit den auftretenden Kräften.

8.2.1 Berechnung der Druckkraft des unteren Werkzeugs

Das untere Werkzeug wird durch 2 Hydraulikzylinder für je 125 bar Systemdruck und 100 mm Kolbendurchmesser betätigt, es folgt für F_1 :

$$F_1 = \frac{2 \cdot 125}{10} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 196,35 \text{ kN}$$

Kräftegleichgewicht:

$$F_1 - F_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 0$$
$$\Rightarrow F_2 = \frac{F_1}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{196,35}{\cos \frac{55,4^\circ}{2}} = 221,8 \text{ kN}$$

8.2.2 Wirkende Kräfte auf die Einfädeltischkonstruktion, sowie auf die Biegerolle infolge $F_2 = 221,8 \text{ kN}$

Horizontal:

$$F_{2H} = F_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 221,8 \cdot \sin \frac{55,4^\circ}{2} = 103,1 \text{ kN}$$

Vertikal:

$$F_{2V} = F_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = F_1 = 196,35 \text{ kN}$$

8.2.3 Die erforderliche hydraulische Kraft zur Betätigung der Biegerolle

Es wird die Erforderliche hydraulische Kraft F_{HZ} zur Betätigung der Biegerolle berechnet damit diese dem unteren Werkzeug beim im Abschnitt 8.2.1 berechneten Kraftaufgebot das Gleichgewicht halten kann. Ferner wird die hydraulische Kraft F_1 zur Betätigung des unteren Werkzeugs beim vorhandenen Kraftaufgebot der Biegerolle (Druckkraft = 87 kN) berechnet.

Momentengleichgewicht bei M_1 :

$$F_3 \cdot h = F_{2H} \cdot e + F_{2V} \cdot d$$

$$\Rightarrow F_3 = \frac{F_{2H} \cdot e + F_{2V} \cdot d}{h}$$

mit $d = 920 \text{ mm}$, $e = 410 \text{ mm}$ und $h = 475 \text{ mm}$ folgt für F_3 :

$$F_3 = \frac{103,1 \cdot 410 + 196,35 \cdot 920}{475} = 469 \text{ kN} \quad \Rightarrow F_{HZ} = \frac{F_3}{\cos 21^\circ} = 502 \text{ kN}$$

$$F_2 = 87 \text{ kN} \Rightarrow F_1 = F_2 \cdot \cos \frac{55,4^\circ}{2} = 87 \cdot \cos \frac{55,4^\circ}{2} = 77 \text{ kN}$$

8.2.4 Konstruktive Ausführung der zweiten Variante der Biegevorrichtung

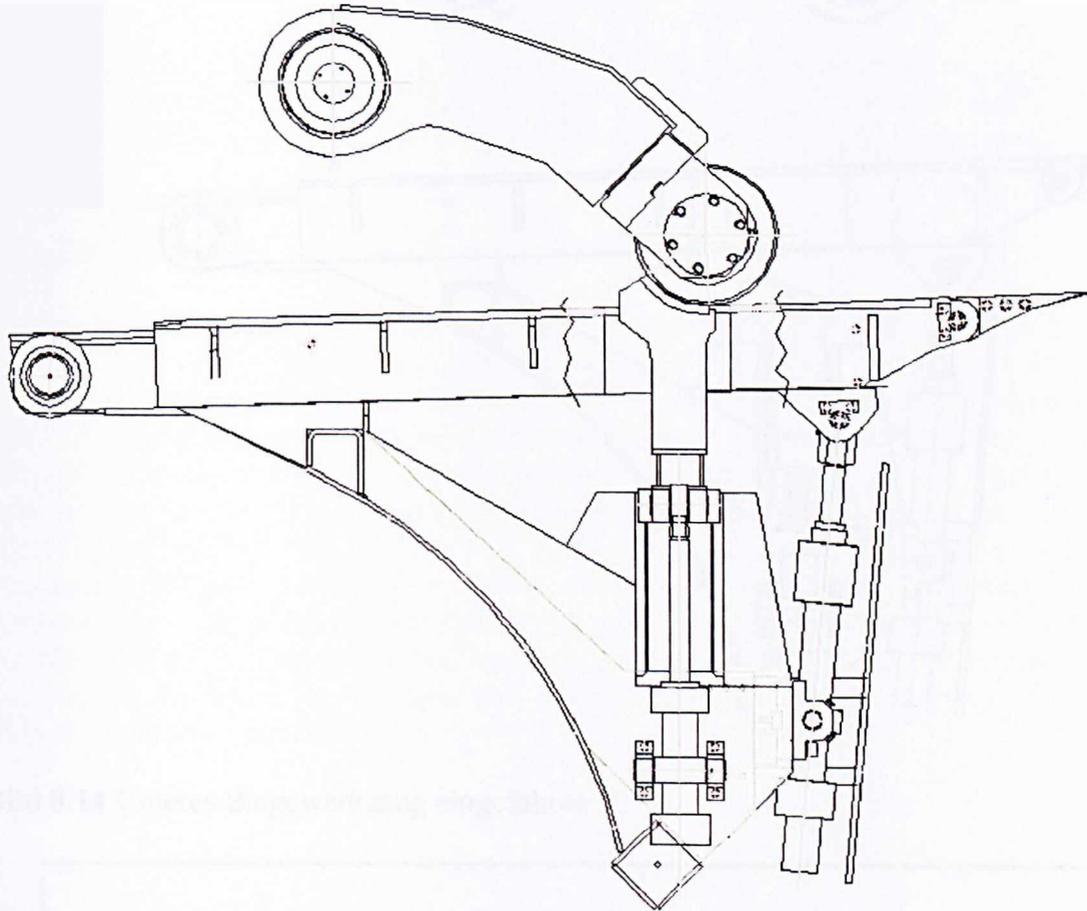


Bild 8.12 Unteres Biegewerkzeug ausgefahren beim Biegen.

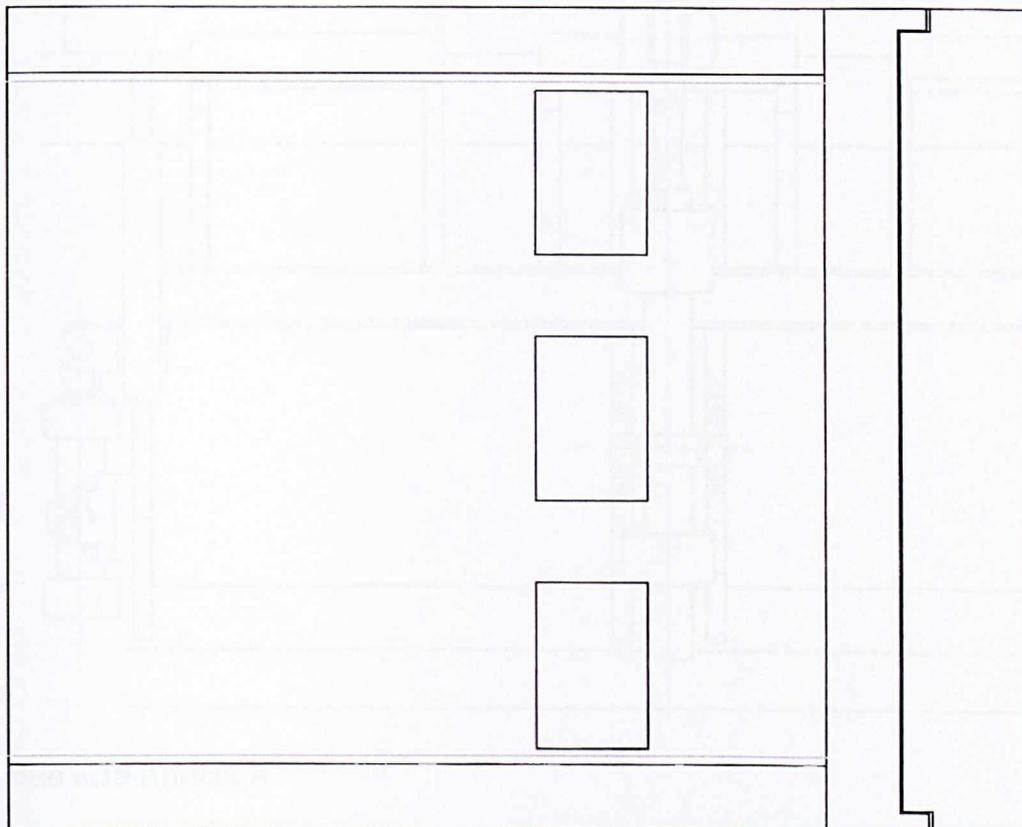


Bild 8.13 Einfädeltisch-Unterscite.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

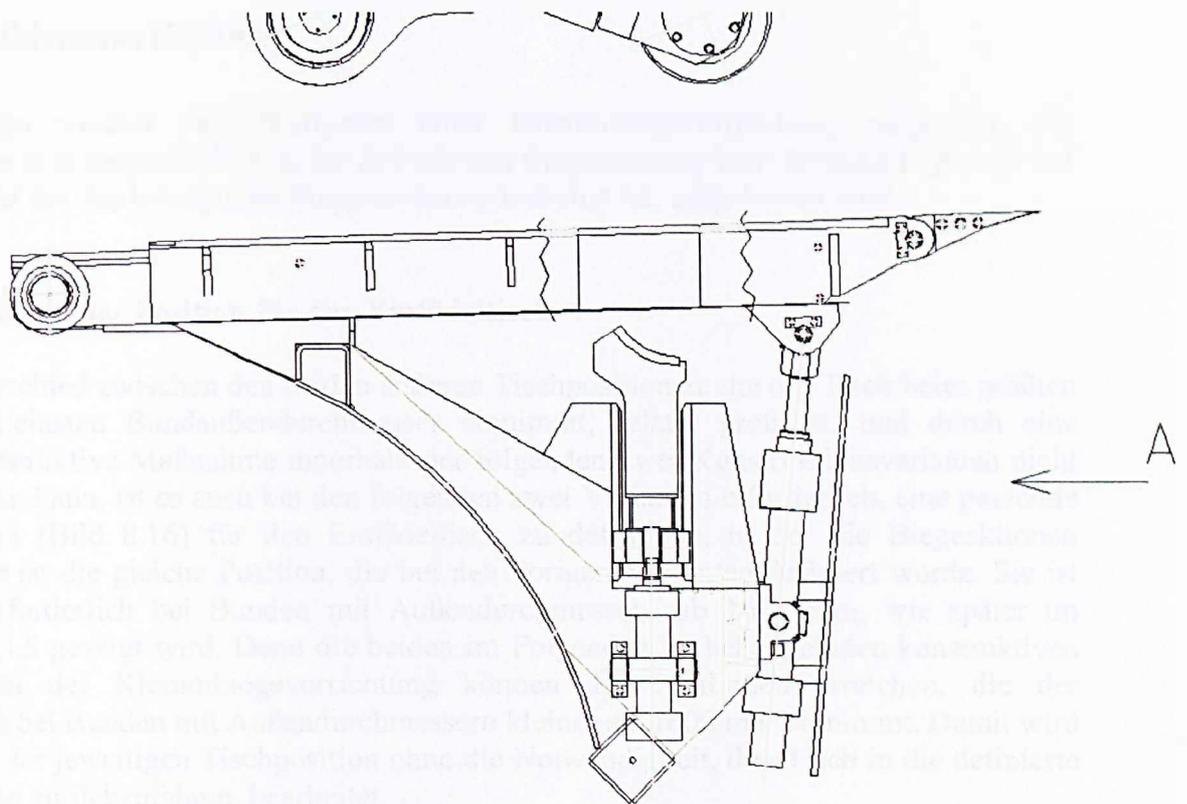


Bild 8.14 Unteres Biegewerkzeug eingefahren.

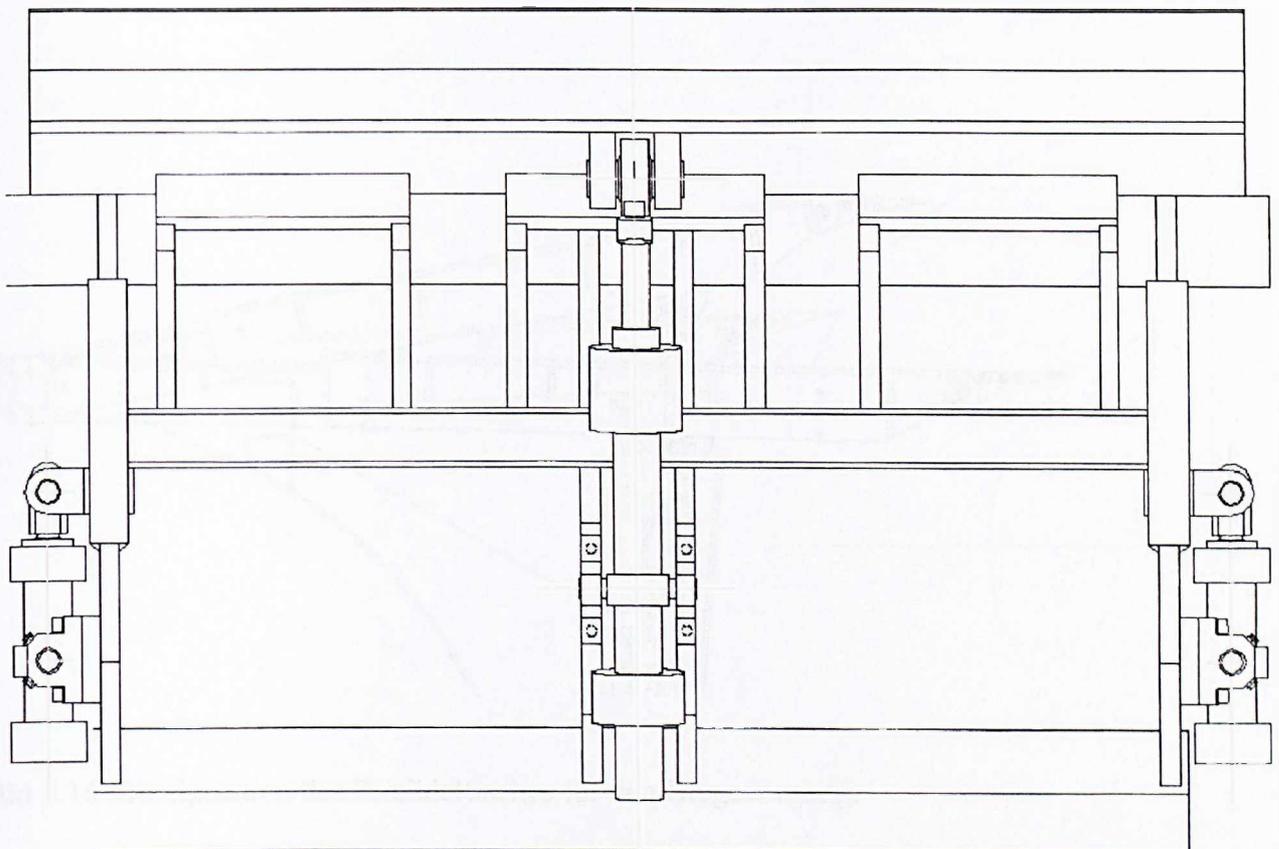


Bild 8.15 Ansicht A.

8.3 Klemmbiegevorrichtung

Im Folgenden werden zwei Varianten einer Klemmbiegevorrichtung vorgestellt. Sie unterscheiden sich hauptsächlich in der Art wie das Biegemoment vom Hydraulikzylinder auf die Achse, auf der das bewegliche Biegewerkzeug befestigt ist, aufgebracht wird.

8.3.1 Definition einer Position für den Einfädeltisch

Da der Unterschied zwischen den beiden äußeren Tischpositionen, die der Tisch beim größten und beim kleinsten Bundaußendurchmesser einnimmt, relativ groß ist, und durch eine einfache konstruktive Maßnahme innerhalb der folgenden zwei Konstruktionsvarianten nicht erfasst werden kann, ist es auch bei den folgenden zwei Varianten erforderlich, eine passende Mittelposition (Bild 8.16) für den Einfädeltisch zu definieren, in der die Biegeaktionen erfolgen. Sie ist die gleiche Position, die bei den vorigen Varianten definiert wurde. Sie ist allerdings erforderlich bei Bunden mit Außendurchmessern ab 1600 mm, wie später im Abschnitt 8.3.5 gezeigt wird. Denn die beiden im Folgenden zu behandelnden konstruktiven Ausführungen der Klemmbiegevorrichtung können die Positionen erreichen, die der Einfädeltisch bei Bunden mit Außendurchmessern kleiner als 1600 mm einnimmt. Damit wird das Band in der jeweiligen Tischposition ohne die Notwendigkeit, den Tisch in die definierte Mittelposition zurückzufahren, bearbeitet.

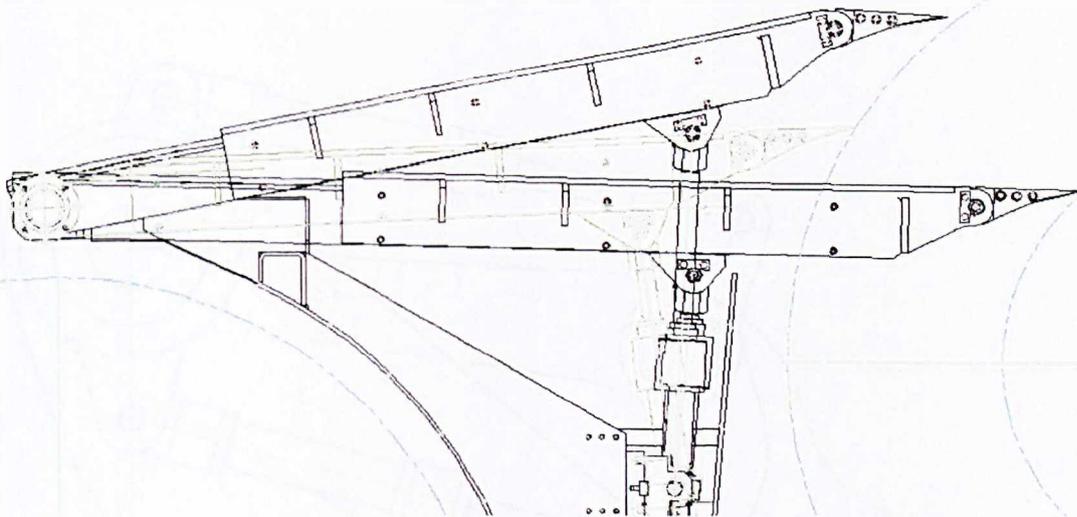


Bild 8.16 Mittelposition des Einfädeltisches für den Biegevorgang.

8.3.2 Variante I der Klemmbiegevorrichtung

Bei dieser Variante wird das Biegemoment von zwei Hydraulikzylindern an den Seiten der Biegevorrichtung auf die Achse des Biegewerkzeugs mittels Laschen auf den beiden äußeren Achsenseiten aufgebracht (Bild 8.17).

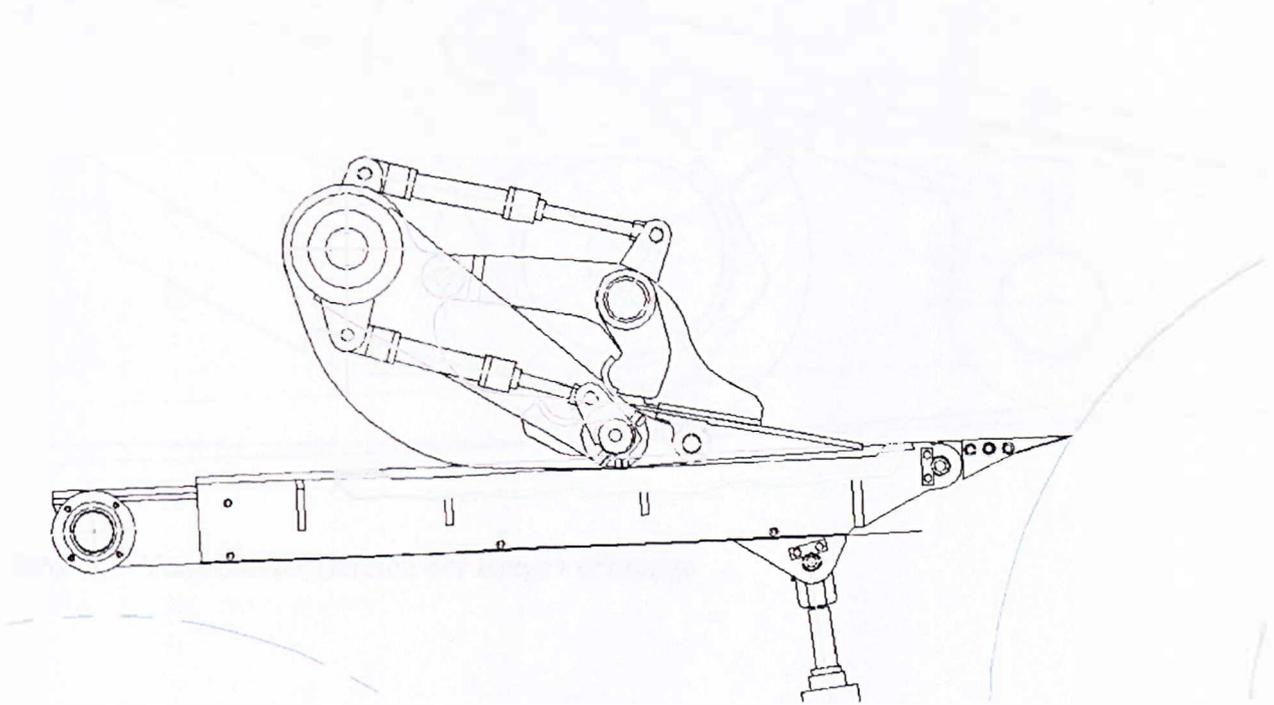


Bild 8.17 Klemmbiegevorrichtung. Biegewerkzeug ausgeschwenkt, Klemmwerkzeug eingeschwenkt.

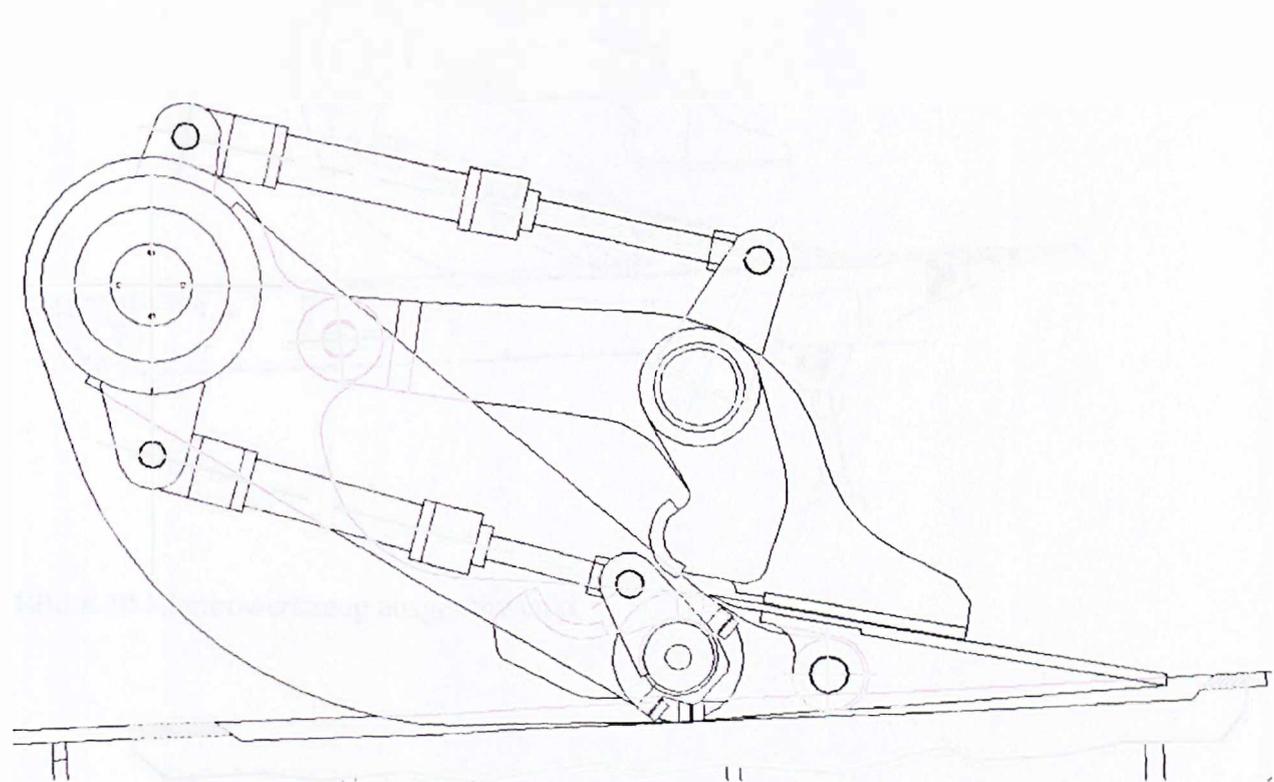


Bild 8.18 Vergrößerte Ansicht der Klemmbiegevorrichtung.

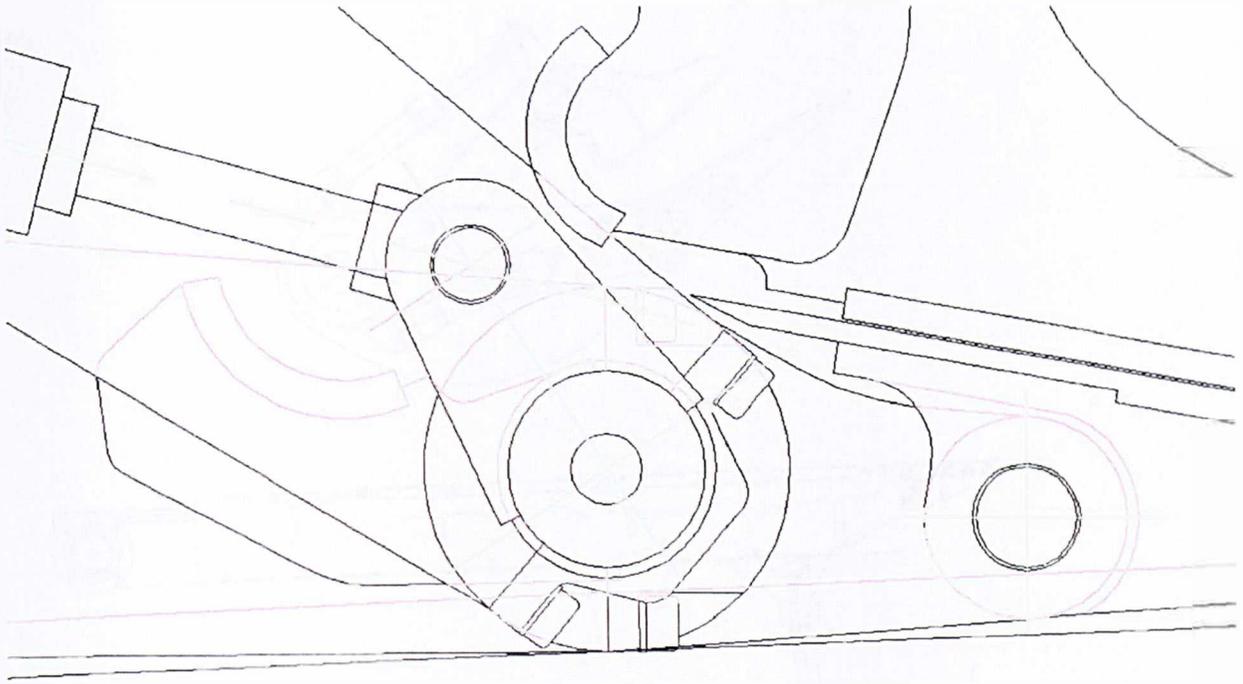


Bild 8.19 Vergrößerter Bereich der Biegewerkzeuge.

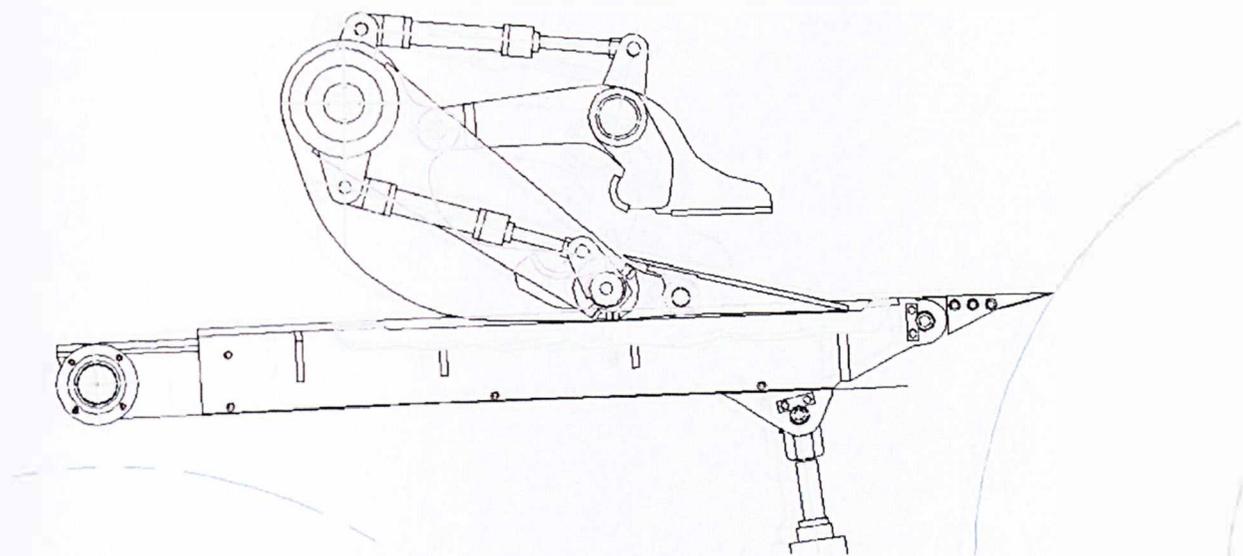


Bild 8.20 Klemmwerkzeug ausgeschwenkt.

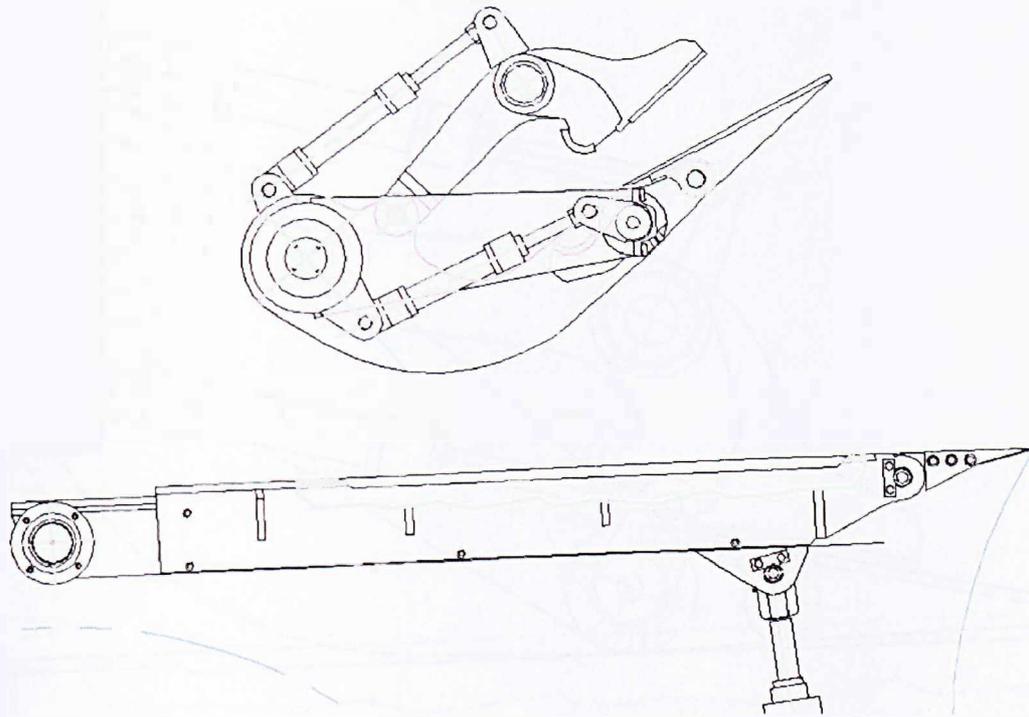


Bild 8.21 Klemmbiegevorrichtung hochgeschwenkt.

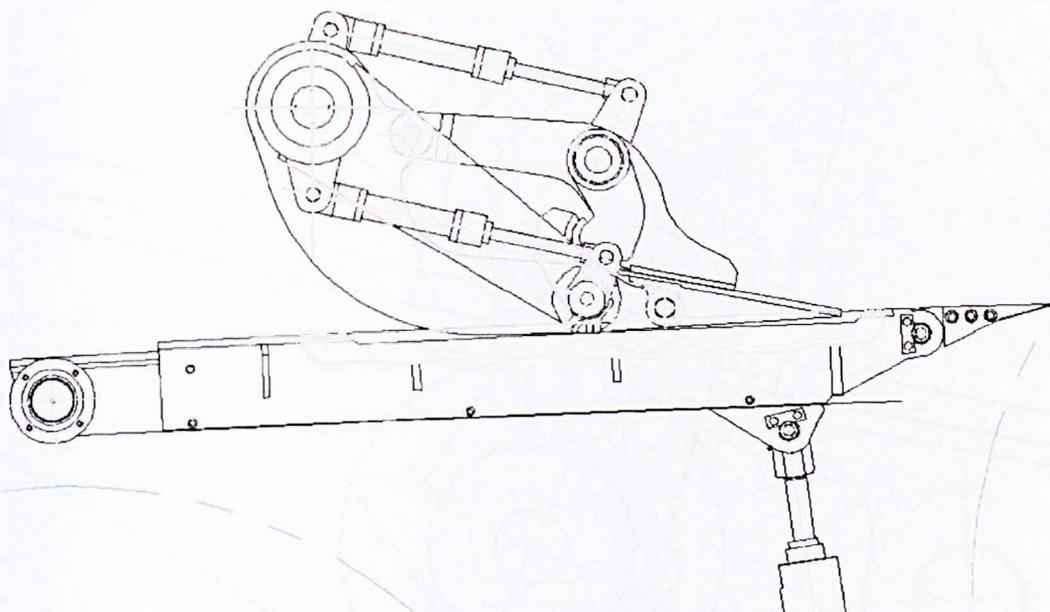


Bild 8.22 Biegewerkzeug und Klemmwerkzeug eingeschwenkt.

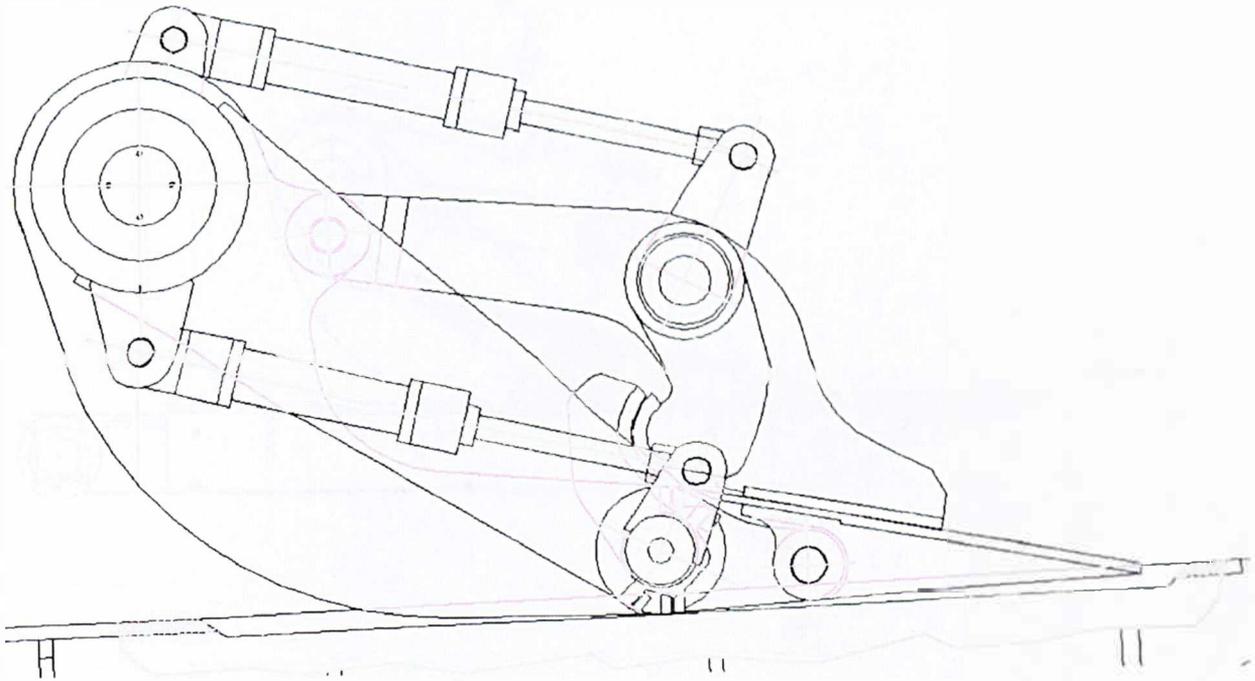


Bild 8.23 Vergrößerte Ansicht.

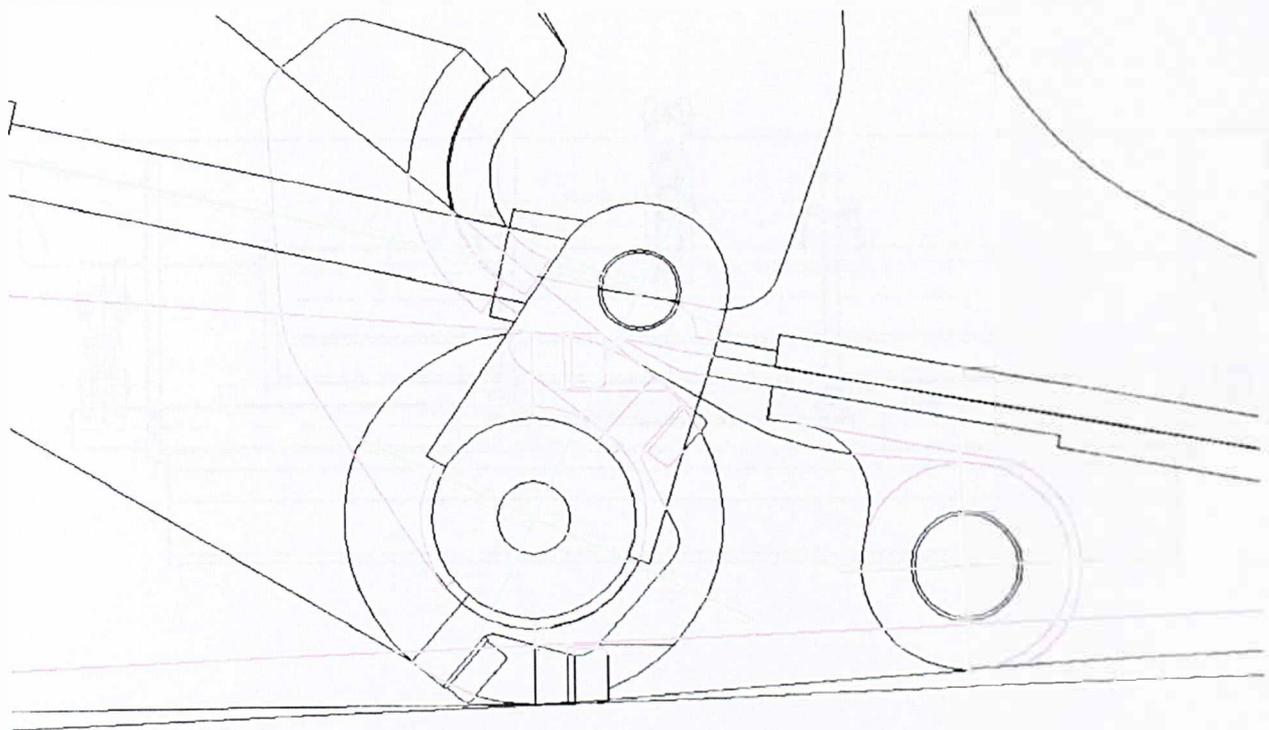


Bild 8.24 Vergrößerter Bereich der Biegewerkzeuge.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

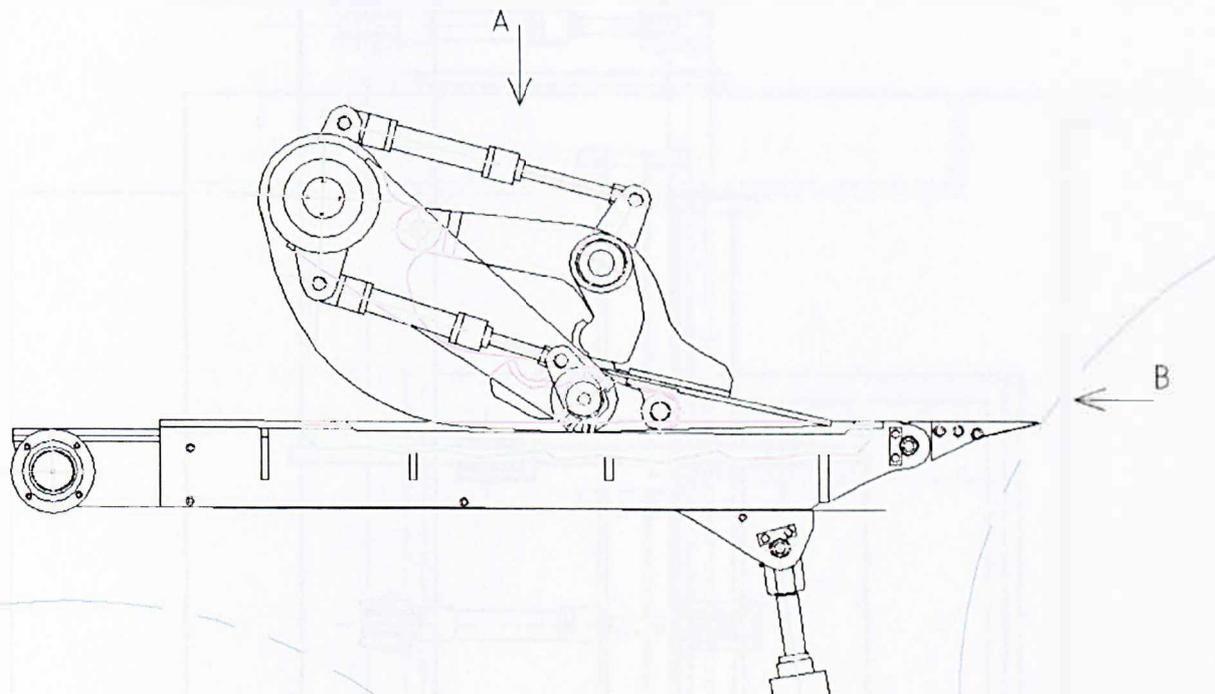


Bild 8.25 Einfädeltisch in horizontaler Position zur Ableitung der Ansichten A und B.

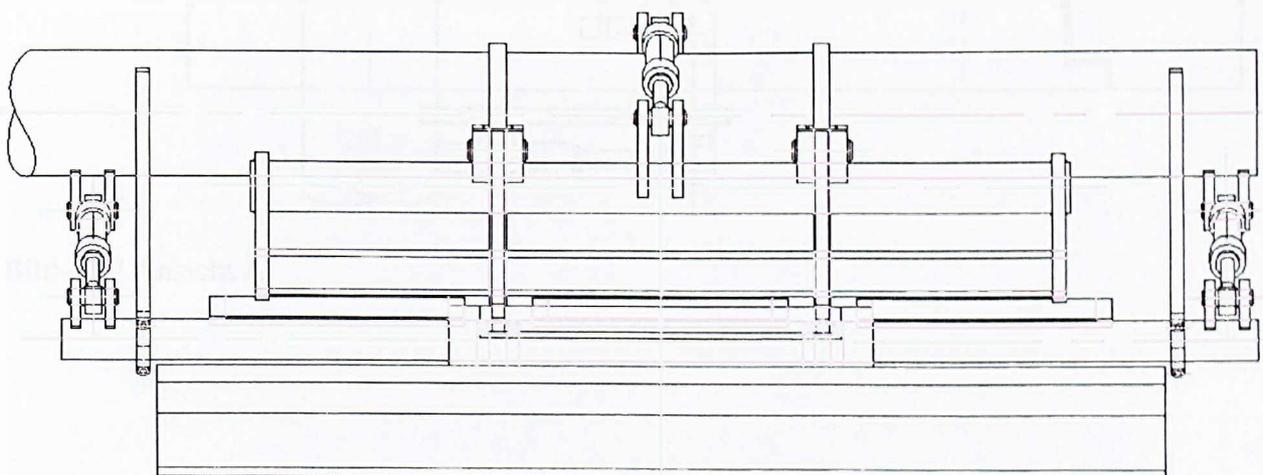


Bild 8.26 Ansicht B.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

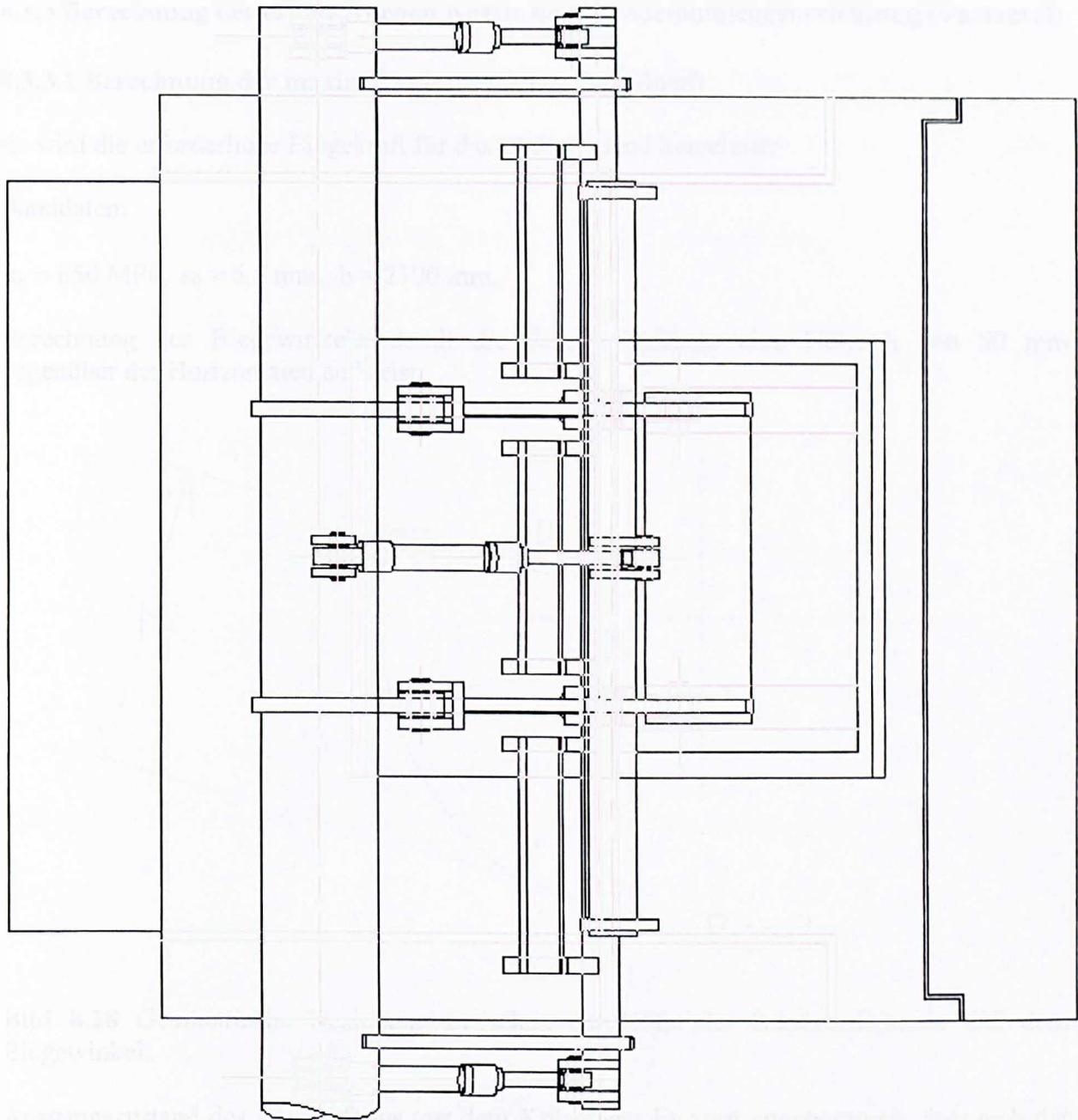


Bild 8.27 Ansicht A.

8.3.3 Berechnung der erforderlichen Kräfte bei der Klemmbiegevorrichtung (Variante I)

8.3.3.1 Berechnung der maximal erforderlichen Biegekraft

Es wird die erforderliche Biegekraft für das stärkste Band berechnet:

Banddaten:

$$\sigma_F = 650 \text{ MPa}, \quad s_0 = 6,5 \text{ mm}, \quad b = 2100 \text{ mm},$$

Berechnung des Biegewinkels, damit die Bandvorderkante eine Höhe h von 50 mm gegenüber der Horizontalen aufweist:

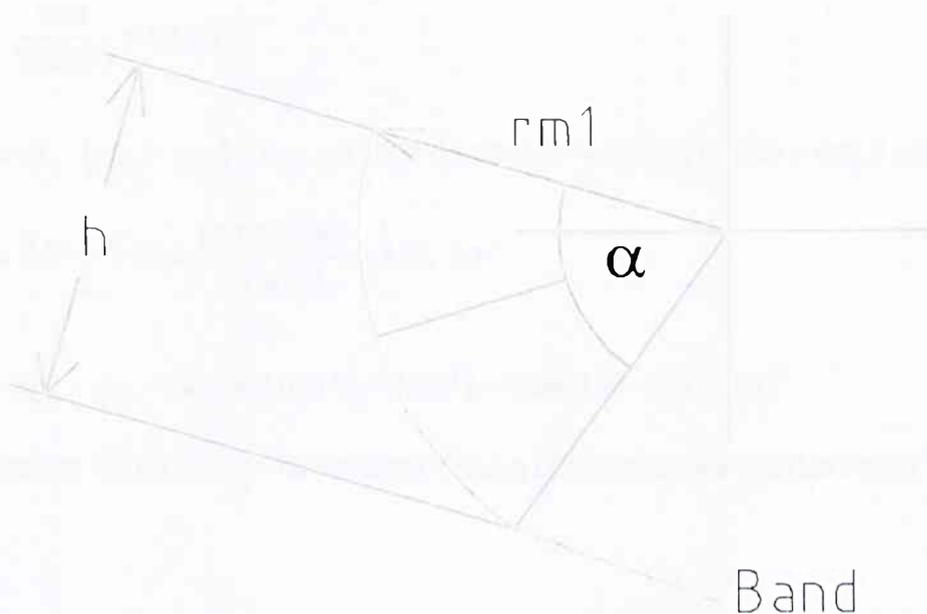


Bild 8.28 Geometrische Beziehung zwischen der Höhe der Bandvorderkante und dem Biegewinkel.

Ausgangszustand des Bandanfangs vor dem Krümmen: Es wird angenommen, dass sich der Bandanfang durch die Bearbeitung in der ersten Vorbereitungsstufe im geraden Zustand befindet.

$$h = r_{m1} \cdot \sin \alpha, \quad \text{Höhe der Bandvorderkante vor dem Entlasten und Zurückfedern.}$$

$$h_R = r_{m1R} \cdot \sin \alpha_R = 50 \text{ mm}, \quad \text{Höhe der Bandvorderkante nach dem Zurückfedern.}$$

$$\alpha_R = \frac{r_{m1}}{r_{m1R}} \cdot \alpha$$

$$h_R = r_{m1R} \cdot \sin \frac{r_{m1}}{r_{m1R}} \cdot \alpha = 50$$

$$\Rightarrow \alpha = \frac{r_{m1R}}{r_{m1}} \cdot \arcsin \frac{50}{r_{m1R}}$$

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Bestimmung von r_{m1R} :

Für die erste Belastung wird ein Biegeradius (Bundradius) von $r_{m0} = 600$ mm gewählt (es können auch andere Radien gewählt werden, es wird zum gleichen Ergebnis führen, da man sich im σ - ε - Diagramm auf der gleichen Verfestigungsgeraden bis zur erforderlichen Dehnung (ε_{M1}) bewegt).

Für die Verfestigung wird gewählt: $H_0 = 14000$ MPa, $H_1 = 14200$ MPa,

$$\varepsilon_{M0} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m0}} = \frac{6,5}{1200} = 5,42 \cdot 10^{-3}$$

$$\varepsilon_{F0} = \frac{650}{210000} = 0,0031$$

$$\sigma_{M0} = H_0 \cdot (\varepsilon_{M0} - \varepsilon_{F0}) + \sigma_{F0} = 14000 \cdot (5,42 \cdot 10^{-3} - 0,0031) + 650 = 682,5 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon_0 = \frac{\sigma_{M0} - \sigma_{F0}}{E_0} = \frac{682,5 - 650}{210000} = 1,55 \cdot 10^{-4}$$

$$\varepsilon_{R0} = \varepsilon_{M0} - \varepsilon_{F0} - \Delta\varepsilon_0 = 0,00542 - 0,0031 - 0,000155 = 2,17 \cdot 10^{-3}$$

Biegeradius für die zweite Belastungsrichtung (Krümmen des Bandanfangs): $r_{m1} = 52$ mm

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

$$\varepsilon_{M1} = \frac{s_0}{2 \cdot r_{m1}} = \frac{6,5}{2 \cdot 52} = 0,0625 \quad \text{wird mit negativem Vorzeichen eingesetzt.}$$

$$\varepsilon_{F1} = \frac{2 \cdot \sigma_{M0} - \varepsilon_{M0} \cdot (H_1 + E_1)}{H_1 - E_1} = \frac{2 \cdot 682,5 - 5,42 \cdot 10^{-3} \cdot (14200 + 210000)}{14200 - 210000} = -7,7 \cdot 10^{-4}$$

$$\sigma_{F1} = E_1 \cdot (\varepsilon_{F1} - \varepsilon_{M0}) + \sigma_{M0} = 210000 \cdot (-7,7 \cdot 10^{-4} - 5,42 \cdot 10^{-3}) + 682,5 = -617,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M1} = H_1 \cdot (\varepsilon_{M1} - \varepsilon_{F1}) + \sigma_{F1} = 14200 \cdot (-0,0625 + 7,7 \cdot 10^{-4}) - 617,4 = -1494 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon_1 = \frac{\sigma_{M1} - \sigma_{F1}}{E_1} = \frac{-1494 + 617,4}{210000} = -0,0042$$

$$|\varepsilon_{R1}| = |\varepsilon_{M1}| - |\varepsilon_{R0} - \varepsilon_{F1}| - |\Delta\varepsilon_1| = |-0,0625| - |0,00217 + 0,00077| - |-0,0042| = 0,05536$$

$$r_{m1R} = \frac{s_0}{2 \cdot |\varepsilon_{R1}|} = \frac{6,5}{2 \cdot 0,05536} = 58,7 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \alpha = \frac{r_{m1R}}{r_{m1}} \cdot \arcsin \frac{50}{r_{m1R}} = \frac{58,7}{52} \cdot \arcsin \frac{50}{58,7} = 66^\circ$$

Biegekraft:

Beim Biegevorgang in der Klemmbiegevorrichtung handelt es sich um einen Nachdrückvorgang. Der Freibiegeanteil entfällt, da das vorhandene runde Gesenk (bewegliches Biegewerkzeug) keine geraden Wangen besitzt.

Es folgt für die erforderliche Biegekraft:

$$F = \frac{b \cdot s_0}{2} \cdot \left[\frac{V}{3} \cdot \left(\frac{s_0}{r_{st} + \frac{s_0}{2}} \right)^2 + \sigma_F \cdot \left(\frac{s_0}{r_{st} + \frac{s_0}{2}} \right) \right] \cdot \frac{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\frac{\hat{\alpha}}{2}}$$

- Ohne Berücksichtigung der Verfestigung:

$r_{st} = 50 \text{ mm}$ (Radius des festen Biegewerkzeugs (r_2 im Bild 10)), die Reibung wird vernachlässigt.

$\alpha_1 = 100^\circ$ der durch das Gesenk maximal erreichbare Biegewinkel.

$\alpha_2 = 66^\circ$ der erforderliche Biegewinkel für das Band.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

$$F_1 = \frac{b \cdot \sigma_F \cdot s_0^2}{2 \cdot \left(r_{st} + \frac{s_0}{2} \right)} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\frac{\hat{\alpha}_1}{2}} = \frac{2100 \cdot 650 \cdot 6,5^2}{2 \cdot (50 + 3,25)} \cdot \frac{\cos \frac{100^\circ}{2}}{\frac{1}{2} \cdot \frac{100}{180} \cdot \pi} = 398,9 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F_B = F_1 \cdot \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 398,9 \cdot \frac{66}{100} = 263,3 \text{ kN}$$

F_1 die Kraft für den maximal erreichbaren Biegewinkel.

F_B die Kraft für den erforderlichen Biegewinkel.

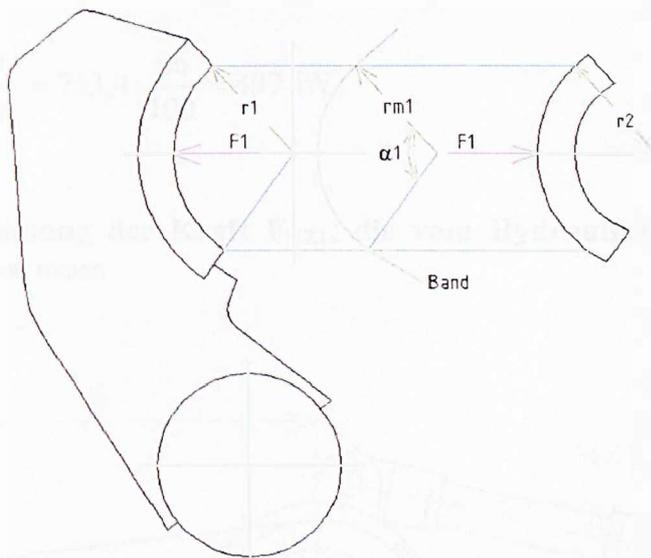


Bild 8.29 Die Biegekraft F_1 für den durch das Gesenk maximal erreichbaren Biegewinkel ($\alpha_1 = 100^\circ$).

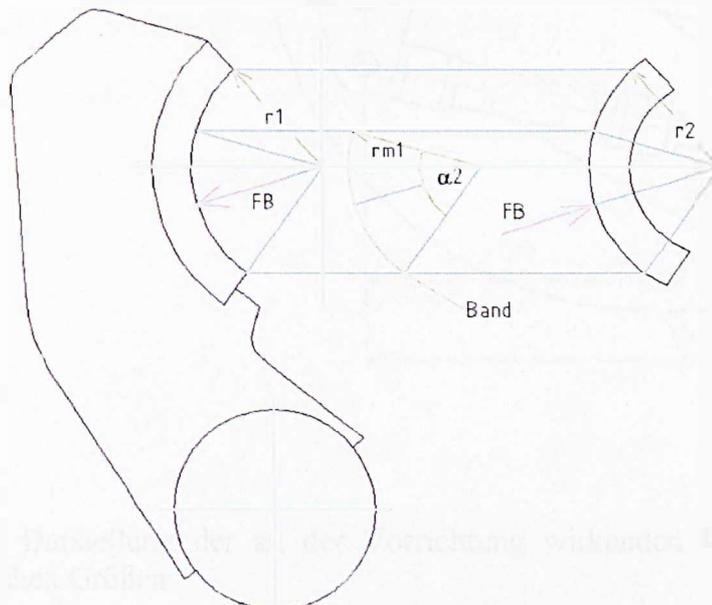


Bild 8.30 Die Biegekraft F_B für den erforderlichen Biegewinkel ($\alpha_2 = 66^\circ$).

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

- Mit Berücksichtigung der Verfestigung:

V = Steigung der Verfestigungsgeraden = H_1 .

H_1 wird entsprechend dem Werkstoffmodell, das verwendet werden soll, gewählt.

Für diese Berechnung wird $H_1 = 14200$ MPa gewählt.

$$F_1 = \frac{2100 \cdot 6,5}{2} \cdot \left[\frac{14200}{3} \cdot \left(\frac{6,5}{50 + \frac{6,5}{2}} \right)^2 + 650 \cdot \left(\frac{6,5}{50 + \frac{6,5}{2}} \right) \right] \cdot \frac{\cos \frac{100^\circ}{2}}{\frac{1}{2} \cdot \frac{100}{180} \cdot \pi} = 753,4 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F_R = F_1 \cdot \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 753,4 \cdot \frac{66}{100} = 497 \text{ kN}$$

8.3.3.2 Berechnung der Kraft F_{HZ1} , die vom Hydraulikzylinder HZ1 zur Verfügung gestellt werden muss

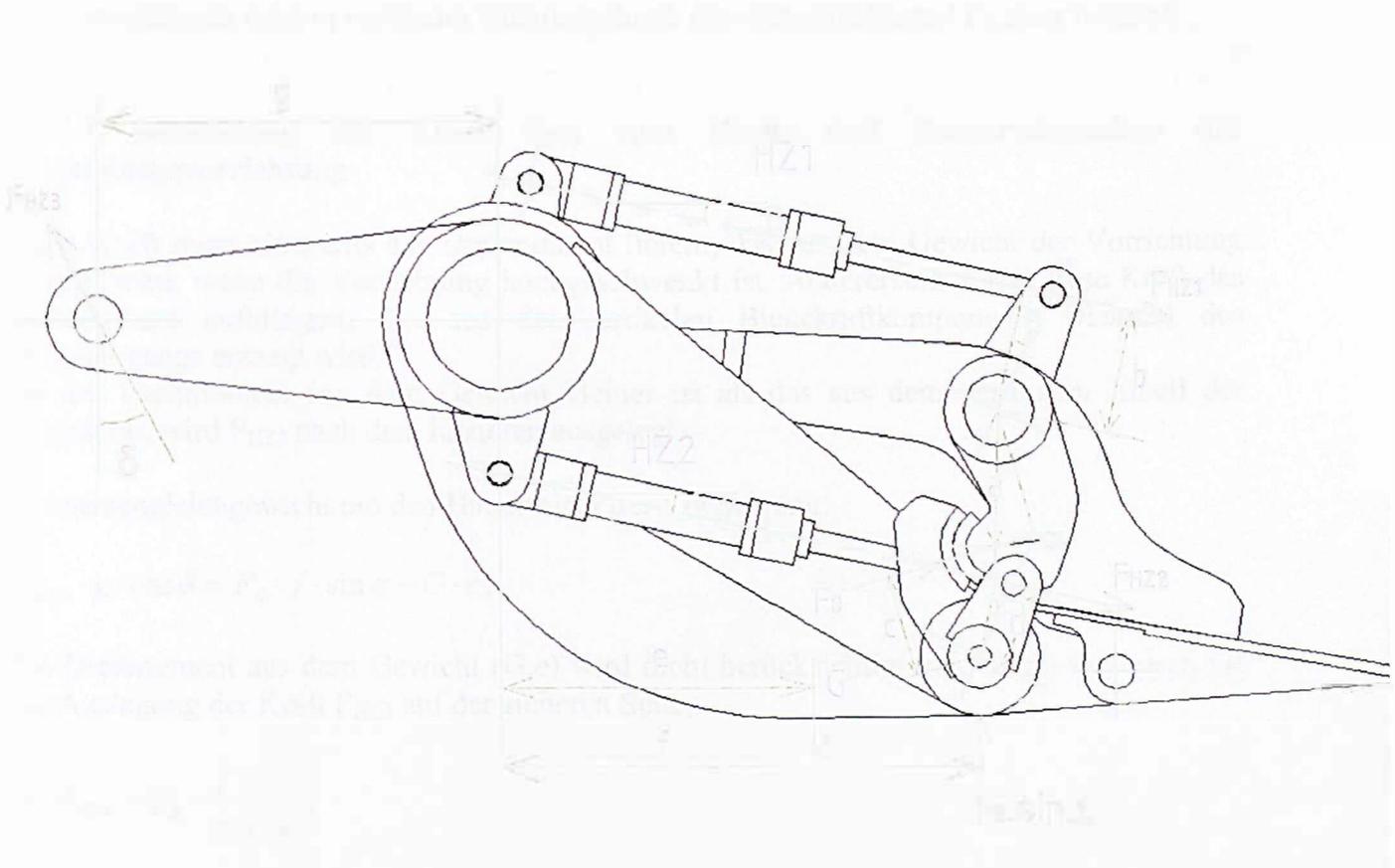


Bild 8.31 Darstellung der an der Vorrichtung wirkenden Kräfte mit den erforderlichen geometrischen Größen.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Momentengleichgewicht um den Träger des Klemmwerkzeugs:

$$F_{HZ1} \cdot b \cdot \cos \beta = F_B \cdot a \cdot \cos \alpha, \quad \alpha = 17^\circ$$

$$\Rightarrow F_{HZ1} = F_B \cdot \frac{a \cdot \cos \alpha}{b \cdot \cos \beta}$$

8.3.3.3 Berechnung Der Kraft F_{HZ2} , die vom Hydraulikzylinder HZ2 aufgebracht werden muss

2 Hydraulikzylinder auf beiden Seiten der Vorrichtung ($2 F_{HZ2}$).

Momentengleichgewicht um die Achse des unteren Biegewerkzeugs:

$$2 \cdot F_{HZ2} \cdot d \cdot \cos \gamma = F_B \cdot c$$

$$\Rightarrow F_{HZ2} = F_B \cdot \frac{c}{2 \cdot d \cdot \cos \gamma}$$

Der Einfädeltisch wird in vertikaler Richtung durch den Biegekraftanteil $F_B \cdot \sin \alpha$ belastet.

8.3.3.4 Berechnung der Kraft F_{HZ3} zum Hoch- und Runterschwenken der Klemmbiegevorrichtung

Diese Kraft muss einerseits das Drehmoment liefern, das aus dem Gewicht der Vorrichtung erzeugt wird, wenn die Vorrichtung hochgeschwenkt ist. Andererseits muss diese Kraft das Drehmoment aufbringen, das aus der vertikalen Biegekraftkomponente während des Biegevorgangs erzeugt wird.

Da das Drehmoment aus dem Gewicht kleiner ist als das aus dem vertikalen Anteil der Biegekraft, wird F_{HZ3} nach dem letzteren ausgelegt.

Momentengleichgewicht um den Hauptträger der Vorrichtung:

$$F_{HZ3} \cdot g \cdot \cos \delta = F_B \cdot f \cdot \sin \alpha - G \cdot e,$$

das Drehmoment aus dem Gewicht ($G \cdot e$) wird nicht berücksichtigt, und somit liegt man bei der Auslegung der Kraft F_{HZ3} auf der sicheren Seite,

$$\Rightarrow F_{HZ3} = F_B \cdot \frac{f \cdot \sin \alpha}{g \cdot \cos \delta}$$

8.3.4 Variante II der Klemmbiegevorrichtung

Bei dieser Ausführung erfolgt die Kraftübertragung von einem Hydraulikzylinder in der Mitte der Biegevorrichtung auf die Biegewerkzeuge mittels Platten ohne dabei die Achse der Biegewerkzeuge auf Torsion zu belasten.

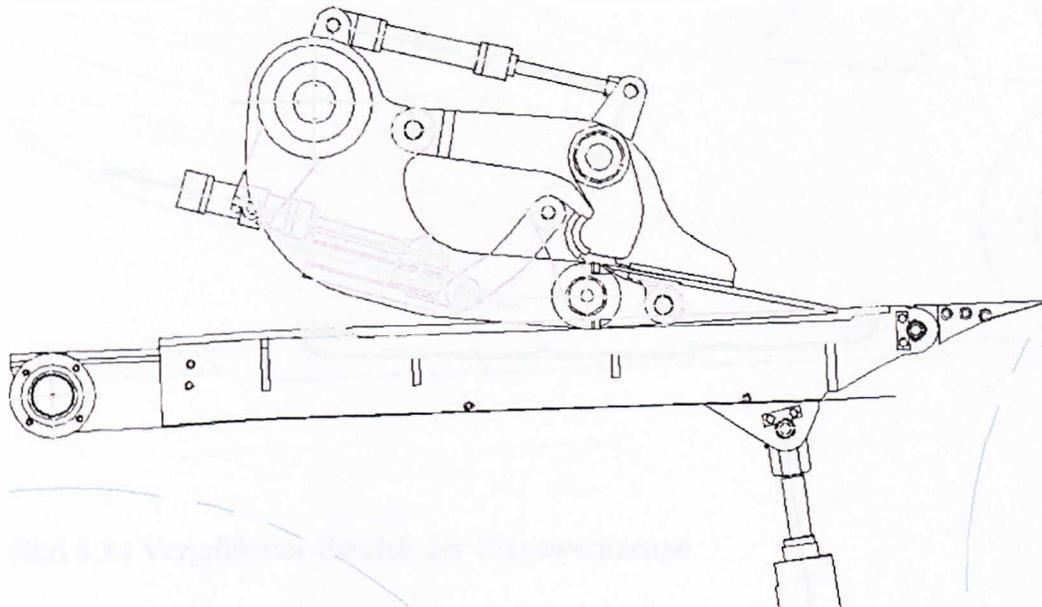


Bild 8.32 Klemmbiegevorrichtung Variante II. Biege- und Klemmwerkzeuge sind eingeschwenkt.

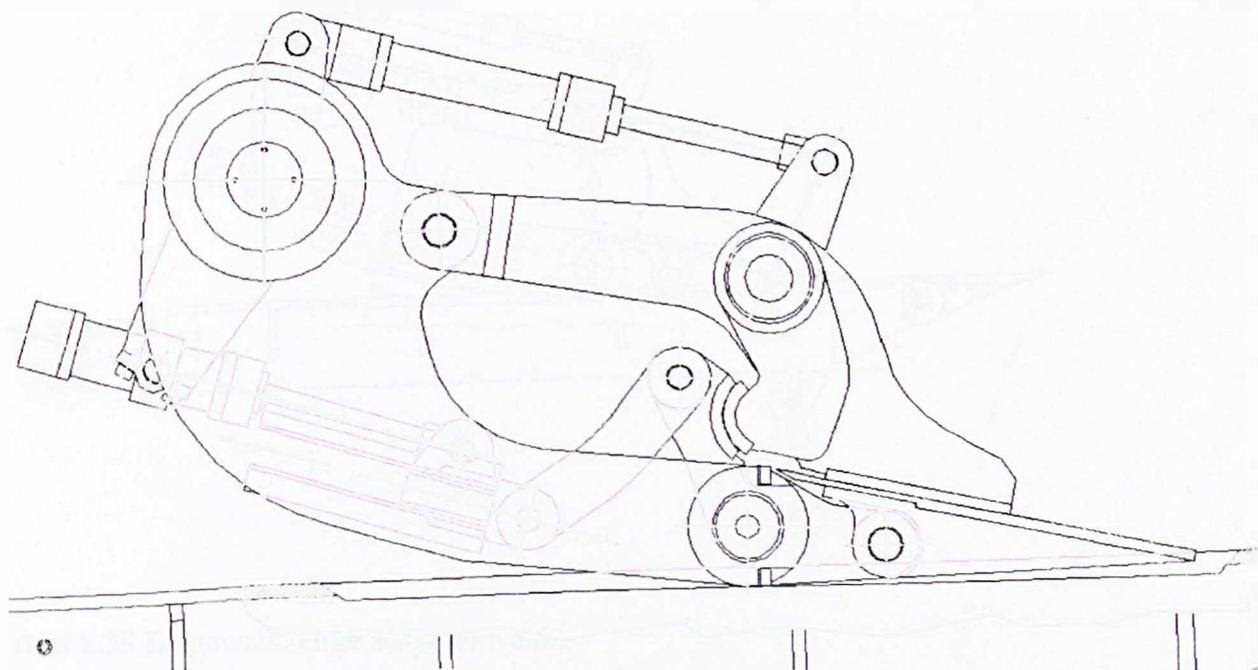


Bild 8.33 Vergrößerte Ansicht.

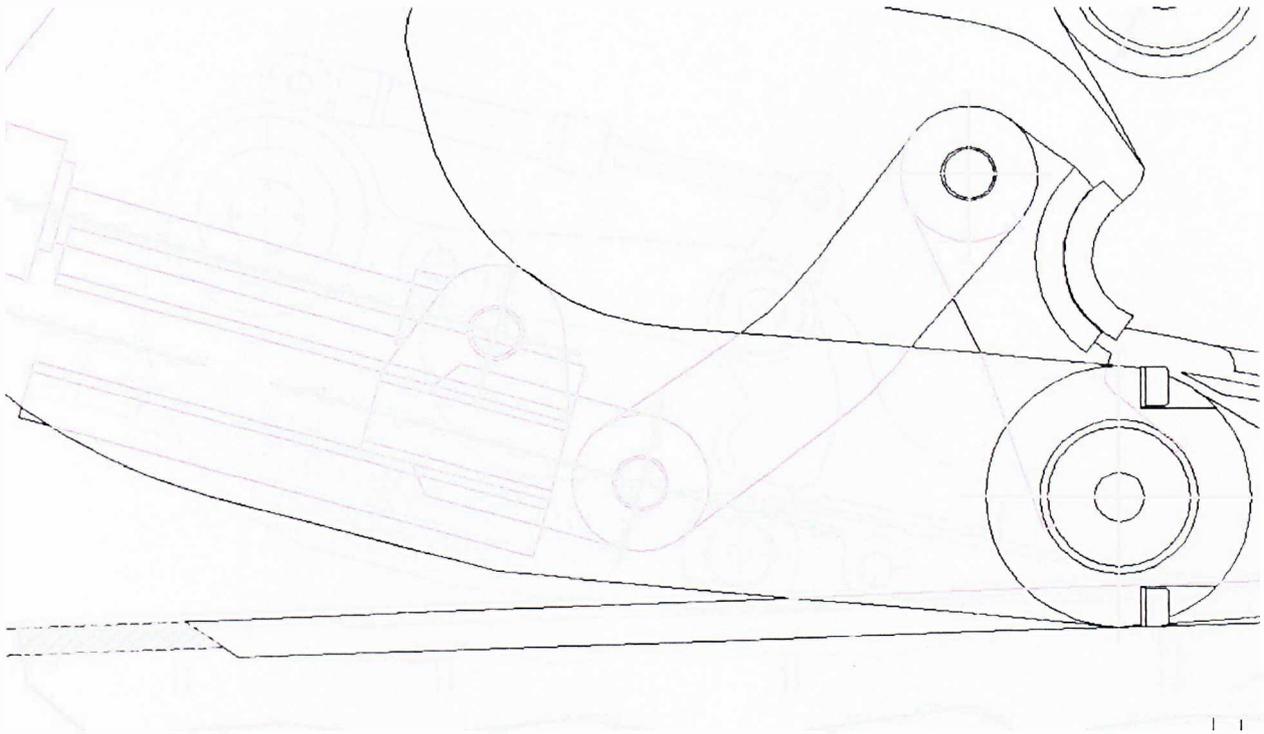


Bild 8.34 Vergrößerter Bereich der Biegewerkzeuge.

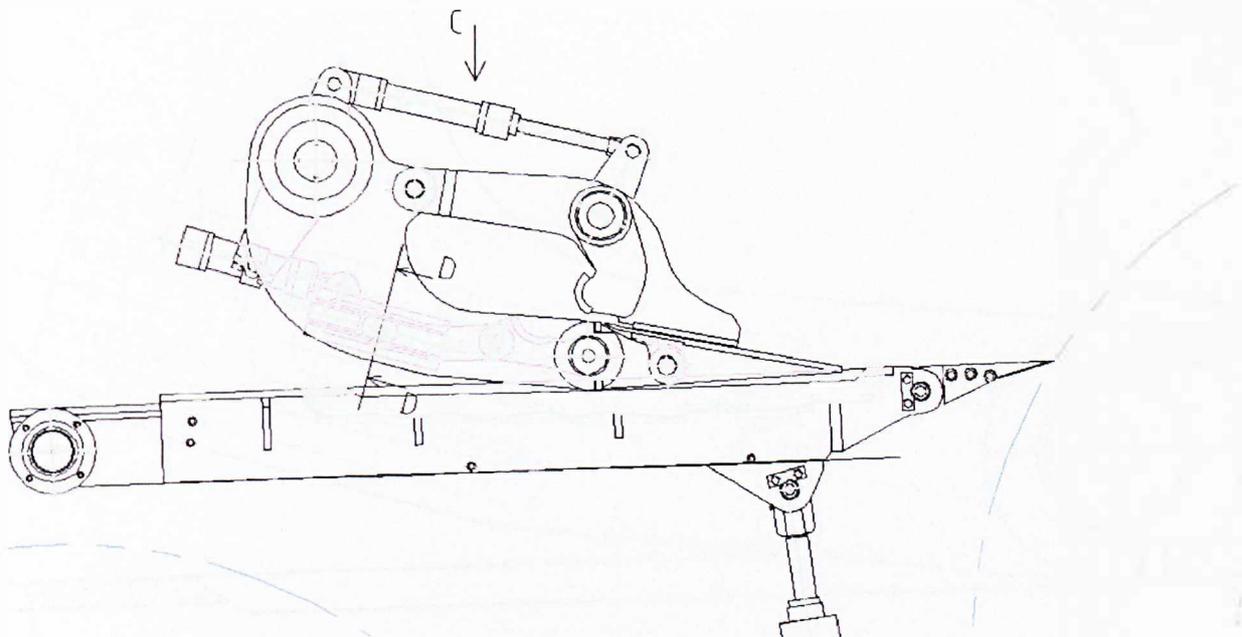


Bild 8.35 Biegewerkzeuge ausgeschwenkt.

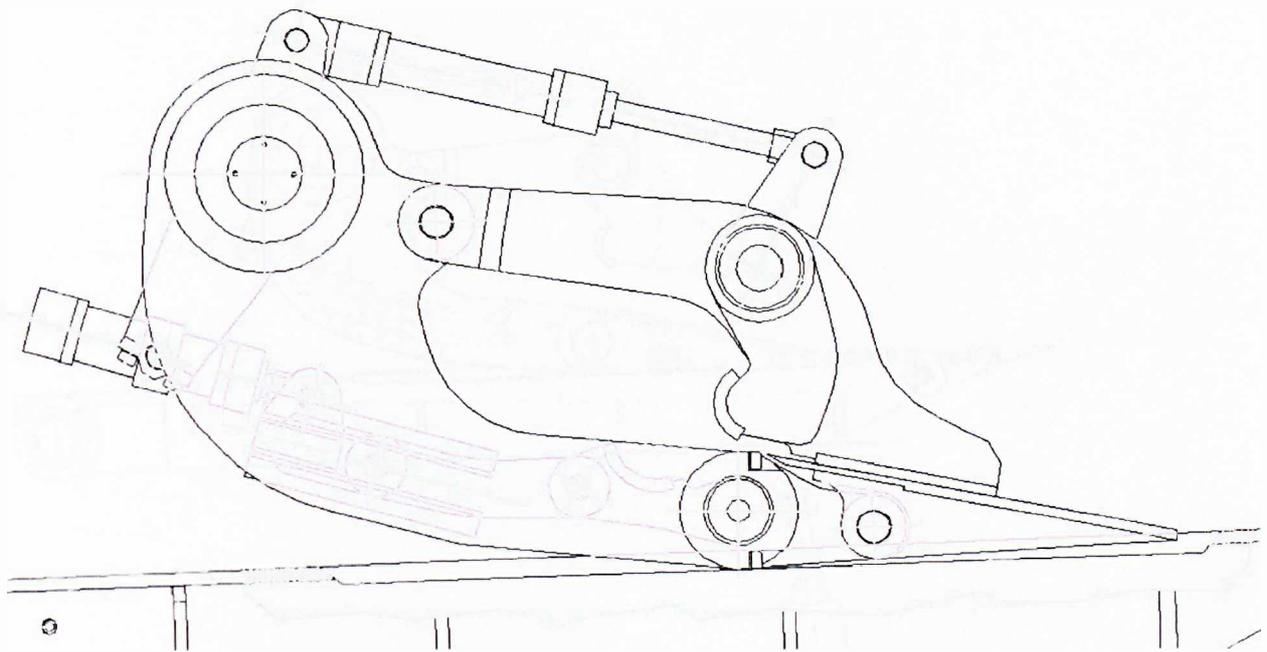


Bild 8.36 Vergrößerte Ansicht.

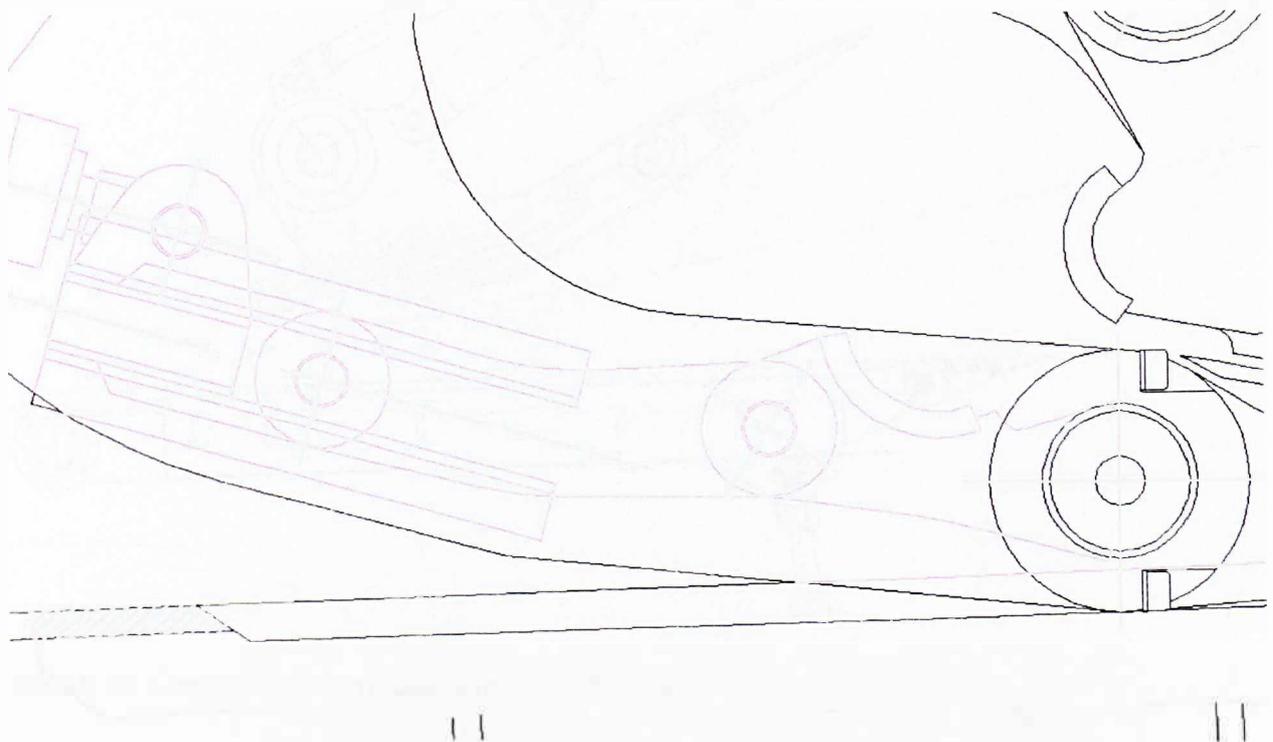


Bild 8.37 Vergrößerter Bereich der Biegewerkzeuge.

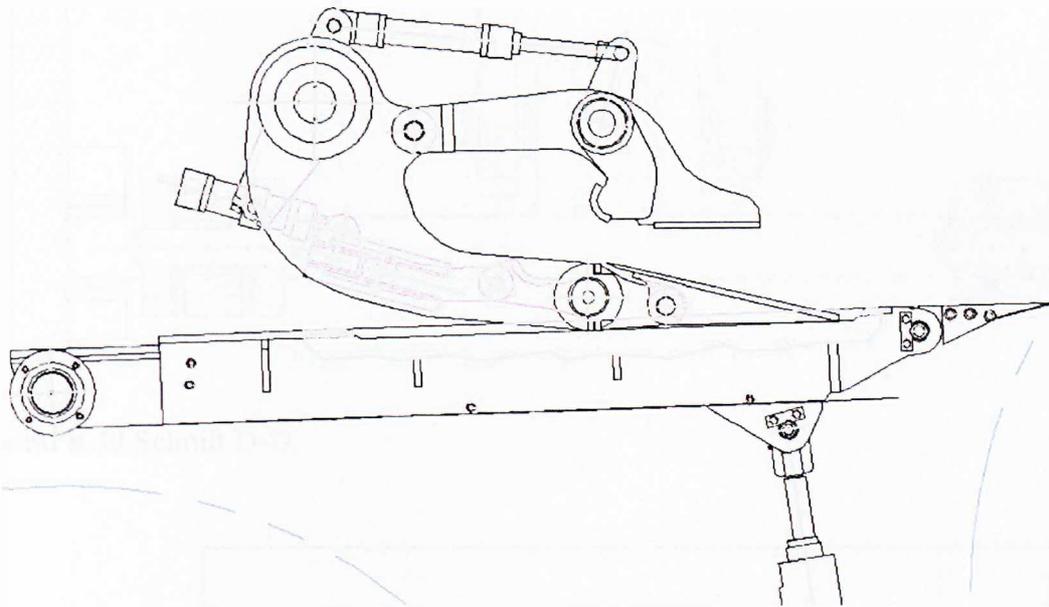


Bild 8.38 Biege- und Klemmwerkzeuge ausgeschwenkt.

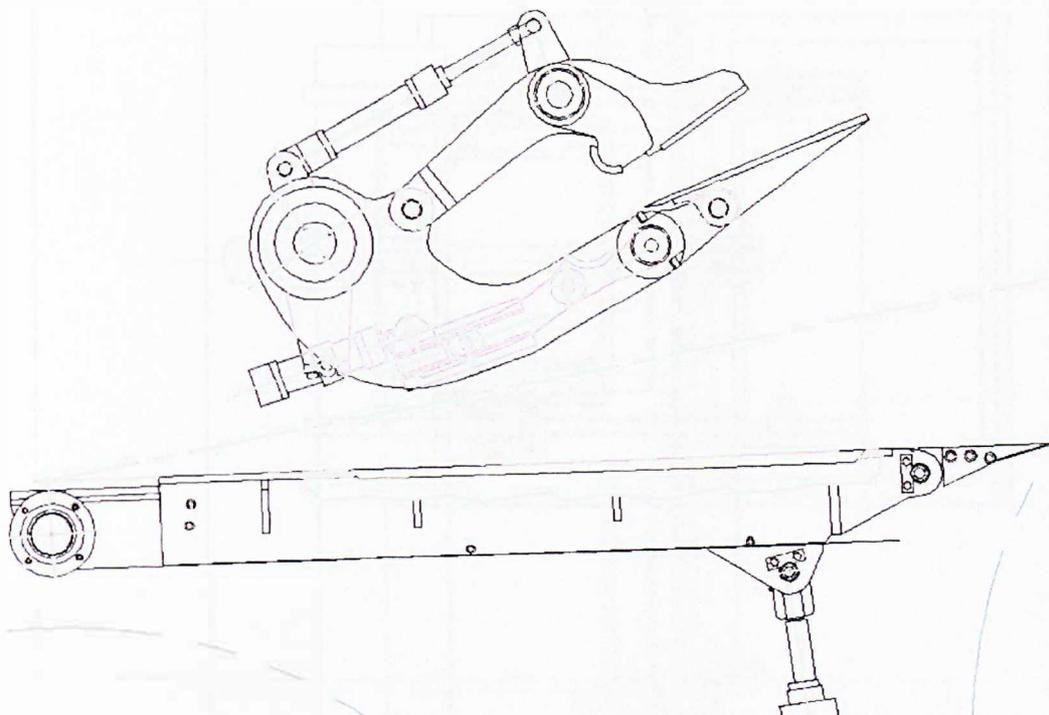


Bild 8.39 Klemmbiegevorrichtung hochgeschwenkt.

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

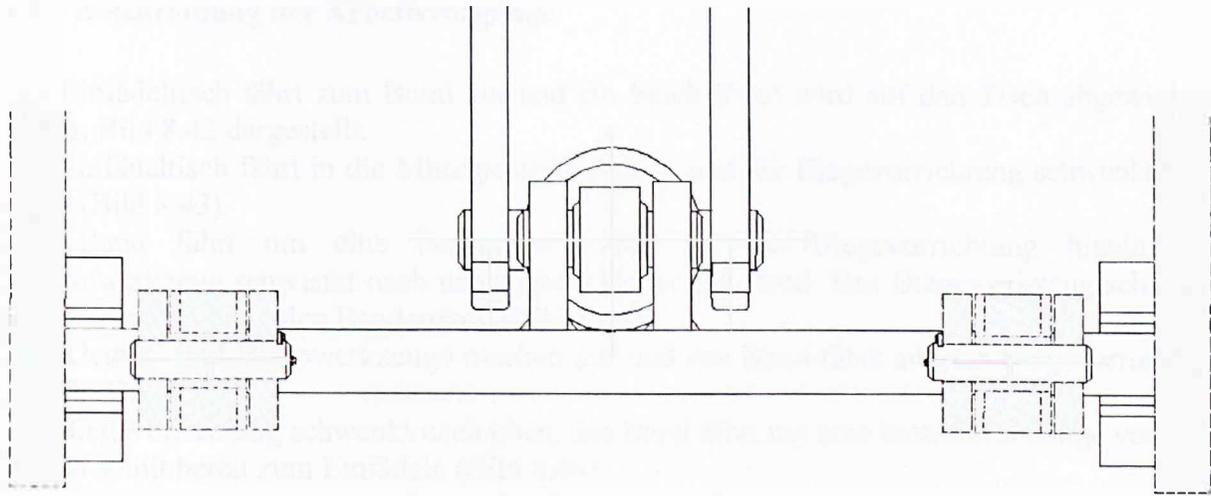


Bild 8.40 Schnitt D-D.

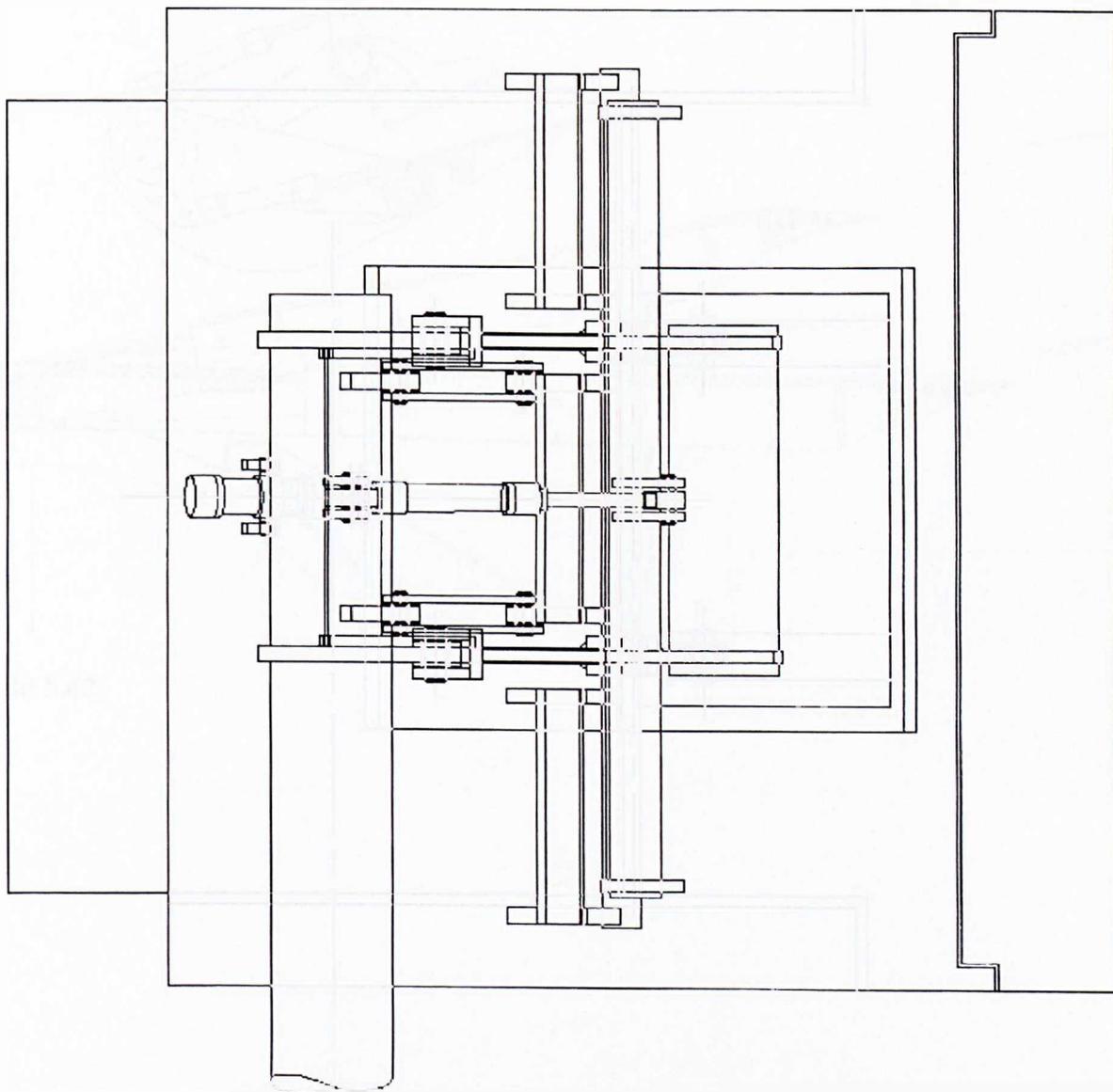


Bild 8.41 Ansicht C.

8.3.5 Beschreibung der Arbeitsvorgänge

Der Einfädeltisch fährt zum Bund hin und ein Stück Band wird auf den Tisch abgewickelt, wie im Bild 8.42 dargestellt.

Der Einfädeltisch fährt in die Mittelposition zurück und die Biegevorrichtung schwenkt nach unten (Bild 8.43).

Das Band fährt um eine bestimmte Länge in die Biegevorrichtung hinein, das Klemmwerkzeug schwenkt nach unten und klemmt das Band. Das Biegewerkzeug schwenkt nach vorne und biegt den Bandanfang (Bild 8.44).

Die Klemm- und Biegewerkzeuge machen auf und das Band fährt aus der Biegevorrichtung zurück (Bild 8.45).

Die Biegevorrichtung schwenkt nach oben, das Band fährt um eine bestimmte Länge vorwärts und ist somit bereit zum Einfädeln (Bild 8.46).

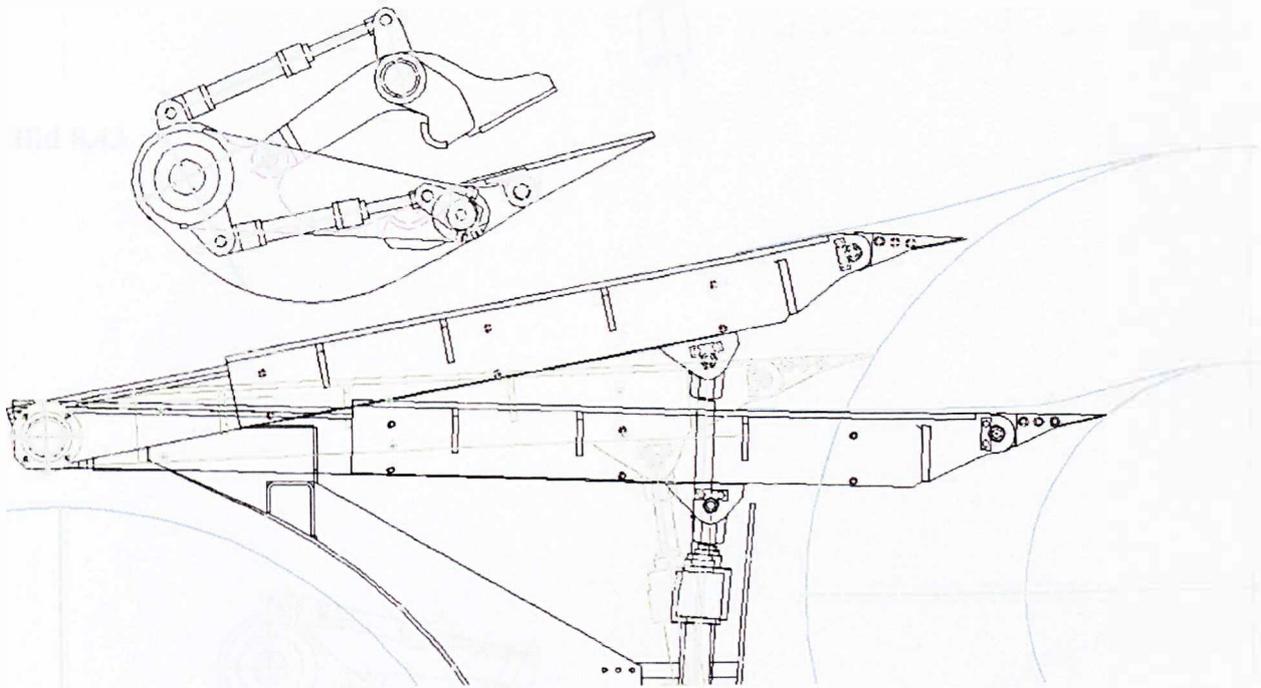


Bild 8.42

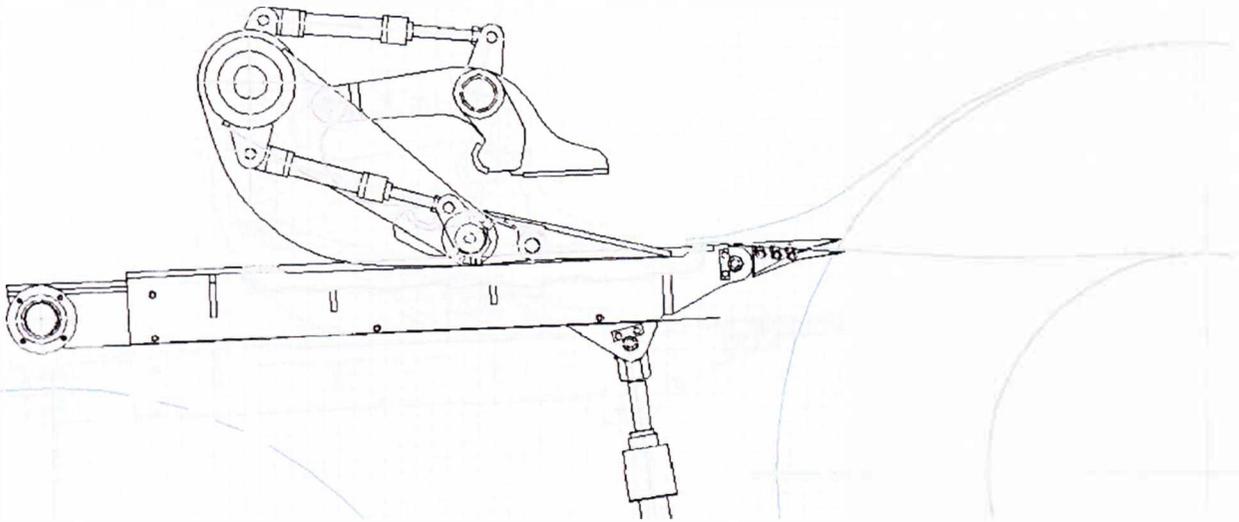


Bild 8.43

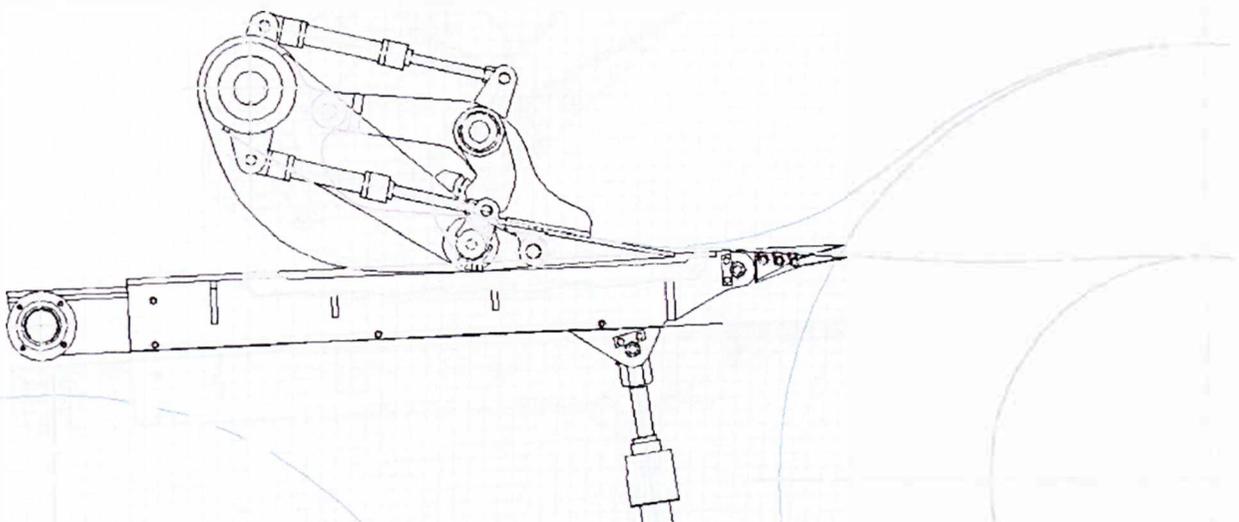


Bild 8.44

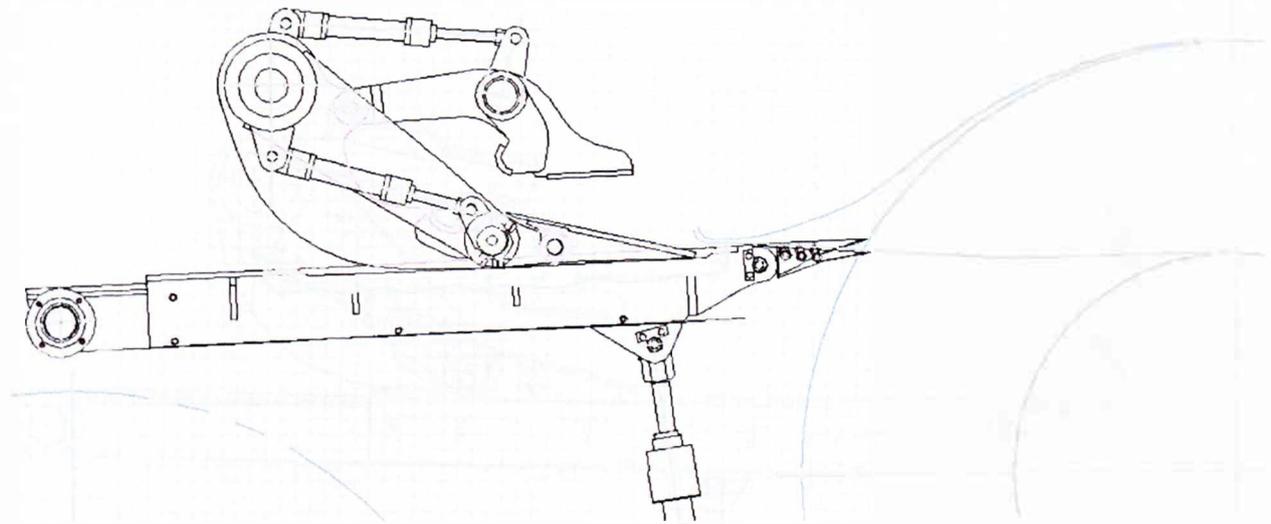


Bild 8.45

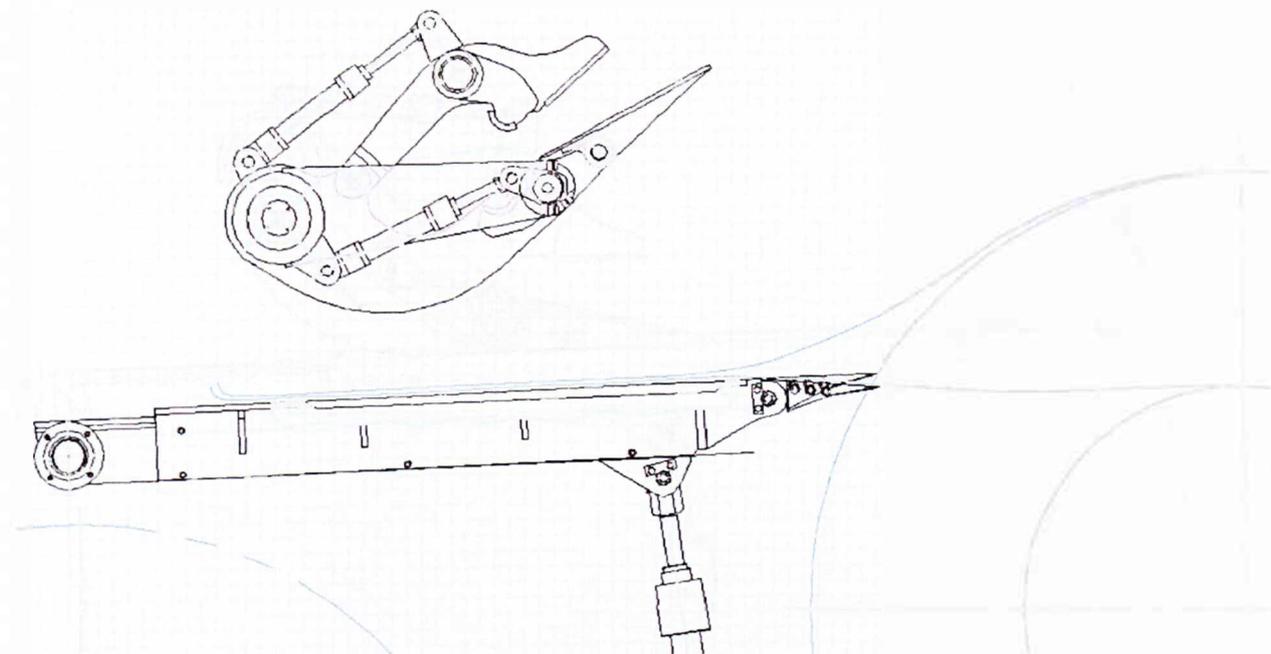


Bild 8.46

8. Erarbeitung zusätzlicher Varianten einer Biegevorrichtung

Bei Bündeln mit einem Außendurchmesser zwischen 1150 mm und 1600 mm ist die Mittelposition nicht erforderlich. Die Klemmbiegevorrichtung kann sich allen Positionen des Einfädeltisches bei diesen Bündeln anpassen. Der Einfädeltisch fährt wie gewöhnlich zum Bündel, danach schwenkt die Biegevorrichtung nach unten und das Band kann dann hineinfahren zum Biegen, wie unterstehend dargestellt.

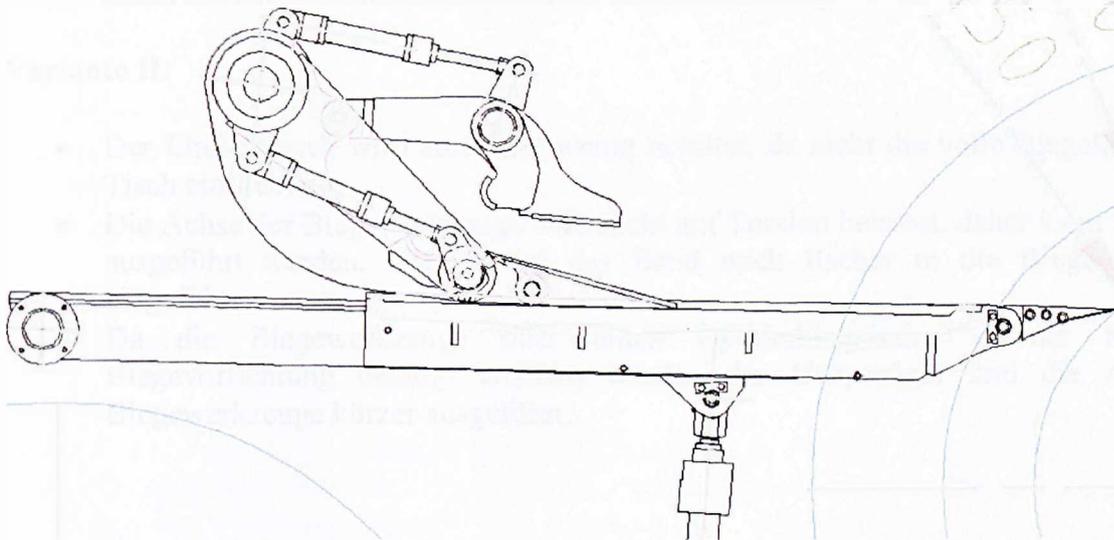


Bild 8.47 Einfädeltisch mit eingeschwenkter Klemmbiegevorrichtung bei einem Bündel mit dem Außendurchmesser 1150 mm.

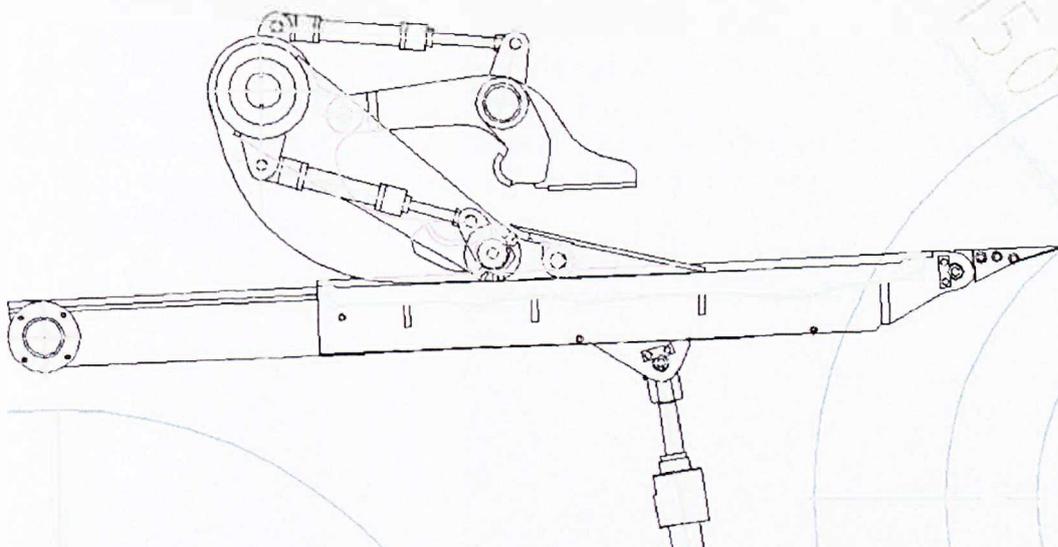


Bild 8.48 Einfädeltisch mit eingeschwenkter Klemmbiegevorrichtung bei einem Bündel mit dem Außendurchmesser 1600 mm.

8.3.6 Gegenüberstellung beider Ausführungen

Variante I:

- Belastet den Einfädeltisch wenig, da die Biegekräfte hauptsächlich von der Biegevorrichtung selbst aufgenommen werden.
- Die Achse der Biegewerkzeuge wird auf Torsion belastet, daher wird sie stärker dimensioniert.
- Der Hauptträger und die Achse der Biegewerkzeuge werden breit ausgeführt bedingt durch die konstruktive Maßnahme zur Lastaufbringung.

Variante II:

- Der Einfädeltisch wird auch hier wenig belastet, da nicht die volle Biegekraft in den Tisch einfließt.
- Die Achse der Biegewerkzeuge wird nicht auf Torsion belastet, daher kann sie dünner ausgeführt werden. Damit wird das Band noch flacher in die Biegevorrichtung eingeführt.
- Da die Biegewerkzeuge über einen Hydraulikzylinder in der Mitte der Biegevorrichtung betätigt werden, werden der Hauptträger und die Achse der Biegewerkzeuge kürzer ausgeführt.

9 Anführung eines weiteren Einfädelkonzeptes

Beschreibung der Arbeitsvorgänge:

Die Abhaspel startet mit einem neuen Bund. Der Bundwagen holt einen zweiten Bund von der Warteposition zur Hilfshaspel. Dort wird das Band auf den Einfädeltisch abgewickelt und damit auf das Einfädeln vorbereitet.

Wenn der Bund auf der Hilfshaspel fest gespannt ist, schwenkt die Andrückrolle nach unten, legt sich auf den Bund an und der Bundwagen senkt sich ein wenig. Es entsteht der Zustand, den Bild 9.1 zeigt.

Danach bewegt sich der Einfädeltisch zum Bund bis sich die Tischspitze an den Bund anlegt und sich dabei leicht nach oben verdreht. Dann dreht sich die Hilfshaspel und das Band wird auf den Einfädeltisch abgewickelt. Dieser Arbeitsvorgang wird im Bild 9.2 für den größten Bund und im Bild 9.5 für den Bund mit dem kleinsten Durchmesser dargestellt.

Wenn diese Aktion abgeschlossen ist, bewegt sich der Einfädeltisch zurück in die Ausgangsposition wie in den Bildern 9.3 und 9.6 dargestellt ist, und wartet dort bis der laufende Bund endet und mit dem Einfädeln des neuen Bandes begonnen wird.

Wenn der Bund auf der Abhaspel fertig ist, dann bewegt sich die Anti-Coil-Break-Roll nach oben. Danach fährt die Teleskopplatte des Einfädeltisches raus bis zur Treiberrolle. Dann dreht sich die Hilfshaspel, wodurch das Band weiter über die Teleskopplatte in die Anlage hineinläuft. Diese Aktionen sind in den Bildern 9.4 und 9.7 dargestellt.

Wenn das Band von den Treiberrollen und der Richtmaschine erfasst ist, fährt die Abhaspel mit dem Einfädeltisch zurück. Der Bundwagen hebt sich und trägt den Bund. Die Hilfshaspel macht auf und die Andrückrolle schwenkt nach oben.

Danach bewegt sich der Bundwagen mit dem Bund nach vorne und bringt den Bund für die Abhaspel in Position. Dabei drehen sich die Rollen des Bundwagens, um den Bund zu drehen und damit das Band zu spannen.

Sobald der Bundwagen in der richtigen Position stehen bleibt, fährt die Abhaspel mit deren Dorn in den Bund hinein und spannt ihn fest und der Bundwagen senkt sich. Danach senkt sich die Anti-Coil-Break-Roll wieder und drückt das Band nach unten. Dann fährt die Anlage das Band weg und der Bundwagen fährt zurück zur Warteposition, um einen neuen Bund zur Hilfshaspel zu bringen.

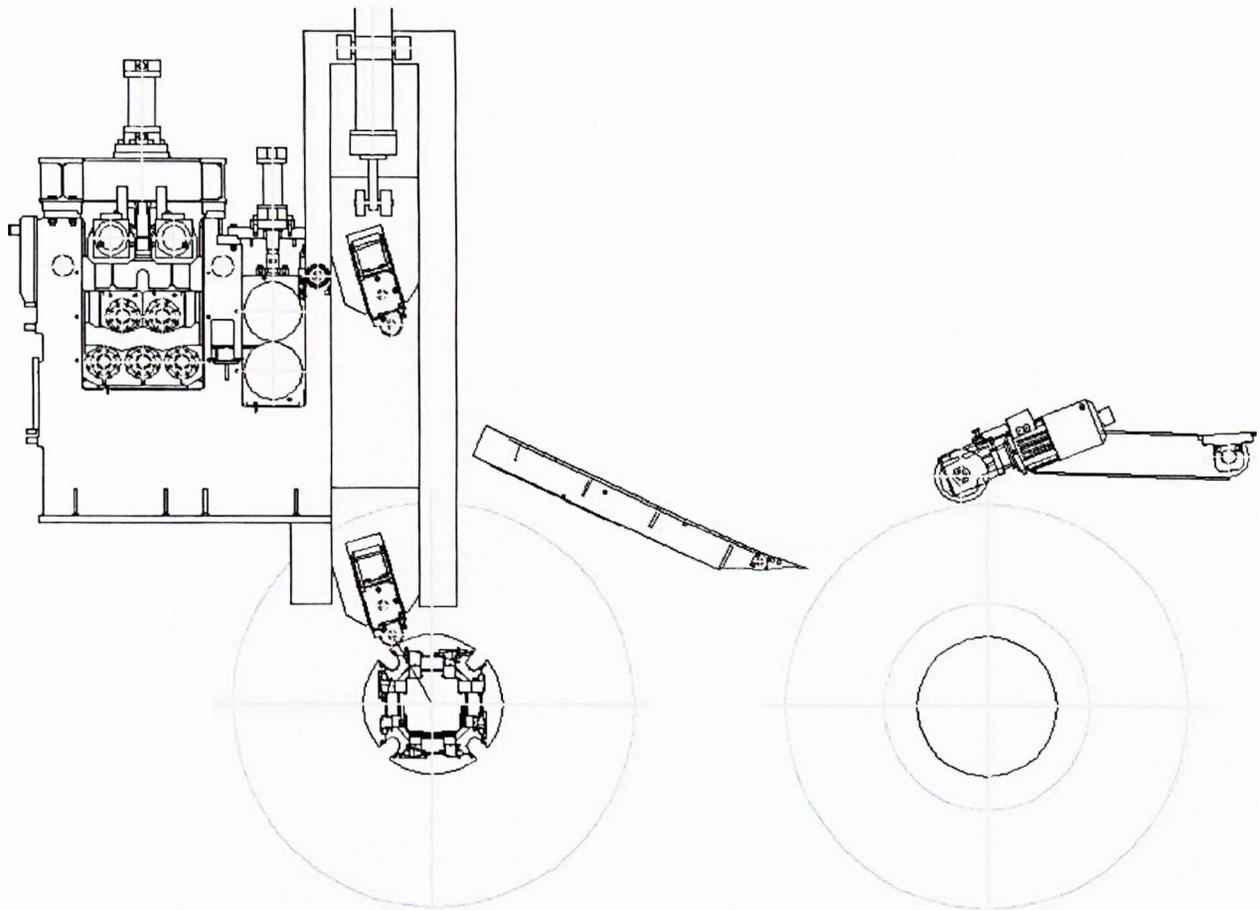


Bild 9.1 Ausgangsposition nach Ankommen des neuen Bundes in der Hilfshaspel und Einschwenken der Andrückrolle.

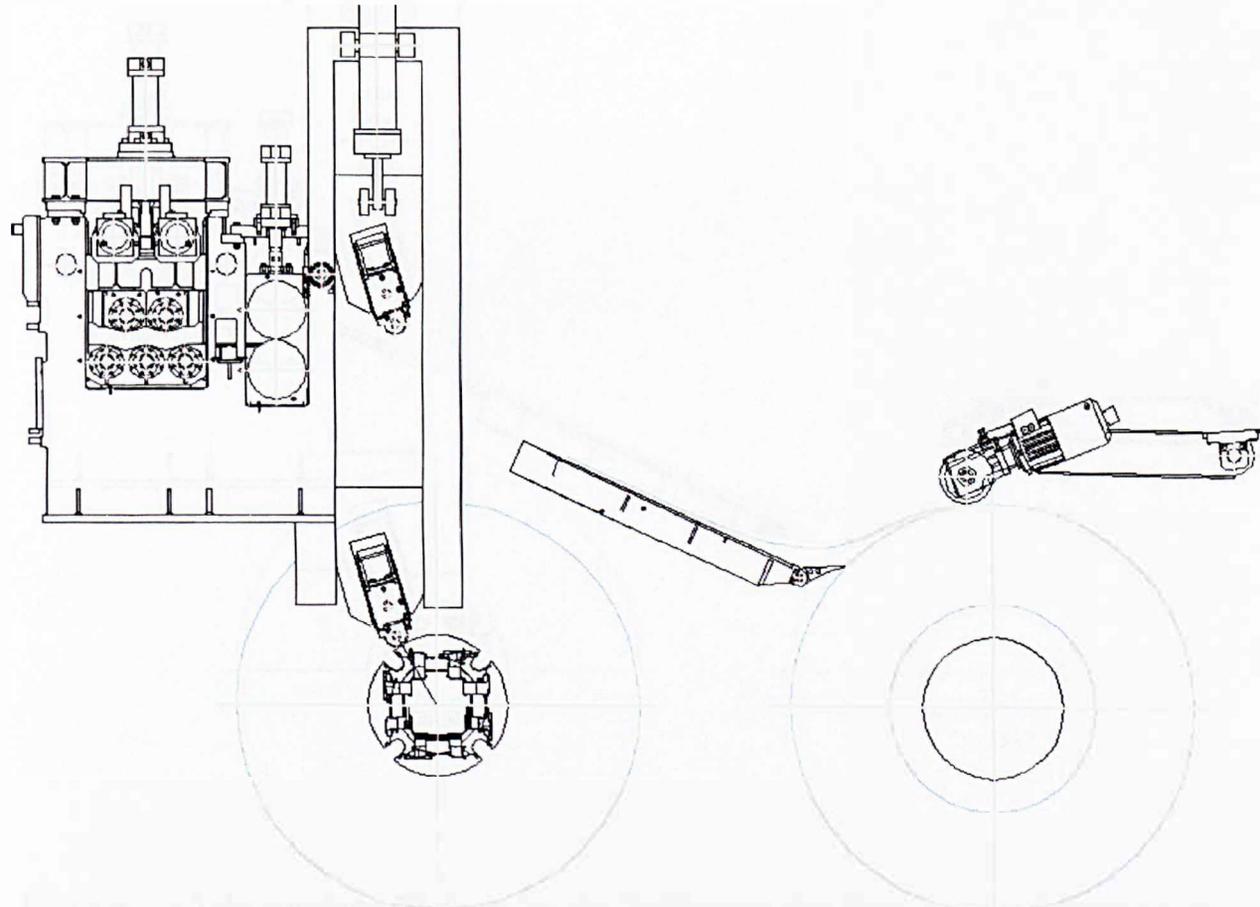


Bild 9.2 Der Einfädeltisch legt sich mit der Spitze an den Bund an, das Band wird abgewickelt.

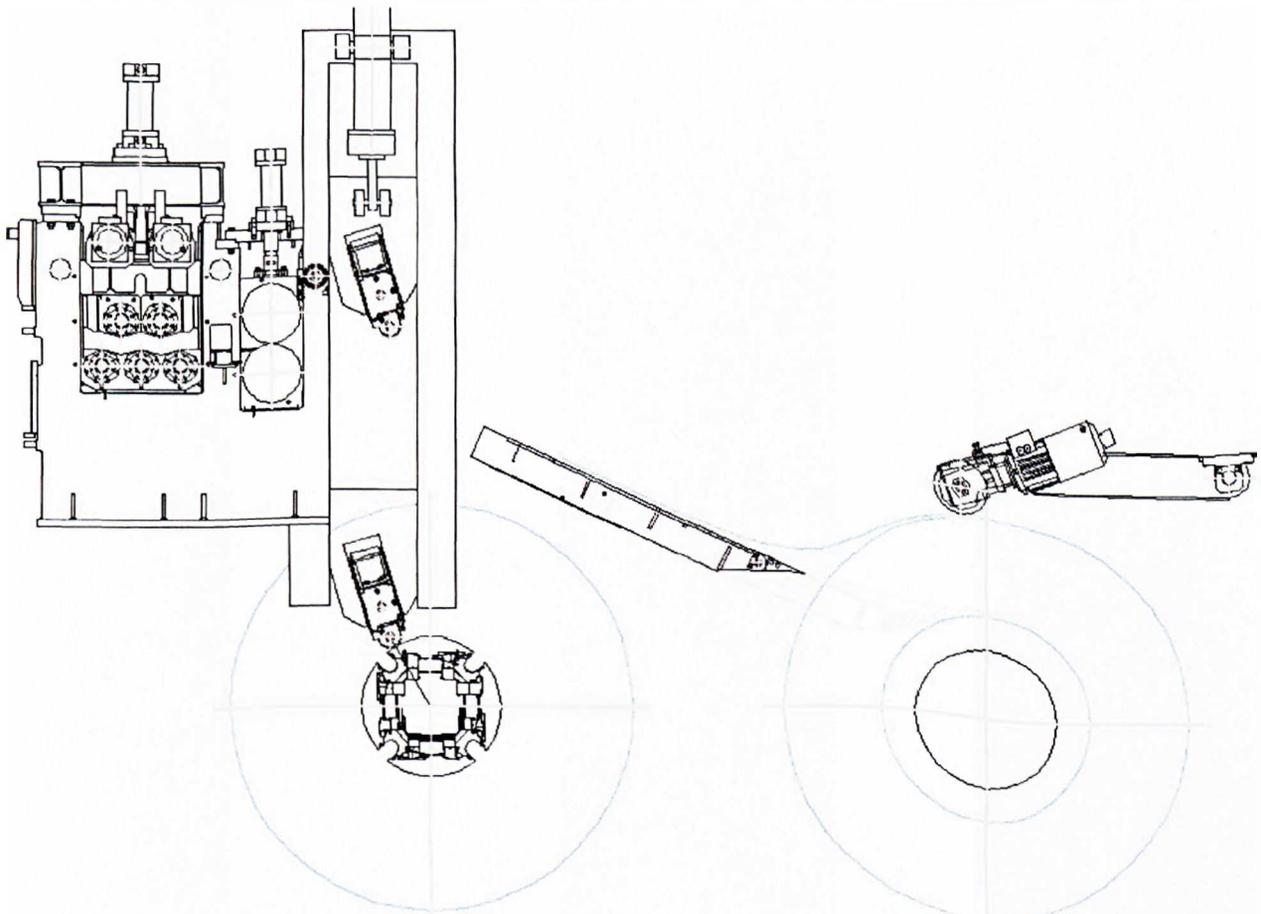


Bild 9.3 Der Einfädeltisch bewegt sich in die Ausgangsposition zurück und wartet dort.

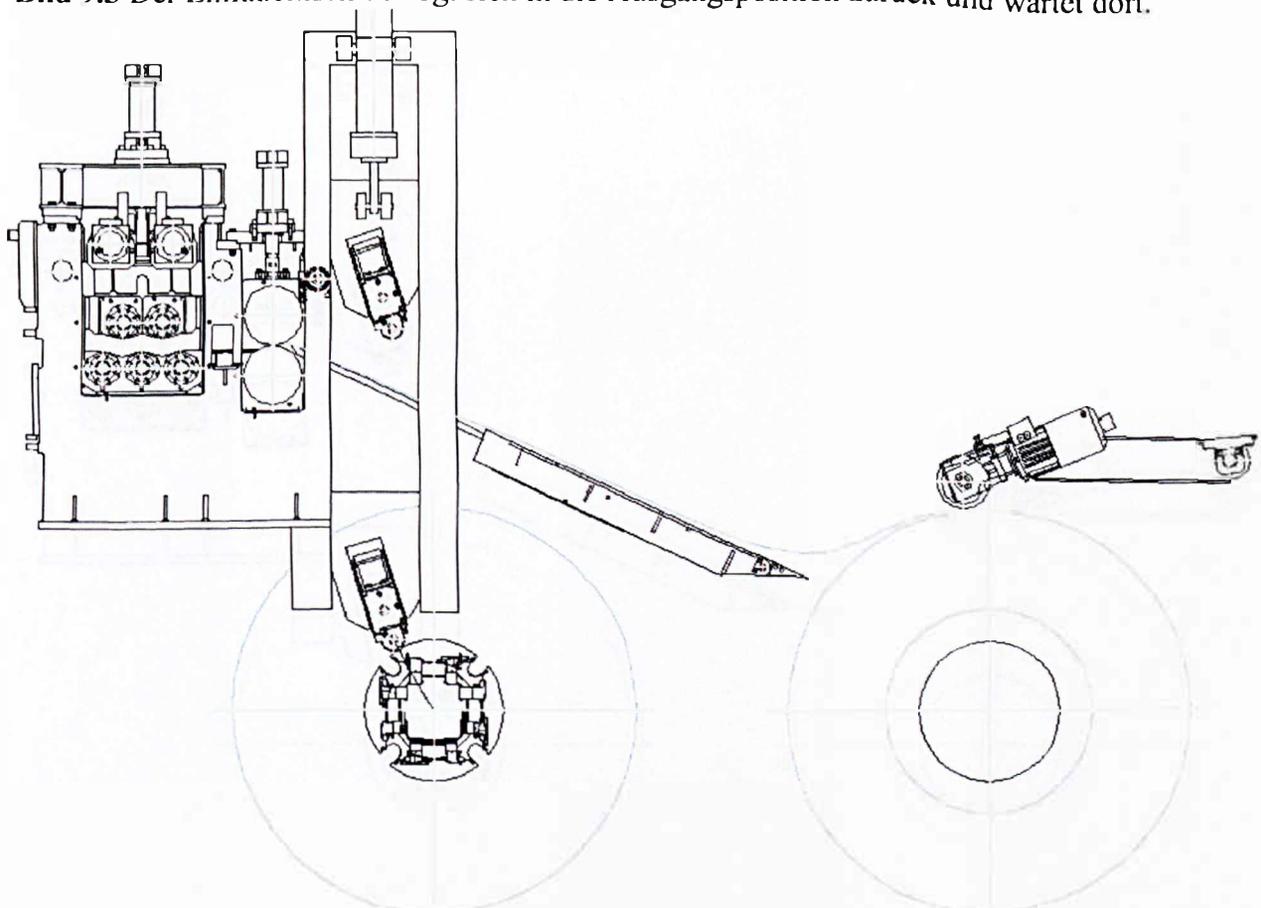


Bild 9.4 Die Teleskopplatte fährt raus bis zur Treiberrolle, das Band wird weiter abgewickelt.

9. Anführung eines weiteren Einfädelkonzeptes

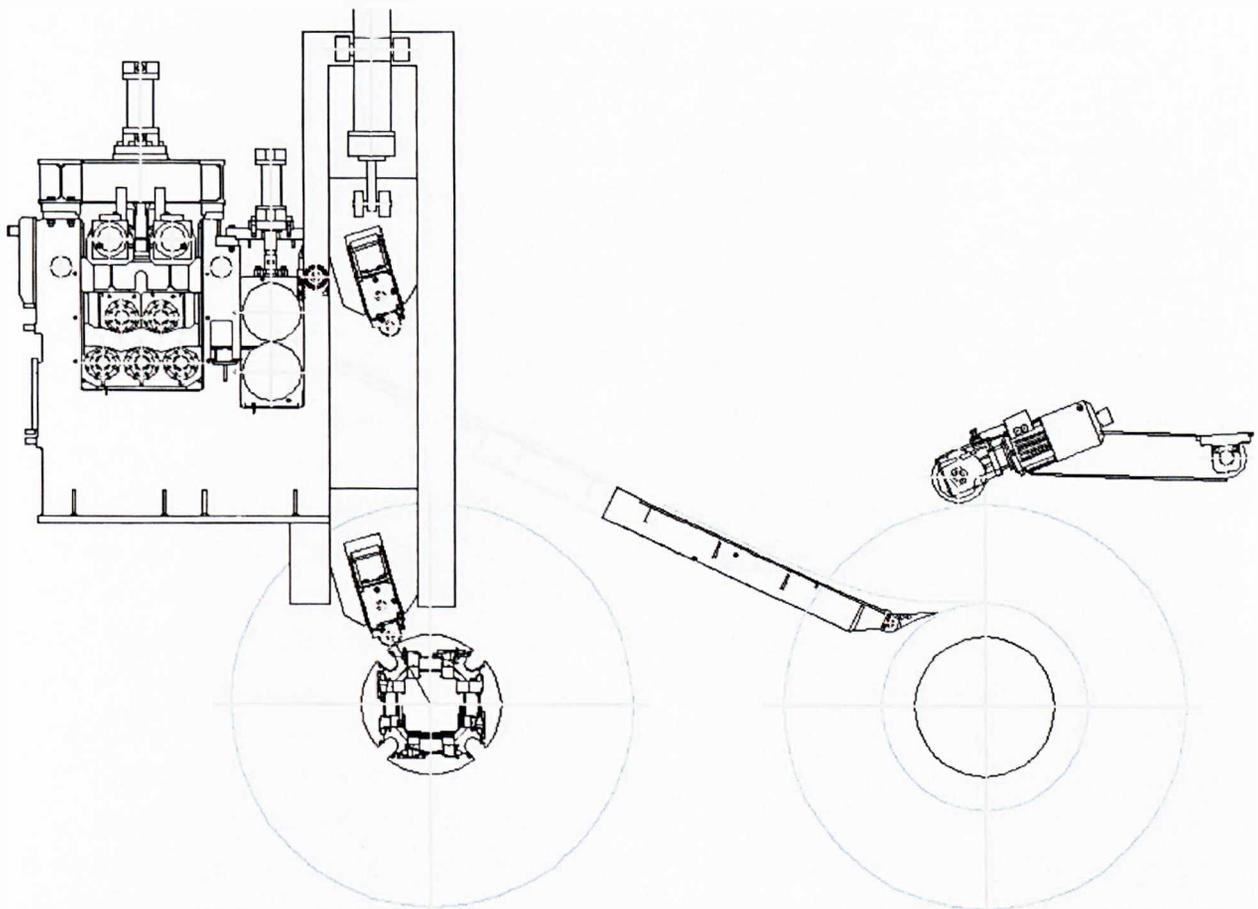


Bild 9.5 Wie Bild 9.2 nur für den Bund mit dem kleinsten Durchmesser.

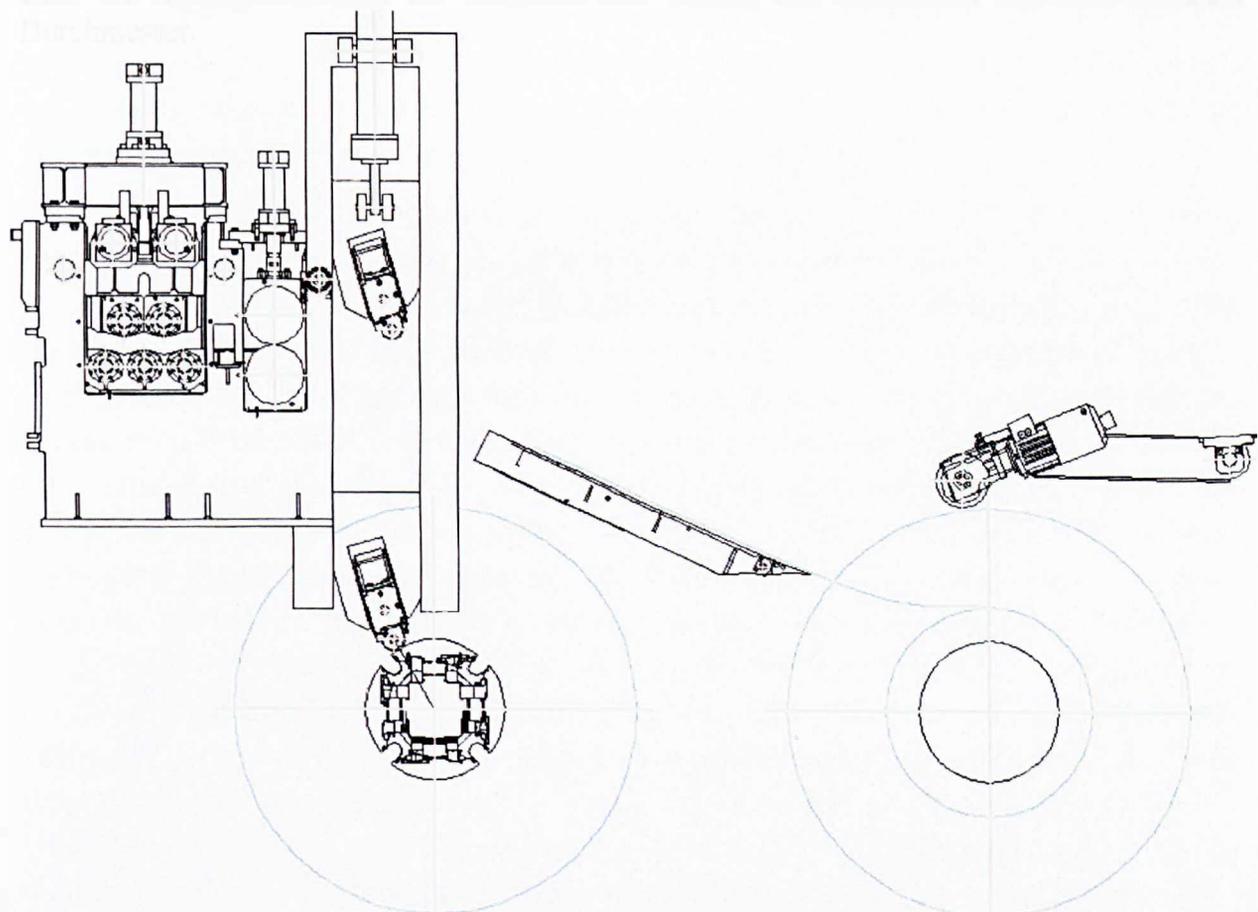


Bild 9.6 Wie Bild 9.3 aber für den kleinsten Bund.

9. Anführung eines weiteren Einfädelkonzeptes

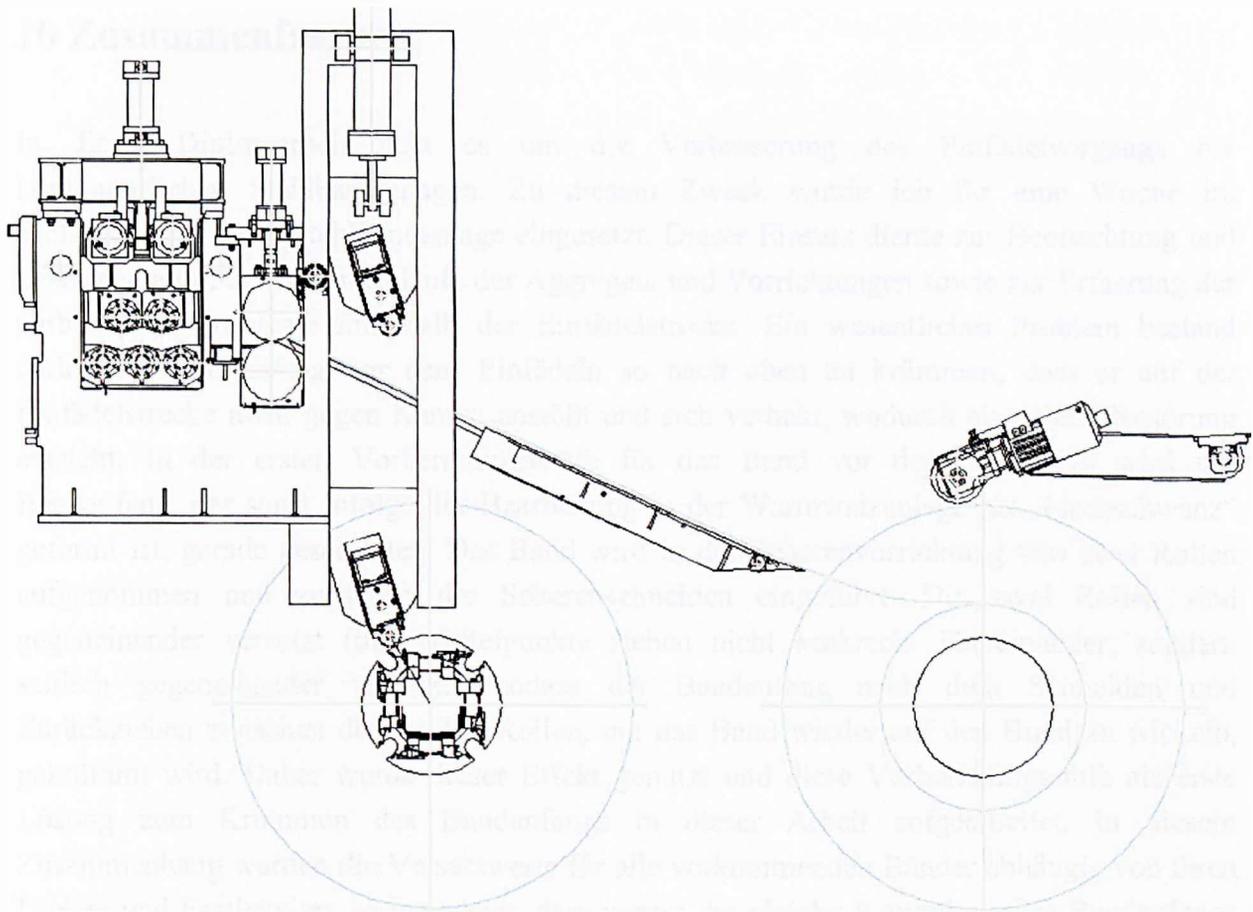


Bild 9.7 Analog zum Bild 9.4 Einfädeln des Bandes aus dem Bund mit dem kleinsten Durchmesser.

10 Zusammenfassung

In dieser Diplomarbeit geht es um die Verbesserung des Einfädelvorgangs bei kontinuierlichen Stahlbandanlagen. Zu diesem Zweck wurde ich für eine Woche im Einlaufbereich einer Stahlbandanlage eingesetzt. Dieser Einsatz diente zur Beobachtung und Dokumentation der Arbeitsabläufe der Aggregate und Vorrichtungen sowie zur Erfassung der auftretenden Probleme innerhalb der Einfädelstrecke. Ein wesentliches Problem bestand darin, den Bandanfang vor dem Einfädeln so nach oben zu krümmen, dass er auf der Einfädelstrecke nicht gegen Kanten anstößt und sich verhakt, wodurch eine Betriebsstörung entsteht. In der ersten Vorbereitungsstufe für das Band vor dem Einfädeln wird der Bandanfang, der sonst infolge der Bearbeitung in der Warmwalzanlage als „Fischschwanz“ geformt ist, gerade geschnitten. Das Band wird in der Scherenvorrichtung von zwei Rollen aufgenommen und zwischen die Scherenschneiden eingeführt. Die zwei Rollen sind gegeneinander versetzt (ihre Mittelpunkte stehen nicht senkrecht übereinander, sondern seitlich gegeneinander versetzt), sodass der Bandanfang nach dem Schneiden und Zurückziehen zwischen den beiden Rollen, um das Band wieder auf den Bund zu wickeln, gekrümmt wird. Daher wurde dieser Effekt genutzt und diese Vorbereitungsstufe als erste Lösung zum Krümmen des Bandanfangs in dieser Arbeit aufgearbeitet. In diesem Zusammenhang wurden die Versatzwerte für alle vorkommenden Bänder abhängig von ihren Dicken und Festigkeiten so berechnet, dass immer die gleiche Krümmung des Bandanfangs erzeugt wird. Die Einstellung der Versetzung der beiden Rollen gegeneinander kann dann nach diesen berechneten Werten automatisch erfolgen. Die Versatzwerte sind umso größer, je größer die Festigkeit und je kleiner die Banddicke ist. Das heißt je größer die Rückfederung des Bandes nach dem Entlasten ist. Mit einer Vergrößerung des Versatzes wird der Biegewinkel vergrößert und damit die große Rückfederung kompensiert.

Die in der besichtigten Stahlbandanlage vorhandene Lösung zum Krümmen des Bandanfangs besteht aus einer Biegerolle, die das Band in ein rechteckiges Gesenk (Mulde) hineindrückt. Während meines Einsatzes an der Stahlbandanlage habe ich beobachtet, dass diese Biegevorrichtung kein zufrieden stellendes Biegeergebnis erzielt. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit die Form des Gesenkes so gestaltet, dass durch das Zusammenwirken von Biegerolle und Gesenk ein effektives Krümmen des Bandanfangs erreicht werden kann. Mit dem vorhandenen rechteckigen Gesenk kann keine definierte Biegelinie erzeugt werden. Um eine definierte Biegelinie mit konstanter Krümmung zu erzeugen, muss das Biegemoment entlang der Biegelinie konstant sein und die Ausbildung der Biegeteilgeometrie durch die Form der Werkzeuge, hier Biegerolle und Gesenk (Mulde), bestimmt werden. Daher wurde die Geometrie des Gesenkes so gestaltet, dass es eine Rundung besitzt, die identisch ist mit der zu erzeugenden Biegelinie. Der Radius dieser Rundung passt zum Radius der Biegerolle, so dass die Geometrie des Biegeteils durch die Form der Werkzeuge bestimmt wird und damit eine definierte und berechenbare Biegung des Bandanfangs erzeugt wird. Da die Gesenkgeometrie fix ist, wird die konstante Krümmung des Bandanfangs so eingestellt, dass die Länge zwischen der Bandvorderkante und der Stelle, in der die Biegung erfolgt, variiert wird. Dazu wurden die Werte für diese Länge für alle in Betracht kommenden Bänder

abhängig von Dicke und Festigkeit berechnet. Somit kann der Wert für diese Länge abhängig vom zu bearbeitenden Band automatisch eingestellt werden. Es wurden auch Festigkeitsberechnungen durchgeführt zur Bestimmung der inneren Biegemomente für das stärkste und schwächste Band, die beim Biegen dieser Bänder entsprechend der gegebenen Geometrie entstehen, sowie zur Bestimmung der erforderlichen Druckkräfte der Biegerolle, um diese Biegemomente im Biegeteil zu erzeugen.

Ferner wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei weitere Varianten einer Biegevorrichtung konstruktiv und rechnerisch erarbeitet. Beide Varianten enthalten die Biegerolle aus dem vorher besprochenen vorhandenen Biegesystem als oberes Werkzeug nur konstruktiv bedingt mit größerem Radius sowie ein unteres hydraulisch betätigtes Biegewerkzeug. Bei der ersten Variante führt das untere Biegewerkzeug eine Drehbewegung und bei der zweiten Variante eine geradlinige Bewegung in vertikaler Richtung aus. Mit der zweiten Variante kann das gesamte hydraulische Kraftaufgebot des unteren Biegewerkzeugs auf das Band übertragen werden, während bei der ersten die Nutzkraft aus den Hydraulikzylindern wegen Übertragung mittels Hebelarmübersetzung vermindert wird. Auch bei diesen Varianten wurden die Bandlängen ab der Bandvorderkante bis zur Stelle in der gebogen wird für alle vorkommenden Stahlbänder abhängig von Dicke und Festigkeit so bestimmt, dass für alle Bänder eine gleiche Krümmung des Bandanfangs erzielt wird. Ebenfalls wurden Festigkeitsberechnungen zur Ermittlung auftretender innerer Biegemomente und erforderlicher Druckkräfte der Biegewerkzeuge durchgeführt.

Im Weiteren wurden in dieser Arbeit zwei Varianten einer Klemmbiegevorrichtung erarbeitet, mit denen das Band zuerst geklemmt und dann gebogen wird. Sie unterscheiden sich hauptsächlich in der Art wie das Biegemoment vom Hydraulikzylinder auf die Achse, auf der das bewegliche Biegewerkzeug befestigt ist, übertragen wird. Bei der ersten Variante wird das Biegemoment von zwei Hydraulikzylindern an den Seiten der Biegevorrichtung auf die Achse des Biegewerkzeugs mittels Laschen auf den beiden äußeren Achsenseiten aufgebracht. Bei der zweiten Ausführung erfolgt die Kraftübertragung von einem Hydraulikzylinder in der Mitte der Biegevorrichtung auf die Biegewerkzeuge mittels Platten, ohne dabei die Achse der Biegewerkzeuge auf Torsion zu belasten. Beide Varianten haben gegenüber den bislang angeführten Biegevorrichtungen den Vorteil, den Einfädeltisch, der auskragend gelagert ist und sich somit beträchtlich durchbiegt, wenn vertikale Kräfte darauf einwirken, nur geringfügig zu belasten. Die Biegekräfte bei diesen Ausführungen der Klemmbiegevorrichtung werden hauptsächlich von der Vorrichtung selbst aufgenommen und nur mit einem kleinen Anteil in den Einfädeltisch einfließen, während bei den vorigen Biegevorrichtungen die Biegekraft den Einfädeltisch mit vollem Umfang belastet, wodurch sich der Tisch absenkt und der Biegeeffekt vermindert wird, da das untere Biegewerkzeug am Tisch befestigt ist und sich mit absenkt. Die zwei Varianten der Klemmbiegevorrichtung wurden konstruktiv erarbeitet. Bei der ersten Variante wurden zusätzlich die maximal auftretenden Biegekräfte und der dafür erforderliche Kraftbedarf der Vorrichtung, der von den Hydraulikzylindern zur Verfügung gestellt wird, berechnet.

Zuletzt wurde ein neues Einfädelkonzept konstruktiv mit Beschreibung der einzelnen Arbeitsschritte des Einfädelvorgangs vorgestellt. Mit diesem Konzept wird das Stahlband einfach und sicher auf dem kürzesten Weg in die Richtmaschine der Stahlbandanlage eingeführt.

A. Anhang

A.1 Versatzwerte

a [mm]	s [mm]	σ [N/mm ²]
87.032	1	180
87.208	1	190
87.405	1	200
87.623	1	210
87.863	1	220
88.127	1	230
88.417	1	240
88.732	1	250
89.076	1	260
89.449	1	270
89.852	1	280
90.288	1	290
90.758	1	300
86.331	1.5	180
86.383	1.5	190
86.441	1.5	200
86.504	1.5	210
86.574	1.5	220
86.651	1.5	230
86.735	1.5	240
86.826	1.5	250
86.925	1.5	260
87.032	1.5	270
87.147	1.5	280
87.272	1.5	290
87.405	1.5	300
87.548	1.5	310
87.7	1.5	320
87.863	1.5	330
88.037	1.5	340
88.221	1.5	350
88.417	1.5	360
88.624	1.5	370
88.844	1.5	380
89.076	1.5	390
89.321	1.5	400
89.58	1.5	410
89.852	1.5	420
90.139	1.5	430
90.441	1.5	440
90.758	1.5	450
86.162	2	180
86.183	2	190
86.208	2	200
86.234	2	210
86.264	2	220
86.296	2	230
86.331	2	240
86.37	2	250
86.411	2	260
86.456	2	270
86.504	2	280
86.556	2	290
86.612	2	300
86.671	2	310
86.735	2	320
86.802	2	330
86.875	2	340
86.951	2	350
87.032	2	360
87.118	2	370
87.208	2	380
87.304	2	390
87.405	2	400
87.511	2	410
87.623	2	420
87.74	2	430
87.863	2	440
87.992	2	450
88.127	2	460
88.269	2	470
88.417	2	480
88.571	2	490
88.732	2	500
88.9	2	510
89.076	2	520
89.258	2	530
89.449	2	540
89.646	2	550
89.852	2	560
90.066	2	570
90.288	2	580
90.519	2	590
90.758	2	600
86.101	2.5	180
86.113	2.5	190
86.125	2.5	200
86.139	2.5	210
86.154	2.5	220
86.17	2.5	230
86.188	2.5	240
86.208	2.5	250
86.229	2.5	260
86.252	2.5	270
86.276	2.5	280
86.303	2.5	290
86.331	2.5	300
86.362	2.5	310
86.394	2.5	320
86.429	2.5	330
86.465	2.5	340
86.504	2.5	350
86.545	2.5	360
86.589	2.5	370
86.635	2.5	380
86.684	2.5	390
86.735	2.5	400
86.789	2.5	410
86.845	2.5	420
86.905	2.5	430
86.967	2.5	440
87.032	2.5	450
87.1	2.5	460
87.172	2.5	470
87.246	2.5	480
87.324	2.5	490
87.405	2.5	500
87.489	2.5	510
87.577	2.5	520
87.669	2.5	530
87.764	2.5	540
87.863	2.5	550
87.966	2.5	560
88.073	2.5	570
88.183	2.5	580
88.298	2.5	590
88.417	2.5	600
88.54	2.5	610
88.667	2.5	620
88.799	2.5	630
88.935	2.5	640
89.076	2.5	650
86.075	3	180
86.081	3	190
86.088	3	200
86.096	3	210
86.105	3	220
86.115	3	230
86.125	3	240
86.136	3	250
86.149	3	260
86.162	3	270
86.176	3	280
86.191	3	290
86.208	3	300
86.225	3	310
86.244	3	320
86.264	3	330
86.285	3	340
86.307	3	350
86.331	3	360
86.356	3	370
86.383	3	380
86.411	3	390
86.441	3	400
86.472	3	410
86.504	3	420
86.538	3	430
86.574	3	440
86.612	3	450
86.651	3	460
86.692	3	470
86.735	3	480
86.779	3	490
86.826	3	500
86.875	3	510
86.925	3	520
86.977	3	530
87.032	3	540
87.089	3	550
87.147	3	560
87.208	3	570
87.272	3	580
87.337	3	590
87.405	3	600
87.475	3	610
87.548	3	620
87.623	3	630
87.7	3	640
87.78	3	650
86.061	3.5	180
86.065	3.5	190
86.07	3.5	200
86.075	3.5	210
86.08	3.5	220
86.086	3.5	230
86.093	3.5	240
86.1	3.5	250
86.108	3.5	260
86.116	3.5	270
86.125	3.5	280
86.135	3.5	290
86.145	3.5	300
86.156	3.5	310
86.168	3.5	320
86.18	3.5	330
86.194	3.5	340
86.208	3.5	350
86.223	3.5	360
86.238	3.5	370
86.255	3.5	380
86.273	3.5	390
86.291	3.5	400
86.311	3.5	410
86.331	3.5	420
86.353	3.5	430
86.375	3.5	440
86.399	3.5	450
86.423	3.5	460
86.449	3.5	470
86.476	3.5	480
86.504	3.5	490
86.533	3.5	500
86.564	3.5	510
86.595	3.5	520
86.628	3.5	530
86.662	3.5	540
86.698	3.5	550
86.735	3.5	560
86.773	3.5	570
86.813	3.5	580
86.853	3.5	590
86.896	3.5	600
86.94	3.5	610

A. Anhang

86.985	3.5	620	86.197	4.5	440	86.056	5.5	260
87.032	3.5	630	86.208	4.5	450	86.058	5.5	270
87.08	3.5	640	86.219	4.5	460	86.061	5.5	280
87.13	3.5	650	86.231	4.5	470	86.063	5.5	290
86.054	4	180	86.244	4.5	480	86.066	5.5	300
86.056	4	190	86.257	4.5	490	86.069	5.5	310
86.059	4	200	86.271	4.5	500	86.072	5.5	320
86.063	4	210	86.285	4.5	510	86.075	5.5	330
86.066	4	220	86.3	4.5	520	86.078	5.5	340
86.07	4	230	86.315	4.5	530	86.082	5.5	350
86.075	4	240	86.331	4.5	540	86.086	5.5	360
86.08	4	250	86.348	4.5	550	86.09	5.5	370
86.085	4	260	86.365	4.5	560	86.094	5.5	380
86.09	4	270	86.383	4.5	570	86.099	5.5	390
86.096	4	280	86.402	4.5	580	86.103	5.5	400
86.103	4	290	86.421	4.5	590	86.108	5.5	410
86.11	4	300	86.441	4.5	600	86.114	5.5	420
86.117	4	310	86.461	4.5	610	86.119	5.5	430
86.125	4	320	86.482	4.5	620	86.125	5.5	440
86.133	4	330	86.504	4.5	630	86.131	5.5	450
86.142	4	340	86.527	4.5	640	86.137	5.5	460
86.152	4	350	86.55	4.5	650	86.144	5.5	470
86.162	4	360	86.046	5	180	86.151	5.5	480
86.172	4	370	86.048	5	190	86.158	5.5	490
86.183	4	380	86.049	5	200	86.166	5.5	500
86.195	4	390	86.051	5	210	86.173	5.5	510
86.208	4	400	86.053	5	220	86.181	5.5	520
86.221	4	410	86.055	5	230	86.19	5.5	530
86.234	4	420	86.057	5	240	86.199	5.5	540
86.249	4	430	86.059	5	250	86.208	5.5	550
86.264	4	440	86.062	5	260	86.217	5.5	560
86.28	4	450	86.065	5	270	86.227	5.5	570
86.296	4	460	86.068	5	280	86.237	5.5	580
86.313	4	470	86.071	5	290	86.247	5.5	590
86.331	4	480	86.075	5	300	86.258	5.5	600
86.35	4	490	86.079	5	310	86.269	5.5	610
86.37	4	500	86.083	5	320	86.281	5.5	620
86.39	4	510	86.087	5	330	86.293	5.5	630
86.411	4	520	86.091	5	340	86.305	5.5	640
86.433	4	530	86.096	5	350	86.318	5.5	650
86.456	4	540	86.101	5	360	86.043	6	180
86.48	4	550	86.107	5	370	86.044	6	190
86.504	4	560	86.113	5	380	86.045	6	200
86.53	4	570	86.119	5	390	86.046	6	210
86.556	4	580	86.125	5	400	86.047	6	220
86.583	4	590	86.132	5	410	86.048	6	230
86.612	4	600	86.139	5	420	86.049	6	240
86.641	4	610	86.146	5	430	86.051	6	250
86.671	4	620	86.154	5	440	86.052	6	260
86.702	4	630	86.162	5	450	86.054	6	270
86.735	4	640	86.17	5	460	86.055	6	280
86.768	4	650	86.179	5	470	86.057	6	290
86.049	4.5	180	86.188	5	480	86.059	6	300
86.051	4.5	190	86.198	5	490	86.062	6	310
86.053	4.5	200	86.208	5	500	86.064	6	320
86.055	4.5	210	86.218	5	510	86.066	6	330
86.058	4.5	220	86.229	5	520	86.069	6	340
86.061	4.5	230	86.24	5	530	86.072	6	350
86.064	4.5	240	86.252	5	540	86.075	6	360
86.067	4.5	250	86.264	5	550	86.078	6	370
86.071	4.5	260	86.276	5	560	86.081	6	380
86.075	4.5	270	86.289	5	570	86.085	6	390
86.079	4.5	280	86.303	5	580	86.088	6	400
86.084	4.5	290	86.317	5	590	86.092	6	410
86.088	4.5	300	86.331	5	600	86.096	6	420
86.094	4.5	310	86.346	5	610	86.101	6	430
86.099	4.5	320	86.362	5	620			
86.105	4.5	330	86.378	5	630	86.105	6	440
86.111	4.5	340	86.394	5	640	86.11	6	450
86.118	4.5	350	86.411	5	650	86.115	6	460
86.125	4.5	360	86.044	5.5	180	86.12	6	470
86.132	4.5	370	86.045	5.5	190	86.125	6	480
86.14	4.5	380	86.046	5.5	200	86.13	6	490
86.149	4.5	390	86.048	5.5	210	86.136	6	500
86.157	4.5	400	86.049	5.5	220	86.142	6	510
86.166	4.5	410	86.051	5.5	230	86.149	6	520
86.176	4.5	420	86.052	5.5	240	86.155	6	530
86.186	4.5	430	86.054	5.5	250	86.162	6	540

A. Anhang

86.169	6	550	86.12	6.5	510	99.783	1	420
86.176	6	560	86.125	6.5	520	100.89	1	430
86.183	6	570	86.13	6.5	530	96.541	1.5	580
86.191	6	580	86.135	6.5	540	97.137	1.5	590
86.199	6	590	86.141	6.5	550	97.758	1.5	600
86.208	6	600	86.147	6.5	560	98.405	1.5	610
86.216	6	610	86.152	6.5	570	99.08	1.5	620
86.225	6	620	86.159	6.5	580	99.783	1.5	630
86.234	6	630	86.165	6.5	590	100.52	1.5	640
86.244	6	640	86.171	6.5	600	NaN	NaN	NaN
86.254	6	650	86.178	6.5	610	102.07	1	440
86.042	6.5	180	86.185	6.5	620	103.33	1	450
86.042	6.5	190	86.193	6.5	630	104.66	1	460
86.043	6.5	200	86.2	6.5	640	101.28	1.5	650
86.044	6.5	210	86.208	6.5	650	NaN	NaN	NaN
86.045	6.5	220	NaN	NaN	NaN	106.07	1	470
86.046	6.5	230	91.264	1	310	107.58	1	480
86.047	6.5	240	91.807	1	320	109.17	1	490
86.048	6.5	250	92.39	1	330	110.87	1	500
86.049	6.5	260	93.014	1	340	NaN	NaN	NaN
86.05	6.5	270	93.682	1	350	112.68	1	510
86.052	6.5	280	94.396	1	360	114.59	1	520
86.053	6.5	290	95.157	1	370	NaN	NaN	NaN
86.055	6.5	300	95.97	1	380	116.63	1	530
			91.091	1.5	460	118.8	1	540
86.057	6.5	310	91.441	1.5	470	NaN	NaN	NaN
86.058	6.5	320	91.807	1.5	480	121.11	1	550
86.06	6.5	330	92.191	1.5	490	123.57	1	560
86.062	6.5	340	92.593	1.5	500	NaN	NaN	NaN
86.065	6.5	350	93.014	1.5	510	126.19	1	570
86.067	6.5	360	93.455	1.5	520	128.99	1	580
86.069	6.5	370	93.915	1.5	530	NaN	NaN	NaN
86.072	6.5	380	94.396	1.5	540	131.97	1	590
86.075	6.5	390	94.898	1.5	550	135.16	1	600
86.078	6.5	400	95.422	1.5	560	NaN	NaN	NaN
86.081	6.5	410	95.97	1.5	570	138.57	1	610
86.084	6.5	420	91.007	2	610	NaN	NaN	NaN
86.087	6.5	430	91.264	2	620	142.22	1	620
86.091	6.5	440	91.531	2	630	NaN	NaN	NaN
86.094	6.5	450	91.807	2	640	146.14	1	630
86.098	6.5	460	92.094	2	650	150.34	1	640
86.102	6.5	470	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
86.106	6.5	480	96.836	1	390	154.85	1	650
86.111	6.5	490	97.758	1	400			
86.115	6.5	500	98.739	1	410			

**A.2 l_{erf}-Werte
(Mulde)**

l _{erf} [mm]	s [mm]	σ [N/mm ²]
448.60	1	180
448.74	1	190
448.90	1	200
449.07	1	210
449.27	1	220
449.48	1	230
449.72	1	240
449.97	1	250
450.26	1	260
450.56	1	270
450.89	1	280
451.25	1	290
451.64	1	300
448.03	1.5	180
448.08	1.5	190
448.12	1.5	200
448.17	1.5	210
448.23	1.5	220
448.29	1.5	230
448.36	1.5	240
448.43	1.5	250
448.51	1.5	260
448.60	1.5	270
448.69	1.5	280
448.79	1.5	290
448.90	1.5	300
449.01	1.5	310
449.14	1.5	320
449.27	1.5	330
449.41	1.5	340
449.56	1.5	350
449.72	1.5	360
449.89	1.5	370
450.07	1.5	380
450.26	1.5	390
450.46	1.5	400
450.67	1.5	410
450.89	1.5	420
451.13	1.5	430
451.38	1.5	440
451.64	1.5	450
451.92	1.5	460
447.90	2	180
447.92	2	190
447.94	2	200
447.96	2	210
447.98	2	220
448.01	2	230
448.03	2	240
448.07	2	250
448.10	2	260
448.13	2	270
448.17	2	280
448.21	2	290
448.26	2	300
448.31	2	310
448.36	2	320
448.41	2	330
448.47	2	340
448.53	2	350
448.60	2	360
448.67	2	370
448.74	2	380
448.82	2	390
448.90	2	400
448.98	2	410
449.07	2	420
449.17	2	430
449.27	2	440
449.37	2	450
449.48	2	460

449.60	2	470
449.72	2	480
449.84	2	490
449.97	2	500
450.11	2	510
450.26	2	520
450.40	2	530
450.56	2	540
450.72	2	550
450.89	2	560
451.07	2	570
451.25	2	580
451.44	2	590
451.64	2	600
451.85	2	610
447.85	2.5	180
447.86	2.5	190
447.87	2.5	200
447.88	2.5	210
447.89	2.5	220
447.91	2.5	230
447.92	2.5	240
447.94	2.5	250
447.95	2.5	260
447.97	2.5	270
447.99	2.5	280
448.01	2.5	290
448.03	2.5	300
448.06	2.5	310
448.08	2.5	320
448.11	2.5	330
448.14	2.5	340
448.17	2.5	350
448.21	2.5	360
448.24	2.5	370
448.28	2.5	380
448.32	2.5	390
448.36	2.5	400
448.40	2.5	410
448.45	2.5	420
448.49	2.5	430
448.54	2.5	440
448.60	2.5	450
448.65	2.5	460
448.71	2.5	470
448.77	2.5	480
448.83	2.5	490
448.90	2.5	500
448.97	2.5	510
449.04	2.5	520
449.11	2.5	530
449.19	2.5	540
449.27	2.5	550
449.35	2.5	560
449.44	2.5	570
449.53	2.5	580
449.62	2.5	590
449.72	2.5	600
449.82	2.5	610
449.92	2.5	620
450.03	2.5	630
450.14	2.5	640
450.26	2.5	650
447.83	3	180
447.83	3	190
447.84	3	200
447.85	3	210
447.85	3	220
447.86	3	230
447.87	3	240
447.88	3	250
447.89	3	260
447.90	3	270
447.91	3	280
447.92	3	290
447.94	3	300
447.95	3	310
447.96	3	320
447.98	3	330
448.00	3	340
448.02	3	350
448.03	3	360
448.05	3	370
448.07	3	380
448.09	3	390
448.11	3	400
448.13	3	410
448.15	3	420
448.17	3	430
448.20	3	440
448.22	3	450
448.25	3	460
448.27	3	470
448.30	3	480
448.33	3	490
448.36	3	500
448.39	3	510
448.42	3	520
448.45	3	530
448.49	3	540
448.52	3	550
448.56	3	560

A. Anhang

448.60	3.5	630	447.93	4.5	440	447.81	5.5	260
448.64	3.5	640	447.94	4.5	450	447.82	5.5	270
448.68	3.5	650	447.94	4.5	460	447.82	5.5	280
447.81	4	180	447.95	4.5	470	447.82	5.5	290
447.81	4	190	447.96	4.5	480	447.82	5.5	300
447.82	4	200	447.96	4.5	490	447.82	5.5	310
447.82	4	210	447.99	4.5	500	447.83	5.5	320
447.82	4	220	448.00	4.5	510	447.83	5.5	330
447.83	4	230	448.01	4.5	520	447.83	5.5	340
447.83	4	240	448.02	4.5	530	447.84	5.5	350
			448.03	4.5	540	447.84	5.5	360
447.83	4	250	448.05	4.5	550	447.84	5.5	370
447.84	4	260	448.06	4.5	560	447.84	5.5	380
447.84	4	270	448.08	4.5	570	447.85	5.5	390
447.85	4	280	448.09	4.5	580	447.85	5.5	400
447.85	4	290	448.11	4.5	590	447.86	5.5	410
447.86	4	300	448.12	4.5	600	447.86	5.5	420
447.86	4	310	448.14	4.5	610	447.86	5.5	430
447.87	4	320	448.16	4.5	620	447.87	5.5	440
447.88	4	330	448.17	4.5	630	447.87	5.5	450
447.88	4	340	448.19	4.5	640	447.88	5.5	460
447.89	4	350	448.21	4.5	650	447.88	5.5	470
447.90	4	360	447.61	5	180	447.89	5.5	480
447.91	4	370	447.61	5	190	447.90	5.5	490
447.92	4	380	447.61	5	200	447.90	5.5	500
447.93	4	390	447.61	5	210	447.91	5.5	510
447.94	4	400	447.61	5	220	447.91	5.5	520
447.95	4	410	447.61	5	230	447.92	5.5	530
447.96	4	420	447.62	5	240	447.93	5.5	540
447.97	4	430	447.62	5	250	447.94	5.5	550
447.98	4	440	447.62	5	260	447.94	5.5	560
447.99	4	450	447.62	5	270	447.95	5.5	570
448.01	4	460	447.62	5	280	447.96	5.5	580
448.02	4	470	447.63	5	290	447.97	5.5	590
448.03	4	480	447.63	5	300	447.98	5.5	600
448.05	4	490	447.63	5	310	447.99	5.5	610
448.07	4	500	447.64	5	320	447.99	5.5	620
448.08	4	510	447.64	5	330	448.00	5.5	630
448.10	4	520	447.64	5	340	448.01	5.5	640
448.12	4	530	447.65	5	350	448.02	5.5	650
448.13	4	540	447.65	5	360	447.80	6	180
448.15	4	550	447.66	5	370	447.80	6	190
448.17	4	560	447.66	5	380	447.81	6	200
448.19	4	570	447.66	5	390	447.81	6	210
448.21	4	580	447.67	5	400	447.81	6	220
448.24	4	590	447.67	5	410	447.81	6	230
448.26	4	600	447.68	5	420	447.81	6	240
448.28	4	610	447.69	5	430	447.81	6	250
448.31	4	620	447.69	5	440	447.81	6	260
448.33	4	630	447.90	5	450	447.81	6	270
448.36	4	640	447.91	5	460	447.81	6	280
448.39	4	650	447.91	5	470	447.82	6	290
447.81	4.5	180	447.92	5	480	447.82	6	300
447.81	4.5	190	447.93	5	490	447.82	6	310
447.81	4.5	200	447.94	5	500	447.82	6	320
447.81	4.5	210	447.94	5	510	447.82	6	330
447.82	4.5	220	447.95	5	520	447.82	6	340
447.82	4.5	230	447.96	5	530	447.83	6	350
447.82	4.5	240	447.97	5	540	447.83	6	360
447.82	4.5	250	447.98	5	550	447.83	6	370
447.83	4.5	260	447.99	5	560	447.83	6	380
447.83	4.5	270	448.00	5	570	447.84	6	390
447.83	4.5	280	448.01	5	580	447.84	6	400
447.84	4.5	290	448.02	5	590	447.84	6	410
447.84	4.5	300	448.03	5	600	447.85	6	420
447.84	4.5	310	448.05	5	610	447.85	6	430
447.85	4.5	320	448.06	5	620	447.85	6	440
447.85	4.5	330	448.07	5	630	447.86	6	450
447.86	4.5	340	448.08	5	640	447.86	6	460
447.86	4.5	350	448.10	5	650	447.87	6	470
447.87	4.5	360	447.61	5.5	180	447.87	6	480
447.88	4.5	370	447.61	5.5	190	447.87	6	490
447.88	4.5	380	447.61	5.5	200	447.88	6	500
447.89	4.5	390	447.61	5.5	210	447.88	6	510
447.90	4.5	400	447.61	5.5	220	447.89	6	520
447.90	4.5	410	447.61	5.5	230	447.89	6	530
447.91	4.5	420	447.61	5.5	240	447.90	6	540
447.92	4.5	430	447.61	5.5	250	447.90	6	550

A. Anhang

447.91	6	560	447.87	6.5	510	459.38	1	420
			447.87	6.5	520	460.37	1	430
447.92	6	570	447.87	6.5	530	461.43	1	440
447.92	6	580	447.88	6.5	540	457.05	1.5	590
447.93	6	590	447.88	6.5	550	457.59	1.5	600
447.94	6	600	447.89	6.5	560	458.16	1.5	610
447.94	6	610	447.89	6.5	570	458.75	1.5	620
447.95	6	620	447.90	6.5	580	459.38	1.5	630
447.96	6	630	447.90	6.5	590	460.03	1.5	640
447.96	6	640	447.91	6.5	600	460.71	1.5	650
447.97	6	650	447.91	6.5	610	NaN	NaN	NaN
447.80	6.5	180	447.92	6.5	620	462.57	1	450
447.80	6.5	190	447.92	6.5	630	463.79	1	460
447.80	6.5	200	447.93	6.5	640	465.10	1	470
447.80	6.5	210	447.94	6.5	650	466.51	1	480
447.81	6.5	220	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
447.81	6.5	230	452.06	1	310	468.03	1	490
447.81	6.5	240	452.51	1	320	469.66	1	500
447.81	6.5	250	453.00	1	330	471.42	1	510
447.81	6.5	260	453.52	1	340	NaN	NaN	NaN
447.81	6.5	270	454.09	1	350	473.32	1	520
447.81	6.5	280	454.69	1	360	475.37	1	530
447.81	6.5	290	455.34	1	370	NaN	NaN	NaN
447.81	6.5	300	456.04	1	380	477.59	1	540
447.81	6.5	310	456.79	1	390	480.00	1	550
447.82	6.5	320	452.21	1.5	470	NaN	NaN	NaN
447.82	6.5	330	452.51	1.5	480	482.61	1	560
447.82	6.5	340	452.83	1.5	490	485.46	1	570
447.82	6.5	350	453.17	1.5	500	NaN	NaN	NaN
447.82	6.5	360	453.52	1.5	510	488.56	1	580
447.83	6.5	370	453.90	1.5	520	491.96	1	590
447.83	6.5	380	454.29	1.5	530	NaN	NaN	NaN
447.83	6.5	390	454.69	1.5	540	495.69	1	600
447.83	6.5	400	455.12	1.5	550	NaN	NaN	NaN
447.83	6.5	410	455.57	1.5	560	499.80	1	610
447.84	6.5	420	456.04	1.5	570	NaN	NaN	NaN
447.84	6.5	430	456.54	1.5	580	504.34	1	620
447.84	6.5	440	452.06	2	620	NaN	NaN	NaN
447.85	6.5	450	452.28	2	630	509.38	1	630
447.85	6.5	460	452.51	2	640	NaN	NaN	NaN
447.85	6.5	470	452.75	2	650	514.99	1	640
447.85	6.5	480	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
447.86	6.5	490	457.59	1	400	521.28	1	650
447.86	6.5	500	458.45	1	410			

**A.3 l_{erf} -Werte
(Biegearm)**

l_{erf} [mm]	s [mm]	σ [N/mm ²]
130.41	1	180
130.6	1	190
130.81	1	200
131.04	1	210
131.3	1	220
131.58	1	230
131.89	1	240
132.24	1	250
132.62	1	260
133.03	1	270
133.48	1	280
133.97	1	290
134.5	1	300
135.08	1	310
135.71	1	320
136.39	1	330
137.13	1	340
137.94	1	350
138.81	1	360
129.67	1.5	180
129.73	1.5	190
129.79	1.5	200
129.85	1.5	210
129.93	1.5	220
130.01	1.5	230
130.1	1.5	240
130.19	1.5	250
130.3	1.5	260
130.41	1.5	270
130.53	1.5	280
130.66	1.5	290
130.81	1.5	300
130.96	1.5	310
131.12	1.5	320
131.3	1.5	330
131.48	1.5	340
131.68	1.5	350
131.89	1.5	360
132.12	1.5	370
132.36	1.5	380
132.62	1.5	390
132.89	1.5	400
133.17	1.5	410
133.48	1.5	420
133.8	1.5	430
134.14	1.5	440
134.5	1.5	450
134.88	1.5	460
135.28	1.5	470
135.71	1.5	480
136.16	1.5	490
136.63	1.5	500
137.13	1.5	510
137.66	1.5	520
138.22	1.5	530
138.81	1.5	540
129.5	2	180
129.52	2	190
129.54	2	200
129.57	2	210
129.6	2	220
129.64	2	230
129.67	2	240
129.71	2	250
129.76	2	260
129.8	2	270
129.85	2	280
129.91	2	290
129.97	2	300
130.03	2	310
130.1	2	320

130.17	2	330	132.31	2.5	630
130.24	2	340	132.46	2.5	640
130.32	2	350	132.62	2.5	650
130.41	2	360	129.4	3	180
130.5	2	370	129.41	3	190
130.6	2	380	129.42	3	200
130.7	2	390	129.43	3	210
130.81	2	400	129.44	3	220
130.92	2	410	129.45	3	230
131.04	2	420	129.46	3	240
131.16	2	430	129.47	3	250
131.3	2	440	129.48	3	260
131.44	2	450	129.5	3	270
131.58	2	460	129.51	3	280
131.73	2	470	129.53	3	290
131.89	2	480	129.54	3	300
132.06	2	490	129.56	3	310
132.24	2	500	129.58	3	320
132.42	2	510	129.6	3	330
132.62	2	520	129.62	3	340
132.82	2	530	129.65	3	350
133.03	2	540	129.67	3	360
133.25	2	550	129.7	3	370
133.48	2	560	129.73	3	380
133.72	2	570	129.76	3	390
133.97	2	580	129.79	3	400
134.23	2	590	129.82	3	410
134.5	2	600	129.85	3	420
134.78	2	610	129.89	3	430
135.08	2	620	129.93	3	440
135.39	2	630	129.97	3	450
135.71	2	640	130.01	3	460
136.04	2	650	130.05	3	470
129.43	2.5	180	130.1	3	480
129.44	2.5	190	130.14	3	490
129.46	2.5	200	130.19	3	500
129.47	2.5	210	130.24	3	510
129.49	2.5	220	130.3	3	520
129.5	2.5	230	130.35	3	530
129.52	2.5	240	130.41	3	540
129.54	2.5	250	130.47	3	550
129.57	2.5	260	130.53	3	560
129.59	2.5	270	130.6	3	570
129.61	2.5	280	130.66	3	580
129.64	2.5	290	130.73	3	590
129.67	2.5	300	130.81	3	600
129.7	2.5	310	130.88	3	610
129.74	2.5	320	130.96	3	620
129.77	2.5	330	131.04	3	630
129.81	2.5	340	131.12	3	640
129.85	2.5	350	131.21	3	650
129.9	2.5	360	129.39	3.5	180
129.94	2.5	370	129.39	3.5	190
129.99	2.5	380	129.4	3.5	200
130.04	2.5	390	129.4	3.5	210
130.1	2.5	400	129.41	3.5	220
130.15	2.5	410	129.42	3.5	230
130.21	2.5	420	129.42	3.5	240
130.27	2.5	430	129.43	3.5	250
130.34	2.5	440	129.44	3.5	260
130.41	2.5	450	129.45	3.5	270
130.48	2.5	460	129.46	3.5	280
130.56	2.5	470	129.47	3.5	290
130.64	2.5	480	129.48	3.5	300
130.72	2.5	490	129.49	3.5	310
130.81	2.5	500	129.5	3.5	320
130.9	2.5	510	129.51	3.5	330
130.99	2.5	520	129.53	3.5	340
131.09	2.5	530	129.54	3.5	350
131.19	2.5	540	129.56	3.5	360
131.3	2.5	550	129.58	3.5	370
131.41	2.5	560	129.59	3.5	380
131.52	2.5	570	129.61	3.5	390
131.64	2.5	580	129.63	3.5	400
131.77	2.5	590	129.65	3.5	410
131.89	2.5	600	129.67	3.5	420
132.03	2.5	610	129.69	3.5	430
132.17	2.5	620	129.72	3.5	440

A. Anhang

129.74	3.5	450	129.4	4.5	270	129.63	5	570
129.77	3.5	460	129.41	4.5	280	129.64	5	580
129.8	3.5	470	129.41	4.5	290	129.66	5	590
129.82	3.5	480	129.42	4.5	300	129.67	5	600
129.85	3.5	490	129.42	4.5	310	129.69	5	610
129.88	3.5	500	129.43	4.5	320	129.7	5	620
129.92	3.5	510	129.44	4.5	330	129.72	5	630
129.95	3.5	520	129.44	4.5	340	129.74	5	640
129.98	3.5	530	129.45	4.5	350	129.76	5	650
130.02	3.5	540	129.46	4.5	360	129.37	5.5	180
130.06	3.5	550	129.46	4.5	370	129.37	5.5	190
130.1	3.5	560	129.47	4.5	380	129.37	5.5	200
130.14	3.5	570	129.48	4.5	390	129.38	5.5	210
130.18	3.5	580	129.49	4.5	400	129.38	5.5	220
130.22	3.5	590	129.5	4.5	410	129.38	5.5	230
130.27	3.5	600	129.51	4.5	420	129.38	5.5	240
130.31	3.5	610	129.52	4.5	430	129.38	5.5	250
130.36	3.5	620	129.53	4.5	440	129.39	5.5	260
130.41	3.5	630	129.54	4.5	450	129.39	5.5	270
130.46	3.5	640	129.56	4.5	460	129.39	5.5	280
130.51	3.5	650	129.57	4.5	470	129.39	5.5	290
129.38	4	180	129.58	4.5	480	129.4	5.5	300
129.39	4	190	129.59	4.5	490	129.4	5.5	310
129.39	4	200	129.61	4.5	500	129.4	5.5	320
129.39	4	210	129.62	4.5	510	129.4	5.5	330
129.4	4	220	129.64	4.5	520	129.41	5.5	340
129.4	4	230	129.66	4.5	530	129.41	5.5	350
129.4	4	240	129.67	4.5	540	129.42	5.5	360
129.41	4	250	129.69	4.5	550	129.42	5.5	370
129.41	4	260	129.71	4.5	560	129.42	5.5	380
129.42	4	270	129.73	4.5	570	129.43	5.5	390
129.43	4	280	129.75	4.5	580	129.43	5.5	400
129.43	4	290	129.77	4.5	590	129.44	5.5	410
129.44	4	300	129.79	4.5	600	129.44	5.5	420
129.45	4	310	129.81	4.5	610	129.45	5.5	430
129.46	4	320	129.83	4.5	620	129.46	5.5	440
129.47	4	330	129.85	4.5	630	129.46	5.5	450
129.47	4	340	129.88	4.5	640	129.47	5.5	460
129.48	4	350	129.9	4.5	650	129.48	5.5	470
129.5	4	360	129.37	5	180	129.48	5.5	480
129.51	4	370	129.38	5	190	129.49	5.5	490
129.52	4	380	129.38	5	200	129.5	5.5	500
129.53	4	390	129.38	5	210	129.51	5.5	510
129.54	4	400	129.38	5	220	129.52	5.5	520
129.56	4	410	129.38	5	230	129.52	5.5	530
129.57	4	420	129.39	5	240	129.53	5.5	540
129.59	4	430	129.39	5	250	129.54	5.5	550
129.6	4	440	129.39	5	260	129.55	5.5	560
129.62	4	450	129.39	5	270	129.56	5.5	570
129.64	4	460	129.4	5	280	129.57	5.5	580
129.65	4	470	129.4	5	290	129.58	5.5	590
129.67	4	480	129.4	5	300	129.6	5.5	600
129.69	4	490	129.41	5	310	129.61	5.5	610
129.71	4	500	129.41	5	320	129.62	5.5	620
129.73	4	510	129.42	5	330	129.63	5.5	630
129.76	4	520	129.42	5	340	129.65	5.5	640
129.78	4	530	129.43	5	350	129.66	5.5	650
129.8	4	540	129.43	5	360	129.37	6	180
129.83	4	550	129.44	5	370	129.37	6	190
129.85	4	560	129.44	5	380	129.37	6	200
129.88	4	570	129.45	5	390	129.37	6	210
129.91	4	580	129.46	5	400	129.38	6	220
129.94	4	590	129.46	5	410	129.38	6	230
129.97	4	600	129.47	5	420	129.38	6	240
130	4	610	129.48	5	430	129.38	6	250
130.03	4	620	129.49	5	440	129.38	6	260
130.06	4	630	129.5	5	450	129.38	6	270
130.1	4	640	129.5	5	460	129.38	6	280
130.13	4	650	129.51	5	470	129.39	6	290
129.38	4.5	180	129.52	5	480	129.39	6	300
129.38	4.5	190	129.53	5	490	129.39	6	310
129.38	4.5	200	129.54	5	500	129.39	6	320
129.38	4.5	210	129.55	5	510	129.4	6	330
129.39	4.5	220	129.57	5	520	129.4	6	340
129.39	4.5	230	129.58	5	530	129.4	6	350
129.39	4.5	240	129.59	5	540	129.4	6	360
129.4	4.5	250	129.6	5	550	129.41	6	370
129.4	4.5	260	129.61	5	560	129.41	6	380

A. Anhang

129.41	6	390	129.42	6.5	430	NaN	NaN	NaN
129.42	6	400	129.42	6.5	440	172.24	1	520
129.42	6	410	129.42	6.5	450	177	1	530
129.43	6	420	129.43	6.5	460	NaN	NaN	NaN
129.43	6	430	129.43	6.5	470	182.49	1	540
129.44	6	440	129.44	6.5	480	188.87	1	550
129.44	6	450	129.44	6.5	490	NaN	NaN	NaN
129.45	6	460	129.45	6.5	500	196.37	1	560
129.45	6	470	129.45	6.5	510	NaN	NaN	NaN
129.46	6	480	129.46	6.5	520	205.32	1	570
129.46	6	490	129.46	6.5	530	NaN	NaN	NaN
129.47	6	500	129.47	6.5	540	216.16	1	580
129.47	6	510	129.47	6.5	550	NaN	NaN	NaN
129.48	6	520	129.48	6.5	560	NaN	NaN	NaN
129.49	6	530	129.49	6.5	570	229.54	1	590
129.5	6	540	129.49	6.5	580	NaN	NaN	NaN
129.5	6	550	129.5	6.5	590	246.45	1	600
129.51	6	560	129.51	6.5	600	NaN	NaN	NaN
129.52	6	570	129.51	6.5	610	NaN	NaN	NaN
129.53	6	580	129.52	6.5	620	268.46	1	610
129.53	6	590	129.53	6.5	630	NaN	NaN	NaN
129.54	6	600	129.53	6.5	640	NaN	NaN	NaN
129.55	6	610	129.54	6.5	650	NaN	NaN	NaN
129.56	6	620	NaN	NaN	NaN	298.25	1	620
129.57	6	630	139.76	1	370	NaN	NaN	NaN
129.58	6	640	140.79	1	380	NaN	NaN	NaN
129.59	6	650	141.92	1	390	NaN	NaN	NaN
129.37	6.5	180	143.14	1	400	NaN	NaN	NaN
129.37	6.5	190	144.47	1	410	NaN	NaN	NaN
129.37	6.5	200	145.92	1	420	340.74	1	630
129.37	6.5	210	147.52	1	430	NaN	NaN	NaN
129.37	6.5	220	139.44	1.5	550	NaN	NaN	NaN
129.37	6.5	230	140.1	1.5	560	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	240	140.79	1.5	570	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	250	141.53	1.5	580	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	260	142.31	1.5	590	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	270	143.14	1.5	600	406.13	1	640
129.38	6.5	280	144.01	1.5	610	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	290	144.94	1.5	620	NaN	NaN	NaN
129.38	6.5	300	145.92	1.5	630	NaN	NaN	NaN
129.39	6.5	310	146.97	1.5	640	NaN	NaN	NaN
129.39	6.5	320	148.08	1.5	650	NaN	NaN	NaN
129.39	6.5	330	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
129.39	6.5	340	149.26	1	440	NaN	NaN	NaN
129.39	6.5	350	151.18	1	450	NaN	NaN	NaN
129.4	6.5	360	153.3	1	460	NaN	NaN	NaN
129.4	6.5	370	155.64	1	470	NaN	NaN	NaN
129.4	6.5	380	158.25	1	480	NaN	NaN	NaN
129.4	6.5	390	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
129.41	6.5	400	161.15	1	490	519.49	1	650
129.41	6.5	410	164.41	1	500			
129.41	6.5	420	168.08	1	510			

Literaturverzeichnis

- [1] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.245.
- [2] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.248.
- [3] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.249.
- [4] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.250.
- [5] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.251.
- [6] Reckling, K. A.:
Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme, S. 212 ff
Springer Verlag, 1967.
- [7] Prager, W.:
An Introduction to Plasticity
Reading/London: Addison-Wesley; 1959.
- [8] Ziegler, H.:
Quart. Appl. Math. 17; 1959; 55.
- [9] Schleinzer, G.:
Residual Stress Formation During the Roller Straightening of Rails
Dissertation am Institut für Mechanik
Montanuniversität Leoben, 2000.
- [10] Armstrong, P. J.; Frederick, C. O.:
A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect
GEGB Report RD/B/N 731; 1966.
- [11] Chaboche, J. L.:
Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity
International Journal of Plasticity, Vol. 5, 1989, S. 247/302.
- [12] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.267.
- [13] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.268.
- [14] K.-H. Grote und J. Feldhusen: DUBBEL, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22.Auflage Springer 2007, C33

- [15] Berthold Schlecht: Maschinenelemente, Band 2: Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen, 1.Auflage Pearson Studium 2010, Abschn. 15.4.3.
- [16] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.271, S.272.
- [17] Kurt Lange: Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 3: Blechbearbeitung, 2.Auflage Springer 1990, S.274.
- [18] Wilhelm Guericke: Material Model Describing Cyclic Elastic-Plastic Deformation of Roller Levelling and Straightening Processes, steel research int. 80 (2009) No.4, S.281-287.

Weitere Hilfsmittel:

Konstruktionsunterlagen der Firma Siemens VAI Linz.