

Schreitmaschinen und Krabbeltiere

Die seltsamen Drahtviecher des Dr. Franz Otto Kopp

Reinhard Braune

Aachen, früher Leibniz Universität Hannover, Institut für Getriebetechnik
r.braune.@gmx.com

Kurzfassung

Nach einem kurzen Nachruf auf den im Februar 2015 verstorbenen Dr.-Ing. Franz Otto Kopp mit Blick auf dessen langjähriges Wirken als Wissenschaftler und Oberingenieur am ehemaligen Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover wird eine Auswahl der zahlreichen von Kopp geschaffenen kinematischen Drahtplastiken vorgestellt. Einige der kinematischen Prinzipien, die Kopp diesen rein mechanischen künstlerischen Schreitmaschinen zu Grunde gelegt hat, werden erläutert und den von Kopp dabei genutzten grafischen Maßsynthefverfahren werden moderne rechnerunterstützte Ansätze gegenübergestellt.

Abstract

After a short obituary on Dr.-Ing. Franz Otto Kopp, who died in February 2015, with a glimpse on his long term work as scientist and chief engineer at the former institute for mechanism design at Leibniz University Hanover deals the main part of this contribution with a selection of the many highly artistically made kinematic wire sculptures which F. O. Kopp build trough his lifetime. Some of the kinematic principles which F. O. Kopp used for this mechanic artistic walking machines will be explained and his graphic synthesis methods will be compared with present-day computer-aided approaches.

1 Nachruf auf Dr.-Ing. Franz Otto Kopp

Im Februar 2015 verstarb im Alter von 78 Jahren Dr.-Ing. Franz Otto Kopp, der als langjähriger Oberingenieur am Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover bis zu seinem Eintritt in den Ruhestand über Jahrzehnte zum engsten Kreis der getriebetechnischen „Scientific Community“ in Deutschland zählte.

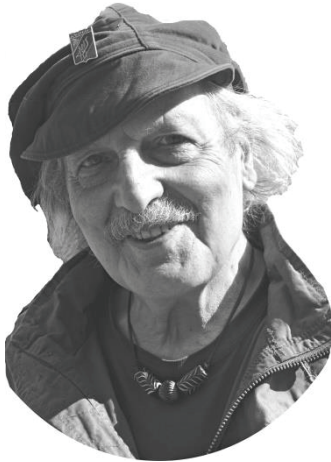


Abb. 1: Franz Otto Kopp, 2014
(Foto Bernd Schwabe, [1])

Franz Otto Kopp wurde nach seinem Maschinenbaustudium an der damaligen TU Hannover von Prof. Kiper als wissenschaftlicher Mitarbeiter für den Aufbau eines neuen Getriebetechnik-Instituts angeworben (1966) und dort nach seiner Promotion über Struktursynthese von Mechanismen (1973) zum Oberingenieur ernannt (1976). Nach der Emeritierung von Kiper leitete er das Institut für ein Jahr kommissarisch (1985/86) und unterstützte danach den Autor als neuen Institutsleiter mit unermüdlichem Einsatz fast ein Vierteljahrhundert in vertrauensvoller Zusammenarbeit bis zum Eintritt in den verdienten Ruhestand (2002) wieder als Oberingenieur.

So wurde die Getriebetechnik gewissermaßen sein Lebensinhalt und befruchtete auch intensiv seine vielfältigen künstlerisch-kreativen Aktivitäten neben und nach der Berufstätigkeit. Dazu gehörte z. B. sein langjähriger Lehrauftrag als Dozent für getriebetechnische Gestaltung in einem Studiengang für Designer an der FH Hannover, sein lebenslanges künstlerisches Wirken als Schöpfer einer großen Zahl von kunstvollen kinematischen Drahtobjekten und in den letzten Jahren vornehmlich die Erforschung und der Nachbau von verschiedenen technischen Ideen und Erfindungen von Gottfried Wilhelm Leibniz und insbesondere der berühmten so genannten Vier-Spezies-Rechenmaschine aus dem 17. Jahrhundert [2,3].

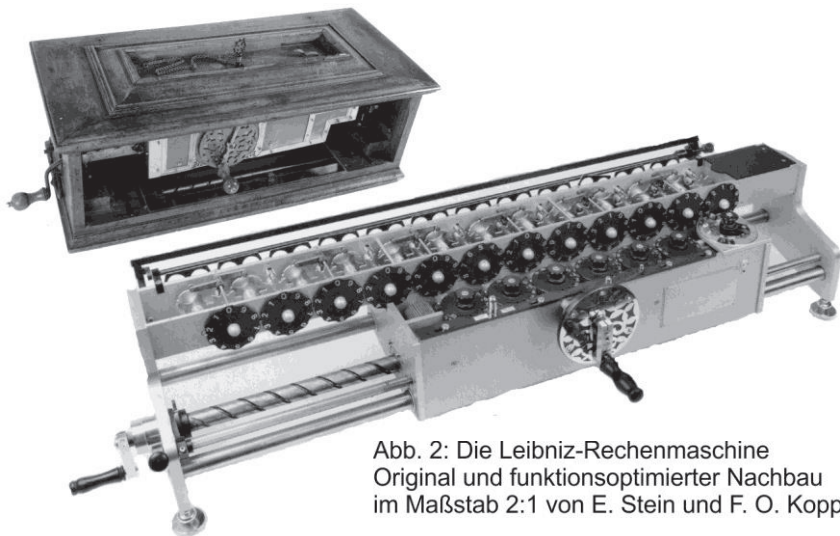


Abb. 2: Die Leibniz-Rechenmaschine
Original und funktionsoptimierter Nachbau
im Maßstab 2:1 von E. Stein und F. O. Kopp

In seinem jahrzehntelangen Wirken wurde Franz Otto Kopp mit seiner unkonventionellen Persönlichkeit geradezu zu einer Institution an unserem Institut – mit augenzwinkerndem Respekt in unserem Team nur „dottore“ genannt – dessen besonderen und einmaligen Kern als Wissenschaftler, als kreativen Konstrukteur und in den letzten Jahren überwiegend als Lehrender gerade die Besten am meisten zu würdigen wussten.



Abb. 3: „Dottore“ mit getriebe-
technischem Spezial-Fahrrad
(Karrikatur von K. Becker, 1995)

2 Allgemeine Bemerkungen zu den Kopp'schen Schreitmaschinen und Krabbeltieren

Neben vielen anderen kreativen Aktivitäten waren seine kinematischen Drahtobjekte – eine skurrile Welt selbstlaufender Schreitmaschinen und Krabbeltiere – wohl das künstlerische Hauptwerk von Franz Otto Kopp.

Er baute davon zeitlebens eine große Anzahl, Objekte, die mit immer wieder anderem Bewegungscharakter nicht nur schreiten, flitzen, krabbeln oder kriechen, sondern sich manchmal auch an gespannten Drähten entlang hangeln, angetrieben durch einen kleinen integrierten Elektromotor. Regelmäßige Vorführungen vor Studierenden, eine große Präsentation auf einer VDI-Getriebetagung 1994 [4] und mehrfache Ausstellungen in der alternativen Kunstszene hatten großen Erfolg. Sehr lesenswert und witzig wurde in der lokalen Presse z. B. über eine Ausstellung 1994 in Bielefeld berichtet [5,6]. Die letzte Ausstellung fand noch im November 2014 im Kulturzentrum FAUST in Hannover statt und wurde durch einen Freund von Kopp in einem frei zugänglichen Video-Film dokumentiert [7].

Kopp sagte einmal selber über seine Objekte: „Die Drahtmaschinen dürften auf zweierlei Art sympathisch sein. Es geht kein profaner Nutzen von ihnen aus und sie zeigen ihr Innenleben vollständig und klar, muten aber doch an wie Wesen.“ Und so ignorierte er ganz einfach in seiner, ihm eigenen Art auch alle immer wieder gestellten Fragen nach möglicher praktischer Anwendung der von ihm genutzten getriebetechnischen Lösungen. Wer so fragte, hatte nicht gespürt, worum es Kopp bei seinen Laufmaschinen ging. Aber, obwohl diese Objekte auch den technischen Laien spontan faszinieren, so erschließt sich ihr Wesen doch noch viel mehr demjenigen, der genauer versteht, was dabei getriebetechnisch passiert und welche getriebetechnischen Prinzipien Kopp dabei auf raffinierte Weise genutzt hat.

Drahtobjekte von Franz Otto Kopp	GINI	ERINMORE	CATS	ESCUDO
Baugröße, [mm] L in Laufrichtung Breite/Höhe	300 250/350	150 220/170	400 180/100	600 300/210
Gewicht	340 g	240 g	160 g	740 g
Anzahl der Beine	6	8	4	6
Gesamtzahl der Getriebeglieder (ohne Lenkgetriebe)	14	18	26	58
Anzahl der gleichzeit. Fußkontakte und Kontaktart, Punkt (P)/Linie (L)	3P	2L	2L	3P
Kurbelwinkel φ_k für Bodenkontakt eines Fußes	180°	90°	180°	180°
Laufweg L_k für Bodenkontakt eines Fußes	65 mm	25 mm	50 mm	40 mm
verstellbarer Bogenlauf	JA	NEIN	JA	NEIN

Tab.1: Merkmale ausgewählter Drahtobjekte von Franz Otto Kopp

Um dazu beizutragen werden hier vier ausgewählte Objekte mit den Namen GINI, ERINMORE, CATS und ESCUDO vorgestellt und gewissermaßen „getriebetechnisch sezziert“ (Abb. 4). In Tab. 1 sind dazu einige charakteristische Merkmale dieser Objekte zusammengefasst.

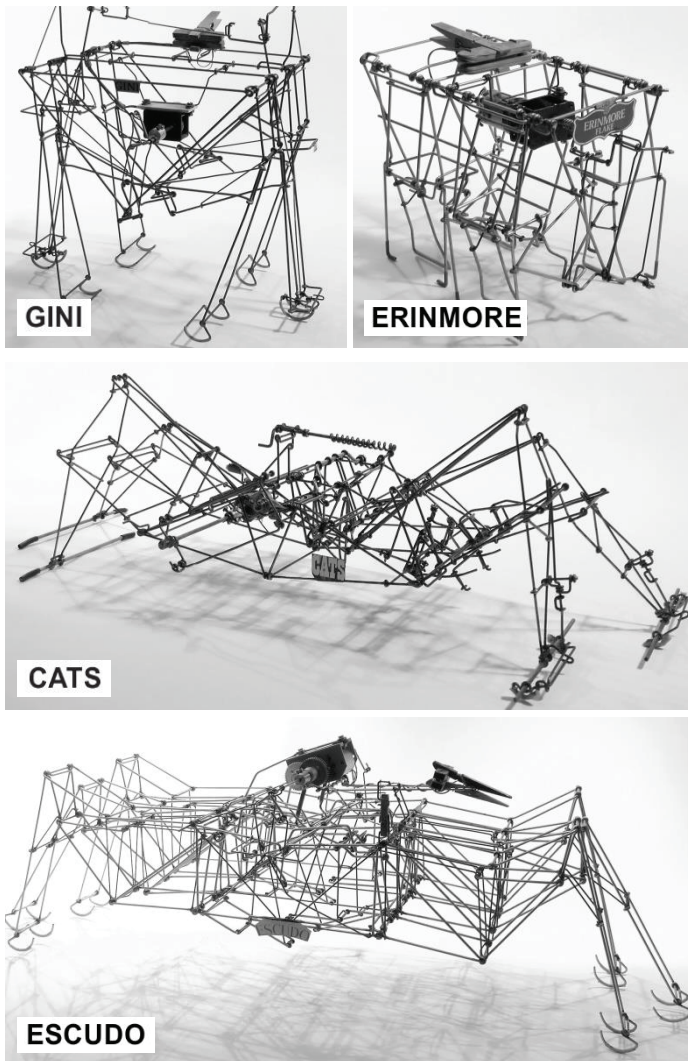


Abb. 4: Die Drahtobjekte GINI, ERINMORE, CATS und ESCUDO

Alle Kopp'schen Drahtobjekte haben eine querliegende zentrale Kurbelwelle, von der für die Längsbewegung in Laufrichtung mindestens vier, aber auch sechs oder acht Beine angetrieben werden, die ihrerseits mindestens aus einem jeweils 4-gliedrigen kinematisch ebenen Koppelgetriebe bestehen, aber auch aus bis zu 16 Gliedern aufgebaut sein können. Zusätzlich haben einige Objekte auch noch quer bewegliche Elemente an einzelnen Füßen, die – auch angesteuert durch die zentrale Kurbelwelle über komplizierte räumliche Getriebe – einen im Radius von Hand verstellbaren Bogenlauf herbeiführen, hier aber nicht näher betrachtet werden. Überwiegend verwendet Kopp Drehgelenke, insbesondere bei den Beingetrieben für die Längsbewegung, für die räumlichen Lenkgetriebe aber auch Schubgelenke, Stangen-Schlitzführungen und andere Gelenkverbindungen.

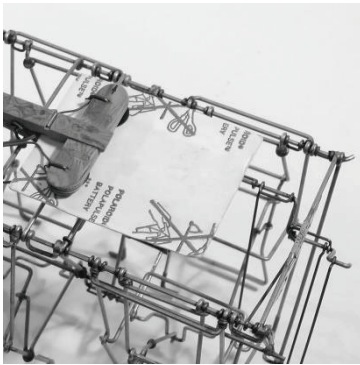


Abb. 5:
Detailansicht von ERINMORE mit
eingesetzter POLAPULSE-Batterie

Alle Glieder und Gelenke und auch den Gestellrahmen der Objekte gestaltet Kopp ausnahmslos aus einfachem Eisendraht einheitlicher Stärke, meist 2 mm, den er mit einfachsten Werkzeugen von Hand passend biegt, dies aber mit höchster Präzision und Kunstfertigkeit. In keinem Objekt gibt es irgendwelche gebohrten, gedrehten oder gefrästen Bauteile, sondern nur einzeln zurecht gebogene Drahtstücke. Nur ganz wenige Verbindungspunkte sind nachträglich kaum sichtbar verlötet, meist aber nur durch ein letztes Umbiegen eines Drahtendes nach erfolgtem Zusammenbau verfestigt, siehe Abb. 5.

So sind die Objekte nachträglich nicht mehr demontierbar, was auch keine vorläufige Probemontage erlaubte und somit für die erst- und einmalige Montage auf jeden Fall einen höchst ausgeklügelten Vorgehensplan erfordert haben muss. Der Autor hat es leider versäumt, Franz Otto Kopp zu Lebzeiten bei diesen handwerklichen Arbeiten zu beobachten, und bedauert dies nun zutiefst. Selber handwerklich nicht ganz ungeschickt, ist ihm dennoch nun – bei näherer Betrachtung der

Objekte – nicht nachvollziehbar, mit welcher Technik Franz Otto Kopp diese überhaupt hergestellt hat.

In der Originalausführung von Kopp werden die Elektromotoren der Objekte meist gespeist durch brief förmige, so genannte POLAPULSE-Batterien, die früher in den Film-Packs der Polaroid-Kameras enthalten waren. Zum Einklemmen dieser Batterien an deren Kontaktpunkten sind die meisten Objekte mit einer speziell dafür umgebauten Wäscheklammer bestückt, siehe Abb. 5. Da diese Batterien heute nicht mehr erhältlich sind, hat der Autor die hier vorgestellten Objekte zusätzlich mit kleinen Steckern ausgerüstet, an die eine externe Stromversorgung über ein dünnes Kabel angeschlossen werden kann.

3 Kinematische Anforderungen

Vor der Diskussion spezieller Merkmale einzelner Drahtobjekte sollen – Bezug nehmend auf [4] – zunächst einige grundlegende Anforderungen an deren Kinematik geklärt werden.

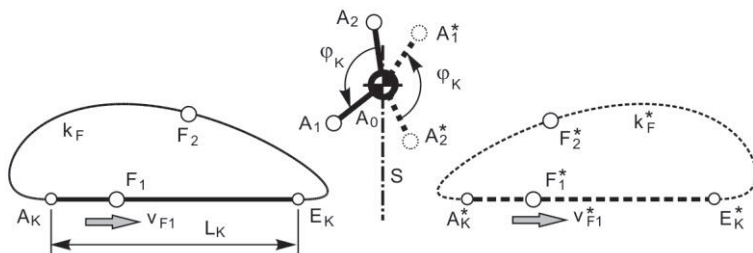


Abb. 6: Ableitung von kinematische Anforderungen

Die Bahnkurven k_F in Bild 6 zeigen den prinzipiellen Verlauf der von Kopp immer angestrebten Bewegung der einzelnen Fußpunkte seiner Drahtobjekte relativ zu deren Gestellrahmen auf – wie er sagte – D-förmigen“ oder „brötchenförmigen“ Bahnen. Während des Bodenkontaktes eines Fußpunktes F soll sich dieser über eine Strecke L_K möglichst geradlinig und mit konstanter Geschwindigkeit v_F bewegen. Die Antriebskurbel durchläuft dabei einen Winkelsektor φ_K , der eine ganzzahlige Teilung des Kurbelsterns erlauben muss, also z. B. 90° , 120° oder 180° betragen kann. Nach dem Durchlauf durch die Kontaktstrecke heben die Fußpunkte auf ihrer Bahnkurve vom Boden ab und laufen auf dem oberen Bogen zurück, um dann wieder den Bodenkontakt zu übernehmen. Die genaue Form der Rücklaufkurve hat dabei keine

besondere Bedeutung, sie muss nur hoch genug verlaufen, um eine ausreichende Bodenfreiheit zu garantieren und ggf. Kollision mit anderen Füßen zu vermeiden. Alle Getriebebauteile müssen sich immer auf der dem Rücklaufbogen zugewandten Seite der Kontaktstrecke befinden, was eine erhebliche Einschränkung bei der Maßsynthese geeigneter Getriebe darstellt.

Wenn ein Fußpunkt F_1 den Endpunkt E_K der Kontaktstrecke erreicht, muss ein folgender Fußpunkt F_2 an deren Anfangspunkt A_K die weitere Fortbewegung übernehmen. Der nachlaufende Fußpunkt F_2 wird dabei von einem gleichen Getriebe geführt wie der vorlaufende Fußpunkt F_1 , jedoch angetrieben durch einen um den Winkel φ_K verdrehten Anlenkpunkt A_2 an der gemeinsamen Kurbelwelle. Auf einer einzelnen Bahnkurve laufen somit $360/\varphi_K$ Fußpunkte – geführt durch entsprechend viele Beingetriebe – hintereinander her und erzeugen ein entsprechendes Vielfaches der Kontaktlänge L_K als Gesamt-Laufweg während einer Kurbelwellenumdrehung.

Für eine gleichmäßige Vorwärtsbewegung sollte die Geschwindigkeit v_F der Fußpunkte entlang der Kontaktstrecke möglichst konstant, mindestens aber am Anfangspunkt A_K und am Endpunkt E_K gleich sein, damit wenigstens kein Geschwindigkeitssprung beim Wechsel des Vorschubs vom vorlaufenden Fußpunkt F_1 auf den nachlaufenden Fußpunkt F_2 auftritt.

Alle Kopp'schen Laufmaschinen haben – in der hier immer betrachteten „Seitenansicht“ – einen Satz linker und einen Satz rechter Beine, die – in Laufrichtung gesehen und abhängig von der Drehrichtung der Kurbelwelle – jeweils als Vorderbeine oder als Hinterbeine fungieren.

Alle Getriebe der einen Seite sind – wie auch immer sie im Einzelnen ausgeführt sein mögen – exakt spiegelbildlich zu den Getrieben der anderen Seite mit der Senkrechten S durch den Kurbeldrehpunkt A_0 als Spiegelachse und erzeugen somit spiegelbildliche Bahnkurven k_F^* . Sie werden aber von der gleichen Kurbelwelle durch entsprechend zu wählende Anlenkpunkte A_1^* , A_2^* im gleichen Drehsinn angetrieben. Während auf der linken Seite z. B. ein Fußpunkt F_1 am Anfangspunkt A_K den Bodenkontakt aufnimmt und sich mit der Geschwindigkeit V_{F1} auf den Endpunkt E_K der Kontaktstrecke zubewegt, muss rechts ein entsprechender Fußpunkt F_1^* am Punkt A_K^* den Kontakt aufnehmen und sich möglichst mit der gleichen Geschwindigkeit auf den Punkt E_K^*

zubewegen. Andernfalls haben nicht beide betrachteten FüÙe gleichzeitig festen Bodenkontakt und einer rutscht durch.

Die in der beschriebenen Weise durch gespiegelte Führungsgetriebe mit ungespiegelter Antriebsdrehrichtung erzeugte Bewegung der Fußpunkte F^* auf deren Bahnkurve k_{F^*} entspricht einem umgekehrten Durchlauf der Fußpunkte F auf deren Bahnkurve k_F . Das bedeutet, dass die Geschwindigkeiten der Fußpunkte F auf der einen und F^* auf der anderen Seite in der Kontaktphase nur dann gleich sein können, wenn deren Geschwindigkeit entweder über der gesamten Kontaktstrecke exakt konstant ist, oder zumindest im Betrag symmetrisch verläuft bezüglich einer Mittelsenkrechten auf die Kontaktstrecke.

Auf einer betrachteten Bahnkurve sind immer $360/\varphi_K$ Fußpunkte hintereinander „unterwegs“ – also z. B. zwei bei $\varphi_K = 180^\circ$ und vier bei $\varphi_K = 90^\circ$, von denen jeweils nur einer aktiven Bodenkontakt hat und die restlichen angehoben sind. Bei Punktberührung müssen für Standsicherheit aber immer mindestens drei aktive Fußpunkte eine Standfläche aufspannen, so dass sich für $\varphi_K = 180^\circ$ eine Mindestzahl von sechs und für $\varphi_K = 90^\circ$ eine Mindestzahl von zwölf Beinen und damit phasenversetzten Beintrieben ergibt.

Kopp hat aber auch Laufmaschinen mit quer zur Laufrichtung breiteren Fußformen gestaltet, die somit quer zur Laufrichtung Linienkontakt aufweisen bzw. Punktkontakt an jedem der beiden Linienendpunkte. Dabei genügen dann zwei solche Linienkontakte zum Aufspannen einer Standfläche und somit vier bzw. acht Beine bei $\varphi_K = 180^\circ$ bzw. $\varphi_K = 90^\circ$. Eine besondere Kunst besteht auch darin, die einzelnen Beintriebe mit einem bestimmten „Kontaktmuster“ in einem „Drahtgerippe“ so anzuordnen und zu führen, dass sie – quer zur Laufrichtung räumlich geschichtet – kollisionsfrei aneinander vorbeilaufen, angetrieben von einer einzigen durchgehenden Kurbelwelle.

Eine weitere Anforderung ergibt sich bezüglich der Abfolge der Anlenkpunkte A_1, A_2, \dots sowie A_1^*, A_2^*, \dots für die linken und die rechten Beintriebe auf der Antriebskurbel. Aus Gründen der einfacheren und genaueren Herstellbarkeit – nur von Hand gebogen mit entsprechend vielen Kröpfungen – hat Kopp immer nur solche Lösungen akzeptiert, bei denen sich insgesamt eine gleichmäßige Teilung des Kurbelsterns ergibt. Daraus lassen sich bestimmte Anforderungen an die Lage der Anlenkpunkte A bei Eintritt der Fußpunkte in die Kontaktstrecke ablei-

ten, die hier jedoch nicht allgemein, sondern für die beiden im Detail betrachteten Beispiele jeweils separat behandelt werden.

4 Lösungsprinzipien

Die folgenden Ausführungen über Lösungsprinzipien und Synthese-Ansätze beruhen im Wesentlichen auf dem Beitrag von Kopp zur VDI-Getriebetagung 1994 [4], lediglich stellenweise ergänzt durch einige eigene Erkenntnisse des Autors bei der Erarbeitung dieses Beitrags.

Die zentrale Aufgabe ist immer, geeignete Getriebe zu finden oder so zu erweitern, dass – bei geeignetem Koppelkurvenverlauf – alle Getriebeglieder oberhalb der Kontaktstrecke liegen. Allgemeine Kurbelschwingen bieten dafür nur einen sehr geringen Abmessungsspielraum, insbesondere wenn für möglichst geringe Beinzahl $\varphi_K = 180^\circ$ gefordert wird. Eine entsprechende Lösung mit sechs Punktkontakt-Beinen weist die später noch im Detail betrachtete Laufmaschine GINI auf, die aufgrund ihres kinematischen Prinzips und der von Kopp dafür gefundenen Abmessungen ein eher gravitatisch-staksiges Bewegungsverhalten zeigt.

Es erweist sich, dass mit allgemeinen Kurbelschwingen die Anforderungen an die Geradführungsqualität und vor allem an den Geschwindigkeitsverlauf nur sehr bedingt erfüllbar sind. Bessere Qualität versprechen von vorneherein Getriebe, die symmetrische Koppelkurven erzeugen. Solche sind gut bekannt, aber liegen meist auf der Unterseite der Geradführung und sind so – für sich allein – nicht brauchbar.

Es gibt jedoch auch 4-gliedrige Kurbelschwingen, die obenliegend symmetrische Koppelkurven mit einigermaßen brauchbarer Geradführung erzeugen, jedoch wiederum nur in sehr begrenzten Abmessungsbereichen und nur mit deutlich geringerem Kontaktwinkel φ_K . Eine entsprechende Lösung repräsentiert die hier aus Platzgründen nicht näher analysierte Laufmaschine ERINMORE. Mit $\varphi_K = 90^\circ$ und für Linienkontakt gestalteten Füßen weist sie acht Beine auf. Deren kompliziert ineinander geschachtelte Bauweise erzeugt bei normaler Laufgeschwindigkeit ein optisch nicht mehr nachvollziehbares Bewegungsmuster mit vielen kleinen Trippel-Schritten, das dieser Laufmaschine eine eifrig-huschende Anmutung verleiht.

Beste Geradföhungsqualität und Geschwindigkeitskonstanz und damit sehr gleichmäßigen Lauf zeigt die nachfolgend auch noch im Detail betrachtete Laufmaschine CATS durch Nutzung eines Kern-Getriebes mit symmetrischer Koppelkurve, das mit $\varphi_K = 180^\circ$ eine sehr gute Geradföhung produziert, aber relativ zu dieser untenliegend. Diese Koppelkurve wird deshalb nicht direkt als Boden-Kontaktkurve genutzt, sondern durch nachgeschaltete Getriebeglieder in Form eines Pantografen geometrisch ähulich gestreckt und so gedreht, dass relativ zur Geradföhung der Ergebniskurve das Gesamtgetriebe obenliegend ist.

Mit $\varphi_K = 180^\circ$ und ausgestattet mit Linienkontakt-Füßen weist CATS die kleinstmögliche Anzahl von vier Beinen auf. Die Pantografen-Ergänzung dient bei diesem Objekt nicht nur technisch zur Erfüllung der kinematischen Anforderungen, sondern gleichzeitig auch als bestimmendes gestalterisches Merkmal, indem sie der Laufmaschine einen spinnenartigen Charakter verleiht. Von einem Journalisten wurde sie deshalb bei einer Ausstellung auch als „Techno-Insekt“ bezeichnet.

Vielleicht den komplexesten Aufbau aller von Kopp kreierten Laufmaschinen und jedenfalls der hier vorgestellten weist ESCUDO auf, der mit $\varphi_K = 180^\circ$ auf nur sechs punktberührenden Beinen daher kommt, aber diese bestehen – neben dem gemeinsamen Gestellrahmen und der gemeinsamen Kurbelwelle – aus jeweils 14 bewegten Gliedern und so wirkt diese Laufmaschine mit rund 60 cm Länge und bestehend aus rund 25 m verbautem Draht auf den Betrachter wie eine wahre „Monster-Krabbe“!

Diese Komplexität macht eine detaillierte Betrachtung im Rahmen dieser Abhandlung unmöglich, aber so viel sei doch gesagt: Das Ziel einer geeigneten Bahnkurve an den Fußpunkten erreicht Kopp hier durch eine raffinierte Überlagerung verschiedener Teilfunktionen. Er kombiniert dazu, erstens, eine Geradföhung des Fußpunktes, zweitens, ein Hub-Rastgetriebe zum Anheben und Senken der Geradföhung für den Fuß-Rücklauf, aber mit annähernd gleichbleibender Tieflage während der Rastphase (= Kontaktwinkel) und, drittens, einen mit dem Hub-Rastgetriebe koordinierten Vorschub des Fußpunktes auf der Geradföhung in einer Richtung während der Rastphase (= Kontaktphase des Fußes) und zurück während der Rücklaufphase.

5 Detailbetrachtungen an der Laufmaschine GINI

Abb. 7 zeigt links oben maßstäblich den getriebetechnischen Aufbau und links unten schematisch das Laufbild von GINI, einer besonders einfachen der von Kopp kreierten Laufmaschinen.

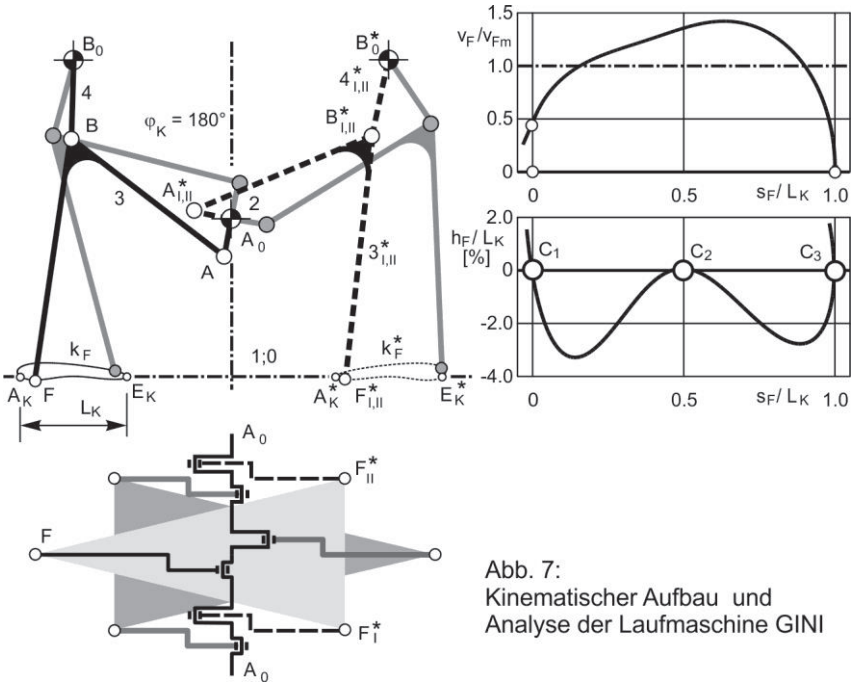


Abb. 7:
Kinematischer Aufbau und
Analyse der Laufmaschine GINI

Sechs gleiche, an der Mittelsenkrechten zu drei und drei gespiegelte, allgemeine Kurbelschwingen erzeugen die allgemeinen Fußkurven k_F und k_F^* , auf denen die durchlaufenden Fußpunkte zwischen A_K und E_K bzw. A_K^* und E_K^* Bodenkontakt haben. Während in der gezeigten Stellung auf der linken Seite z. B. als einzelner in Querrichtung mittig der Fußpunkt F Kontakt hat – geführt von dem schwarz ausgezogen gezeichnetem Getriebe – haben auf der rechten Seite die Fußpunkte F^*_I und F^*_{II} von zwei parallel laufenden, jeweils außen liegenden – also in der Ansicht oben hintereinander liegenden, schwarz gestrichelten – Getrieben Kontakt und bilden gemeinsam die dreieckige hellgraue Standfläche. Wenn diese Fußpunkte das Ende der Kontaktstrecke erreichen, übernehmen am Anfang der Kontaktstrecke die Fußpunkte der

grau gezeichneten Getriebe ohne Beschriftung den Bodenkontakt, das rechte mittig in einfacher und die linken jeweils außen in zweifacher Ausführung.

Die Beine bestehen – „anatomisch“ betrachtet – aus relativ kurzen Oberschenkeln B₀-B und relativ langen Unterschenkeln B-F, die während der Kontaktphase an der tiefsten Stelle der Fußkurve eine Strecklage durchlaufen, in der die Knickung des Beines von der einen auf die andere Seite wechselt, und dies zusammen ergibt einen merkwürdig unnatürlichen, steif und „staksig“ wirkenden Bewegungskarakter.

Solche Abmessungsverhältnisse hat Kopp keineswegs „freiwillig“ gewählt, sondern diese ergeben sich so oder so ähnlich in typischer Weise bei der von ihm speziell für die vorliegende Aufgabe erdachten zeichnerischen Maßsynthese gemäß Abb. 8a, [4]. Er nutzt dabei sehr geschickt einige von ihm erkannte, spezielle geometrische Zusammenhänge und vor allem den klassischen Synthese-Trick der so genannten Punktlagenreduktion.

Als freie Vorgaben kann Kopp drei Punkte C₁, C₂, und C₃ an den Enden und genau in der Mitte einer gewünschten Kontaktstrecke festlegen, sowie für einen weiteren Punkt C₄, der während des Rücklaufs durchlaufen wird, dessen Höhe H über der Kontaktstrecke, nicht jedoch dessen Position in Richtung der Kontaktstrecke. Des Weiteren kann Kopp bei dieser Konstruktion noch den gewünschten Kontaktwinkel φ_K vorgeben und die Koppelgliedlänge A-B relativ frei wählen. Alle weiteren Getriebeabmessungen ergeben sich dann zwangsläufig und garantieren, dass die erzeugte Bahnkurve einerseits in C₂ eine durch C₁ und C₃ verlaufende Tangente aufweist, und andererseits, dass die Abschnitte C₁-C₂ und C₂-C₃, sowie C₃-C₄ und C₄-C₁ mit gleichen Kurbelwinkeln durchlaufen werden, wo immer sich die genaue Lage von C₄ letztlich auch ergeben mag. Auch noch eine weitere Forderung, auf die später eingegangen wird, wird automatisch erfüllt.

Dem Autor sind die genauen, von Kopp seinerzeit zugrunde gelegten Abmessungen nicht bekannt und die tatsächlich realisierten Abmessungen lassen sich nur ungenau an den Drahtobjekten abgreifen. Um zu prüfen, wie gut mit einer derartigen Getriebestruktur die grundlegenden Anforderungen erfüllt werden bzw. bestenfalls erfüllt werden können, hat der Autor deshalb die hier vorliegende Aufgabe mit den rechnerunterstützten Synthesemöglichkeiten bearbeitet, die standardmäßig

das schon mehrfach vorgestellte, seinerzeit in Hannover entwickelte universelle Getriebeprogramm **GENESYS** bietet [8, 9]. Damit können zwar nicht alle Größen genau wie bei Kopp in gleicher Weise vorgeben werden, sondern teilweise stattdessen andere, aber es ergeben sich bei entsprechender Wahl dieser Größen die gleichen Getriebeabmessungen wie bei der Kopp'schen Konstruktion.

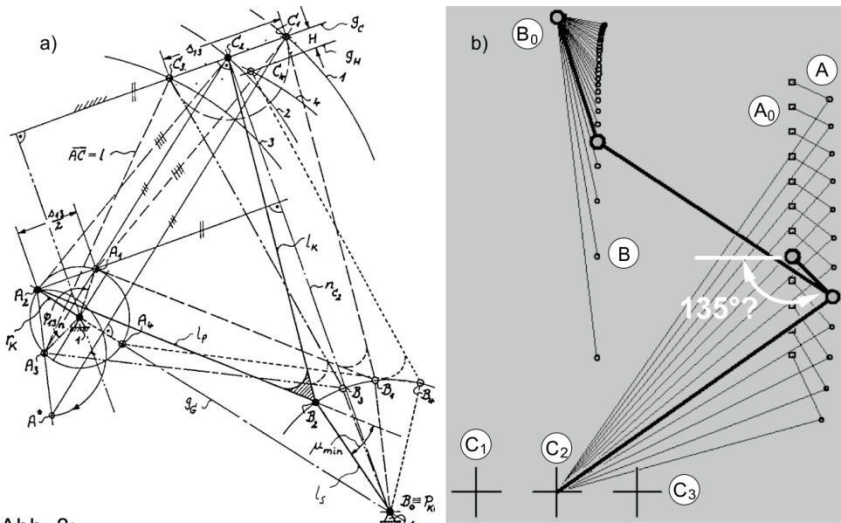


Abb. 8:

Maßsynthese der Laufmaschine GINI

a) zeichnerisch nach Kopp, [4]

b) rechnerunterstützt mit **GENESYS**

Ein typisches Ergebnis dieser Maß-Synthese in **GENESYS** zeigt der Bildschirmausdruck in Abb. 8b. Sie läuft im Wesentlichen in folgenden Schritten ab: Vorgegeben werden zunächst auch hier drei Punkte, C_1 und C_3 für die gewünschten Endpunkte der Kontaktstrecke, sowie ein weiterer Punkt C_2 , der nun aber nicht genau in der Mitte der Kontaktstrecke und auch nicht genau auf der Kontaktstrecke liegen muss. Mit dem so genannten allgemeinen Synthesebaustein ZWR wird dann eine Lösungsschar für Zweischläge A_0 - A - C bestimmt, die zwischen den Punkten C_1 - C_2 und C_2 - C_3 vorgegebene relative Antriebswinkel φ_{12} und φ_{23} durchlaufen. Da es sich dabei um eine 3-Lagen-Synthese handelt, ergibt sich ein 2-parametriges Lösungsspektrum, aus dem in Abb. 8b exemplarisch eine 1-parametrigere Lösungsreihe für einen willkürlich vorgegebenen Wert der horizontalen A_0 -Koordinate zu sehen ist.

Alle diese Zweischläge erfüllen die jeweils verlangten Winkelvorgaben, also z. B. – in Anlehnung an die speziellen Kopp'schen Vorgaben – gleiche Winkel $\varphi_{12} = 90^\circ$ und $\varphi_{23} = 90^\circ$ für $\varphi_{13} = \varphi_K = 180^\circ$. Dennoch kommen hier nicht alle diese Lösungen infrage. Damit sich später bei der Ergänzung durch die weiteren Getriebe insgesamt ein gleichmäßig geteilter Kurbelstern ergibt, muss die Kurbel für das hier ausgelegte erste Getriebe in der Mittelstellung des Fußpunktes eine Winkellage von genau 135° bezüglich der Waagrechten aufweisen. Während diese Zusatzforderung bei der Kopp'schen Konstruktion automatisch mit erfüllt wird, kann sie hier in einem allgemeinen Synthese-Ansatz mit vorprogrammierten Steuerungsmöglichkeiten nicht gezielt erzwungen werden. Man muss also interaktiv aus dem allgemeinen Lösungsangebot eine geeignet erscheinende Lösung wählen und überprüfen, um dann die Steuerungsdaten für die Bereitstellung des Lösungsangebotes so lange iterativ variieren, bis man in einer Lösungsreihe wie der hier gezeigten, einen Zweischlag findet, der diese zusätzliche Winkelbedingung erfüllt.

Wenn dieser ausgewählt ist, wird – passend dazu – mit dem Synthesemodul DGG in einem zweiten 3-Lagen-Syntheseschritt ein ebenfalls 2-parametrisches Lösungsspektrum für den noch fehlenden Lenker B_0 - B bestimmt. Abb. 8b zeigt daraus wiederum eine 1-parametrische Lösungsreihe für eine bestimmte, willkürlich gewählte Vorgabe der vertikalen Koordinate des Gestellgelenkes B_0 . Es zeigt sich, dass aus diesem rein geometrisch möglichen Lösungsangebot tatsächlich nur ein eng begrenzter Längenbereich für B_0 - B wirklich praktisch brauchbar ist, der auch die Länge B_0 - B enthält, die sich bei entsprechenden Vorgaben als präzise Einzellösung der Kopp'schen Konstruktion ergibt.

Für die so nachempfundenen Kopp'schen Abmessungen zeigt Abb. 7 oben links die sich ergebende Fußkurve in ihrem Gesamtverlauf. Rechts ist im unteren Diagramm die Abweichung h_F von der gewünschten Soll-Geraden in % von deren Länge dargestellt und im oberen Diagramm der Verlauf der Geschwindigkeit v_F des Fußpunktes entlang der Kontaktstrecke im Verhältnis zur mittleren Geschwindigkeit. Man sieht daran, dass die erzeugte Fußkurve nicht gerade optimal ist. Sie ist zunächst insgesamt recht flach und es treten im Kontaktbereich Geradführungsabweichungen bis zu 3% auf, bei der vorliegenden Kontaktstreckenlänge von 65 mm also etwa 2 mm, die als unerwünschte Vertikalbewegung der Laufmaschine auch erkennbar sind.

Vor allem aber nimmt die Geschwindigkeit an den Enden der Kontaktstrecke stark ab und wird an einem Ende sogar ganz zu Null, so dass sich keine gleichmäßige Vorwärtsbewegung der Laufmaschine einstellt, sondern ein stockendes Gehen, das den ohnehin etwas steifen Gesamteindruck dieser Laufmaschine noch verstärkt.

Der für diese Getriebestruktur ausschließlich aus Standard-Bausteinen zusammengestellte Syntheseablauf in **GENESYS** bietet nun die Möglichkeit des schnellen Durchspiels von Auslegungsvarianten unter Ausnutzung aller möglichen Auslegungsfreiheiten, aber es zeigt sich dabei, dass für die von Kopp zugrunde gelegten Anforderungen und Hauptabmessungen keine wesentlich besseren Lösungen zu finden sind, als sie die Spezialkonstruktion von Kopp auch liefert. Allerdings wäre heutzutage wohl auch kaum noch jemand in der Lage, sich eine solche spezielle zeichnerische Lösung überhaupt auszudenken, und bereit, diese mit variierten Parametern aufwändig mehrfach wiederholt durchzuspielen.

6 Detailbetrachtungen an der Laufmaschine CATS

Abb. 9 zeigt den kinematischen Aufbau eines einzelnen Beines von CATS und das Laufbild aller vier Beine mit Linienkontakt.

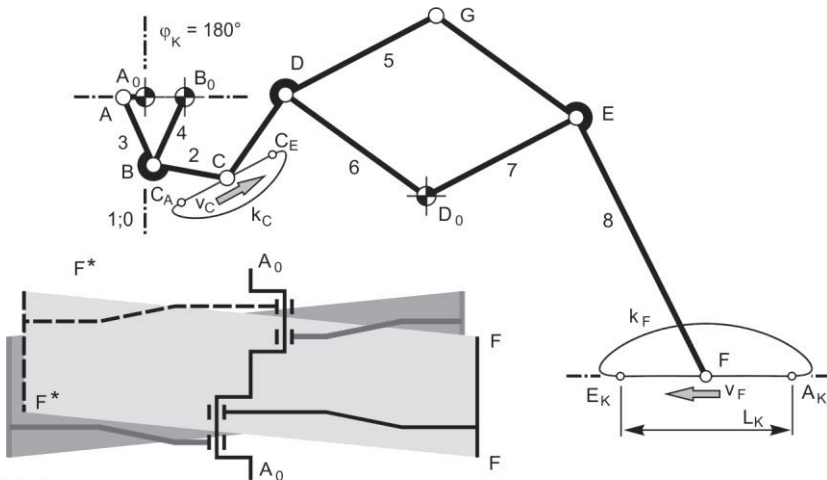


Abb. 9:
Kinematischer Aufbau eines einzelnen Beines der Laufmaschine CATS und
Laufbild aller vier Beine mit Linienkontakt

Ziemlich versteckt im Zentrum des Gestellrahmens läuft für jedes der insgesamt vier Beine eine kleine gleichschenklige Kurbelschwinge A_0 - A - B_0 , die hier als Kern-Getriebe bezeichnet wird. Deren Koppelpunkt C erzeugt in bekannter Weise eine exakt symmetrische Koppelkurve k_C , die zwischen den Punkten C_A und C_E eine sehr gute Geradföhrung mit sehr gleichmäßiger Geschwindigkeit v_C über einem Kurbelwinkel von 180° aufweist. Diese ist so aber nicht direkt als Fußkurve nutzbar, weil sich das führende Getriebe bei diesem Bahnkurventyp bekanntlich immer auf deren Unterseite, also gegenüber dem Rücklaufbogen befindet. Diesen Mangel überwindet Kopp, indem er mit einem nachgeschalteten Pantografengetriebe – bestehend aus den Gliedern 5, 6, 7 und 8 – die Bahnkurve k_C exakt geometrisch ähnlich in die tatsächlich genutzte Fußkurve k_F transformiert, deren Rücklaufbogen nun oberhalb der Kontaktstrecke verläuft.

Kopp erwähnt diesen Mechanismus in [4] nicht und der Autor vermutet deshalb, dass Kopp diesen erst später entwickelt hat. So ist auch nicht genau bekannt, wie Kopp hier bei der Maßsynthese vorgegangen ist, aber die speziellen Regeln zur Auslegung von Kurbelschwingen für derartige symmetrische Koppelkurven gehören zum getriebetechnischen Grundlagenwissen. Der Autor hat auch hierzu mit allgemeinen Synthesebausteinen einen aufgabenspezifischen Syntheseablauf zusammengestellt, den Abb. 10 illustriert. Es werden hier 4 Genau-Punkte vorgegeben, C_1 und C_4 an den Enden und C_2 , C_3 sehr dicht benachbart rechts und links von der Mitte der Soll-Geraden. Das Punktpaar C_2 , C_3 muss jedoch nicht exakt auf der Soll-Geraden liegen, sondern kann ggf. auch leicht nach oben oder unten versetzt sein.

Dann wählt man frei das Gestellgelenk B_0 exakt auf der Mittelsenkrechten der Soll-Geraden und einen Zweischlag B_0 - B - C mit zwei gleichen Gliedlängen B_0 - $B = B$ - C so, dass ein deutlicher Knickwinkel im Gelenk B auftritt. Der Endpunkt C des Zweischlages wird durch die Punkte C geführt, für dessen Glied B - C sich so vier Gliedlagen relativ zum Gestell ergeben. Der allgemeine Synthese-Baustein DGG liefert dazu eine 1-parametrische Lösungsschar für mögliche Antriebskurbeln A_0 - A mit A_0 und A auf den bekannten Burmester-Kurven. Alle mit diesen Lösungen bildbaren Getriebe erfüllen exakt alle vier Vorgabepunkte mit einer insgesamt exakt symmetrischen Koppelkurve, aber keineswegs mit einem ganz bestimmten gewünschten Kurbelwinkel für den Durchlauf durch die vorgegebene Geradföhrungslänge. Die Erfül-

technisch, sondern sehr geschickt auch gestalterisch nutzt zur Erzeugung einer Spinnenbein-artigen Anmutung.

Kopp legt dazu das Gestell A_0 - B_0 eines ausgewählten Kern-Getriebes waagrecht in den Gestellrahmen, so dass die von diesem Getriebe erzeugte Geradführung C_A - C_E eine gewisse Schräglage einnimmt. Die Richtung C_A - C_E muss nun durch den Pantografen so in die Waagrechte gedreht werden, dass der Rücklaufbogen der gedrehten Kurve oberhalb liegt, in Abb. 9 also um einen Winkel α von ca. 150° . Zusätzlich kann der Pantograf auch noch eine Skalierung der Kurve bewirken, in Abb. 9 z. B. eine Vergrößerung im Verhältnis $V = 50:30$.

Grundsätzlich hat so ein Pantograf bekanntlich folgende Eigenschaften: Erstens bilden die Gelenkpunkte D_0 - D - G - E ein Parallelogramm, dessen Seitenlängen praktisch beliebig gewählt werden können. Zweitens sind die Dreiecke D - C - G und E - G - F der Glieder 5 und 8 geometrisch ähnlich im erzeugten Skalierungsmaßstab V , schließen bei D und E den Drehwinkel α ein und verhalten sich auch bezüglich ihrer Seitenlängen G - D/D - $C = F$ - E/E - G wie der erzeugte bzw. erwünschte Skalierungsmaßstab. Drittens gilt die vorstehende Aussage über die Glieddreiecke auch für das Dreieck D_0 - C - F , das sich mit dem Gestellgelenk D_0 des Pantografen und jeweils korrespondierenden Punkten der von C und F durchlaufenen ähnlichen Kurven bilden lässt.

Für die gezielte Maßsynthese des Pantografen wählt man einen beliebigen Punkt C auf der Koppelkurve des platzierten Kern-Getriebes – z. B. wie in Abb. 9 in der Mitte der Geradführung – und gibt die gewünschte korrespondierende Position F auf der Ergebniskurve, die dort gewünschte Geschwindigkeitsrichtung v_F und das gewünschte Skalierungsverhältnis V vor. Aus der Winkeldifferenz der Geschwindigkeitsrichtungen v_C und v_F ergibt sich der erforderliche Drehwinkel α und gemäß den oben genannten generellen geometrischen Merkmalen von Pantografen kann aus V und α mit einfachen trigonometrischen Beziehungen direkt und eindeutig die erforderliche Lage von D_0 bestimmt werden. Dann kann man z. B. den Zweischlag D_0 - E - F mit beliebigen Längen so wählen, dass eine gewünschte Anmutung des Beines entsteht, und wiederum mithilfe der geometrischen Merkmale von Pantografen eindeutig die noch fehlenden Abmessungen bestimmen. Alternativ ist der letzte Schritt auch mit zwei sequentiellen 3-Lagen-Synthesen lösbar, indem man je drei beliebige korrespondierende Punkte auf beiden Kurven wählt und damit zunächst je drei korrespondierende

Lagen der Glieder 2 und 8 bestimmt. Damit liefert in einem ersten Schritt der Synthese-Baustein DGG den Verbindungslenker C-G als Glied 5 zwischen den Gliedern 2 und 8 mit dessen drei korrespondierenden Gliedlagen und in einem zweiten Schritt den Verbindungslenker D_0 -D als Glied 6 zwischen dem Gestellrahmen 1;0 und dem Glied 5.

7 Schlusswort

Der Autor hofft, mit den vorstehenden Ausführungen den Blick der getriebetechnischen Fachwelt in Deutschland noch einmal auf einen Kollegen zu lenken, der es in ganz ungewöhnlicher Weise verstand, sein überreiches klassisches Fachwissen in der Getriebetechnik kreativ in künstlerisches Schaffen einfließen zu lassen, das in dieser Form einmalig ist. Und er hofft weiter, die immer und von allen Betrachtern spontan empfundene Faszination beim Erleben der Kopp'schen Drahtgebilde gerade bei den getriebetechnischen Fachkollegen, die das verstehen können, noch zu verstärken und zu vertiefen durch eine kleine Einführung in einige getriebetechnische Geheimnisse Kopp'scher Laufmaschinen. Und letztens hofft der Autor, auch noch ein bisschen zeigen zu können, wie die u. a. mit Kopp als vielleicht einem der letzten sein Art mehr und mehr aus der Substanz des Fachgebiets verschwindende Kunst, komplexe zeichnerische Speziallösungen entwickeln zu können, durch Ansätze einer aus universellen Bausteinen jeweils problemspezifisch konfigurierten, rechnerunterstützten Maßsynthese zeitgemäß ausgeglichen werden kann.

8 Referenzen

- [1] https://de.wikipedia.org/wiki/Franz_Otto_Kopp
- [2] Walsdorf, A., Badur, K., Stein, E., Kopp, F. O.: *Das letzte Original – Die Leibniz-Rechenmaschine der Gottfried Wilhelm Leibniz Bibliothek*. Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Bibliothek, 2014.
- [3] N.N.: *Die Dezimale Vier-Spezies-Rechenmaschine von Gottfried Wilhelm Leibniz*. Video-Film mit Franz Otto Kopp zur Leibniz-Ausstellung 2006 in Hannover, Medienhaus Hannover, 2006.
<https://www.facebook.com/video.php?v=895757053809018&set=vb.12111342173597&type=3&permPage=1>

- [4] Kopp, F. O.: *Vorteilhafte ebene Koppelgetriebe zur Erzeugung von D-förmigen Koppelkurven – Kinematische Drahtobjekte: Schreitmaschinen*. VDI-Berichte Nr. 1111 (1994), S. 299-331.
- [5] Pressebericht des Vereins Digitalcourage e. V., Bielefeld 1994.
https://archiv.foebud.org/pd/docs/pd055_ultimo9402_krabbelKunst.html
- [6] Pressebericht des Vereins Digitalcourage e. V., Bielefeld 1994.
https://archiv.foebud.org/pd/docs/pd055_stabla9402_kegel_fortschrittbroetchenfoermig.html
- [7] Kils-Korte, D.: *Getriebekunst von Franz Otto Kopp – Eindrücke einer Ausstellung im Kulturzentrum FAUST*. Video-Film, Hannover, 2014.
https://www.youtube.com/watch?v=1h5_8xnn6mw
- [8] Braune, R.: *Die klassische Genaulagen-Synthese von Getrieben mit Dreh- und Schubgelenken – Heutiger Entwicklungsstand und praktische Anwendung*. In: *Getriebetechnik-Kolloquium Siegen 2007*, Universität Siegen, Institut für Konstruktion, 2007.
Als E-Learning-Film und zum Download unter
<http://www.ifg.uni-hannover.de/vortragsfilmeansehen.html>
- [9] Wohlenberg, P.: *Schnelle interaktive Auslegung von Koppelgetrieben mit wiederholtem Durchlauf interaktiv erstellter Bearbeitungsstrategien*. VDI-Berichte 1567 (2000), S. 225-244.