

Kinematik-Nachweis

Musterdokument mit vollständigen Beispielwerten. Es zeigt den Nachweis, den der gekaufte Export für IHRE Eingaben erzeugt - es ist selbst kein Nachweis für ein Bauteil.

Projekt: Musterprojekt

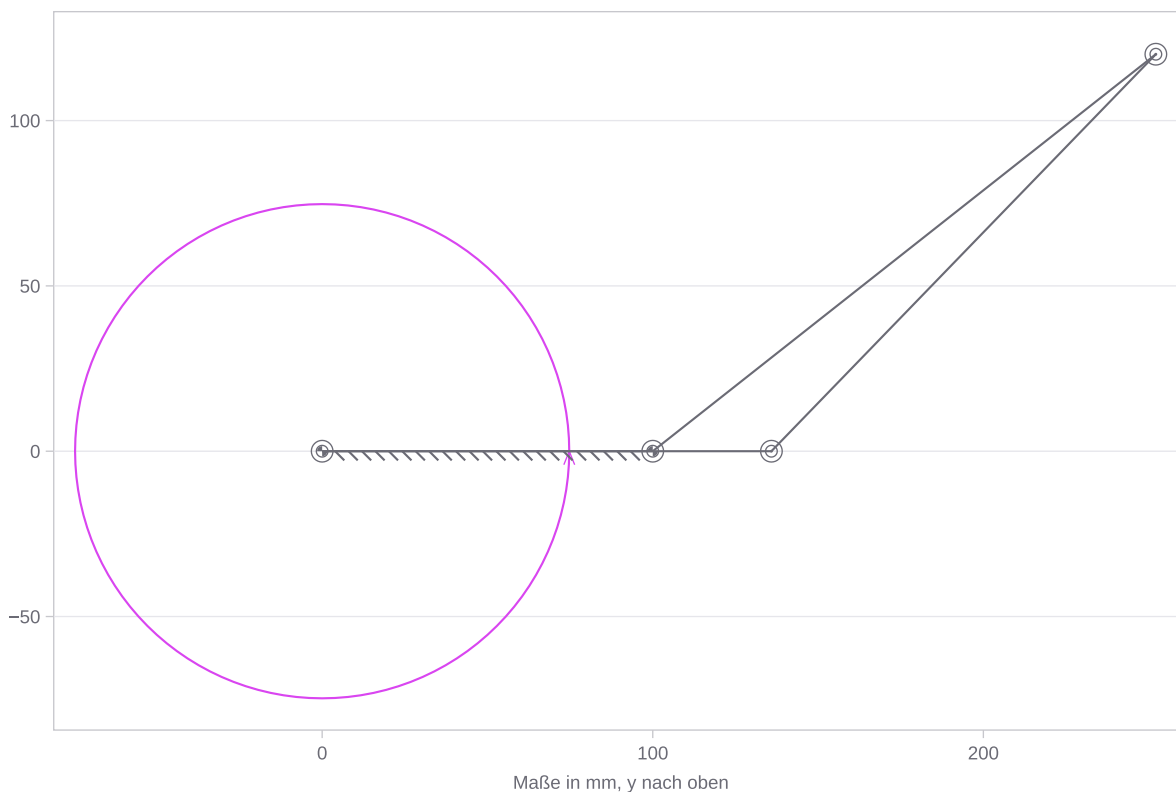
Bauteil/Position: kein reales Bauteil

Bearbeiter: Muster, ohne Freigabe

Gesamtbewertung: in Ordnung — jede geprüfte Bedingung ist erfüllt. Bewertet wurden nur die Zeilen der Nachweistabelle; alles Übrige steht als Kennwert ohne Bewertung.

Dieses Dokument belegt die BEWEGUNG des unten beschriebenen Getriebes: seine Struktur, seinen Umlauf, die daraus gerechneten Winkel, Momente und Gelenkkräfte sowie die Genauigkeit, mit der gerechnet wurde. Es belegt ausdrücklich KEINE Festigkeit, keine Lebensdauer, keine Eigenfrequenz und keine Fertigungstoleranz. Von der Kollisionsfreiheit belegt es genau das, was geprüft wurde: die Lage der Gliedmittellinien gegenüber den gezeichneten Sperrflächen — nicht die Glieder untereinander, nicht ihre wirkliche Breite und nichts, wo keine Sperrfläche vorgegeben ist.

Systemskizze in der Ausgangslage



Gezeichnet ist dieselbe Szene wie auf dem Bildschirm: Gestell, Glieder und Gelenke im neutralen Ton.

Der Antrieb hebt sich über den Kreis um sein Lager ab. Die Pfeilspitzen darauf zeigen, wohin er dreht — eine bei einem vollen Umlauf, zwei bei einem Antrieb, der zwischen zwei Grenzen schwenkt. Der waagerechte Strich vom Drehpunkt bis zum Kreis ist die Nullrichtung, gegen die der Bogen zu lesen ist: Die Winkel des Antriebs zählen von ihm aus gegen den Uhrzeigersinn und nicht von der Gliedlinie, die dort ansetzt.

Rechnung

Schritte je Umlauf	360
Gerechnete Lagen	361
Bewegungsdauer eines Umlaufs	6,283 s
Mittlere Drehzahl des Antriebs	9,549 1/min
Schwerkraft (positiv nach unten wirkend)	9,81 m/s ²
Gezeigte Lage	0
Überlagerte Stellungen in der Systemskizze	0

Winkelfunktionssynthese nach Freudenstein

Verfahren	Zielfunktion und Bereich, Genaulagen im Chebyshev-Abstand
Vorgabe: Gestell l_1 (frei gewählter Maßstab)	100 mm
Vorgabe: Zielfunktion $y(x)$	$y = 1/x^2 \quad (x \neq 0)$
Vorgabe: Bereich der Eingangsgröße x	1 ... 2
Vorgabe: Antriebswinkel φ am Bereichsanfang	10 °
Vorgabe: Antriebswinkel φ am Bereichsende	70 °
Vorgabe: Abtriebswinkel ψ am Bereichsanfang	80 °
Vorgabe: Abtriebswinkel ψ am Bereichsende	170 °
Beiwert $K_1 = l_1/l_2$	0,735895
Beiwert $K_2 = l_1/l_4$	0,51589
Beiwert $K_3 = (l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 + l_1^2)/(2 \cdot l_2 \cdot l_4)$	0,723222
Ergebnis: Antriebsglied $l_2 = l_1/K_1$	135,889 mm
Ergebnis: Koppel $l_3 = \sqrt{(l_2^2 + l_4^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_4 \cdot K_3)}$	167,151 mm
Ergebnis: Abtriebsglied $l_4 = l_1/K_2$	193,84 mm
Verhältnis l_2/l_1	1,358889
Verhältnis l_3/l_1	1,671507
Verhältnis l_4/l_1	1,938399
Bezugsrichtung des Antriebs versetzt um	0 °
Bezugsrichtung des Abtriebs versetzt um	0 °
Montagezweig	gekreuzt
Größter Rest der Gleichung, aus den ausgelegten Maßen gerechnet	3,05E-16
Probe aus den Maßen: erreicht das Getriebe seine Genaulagen?	Das Getriebe fährt alle vorgegebenen Lagen an, in der vorgegebenen Reihenfolge.
Größter Strukturfehler zwischen den Genaulagen	-0,005924
Er tritt auf bei $x =$	1,2333
Spanne von y über den Bereich	0,75
Größter Strukturfehler, bezogen auf diese Spanne	0,79 %
Stützstellen des Fehlerverlaufs, an denen die Kette nicht schließt	0 / 61

Glieder

Glied	x_0 [mm]	y_0 [mm]	φ_0 [°]	Gliedlinie [°]	m [kg]	s_S [mm]	J_S [kg·mm ²]
gestell	0	0	0	0	—	im Bezugspunkt	—
kurbel	0	0	0	0	—	im Bezugspunkt	—
koppel	135,89	0	45,9	45,9	—	im Bezugspunkt	—
schwinge	252,17	120,07	-141,7	-141,7	—	im Bezugspunkt	—

Gelenke

Gelenk	Art	Glieder	Anschluss 1 [mm]	Anschluss 2 [mm]	Zusatz
fest	Gestellbindung	gestell	0 0	—	$\varphi = 0^\circ$
A0	Drehgelenk	gestell – kurbel	0 0	0 0	reibungsfrei
A	Drehgelenk	kurbel – koppel	135,89 0	0 0	reibungsfrei
B	Drehgelenk	koppel – schwinge	167,15 0	0 0	reibungsfrei
B0	Drehgelenk	gestell – schwinge	100 0	193,84 0	reibungsfrei

Antriebe

Antrieb	Glied	von φ [°]	bis φ [°]	Versatz Gliedlinie [°]	Abschnitte	Übergänge
1	kurbel	0	360	—	linear über den ganzen Bereich	stoß- und ruckfrei

Genaulagen der Winkelsynthese

Nr.	x	φ [°]	ψ [°]
1	1,066987	14,0192	94,5946
2	1,5	40	146,6667
3	1,933013	65,9808	167,8847

Struktur und Freiheitsgrad

Glieder n (einschließlich Gestell)	4
Gestellbindungen	1
Einfache Gelenke g_1 (Dreh- und Schubgelenke)	4
Höhere Gelenke g_2 (Kurvengelenke, Zahnradpaare, Zahnstangen, Malteserkreuze)	0
Antriebe	1
Freiheitsgrad $F = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot g_1 - g_2$ (Grübler)	1

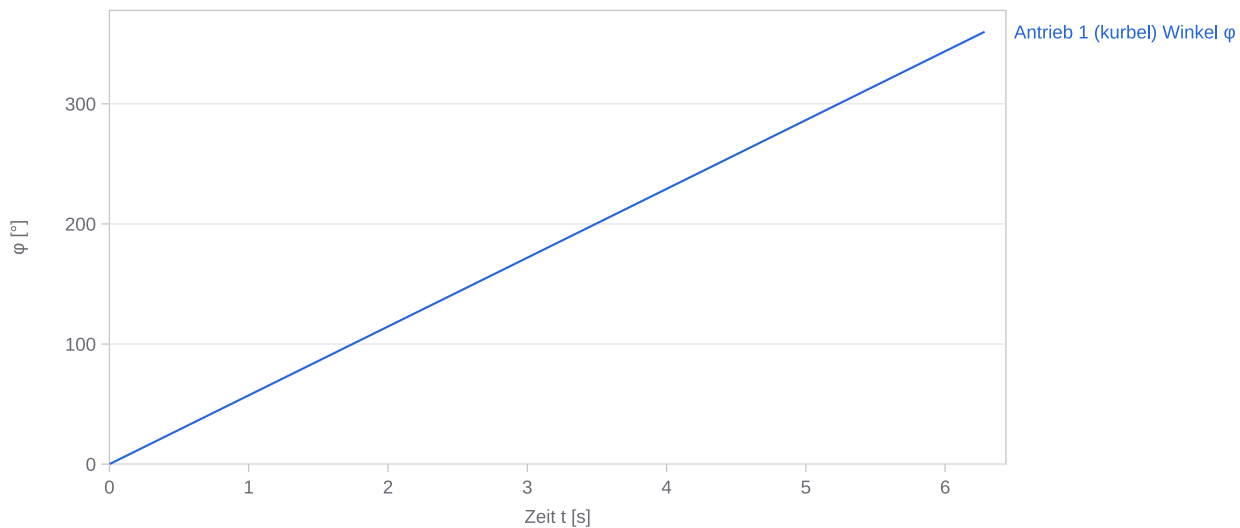
Nachweise

Kriterium	Wert	Grenze	Status
Freiheitsgrad F, gefordert 1 (Zahl der Antriebe)	1	1	● in Ordnung
Antriebsbereich vollständig und lückenlos			● in Ordnung
Übergänge stoß- und ruckfrei			● ruckfrei

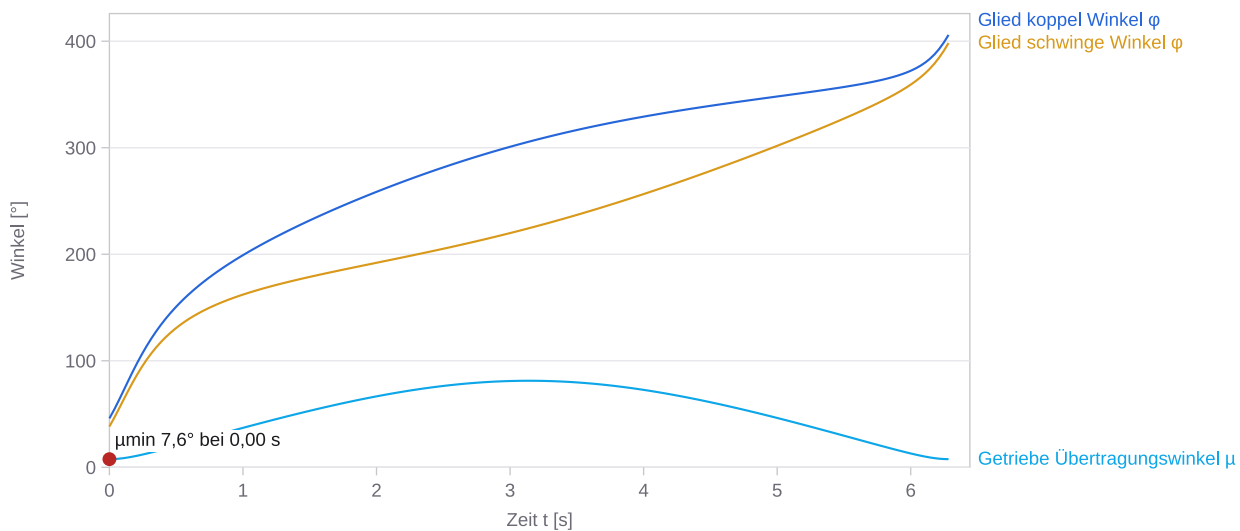
Kennwerte

Kleinsten Übertragungswinkel $\mu_{\min}$	7,6°
Größte Abweichung von der Sollbahn	keine Sollbahn gezeichnet
Größte Eindringtiefe in eine Sperrfläche	keine Sperrfläche gezeichnet
Kleinsten Hemmfaktor $r_{\min}$ (Selbsthemmung)	kein μ_0 eingetragen
Größtes Antriebsmoment $M_{\max}$	keine Last im Modell
Größte Gelenkkraft $F_{\max}$	keine Last im Modell
Größte Antriebsleistung $P_{\max}$	keine Last im Modell
Effektivmoment M_{eff} am Antrieb	keine Last im Modell
Größte reduzierte Trägheit $J_{\text{red,max}}$ am Antrieb	keine Last im Modell
Kleinste reduzierte Trägheit $J_{\text{red,min}}$ am Antrieb	keine Last im Modell
Größte Rüttelkraft $F_{R,\max}$	keine Last im Modell
Bauart nach Grashof	Doppelkurbel
Kürzestes Glied	Gestell
Grashof-Überschuss $(s + l) - (p + q)$	-9,2 mm
Stellung von $\mu_{\min}$ (Antriebswinkel)	0,0°
Umkehrlagen des Abtriebsglieds	0
Kleinste Gütekennzahl	0,582

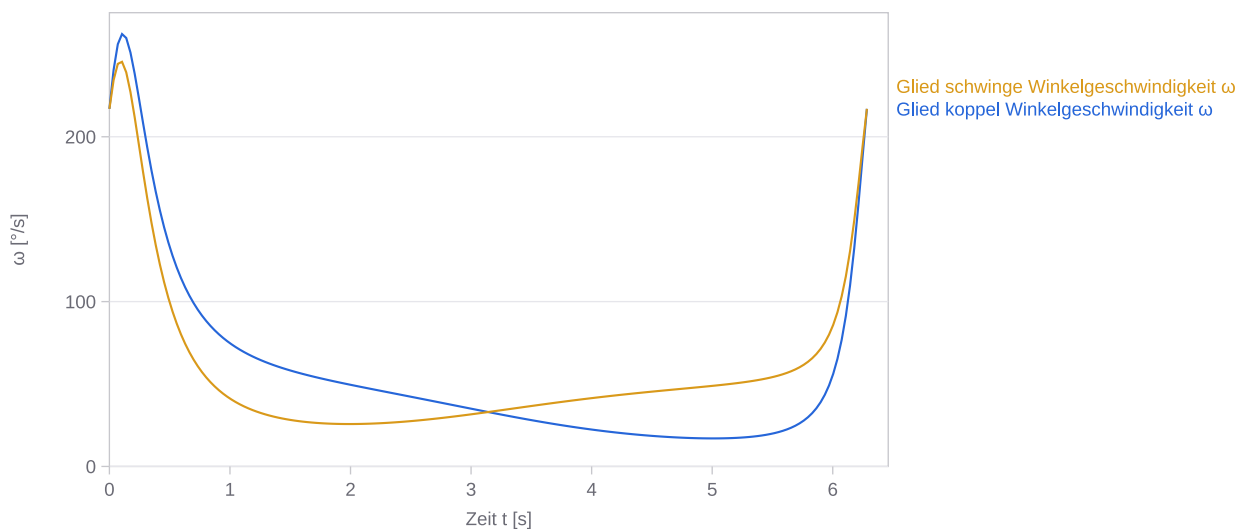
Antriebswinkel über der Zeit [°]



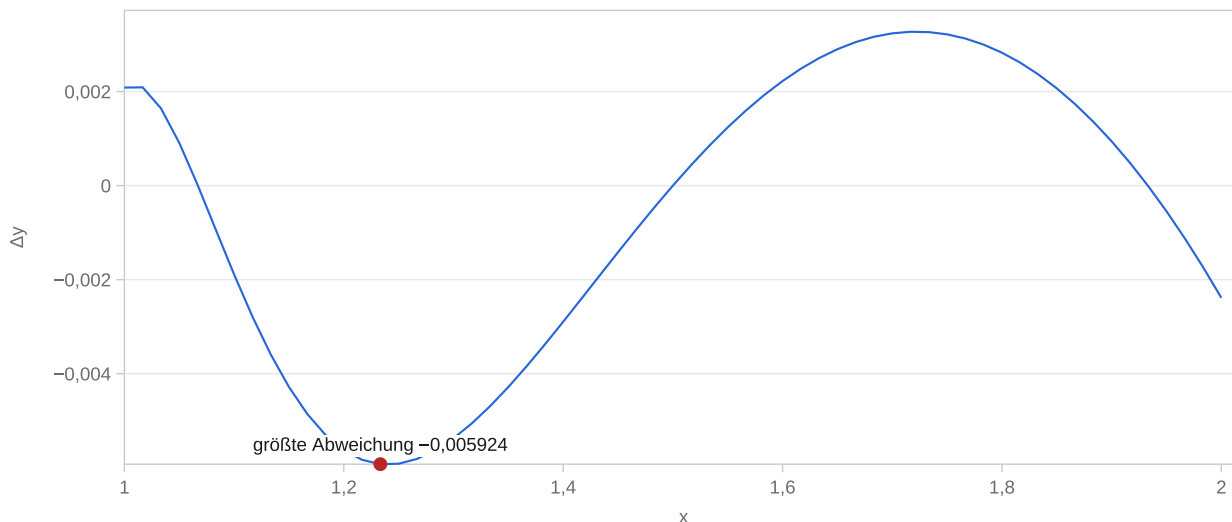
Winkel über der Zeit [°]



Winkelgeschwindigkeit über der Zeit [°/s]



Strukturfehler Δy über der Eingangsgröße x



STRUKTURFEHLER $\Delta y(x)$: Aufgetragen ist die Abweichung der erzeugten Übertragungsfunktion von der gewünschten, über die Eingangsgröße x . Die drei Nulldurchgänge sind die Genaulagen — dort erfüllt das Getriebe die Zuordnung exakt, und das ist ihre Definition und keine Auskunft über die Güte. Was das Getriebe taugt, entscheidet sich zwischen ihnen: Der Marker nennt die größte Abweichung mit ihrem Vorzeichen und ihrer Stelle. Fehlt die Kurve auf einem Stück, schließt die Kette dort nicht — der Antriebswinkel liegt jenseits einer Grenzlage, und das Getriebe kommt zwischen zwei Genaulagen nicht durch; wie viele Stützstellen betroffen sind, steht in der Kennwertliste. Eine Gerade quer über die Lücke behauptete Werte, die es nicht gibt, und wird deshalb nicht gezeichnet.

Berechnungsgrundlage und Modellvorbehalte

Gerechnet wird die geschlossene Bindungsgleichung des ebenen Koppelgetriebes: Zu jedem Fortschritt t auf der gemeinsamen Zeitleiste wird die Lage aller Glieder mit dem Newton-Verfahren gelöst, danach werden Geschwindigkeit und Beschleunigung aus derselben Jacobi-Matrix gewonnen. Antriebsmoment und Gelenkkkräfte folgen aus dem Prinzip von d'Alembert (Kinetostatik) mit den angegebenen Massen und Trägheiten. Die Bewegungsgesetze der Abschnitte sind die normierten Zeitgesetze nach VDI 2143.

WO DIE MASSE ANGREIFT: Die Masse eines Glieds wirkt in seinem Schwerpunkt s_S , den die Gliedertabelle unten je Glied ausweist. Wird am Bildschirm eine Masse eingetragen und sind die Schwerpunktfelder leer, belegt der Rechner sie sichtbar vor — mit der Mitte zwischen den beiden Drehgelenken des Glieds, bei mehr als zweien mit deren Mittel; ein Schubgelenk zählt nicht mit, weil sein Anschlussort längs der Führung beliebig ist. Der Vorschlag lässt sich überschreiben, ein bereits gesetzter Schwerpunkt bleibt unberührt, und ein geladener Stand wird nicht angetastet. Steht in der Tabelle „im Bezugspunkt“, ist keiner angegeben, und er fällt mit dem Bauort des Glieds zusammen — bei allem, was dieser Rechner erzeugt, mit einem Gelenk. Die eingetragene Masse ist dann keine über das Glied verteilte Masse, sondern eine Punktmasse in diesem Gelenk. Die Folge ist nachgemessen: Am Viergelenk wirken sich 10 kg an der Kurbel so auf das Antriebsmoment gar nicht aus, an der Koppel allein über ihr Gewicht. Das Trägheitsmoment J_S gilt um den Schwerpunkt; den Steiner-Anteil $m \cdot s_S^2$ legt die Rechnung selbst dazu.

WENN MASSEN AM ANTRIEB NICHTS BEWIRKEN: Ein Glied, das mit gleichbleibender Drehzahl um eine feste Achse umläuft, braucht kein Antriebsmoment — gleich wo sein Schwerpunkt sitzt und wie groß seine Trägheit ist: Seine Fliehkraft zeigt durch die Achse und hat dort keinen Hebel, und beschleunigt wird es nicht. Der vorbelegte Schwerpunkt ändert daran nichts, er verschiebt nur den Ort der Fliehkraft. Wirksam wird die Masse durch die Schwerkraft, durch ein Bewegungsgesetz am Antrieb oder an einem Glied, das ungleichförmig läuft. Wo nichts davon zutrifft, bleiben vom Antriebsmoment und von der Antriebsleistung nur die letzten Bits der Rechnung übrig. Beide werden deshalb gegen die Last verglichen, die dieses Modell überhaupt tragen kann, und weggelassen, sobald sie neun Zehnerpotenzen darunter liegen; in der Zeile steht dann der Grund und KEIN Grenzwert — eine Zahl dieser Größenordnung unterschritte jede Grenze und bestünde damit eine Prüfung, die nie stattgefunden hat. Die Gelenkkraft ist davon nicht betroffen und wird weiter ausgewiesen: Die Fliehkraft der Kurbel ist eine echte Lagerkraft, ihr fehlt allein der Hebel um die Antriebsachse.

WIE DIE KENNWERTE GEWONNEN WERDEN: Der Übertragungswinkel μ ist an zwei Bauformen erklärt — an der Viergelenkkette als Winkel zwischen Koppel und Schwinge im Gelenk B, an der Schubkurbel zwischen Koppel und der Senkrechten auf die Führungsgerade (Kerle/Pittschellis/Corves, Einführung in die Getriebelehre, 3. Aufl. 2007, S. 161, Gl. 6.5

und 6.6). Gemeldet wird der spitze Wert und als $\mu_{\min}$ der kleinste über alle gerechneten Lagen; die geschlossene Form der Quelle gilt für den vollen Umlauf und wird deshalb nicht eingesetzt, sondern nur zur Gegenrechnung benutzt. Bei jeder anderen Kette steht in der Zeile, dass die Größe dort nicht erklärt ist. Am Kurvengelenk steht sie als Druckwinkel $\alpha = 90^\circ - \mu$ in einer eigenen Zeile. Sitzt ein Zylinder an der Kette, gilt sie ohne ihn, und eine eigene Zeile weist den Übertragungswinkel am Zylinder aus: $\mu = 90^\circ - \alpha$ zwischen der Zylinderachse und der Bewegung seines Kopfpunkts relativ zum Boden. Als Richtwert nennt dieselbe Quelle $40^\circ \leq \mu \leq 50^\circ$ für langsam laufende Getriebe (S. 160, Gl. 6.4); das ist ein Erfahrungswert und keine Norm — VDI 2130 behandelt den Übertragungswinkel in einem eigenen Abschnitt und nennt keine Zahl. Deshalb trägt die Zeile die Wortreihe eines Richtwerts und nicht die eines bestandenen Nachweises: Bei 39° bricht nichts, aber Lagerkräfte, Reibung und Empfindlichkeit gegen Spiel wachsen rasch. Als Abtriebsglied gilt das nicht angetriebene Glied, das über ein Drehgelenk am Gestell hängt; seine Umkehrlagen sind die Nulldurchgänge seiner Winkelgeschwindigkeit, zwischen zwei Rasterpunkten linear eingeschoben. Steht es in einer Rast still und läuft danach zurück, ist die Rast eine Umkehr; über einen geschlossenen Umlauf zählt auch eine Rast über den Umlaufanfang. Liegt eine Umkehr in einer Rast, fehlt das Zeitverhältnis, denn wohin die Rastzeit gehört, wäre eine Verabredung. Kehrt es genau zweimal um, folgen daraus der Schwingwinkel ψ_0 als sein voller Ausschlag und das Zeitverhältnis als der längere der beiden Abschnitte geteilt durch den kürzeren, also stets ≥ 1 . Bezugsgröße des Zeitverhältnisses ist die ZEIT und nicht der Kurbelwinkel: Läuft der Antrieb gleichförmig, ist beides dasselbe; trägt ein Abschnitt ein Bewegungsgesetz, fallen sie auseinander, und maßgebend ist die Zeit. Ausgewiesen wird es nur bei einem Antrieb, der wenigstens einmal ganz herumkommt — sonst gibt es keinen Rückgang, gegen den sich messen ließe. Gleitet das Abtriebsglied stattdessen in einer Führung am Gestell — der Kolben der Schubkurbel, der Stößel des Kurvengetriebes —, zählt seine Geschwindigkeit längs der Führung, und an die Stelle des Schwingwinkels tritt der Hub $s_0 = s_{\max} - s_{\min}$ in Millimetern, ebenso fein wie das Raster. Das gilt auch, wenn das Glied am Gestell über einen geschlossenen Umlauf ohne Umkehrlage umläuft und dahinter ein Stößel gleitet, wie beim Whitworth-Schnellrücklauf. Findet sich gar kein eindeutiges Abtriebsglied, fehlen die Zeilen: Das trifft jedes Getriebe mit mehr als einem Antrieb, etwa das Fünfgelenk — welches seiner Glieder der Abtrieb wäre, sagt die Struktur nicht. Der Schwingwinkel wird über die gerechneten Lagen gemessen und ist damit so fein wie das Raster; bei 360 Schritten liegt er rund $0,002^\circ$ unter dem geschlossen gerechneten Wert. Die Antriebsleistung ist in jeder Stellung die Summe über die Antriebe aus Moment und Winkelgeschwindigkeit, $P_{\max}$ ihr größter Betrag über den Umlauf — nicht $M_{\max}$ mal $\omega_{\max}$, denn beide Höchstwerte fallen bei einem Bewegungsgesetz nicht zusammen.

BAUART NACH GRASHOF: Ob ein Glied der viergliedrigen Drehgelenkkette voll umläuft, entscheiden allein die vier Gliedlängen. Mit s als kürzestem, l als längstem und p, q als den beiden übrigen lautet die Bedingung $s + l < p + q$; der ausgewiesene Grashof-Überschuss ist die Differenz $(s + l) - (p + q)$ und damit negativ, wo die Bedingung erfüllt ist. Ist sie erfüllt, folgt die Bauart aus der Lage des kürzesten Glieds: am Gestell die Kurbelschwinge, als Gestell selbst die Doppelkurbel, als Koppel die Doppelschwinge. Bei Gleichheit ist das Getriebe durchschlagend und damit laufunsicher — es kommt durch die Strecklage, aber welchen Zweig es danach nimmt, ist nicht bestimmt. Ist die Bedingung verletzt, schwingen alle vier Gelenke (Totalschwinge). Ein Schubgelenk oder ein fünftes Glied macht daraus eine andere Kette, für die es keine Grashof-Bauart gibt; die Zeile sagt dann genau das. Die Bauart ist eine Aussage über das Laufverhalten und keine Note — bewertet wird sie nicht.

WIE DIESES GETRIEBE AUSGELEGT WURDE — Winkelfunktionssynthese nach Freudenstein: Vorgegeben ist eine ZUORDNUNG, nämlich welcher Abtriebswinkel ψ zu welchem Antriebswinkel ϕ gehören soll. Für ein Viereck mit A_0 im Ursprung und B_0 bei $(l_1 | 0)$ folgt aus der geschlossenen Vektorkette die Freudenstein-Gleichung $K_1 \cdot \cos \psi - K_2 \cdot \cos \phi + K_3 = \cos(\phi - \psi)$ mit den drei dimensionslosen Beiwerten $K_1 = l_1/l_2$, $K_2 = l_1/l_4$ und $K_3 = (l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 + l_1^2)/(2 \cdot l_2 \cdot l_4)$. Die Gleichung ist in K_1 , K_2 und K_3 LINEAR — das ist der ganze Kunstgriff: Drei vorgegebene Winkelpaare geben drei lineare Gleichungen, das 3×3 -System wird einmal gelöst, und aus den Beiwerten folgen die Längen $l_2 = l_1/K_1$, $l_4 = l_1/K_2$ und $l_3 = \sqrt{l_2^2 + l_4^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_4 \cdot K_3}$. Es wird nichts gesucht und nichts iteriert. Dimensionsprobe: Alle drei Beiwerte sind dimensionslos, unter der Wurzel stehen ausschließlich Längenquadrate. DAS GESTELL IST EIN MASSSTAB UND KEINE FORDERUNG: Die Synthese bestimmt das Getriebe nur bis auf einen Faktor, sie liefert also drei VERHÄLTNISSE; erst die eingetippte Gestelllänge macht Millimeter daraus, und ein doppeltes Gestell verdoppelt alle vier Längen. Kommt ein Beiwert negativ heraus, ist das kein Fehler, sondern heißt 180° : Das Glied zeigt in die Gegenrichtung, sein Betrag steht in der Gliedlänge und die Drehung in der Zeile „Bezugsrichtung ... versetzt um“. WO DIE GENAULAGEN LIEGEN, entscheidet im Modus „Zielfunktion“ der Chebyshev-Abstand $x_k = a + h \cdot \cos((2k-1) \cdot \pi/(2n))$ mit a als Bereichsmitte und h als halber Bereichsbreite. Er hält den Fehler dazwischen klein und ist ausdrücklich KEIN bestmöglicher Entwurf — Hartenberg/Denavit schreiben unmittelbar hinter die Herleitung, man dürfe von der Chebyshev-Verteilung keinen optimalen Entwurf erwarten; das kleinste Abstandsschema ist nur iterativ zu finden. DER WICHTIGSTE VORBEHALT: Die Zuordnung gilt exakt in drei Stellungen und sonst nirgends. Wie weit sie dazwischen abweicht, sagt der Strukturfehler, und er hängt an der Funktion und am Bereich, nicht am Verfahren: Freudensteins Tafel von 1958 erzeugt $y = x^2$ auf $0 \dots 1$ mit einem Strukturfehler unter $0,075\%$ des Abtriebshubes, dieselbe Funktion auf $-1 \dots +1$ mit $4,47\%$ — dem Sechzigfachen, weil sie dort symmetrisch ist und ein Viereck sich für symmetrische Funktionen nicht eignet. Quellen des Rechenwegs: Freudenstein, Approximate synthesis of four-bar linkages (1955) für die Gleichung; Hartenberg/Denavit, Kinematic

Synthesis of Linkages (1964), Abschnitt 5-5 für die Chebyshev-Verteilung und Abschnitt 10-3 für den Strukturfehler; Norton, Design of Machinery, für die hier verwendete Zählung mit A_0 im Ursprung. Der Prüffall $y = 1/x^2$ auf $1 \leq x \leq 2$ stammt aus einem Umdruck der University of New Mexico, der Prüffall $y = 1/x$ mit gedrucktem Strukturfehler $E = 0,015$ aus Hartenberg/Denavit, Beispiel 2 zu Abschnitt 10-3.

WIE DIE PROBE GEFÜHRT WIRD: Dass die Beiwerte die drei Winkelpaare erfüllen, heißt NOCH NICHT, dass das gebaute Getriebe diese drei Stellungen auch anfährt — es heißt nur, dass es sie einnehmen KÖNNTE. Vier Gliedlängen ergeben zu jedem Antriebswinkel zwei Zusammenbauten, und zwischen ihnen wechselt ein Getriebe nur in einer Totlage. Liegt eine Genaulage auf dem anderen Zweig, ist sie ohne Zerlegen des Getriebes unerreichbar; die Rechnung merkt davon nichts, denn die Freudenstein-Gleichung kennt beide Zweige. Geprüft wird deshalb am gefahrenen Lauf: Das Getriebe wird aus seinen eigenen Maßen aufgebaut, über den Antriebsbereich durchgedreht und in jeder Stellung gemessen, ob die vorgegebene Lage getroffen wird, ob sie auf demselben Zweig und in einem Umlauf liegt und ob die Reihenfolge stimmt. Der Befund steht als Satz in der Kennwertliste und nennt die Ursache und nicht bloß ein Urteil. DAS IST KEINE FORMALIE: Zwei Lehrbücher drucken für dieselbe Aufgabe — $y = \sin x$ über 0 bis 90° — Ergebnisse, deren Getriebe die eigene dritte Genaulage nicht erreichen; dort liefert der gefahrene Zweig $72,8^\circ$ statt der geforderten $57,0^\circ$. Beide Quellen führen diese Probe nicht.

WORAUF SICH DER ANTRIEBSWINKEL BEZIEHT: Die Spalten „von φ “ und „bis φ “ der Antriebstabelle nennen den Absolutwinkel φ des angetriebenen Glieds gegen die Waagerechte, gemessen um seinen Bezugspunkt und im Gegenuhrzeigersinn. Es ist dieselbe GRÖSSE, die die Gliedertabelle als φ_0 führt, aber nicht notwendig dieselbe ZAHL: Die Gliedertabelle nennt den ABGELEGTE Entwurf, also die Stellung, in der das Getriebe gebaut wurde, und für den Löser ist sie nur der Startwert. Bei $\tau = 0$ prägt er dem angetriebenen Glied „von φ “ auf und löst die Kette von dort aus; wo φ_0 und „von φ “ auseinanderfallen, steht die gezeichnete Ausgangslage also um diesen Unterschied neben den Zahlen der Gliedertabelle, und maßgebend für alles Gerechnete ist „von φ “. Bei einem aus vorgegebenen Lagen gerechneten Getriebe ist dieser Unterschied der Regelfall und keine Ungenauigkeit: Der Entwurf ist in der vorgegebenen Lage abgelegt, an der der Antriebsbereich anfängt — dem Regelfall nach der ersten —, und der Bereich beginnt ein Prozent der Lagenspanne VOR ihr, höchstens aber ein Prozent des Abstands zur Grenzlage, jenseits derer die Kette nicht mehr schließt. Damit liegt die vorgegebene Lage sicher im Antriebsbereich und nicht auf seiner Kante, wo allein die Rundung darüber entschiede, ob sie noch dazugehört; die Probetabelle weist sie als Fortschritt τ knapp über null aus. Der Antriebswinkel ist ausdrücklich NICHT die Richtung der gezeichneten Gliedlinie zwischen zwei Gelenken: Dazwischen liegt fest der Winkel, den der Kopfpunkt im mitbewegten System des Glieds selbst hat. Die Spalte „Versatz Gliedlinie“ nennt ihn je Gliedlinie, sobald er nicht null ist, und ein Strich steht dort, wo es nichts zu nennen gibt. Ein Versatz von 180° etwa heißt: Die Gliedlinie zeigt der Zeichnung nach genau entgegengesetzt zum Antriebswinkel, obwohl beide dasselbe Glied beschreiben.

Die Gütekennzahl sagt, wie weit das Getriebe von einer Totlage entfernt bleibt, und nicht, wie tragfähig es ist. Sie ist über den Umlauf der kleinste Wert des geometrischen Mittels der Singulärwerte der enddimensionierten Jacobi-Matrix — in der Robotik als Manipulierbarkeit nach Yoshikawa gebräuchlich. Sie ist 0 in der Totlage und wächst gegen 1, je senkrechter die Spalten aufeinander stehen. Läuft sie gegen null, durchfährt das Getriebe eine Totlage — dort sind Gelenkkräfte und Winkelbeschleunigungen unzuverlässig. Jede Lage wird davor bis zum Schließen der Kette iteriert: bis die größte verbliebene Klaffung der Bindungsgleichungen unter 10^{-10} liegt, höchstens 40 Newton-Schritte weit. Eine Lage, die das nicht erreicht, geht nicht in dieses Dokument ein, sondern wird als Lücke im Antriebsbereich ausgewiesen — die Zeile „Antriebsbereich vollständig und lückenlos“ sagt es.

Modellvorbehalte: Alle Glieder sind starr, alle Gelenke spielfrei. Gerechnet wird ohne Spiel und ohne Elastizität; die Lagen folgen der Theorie 1. Ordnung. Reibung wird nur an den Gelenken gerechnet, an denen die Gelenketabelle eine Reibungszahl ausweist. Geprüft wird ausschließlich gegen gezeichnete Sperrflächen, und auch das nur, wenn welche vorgegeben sind; die Glieder untereinander werden NICHT geprüft. Zwei Glieder können sich also rechnerisch durchdringen, ohne dass hier etwas gemeldet wird.

Das ausgewiesene Antriebsmoment und die größte Gelenkkraft sind EINGANGSGRÖSSEN für einen Festigkeitsnachweis, kein Ersatz dafür. Für eine Welle unter diesem Moment ist der Nachweis nach DIN 743 zu führen, für ein Gelenklager der Nachweis der Tragzahl, für einen Bolzen der Flächenpressungs- und Scherungsnachweis.

Zu diesem Muster

Alle Werte auf diesen Seiten stammen aus einer frei gewählten Beispielrechnung und gehören zu keinem realen Bauteil. Der gekaufte Export enthält dieselben Abschnitte mit Ihren Eingaben, Ihren Kopfdaten (Projekt, Bauteil, Bearbeiter) und als durchsuchbaren Text. Preise und Umfang: maschinenbaurechner.de/preise

Hinweis: Die Ergebnisse sind Auslegungs- und Orientierungshilfen. Sie ersetzen nicht die eigenverantwortliche Prüfung, Berechnung und Freigabe durch eine fachlich qualifizierte Person. Es gelten die Nutzungsbedingungen auf maschinenbaurechner.de.