

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

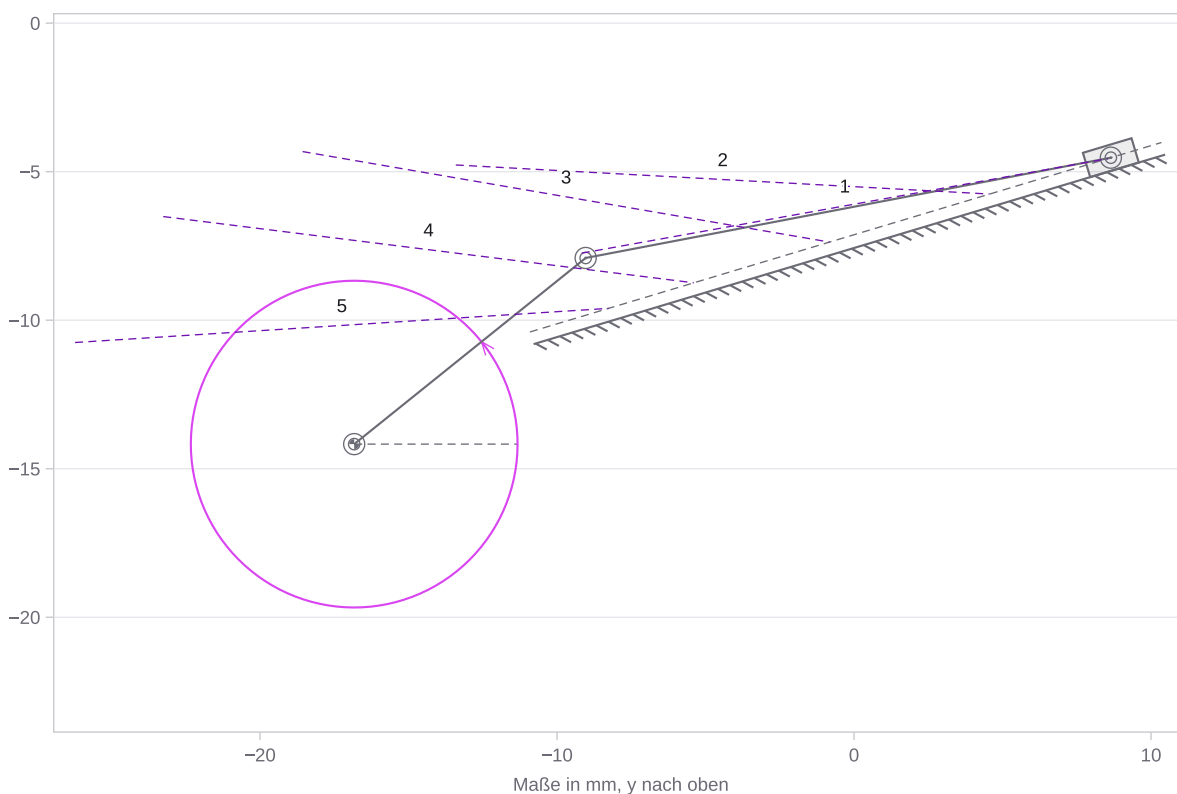
Bauteil/Position: kein reales Bauteil

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.

Die gestrichelten Umrisse mit den Ziffern sind die vorgegebenen Lagen der bewegten Ebene: Sie zeigen die Gestalt des unten genannten Glieds an dem Ort und in der Verdrehung, die der Bearbeiter vorgegeben hat. Auch sie sind eine Vorgabe und kein Ergebnis — das Getriebe nimmt sie nicht notwendig ein. Die Ziffer ist die Stelle in der Reihenfolge und keine Zeitangabe; die Tabelle darunter nennt zu jeder ihre Zahlen.

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
Vorgegebene Lagen, Ebene von	koppel
Vorgegebene Lagen, Anzahl	5

Lagensynthese: die gewählte Lösung

Lösungsart der Aufgabe	fünf Lagen — null, zwei oder vier Burmester-Punkte
Antriebsschenkel A ₀ –A (Mittelpunkt Kreispunkt)	–16,83 –14,17 –9,17 –7,74 mm
Abtriebsschenkel: Schubführung (Kreispunkt Bahnrichtung)	8,55 –4,56 mm 16,6992°
Lenkerlänge A ₀ A	10 mm
Größte Streuung der Lenkerlängen über die Lagen	9,57E-9 mm
Exzentrizität der Führung gegen A ₀	1,9157 mm
Baugröße (größtes Maß aus Kurbel, Koppel und e)	18 mm
Gliedlängenverhältnis längstes/kürzestes Glied	1,8
Abstand des fernen Gestellpunkts, in Maßstäben der Aufgabe	0,601
Umlaufendes Glied	am Antriebslager A ₀
Laufverhalten der Schubkurbel	umlauffähig (Koppel > Kurbel + e), geschränkt
Kleinster Übertragungswinkel μ über den befahrenen Abschnitt	48,55 °
Gemessen über	den vollen Umlauf des Antriebs
Mit dem Antrieb am anderen Gestelllager (B ₀ statt A ₀)	entfällt — der zweite Schenkel ist eine Schubführung, und ein Schieber dreht sich nicht. Es gibt kein zweites Gestelllager, an das der Antrieb umgehängt werden könnte.

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	—	—	im Bezugspunkt	—
kurbel	–16,83	–14,17	40	40	—	im Bezugspunkt	—
koppel	–9,17	–7,74	10,2	10,2	—	im Bezugspunkt	—
Schlitten kolben	8,55	–4,56	16,7	—	—	im Bezugspunkt	—

Gelenke

Gelenk	Art	Glieder	Anschluss 1 [mm]	Anschluss 2 [mm]	Zusatz
fest	Gestellbindung	gestell	0 0	—	$\varphi = 0^\circ$
A ₀	Drehgelenk	gestell – kurbel	–16,83 –14,17	0 0	reibungsfrei
A	Drehgelenk	kurbel – koppel	10 0	0 0	reibungsfrei
B	Drehgelenk	koppel – kolben	18 0	0 0	reibungsfrei
S	Schubgelenk	gestell – kolben	–65,27 –26,7	0 0	Achsrichtung 16,699244°; $\Delta\varphi = 16,7^\circ$; reibungsfrei

Antriebe

Antrieb	Glied	von φ [°]	bis φ [°]	Versatz Gliedlinie [°]	Abschnitte	Übergänge
1	kurbel	38,8	398,8	—	linear über den ganzen Bereich	stoß- und ruckfrei

Vorgegebene Lagen der bewegten Ebene

Nr.	Name	x [mm]	y [mm]	φ [°]
1	L1	–9,167	–7,744	10,192
2	L2	–13,407	–4,775	–3,117
3	L3	–18,564	–4,324	–9,746
4	L4	–23,255	–6,512	–7,118
5	L5	–26,224	–10,752	3,662

Probe: fährt das Getriebe die vorgegebenen Lagen an?

Nr.	Name	Antriebswinkel φ [°]	Fortschritt τ	Restabweichung [mm]	Befund
1	L1	40	0,0033	1,37E-12	angefahren
2	L2	70	0,0867	5,17E-9	angefahren
3	L3	100	0,17	6,98E-9	angefahren
4	L4	130	0,2533	7,89E-9	angefahren
5	L5	160	0,3367	4,75E-9	angefahren

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
Alle vorgegebenen Lagen werden angefahren			● in Ordnung

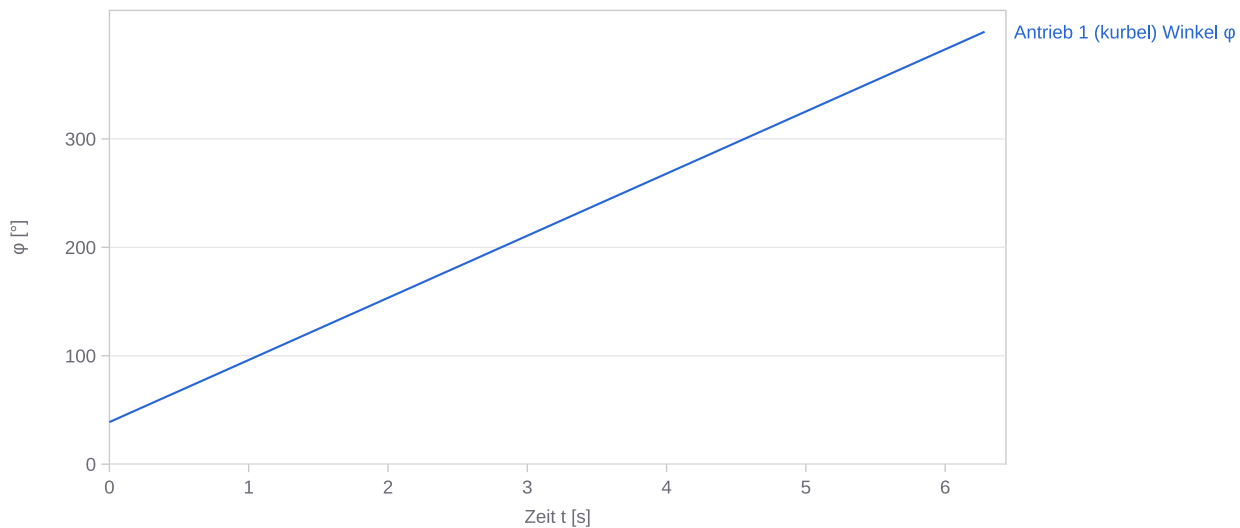
Probe: fährt das Getriebe die vorgegebenen Lagen an?

Befund	Das Getriebe fährt alle vorgegebenen Lagen an, in der vorgegebenen Reihenfolge.
Durchfahrene Reihenfolge	1 → 2 → 3 → 4 → 5
Reihenfolge zyklisch gelesen (der Antrieb kommt herum)	ja
Schranke, bis zu der eine Lage als angefahren gilt	1,8E-5 mm

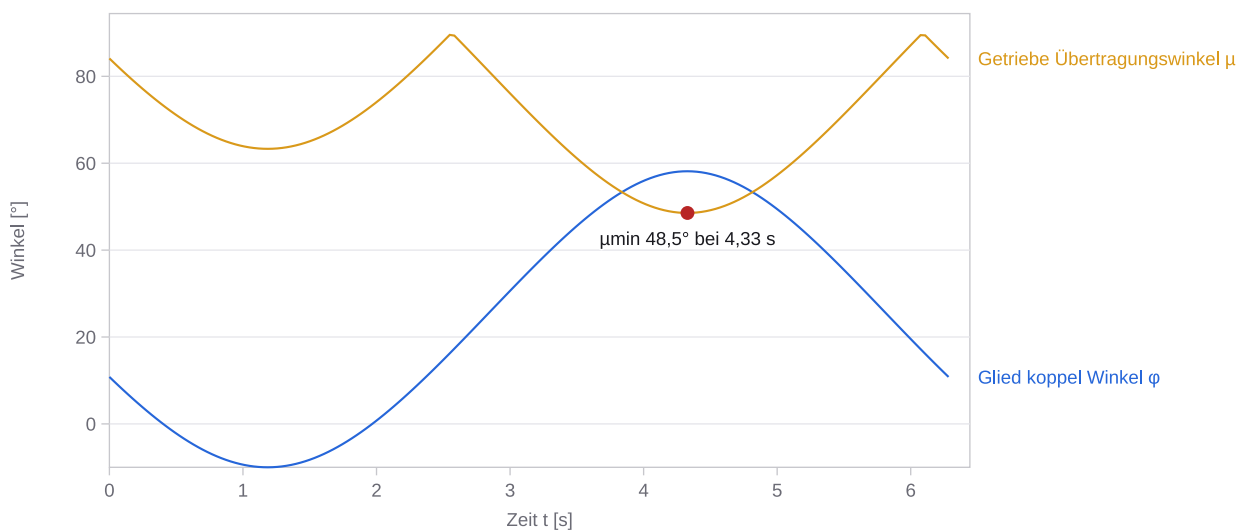
Kennwerte

Kleinsten Übertragungswinkel $\mu_{\min}$	48,5°
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	kein Viereck
Kürzestes Glied	kein Viereck
Grashof-Überschuss $(s + l) - (p + q)$	kein Viereck
Stellung von $\mu_{\min}$ (Antriebswinkel)	-73,2°
Umkehrlagen des Abtriebsglieds	2
Hub des Abtriebsglieds s_0	20,17 mm
Zeitverhältnis Hin- zu Rückgang	1,117
Kleinste Gütekennzahl	0,680

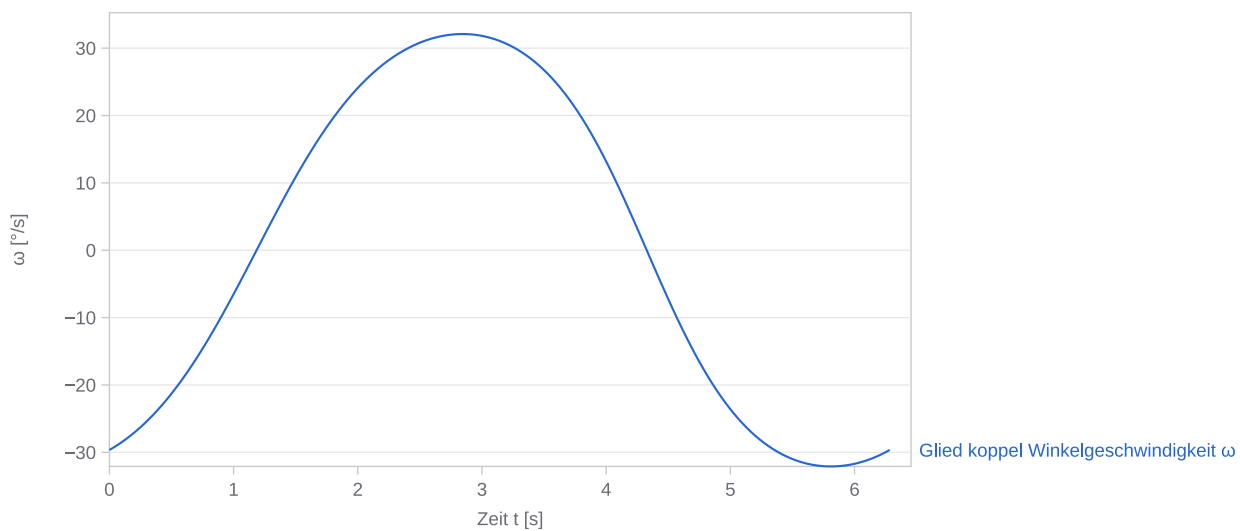
Antriebswinkel über der Zeit [°]



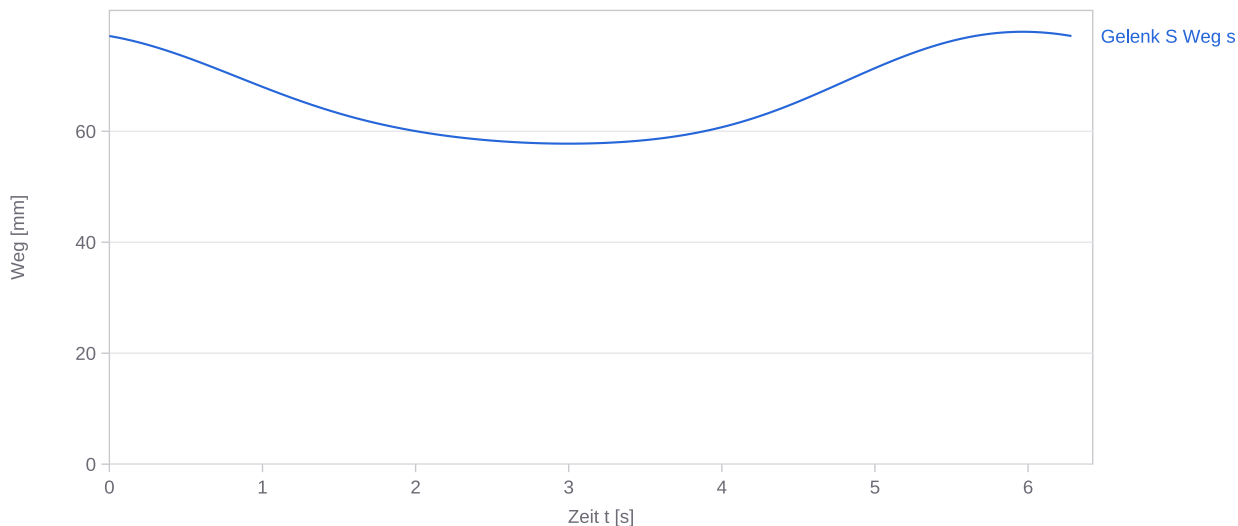
Winkel über der Zeit [°]



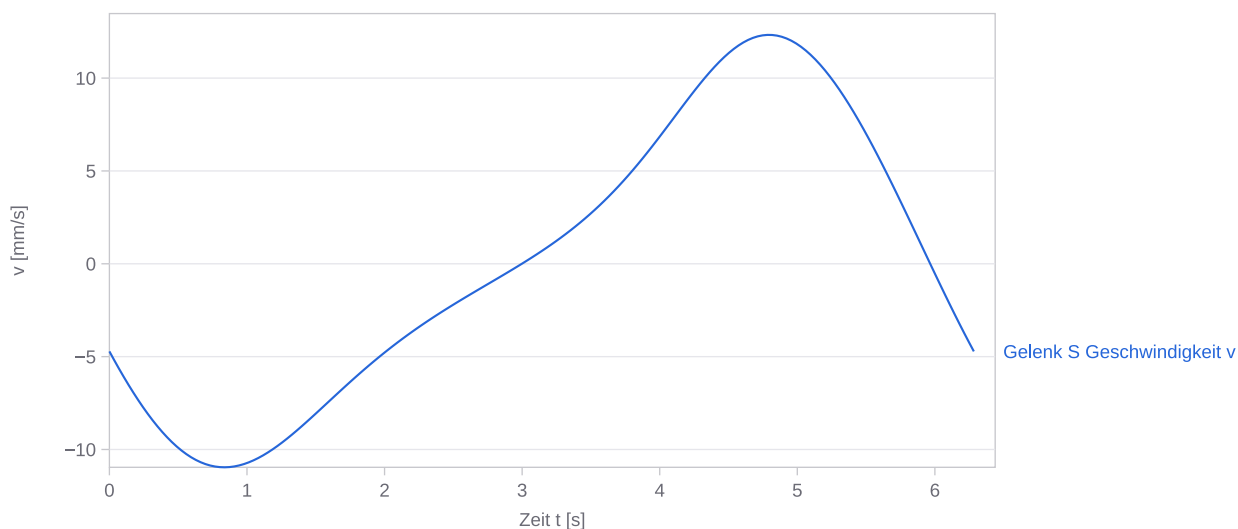
Winkelgeschwindigkeit über der Zeit [°/s]



Weg über der Zeit [mm]



Geschwindigkeit über der Zeit [mm/s]



Berechnungsgrundlage und Modellvorbehalte

Gerechnet wird die geschlossene Bindungsgleichung des ebenen Koppelgetriebes: Zu jedem Fortschritt τ 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 Gelenkkräfte 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 unterschreite 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 Kurvgelenk 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 AUS DEN VORGEGEBENEN LAGEN GERECHNET WURDE — Genauagensynthese nach Burmester: Gesucht sind Punkte a der bewegten Ebene, die in ALLEN vorgegebenen Lagen denselben Abstand von einem gestellfesten Punkt b halten; ein solches Paar ist ein Getriebeschenkel, und zwei Schenkel ergeben ein Viergelenk. Gerechnet wird die reelle Vektorform von Angeles/Bai, Gleichung (2): $b^T \cdot (E - Q_j) \cdot a + r_j^T \cdot Q_j \cdot a - r_j^T \cdot b + \frac{1}{2} \cdot r_j^T \cdot r_j = 0$, mit der Drehmatrix Q_j der j -ten Lage und ihrer Verschiebung r_j gegen die Bezugslage; das hochgestellte T bezeichnet die Transponierte, so wie der Unterstrich in diesem Dokument den Index bezeichnet. Sie entsteht durch Ausmultiplizieren und Halbieren der Forderung $\|(r_j - b) + Q_j \cdot a\|^2 = \|a - b\|^2$; alle vier Summanden sind Längen im Quadrat, und für die Bezugslage selbst ($Q = E, r = 0$) wird sie identisch null — deshalb liefert die erste Lage keine Bedingung, und es bleiben $m = \text{Lagenzahl} - 1$ Gleichungen. Die Gleichung ist BILINEAR in a und b , und daraus folgt der ganze Lösungscharakter: Bei ZWEI Lagen bleibt eine einzige Gleichung, und sie ist bei festem Kreispunkt die Mittelsenkrechte seiner beiden Lagen — jeder Punkt darauf ist ein zulässiger Mittelpunkt, die Lösungsmenge ist also dreiparametrig und es gibt keinen eindeutigen Sollwert; alle

Mittelsenkrechten laufen durch den Drehpol P_{12} , den Fixpunkt der Bewegung, und der Poldrehwinkel φ_{12} wird von ihm in zwei Hälften $\alpha_{12} = \varphi_{12}/2$ geteilt. Bei drei Lagen stehen zwei Gleichungen vier Unbekannten gegenüber, jeder Punkt der Ebene ist also Kreispunkt und der zugehörige Mittelpunkt folgt LINEAR; bei vier Lagen bleibt eine einparametrische Schar, deren Kreispunkte auf einer Kubik liegen — der Burmester-Kurve —; bei fünf Lagen gibt es null, zwei oder vier einzelne Punkte. Quelle des Rechenwegs: J. Angeles, S. Bai, „Some Special Cases of the Burmester Problem for Four and Five Poses“, DETC2005-84871, ASME IDETC 2005, Gl. (1a) und (2). Denselben Weg führen drei weitere, voneinander unabhängige Quellen: R. Braune, „Die klassische Genaulagen-Synthese von Getrieben mit Dreh- und Schubgelenken“, Getriebetechnik-Kolloquium Siegen 2007 (deutschsprachige Fassung, Abschnitte 2.2 und 2.3), die Standard-Dyadenform der Getriebelehre und Hartenberg/Denavit mit der geometrischen Konstruktion über Mittelsenkrechte. Historische Fundstelle ist Burmester, Lehrbuch der Kinematik, Erster Band, Leipzig 1888, neunter Abschnitt.

WIE DIE PROBE GEFÜHRT WIRD: Dass ein Kreispunkt in allen Lagen denselben Abstand hält, heißt NOCH NICHT, dass das gebaute Getriebe diese Lagen auch durchfährt — es heißt nur, dass es sie einnehmen KANN. Geprüft wird deshalb am gefahrenen Getriebe. Der Antriebswinkel jeder Lage wird nicht gesucht, sondern steht fest: Die Kurbel zeigt vom Mittelpunkt zu ihrem Kreispunkt, und wo der in der j-ten Lage sitzt, ist aus der Lagenvorgabe bekannt. Bei genau diesem Winkel wird die Bindungsgleichung gelöst, und zwar warm aus der nächstgelegenen Stellung des Laufs, der von der Ausgangslage kommt — der Warmstart ist die eigentliche Aussage: Er sagt, in welcher Montagelage das Getriebe dort steht, wenn man es von seiner Ausgangslage aus dorthin fährt. DIE AUSGANGSLAGE IST DIE ERSTE VORGEGEBENE LAGE, denn der Antriebsbereich eines aus Lagen gebauten Getriebes hängt an der Aufgabe und nicht am Schwenkbogen: Er läuft von der ersten vorgegebenen Lage über alle übrigen, und der Randstreifen von einem Prozent liegt AUSSERHALB dieser Spanne. Liegen die übrigen Lagen im Winkel unter der ersten, läuft er rückwärts — das ist keine Besonderheit des Rechenwegs, sondern die einzige Art, ein Getriebe in seiner ersten vorgegebenen Lage starten zu lassen. Gemessen wird an ZWEI mitbewegten Punkten, nämlich beiden Kreispunkten; zwei Punkte legen Ort und Verdrehung einer Ebene zusammen fest, ein einzelner ließe die Verdrehung ungeprüft. Die Spalte „Restabweichung“ nennt den größeren der beiden Abstände. Eine Lage gilt als angefahren, wenn er unter der ausgewiesenen Schranke liegt; die Schranke ist ein Millionstel des größeren aus Aufgabenmaßstab und längstem Glied — sie liegt damit rund tausendfach über der Rechengenauigkeit und tausendfach unter dem engsten gemessenen Fehlschlag. Die fünf Befunde der Spalte bedeuten Verschiedenes und verlangen verschiedene Antworten: „angefahren“ ist der Sollfall; „im Randstreifen“ heißt, die Lage wird eingenommen, liegt aber knapp außerhalb des ausgelieferten Antriebsbereichs — seit dieser an der Aufgabe hängt, tritt das nur noch auf, wenn höchstens EINE vorgegebene Lage im Schwenkbogen liegt und es folglich nichts zu verankern gibt; „andere Montagelage“ heißt, das Getriebe nimmt die Lage ein, käme aber nur durch Zerlegen und Umbauen dorthin; „nicht anfahrbar“ heißt, der Antrieb erreicht diesen Winkel gar nicht; „kein Zusammenbau“ heißt, die Kette schließt dort überhaupt nicht. Zusätzlich wird die REIHENFOLGE geprüft. Kommt der Antrieb ganz herum, wird sie zyklisch gelesen — ein voller Umlauf hat keinen Anfang, und die Folge 2, 3, 1 ist dieselbe Bewegung wie 1, 2, 3. Bei einem pendelnden Antrieb gilt das nicht: Er läuft von einer Grenzlage zur anderen, und dort ist der Anfang festgelegt.

WAS DIE PROBE NICHT SAGT: Sie prüft, DASS und in welcher REIHENFOLGE die Lagen durchfahren werden — nicht WANN. Eine Zeitvorgabe je Lage gibt es in dieser Aufgabe nicht; wer sie braucht, legt am Antrieb ein Bewegungsgesetz an und liest die Zeiten aus den Diagrammen ab. Vorgegeben ist außerdem die LAGE EINER EBENE und keine Bahn: Zwischen zwei vorgegebenen Lagen läuft die Koppel auf der Bahn, die die Kinematik ergibt, und über diese Zwischenbahn sagt die Synthese nichts — auch nicht darüber, ob sie kollisionsfrei ist. Zweig und Umlauf sind Eigenschaften des Getriebes ZUSAMMEN MIT der Wahl des Antriebs: Die Tafel gilt für den Antrieb am Lager A_0 , wie ihn dieses Getriebe führt; für den Antrieb am anderen Lager steht der Befund als eigene Zeile darüber. Ein Schenkel darf schließlich auch eine SCHUBFÜHRUNG sein — eine Lösung, deren Mittelpunkt im Unendlichen liegt und aus der zusammen mit einem Drehgelenk-Schenkel eine Schubkurbel wird. Sie wird mit derselben Probe geführt wie jede andere; die drei Fehlerarten heißen dort gleich, nur trennt die beiden Montagelagen nicht mehr eine Gerade durch zwei Gestellgelenke, sondern die Frage, ob der Schieber vor oder hinter dem Lotfußpunkt des Kurbelzapfens auf der Führung sitzt. Angetrieben wird immer der Drehgelenk-Schenkel: Ein Schieber dreht sich nicht und kann keinen Winkelantrieb tragen. ZWEI Schubführungen ergeben deshalb kein Getriebe dieses Werkzeugs — ihr Ellipsenlenker ist beweglich, hat aber kein drehendes Gestellglied.

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 entscheidet, 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.