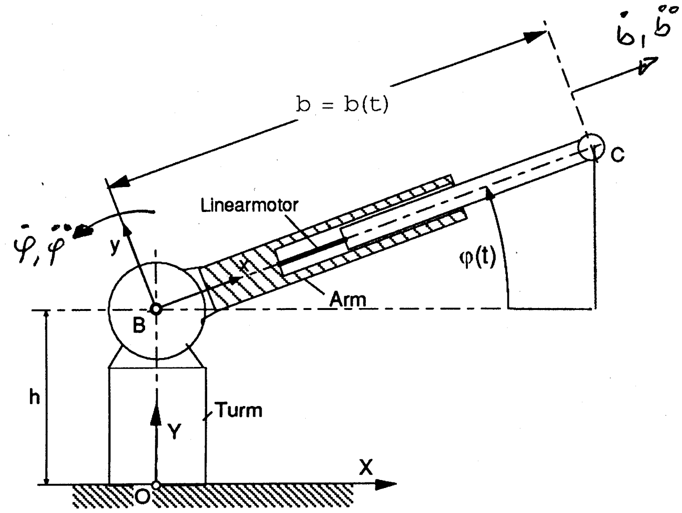
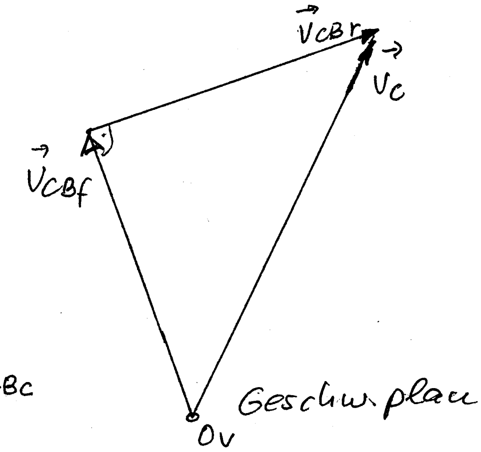
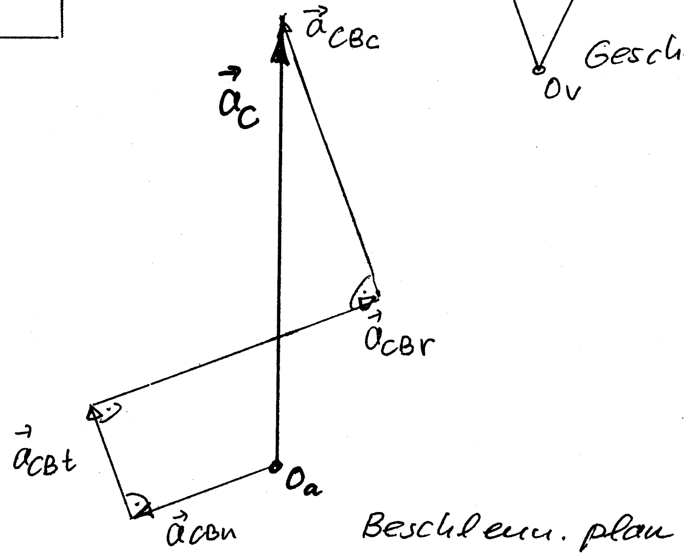
Lösungen der Aufgaben aus Kap. 3 (siehe auch Internet)

Aufgabe 3.1: Geben ist ein **Roboter mit ausfahrbarem Arm** (Glied 3), der in B drehbar bez. Turm (Glied 2) gelagert ist. Der Turm selbst kann sich nicht drehen.







Kinematischen Beziehungen der Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Punktes C.

Aus Lageplan, alle Vektoren in der Inertialbasis X,Y,Z:

Position: $$\vec{r}_C = \vec{\mathbf{e}}^T \mathbf{r}_C, \quad \mathbf{r}_C = \begin{pmatrix} r_{Cx} \\ r_{Cy} \\ r_{Cz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b\cos\varphi \\ h + b\sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix} = \underbrace{h\begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{r}_{B0}} + \underbrace{b\begin{pmatrix} \cos\varphi \\ \sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{r}_{CB}}$$

Geschwindigkeit: $$\vec{v}_C = \dot{\vec{r}}_C = \vec{\mathbf{e}}^T \mathbf{v}_C, \quad \mathbf{v}_C = \dot{\mathbf{r}}_C = \begin{pmatrix} v_{Cx} \\ v_{Cy} \\ v_{Cz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{b}\cos\varphi - b\sin\varphi\,\dot{\varphi} \\ \dot{b}\sin\varphi + b\cos\varphi\,\dot{\varphi} \\ 0 \end{pmatrix} = \underbrace{\dot{b}\begin{pmatrix} \cos\varphi \\ \sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{v}_{CBr}} + \underbrace{b\dot{\varphi}\begin{pmatrix} -\sin\varphi \\ \cos\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{v}_{CBf}}$$

Beschleunigung: $$\vec{a}_C = \dot{\vec{v}}_C = \vec{\mathbf{e}}^T \mathbf{a}_C, \quad \mathbf{a}_C = \dot{\mathbf{v}}_C = \begin{pmatrix} a_{Cx} \\ a_{Cy} \\ a_{Cz} \end{pmatrix} = \underbrace{\ddot{b}\begin{pmatrix} \cos\varphi \\ \sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{a}_{CBr}} + \underbrace{2\dot{b}\dot{\varphi}\begin{pmatrix} -\sin\varphi \\ \cos\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{a}_{CBc}} + \underbrace{b\ddot{\varphi}\begin{pmatrix} -\sin\varphi \\ \cos\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{a}_{CBt}} \underbrace{- b\dot{\varphi}^2\begin{pmatrix} \cos\varphi \\ \sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{a}_{CBn}}$$

wobei $\mathbf{v}_{CBr}$ ist die Relativgeschwindigkeit

$\mathbf{v}_{CBf}$ ist die Führgeschwindigkeit (infolge der Drehung)

$\mathbf{a}_{CBr}$ ist die Relativbeschleunigung

$\mathbf{a}_{CBc}$ ist die Coriolisbeschleunigung

$\mathbf{a}_{CBt}$ ist die Tangentialbeschleunigung

$\mathbf{a}_{CBn}$ ist die Normal- oder Zentripetalbeschleunigung (infolge der Drehung)

2. Absolute Geschwindigkeit und Beschleunigung von C im Geschwindigkeits- und Beschleunigungsplan. M_s = 1 cm / 1 cm, M_v = 1 cm / 10 cms^{-1}, M_a= 1 cm / 100 cms^{-2}, siehe oben.

Zahlenwerte:

$v_{CBr} = \dot{b} = 40$ cm/s -> Zeichenlänge $\hat{v}_{CBr}$ = 4 cm, II CB

$v_{CBf} = b\ \dot{\varphi} = 8$ cm 5 rad/s = 40 cm/s -> Zeichenlänge $\hat{v}_{CBf}$ = 4 cm, $\perp$ CB

Aus Geschwindigkeitsplan: $\hat{v}_C$ = 5.7 cm -> v_C = 57 cm/s

$a_{CBr} = \ddot{b} = 400$ cm/s^2 -> Zeichenlänge $\hat{a}_{CBr}$ = 4 cm, II CB

$a_{CBc} = 2\ \dot{b}\ \dot{\varphi} =$ 2 40 cm/s 5 rad/s = 400 cm/s^2 -> Zeichenlänge $\hat{a}_{CBc}$ = 4 cm, $\perp$ CB und $\vec{a}_c = 2\vec{\omega}\times\vec{v}_r$

$a_{CBt} = b\ \ddot{\varphi} = 8$ cm 20 rad/s^2 = 160 cm/s^2 -> Zeichenlänge $\hat{a}_{CBt}$ = 1.6 cm, $\perp$ CB

$a_{CBn} = b\ \dot{\varphi}^2 = 8$ cm 25 rad/s^2 = 200 cm/s^2 -> Zeichenlänge $\hat{a}_{CBn}$ = 2 cm, II CB

Aus Beschleunigungsplan: $\hat{a}_C$ = 6 cm -> a_C = 600 cm/s^2

3. Die minimale und maximale Koordinate in X des Greifers C, wenn dabei Y = 0, und wenn b_{min} = 5 cm und b_{max} = 9 cm.

$$r_{Cx} = \sqrt{b^2 - h^2} \quad \to \quad r_{Cx\_max} = 8.48\text{ cm}, \quad r_{Cx\_min} = 4\text{ cm}$$

$$\varphi = -\arcsin\frac{h}{b} \quad \to \quad \varphi_{max} = -19.47°, \quad \varphi_{min} = -36.87°$$

4. Punkt C fährt auf einer vertikalen Geraden am Ort X_H von Y = H_1 bis Y = H_2, wo $\Delta H = H_2 - H_1$, mit konstanter Geschwindigkeit v_H. Parameters τ, τ = 0, ...1, siehe Lageplan oben.

$$r_{Cx} = b\cos\varphi \qquad \equiv x_H \tag{1}$$

$$r_{Cy} = h + b\sin\varphi \qquad \equiv H_1 + \Delta H\tau \tag{2}$$

(1) in (2): $$h + \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi}x_H = H_1 + \Delta H\,\tau \quad \to \quad \varphi(\tau) = \arctan\frac{H_1 - h + \Delta H\tau}{x_H} \tag{3}$$

$(1)^2 + (2)^2$: $$b^2\cos^2\varphi + b^2\sin^2\varphi = (-h + H_1 + \Delta H\tau)^2 + x_H^2 \quad \to \quad b(\tau) = \sqrt{(H_1 - h + \Delta H\tau)^2 + x_H^2} \tag{4}$$

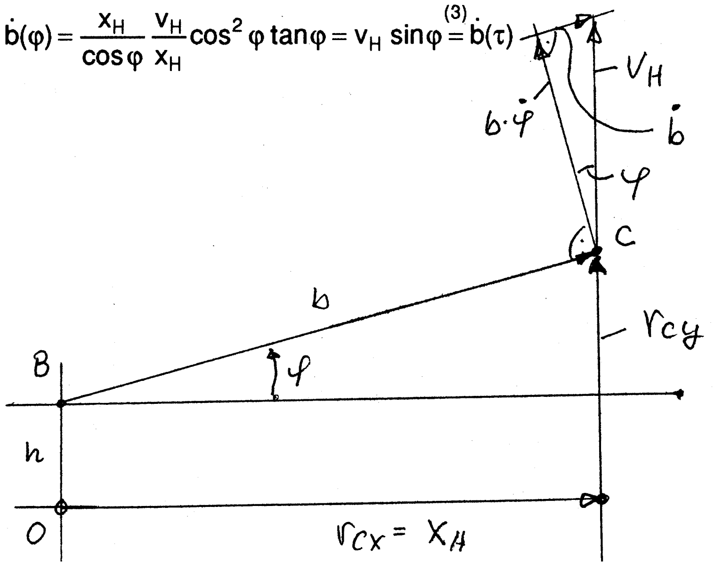
$$v_{Cx} = \dot{b}\cos\varphi - b\,\dot{\varphi}\,\sin\varphi \quad \equiv 0 \tag{5}$$

$$v_{Cy} = \dot{b}\sin\varphi + b\,\dot{\varphi}\,\cos\varphi \quad \equiv v_H \tag{6}$$

(5): $$\dot{b} = b\,\dot{\varphi}\,\tan\varphi \tag{7}$$

(7) in (6): $$v_{Cy} = b\,\dot{\varphi}\,\tan\varphi\,\sin\varphi + b\,\dot{\varphi}\,\cos\varphi = v_H \quad \to \quad \dot{\varphi}(\varphi) = \frac{v_H}{b(\tan\varphi\,\sin\varphi + \cos\varphi)} \overset{(1)}{=} \frac{v_H}{x_H}\cos^2\varphi \overset{(3)}{=} \dot{\varphi}(\tau) \tag{8}$$

(1)+(8) in (7): $$\dot{b}(\varphi) = \frac{x_H}{\cos\varphi}\frac{v_H}{x_H}\cos^2\varphi\,\tan\varphi = v_H\,\sin\varphi \overset{(3)}{=} \dot{b}(\tau)$$



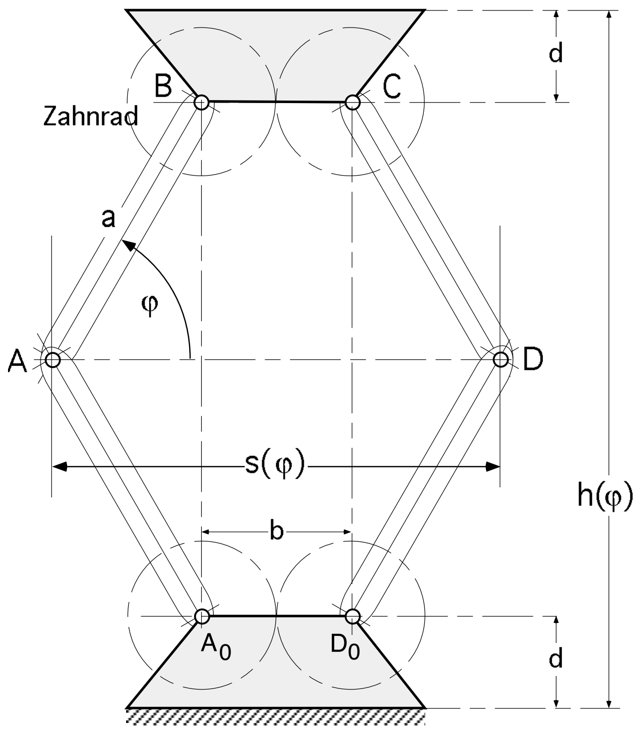
$\dot{b} = V_H \sin\varphi$

$b\dot{\varphi} = V_H \cos\varphi$

Aufgabe 3.2: Kinematik eines Hebemechanismus

Der Hebemechanismus besteht aus vier Lenkern der Laenge a, vier Zahnraeder mit Radius b/2, die an den Lenkern befestigt sind, und Lagerboecke mit je zwei Drehgelenken. Ein Lenker mit Zahnrad ist im Drehgelenk des Lagerbocks gelagert. In A und D sind je zwei Lenker drehbar gelagert. Der Abstand b ist so bemessen, daß je zwei Zahnraeder im Eingriff sind.

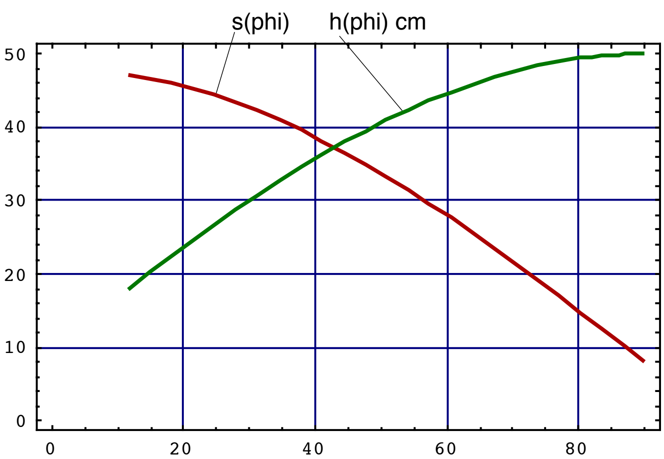
Daten: a = 20 cm, b = 8 cm, d = 5 cm.

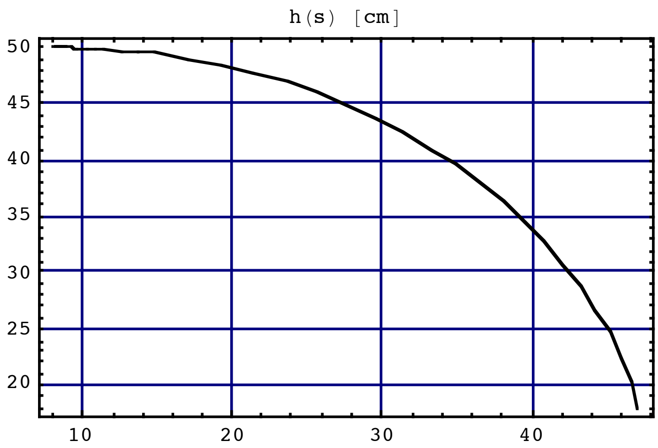


1. Laufgrad des Mechanismus
   b = 3, n = 6, g = 8, $\Sigma f_i = 6 \times 1 + 2 \times 2 = 10$ aus 6 mal D und 2 mal Wälzen der Zahnräder.
   $F = b(n-1-g) + \Sigma f_i = 3(6-1-8) + 10 = 1$
2. Uebertragungsfunktionen s(φ), h(φ) und h(s).
   $s(\varphi) = b + 2\,a\cos\varphi.$ (1)
   $h(\varphi) = 2\,d + 2\,a\sin\varphi$ (2)

$$\text{aus (1): } \cos\varphi = \frac{s-b}{2a},\quad \sin\varphi = \sqrt{1-\left(\frac{s-b}{2a}\right)^2} = \frac{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}}{2a},\quad \tan\varphi = \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi} = \frac{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}}{s-b} \qquad (3)$$

$$\text{(3) + (2): } h(s) = 2\,d + 2\,a\sqrt{1-\left(\frac{s-b}{2a}\right)^2} = 2d + \sqrt{4a^2-(s-b)^2}\,. \qquad (4)$$





3. Arbeitsbereich von h, wenn sich die Zahnraeder nicht durchdringen duerfen.
   $h_{unten} = 2\,d + b = 10 + 8 = 18$ cm., bei φ = 11.537 ° und s = 47.19 cm.
   $h_{oben} = 2\,d + 2\,a = 10 + 40 = 50$ cm, bei φ = 90 ° und s = 8 cm.
4. Uebertragungswinkel $\mu_B(\varphi)$ zwischen Lenker und Lagerbock.
   $\mu_B(\varphi) = \varphi$, $\mu_{B\text{-}min} = 11.5$ °, $\mu_{B\text{-}max} = 90$ °,
5. Uebertragungsfunktionen s´(φ), s´´(φ), h´(φ), h´´(φ), h´(s), h´´(s). Kettenregel anwenden!

$s'(\varphi) = s_\varphi(\varphi) = -\,2\,a\sin\varphi;$ $\qquad s''(\varphi) = s_{\varphi\varphi}(\varphi) = -\,2\,a\cos\varphi.$ (5)

$h'(\varphi) = h_\varphi(\varphi) = 2\,a\cos\varphi;$ $\qquad h''(\varphi) = h_{\varphi\varphi}(\varphi) = -\,2\,a\sin\varphi.$ (6)

$$h'(s) = h_s(\varphi) = \frac{\partial h}{\partial\varphi}\frac{\partial\varphi}{\partial s} = \frac{h'(\varphi)}{s'(\varphi)} \overset{(5)+(6)}{=} \frac{2a\cos\varphi}{-2a\sin\varphi} = -\frac{1}{\tan\varphi} = -\cot\varphi \overset{(3)}{=} -\frac{s-b}{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}} = h_s(s) \qquad (7)$$

$$h''(s) = h_{ss}(s) = \frac{\partial h'}{\partial s} = \frac{-1\sqrt{4a^2-(s-b)^2} + (s-b)\left(-2(s-b)\right)/\left(2\sqrt{4a^2-(s-b)^2}\right)}{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}^{\,2}} = -\frac{1}{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}} - \frac{(s-b)^2}{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}^{\,3}}$$

$$= \frac{-4a^2}{\sqrt{4a^2-(s-b)^2}^{\,3}}. \qquad (8)$$

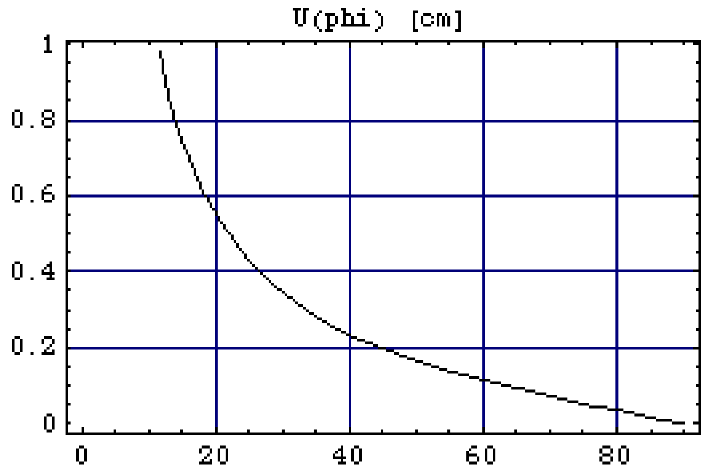
6. Bestimme die Übersetzung U zwischen v = dh/dt und n, mit Drehzahl der Spindel n = 10 U/s, Steigung p = 2 mm. Wenn eine positive Drehung (+n) eine positive Höhenverstellung (+v) bewirken soll, muss p = - 2 mm sein. Übersetzung U = v / n,

   Hubgeschwindigkeit $v = h_s(s)\, ds/dt$, wo $h_s(s)$ nach (7)

   Spindelgeschwindigkeit $ds/dt = -\frac{p}{2\pi}\,\omega_{Spindel} = -p\,n = -20$ mm/s $= -2$ cm/s (9)

   --> $U = -p\,h'(s) = p\cot(\varphi)$ (10)

Plot der Funktion U(cm/rad) über φ



7. Bestimme die Hubzeit T_{Hub} vom unteren Zustand zur obersten Lage.

   Hubgeschwindigkeit v = dh/dt -> dt = 1/v dh

$$T = \int_{t_u}^{t_o} dt = \int_{h_u}^{h_o} \frac{1}{v}\,dh = \int_{h_u}^{h_o} \frac{1}{U(\varphi)\,n}\,dh = \int_{\varphi_u}^{\varphi_o} \frac{1}{U(\varphi)\,n}\,h_\varphi(\varphi)\,d\varphi = \int_{\varphi_u}^{\varphi_o} \frac{2a\cos\varphi}{p\cot\varphi\, n}\,d\varphi = \frac{2a}{p\,n}\int_{\varphi_u}^{\varphi_o} \sin\varphi\, d\varphi \qquad (11)$$

   mit den Werten für φ_u und φ_o aus 3. folgt: T = 19.6 s.

   oder, weil |ds/dt| = konst. = 2 cm/s =>

$$T = \frac{s_{ges}}{ds/dt} = \frac{47.19-8}{2} = 19{,}6 \text{ s.}$$

8. Kinematik: $v = g_1(\varphi)\,\omega_{Spindel} = U/(2\pi)\;\omega_{Spindel} = p\cot(\varphi)/(2\pi)\,\omega_{Spindel}$ => $g_1(\varphi) = p\cot(\varphi)/(2\pi)$ (12)

   Statik: $-L = -1/g_1(\varphi)\,M_{Spindel}$ => $M_{Spindel} = g_1(\varphi)\,L = p\cot(\varphi)/(2\pi)\,L = 66.16$ Ncm bei L = 1200 N, φ = 30°

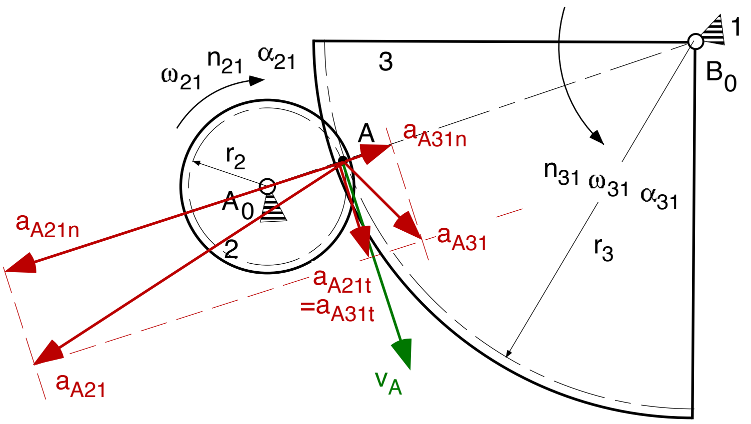
9. Kinematik: $v = g_2(\varphi)\,ds/dt = dh/ds\;ds/dt = -\cot(\varphi)\,ds/dt$ => $g_2(\varphi) = -\cot(\varphi)$ (13)

   Statik: $-L = -1/g_2(\varphi)\,-F_{Spindel}$ => $F_{Spindel} = -g_2(\varphi)\,L = \cot(\varphi)\,L = 2078.5$ N (Zugkraft)

   bei L = 1200 N, φ = 30°.

Aufgabe 3.3: Kinematik eines Rädergetriebes.

Geg.: n_{21} = 191 U/min, r_2 = 10 cm, r_3 = 100 cm, α_{21} = 100 rad/s^2.



1. Berechne ω_{21}, ω_{31}, n_{31}, Übersetzung i. Zeiche die Größen richtig ein.

   $\omega_{21} = 2\,\pi\,n / 60 = 2\,\pi$ 191 U/min / 60 s/min = 20 rad/s

   $\omega_{31} = \omega_{21}\, r_2 / r_3$ = 20 rad/s 10 / 100 = 2 rad/s

   Übersetzung nach DIN: $i = \omega_{21} / \omega_{31} = 20 / 2 = 10 = r_3 / r_2$. $\qquad i_{32} = \omega_{31} / \omega_{21} = 0.1$.

2. Geschwindigkeit des Kontaktpunktes A. Zeichne die Geschwindigkeit ein.

   $v_A = r_2\ \omega_{21}$ = 10 cm 20 rad/s = 200 cm/s = 2 m/s.

   v_A ist auch die Geschwindigkeit des Rades 3 in A: also $v_A = r_3\ \omega_{31}$ = 100 cm 2 rad/s = 200 cm/s = 2 m/s.

3. Beschleunigung des Punktes A auf Rad 2 und auf Rad 3. Größen bitte einzeichnen.

Für Rad 2:

$\vec{a}_{A21} = \vec{a}_{A21t} + \vec{a}_{A21n}$, also die Summe aus Tangentialbeschleunigung und Normalbeschleunigung

$a_{A21t} = r_2\ \alpha_{21}$ = 10 cm 100 rad/s^2 = 1000 cm/s^2 = 10 m/s^2, tangential an Kreisbahn in A.

$a_{A21n} = r_2\ \omega_{21}^2$ = 10 cm 400 rad/s^2 = 4000 cm/s^2 = 40 m/s^2, normal in A nach A_0 zeigend.

$a_{A21} = \sqrt{a_{A21t}^2 + a_{A21n}^2} = \sqrt{10^2 + 40^2}$ = 41.23 m/s^2

Für Rad 3:

$\vec{a}_{A31} = \vec{a}_{A31t} + \vec{a}_{A31n}$, also die Summe aus Tangentialbeschleunigung und Normalbeschleunigung

$\vec{a}_{A31t} = \vec{a}_{A21t}$, sowie $a_{A31t} = a_{A21t}$

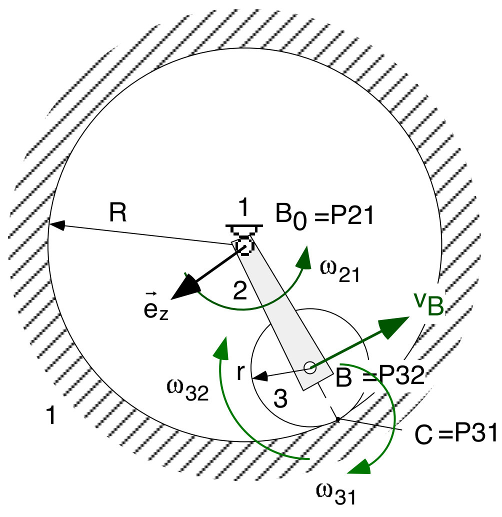
$a_{A31n} = r_3\ \omega_{31}^2$ = 100 cm 4 rad/s^2 = 400 cm/s^2 = 4 m/s^2, normal in A nach B_0 zeigend.

$a_{A31} = \sqrt{a_{A31t}^2 + a_{A31n}^2} = \sqrt{10^2 + 4^2}$ = 10.77 m/s^2

4. Bestimme α_{31}.

   $a_{A31t} = r_3\ \alpha_{31}$ = 1000 cm/s^2 --> α_{31} = 1000 cm/s^2 / 100 cm = 10 rad/s^2.

Aufgabe 3.4: Kinematik eines Planetengetriebes



Nebenstehendes Bild zeigt ein Planetengetriebe mit stehendem Hohlrad 1, dem Steg 2 (gelagert in B_0) und dem Planetenrad 3, (gelagert in B).

Das Planetenrad rollt im Hohlrad ab.

Gegeben sind: R, r, v_B.

Berechne analytisch:

a) Die Winkelgeschwindigkeit des Gliedes 2 bez. Gestell.

$\omega_{21} = v_B / (R - r)$

Zeichne ω_{21} sinnbildlich in Bild 4 ein.

b) Berechne die Winkelgeschw. ω_{31} des Planetenrades 3 bez. Gestell.

$\omega_{31} = v_B / r$, aber entegegengesetzt zu ω_{21}

Zeichne ω_{31} sinnbildlich in Bild 4 ein, wo Pol P_{31} = C

c) Berechne die Winkelgeschw. ω_{32} des Planetenrades 3 bez. Glied 2. **Achtung**: Vektorgleichung!

$$\vec{\omega}_{32} = \vec{\omega}_{31} - \vec{\omega}_{21} = \vec{e}_z\,(\omega_{31} - \omega_{21}) = \vec{e}_z\,(-\frac{v_B}{r} - \frac{v_B}{R-r}) \;\rightarrow\; \omega_{32} = -\frac{R}{r\,(R-r)} v_B$$

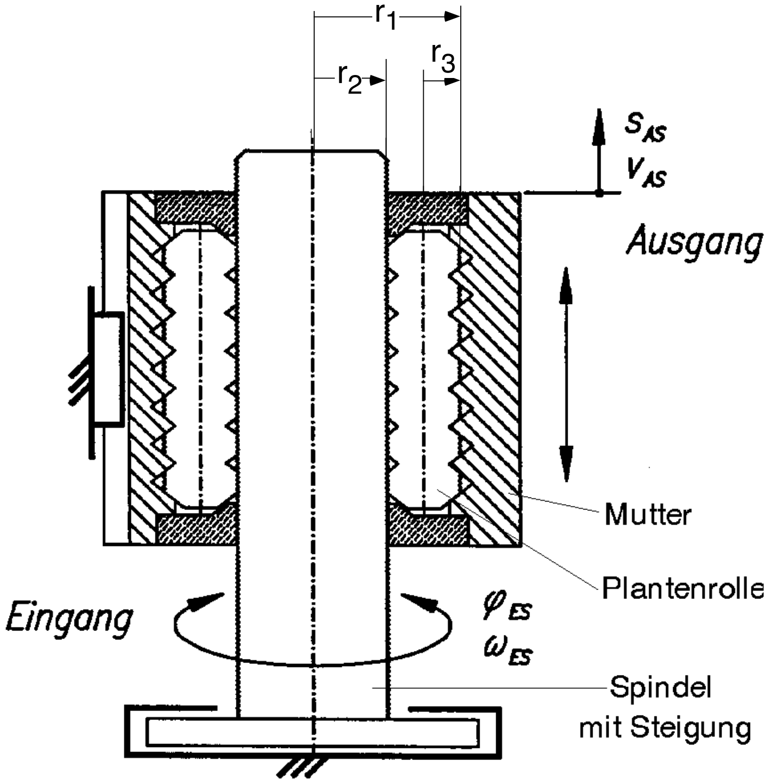
Zeichne ω_{32} sinnbildlich in Bild 4 ein, wo Pol P_{32} = B

d) Gebe die Übersetzung i_{32} an, wenn R = 10 cm, r = 4 cm.

$$i_{32} = \frac{\omega_{31}}{\omega_{21}} = \frac{-\frac{v_B}{r}}{\frac{v_B}{R-r}} = -\frac{R-r}{r} = 1 - \frac{R}{r} = 1 - 2.5 = -1.5:$$

Das ist eine Übersetzung in das Schnelle. Vorzeichen deutet die Umkehrung an!

Aufgabe 3.5: Bestimme die effektive Steigung der DLR-Rollenspindel



mit

$r_1 = 8$ mm,

$r_2 = 4$ mm,

$r_3 = 2$ mm,

$\omega_1 = 1$ rad/s $= \omega_{ES}$,

$h_{Spindel} = 0.3$ mm Steigung,

$M_\omega = 5$ cm / 1 rad s^{-1},

$M_S = 1$cm / 1 mm

Zeichne einen Winkelgeschwindigkeitsplan

Lösg: ($\omega_{ES} = \omega_{21}$!

C = Momentanpol von Glied 3.

$$v_A = 2\,r_3\,\omega_{31} = r_2\,\omega_{21} \qquad (1)$$

$$v_B = (r_2 + r_3)\,\omega_{41} = r_3\,\omega_{31} \qquad (2)$$

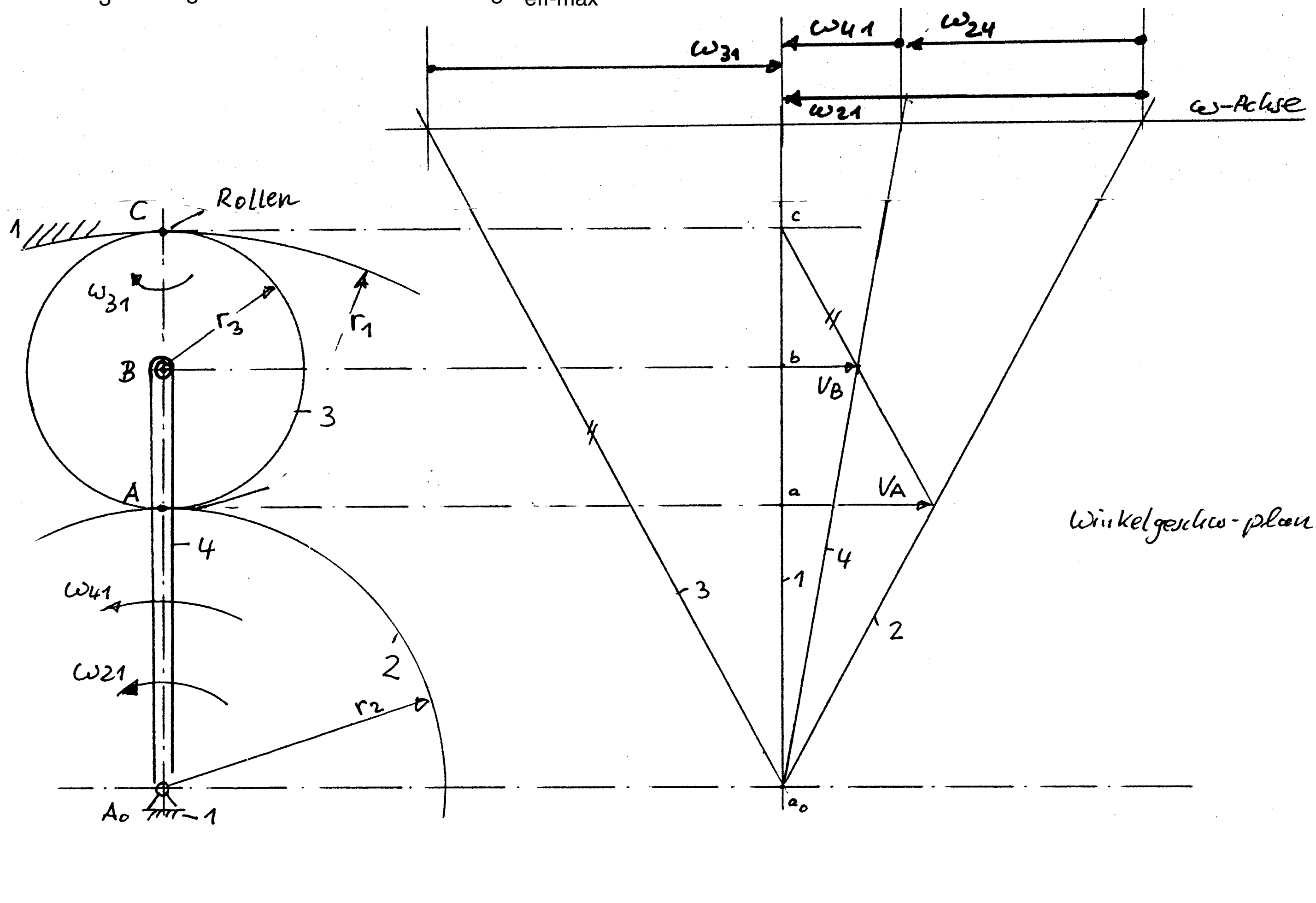
$$v_{As} = h_{eff}\frac{\omega_{21}}{2\pi} = h\frac{\omega_{21}-\omega_{41}}{2\pi} = h\left(1-\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}}\right)\frac{\omega_{21}}{2\pi}$$

$$\text{-->}\quad h_{eff} = h\left(1-\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}}\right) \qquad (3)$$

aus (1): $\omega_{31} = \dfrac{r_2}{2\,r_3}\omega_{21}$, aus (2): $\omega_{41} = \dfrac{r_3}{(r_2+r_3)}\omega_{31} = \dfrac{r_3}{(r_2+r_3)}\dfrac{r_2}{2\,r_3}\omega_{21} = \dfrac{r_2}{2\,(r_2+r_3)}\omega_{21}$ (4)

(4) in (3): $h_{eff} = h\left(1-\dfrac{r_2}{2\,(r_2+r_3)}\right) = 0.3\left(1-\dfrac{1}{3}\right) = 0.2$ mm.

Für $r_3 = 0$ folgt die maximale Übersetzung $h_{eff\text{-}max} = 1/2\ h$.

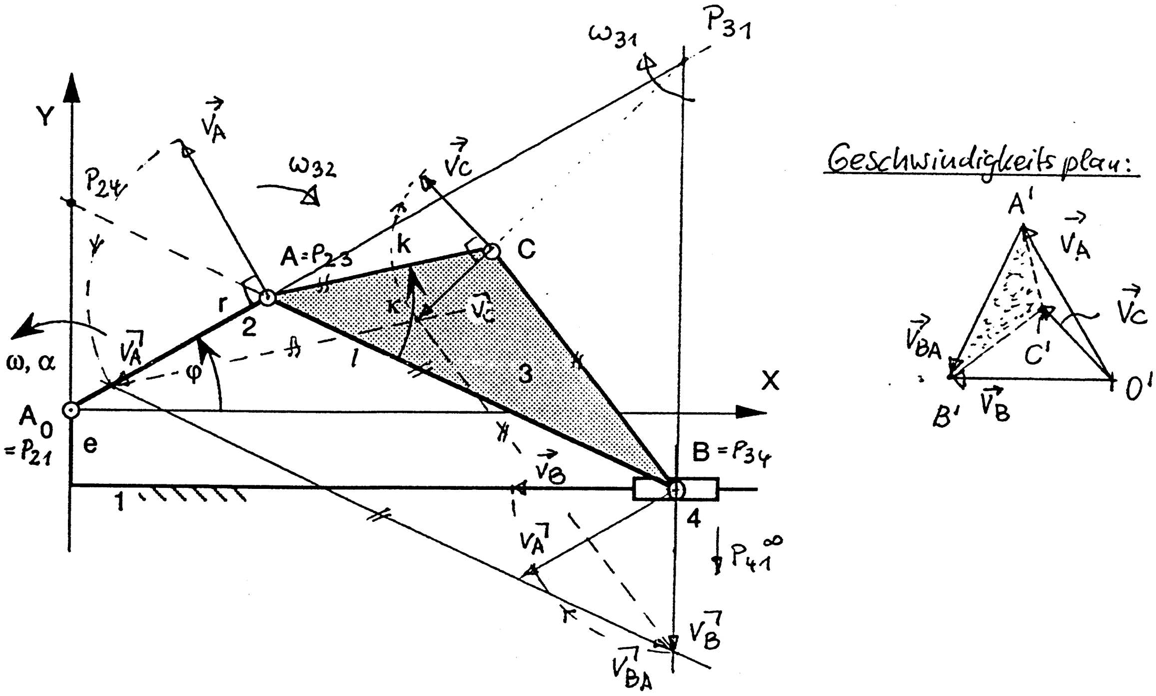


Aufgabe 3.11: Graphische Lösung eines **exzentrischen Schubkurbelgetriebes**

Geg.: Schubkurbel mit Längen r = 30 cm, l = 60 cm, e = 10 cm, k = 30 cm, Winkel $\varphi = 30°$, $\kappa = 38°$

Winkelgeschwindigkeit $\omega = 4$ rad/s, Winkelbeschleunigung $\alpha = 20\,\text{rad/s}^2$,

Maßstäbe $M_S = 1$ mm / 1 cm, $M_V = 20$ mm / 1 ms^{-1}



1. 1. Lage aller Geschwindigkeitspole des Getriebes

   $P_{12} = A_0$, $P_{23} = A$, $P_{34} = B$, $P_{41}^\infty \perp$ Schubrichtung, P_{31} aus $(P_{21}P_{23})$ & $(P_{41}^\infty P_{34})$,

   P_{24} aus $(P_{23}P_{34})$ & $(P_{41}^\infty P_{24})$

2. Geschwindigkeit der Punkte A , B und C, Geschwindigkeitsplan

   a) $\vec{v}_A$ ist Geschwindigkeit des Glieder 2 und des Gliedes 3 im Punkt A gegenüber Gestell 1

   $v_A = r\,\omega = 0.3 \cdot 4 = 1.2$ m/s, $\hat{v}_A = v_A M_V = 1.2 \cdot 20 = 24$ mm, $\vec{v}_A \perp AA_0$

   b) $\vec{v}_B$ ist Geschwindigkeit des Glieder 3 und des Gliedes 4 im Punkt B gegenüber Gestell 1,

   $\vec{v}_B$ II Schubrichtung,

   $\overline{v}_B$ aus II zu AB in $\overline{v}_A$ mit Schnitt des Lotes auf Schubrichtung in B, zurückdrehen ergibt $\vec{v}_B$,

   $\hat{v}_B = 21.5$ mm --> $\underline{\underline{v_B = \hat{v}_B / M_V = 21.5 / 20 = 1.07 \text{ m/s}}}$

   c) $\vec{v}_C \perp CP_{31}$, $\overline{v}_C$ aus II zu AC in $\overline{v}_A$ und II zu BC in $\overline{v}_B$, zurückdrehen ergibt $\vec{v}_C$,

   $\hat{v}_C = 13.5$ mm --> $\underline{\underline{v_C = 13.5 / 20 = 0.67 \text{ m/s}}}$

   d) Geschwindigkeitsplan: $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$,

   Relativgeschwindigkeit $\vec{v}_{BA} \perp AB$, $\hat{v}_{BA} = 23$ mm --> $\underline{\underline{v_{BA} = 23/ 20 = 1.15 \text{ m/s}}}$,

   Geschwindigkeitsplan $\Delta ABC \sim \Delta A'B'C'$

   e) Vgl. Ergebnisse aus Aufgabe 5.1: $v_A = 120$ cm/s, $v_B = 107{,}6$ cm/s, $v_C = 67.28$ cm/s

3. Winkelgeschwindigkeit ω_{31} und ω_{32}

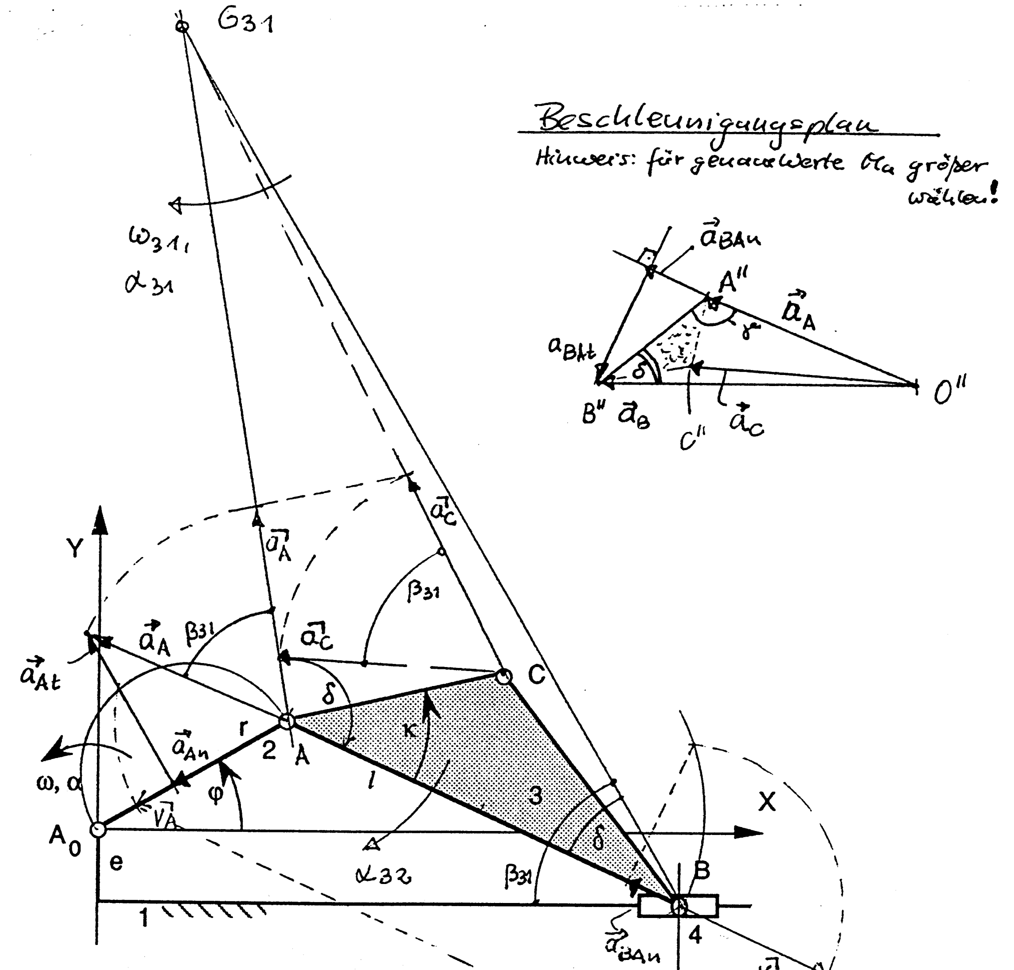
   a) $\omega_{31} = v_A / AP_{31} = 1.2$ ms^{-1} / 0.63 m = $\underline{\underline{1.90 \text{ rad/s}}}$ $\underline{\underline{\text{Drehsinn } (\omega_{31}) = - \text{ Drehsinn } (\omega_{21})}}$

   oder: $\omega_{31} = v_B / BP_{31} = 1{,}07$ ms^{-1} / 0,565 m = 1.89 rad/s = v_C / CP_{31}

   b) Vgl. Ergebnisse aus Aufgabe 5.1: $\omega_{41} = \omega_{43} + \omega_{31} = 0$, --> $\omega_{31} = -\omega_{43} = \omega_{34} = \dot{\gamma} = 1.905$ rad/s

   c) Bilanz mit Drehsinn $(+\omega_{21})$

   $\omega_{31} = \omega_{32} + \omega_{21}$, --> $\omega_{32} = \omega_{31} - \omega_{21} = -1.9 - 4 = \underline{\underline{-5.9 \text{ rad/s}}}$ $\underline{\underline{\text{D.S.} (\omega_{32}) = - \text{ D.S.} (\omega_{21})}}$



4. Beschleunigung der Punkte A und B

a) Maßstab $M_a = \dfrac{M_v^2}{M_s} = \dfrac{20^2\,mm^2\,1m}{(1ms^{-1})^2\,100mm} = \dfrac{4mm}{1ms^{-2}}$

b) $\vec a_{An}$ aus Kathetensatz: $\hat a_{An}$ = 19 mm –> $a_{An} = \hat a_{An} / M_a = 19 / 4 = 4.75\ ms^{-2}$
(rechnerisch: $a_{An} = r\,\omega^2 = 0.3\ 4^2 = 4.8\ ms^{-2}$)

c) $\vec a_{At} \perp A_0A$: $a_{At} = r\,\alpha = 0.3\ 20 = 6\ ms^{-2}$ –> $\hat a_{At}$ = 24 mm, $\vec a_{At}$ antragen

e) $\vec a_A$ aus Vektorsumme: –> $\hat a_A$ = 31 mm, –> $a_A = 7.75\ ms^{-2}$, (rechnerisch: $a_A = 7.68\ ms^{-2}$)

f) $\vec a_B \parallel$ Schubrichtung: $\vec a_{Bn} = 0$ –> $\vec a_B = \vec a_{Bt}$ –> Vektorgleichung: $\vec a_B = \vec a_A + \vec a_{BAn} + \vec a_{BAt}$,

$\vec a_{BAn}$ aus Kathetensatz mit v_{BA}: $\hat a_{BAn}$ = 9 mm, –> $a_{BAn} = 2.2\ ms^{-2}$

$\vec a_{BAt} \perp AB$, $\hat a_{BAt}$ aus Beschleunigungsplan –> $\hat a_{BAt}$ = 17 mm, –> $a_{BAt} = 4.2\ ms^{-2}$

$\vec a_B$ aus Beschleunigungsplan –> $\hat a_B$ = 43 mm, –> $a_B = 10.8\ ms^{-2}$; vgl. A5.1: $a_B = -\ddot s = 1083\ cms^{-2}$

5. Bestimme den Beschleunigungspol G_{31} und damit die Beschleunigung von C

a) aus Beschleunigungsplan: $\Delta A''B''O'' \sim \Delta ABG_{31}$: Übertage Δ mit Winkel $\gamma = 122.5°$, $\delta = 36°$ –> G_{31}

b) $\vec a_A$ zerlegt an AG_{31} liefert Beschleunigungswinkel $\beta_{31} = 60°$.

c) $\vec a_C$ aus: $\vec a_A$ um $\angle\beta_{31}$ in $\bar a_B$ drehen, II zu AC schneidet auf CG_{31} $\bar a_C$, zurückdrehen um $\angle\beta_{31}$ -> $\vec a_C$
$\hat a_C$ = 31 mm, –> $a_C = 7.8\ ms^{-2}$; vgl. A5.1: $a_C = 776.5\ cms^{-2}$

6. $\vec a_C$ im Beschleunigungsplan eintragen: $\Delta ABC \sim \Delta A''B''C''$

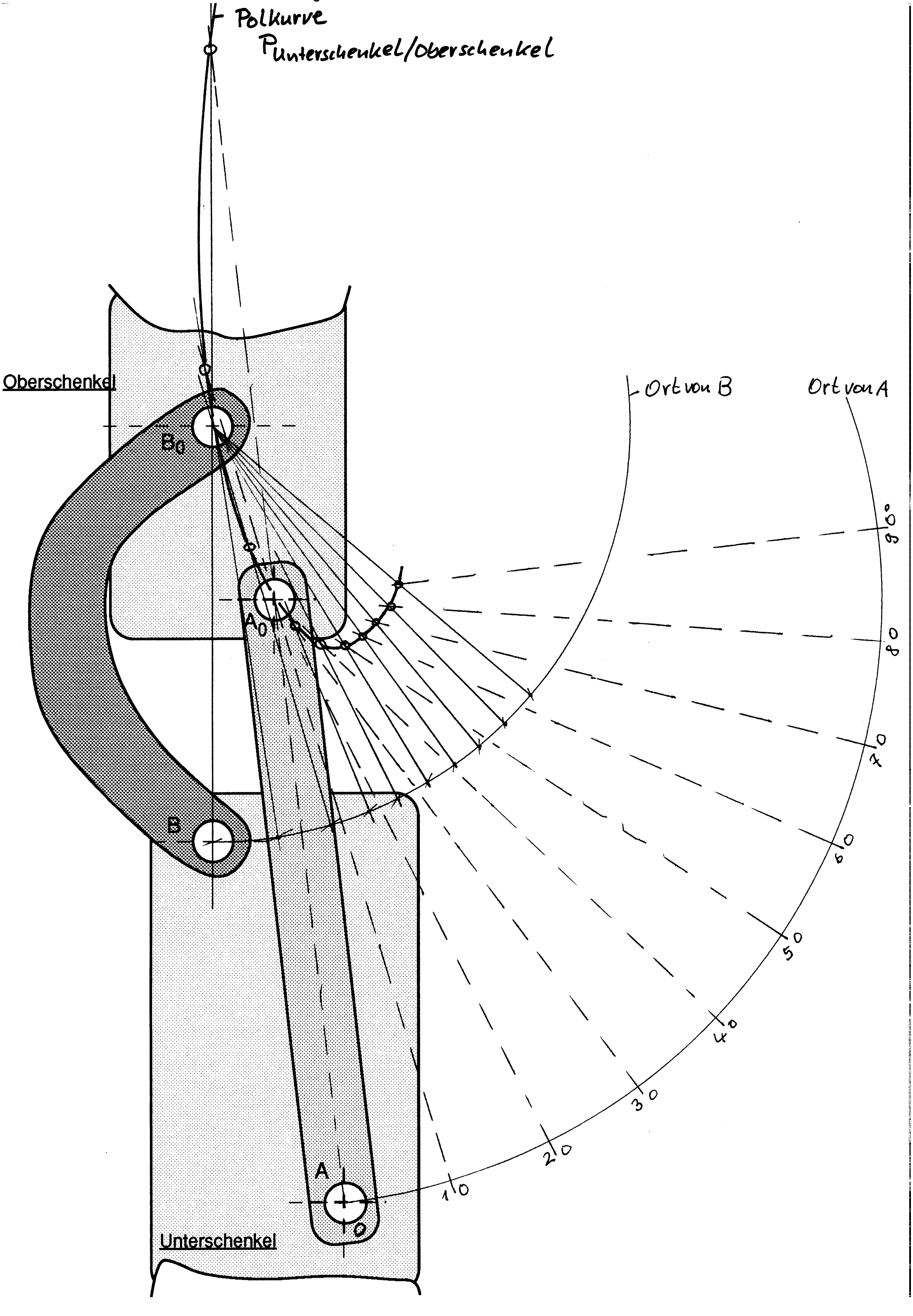
7. a) $\alpha_{31} = a_{AGt} / AG_{31} = a_A \sin\beta_{31} / AG_{31} = 770{\cdot}0.875 / 0.98 = 6.87$ rad/s, D.S. $(\alpha_{31}) = -$ D.S. (ω_{21})
oder: $\alpha_{31} = a_{BAt} / l = 4.2 / 0.6 = 7$ rad/s.

b) vgl. Aufgabe 5.1: $\alpha_{41} = \alpha_{43} + \alpha_{31} = 0$, --> $\alpha_{31} = -\alpha_{43} = \alpha_{34} = \ddot\gamma = 6.79\ rad/s^{-}$

c) Bilanz: $\alpha_{31} = \alpha_{32} + \alpha_{21}$, --> $\alpha_{32} = \alpha_{31} - \alpha_{21} = -6.9 - 20 = -26.9$ rad/s D.S. $(\alpha_{32}) = -$ D.S. (ω_{21})

8. Kinematik: $v_B = 1.07\ m/s = 1.07 / 4\ \omega = g_1\,\omega$: => $g_1 = 0.2675$ m/rad;
Statik: $-F_4 = -1/g_1\ M_2$ => $M_2 = g_1\,F_4 = 0.2675\ m/rad\ 3000\ N = 802\ Nm$

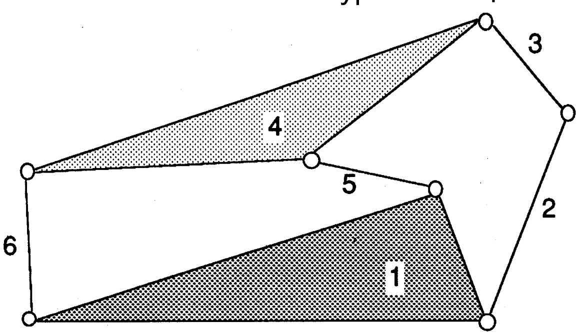
Aufgabe 3.12: Bestimme die Polkurve (Momentanpol) bei Bewegungen des Unterschenkels gegenüber dem Oberschenkel, wenn die Schwinge AA_0 eine Drehung von 90 ° in Schritten von 10 ° ausführt.



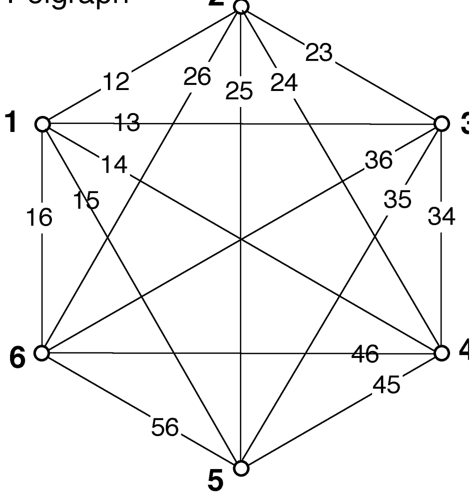
Aufgabe 3.13: Das abgebildete **6-gliedrige ebene Getriebe** ist kinematisch zu untersuchen.
Der Antrieb erfolgt am Glied A_0A mit Winkelgeschwindigkeit ω_{21}. Die Analyse ist für die gezeichnete Lage durchzuführen.

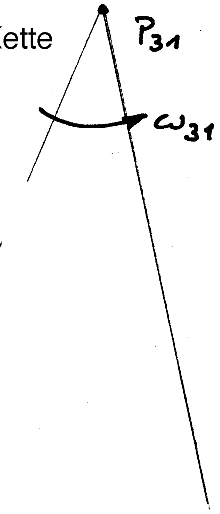
Geg.: Längen A_0A = 3 cm, C_0C = 4.3 cm, D_0D = 3.7 cm, AB = 6 cm, CD = 5.8 cm, BD = 8.2 cm,
Winkelgeschwindigkeit ω_{21} = 0.9 rad/s, Maßstäbe M_s = 0 mm / 1 cm = 100 mm / 1 m, M_v = 20 mm / 1 cms^{-1}

1. Kinematische Kette und Typ: --> Stephensonsche Kette

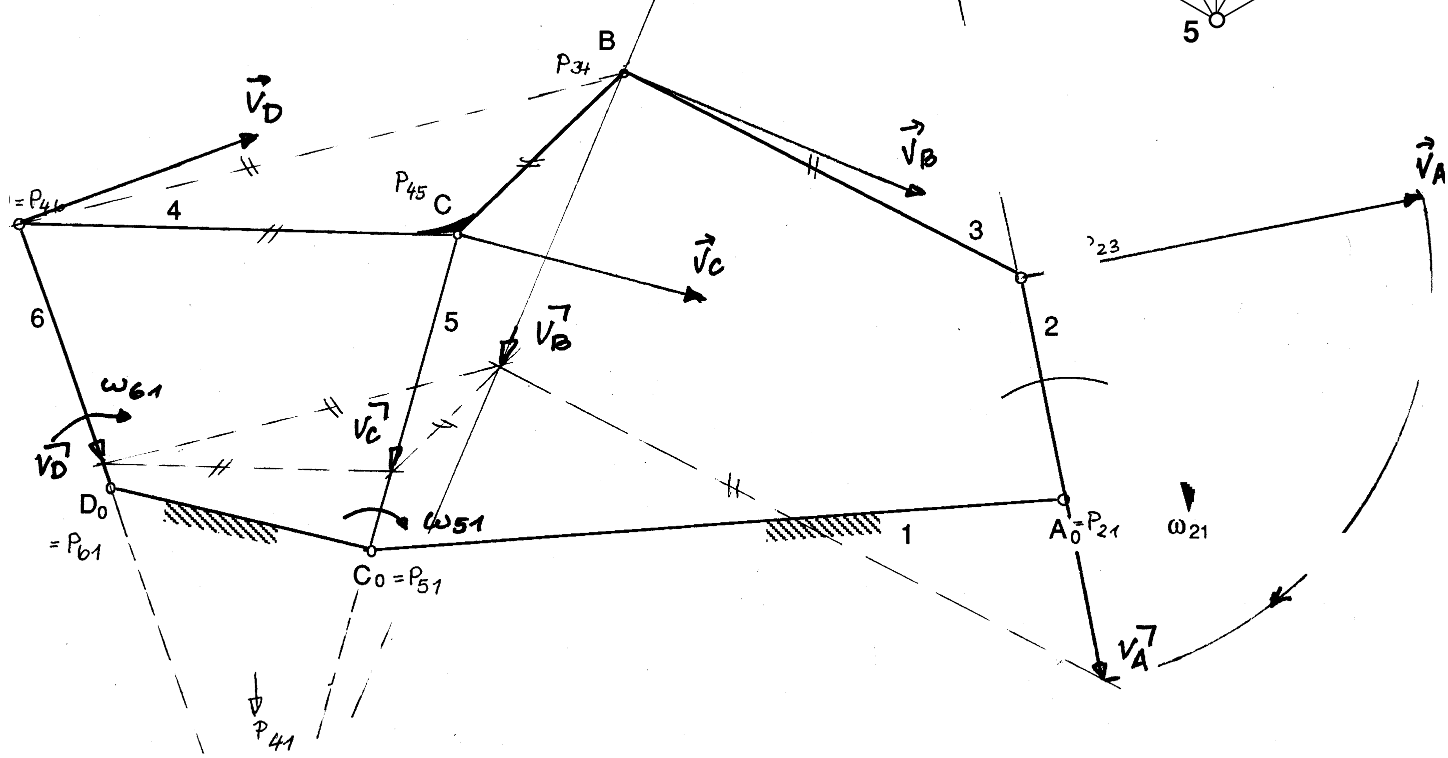


Polgraph





2. **Laufgrad:** n = 6, g = 7, Σf_i = 7 · 1 = 7
$F = 3(n - g - 1) + \Sigma f_i = 3(6 - 7 - 1) - 7 = \underline{\underline{1}}.$



Alle Drehpole und die Momentanpole P_{31} und P_{41}

$P_{12} = A_0$, $P_{23} = A$, $P_{34} = B$, $P_{51} = C_0$, $P_{61} = D_0$, $P_{45} = C$, $P_{46} = D$,

P_{41} aus $(P_{45}P_{51})$ & $(P_{46}{}^{\infty}P_{61})$, P_{31} aus $(P_{21}P_{23})$ & $(P_{41}P_{34})$

4. Geschwindigkeiten von A, B, C, D
   a) $\vec{v}_A \perp A_0A$, $v_A = (AA_0)\,\omega_{21}$ = 3 cm · 0.9 s^{-1} = 2.7 cm/s; mit M_v = 20 mm / 1 cms^{-1}: --> $\hat{v}_A$ = 54 mm
   b) $\vec{v}_B \perp P_{31}B$ & $\perp P_{41}B$, $\vec{v}_B$ aus II zu —A—B durch $\vec{v}_A$; --> $\hat{v}_B$ = 42 mm ; v_B = 2.1 cm/s
   c) $\vec{v}_C \perp P_{41}C$, $\vec{v}_C$ aus II zu —B—C durch $\vec{v}_B$; --> $\hat{v}_C$ = 33 mm ; v_C = 1.65 cm/s
   d) $\vec{v}_D \perp P_{41}D$, $\vec{v}_D$ aus II zu —B—D durch $\vec{v}_B$; --> $\hat{v}_D$ = 34 mm ; v_D = 1.7 cm/s

5. Absolute Winkelgeschwindigkeiten
   $\omega_{51} = v_C / CC_0$ = 1.65 / 4.3 = 0.38 rad/s
   $\omega_{61} = v_6 / DD_0$ = 1.7 / 3.7 = 0.46 rad/s

6. Übersetzungsverhältnisse
   $i_{52} = \omega_{51} / \omega_{21}$ = 0.38 / 0.9 = 0.42
   $i_{62} = \omega_{61} / \omega_{21}$ = 0.46 / 0.9 = 0.51

Aufgabe 3.14: Der **7-Körper-Mechanismus** aus SCHIEHLEN, 1990 (ebenes Getriebe) ist in der gezeichneten Stellung kinematisch zu untersuchen:

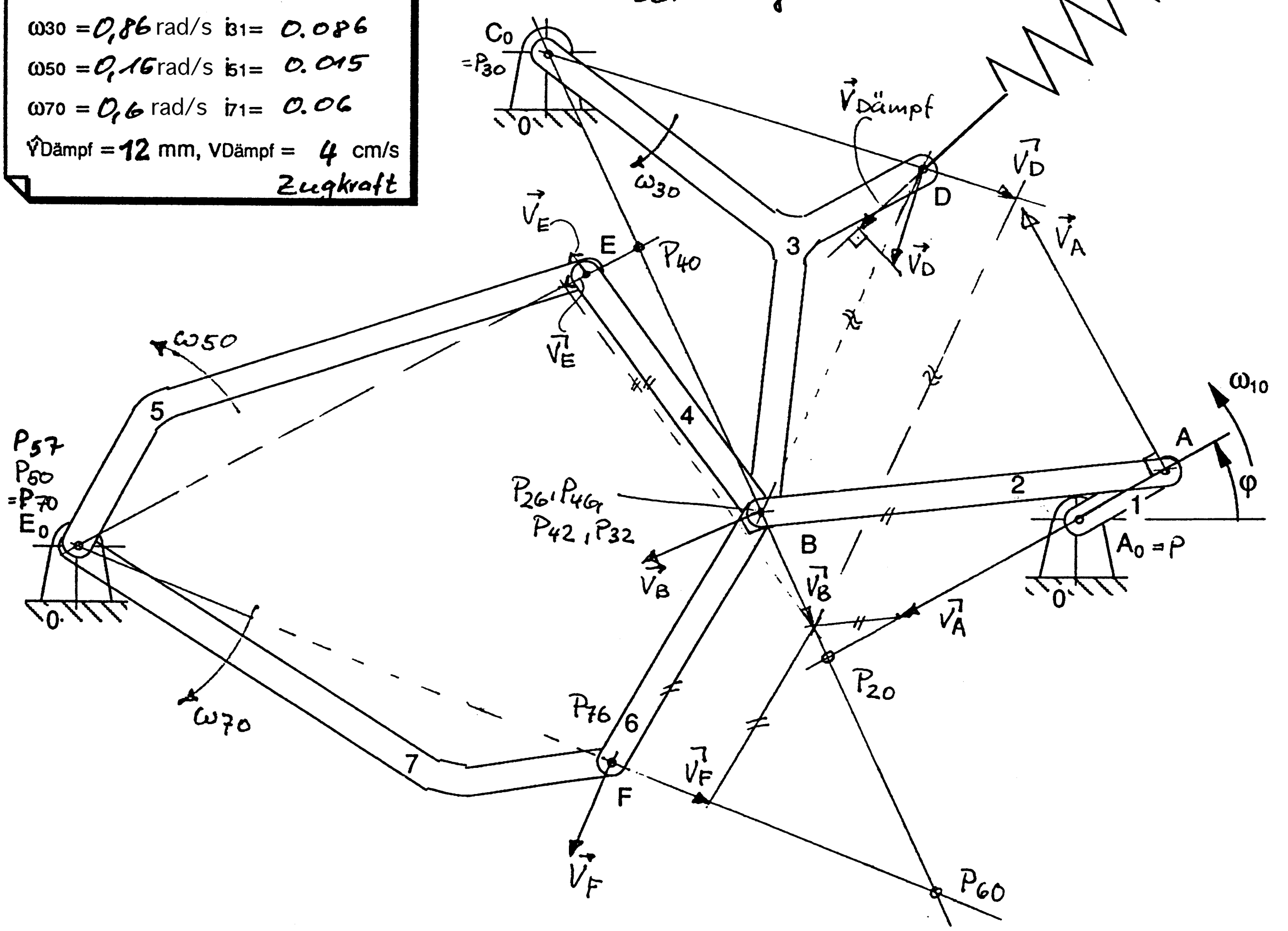
1. Zeichne die kinematische Kette
2. Berechne den Laufgrad der Kette
3. Bestimme die Geschwindigkeit von A, E und F, wenn die Antriebswinkelgeschwindigkeit ω_{10} = 10 rad/s = konst. und ein Kurbelradius r von 1,4 cm vorliegt.
   Verwende die Maßstäbe M_S = 1 cm / 1 cm, M_V = 3 mm / 1 cms^{-1}.
4. Ermittle die Drehpole und Momentanpole der Glieder 2, 3, 4 ,5 und 6 gegenüber Gestell 0.
5. Bestimme das Übersetzungsverhältnis der Abtriebsschwingen 3, 5 und 7 bez. Antriebskurbel 1, genannt i_{31}, i_{51} und i_{71}.
   Zeichne die Richtungen der Winkelgeschwindigkeiten ω_{30}, ω_{50} und ω_{70} in den Lageplan ein.
6. Parallel zur Feder in D soll noch ein Dämpfer angebracht werden. Bestimme die Geschwindigkeit $v_{Dämpf}$ in D in Dämpferrichtung, die zur Berechnung der Dämpferkraft benötigt wird.
   Ergibt sich aus der Geschwindigkeit eine Dämpfer-Zugkraft oder eine Dämpfer-Druckkraft?
7. Siehe Rückseite!

$\hat{v}_A$ = 42 mm, v_A = 14 cm/s	
$\hat{v}_B$ = 18 mm, v_B = 6 cm/s	
$\hat{v}_E$ = 3,5 mm, v_E = 1.2 cm/s	
$\hat{v}_F$ = 14.5 mm, v_F = 4.8 cm/s	
ω_{30} = 0,86 rad/s	i_{31} = 0.086
ω_{50} = 0,16 rad/s	i_{51} = 0.015
ω_{70} = 0,6 rad/s	i_{71} = 0.06
$\hat{v}_{Dämpf}$ = 12 mm, $v_{Dämpf}$ = 4 cm/s	Zugkraft

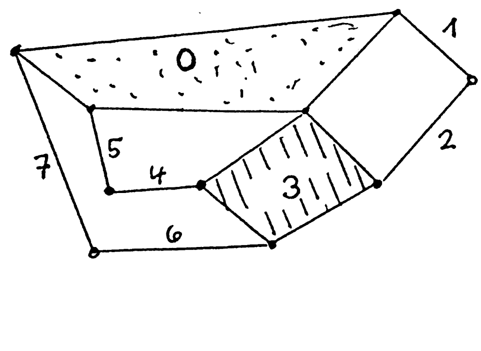
$$\omega_{30} = \frac{v_B}{C_0B} = \frac{6}{7} = 0{,}86 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{50} = \frac{v_E}{E_0E} = \frac{1.2}{8} = 0{,}15 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{70} = \frac{v_F}{E_0F} = \frac{4.8}{8} = 0{,}6 \text{ rad/s}$$



1. Kette



2. Laufgrad: $n = 8$, $g = 10$; $\Sigma f_i = 10$:

(3 × Doppelgelenke)

$$F = 3(n-g-1) + \Sigma f_i = 3(8-10-1) + 10 = \underline{\underline{1}}$$

Forts. Aufgabe 3.14

7. Bestimme die Beschleunigung der Punkte A, B und F mit Hilfe der bereits ermittelten Geschwindigkeiten und zeichne den Beschleunigungsplan. Gebe die **Vektorgleichungen** an.
8. Konstruiere aus dem Beschleunigungsplan den Beschleunigungspol G_{20}.
9. Berechne die Winkelbeschleunigung α_{30} und α_{70} der Schwingen 3 und 7.

$M_a = \frac{M_{v^2}}{M_s} = \frac{9}{10} = 0{,}9\ mm/cm\,s^{-2}$

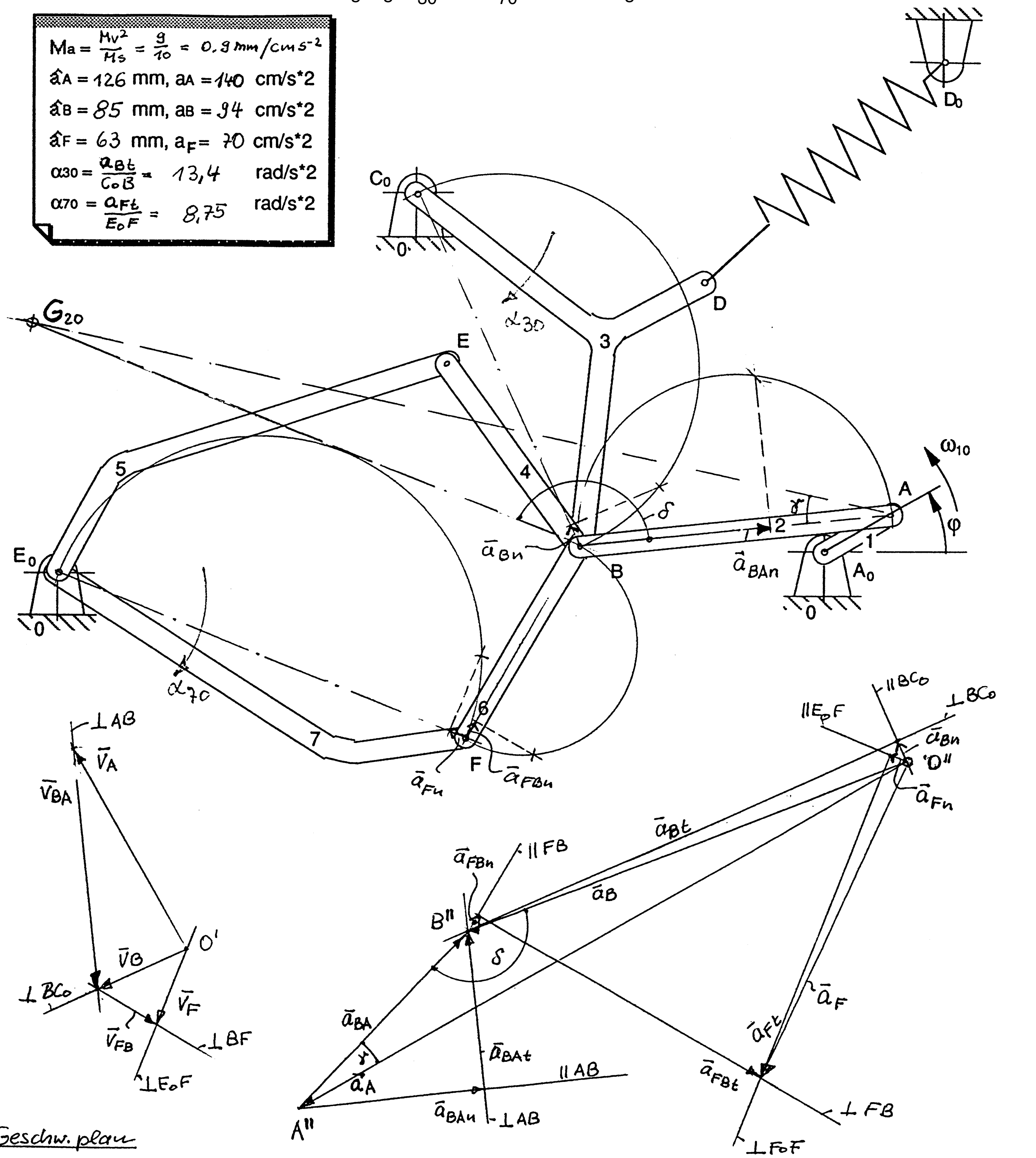
$\hat{a}_A = 126$ mm, $a_A = 140$ cm/s*2

$\hat{a}_B = 85$ mm, $a_B = 94$ cm/s*2

$\hat{a}_F = 63$ mm, $a_F = 70$ cm/s*2

$\alpha_{30} = \frac{a_{Bt}}{C_0B} = 13{,}4$ rad/s*2

$\alpha_{70} = \frac{a_{Ft}}{E_0F} = 8{,}75$ rad/s*2



$\vec{a}_A = \vec{a}_{An}$; $a_{An} = \omega_{10}^2\, r = 100 \cdot 1.4 = 140$ cm/s ; $\hat{a}_A = 126$ mm

$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$; $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BAn} + \vec{a}_{BAt} = \vec{a}_{Bn} + \vec{a}_{Bt}$

$\vec{V}_F = \vec{V}_B + \vec{V}_{FB}$; $\vec{a}_F = \vec{a}_B + \vec{a}_{FBn} + \vec{a}_{FBt} = \vec{a}_{Fn} + \vec{a}_{Ft}$

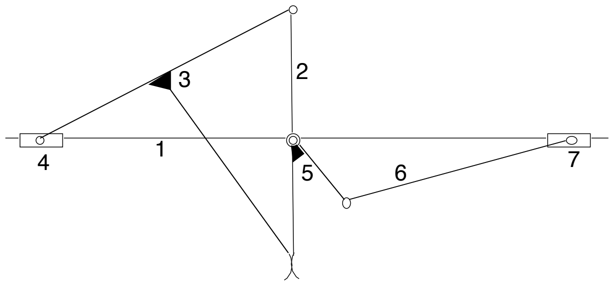
$\Delta A B G_{20} \sim \Delta A''B''O''$

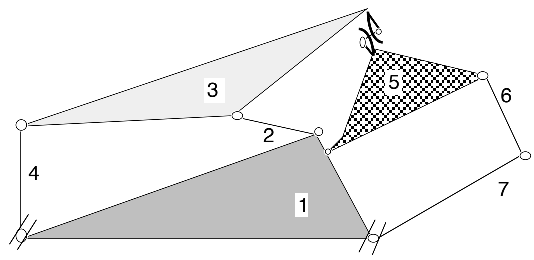
Aufgabe 3.15: Das abgebildete ebene **Doppelschieber**-Getriebe ist kinematisch zu untersuchen.

Geg.: Längen A_0A = 2.5 cm, AB = 5 cm, A_0D = 2 cm, DE = 7.5 cm, $\angle DA_0E$ = 45°, ω_{21} = 10 rad/s = konst.

M_s = 1 mm / 1 mm , M_v = 1 mm / 1 cms^{-1}

1. Getriebeschema — Getriebekette (Schubglieder und Wälzgelenk (f_i =2) als Drehgelenke)

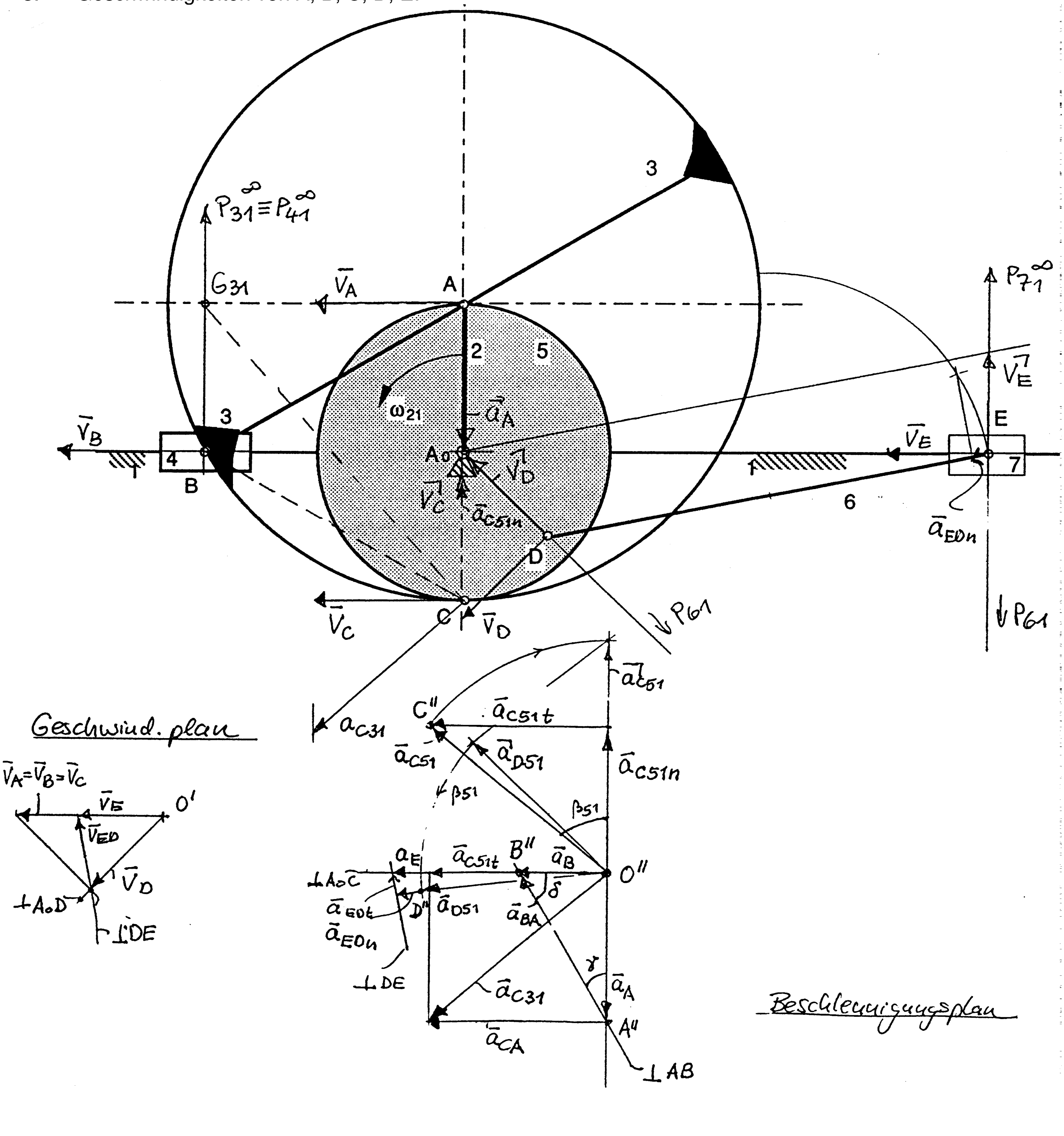




2. Laufgrad: n = 7, g = 9, $\Sigma f_i = 8 \cdot 1 + 2 = 10$,

$F = 3 (n - g - 1) + \Sigma f_i = 3 (7 - 9 - 1) - 10 = 1$: Zwangslauf mit einem Antrieb

3. Geschwindigkeiten von A, B, C, D, E:



Konstruktion von 3.

a) $\vec{v}_A \perp A_0A$, $v_A = (AA_0)\,\omega_{21} =$ 2.5 cm · 10 s^{-1} = 25 cm/s --> $\hat{v}_A$ = 25 mm

b) $\vec{v}_B$ II Schubrichtung, $v_B = v_A = v_C$ = 25 cm/s, da $\vec{v}_A$ II $\vec{v}_B$ II $\vec{v}_C$ II zur Schubrichtung Glied 4;
Pol P_{31} liegt auf Strahl durch AA_0 und $\perp$ Schubrichtung --> P_{31} liegt im ∞,
--> Glied 3 erfährt momentan reine Translation

c) $\vec{v}_{C31} = \vec{v}_{C51}$: $\vec{v}_D$ aus $\vec{v}_C$: Beide schneiden sich in A_0: --> $\hat{v}_D$ = 20 mm ; v_D = 20 cm/s

d) $\vec{v}_E$ aus $\vec{v}_D$ und II zu DE scheidet Lot auf Schubrichtung Glied 7; -> $\hat{v}_E$ =17 mm ; v_E = 17 cm/s
Pol P_{61} liegt auf Strahl durch DA_0 und $\perp$ Schubrichtung Glied 7

e) Geschwindigkeitsplan

4. Beschleunigungen von A, B, C, D, E:

a) Maßstab $M_a = M_v^2 / M_s$ = 1 mm / 10 cms^{-2}

b) $\vec{a}_A = \vec{a}_{An}$ da $\vec{a}_{At} = 0$ und $a_{An} = v_A^2 / (AA_0) = 25^2\ cm^2s^{-2}$ / 2,5 cm = 250 cm/s^2; --> $\hat{a}_A$ = 25 mm
oder a_{An} mittels Kathetensatz (Grenzfall $\hat{v}_A = \hat{a}$), a_A = 250 cm/s^2

c) $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_A$ --> $\vec{a}_{Bt} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BAt} + \vec{a}_{BAn}$:
mit a_{BAn} aus v_{BA}: Aus Geschwindigkeitsplan $v_{BA} = 0$ --> $a_{BAn} = 0$
mit $a_{BAt} \perp AB$: Konstruktion im Beschleunigungsplan : --> $\hat{a}_B$ = 15 mm; a_B = 150 cm/s2

d) $\vec{a}_C$ des Gliedes 3 gegenüber 1 aus Beschleunigungsplan und Ähnlichkeit der Dreiecke:
Δ ABC $\approx$ Δ A"B"C" --> $\hat{a}_C$ = 40 mm; $a_C = a_{C31}$ = 400 cm/s^2

e) $\vec{a}_C$ des Gliedes 5 gegenüber 1: $\vec{a}_{C51} = \vec{a}_{Cn51} + \vec{a}_{Ct51}$
mit $\vec{a}_{Ct51}$ aus Projektion von $\vec{a}_{C31}$ auf Bahntangente in C: -> $\hat{a}_{Ct51}$ = 30 mm; a_{Ct51} = 300 cm/s^2
mit $\vec{a}_{Cn51}$ aus Kathetensatz: --> $\hat{a}_{Cn51}$ = 25 mm --> a_{Cn51} = 250 cm/s^2;
--> $\hat{a}_{C51}$ = 40 mm; a_{C51} = 400 cm/s^2, siehe Beschleunigungsplan.

f) $\vec{a}_D$ des Gliedes 5 gegenüber 1 aus um β_{51} gedrehte Beschleunigung $\vec{a}_{C51}$ oder aus Ähnlichkeit der Dreiecl
$\Delta\ A_0CD \approx \Delta$ O"C"D", siehe Beschleunigungsplan -> $\hat{a}_D$ = 32 mm; a_D = 320 cm/s^2

g) $\vec{a}_E = \vec{a}_D + \vec{a}_{ED}$ --> $\vec{a}_{Et} = \vec{a}_D + \vec{a}_{EDt} + \vec{a}_{DEn}$:
mit a_{DEn} aus v_{DE} und Kathetensatz --> $\hat{a}_{DEn}$ = 3 mm; a_{DEn} = 30 cm/s^2.
mit $a_{DEt} \perp DE$: Konstruktion im Beschleunigungsplan : --> $\hat{a}_E$ = 36 mm; a_E = 360 cm/s^2

5. Beschleunigungspol aus Beschleunigungsplan: --> $\Delta\ G_{31}BA \approx \Delta$ O"B"A"

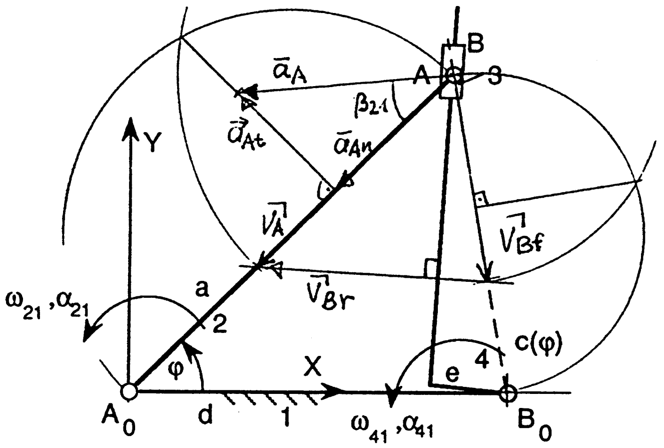
6. Winkelgeschwindigkeit von 5 gegenüber 1: $\omega_{51} = v_C / (CA_0)$ = 25 cms^{-1} / 2.5 cm = 10 rad/s
Winkelbeschleunigung von 5 gegenüber 1: $\alpha_{51} = a_{Ct51} / (CA_0)$ = 300 cms^{-2} / 2.5 cm = 120 rad/s^2

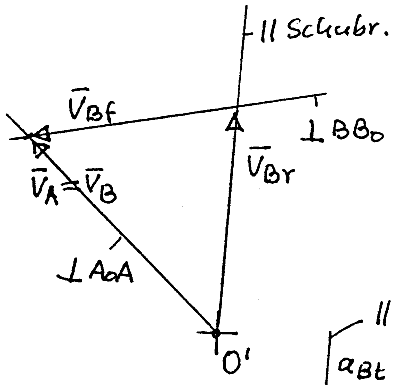
Aufgabe 3.16: Exzentrische Kurbelschleife (graphische Lösung)

Geg.: Kurbelschleife mit Längen a = 60 cm, d = 50 cm, e = 10 cm, Winkel $\varphi = 45°$,

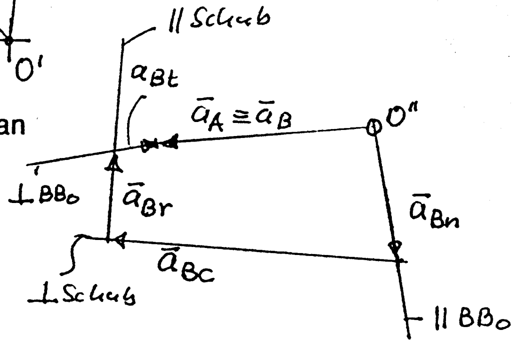
Winkelgeschwindigkeit $\omega_{21} = 6$ rad/s, Winkelbeschleunigung $\alpha_{21} = 30$ rad/s^2,

Maßstäbe M_S = 1 mm / 1 cm = 100 mm / 1 m, M_V = 10 mm / 1 ms^{-1}





Geschwindigkeitsplan



a) A ist ein körperfester Punkt der Kurbel (Glied 2) und des Gleitsteins(Glied 3) :
$\vec{v}_A \perp A_0A$, $v_A = r\,\omega_{21} = 0.6 \cdot 6 = 3.6$ m/s, -> $\hat{v}_A$ = 36 mm

b) B ist ein beweglicher Punkt der Schwinge. Zum betrachtenden Zeitpunkt ist A ≡ B -> $\vec{v}_A \equiv \vec{v}_B$

$\vec{v}_A \equiv \vec{v}_B = \vec{v}_{Bf} + \vec{v}_{Br}$ mit Hilfe der gedrehten Geschwindigkeiten.

$\vec{v}_{Bf} \perp BB_0$, $\vec{v}_{Br}$ II Schubrichtung.

$\hat{v}_{Bf}$ = 27 mm --> v_{Bf} = 27 / 10 = 2.7 m/s; $\hat{v}_{Br}$ = 30 mm --> v_{Br} = 3.0 m/s

c) Winkelgeschwindigkeit der Schwinge: $\omega_{41} = v_{Bf} / BB_0$ = 2.7 / 0.43 = 6.28 rad/s , D.S. (+ω_{21})

d) Beschleunigungsmaßstab: $M_a = M_v^2 / M_s$ = 1mm / 1 ms^{-2}

e) Beschleunigung von A: $\vec{a}_A = \vec{a}_{An} + \vec{a}_{At}$:

a_{An} mit Kathetensatz $\hat{a}_{An}$ = 22 mm, a_{An} = 22 m/s^2

$a_{At} = r\,\alpha_{21} = 0.6 \cdot 30 = 18$ m/s^2, $\hat{a}_{At}$ = 18 mm,

Zusammenfassung liefert $\vec{a}_A$: $\hat{a}_A$ = 28.5 mm --> a_A = 28.5 m/s^2; $\beta_{21} = 41°$

f) Beschleunigung von B ist $\vec{a}_A \equiv \vec{a}_B = \vec{a}_{Bn} + \vec{a}_{Bt} + \vec{a}_{Bc} + \vec{a}_{Br}$

a_{Bn} mit v_{Bf} und Kathetensatz $\hat{a}_{Bn}$ = 18 mm, a_{Bn} = 18 m/s^2 , $\vec{a}_{Bn}$ II von B nach B_0

$\vec{a}_{Bt} \perp BB_0$, nur Richtung bekannt,

$\vec{a}_{Bc} \perp$ Schubrichtung, $a_{Bc} = 2\,\omega_{41}\,v_{Br}$ = 2 6.28 3 = a_{Bc} = 37.7 m/s^2 --> $\hat{a}_{Bc}$ = 38 mm,

$\vec{a}_{Br}$ II Schubrichtung.

Aus Beschleunigungsplan folgt: $\hat{a}_{Bt}$ = 6 mm, a_{Bt} = 6 m/s^2

$\hat{a}_{Br}$ = 12 mm, a_{Br} = 12 m/s^2

g) Winkelbeschleunigung der Schwinge: $\alpha_{41} = a_{Bt} / BB_0$ = 6 / 0.43 = 14 rad/s^2 ; D.S. ($-\omega_{21}$)

Aufgabe 3.17: Die in natürlicher Größe gezeichnete **Kurvenscheibe** 2 dreht sich gegenüber Gestell 1 mit der Drehzahl n = 95.493 U/min = konst. entgegen Uhrzeigersinn und bewegt so den Stößel 3.

Daten: r_1 = 40 mm, r_2 = 32 mm, RollenØ = 8 mm, A_0C = 30 mm.

Drehzahl $\omega = \pi\, n / 30 = \pi\, 95.5 / 30 = 10$ rad/s

Maßstäbe $M_s = 1$ cm / 1 cm, $M_v = 1$ cm / (1 cm 10 s^{-1}) = 1 cm / 10 cms^{-1}), $M_a = M_v^2/M_s = 1$ cm / 100 cms$^-$

a) - d) Geschwindigkeit von B des Stößels 3 ist $\vec{v}_{B31}$, || Schubrichtung.

$$\vec{v}_{B31} = \vec{v}_{B21} + \vec{v}_{B32} = \vec{v}_{Bf} + \vec{v}_{Br}$$

mit $\vec{v}_{B21} = \vec{v}_{Bf} =$ Geschwindigkeit der Scheibe im Punkt B, $\vec{v}_{Bf} \perp A_0B$, $v_{Bf} = \omega\; A_0B$,

mit $\vec{v}_{B32} = \vec{v}_{Br} =$ Relativgeschwindigkeit der Scheibe gegenüber Stößel, $\vec{v}_{Br}$ || Bahn,

siehe Geschwindigkeitsplan: $v_{Bf} = \omega\; A_0B = 10\, A_0B$, -> $\hat{v}_{Bf} = A_0B$

I) $\hat{v}_{B31}$ = 0 cm -> v_{B31} = 0 cm/s $\hat{v}_{Br}$ = 4 cm -> v_{Br} = 40 cm/s $\hat{v}_{Bf}$ = 4 cm -> v_{Bf} = 40 cm/s

II) $\hat{v}_{B31}$ = 2.7 cm -> v_{B31} = 27 cm/s $\hat{v}_{Br}$ = 5.3 cm -> v_{Br} = 53 cm/s $\hat{v}_{Bf}$ = 4.6 cm -> v_{Bf} = 46 cm/s

III=IV) $\hat{v}_{B31}$ = 3.6 cm -> v_{B31} = 36 cm/s $\hat{v}_{Br}$ = 6.1 cm -> v_{Br} = 61 cm/s $\hat{v}_{Bf}$ = 4.9 cm -> v_{Bf} = 49 cm/s

Beschleunigung von B des Stößels 3 ist $\vec{a}_{B31}$, || Schubrichtung.

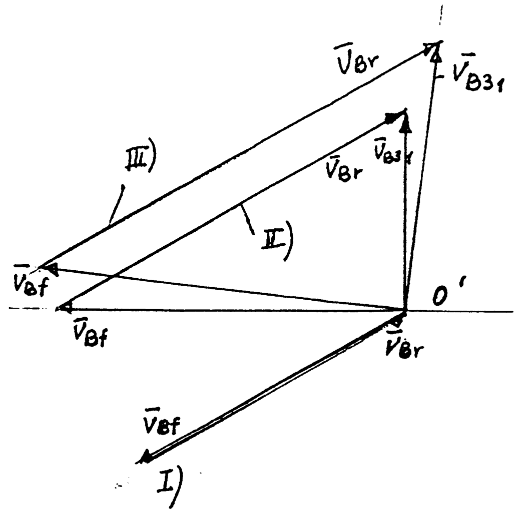
$$\vec{a}_{B31} = \vec{a}_{B21} + \vec{a}_{B32} + \vec{a}_{B32c} = \vec{a}_{Bf} + \vec{a}_{Brn} + \vec{a}_{Brt} + \vec{a}_{Bc}$$

mit $\vec{a}_{B21} = \vec{a}_{Bf} = \vec{a}_{Bn} + \vec{a}_{Bt}$ = Beschl. der Scheibe in B, $\vec{a}_{Bt} \perp A_0B$, $\vec{a}_{Bn}$ || A_0B, $a_{Bn} = \omega^2\; A_0B$,

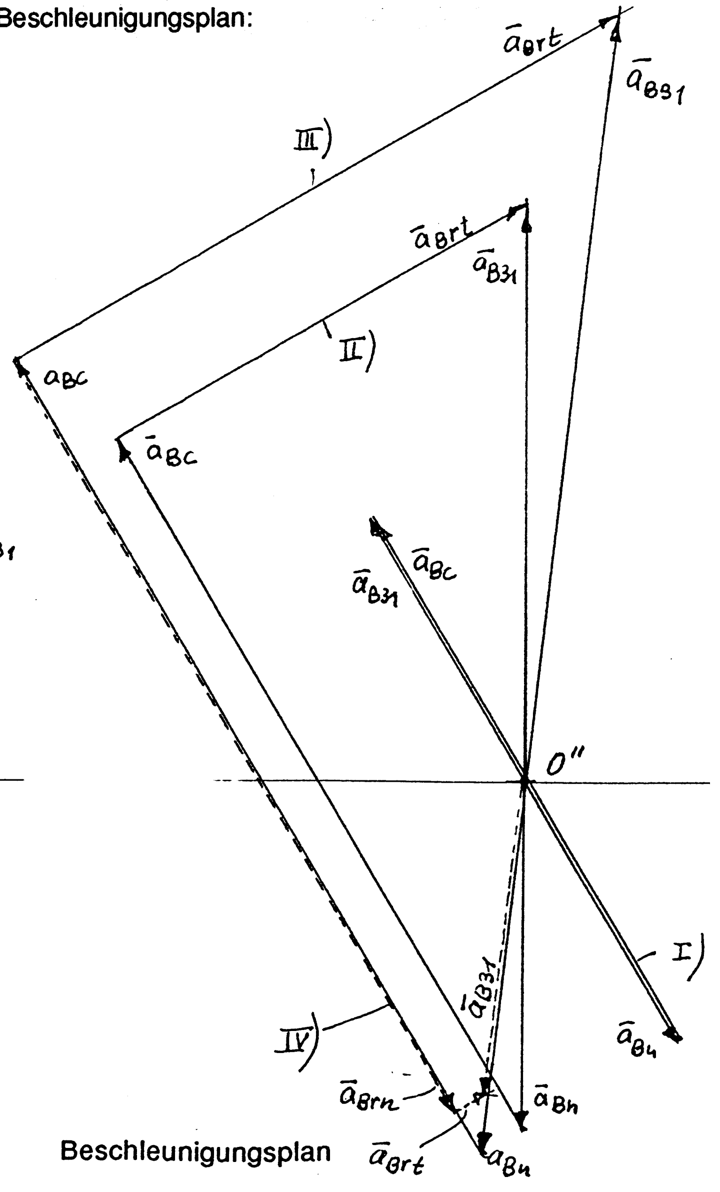
mit $\vec{a}_{B32} = \vec{a}_{Br} = \vec{a}_{Brn} + \vec{a}_{Brt}$ = Relativbeschl. 3 bez. 2, $\vec{a}_{Brt}$ || Bahn, $\vec{a}_{Brn} \perp$ Bahn, $a_{Brn} = v_{Br}^2 / r_2$,

mit $\vec{a}_{B32c} = \vec{a}_{Bc} =$ Coriolisbeschl. von B infolge $\vec{v}_{Br}$ und ω, $\vec{a}_{Bc} \perp$ Bahn nach außen, $a_{Bc} = 2\,\omega\, v_{Br}$

siehe Tablelle der Beschleinigungen und Beschleunigungsplan:



Geschwindigkeitsplan



Beschleunigungsplan

Tabelle der Beschleunigungen

Fall	a_{Bn} cms^{-2}	$\hat{a}_{Bn}$ cm	a_{Brn} cms^{-2}	$\hat{a}_{Brn}$ cm	a_{Bc} cms^{-2}	$\hat{a}_{Bc}$ cm	$\hat{a}_{B31}$ cm	a_{B31} cms^{-2}
I	100·4 =400	4	0	0	2·10·40 =800	8	4	**400**
II	100·4.6 =460	4.6	0	0	2·10·53 =1060	10.6	7.7	**770**
III	100·4.9 =490	4.9	0	0	2·10·61 =1220	12.2	10.2	**1020**
IV	100·4.9 =490	4.9	$61^2/3.2$ =1163	11.6	2·10·61 =1220	12.2	4.3	**–430**

e) $\varphi = 90° + \alpha$,

$\varphi = 90°$ -> $\alpha = 0°$,

$\varphi = 120°$ -> $\alpha = 30°$,

$\dot{\alpha} = \dot{\varphi} = \omega, \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\alpha} = 0$,

$y(\alpha) = r_1 / \cos\alpha$,

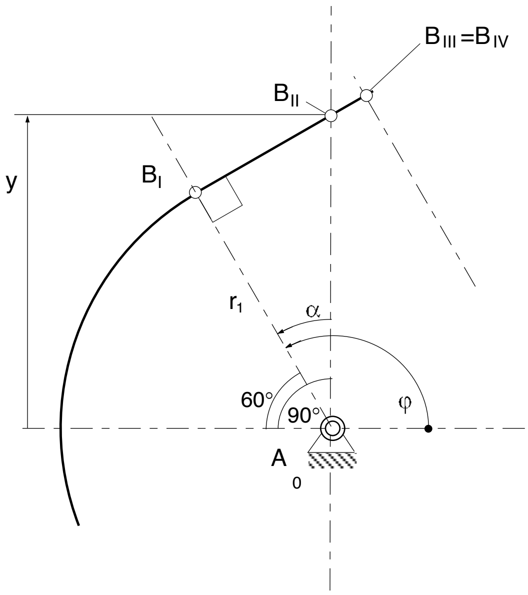
$\dot{y}(\alpha,\omega) = v_{B31} = -r_1\,\dot{\alpha}\,(-\sin\alpha) / \cos^2\alpha$

$= r_1\,\omega\sin\alpha / \cos^2\alpha$

$\ddot{y}(\alpha,\omega) = a_{B31}$

$= r_1\,\dot{\alpha}^2\,(\cos\alpha\cos^2\alpha - (2\cos\alpha\,(-\sin\alpha)\sin\alpha) / \cos^4\alpha$

$= r_1\,\omega^2\,(\cos^2\alpha + 2\sin^2\alpha) / \cos^3\alpha$



f) Ergebnisse:

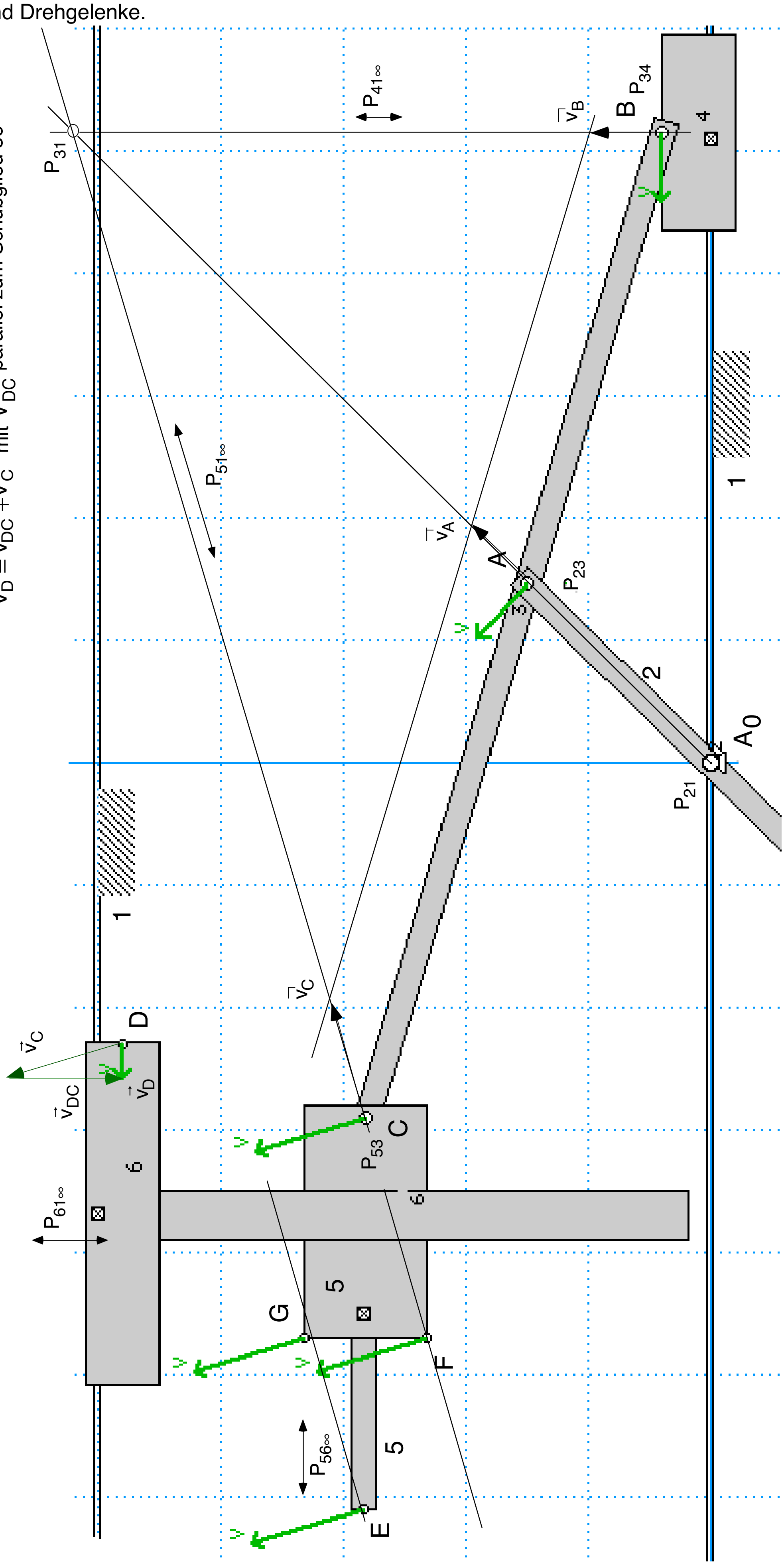
I) $\varphi = 90°$: $\alpha = 0°$, $v_{B31} = 0.0$ cm/s, $a_{B31} = 400$ cm/s²,

II) $\varphi = 120°$: $\alpha = 30°$, $v_{B31} = 26.67$ cm/s, $a_{B31} = 769.8$ cm/s²,

Aufgabe 3.18: Der sechs-gliedrige Mechanismus hat 3 Schubglenke: Glied 4 mit 1, Glied 5 mit 6 und Glied 6 mit 1. Alle übrigen Gelenke sind Drehgelenke.

Geschwindigkeiten:
vA senkrecht zu Polstrahl P12 – P23
vB senkrecht zu Polstrahl P41∞ – P34
vC senkrecht zu Polstrahl P31 – P53
vG = vF = vE = vC und senkrecht zu Polstrahl P31 – P53
vD senkrecht zu Polstrahl P61∞ – P53

$\vec{v}_D = \vec{v}_{DC} + \vec{v}_C$ mit $\vec{v}_{DC}$ parallel zum Schubglied 56



Pol P41∞ senkrecht zur Schubrichtung Glied 4 bez. 1.
Pol P61∞ senkrecht zur Schubrichtung Glied 6 bez. 1.
Pol P31 aus Schnitt Polstrahl P12 – P23 und Polstrahl P41∞ – P34
Pol P51 aus Schnitt Polstrahl P31 – P53 und Polstrahl P61∞ – P56∞.
Wo schneidet sich aber P61∞ – P56∞: ebenfalls im ∞:
Somit schneides sich Polstrahl P31 – P53 und Polstrahl P61∞ – P56∞ auch im ∞
und damit P51∞ auf Polstrahl P31 – P53 im Unendlichen.
Körper 5 bez. 1 führt eine Translation senkrecht zu Polstrahl P31 – P53 aus.!