

Aufgabe 4

Gegeben ist eine Kurbelschwinge mit folgenden Maßen:

$$a = 40\text{mm}, b = 100\text{mm}, c = 70\text{mm}, d = 90\text{mm}$$

1. In Welchen Grenzen kann die Gestelllänge d unter Beachtung der Grashofschen Bedingung verändert werden?
2. Die Beschleunigung am Schwingenzapfen ist für folgende Kurbelstellungen zu konstruieren: $\varphi = 0^\circ$ (innere Totlage), 30° , 90° , 210°
3. Wie groß sind die ermittelten Beschleunigungen, wenn das Getriebe im Zeichnungsmaßstab ausgeführt und mit $n = 4\text{s}^{-1}$ angetrieben wird?
(B36-B57)

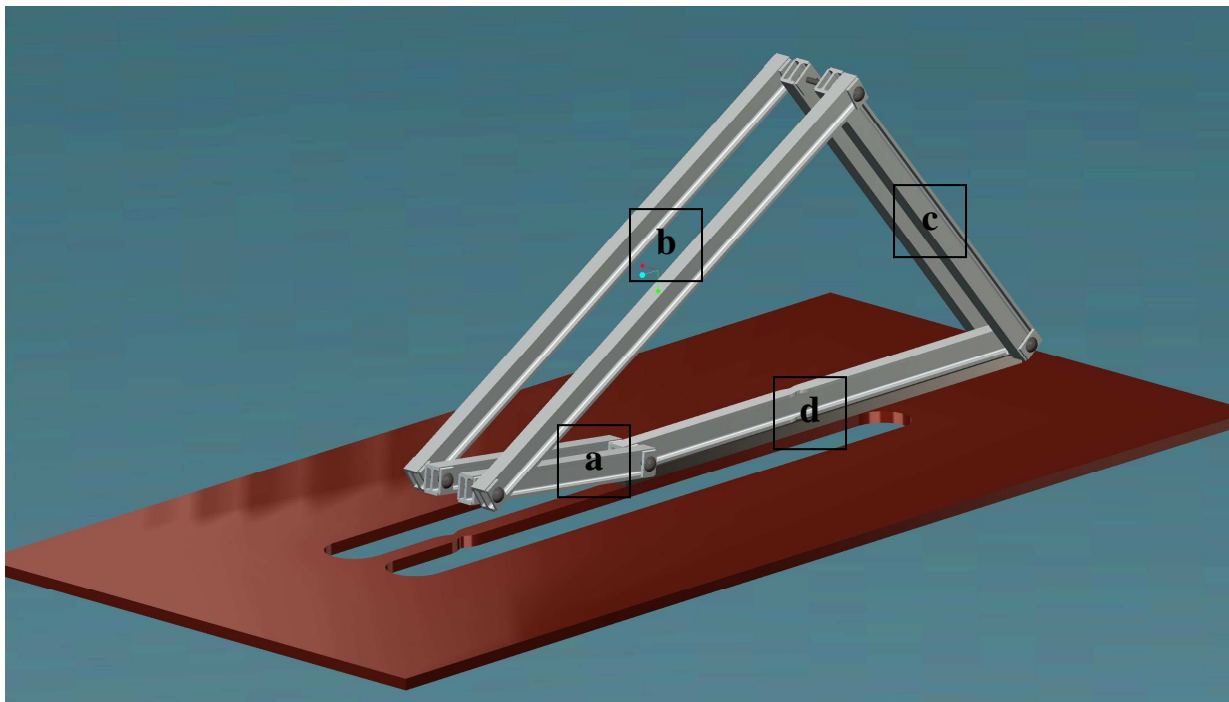


Abbildung 1: 3D-CAD-Modell einer nach oben exzentrischen Kurbelschwinge (a= Kurbel; b= Koppel; c= Schwinge; d= Gestell) auf einem Holzgestell

Die in Abb.1 dargestellte Kurbelschwinge stellt ein „Laufsicheres Getriebe“ dar, da 2 Gelenke voll drehfähig (zw. Gestell & Kurbel; zw. Kurbel & Koppel) und 2 Gelenke nur Schwingfähig (zw. Koppel & Schwinge; zw. Schwinge & Gestell) sind.

Lösungen:

1.) Der Satz von Grashof besagt folgendes

Volle Drehfähigkeit ist grundsätzlich bei allen vier Gelenken möglich, jedoch nur, wenn besondere Abmessungen vorliegen. Für beliebige Längenverhältnisse gilt nach Grashof:

Das kleinste Glied der Viergelenkkette ist gegenüber seinen Nachbargliedern voll drehfähig, wenn die Summe der Gliederlängen des kleinsten und des größten Gliedes kleiner ist – im Grenzfall gleich – als Summe der beiden anderen Gliederlängen. Dabei kann das größte Glied im Gelenkviereck ein Nachbarglied des kleinsten sein oder diesem gegenüber liegen.

Für ein laufsicheres Getriebe gelten nach dem Satz von Grashof folgenden Gleichungen,

$$a + b < c + d \quad [1]$$

$$a + c < b + d \quad [2]$$

$$a + d < c + b \quad [3]$$

Umgestellt nach d und mit eingesetzten Werten ergeben sich folgende Terme,

aus [1] ergibt sich:

$$d > a + b - c$$

$$d > (40 + 100 - 70) \text{mm}$$

$$\underline{\underline{d > 70 \text{mm}}}$$

aus [2] ergibt sich:

$$d > a + c - b$$

$$d > (40 + 70 - 100) \text{mm}$$

$$\underline{\underline{d > 10 \text{mm}}}$$

aus [3] ergibt sich:

$$d < c + b - a$$

$$d < (70 + 100 - 40) \text{mm}$$

$$\underline{\underline{d < 130 \text{mm}}}$$

Antwort: Die Gestelllänge kann Werte zwischen $10 \text{mm} < d < 130 \text{mm}$ annehmen ohne das die Laufsicherheit des Getriebes gefährdet wäre!

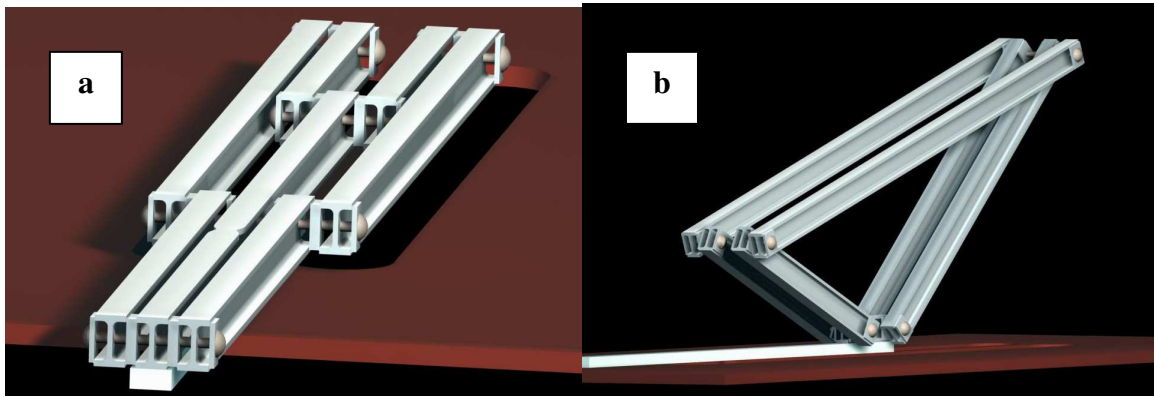


Abbildung 2: 3D-Modelle für die Grenzen der Gestelllänge d ; a) kritischer Umschlagpunkt bei $d < 130 \text{ mm}$; b) minimale Gestelllänge $d > 10 \text{ mm}$

2.) Beschleunigungen am Schwingenzapfen

Für folgende Kurbelstellungen ist die Beschleunigung am Schwingenzapfen zu konstruieren:
 $\varphi = 0^\circ$ (innere Totlage), 30° , 90° , 210° .

Die Tot- oder Umkehrlage ist gekennzeichnet durch den Nullwert der Geschwindigkeit des Abtriebsglieds bei kontinuierlich rotierendem Antriebsglied. Sie tritt innerhalb einer Bewegungsperiode des Getriebes zweimal auf und wird mit **innere** (Index i) und **äußere** (Index a) **Totlage** bezeichnet. Im Hinblick auf die beiden Totlagenstellungen lässt sich sowohl am Antriebsglied (Kurbel) als auch am Abtriebsglied (Schwinge) ein Totlagenwinkel definieren.

- Abtriebstoplagenwinkel (Winkelhub) ψ_0
- Antriebstoplagenwinkel φ_0

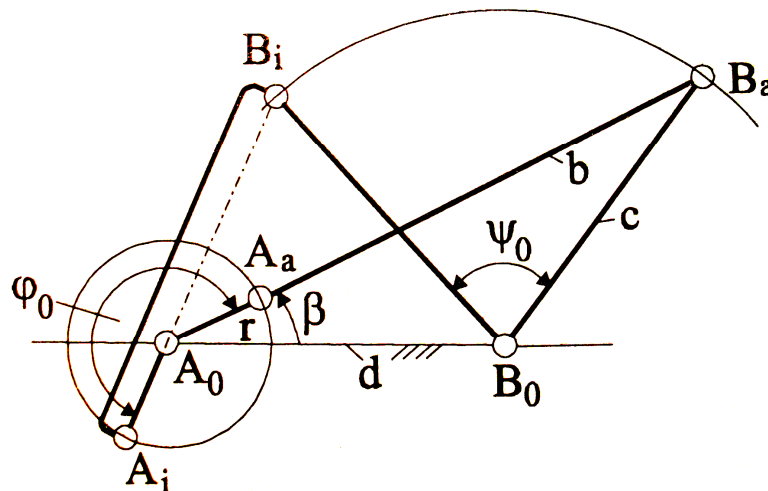


Abbildung 3: Kurbelschwinge in beiden Totlagenpositionen

Die Konstruktion der Beschleunigung wird im Kap.3 auf Seite 54ff. anschaulich beschrieben:
 „Wird die Vektorlänge der Kurbelzapfengeschwindigkeit \vec{v}_A gleich der Kurbellänge a , also
 gleich der Länge des Krümmungshalbmessers, gewählt, so wird die Vektorlänge von \vec{a}_n
 ebenfalls gleich der Kurbellänge a . (...)“ Mit diesem gegebenen Wert kann die Konstruktion
 wie folgt durchgeführt werden:

a) $\varphi = 0^\circ$

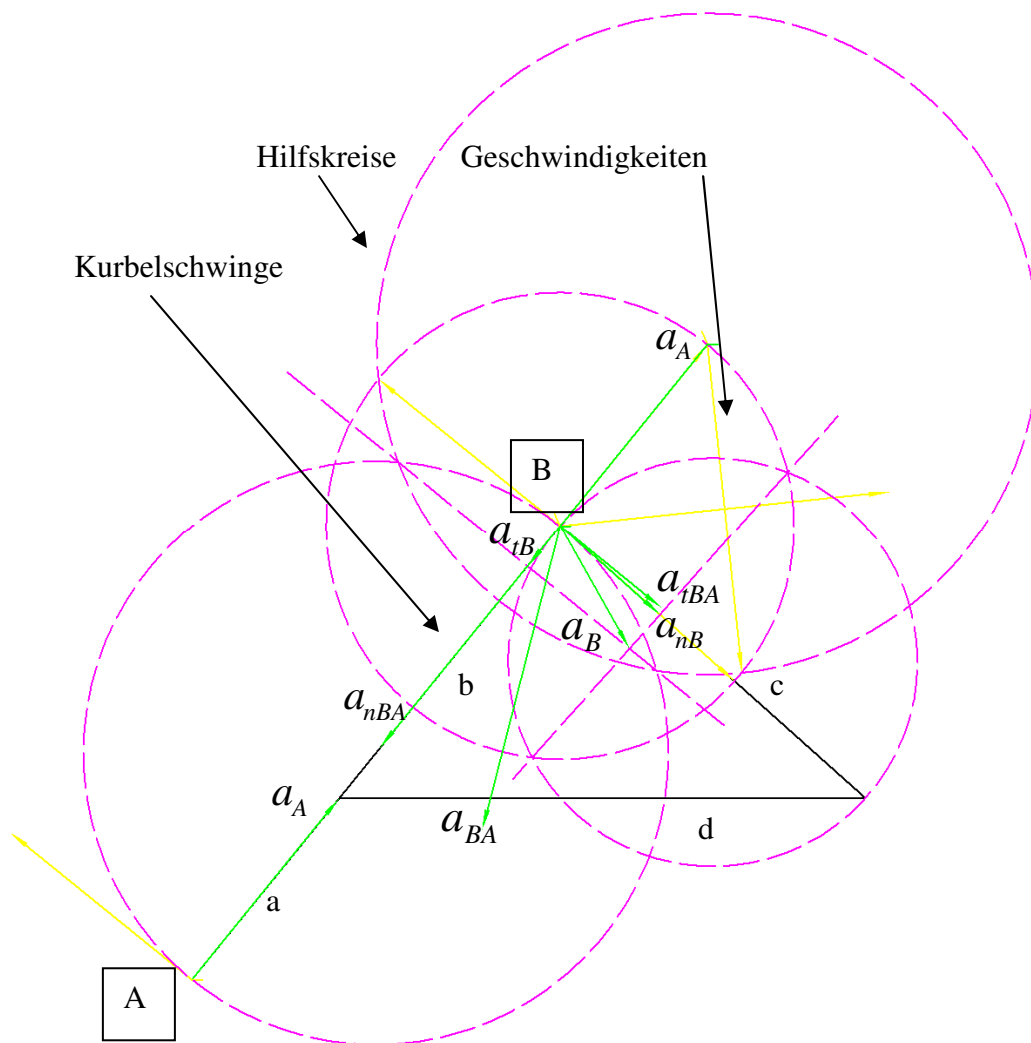


Abbildung 4: Beschleunigungen am Schwingenzapfen bei $\varphi = 0^\circ$

b) $\varphi = 30^\circ$

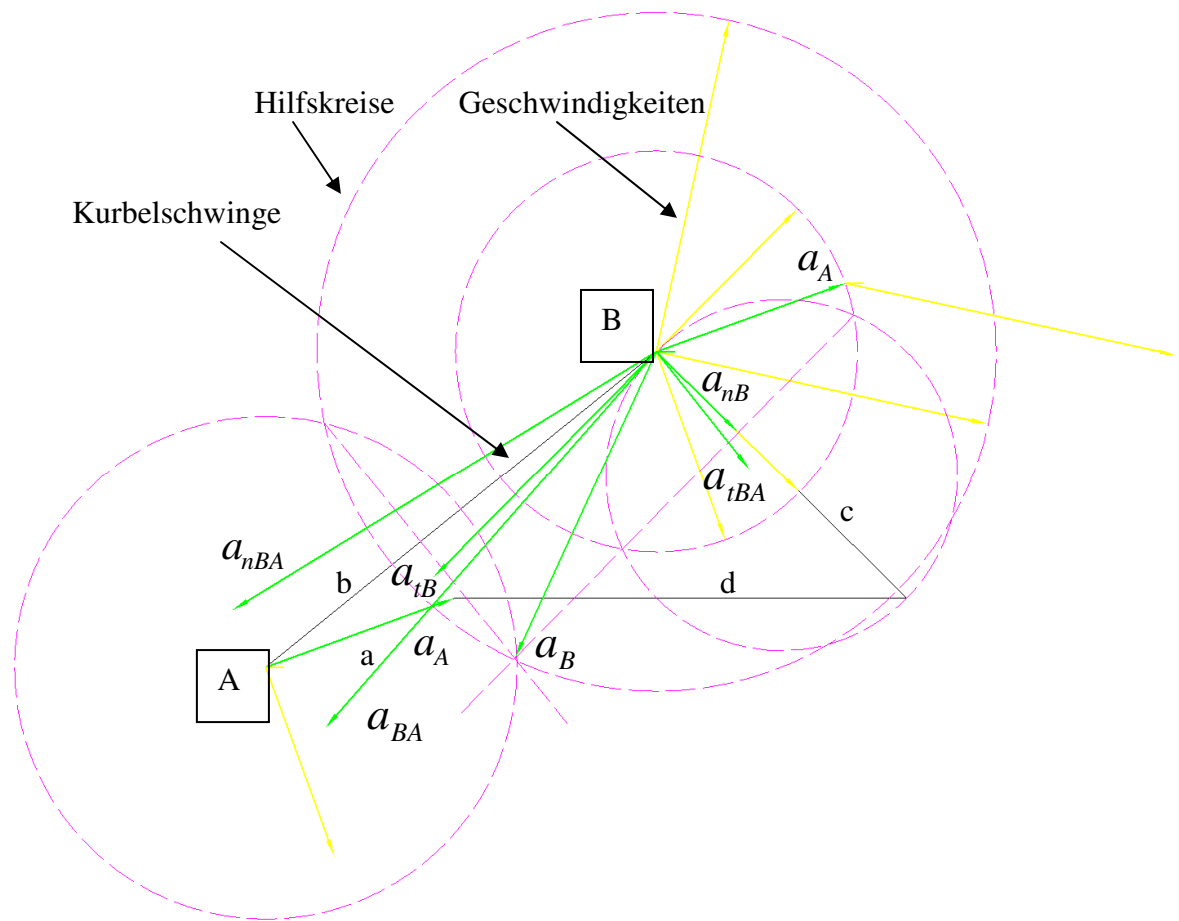


Abbildung 5: Beschleunigungen am Schwingezapfen bei $\varphi = 30^\circ$

c) $\varphi = 90^\circ$

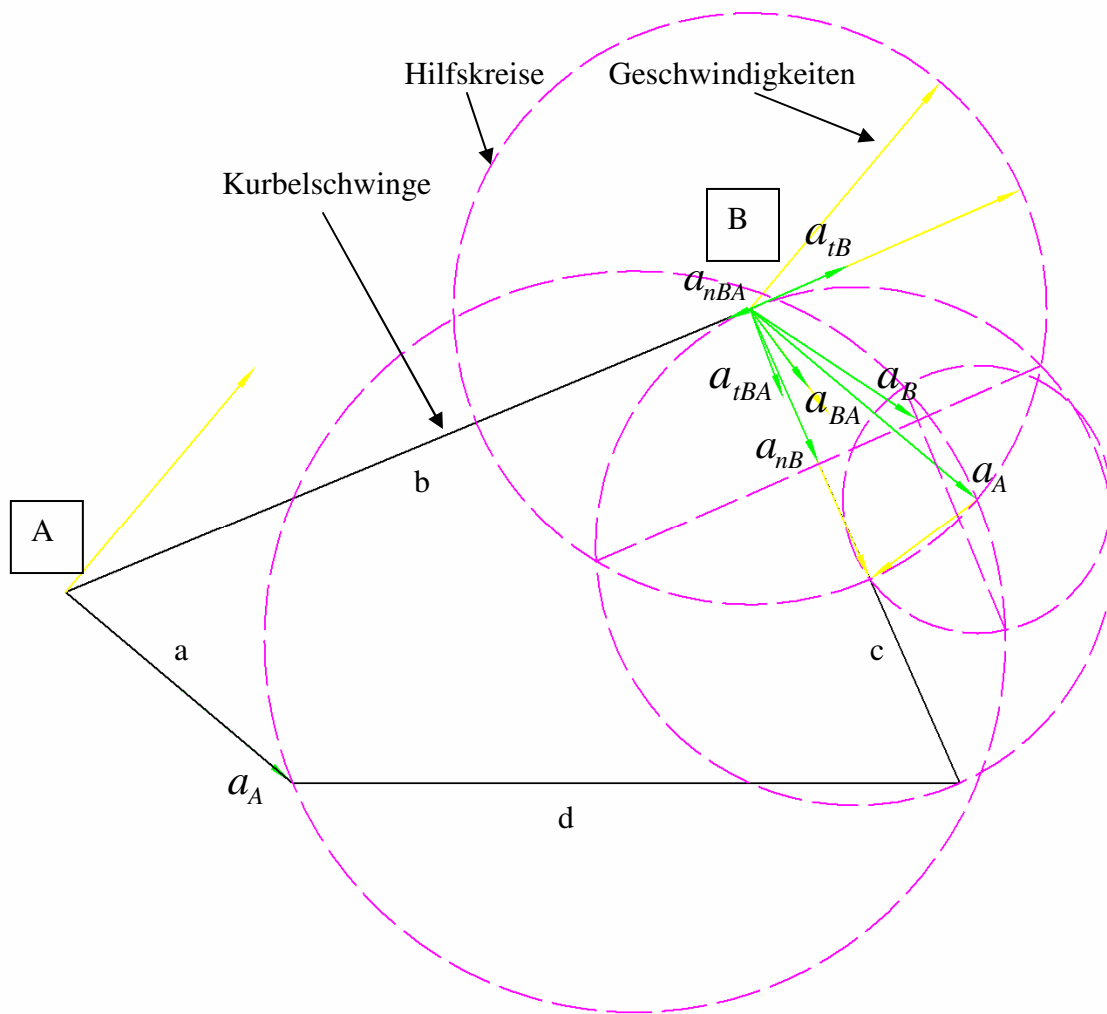


Abbildung 6: Beschleunigungen am Schwingenzapfen bei $\varphi = 90^\circ$

d) $\varphi = 210^\circ$

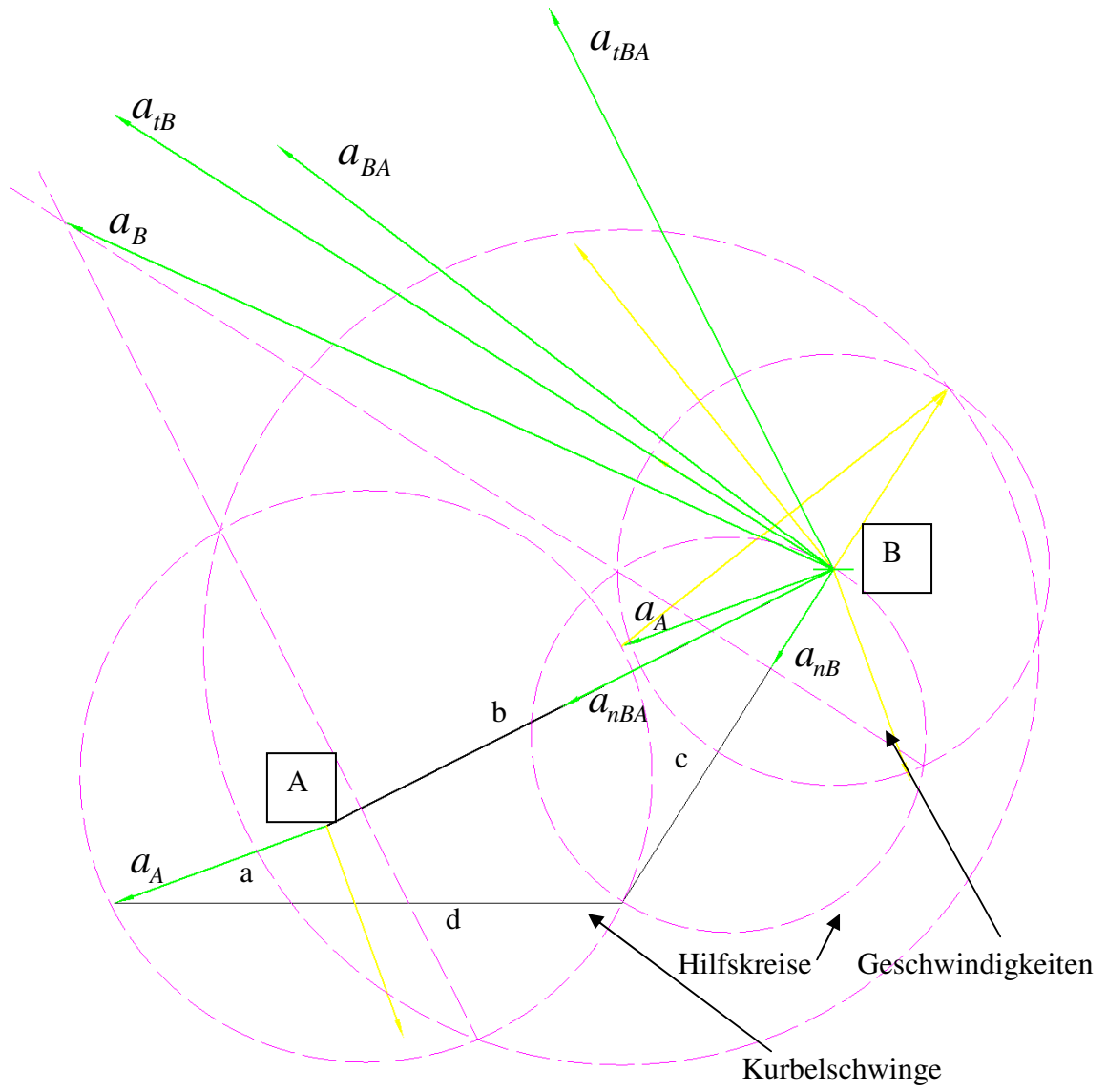


Abbildung 7: Beschleunigungen am Schwingenzapfen bei $\varphi = 210^\circ$

3.) Beschleunigung am Schwingenzapfen bei $n = 4s^{-1}$

Die Berechnung der Beschleunigung erfolgt mit dem Getriebeentwicklungsprogramm SAM v.6.0 und soll nachfolgend erläutert werden:

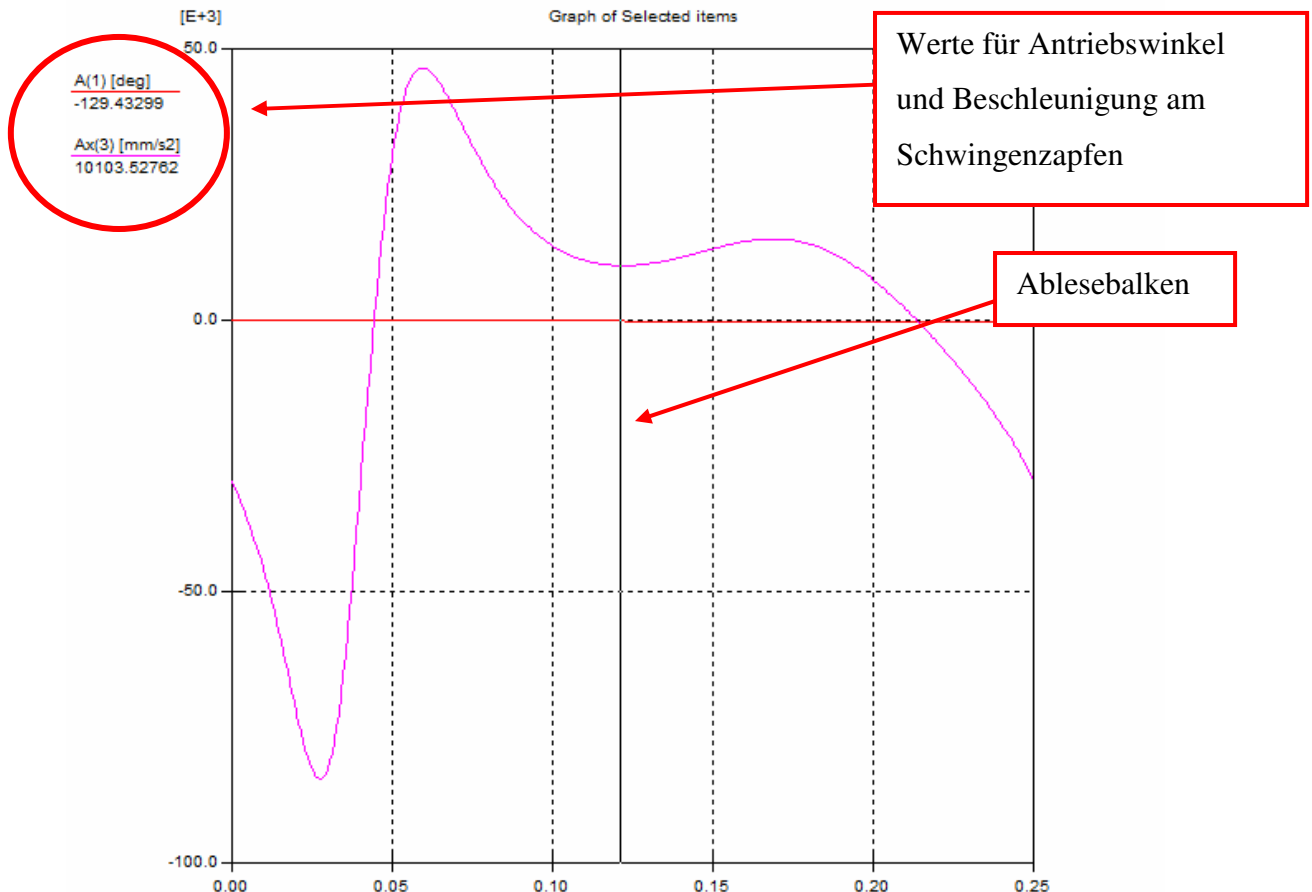


Abbildung 8: Grafisches Analyseergebnis (SAM 6.0)

Nachdem die Kurbelschwinge im SAM konstruiert (siehe Abb.9) und die Randbedingungen, wie Festlager, Gelenkpunkte und die Antriebsgeschwindigkeit von $n = 4s^{-1}$ festgelegt wurden, konnte das grafische Analyseergebnis für die Beschleunigung im Schwingenzapfen (Siehe Abb.8) entwickelt werden.

Die Antriebsgeschwindigkeit von $n = 4s^{-1}$ wurde über die Zeitachse definiert; die Zeit für eine Umdrehung des Getriebes wurde auf eine $\frac{1}{4}$ Sekunde festgelegt. Bewegt man nun den Ablesebalken auf die Stelle der inneren Totlage (in dem Fall: $\varphi = -130^\circ$) so kann der Wert für die Beschleunigung am Schwingenzapfen abgelesen werden.

Für die vorgegeben Kurbelstellungen ergeben sich nach SAM6.0 folgende Beschleunigungen:

Kurbelstellung	Beschleunigung
$\varphi_1 = 0^\circ$	$a = 10,1 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 30^\circ$	$a = 12,03 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 90^\circ$	$a = 13,1 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 210^\circ$	$a = -63,7 \frac{m}{s^2}$

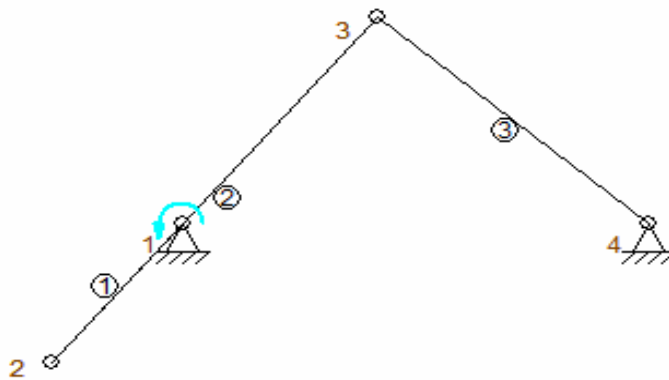


Abbildung 9: Kurbelschwinge während der inneren Totlage $\varphi = 0^\circ$

Um die Richtigkeit der Werte zu überprüfen, bedarf es einer Vergleichsrechnung! Diese Gegenrechnung erfolgt in dem 3D-Konstruktionsprogramm „ProEngineer Wildfire 4.0“, welches auch die Funktion besitzt eine Getriebeanalyse durchzuführen.

Die Abbildungen 1 & 2 zeigen eine maßstabsgetreue Konstruktion der Kurbelschwinge aus Aufgabe 4. Die 3D-Konstruktionsdaten werden in dem CAD-Programm einer ‚Mechanismus-Analyse‘ unterzogen, d.h. es werden ebenfalls wie in SAM die Randbedingungen und dynamischen Eigenschaften definiert. Anschließend wird für den gewünschten Messpunkt (Schwingenzapfen) die jeweilige Messgröße (Beschleunigung) analysiert.

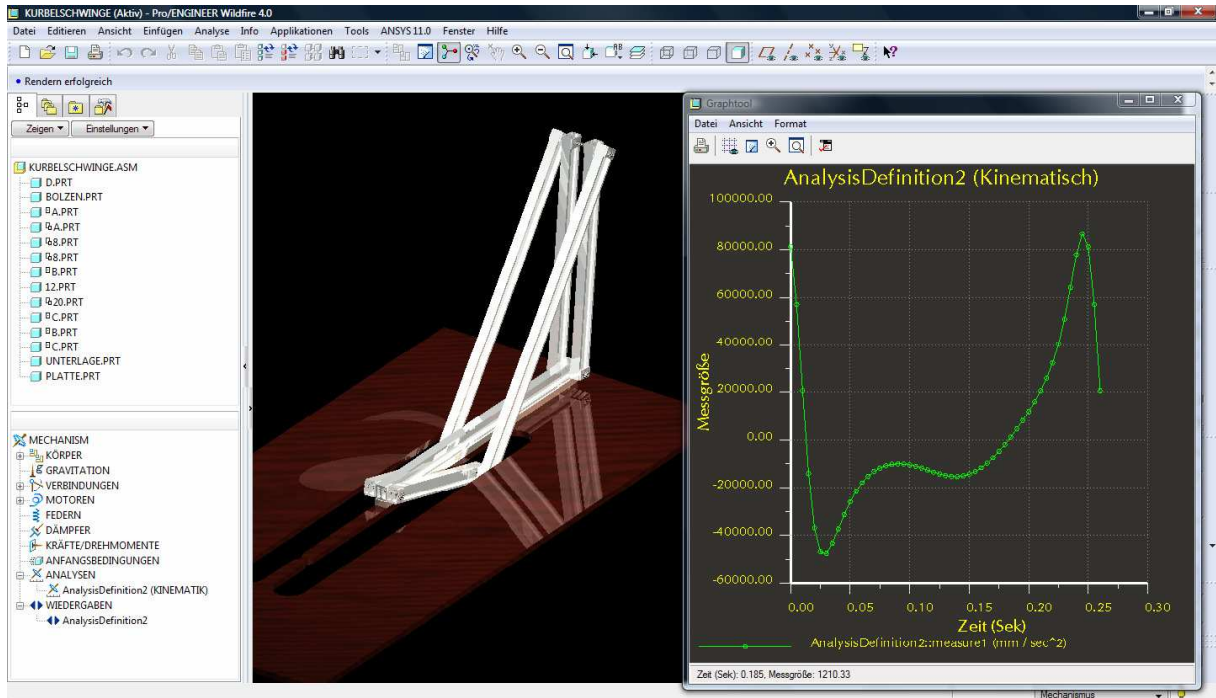


Abbildung 10: Getriebeanalyse in ProE/WF4 (3D-CAD-Programm)

Das Ergebnis der Vergleichsrechnung stimmt nahezu 100% mit der Berechnung von SAM überein:

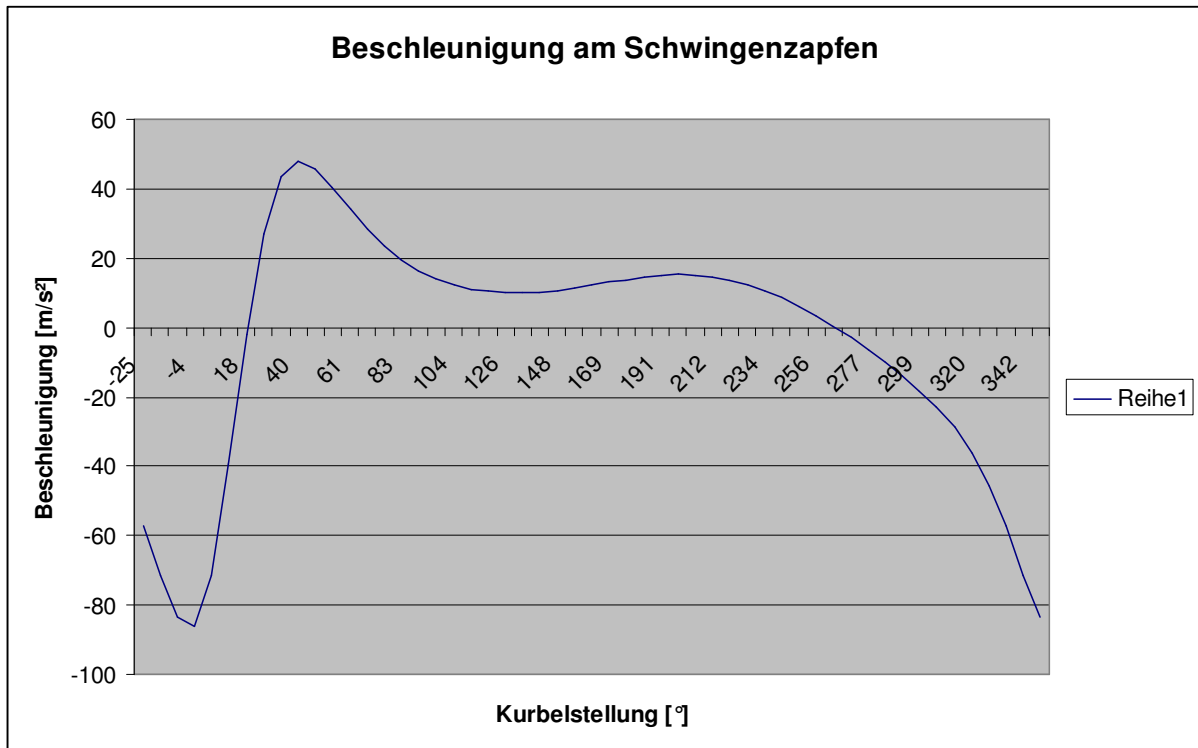


Abbildung 11: Grafisches Analyseergebnis (ProEngineer WF4)

Die Abweichung der Messwerte untereinander ist verschwindend gering:

Kurbelstellung	Beschleunigung (ProE)	Unterscheidung zu SAM
$\varphi_1 = 0^\circ$	$a = 10 \frac{m}{s^2}$	$\Delta a = 0,1 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 30^\circ$	$a = 12,02 \frac{m}{s^2}$	$\Delta a = 0,01 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 90^\circ$	$a = 13,4 \frac{m}{s^2}$	$\Delta a = 0,3 \frac{m}{s^2}$
$\varphi_1 = 210^\circ$	$a = -63,9 \frac{m}{s^2}$	$\Delta a = 0,2 \frac{m}{s^2}$

Abschließend wird deutlich, dass beide Analyse-Ergebnisse eine hohe Übereinstimmung aufweisen und somit von der Richtigkeit der erzielten Ergebnisse ausgegangen werden kann.