



## 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!

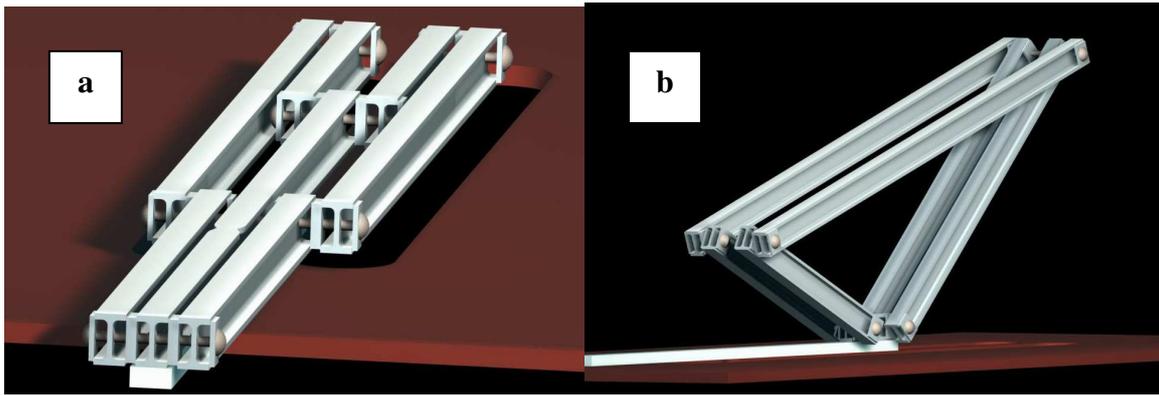


Abbildung 2: 3D-Modelle für die Grenzen der Gestelllänge  $d$ ; a) kritischer Umschlagpunkt bei  $d < 130 \text{ mm}$ ; b) minimale Gestelllänge  $d > 10 \text{ mm}$

## 2.) Beschleunigungen am Schwingenzapfen

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

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)  $\psi_0$
- Antriebstoplagenwinkel  $\varphi_0$

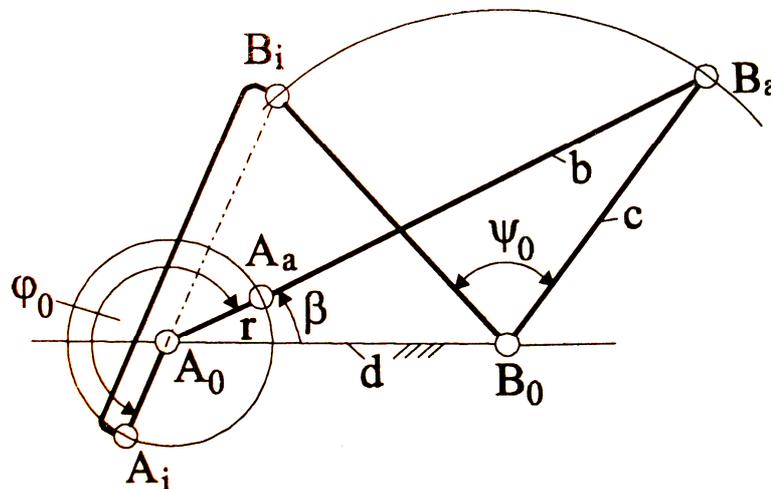


Abbildung 3: Kurbelschwinge in beiden Totlagenpositionen



b)  $\varphi = 30^\circ$

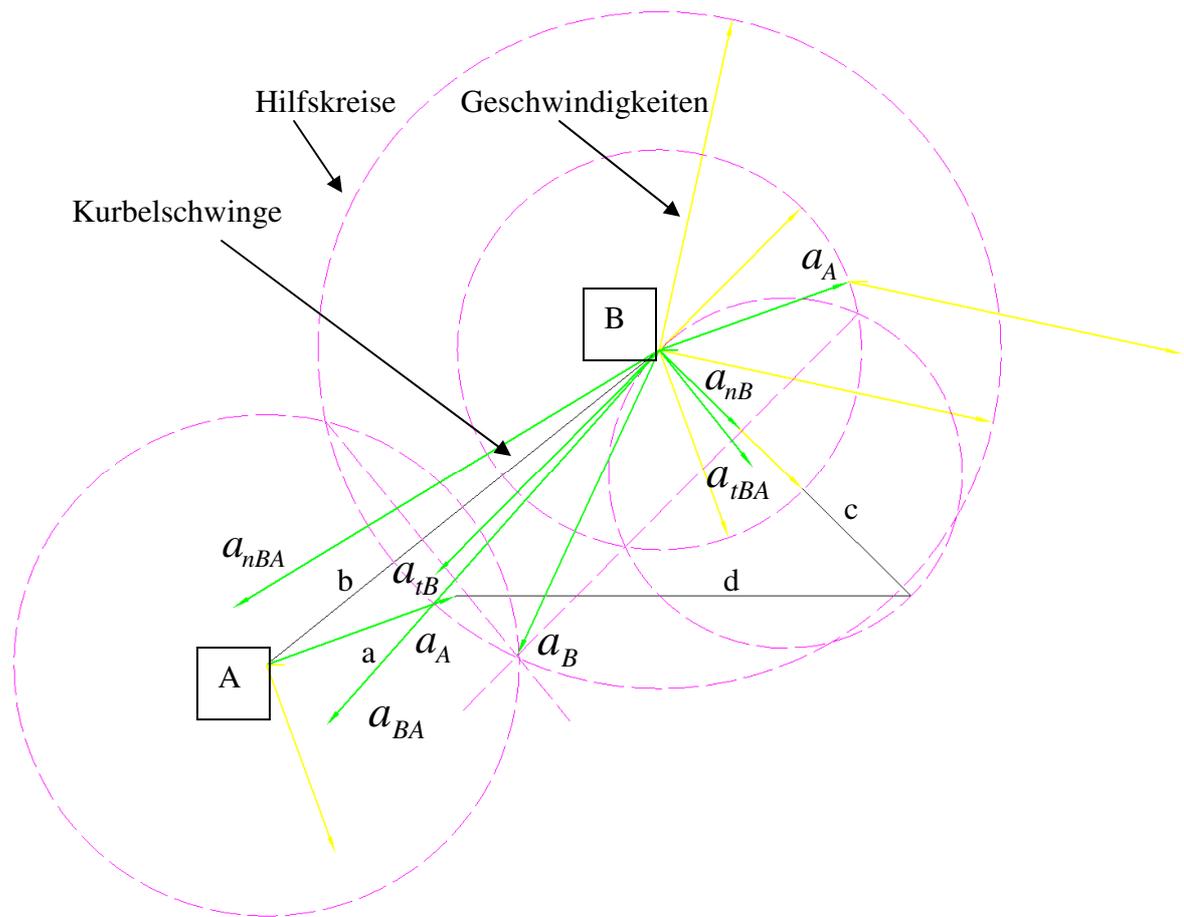


Abbildung 5: Beschleunigungen am Schwingszapfen bei  $\varphi = 30^\circ$

c)  $\varphi = 90^\circ$

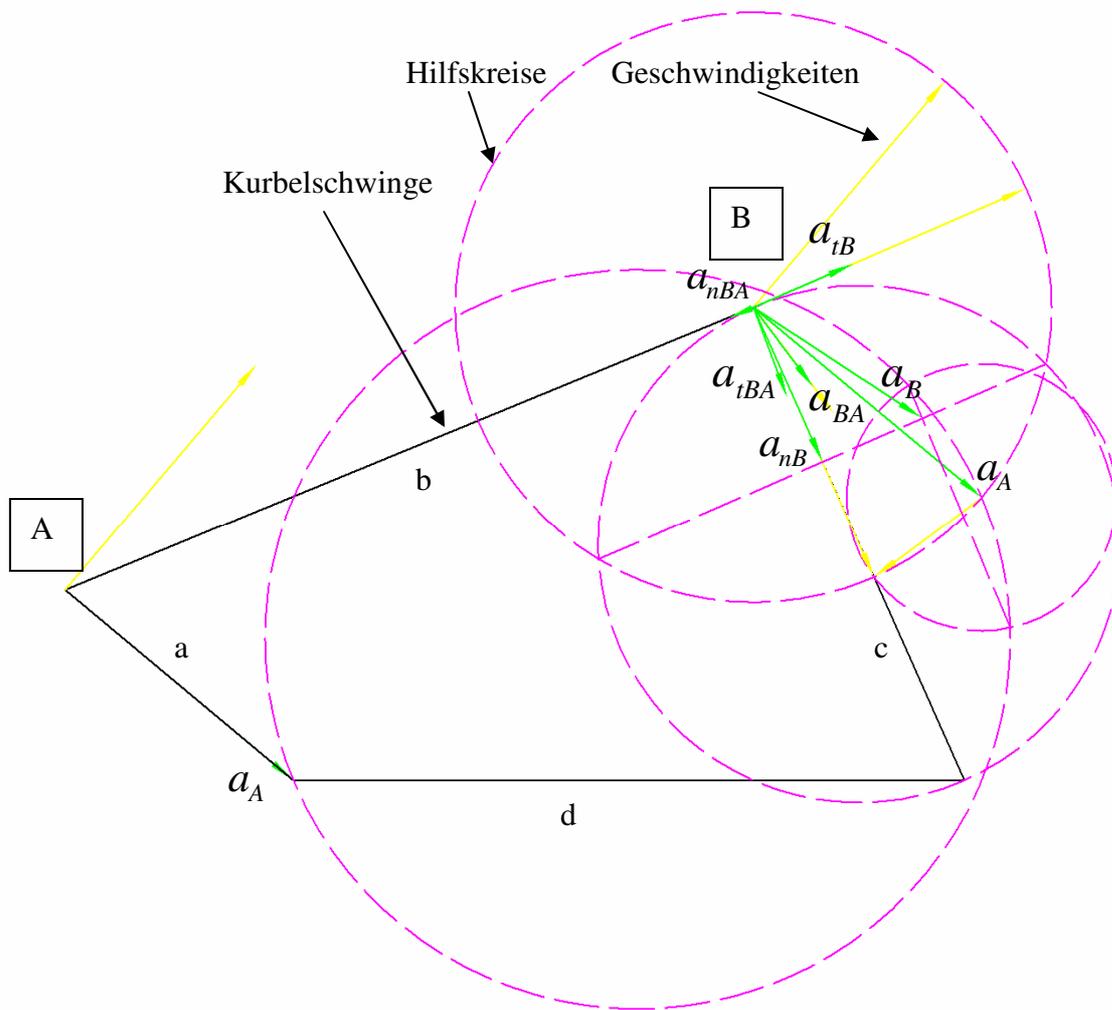


Abbildung 6: Beschleunigungen am Schwingenzapfen bei  $\varphi = 90^\circ$

d)  $\varphi = 210^\circ$

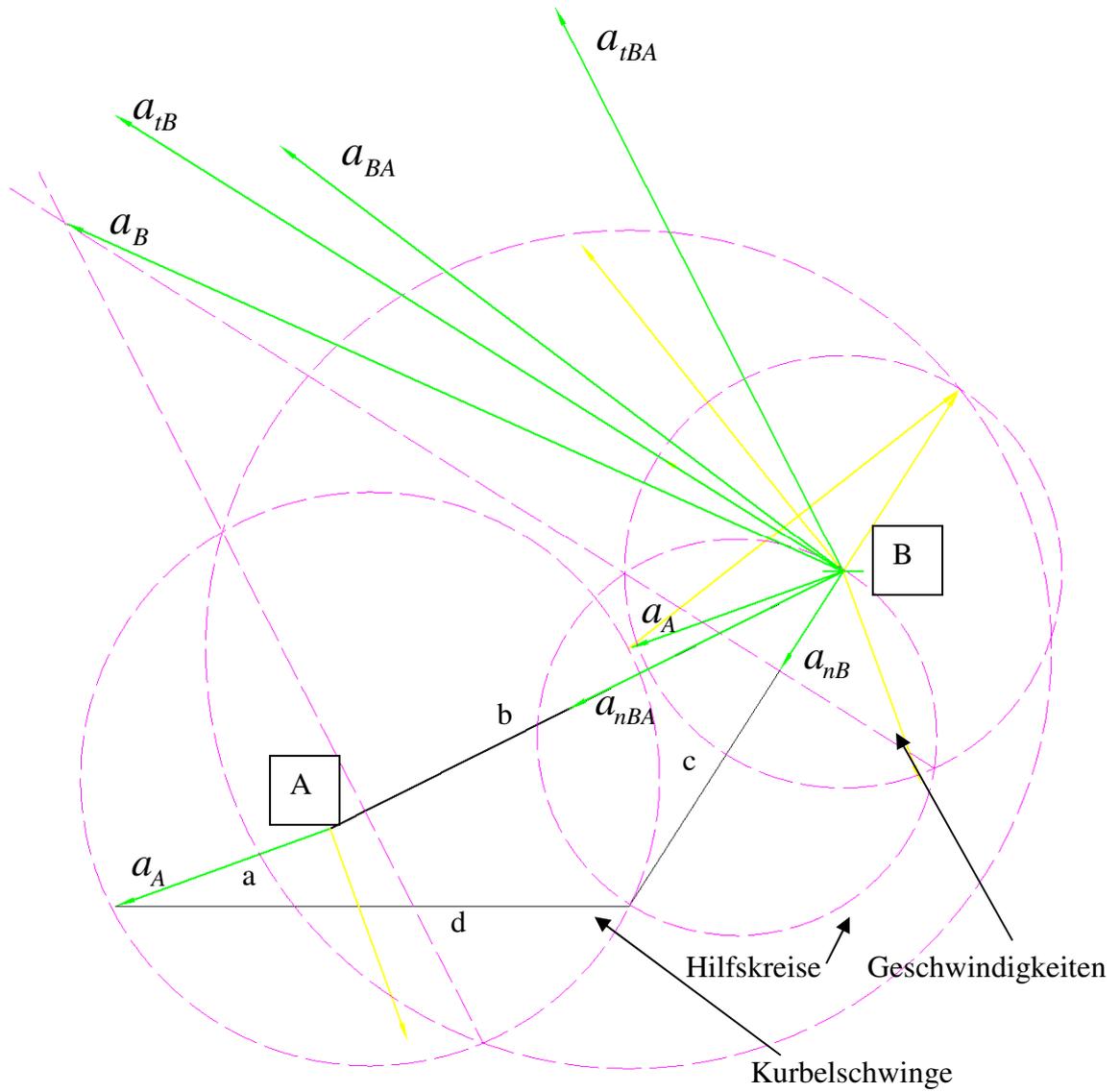


Abbildung 7: Beschleunigungen am Schwingenzapfen bei  $\varphi = 210^\circ$

### 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:

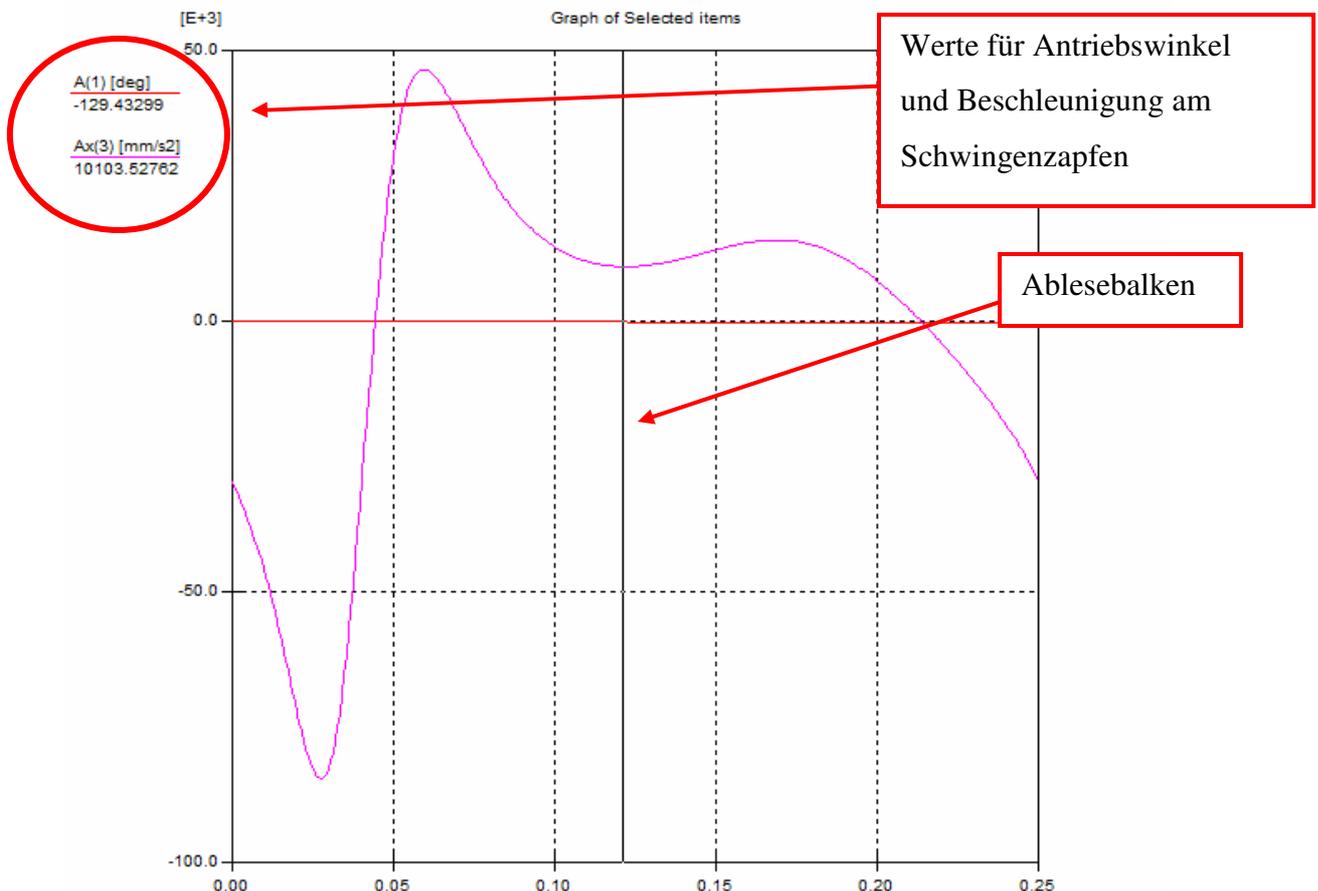


Abbildung 8: Grafisches Analyseergebnis (SAM 6.0)

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

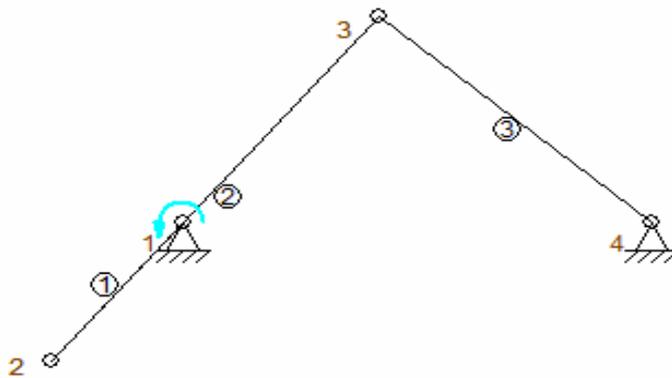


Abbildung 9: Kurbelschwinge während der inneren Totlage  $\varphi = 0^\circ$

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.

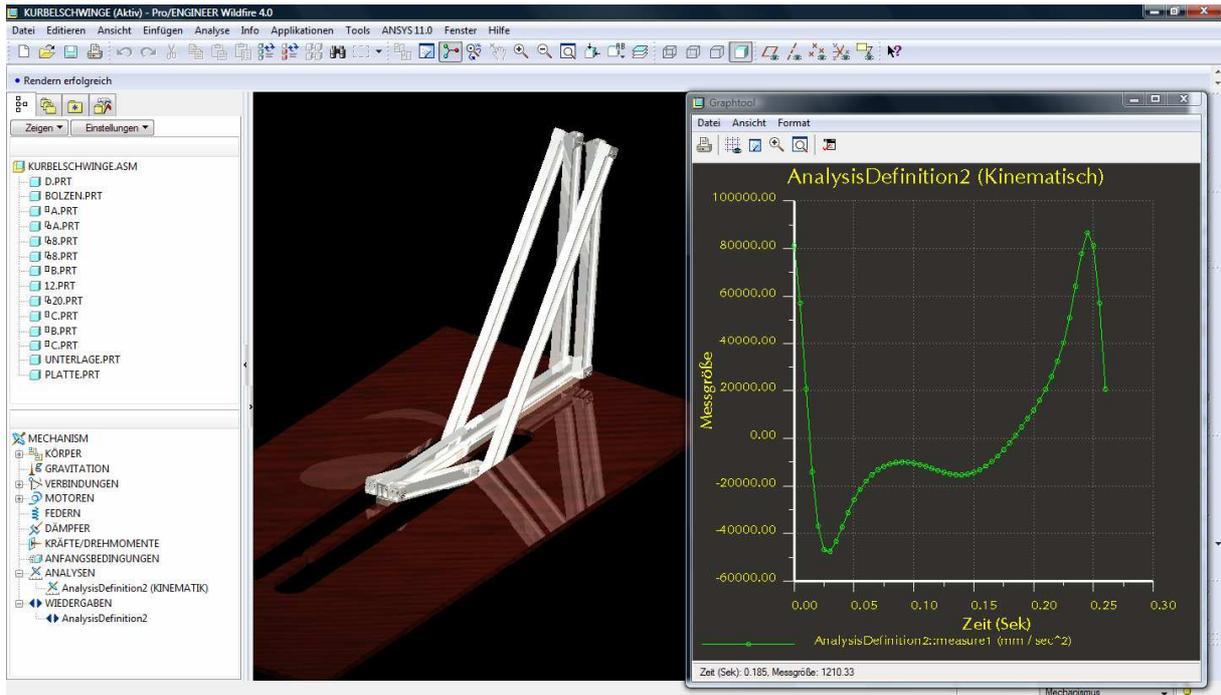


Abbildung 10: Getriebeanalyse in ProE/WF4 (3D-CAD-Programm)

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

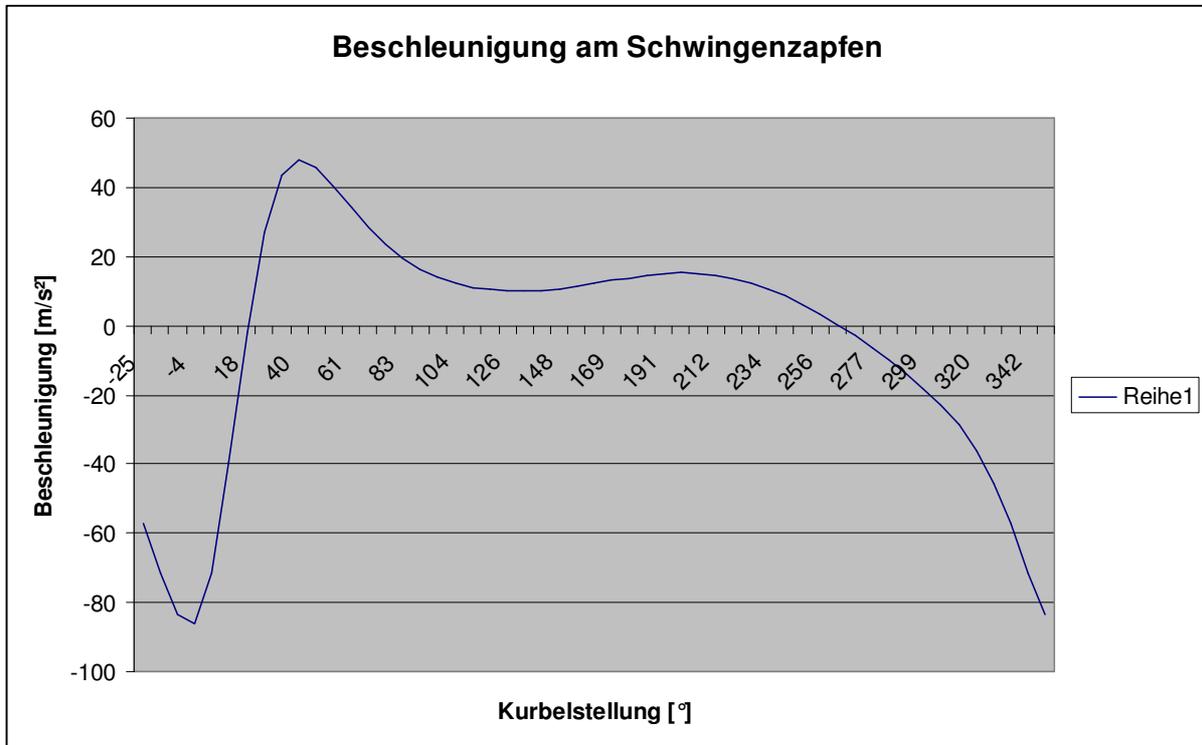


Abbildung 11: Grafisches Analyseergebnis (ProEngineer WF4)

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.