

---

**Ermittlung Technischer Daten von NSU Max Ventildfedern  
und  
Berechnung der Federkräfte**

---

Erstellt durch: Dr.-Ing. Willigert Raatschen

Hardtstr. 19  
D-88090 Immenstaad a.B.  
Tel.: 07545-941122  
FAX.: 07545-941129  
Email: willigert@raatschen.com

Verteiler-Liste:

Intern				Extern	
				Max-IG	

INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>TECHNISCHE DATEN</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>BESTIMMUNG DER FEDERKONSTANTEN</b>	<b>4</b>
<b>4</b>	<b>BESTIMMUNG DER NOCKENFORM</b>	<b>7</b>
<b>5</b>	<b>BEWEGUNGSGLEICHUNG</b>	<b>10</b>
<b>6</b>	<b>BERECHNUNG DER KRÄFTE AM EINLASSVENTIL</b>	<b>13</b>
<b>7</b>	<b>BERECHNUNG DES AUSLASSVENTILS</b>	<b>16</b>
<b>8</b>	<b>VERGLEICH</b>	<b>17</b>
<b>8.1</b>	<b>Bewegte Massen</b>	<b>17</b>
<b>8.2</b>	<b>Ventildfedertypen</b>	<b>17</b>
<b>8.3</b>	<b>Ventilkräfte</b>	<b>18</b>
<b>9</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG</b>	<b>18</b>

## 1 EINLEITUNG

Ziel dieser Messung war es zu überprüfen, welche Federkonstante Schraubenfedern für einen NSU-Max Zylinderkopfbau mit Standardnockenwelle mit leichteren Ventilen haben müssen. Eine zu große Federkraft führt zu übermäßigem Verschleiß von Nocken und Kipphebeln, eine zu geringe Federkraft führt zu Ventilflattern, d.h. der Kipphebel hebt ab und folgt nicht mehr dem Nocken. Dieser Zustand soll verhindert werden. Ventilflattern tritt bei der Schließbewegung des geöffneten Ventils auf. Die Federkraft reicht nicht aus, um die Trägheitskräfte von Ventil und Feder zu überwinden. Der Kipphebel geht schneller nach oben als das Ventil selbst. Es hinkt der gewollten Bewegung hinterher.

Zum Vergleich wurde ein Ventiltrieb einer Max mit Standardnockenwelle und Haarnadelfedern vermessen sowie ein Standard Zylinderkopf, der von OBS in Heilbronn mit 7mm Ein- und Auslassventil und Schraubenfedern bestückt wurde. Der Einlasskanal wurde zuvor auf 28mm erweitert.

## 2 Technische Daten

Es wurden die Gewichtsdaten der Max Standardventile und Haarnadelfedern als auch die der OBS Ventile und Schraubenfeder bestimmt.

<b>Ventiltriebdaten</b>		
<b>Bauteil</b>	<b>OBS</b>	<b>Standard-Max</b>
Einlaßventil [g]	51,3	65,5
Auslaßventil [g]	46,7	70,4
Schraubenfeder [g]	33,2	
Haarnadelfeder breit [g]		68,8
Haarnadelfeder schmal [g]		65,9
2 Keile [g]	2,2	1,3
Federhalter oben [g]	5,6	20,9
Kipphebel ohne Ventileinstellschraube [g]	88,0	88,0
Feststellschraube [g]	5,0	5,0
Ventileinstellschraube [g]	8,5	8,5
Summe bewegte Einlaßmasse ohne Federn [g]	72,6	101,2
Summe bewegte Auslaßmasse ohne Federn [g]	68,0	106,1

Tabelle 1: Gewichte des Ventiltriebs, Vergleich von Standard-Max mit OBS-Bauteilen

<b>Bauteil</b>	<b>OBS</b>	<b>Standard-Max</b>
Einlaßventil-Schaftdurchmesser [mm]	7	8
Einlaßventil-Tellerdurchmesser [mm]	39	37
Auslaßventil-Schaftdurchmesser [mm]	7	9
Auslaßventil-Tellerdurchmesser [mm]	35,7	35

Tabelle 2: Abmessungen der Ventileile, Vergleich von Standard-Max mit OBS-Bauteilen

### 3 Bestimmung der Federkonstanten

Abbildung 1 zeigt die untersuchten Federvarianten. Die Maße der OBS-Ventildfeder sind im Anhang dargestellt.



Abbildung 1: Standard Maxventil mit Haarnadelfeder (links); OBS Ventil mit Schraubenfeder, U-Scheiben, Federhalter und Keile (rechts)

Leider stand zur Ermittlung der Federkonstanten bei eingebauten Ventilen kein professionelles Werkzeug zur Verfügung. Deshalb wurden die Ventildfedern in ausgebautem Zustand vermessen. Für die OBS Schraubenfeder war das problemlos. Für die Haarnadelfedervermessung gab es zwei Probleme:

1. Der Federweg  $L_1$ , eingebautes Ventil ohne Hub musste gemessen werden
2. Am Bohrmaschinenständer war diese Länge  $L_1$  nicht genau messbar, d.h. dass der Federweg bei der Vermessung der Haarnadelfedern mit einer Ungenauigkeit von geschätzt 0,2-0,3 mm behaftet war.

Zur Messung wurde eine digitale Personenwaage auf einen Bohrmaschinentisch gestellt. Darauf wurde die Feder gelegt. Über eine Messuhr wurde der Weg bestimmt. Anzeigegenauigkeit war 0,1 kg.



Abbildung 2: Versuchsaufbau zur Messung der Federkonstanten

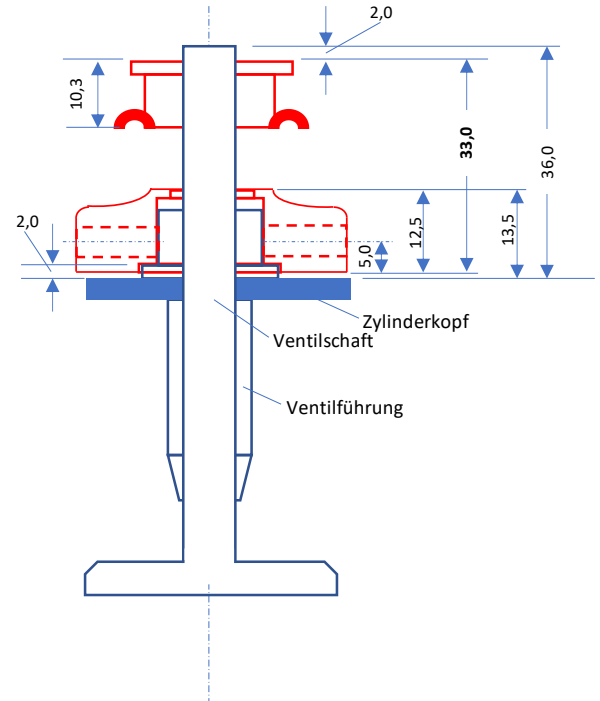


Abbildung 3: Bestimmung von  $L_1$  der Haarnadelfeder

Abbildung 3 zeigt die gemessenen Maße des Max Haarnadelventils. Demnach ergibt sich die Vorspannungslänge  $L_1$  der Haarnadelfeder bei dem vermessenen Ventil zu 33,0 mm ohne Zusatzscheiben<sup>1</sup>. In der Literatur ist manchmal 34 mm zu lesen.

Abbildung 4 zeigt alle gemessenen Federkräfte von insgesamt 4 verschiedenen Haarnadelfedern und der OBS Schraubenfeder im Vergleich. OBS hatte beim Umbau des Zylinderkopfes auf Schraubenfedern zwei Unterlegscheiben mit je 1mm Dicke mit der Begründung unterlegt, dass man damit gute Erfahrungen gemacht habe. Die in Abbildung 4 dargestellte Kennlinie der OBS-Feder ist mit diesen zwei U-Scheiben. Die zu jeder Kurve farblich dargestellte Gleichung ist die approximierte Trendlinie. Bei den Haarnadelfedern wird das gut über eine Gerade angenähert. Die konische Schraubenfeder hat eine progressive Kennlinie und wird über ein Polynom 2. Grades gut beschrieben. Der Hub mit NULL entspricht der eingebauten Feder ohne Auslenkung durch die Nockenwelle.

Auffällig ist, wie stark die vier Haarnadelfedern sich sowohl in der Anfangskraft  $F_1$  (also Hub gleich NULL) als auch in der Federkonstanten, also der Steigung der jeweiligen Kurve, unterscheiden. Lässt man die grüne Kurve der Haarnadelfeder #3 mal außer Acht, so bildet die OBS Schraubenfeder das Maximum ab.

<sup>1</sup> Man kann die Federspannung dadurch erhöhen, dass zusätzliche Unterlegscheiben in den Federhalter eingebaut werden

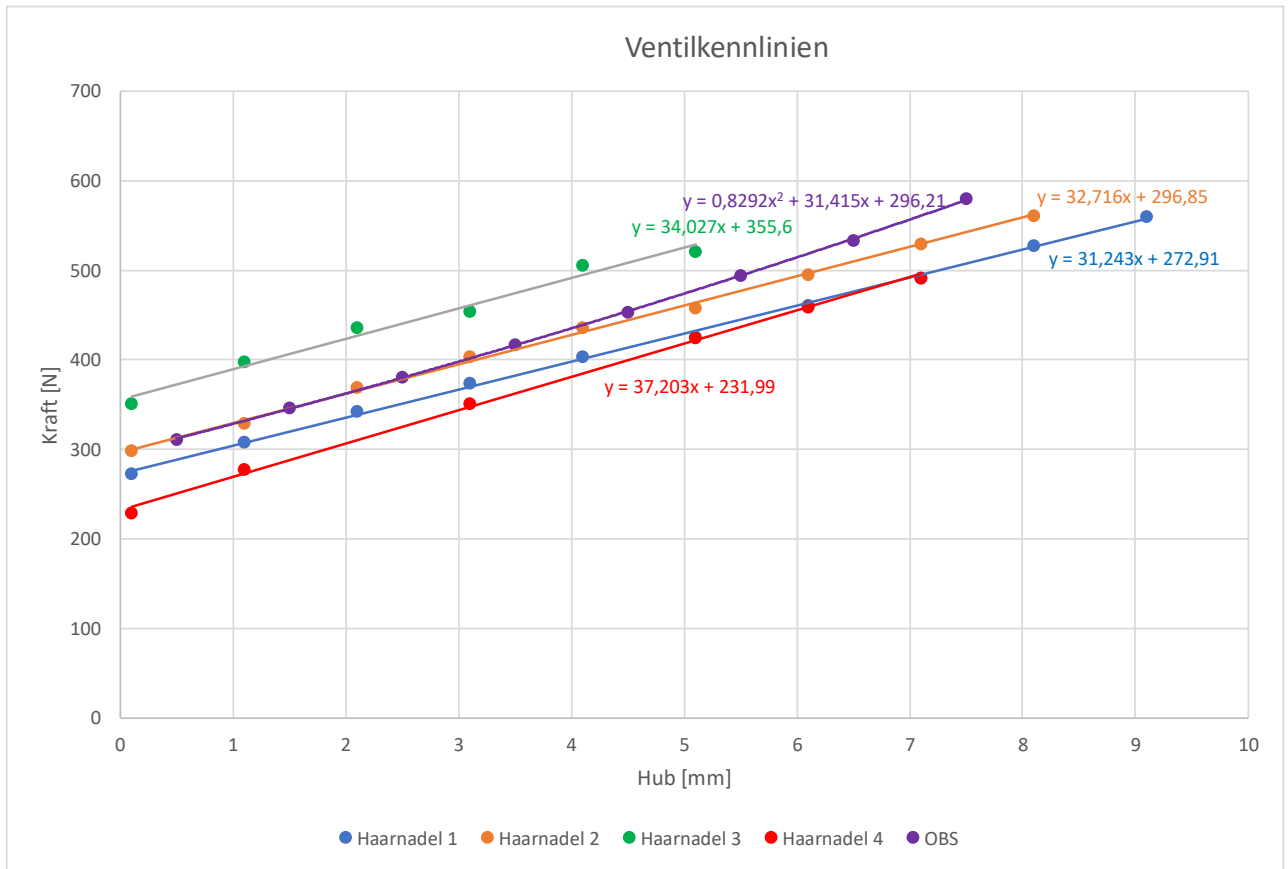


Abbildung 4: Aufgenommene Federkräfte dargestellt über dem Federhub

Bauteil	Haar-nadel 1	Haar-nadel 2	Haar-nadel 3	Haar-nadel 4	OBS
L0 Feder ungespannt [mm]					40,0
L1 Feder gespannt, ohne Hub (OBS mit 2x1mm U-Scheiben) [mm]					31,5
Federkonstante $c_0$ [N]	273	297	356	232	296
Federkonstante $c_1$ [N/mm]	31,2	32,7	34,0	37,2	31,4
Federkonstante $c_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]	0	0	0	0	0,829
Federkonstante Hub=0mm [N/mm]	31,2	32,7	34,0	37,2	31,4
Federkonstante Hub=max [N/mm]	31,2	32,7	34,0	37,2	37,6
F1 Feder gespannt, ohne Hub (OBS mit 2x1mm U-Scheiben) [N]	273	297	356	232	296
F2 Feder gespannt, Vollhub (OBS mit 2x1mm U-Scheiben) [N]	504	539	608	508	575
F1 Feder gespannt, ohne Hub (OBS ohne 2x1mm U-Scheiben) [N]					237
F2 Feder gespannt, Vollhub (OBS ohne 2x1mm U-Scheiben) [N]					491

Tabelle 3: Federkräfte ohne und mit Hub

Für die OBS-Schraubenfeder wurden in Tabelle 3 auch die Federkräfte ohne die beiden 1 mm U-Scheiben berechnet. Nimmt man die U-Scheiben weg, so reduziert sich die Federkraft  $F1$  um 20% (von 296 N auf 237 N) und die Federkraft  $F2$  um 15% (von 575 N auf 491 N), also eine deutliche Veränderung.

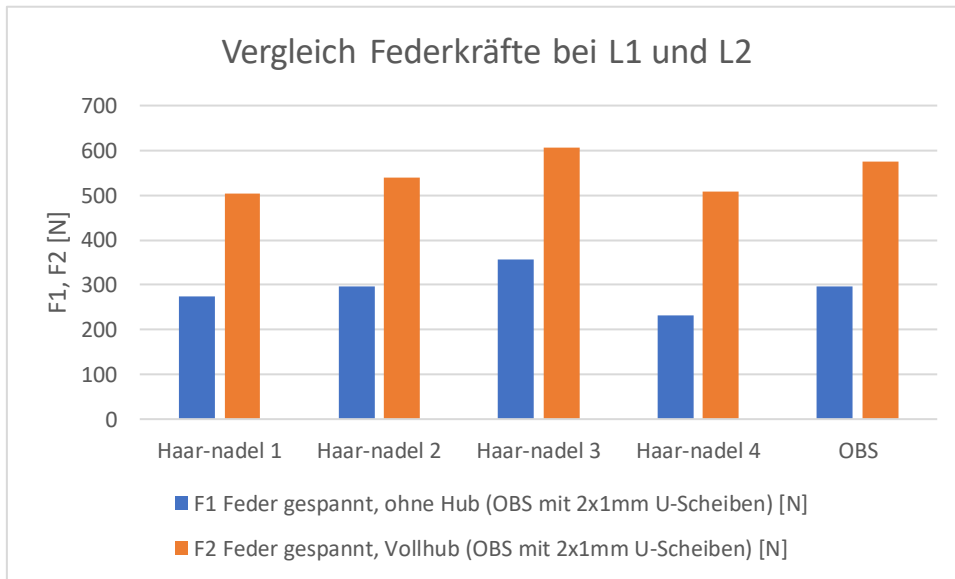


Abbildung 5: Federkräfte im Vergleich

Abbildung 5 zeigt die Federkräfte von Haarnadel- und Schraubenfeder ohne (F1) und mit maximalem Hub (F2). Erkennbar sind wieder die Schwankungen der Haarnadelfedern. Die Schraubenfeder hat, abgesehen von Haarnadelfeder 3, wiederum die höchsten Kräfte.

## 4 Bestimmung der Nockenform

Es wurde nicht die Nockenform direkt am Nocken gemessen. Die Nockenwelle wurde mit Kipphebel in den Zylinderkopf ohne Ventil und ohne Feder eingebaut. Dann wurde die Halbkugelschraube um 180° gedreht in den Kipphebel geschraubt und der Kipphebel über eine Haltefeder so geführt, dass die Gegenseite immer an der Nockenwelle anliegt. In der Nockenwellenbohrung wurde eine Achse mit einer Grad-scheibe montiert. Die Auslenkung des Kipphebels auf der Halbkugel – identisch mit dem Hub des Ventils - wurde nun mit einer Messuhr von Grad zu Grad auf der Einlassseite gemessen.

Die Auslenkung des Kipphebels auf der Auslassseite wurde nicht vermessen. Hier wurde angenommen, dass die Nockenform identisch ist. Es gibt allerdings einen Unterschied: Die Einzelnocke ist nicht symmetrisch zur Nockenhöhe, eine Flanke ist steiler als die andere. Abbildung 6 zeigt die Nockenwelle von der linken Motorseite aus fotografiert. Die Drehrichtung ist ebenfalls eingezeichnet.

Man erkennt, dass der Kipphebel für das Auslassventil über die steile Flanke und der Kipphebel für das Einlassventil über die flachere Flanke geöffnet wird.

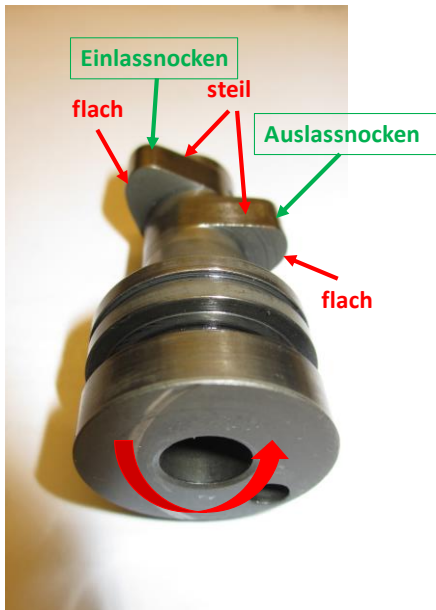


Abbildung 6: Darstellung der verschiedenen Nockenflanken

Abbildung 7 zeigt den Ventilhub über dem Winkel der Nockenwelle. Der Winkelanfang ist willkürlich gewählt und ist nicht mit dem Kurbelwellenwinkel synchronisiert (diese Betrachtung kommt später).

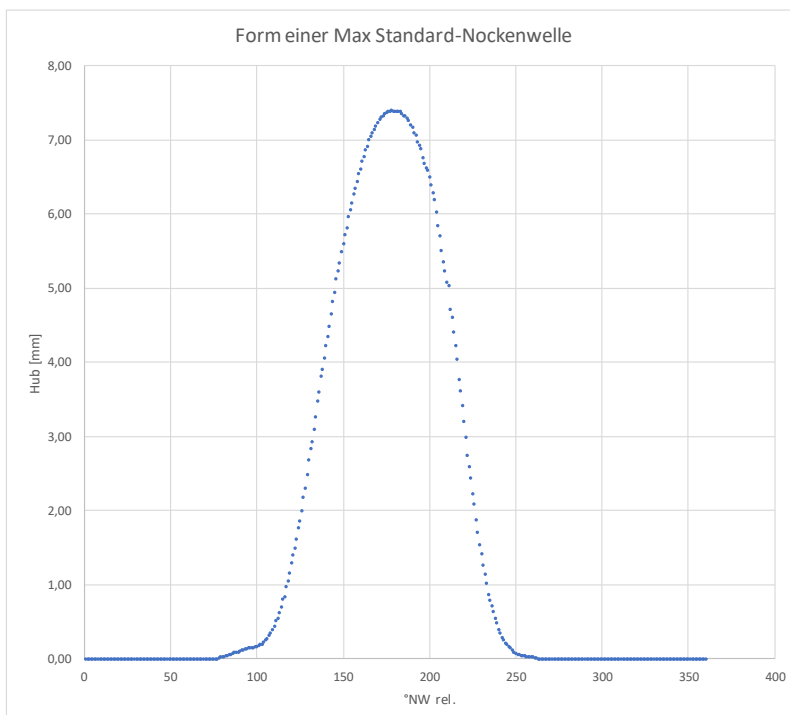


Abbildung 7: Ventilhub über dem Winkel der Nockenwelle

Stellt man beide Flanken einander gegenüber, d.h. man kippt die rechte Kurvenseite am oberen Totpunkt der Nocke nach links, so erhält man Abbildung 8, bei welcher man den Unterschied zwischen flacher und steiler Flanke erkennt.



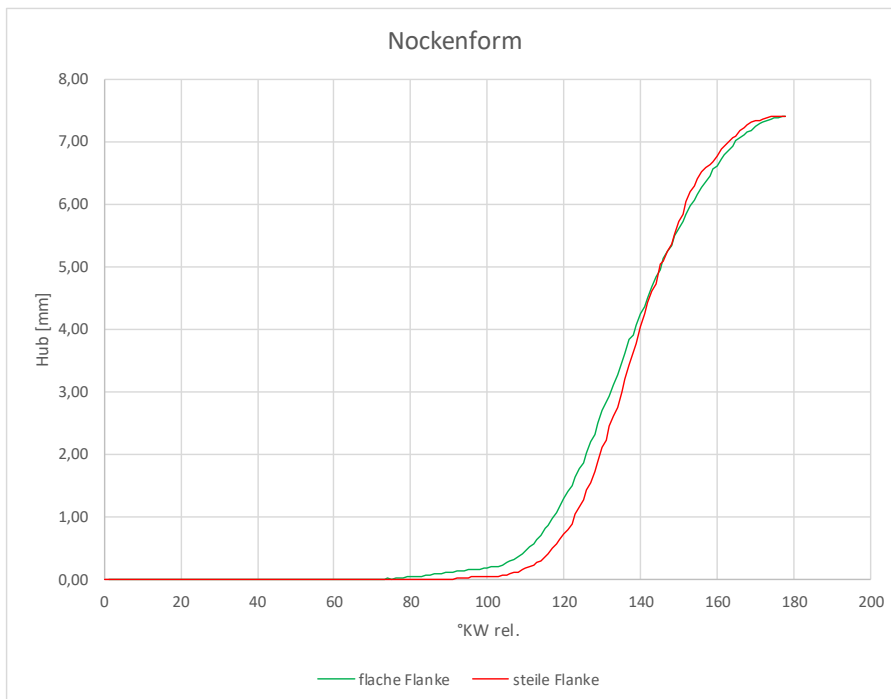


Abbildung 8: Unterschiede zwischen Anlauf- und Ablaufflanke

Zur Berechnung der Bewegungsgleichung ist es notwendig, die Nockenform als mathematische Gleichung vorliegen zu haben und die richtige Anlauf- und Ablaufflanke für Ein- und Auslassventil zu berücksichtigen. Hierzu gibt es zwei Möglichkeiten.

1. Eine Möglichkeit ist, aus den gemessenen Wegwerten der Nockenkurve aus jeweils zwei aufeinander folgenden Werten die Steigung und damit die Geschwindigkeit zu bestimmen und als zweiten Schritt aus der Steigung der Geschwindigkeiten die momentanen Beschleunigungen zu berechnen. Der Nachteil dieses Verfahrens sind die zunehmenden Ungenauigkeiten bei der 2. Ableitung.
2. Die zweite Möglichkeit besteht darin, die Nockenkurve über eine Fourierzerlegung einzelner Sinus- und Cosinuskurven mathematisch darzustellen. Hier wurden die ersten 10 Fourierkoeffizienten benutzt. Diese Daten wurden dann auch für die weiteren Berechnungen verwendet.

In dem Excelsheet wurde beides gemacht, und man kann erkennen, dass beide Wege nahezu exakt zu den gleichen Ergebnissen häufig bis auf eine Nachkommastelle führen. Dennoch werden die Ergebnisse mit Verfahren 1 instabiler, so dass ausschließlich mit den Fourierkoeffizienten alle weiteren Berechnungen erfolgten. Natürlich gibt es auch hier einen Nachteil: Es gibt Schwingungen in den Bereichen, wo es keine oder nur sehr geringe Auslenkungen gibt. Da das Interesse aber an den Maximalkräften liegt, können diese Schwankungen gut in Kauf genommen werden.

Der maximale Hub des Ventils beträgt 7,32 mm. Misst man den Hub der Nockenwelle, so beträgt dieser 7,41 mm. Das liegt daran, dass der Hebel *a* in Abbildung 12 auf der Nockenseite wegen des Abrollens des Kipphebels auf dem Nocken nicht konstant ist und sich etwas ändert.

Bei der Vermessung des Nockens wurde die Gradscheibe am Nocken angebracht. Im nächsten Schritt wird nun die Korrelation mit dem Kurbelwellenwinkel hergestellt. Hierzu werden die Steuerzeiten aus den Technischen Daten von NSU für eine Standard-Nockenwelle verwendet. Diese sind nochmals in Tabelle 4 zusammengefasst. Die Steuerzeiten wurden aber bei 2 mm Ventilspiel gemessen. Das ist so, weil man damit die Ungenauigkeit bei der Bestimmung der Steuerzeiten beim seichten Öffnen und Schließen reduziert.

Die Nockenwellenvermessung wurde aber bei NULL mm Ventilspiel durchgeführt. Aus dem Verlauf der Nockenwellenkurve kann jetzt der NW-Winkel bestimmt werden, bei welchem der Hub (identisch mit dem Ventilspiel) 2 mm beträgt. Das entspricht dann 2°KW vor OT (Excelsheet Register NW-KW).

Steuerzeiten	bei 2mm Ventilspiel	bei 0mm Ventilspiel
EA	2° KW vor O.T.	106° KW vor O.T.
EE	20° KW nach U.T.	94° KW nach U.T.
AA	36° KW vor U.T.	110° KW vor U.T.
AE	13° KW vor O.T.	90° KW nach O.T.

Tabelle 4: Steuerzeiten gemessen bei einem Ventilspiel von 2mm gemäß Technischer Daten von NSU und abgeleitete Steuerzeiten bei 0 mm Ventilspiel

Grafisch ist dieser Unterschied in Abbildung 9 dargestellt.

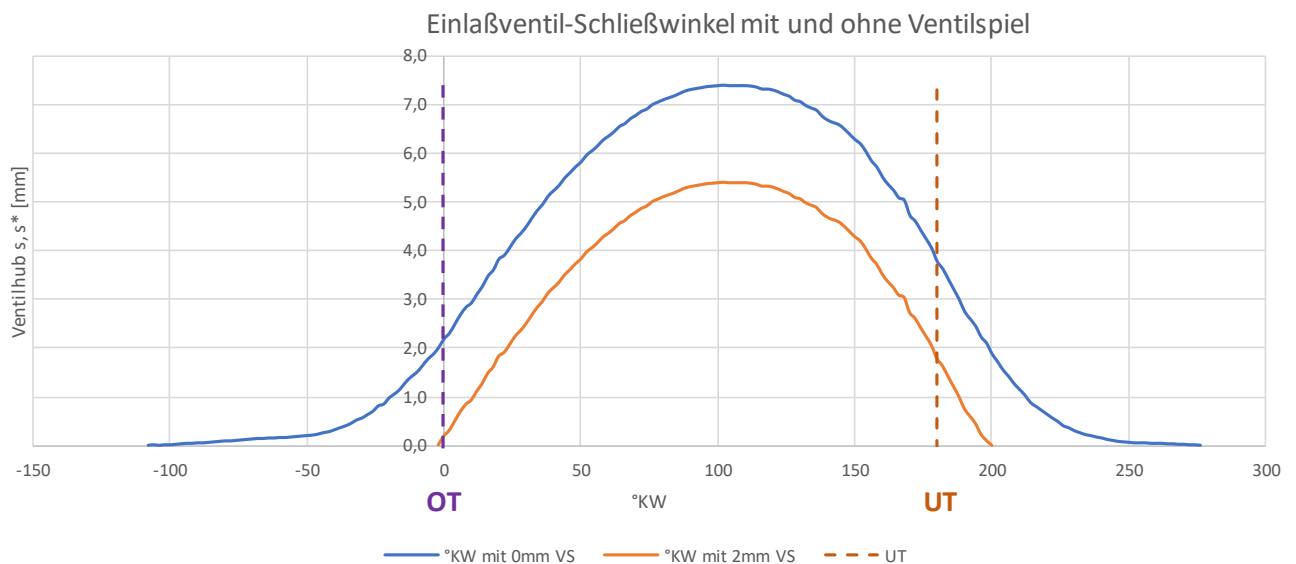


Abbildung 9: Steuerzeiten des Einlassventils bei 2mm und 0mm Ventilspiel

Die wahren Öffnungszeiten sind also deutlich größer als die bei 2mm Ventilspiel angegebenen. Die Korrelation von Kurbelwellen- und Nockenwellenwinkel ist wichtig, um in Abbildung 13 die Lage des Kolbens bei negativer Normalkraft zu untersuchen.

## 5 Bewegungsgleichung

Abbildung 10 zeigt das Kräftegleichgewicht am Ventil.

- $N$  ist die Normalkraft, die vom Kipphebel auf das Ventil ausgeübt wird, um es herunterzudrücken. Ist der Hub NULL, dann soll auch die Normalkraft NULL sein. Das Ventilspiel wird ebenfalls als NULL angenommen (warmer Motor).
- $F_{Feder}$  ist die Kraft, die die Feder auf das Ventil ausübt. Sie wirkt entgegengesetzt zur Normalkraft.
- $F_{Sitz}$  ist die Kraft, die der Ventilsitz bei komplett geschlossenem Ventil auf das Ventil ausübt.

Sobald der Kipphebel auch nur etwas das Ventil anhebt, ist  $F_{Sitz} = 0$ .

Die Masse, die nach unten beschleunigt wird, setzt sich zum einen aus der Ventilmasse selbst, dem Federhalter mit den beiden Keilen und einem Teil der Masse der Feder zusammen. Weiterhin muss auch der Kipphebel beschleunigt werden und wirkt durch sein Trägheitsmoment hemmend. Bei einer Schraubenfeder wird hier  $1/3$  der Federmasse angesetzt. Die Summe aller Massen ist in der reduzierten Masse  $m_{red}$  zusammengefasst.

Haarnadelfedern haben gegenüber Schraubenfedern den Vorteil, dass sie ein wesentlich geringeres Trägheitsmoment aufweisen, weil ja nur das U-förmige Drahtteil beschleunigt wird, welches direkt an dem Federhalter liegt. Bei dem breiten Teil der Haarnadelfeder sind das etwa 10mm, beim schmalen Teil etwa 9mm.

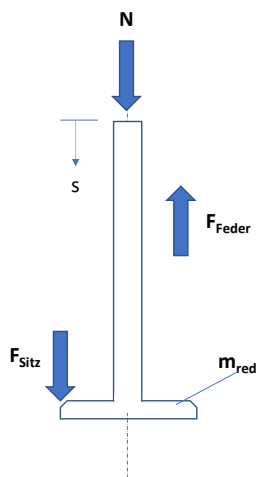


Abbildung 10: Kräftegleichgewicht am Ventil

Entsprechend Tabelle 1 ist die Masse der Schraubenfeder 33,2g, die der Haarnadelfeder mit 135,5g also gut 4mal schwerer. Vergleicht man nun die bewegte Masse der Schraubenfeder von  $33,2g/3=11,1g$  mit der beider Haarnadelfedern von 2,5g, so ist die reduzierte Haarnadelfedermasse mehr als 4mal geringer als die der Schraubenfeder. 1,3g wiegt genau das U-förmige Drahtstück der großen Feder, welches auf und ab beschleunigt wird. Das der kleinen Haarnadelfeder wiegt 1,2g.

Um das Trägheitsmoment  $J_K$  des Kipphebels zu bestimmen, wurde dieser grob 3-D mäßig abgebildet und  $J_K$  numerisch bestimmt zu.

$$J_K = 65.000 \text{ g mm}^2$$

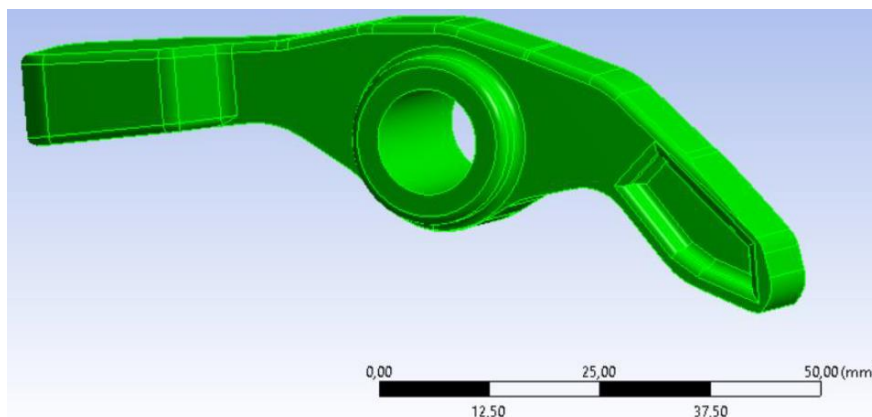


Abbildung 11: 3-D Darstellung des Kipphebels zur numerischen Berechnung des Trägheitsmomentes

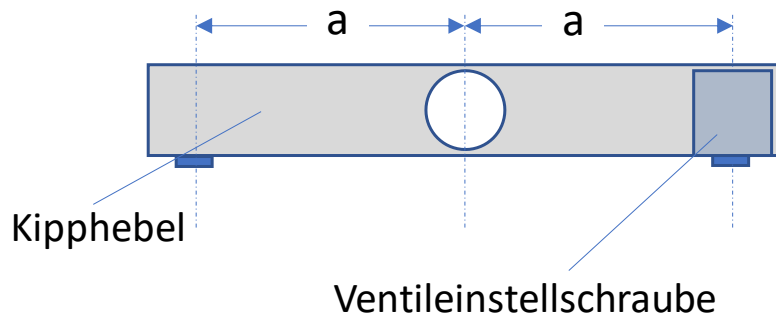


Abbildung 12: vereinfachte Darstellung des Kipphebels

Die Länge  $a$  ist von Bolzenmitte bis zur Mitte der Berührungsfläche am Nocken links und bis Mitte Ventileinstellschraube rechts fast gleich. Da der Kipphebel aber auf dem Nocken gleitet, verändert sich der Abstand etwas mit jeder Drehung der Nockenwelle. Dieser Effekt wurde bei der Berechnung des Trägheitsmomentes vernachlässigt. Da ja nur ein relativer Vergleich zweier Federvarianten durchgeführt wird und der Nocken bei beiden Varianten gleich abrollt, entsteht zwar absolut ein kleiner Fehler aber nicht relativ.

Die Ventileinstellschraube und die Feststellschraube werden als Punktmassen der reduzierten Masse hinzuaddiert.

Für das Standard-Maxventil<sup>2</sup> ergibt sich die reduzierte Masse  $m_{red,St}$  zu

$$m_{red,St, Einlaß} = m_{St, Einlaßventil} + m_{red,Haar} + \frac{1}{a^2} \cdot J_K = 101,2 + 2,5 + \frac{1}{34^2} \cdot 68000 = 162,5 \text{ g}$$

$$m_{red,St, Auslaß} = m_{St, Auslaßventil} + m_{red,Haar} + \frac{1}{a^2} \cdot J_K = 106,1 + 2,5 + \frac{1}{34^2} \cdot 68.000 = 167,4 \text{ g}$$

Für das OBS-Ventil ergibt sich die reduzierte Masse  $m_{red,OBS}$  analog

$$m_{red,OBS, Einlaß} = m_{OBS, Einlaßventil} + \frac{1}{3} m_{Schraubenfeder} + \frac{1}{a^2} \cdot J_K = 72,6 + \frac{33,2}{3} + \frac{1}{34^2} \cdot 68.000 = 142,5 \text{ g}$$

$$m_{red,OBS, Auslaß} = m_{OBS, Auslaßventil} + \frac{1}{3} m_{Schraubenfeder} + \frac{1}{a^2} \cdot J_K = 68 + \frac{33,2}{3} + \frac{1}{34^2} \cdot 68.000 = 137,9 \text{ g}$$

Für das geöffnete Ventil ( $F_{Sitz} = 0$ ) ergibt sich die Bewegungsgleichung allgemein zu

$$m_{red} \cdot \ddot{s} = N - F_{Feder}$$

Hierbei ist  $s$  der Ventilweg und  $\ddot{s}$  die Ventilbeschleunigung. Die Federkraft für die Haarnadelfeder  $F_{Feder,St}$  ergibt sich aus der Geradengleichung in Abbildung 4 zu

$$F_{Feder,St} = c_{0,St} + c_{1,St} \cdot s$$

<sup>2</sup> Der Index St für Standard wird für die normale Nockenwelle der Max verwendet, die in allen Mäxen (Standard-/Spezial-/Super-Max und MAX 300) verwendet wurde

Hierbei sind  $c_i$  die Federkonstanten gemäß Tabelle 3 und  $s$  der Hub. Für die Schraubenfeder bestimmt sich die Federkraft wegen der progressiven Kennlinie zu

$$F_{Feder,OBS} = c_{0,OBS} + c_{1,OBS} \cdot s + c_{2,OBS} \cdot s^2$$

Die Normalkraft  $N$  ergibt sich somit zu

$$N = m_{red} \cdot \ddot{s} + F_{Feder}$$

Für den Fall, dass das Ventil geschlossen ist ( $s=0$ ,  $N=0$ ), ergibt sich

$$0 = F_{Sitz} - F_{Feder,s=0}$$

d.h., die Kraft, mit der das Ventil auf den Sitz drückt, entspricht der Vorspannung der Feder. Die reduzierten Massen wurden oben berechnet und die Federkraft ist als Funktion des Hubs bekannt. Es muss noch die Beschleunigung in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  und dem Hub bestimmt werden.

Die Nockenwelle dreht sich mit halber Drehzahl wie die Kurbelwelle. Damit ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Nockenwelle zu

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{2}}{60} = \frac{\pi \cdot n}{60}$$

mit  $n$  der Kurbelwellendrehzahl in [1/min] und  $\omega$  in [1/s].

## 6 Berechnung der Kräfte am Einlassventil

Anhand von Abbildung 13 werden nachfolgend die Anteile der Bewegungsgleichung erläutert. Zunächst ist in blau der Hub  $s$  mit Skalierung auf der rechten Achse dargestellt. Die Ventilgeschwindigkeit  $v$  in orange ist mit 0,1 der besseren Darstellung halber multipliziert. Die Geschwindigkeit als Ableitung des Ventilhubes nach der Zeit hat bei „1“ am Wendepunkt der Wegfunktion  $s$  ihr Maximum. Folglich muss die Ventilbeschleunigung<sup>3</sup>  $\ddot{s}$  als Ableitung der Geschwindigkeit NULL sein. Am Wendepunkt der Geschwindigkeitsfunktion bei „2“ hat die Beschleunigung ihr Maximum. Zu diesem Zeitpunkt bei 117° ist die Federkraft noch recht klein, da ist der Hub  $s=0,95$  mm. Die Beschleunigungskräfte dominieren die Normalkraft, die dort ebenfalls ein Maximum hat. Man erkennt, dass somit die maximale Belastung beim Öffnen des Einlassventils gleich am Anfang des Offnungsprozesses stattfindet.

Der linke und rechte Bereich von Abbildung 13 ist ausgeblendet, da dort die Bewegungsgleichung nicht mehr gilt, denn dort ist ja das Ventil geschlossen und liegt am Sitz auf. Man erkennt in diesem Bereich auch kleine Schwingungen, die durch Messungenauigkeiten bei der Nockenvermessung und durch die Fourierapproximation zustande kommen.

---

<sup>3</sup> Im Excelsheet wurde der Buchstabe  $a$  für die Beschleunigung verwendet, nicht zu verwechseln mit der Hebellänge  $a$  in Abbildung 12

St-Einlassventil mit Haarnadelfeder 1, Drehzahl  $n = 6.800 \text{ min}^{-1}$

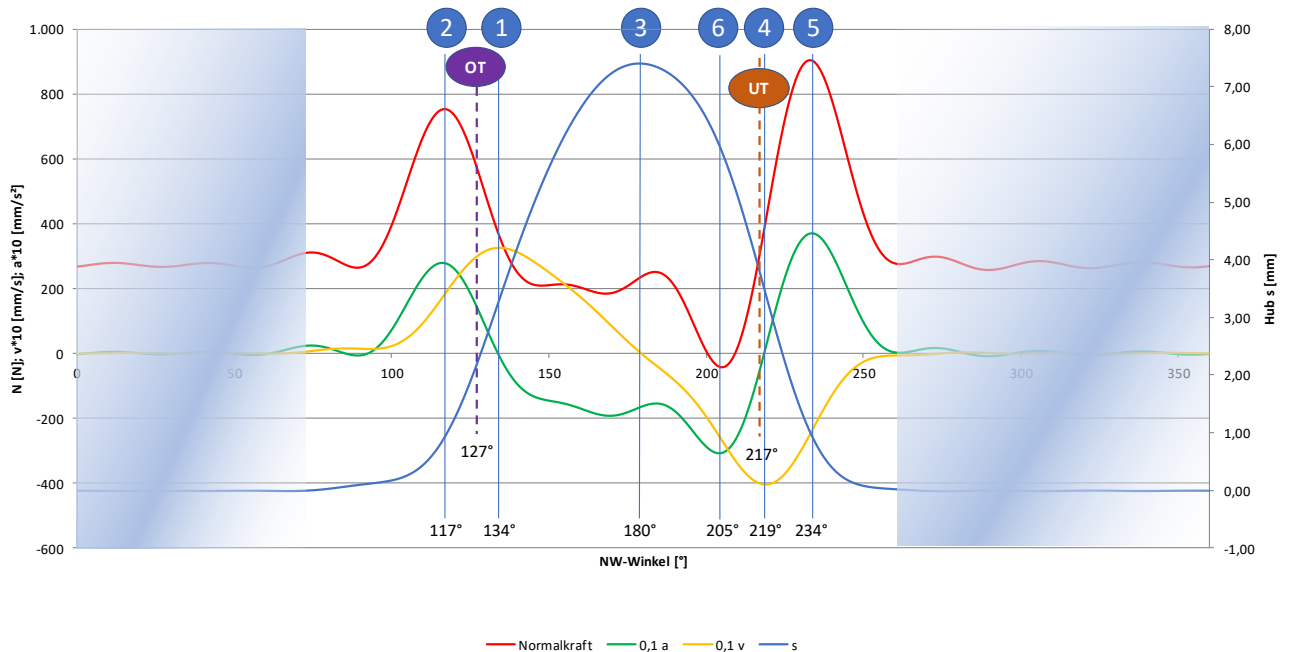


Abbildung 13: Verlauf der Normalkraft  $N$ , der Ventilgeschwindigkeit  $v$  und -beschleunigung  $a$  und dem Hub  $s$  über dem Winkel der Nockenwelle

Steht der Kipphebel bei  $180^\circ$  Nockenwellenwinkel auf dem oberen Totpunkt bei „3“, dann kehrt sich die Bewegungsrichtung des Ventils gerade um und die Geschwindigkeit hat einen Nulldurchgang. Bei „4“ hat die Ventilgeschwindigkeit beim Zurückgehen ein Maximum, womit die Beschleunigung wieder NULL ist. Bei „5“ hat die Geschwindigkeit einen Wendepunkt, wodurch die Beschleunigung und die Normalkraft ihr Maximum erreichen. Das ist bei  $234^\circ$  und einem Hub von  $1,03 \text{ mm}$  der Fall. Interessant ist, dass die Normalkraft beim Schließen größer ist als beim Öffnen. Anzumerken ist, dass das Geschwindigkeitsmaximum beim Öffnen des Ventils  $46^\circ$  vor OT und beim Schließen  $39^\circ$  nach OT liegt. Das liegt an der Asymmetrie der Nocken. Beim Einlassventil ist der Anstieg sanfter, dafür muss es früher öffnen. Aus dem gleichen Grund ist die Normalkraft beim Schließen größer, weil dort der Nocken steiler abfällt.

Dieser Vorgang ist beim Auslassventil genau umgekehrt. Von Bedeutung ist jetzt allerdings der Punkt „6“, an welchem die Normalkraft ihr Minimum hat. Wenn sie dort negativ ist, dann kann es zu dem gefürchteten Ventilflattern kommen. In der Tat zeigt Abbildung 13 einen negativen Wert von  $-42 \text{ N}$  und zeigt, dass es bei der Haarnadelfeder #1 grenzwertig werden kann. Mathematisch gesehen gilt die Bewegungsgleichung im negativen Bereich nicht mehr, weil ja eine Randbedingung war, dass das Ventil immer der Nockenkurve folgt. Hebt das Ventil ab, dann gilt für diesen Zustand eine andere Bewegungsgleichung. Da der genaue Verlauf hier nicht von Bedeutung ist, weil ja dieser Zustand verhindert werden soll, wird darauf auch nicht weiter eingegangen.

Beim Einlassventil liegt dieser kritische Punkt bei  $205^\circ$  NW-Winkel, was  $12^\circ$  vor dem UT des Kolbens liegt ( $217^\circ - 205^\circ$ ), vergl. Abbildung 13, und ist somit eigentlich unkritisch.

Um nochmals zu verdeutlichen, warum die Normalkraft beim Schließen größer ist als beim Öffnen, ist in Abbildung 14 der Term  $m_{red} \cdot \ddot{s}$  und  $F_{Feder}$  separat über dem Nockenwellenwinkel aufgetragen.

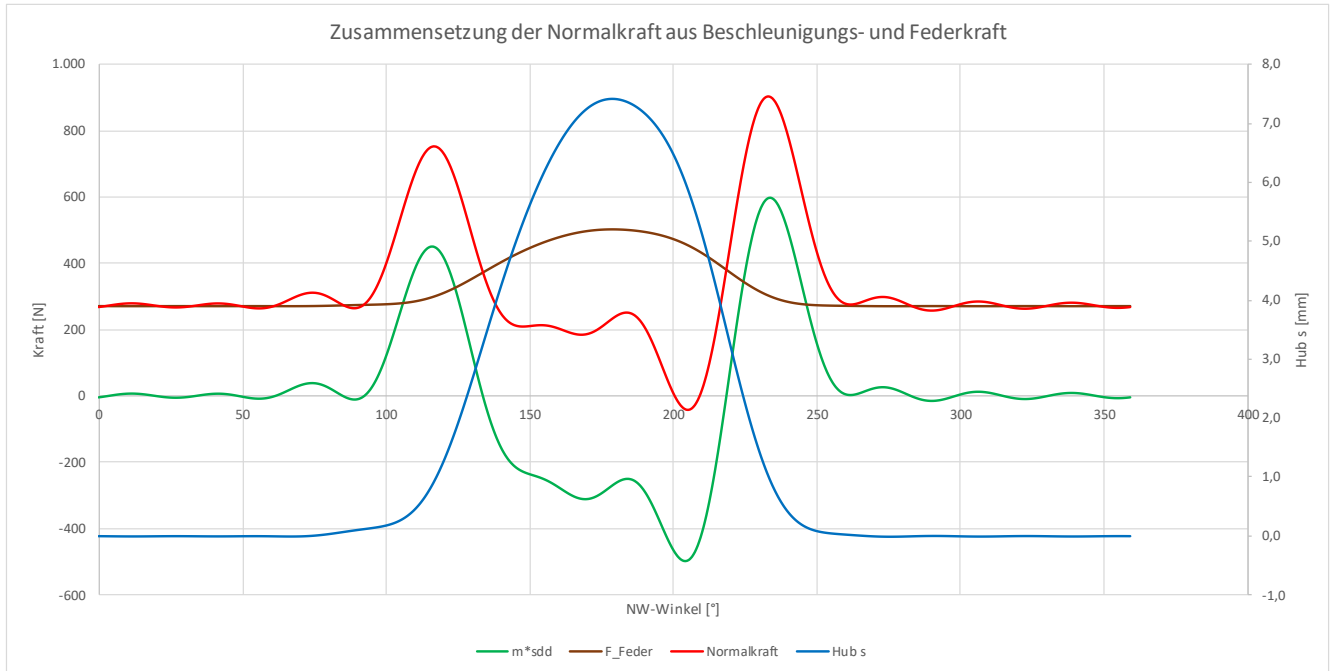


Abbildung 14: Zusammensetzung der Normalkraft N aus Beschleunigungs- und Federkraft, Haarnadelfeder #1

Da die Federkraft sich als reine Wegfunktion nur zwischen Vorspannung und Maximalspannung verändert, ist die Beschleunigungskraft deutlich dynamischer und auch größer in der Amplitude und bestimmt damit die Normalkraft maßgeblich.

**OBS-Einlassventil mit Schraubenfeder + U-Scheiben, Drehzahl n = 6.800 min<sup>-1</sup>**

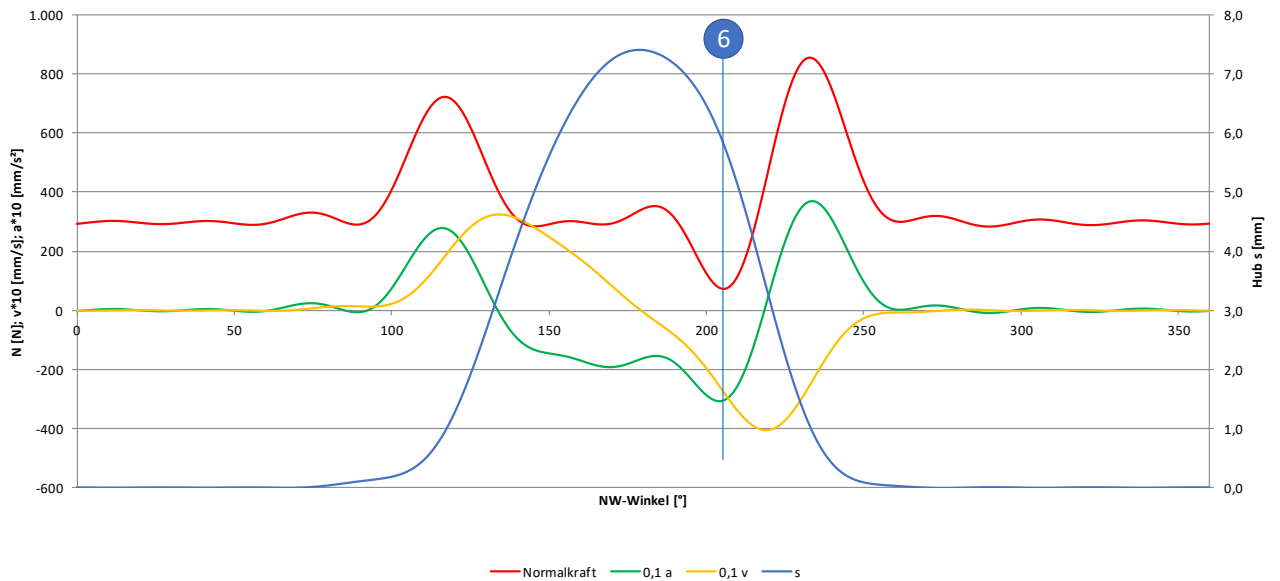


Abbildung 15: Verlauf der Normalkraft N, der Ventilgeschwindigkeit v und -beschleunigung a und dem Hub s über dem Winkel der Nockenwelle mit OBS Einlassventil und Schraubenfeder **mit** Unterlegscheiben

Abbildung 15 zeigt nun die Teile der Bewegungsgleichung fdr die leichteren OBS-Ventile mit Schraubenfeder. Wdhrend bei der Standard-Haarnadelfeder (Abbildung 13) das Maximum der Normalkraft bei 234° mit 902 N liegt, hat sich dieses bei der OBS-Version auf 853 N reduziert, was an der geringeren reduzierten Masse liegt.

Im Gegensatz zu Abbildung 13 ist in Abbildung 15 das Minimum der Normalkraft bei „6“ mit +72N im positiven Bereich, womit ein Ventilflattern sicher ausgeschlossen ist.

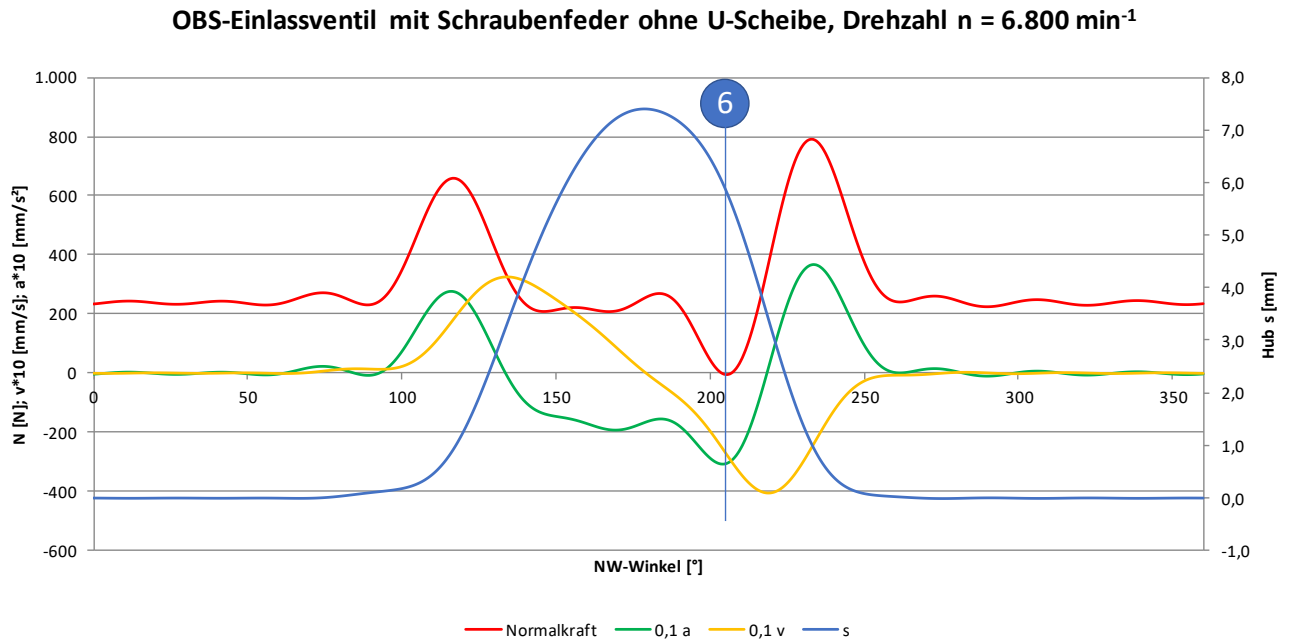


Abbildung 16: Verlauf der Normalkraft  $N$ , der Ventilgeschwindigkeit  $v$  und -beschleunigung  $a$  und dem Hub  $s$  über dem Winkel der Nockenwelle mit OBS Einlassventil und Schraubenfeder aber **ohne** Unterlegscheiben

Aus Abbildung 16 ersieht man, dass wenn man die beiden 1 mm Unterlegscheiben unter der Schraubenfeder weglässt, sich das gesamte Kräftelevel um 72 N nach unten verschiebt und die Normalkraft gerade zu NULL wird.

## 7 Berechnung des Auslassventils

Abbildung 17 zeigt den Verlauf der Normalkraft am Auslassventil mit Haarnadelfeder. Der kritische Punkt „6“ liegt bei 151°NW-Winkel mit -49N. Um zu sehen, ob die Lage des Kolbens in diesem Bereich kritisch wird, ist der OT und UT basierend auf den Technischen Daten von NSU, siehe Tabelle 4, eingezeichnet. Wie auch beim Einlassventil kommt die negative Normalkraft dann vor, wenn sich der Kolben nahe des unteren Totpunktes befindet und müsste daher unkritisch sein.



**St-Auslassventil mit Haarnadelfeder 1, Drehzahl  $n = 6.800 \text{ min}^{-1}$**

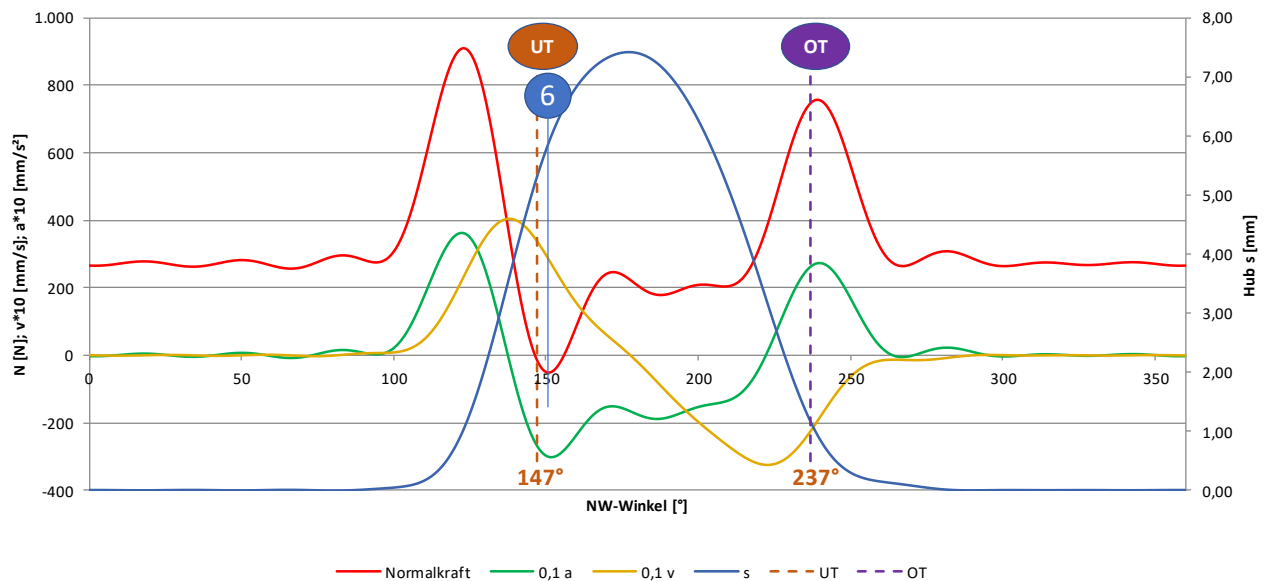


Abbildung 17: Verlauf der Normalkraft  $N$ , der Ventilgeschwindigkeit  $v$  und -beschleunigung  $a$  und dem Hub  $s$  über dem Winkel der Nockenwelle für das Standard Max Auslassventil

## 8 Vergleich

### 8.1 Bewegte Massen

Vergleicht man allein die Ventilmassen aus Tabelle 1 miteinander, dann ist das OBS-Einlassventil um 21,7% und das OBS-Auslassventil um 33,7% leichter. Nimmt man aber die reduzierten Massen, was richtig wäre, als Vergleichsmaßstab, dann betragen die Einsparungen beim Einlassventil nur 12,3% und beim Auslassventil 17,6%.

Macht man den Vergleich absolut, dann ist das OBS-Einlassventil um 14,2 g und das Auslassventil um 23,7 g leichter, bei den reduzierten Massen sind es 20,0g und 29,5g. Die relativen Einsparungen sind aber entscheidend, weil das Ventil ja nur ein Teil der gesamten bewegten Masse ist. Da beim Einlassventil sogar der Tellerdurchmesser vergrößert wurde und damit eine deutliche Leistungssteigerung einhergeht, sind die erzielten 12,3% Gewichtseinsparungen am Einlass positiv zu werten.

### 8.2 Ventilfedertypen

Die Betrachtungen zeigen, dass die Haarnadelfeder der Schraubenfeder aufgrund der geringeren bewegten Masse überlegen ist. Nachdenklich machen die festgestellten Schwankungen bei den Federkräften der verschiedenen Haarnadelfedern. Diese waren jetzt 60 Jahre alt und gebraucht (Historie unbekannt), während die Schraubenfeder neu war. Somit wäre eine Haarnadelfeder mit heutigem guten Federstahl gemacht besser als eine Schraubenfeder.

Nun liest man, dass Ventilschäfte bei Haarnadelfedern einseitig ausschlagen und schneller verschleifen (ohne dass ich das je mit wirklichen Messungen untermauert gelesen habe). Außerdem soll sich das Ventil bei der Verwendung von Schraubenfedern immer leicht drehen und damit für bessere Dichtigkeit am Ventilsitz sorgen. Über diese beiden Phänomene habe ich keine Kenntnisse oder Daten insbesondere nicht für die Anwendung in einer Max, weshalb ich dazu nichts sagen kann. Die gemachte Bewertung bezieht sich nur auf die dynamischen Eigenschaften beider Ventilvarianten.

### 8.3 Ventilkräfte

Aufgrund der größeren reduzierten Masse vom Standard-Ventiltrieb ist auch der Unterschied zwischen der Maximal- und Minimalkraft bei einem Öffnungs- und Schließvorgang mit 902N größer als bei der OBS-Variante ohne U-Scheiben mit nur 790N. D.h., dass die Belastung auf der Einlassseite um 12% geringer ist.

Rein rechnerisch gibt es ein kurzes Abheben beim Standard Einlass- und Auslassventil beim Schließvorgang. Ob das in der Realität auch so stattfindet, bleibt unbekannt. In der Literatur habe ich bislang nichts darüber gelesen. Variiert man in der Berechnung mal die Drehzahl, so bleiben die Normalkräfte im positiven Bereich bei Drehzahlen unter  $5.900 \text{ min}^{-1}$ .

Beim OBS Einlassventil mit U-Scheiben könnte man die Drehzahl bis auf  $7.300 \text{ min}^{-1}$  steigern, bis dass es rechnerisch zum Ventilabheben kommt.

Die wichtigste Aussage, weshalb diese gesamten Betrachtungen gemacht wurden, aber ist, dass auch ohne die beiden 2 mm Unterlegscheiben bei der OBS-Variante bei einer Drehzahl von  $6.800 \text{ min}^{-1}$  die Normalkraft noch im positiven Bereich und im Vergleich zur Haarnadelfeder besser ist. Zudem werden die Normalkräfte nochmals um gut 60N abgesenkt.

## 9 Zusammenfassung

Die Ventilkräfte bei einer Max mit normalen Haarnadelfedern wurden berechnet. Hierzu wurden die Gewichtsdaten des Ventiltriebs bestimmt und die Nockenwellenform gemessen und in eine mathematisch verwertbare Form gebracht. Über die Aufstellung der Bewegungsgleichung für den Ventiltrieb konnte dann die Normalkraft auf das Ventil über dem Nockenwellenwinkel berechnet werden.

Zum Vergleich wurde ein modifizierter Zylinderkopf mit 7mm Ventilen, vergrößertem Einlassventil und Schraubenfeder vermessen und der Verlauf der Normalkraft am Ventil während eines Hubvorgangs berechnet.

Der Vergleich zeigt, dass die Verbesserungen nicht in der Größenordnung der Gewichtsreduzierung liegen, sondern – weil das Ventil nur ein Teil des gesamten Ventiltriebs repräsentiert – in der Gesamtbeurteilung deutlich kleiner sind. Selbstverständlich darf nicht außer Acht gelassen werden, dass zusätzlich zur reduzierten Masse des Einlassventils der von 37 mm auf 39 mm vergrößerte Ventiltellerdurchmesser zu einer Leistungssteigerung führt.

Die eigentliche Motivation zur Berechnung war allerdings, zu sehen, wie weit beide Systeme sich unterscheiden. Es zeigte sich, dass die Schraubenfedervariante ohne die beiden Unterlegscheiben gerade ein Abheben des Kipphebels vom Nocken verhindert, während es bei der Haarnadelfeder zu einer wenn auch geringen negativen Normalkraft kommt und es theoretisch zu einem Abheben des Kipphebels kommt.

Aus diesen Überlegungen und Berechnungen folgt, dass die beiden Unterlegscheiben zur Erhöhung der Federkraft bei der Schraubenfeder nicht verwendet werden müssen.

***Für Hinweise auf Fehler oder Unstimmigkeiten bin ich jederzeit dankbar.***

Anhang

