

Dr.sc. ŽELIMIR PARAT  
Dr.sc. TOMISLAV ZAPLATIĆ  
Fakultet strojarstva i brodogradnje  
Zagreb, Ivana Lučića 5

Izvorni znanstveni članak - Original scientific paper  
UDK: 621.43:621.86:519  
Primljeno - Accepted: 23.05.1995.  
Prihvaćeno - Approved: 19.06.1995.

## PRORAČUNSKI MODELI VIJČANIH SPOJEVA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

### SAŽETAK

Predstavljene su pojednostavnjeni proračunski modeli vijčanih spojeva na motoru s unutarnjim izgaranjem, i to za vijčani spoj stapnjače, poklopca glavnog ležaja, bregaste osovine crpke goriva. Osim toga, razmatrani su kriteriji za ispravno dimenzioniranje vijka i određivanje sile pritezanja vijka, kao preduvjeti za sigurnost vijčanog spoja.

### 1. UVOD

Općevažeće pravilo za izbor osiguranja vijčanog spoja ne postoji, i ne može se na žalost takvo ni napraviti. Svaki se vijčani spoj, sa svojom specifičnom izvedbom i vlastitim opterećenjem, mora točno analizirati, a zatim se odlučuje o tomu kakav pojednostavnjeni proračunski model treba birati za dobivanje međusobne ovisnosti parametara.

Ima primjera da određivanje maksimalne sile u vijku ne predstavlja poteškoću, jer djelujuća pogonska sila razvlači mjesto spoja u smislu vlačnog naprezanja. U tom slučaju čisto aksijalno naprezanje vijčanog spoja relativno je lako dobiti međusobne ovisnosti. Za sigurnost spoja dovoljno je silu pritezanja vijka, prema dijagramu vijka, odrediti tako da se odgovarajućim čimbenikom sigurnosti osigura čvrsti spoj, jer održanje sile pritezanja najbolje osigurava vijčani spoj.

Sprečavanjem olabavljenja osiguranje vijak automatski protiv odvijanja, jer postoji samokočenje uz normalne prilike trenja kod svih navoja.

Ako, međutim, pogonska sila u dijelovima spoja izaziva složeno naprezanje, npr. vlak, odrez i savijanje, teže je odrediti kriterije olabavljenja. Primjeri za to su vijčani spojevi glave stapnjače i poklopca glavnog ležaja koljenastog vratila koji će se ovdje razmatrati.

Kao poseban primjer vijčanog spoja razmatra se učvršćenje brijega crpke goriva na bregastu osovinu.

### 2. VIJČANI SPOJ GLAVE STAPNJAČE

Na slici 1. pokazan je vijčani spoj glave stapnjače. Poklopac ležaja priteže se zajedno sa šalicom ležaja na stapnjaču s dva ili dva para vijaka. Ako se sila pritezanja vijka točno ne propiše, može vremenom nastati olabavljenje spoja. Kritično mjesto je točka A na slici 1. Tu dolazi do vibriranja ako pogonska sila previše rastereti zategnutost spoja. Samo vibriranje može s vremenom izazvati pukotine koje konačno uzrokuju lom. Da bi se to spriječilo, mora se vijčani spoj odgovarajuće dimenzionirati i odred-

## BERECHNUNGSMODELLE DER SCHRAUBENVERBINDUNGEN AM VERBRENNUNGSMOTOR

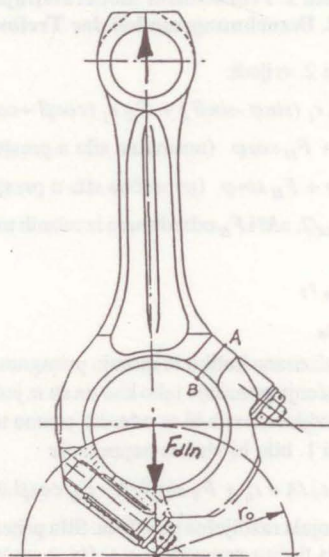
### MATHEMATICAL MODEL OF SCREWED JOINTS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Simplified calculation methods of internal combustion engine screw joints are presented, with respect to screw fastenings of connecting rod bearing, crankshaft main bearing and fuel pump camshaft bearing. Design criteria for proper bolt dimensioning and tightening force estimate as conditions for screw joint safety are discussed.

### 1. EINLEITUNG

Es gibt keine allgemeingültigen Regeln für die Auswahl einer Sicherung der Schraubenverbindung und man kann leider auch keine schaffen. Jede Schraubenverbindung muss mit ihrer spezifischen Ausführung und mit ihrer eigenen Beanspruchung genau analysiert werden, und danach wird entschieden, was für ein vereinfachtes Berechnungsmodell für die Erfassung der Parameterzusammenhänge zu wählen ist.

Es gibt Beispiele, wo die Bestimmung der Betriebskraft keine Schwierigkeit darstellt, weil die wirkende Betriebskraft die Verbindungsstelle auseinanderzieht, im Sinne eine Zugbeanspruchung. In dem Fall der rein axialen Beanspruchung der Schraubenverbindung sind die Zusammenhänge relativ leicht zu erfassen.



Slika 1. Stapnjača s kosom podjelom  
Bild 1. Treibstange mit schräger Teilung



iti silu pritezanja vijka. Dinamičko opterećenje ležaja stapnjače proračunava se po formuli:

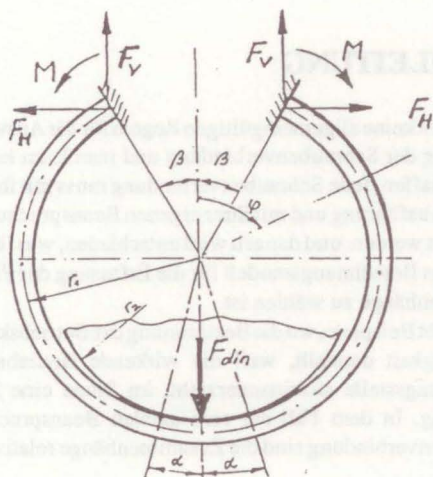
$$F_{din} = (m_{pl} + m_{ko}) r_o \omega^2 \quad (1)$$

pritom su:

- $m_{pl}$  - masa stapnjače (kg)
- $m_{ko}$  - ukupna masa stapa s prstenovima i osovinicom (kg)
- $r_o$  - polumjer koljenastog vratila (m)
- $\omega$  - kutna brzina (1/s)

### 2.1. Proračunski model

Da bi se mogle dobiti međusobne ovisnosti u gornjem smislu trebalo bi izvesti pojednostavnjeni proračunski model prema slici 2. Prema tom proračunskom modelu provodi se proračun unutarnjih sila i momenta savijanja glave stapnjače. Kontinuirano opterećenje od  $-\alpha$  do  $+\alpha$  u području u kojemu stapnjača naliježe na rukavac teško je odrediti i proračun se može pojednostaviti ako se pretpostavi pojedinačna sila u sredini nosača. To povećava sigurnost vijčanog spoja, jer se tako dobiju veći momenti savijanja. Daljnje pojednostavnjenje je pretpostavka konstantnog presjeka nosača.



Slika 2. Proračunski model stapnjače  
Bild 2. Berechnungsmodell der Pleuelstange

Prema slici 2. vrijedi:

$$M_\varphi = -M + F_V r_1 (\sin \varphi - \sin \beta) + F_H r_1 (\cos \beta + \cos \varphi) \quad (2)$$

$$N_\varphi = F_V \sin \varphi + F_H \cos \varphi \quad (\text{normalna sila u presjeku}) \quad (3)$$

$$Q_\varphi = -F_V \cos \varphi + F_H \sin \varphi \quad (\text{poprečna sila u presjeku}) \quad (4)$$

gdje je  $F_V = F_{din}/2$ , a  $M$  i  $F_H$  određuju se iz rubnih uvjeta. Rezultati proračuna:

$$M = 0,227 F_{din} r_1 \quad (5)$$

$$F_H = 0,115 F_{din} \quad (6)$$

U [2] je analizirano koliko se moraju pritegnuti dijelovi spoja da se pri opterećenju ponašaju tako kao da su iz jednoga komada. Sila pritezanja vijka morala bi se odrediti prema tom kriteriju. U točki A na slici 1. bilo bi vlačno naprezanje

$$\sigma_A = M (h/2 - e) / A e r_u + F_V \sin \beta / A - F_H \cos \beta / A \quad (7)$$

kada ne bi postojala razdjelna površina. Sila pritezanja mora biti toliko velika da tlačno naprezanje u točki A za vrijeme opterećenja spoja bude veće od  $\sigma_A$ . Deformiranje šalice ležaja mora se također uzeti u obzir. Za to je potrebna sila:

Für die Sicherheit der Verbindung genügt es nach dem Vorspannungsdiagramm die Schraubenvorspannkraft so zu bestimmen, dass sie mit entsprechendem Sicherheitsfaktor eine feste Verbindung gewährleistet, weil die Erhaltung der Vorspannkraft die beste Sicherung der Schraubenverbindung ist.

Mit dem Verhindern der Lockerung ist die Schraube automatisch auch gegen Losdrehen gesichert, weil bei allen gängigen Befestigungswinden unter normalen Reibungsverhältnissen Selbsthemmung vorhanden ist.

Wenn aber die Betriebskraft auf die Teile der Verbindung zusammengesetzte Spannungen ausübt, z.B. Zug-, Schub- und Biegespannungen, ist es schwieriger die Lockerungskriterien zu bestimmen. Die Beispiele dafür sind die Schraubenverbindungen des Pleuelstangenkopfes und des Hauptlagerdeckels der Pleuellage, die hier betrachtet werden.

Als besonderes Beispiel einer Schraubenverbindung wird die zur Befestigung der Kraftstoffpumpennocke auf der Pleuellage betrachtet.

## 2. SCHRAUBENVERBINDUNG DES TREIBSTANGENKOPFES

Auf dem Bild 1. wird die Schraubenverbindung des Pleuelstangenkopfes dargestellt. Der Lagerdeckel wird zusammen mit der Lagerschale an der Pleuelstange mit zwei oder zwei Paar Schrauben angezogen.

Wenn die Schraubenvorspannkraft nicht richtig vorgeschrieben wird, kann mit der Zeit die Lockerung der Verbindung auftreten. Die kritische Stelle ist Punkt A auf dem Bild. Da fängt es an zu klaffen, wenn die Betriebskraft zu sehr die Vorspannung der Verbindung entlastet. Das Klaffen selbst kann mit der Zeit Risse verursachen, die schliesslich zum Bruch führen. Um das zu vermeiden muss man die Schraubenverbindung entsprechend dimensionieren und die Vorspannkraft der Schraube bestimmen.

Die dynamische Belastung im Pleuellager wird nach der Formel berechnet:

$$F_{din} = (m_{pl} + m_{ko}) r_o \omega^2 \quad (1)$$

dabei sind:

- $m_{pl}$  - Masse der Pleuelstange, kg
- $m_{ko}$  - Gesamtmasse von Pleuelstange mit Ringen und Pleuelbolzen, kg
- $r_o$  - Radius der Pleuellage, m
- $\omega$  - Winkelgeschwindigkeit, 1/s

### 2.1. Berechnungsmodell

Um die Zusammenhänge im obigen Sinne erfassen zu können, sollte das vereinfachte Berechnungsmodell nach Bild 2. ausgeführt werden. Nach diesem Berechnungsmodell wird die Berechnung der inneren Kräfte und des Biegemoments des Pleuelstangenkopfes durchgeführt. Die kontinuierliche Belastung von  $-\alpha$  bis  $+\alpha$ , im Bereich, in welchem die Pleuelstange am Pleuellager anliegt, ist schwierig zu bestimmen, und die Berechnung kann vereinfacht werden, wenn eine Einzelkraft in der Mitte des Trägers angenommen wird. Damit liegt man an der sicheren Seite, was die Sicherheit der Schraubenverbindung betrifft, weil so grössere Biegemomente bekommen werden.

Eine weitere Vereinfachung ist die Voraussetzung des konstanten Querschnittes des Trägers.

Nach Bild 2. gilt es:

$$M_\varphi = -M + F_V r_1 (\sin \varphi - \sin \beta) + F_H r_1 (\cos \beta + \cos \varphi) \quad (2)$$



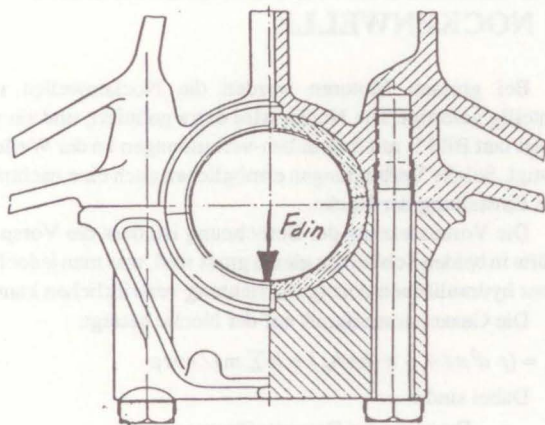
$$F_{bl} = E \delta b (r_u^2 - r_v^2)(r_v^2 - r_u^2) / 2r_u^2 (r_v^2 - r_2^2) \quad (8)$$

gdje je:

- $b$  - širina stapnjače (m)
- $\delta$  - prijeklop (m)
- $A$  - površina presjeka ( $m^2$ )
- $h$  - visina presjeka (m)
- $e$  - razmak između neutralne linije i težišta presjeka (m)
- $E$  - modul elastičnosti ( $N/m^2$ )
- $r_1$  - polumjer zakrivljenosti (m)
- $r_2$  - polumjer rukavca (m)
- $r$  - polumjer zakrivljenosti neutralne linije (m)
- $r_u$  - unutarnji polumjer šalice ležaja (m)
- $r_v$  - vanjski polumjer šalice ležaja (m)

### 3. VIJČANISPOJ POKLOPCA GLAVNOG LEŽAJA KOLJENASTOG VRATILA

Slika 3. pokazuje vijčani spoj poklopca glavnog ležaja koljenastog vratila.



Slika 3. Poklopac glavnog ležaja koljenastog vratila  
Bild 3. Hauptlagerdeckel der Kurbelwelle

Kod višestruko uležištenoga koljenastog vratila sila u ležaju je veća nego ona koja odgovara tlaku izgaranja, jer se superponira djelovanje drugih cilindara. Valja također razmisliti o tomu da pri izgaranju tlak u cilindru veoma brzo raste što izaziva udarno djelovanje te opterećenja ležaja postaju veća nego ona koja odgovaraju tlaku plinova u cilindru.

Poklopac ležaja i gornji dio kućišta ležaja, nakon spajanja vijcima, moraju biti kompaktno tijelo. Za njega se proračunavaju opterećenja u razdjelnom presjeku uslijed djelovanja sile  $F_{din}$  prema proračunskom modelu na slici 4. To su vlačna, smična naprezanja i naprezanja na savijanje.

#### 3.1. Proračunski model

Prema slici 4. vrijedi:

$$M_\varphi = -M + F_V r_1 (1 - \cos \varphi) + F_H r_1 \sin \varphi \quad (9)$$

$$N_\varphi = F_V \cos \varphi + F_H \sin \varphi \quad (10)$$

$$Q_\varphi = -F_V \sin \varphi + F_H \cos \varphi \quad (11)$$

Pritom je  $F_V = F_{din} / 2$

Pod istim pretpostavkama kao u 2.1. slijedi:

$$N_\varphi = F_V \sin \varphi + F_H \cos \varphi \quad (\text{Normalkraft im Querschnitt}) \quad (3)$$

$$Q_\varphi = -F_V \cos \varphi + F_H \sin \varphi \quad (\text{Querkraft im Querschnitt}) \quad (4)$$

wobei  $F_V = F_{din} / 2$  ist, und  $M$  und  $F_H$  werden aus der Randbedingungen bestimmt. Berechnungsergebnis :

$$M = 0,227 F_{din} r_1 \quad (5)$$

$$F_H = 0,115 F_{din} \quad (6)$$

In [2] ist analysiert, wie fest man Verbindungsteile aufeinanderpressen muss, dass sie sich bei der Beanspruchung so verhalten, als ob sie aus einem Stück wären.

Nach diesem Kriterium müsste man die Vorspannkraft der Schraube bestimmen.

Im Punkt A (Bild 1.) wäre eine Zugspannung

$$\sigma_A = M (h/2 - e) / A e r_u + F_V \sin \beta / A - F_H \cos \beta / A \quad (7)$$

wenn keine Trennfläche vorhanden wäre. Die Vorspannkraft muss so gross sein, dass die Druckspannung im Punkt A auch während der Belastung der Verbindung grösser als  $\sigma_A$  ist.

Die Verformung der Lagerschale muss auch berücksichtigt werden. Dafür ist folgende Kraft  $F_{bl}$  erforderlich :

$$F_{bl} = E \delta b (r_u^2 - r_v^2)(r_v^2 - r_u^2) / 2r_u^2 (r_v^2 - r_2^2) \quad (8)$$

wobei gilt :

- $b$  - Treibstangenbreite, m
- $\delta$  - Übermass, m
- $A$  - Querschnittsfläche,  $m^2$
- $h$  - Querschnittshöhe, m
- $e$  - Abstand zwischen Neutrallinie und Schwerpunkt des Querschnitts, m
- $E$  - Elastizitätsmodul,  $N/m^2$
- $r_1$  - Krümmungshalbdurchmesser, m
- $r_2$  - Bolzenhalbdurchmesser, m
- $r$  - Krümmungshalbdurchmesser der Neutrallinie, m
- $r_u$  - Innenhalbdurchmesser der Lagerschale, m
- $r_v$  - Aussenhalbdurchmesser der Lagerschale, m

### 3. SCHRAUBENVERBINDUNG DES HAUPTLAGERDECKELS DER KURBELWELLE

Bild 3. stellt eine Schraubenverbindung des Hauptlagerdeckels der Kurbelwelle.

Bei mehrfach gelagerten Kurbelwellen ist die Lagerkraft  $F_{din}$  grösser als die, die dem Zünddruck entspricht, weil sich die Wirkung der anderen Zylinder überlagert.

Es bleibt auch zu bedenken, dass bei der Zündung der Druck im Zylinder sehr rasch ansteigt, womit sich Stosswirkungen ergeben, und Lagerbelastungen grösser werden als diejenigen, die dem Gasdruck im Zylinder entsprechen.

Lagerdeckel und Lagerwand des Kurbelgehäuseoberteils müssten nach der Verschraubung ein kompakter Körper sein. Für den berchnet man die unter der Kraft  $F_{din}$  in der Trennfläche auftretende Beanspruchung nach dem Berechnungsmodell auf dem Bild 4. Es sind Zug-, Biege- und Schubbeanspruchungen.

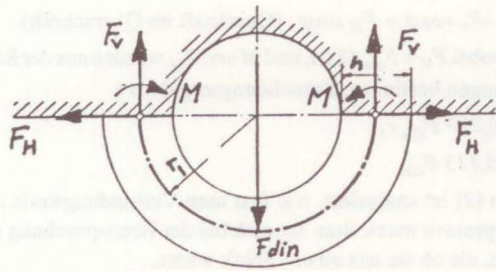
#### 3.1. Berechnungsmodell

Nach Bild 4. gilt :

$$M_\varphi = -M + F_V r_1 (1 - \cos \varphi) + F_H r_1 \sin \varphi \quad (9)$$

$$N_\varphi = F_V \cos \varphi + F_H \sin \varphi \quad (10)$$





Slika 4. Proračunski model poklopca glavnog ležaja  
Bild 4. Berechnungsmodell des Hauptlagerdeckels

$$F_H = 0,46 F_{din} \quad (12)$$

$$M = 0,11 F_{din} r_1 \quad (13)$$

Kod nosača s malim odnosom  $r_1/h$  mora se uzeti u obzir utjecaj poprečne sile, i tada se dobije rezultat:

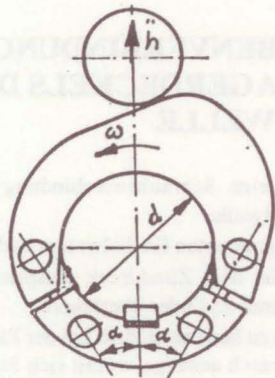
$$F_H = 0,447 F_{din} \quad (14)$$

$$M = 0,09 F_{din} r_1 \quad (15)$$

Vlačna naprezanja i naprezanja savijanja u razdijelnom presjeku mogu se sada izračunati prema (7). Silapritezanja u vijku mora biti tako velika da tlak koji ona izaziva u razdijelnom presjeku bude veći nego vlak i savijanje zajedno. Osim toga, i tako velik da je  $\mu\sigma_d$  ( $\mu$  = faktor trenja) veći od  $\tau$ . Time se sprečava međusobno klizanje dijelova spoja.

#### 4. VIJČANI SPOJ BREGASTE OSOVINE

U velikih se motora bregaste osovine ne izrađuju iz jednog dijela. Brijeg se posebno izrađuje i pričvršćuje na osovinu vijčanim spojem, najčešće kao na slici 5.



Slika 5. Vijčani spoj brijega  
Bild 5. Schraubenverbindung der Nocke

Pretpostavka proračuna je da su sile pritezanja u vijcima jednako velike, što se lako može postići hidrauličkom napravom za pritezanje.

$$F_u = (p d^2 \pi / 4 + c (h+h_o) + h \sum m) / \cos \varphi \quad (16)$$

Pritom su:

- $p$  - tlak u crpki goriva (Pa)
- $d$  - promjer cilindra crpke (m)
- $c$  - konstanta opruge (N/m)
- $h$  - hod stapa (m)

$$Q_\varphi = -F_V \sin \varphi + F_H \cos \varphi \quad (11)$$

Dabei ist  $F_V = F_{din} / 2$

Unter gleichen Voraussetzungen wie in 2.1. ergibt sich :

$$F_H = 0,46 F_{din} \quad (12)$$

$$M = 0,11 F_{din} r_1 \quad (13)$$

Bei den Trägern mit kleinem Verhältnis  $r_1/h$  müsste man den Einfluss der Querkraft berücksichtigen, und dann bekommt man das folgende Ergebnis:

$$F_H = 0,447 F_{din} \quad (14)$$

$$M = 0,09 F_{din} r_1 \quad (15)$$

In der Trennfläche auftretende Zug- und Biegebeanspruchungen kann man nun laut (7) ausrechnen. Die Vorspannkraft in der Schraube muss so gross sein, dass die durch sie erzeugte Druckvorspannung in der Trennfläche grösser ist als Zug- und Biegespannung zusammen, und ausserdem so gross, dass  $\mu\sigma_d$  ( $\mu$ =Reibungsfaktor) grösser als  $\tau$  ist. Damit wird das gegenseitige Gleiten der Verbindungsteile vermieden.

#### 4. SCHRAUBENVERBINDUNG DER NOCKENWELLE

Bei grossen Motoren werden die Nockenwellen nicht einteilig gefertigt. Die Nocke wird extra geliefert, und sie wird meist laut Bild 5. mit Schraubenverbindungen an der Welle befestigt. Solche Verbindungen ermöglichen auch eine nachträgliche Einstellung der Nocke.

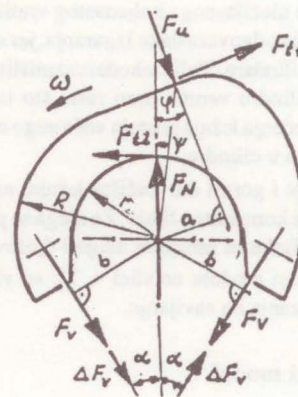
Die Voraussetzung der Berechnung ist, dass die Vorspannkraft in beiden Schrauben gleich gross sind, was man jedoch mit einer hydraulischen Anzugsvorrichtung verwirklichen kann.

Die Gesamtnormalkraft auf der Nocke beträgt:

$$F_u = (p d^2 \pi / 4 + c (h+h_o) + h \sum m) / \cos \varphi \quad (16)$$

Dabei sind :

- $p$  - Druck in der Brennstoffpumpe
- $d$  - Durchmesser des Pumpenzylinders, m
- $c$  - Federkonstante, N/m



- $F_H$  - sila trenja (N)
- $F_V$  - sila pritezanja vijka (N)
- $F_n$  - reakcijska sila osovine (N)
- $F_L$  - sila trenja (N)
- $\Delta F_V$  - promjena sile u vijku (N)
- $F_H$  - Reibungskraft, N
- $F_V$  - Schraubenvorspannkraft, N
- $F_n$  - Reaktionskraft der Welle, N
- $F_L$  - Reibungskraft, N
- $\Delta F_V$  - Kraftdifferenz in der Schraube, N

Slika 6. Plan sila  
Bild 6. Kräfteplan



$h_o$  - početna deformacija opruge (m)  
 $h$  - ubrzanje (m/s<sup>2</sup>)  
 $\Sigma m$  - zbroj masa koje se ubrzavaju (kg)

Prema planu sila na slici 6. slijedi

$$\Delta F_V = \{F_u [a + e R - \mu r (1 - e \operatorname{tg} \varphi)] - 2 \mu r F V \cos \alpha\} / 2b \quad (17)$$

Pritom su:

$a$  - krak djelovanja sile  $F_u$  (m)

$$a = r [\sin 2\varphi / 2 + R \sin \varphi \cos \psi / r \cos (\varphi + \psi)] \quad (18)$$

$$\psi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} [\sin 2\varphi / 2 (\sin 2\varphi + R / r)] \quad (19)$$

$R$  - vanjski polumjer (m)

$r$  - unutarnji polumjer (m)

$b$  - razmak vijaka (m)

$\alpha$  - kut nagiba vijaka

$\omega$  - kutna brzina bregaste osovine (1/s)

$\varphi = \omega t$  - kut zakreta

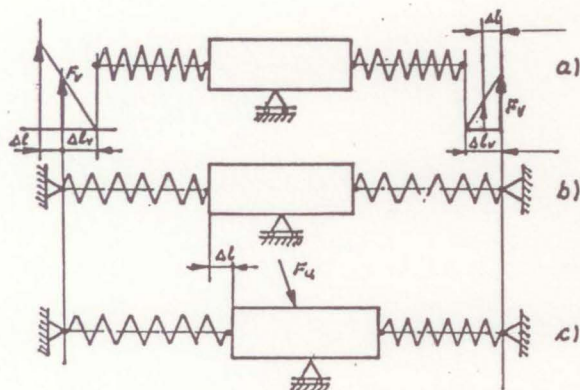
$e$  - faktor otpora

$\mu$  = faktor trenja između brijega i bregaste osovine

Ako je  $\Delta F_V$  određen, lako je proračunati izmjenično naprezanje u vijku, koje je mjerodavno za sigurnost spoja.

#### 4.1. Proračunski model

Slika 7. predočuje proračunski model pritezanja za vijčani spoj i, također, model za određivanje promjene sile u vijku uslijed pogonske sile. Proračunski model je objašnjen potpunije u [2].



Slika 7. Proračunski model pritezanja  
 Bild 7. Berechnungsmodell der Vorspannung

## 5. ZAKLJUČAK

Iako se danas razmatrana opterećenja mogu točnije odrediti programima na elektroničkim računalima, zanimljivo je za svakog projektanta ovladati brzim metodama za određivanje sile pritezanja vijčanih spojeva, poglavito u pretprojektu kada su pravovremeni rezultati možda važniji nego sama točnost.

## LITERATURA

- [1] S. TIMOŠENKO: Otpornost materijala. Građevinska knjiga, Beograd, 1956.
- [2] Ž. PARAT: Izmjenično naprezanje vijaka za pričvršćivanje krivuljnog mehanizma pumpe goriva brodskih motora. Zbornik radova XII FSB, Zagreb, 1988.
- [3] Ž. PARAT: Sigurnost vijčanog spoja klipnjače brodskog motora. Zbornik radova XVII FSB, Zagreb, 1993.

$h$  - Kolbenhub, m  
 $h_o$  - Vorspannweg der Feder  
 $h$  - Beschleunigung, m/s<sup>2</sup>  
 $\Sigma m$  - alle Beschleunigungsmassen, kg

Nach dem Kräfteplan auf Bild 6. folgt es

$$\Delta F_V = \{F_u [a + e R - \mu r (1 - e \operatorname{tg} \varphi)] - 2 \mu r F V \cos \alpha\} / 2b \quad (17)$$

Dabei sind:

$a$  - Hebelarm der Kraft  $F_u$ , m

$$a = r [\sin 2\varphi / 2 + R \sin \varphi \cos \psi / r \cos (\varphi + \psi)] \quad (18)$$

$$\psi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} [\sin 2\varphi / 2 (\sin 2\varphi + R / r)] \quad (19)$$

$R$  - Aussenhalbdurchmesser, m

$r$  - Innenhalbdurchmesser, m

$b$  - Abstand der Schraube, m

$\alpha$  - Neigungswinkel der Schraube,

$\omega$  - Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle, 1/s

$\varphi = \omega t$  Drehungswinkel,

$e$  - Widerstandsfaktor,

$\mu$  = Reibungsfaktor zwischen Nocke und Nockenwelle.

Wenn  $\Delta F_V$  bestimmt ist, ist es einfach die Wechsellastspannung der Schraube zu berechnen, die auch massgebend für die Sicherheit der Verbindung ist.

#### 4.1 Berechnungsmodell

Bild 7. stellt das Berechnungsmodell der Vorspannung für die Schraubenverbindung und auch Modell für die Bestimmung der Kraftänderung in der Schraube infolge der Betriebskraft. Das Berechnungsmodell ist ausführlich in [2] erklärt.

## 5. SCHLUSSFOLGERUNG

Obwohl man heutzutage die betrachteten Beanspruchungen mit computergestützten Berechnungen genauer bestimmen könnte, ist es auch für jeden Projektanten interessant eine schnelle Methode für die Bestimmung der Vorspannkraft bei den Schraubenverbindungen zu beherrschen, besonders im Vorprojekt, wenn rechtzeitige Ergebnisse vielleicht wichtiger sind als die Genauigkeit an sich.

## LITERATURA

- [1] S. TIMOŠENKO: Otpornost materijala, Građevinska knjiga, Beograd, 1956.
- [2] Ž. PARAT: Izmjenično naprezanje vijaka za pričvršćavanje krivuljnog mehanizma pumpe goriva brodskih motora, Zbornik radova XII FSB, Zagreb, 1988.
- [3] Ž. PARAT: Sigurnost vijčanog spoja klipnjače brodskog motora, Zbornik radova XVII FSB, Zagreb, 1993.