Navorsings- en oorsigartikels

Oorgangsgedrag van 'n voertuigbladveer

C.R. Bester* en M.C. van Schoor

Departement Meganiese en Lugvaartkundige Ingenieurswese, Universiteit van Pretoria, Pretoria, 0002

Ontvang 13 Oktober 1993; aanvaar 24 Januarie 1994

UITTREKSEL

Die kragoordragkarakteristieke van 'n tapse, onsimmetriese bladveer van 'n Suid-Afrikaansvervaardigde vragmotor is kwasi-stasies en dinamies bepaal deur die rigtingafhanklike styfhede en eerste natuurlike frekwensie eksperimenteel te meet. Die toetsresultate is ook gebruik om 'n Rayleigh-Ritz dinamiese model van die veer te verifieer en aan te pas.

Die voorspelde styfheid vir samedrukking, nl. 196078 N/m, verskil met slegs 4,8% van die gemete waarde van 187138 N/m, terwyl die voorspelde styfheid in die uittrekkingsrigting, nl. 161987 N/m, met 6,8% van die gemete waarde van 151605 N/m verskil. Die voorspelde eerste natuurlike frekwensie is 28,3 Hz vir samedrukking en 28,1 Hz vir uitrekking. Hierdie waardes vergelyk goed met die eksperimenteel gemete waarde van 28,2 Hz.

Die dinamiese karakteristieke van die veer soos dit in die voertuig geïnstalleer word, is van dié in die toetsbank geïsoleer deur die styfheid en traagheid van die eksperimentele opwekkingstang uit die model weg te laat. Die resulterende eerste natuurlike frekwensie in die samedrukkings- en uittrekkingsrigtings is onderskeidelik 7,96 Hz en 7,43 Hz.

Die model is eenvoudig en akkuraat en dien as 'n hulpmiddel vir die ontwerp van enkelstadiumbladvere in voertuie wat op die ruwe Suid-Afrikaanse terrein gebruik word.

ABSTRACT

Transient behaviour of a vehicle leaf spring

The quasi-static and dynamic force transfer characteristics of an asymmetric tapered leaf spring of a South African truck were experimentally determined by measuring the direction dependent stiffnesses and lowest natural frequency. The test results were also used to verify and modify a Rayleigh-Ritz dynamic model of the spring.

The difference between the predicted stiffness for compression, i.e. 196078 N/m, and the measured value of 187138 N/m, is only 4,8%, while the difference between the predicted stiffness for rebound, i.e. 161987 N/m, and the measured value of 151605 N/m, is 6,8%. The predicted lowest natural frequency is 28,3 Hz for compression and 28,1 Hz for rebound. These values compare favourably with the experimentally determined value of 28,2 Hz.

The dynamic characteristics of the installed spring in the vehicle were isolated from those in the test bench by omitting the stiffness and inertia of the experimental excitation rod from the mathematical model. The resulting lowest natural frequencies for compression and rebound are 7,96 Hz and 7,43 Hz, respectively.

The model is simple and accurate and serves as a design aid for single-stage leaf springs to be used in vehicles on the rough South African roads.

INLEIDING

Wanneer 'n wielvoertuig oor 'n terrein beweeg, word die wiele verplaas en kragte deur die suspensiekomponente aan die voertuigstruktuur, passasiers en vrag oorgedra. Die voertuiggedrag, uitgedruk in terme van verplasing, snelheid en versnelling, sal van die padruheid, voertuigspoed, band- en suspensie-eienskappe asook massa en plasing van voertuigkomponente, passasiers en vrag afhang.

Die suspensiestelsel bestaan gewoonlik uit 'n veer-demperkombinasie. In die laefrekwensiegebied word padinsette direk aan die passasiers en vrag oorgedra, maar in die hoëfrekwensiegebied dien die suspensie as 'n onderdeurlaatfilter. Oor die algemeen word bladvere wat in Suid-Afrika op voertuie gebruik word, vir oorsese omstandighede ontwerp. Handels- en militêre voertuie in

die Suid-Afrikaanse bedryf word egter dikwels by aansienlik strawwer omstandighede as in tipiese toestande in die land van herkoms gebruik. Obstruksies soos klippe, slaggate en spoelstele word op ruwe terrein aangetref en stel hoë vereistes aan die ritgedrag en hantering van die voertuig. Daarom is 'n fundamentele begrip van die karakteristieke van bladvere van belang, sodat 'n veilige, betroubare en optimale ontwerpvermoë van voertuig-suspensies en -strukture vir Suid-Afrikaanse toestande gevestig kan word.

Die belangrikste voertuigsuspensiekarakteristieke is veerstyfheid en demping. Die statiese defleksie δ_{st} vir 'n gegewe wielbelasting F word soos volg deur die styfheid k bepaal:

$$\delta_{st} = F/k \quad (1)$$

* Outeur aan wie korrespondensie gerig kan word.

'n Ruwe terrein wek egter hoë relatiewe snelhede tussen die voertuigas en -romp op.¹ Die veer vertoon dus sowel statiese as dinamiese gedrag. Ten einde die algehele suspensiegedrag te beskryf, is 'n geverifieerde analitiese bladveermodel opgestel om as ontwerphulpmiddel te dien. Hierdie model gee voertuigontwerpers die vermoë om die werkverrigting, effektiwiteit en betroubaarheid van hulle bladveerontwerpe vir Suid-Afrikaanse toestande te verifieer alvorens hardeware vervaardig word.

Modellerings word bemoeilik deur die feit dat 'n bladveer histeretiese gedrag vertoon, m.a.w. die samedrukkings- en uittrekkingskarakteristieke verskil.^{2,3} Die styfheid is dus rigtingafhanklik en kan nie m.b.v. die eenvoudige verwantskap in vergelyking 1 beskryf word nie.

Verder word die styfheid en traagheid langs die lengte van die veer versprei, met die gevolg dat 'n akkurate dinamiese veermodel 'n eindige aantal natuurlike modusse in die frekwensiegebied van belang het. Gesofistikeerde balkvibrasiemodelle is deur Kobayashi⁴ en Minami⁵ ontwikkel. Kobayashi maak die aanname dat elke blad van die oplegbalk om sy eie as buig en dat kontak tussen aangrensende blaie oor die bladlengte verspreid is. Die blaie kan dus vir modelleringsdoeleindes langs mekaar geplaas word, i.p.v. onder mekaar. 'n Trapvormige blad word dus verkry. Die bewegingsvergelykings word analities opgelos en eksakte eiewaardes en natuurlike frekwensies word bereken. Minami se model maak van die aanname gebruik dat kontakkrigte slegs by die bladpunte aan elke aangrensende blad oorgedra word. Albei die metodes is egter ingewikkeld en te omslagtig vir algemene gebruik deur voertuigontwerpers.

Die Spring Design Manual⁶ gee 'n geometriese model wat ook die effek van die vertikale skakelskarnierhoek op die veerstyfheid aantoon. Dit is egter slegs 'n statiese model en kan, soos die kwasistatiese modelle, nie dinamiese gedrag voorspel nie.

Ten einde 'n eenvoudige kwasistatiese en dinamiese model op te stel, is 'n aantal potensiële teoretiese oplossingsmetodes ondersoek en die Rayleigh-Ritz-metode

is as die geskikste metode geselekteer. 'n Omvattende stel eksperimentele toetse is ook gedoen om as bevestiging van die model te dien. Die rigtingafhanklike styfheid en eerste natuurlike frekwensie is m.b.v. die eksperimentele toetsresultate bereken en die resultate is gebruik om die model te verfyn. Die prosedure word skematies in figuur 1 getoon.

VEERMONSTER

'n Tienbladenkelstadiumvoorveer van 'n Suid-Afrikaans-vervaardigde vragmotor (figuur 2) is vir bestudering geselekteer aangesien dit ontwerp is vir die strawwe plaaslike padtoestande. Die veer is van staal vervaardig, is taps en onsimmetries (die lengte voor die as is 900 mm en dié agter die as is 972,5 mm om bakoorthang te beperk). Die boonste twee blaie is ewe lank, nl. 1900 mm en strek oor die volle veerlengte. Die bladwydte van 80 mm is konstant en elke blad het 'n maksimum dikte van 13 mm. Die maksimum veerdikte, wat by die asvashegtingspunt voorkom, is 130 mm. By 'n oneindige krommingstraal (reguit veer) is die horisontale hellingshoek 2° na agter. 'n Skakelskanier is by die agterste rompvashegtingspunt aangebring. Die veer is voorsien van 'n senterbout en twee klemplate om die as aan die veer te bevestig. Vier klampe langs die lengte van die veer bewerkstellig verspreide kontak tussen die blaie om sodoende die spanning in elke blad te verlaag. Die tweede onderste blad is van 'n vashegtingspunt vir 'n hidrouliese demper voorsien. Die statiese ontwerpbelasting is 1850 kg by 'n defleksie van 117 mm en die maksimum toelaatbare belasting is 3600 kg by 227 mm samedrukking. Die ooreenstemmende statiese wrywinglose styfheid is 155469 N/m. 'n Sy-aansig van die veer in die geïnstalleerde toestand word in figuur 2 getoon.

MODELLERING

Die oplossingsmetodes wat oorweeg is, is: die Rayleigh-Ritz-metode,⁷ die Galerkinmetode,⁸ die eindigever-skilm metode⁸ en

FIGUUR 2: Sy-aansig van die Suid-Afrikaansvervaardigde bladveer.

die eindige-elementmetode.^{8,9} Seleksie van die Rayleigh-Ritz-metode word vervolgens kortliks gemotiveer.

Die Rayleigh-Ritz-metode is gebaseer op 'n energie-benadering wat fundamenteel 'n beter benadering as die Galerkinmetode ('n gewoegde residumetode) is. Die eindigeverskilmetode berus op numeriese differensiasie, wat 'n probleem skep indien 'n diskontinuiteit in die tweede moment van oppervlakte bestaan (byvoorbeeld a.g.v. die klemplate by die asvashegtingspunt). 'n Groot aantal nodepunte moet in sodanige geval gebruik word om aanvaarbare akkuraatheid te verkry. Die eindige-elementmetode lewer gewoonlik 'n groot, rekenaarintensiewe probleem. Vir N -aantal ballelemente is die grootte van die styfheids- en traagheidsmatrikse $(2N-2) \times (2N-2)$ elk.

Die Rayleigh-Ritz-metode lewer, veral in die frekwensievak, fisies interpreteerbare resultate. Die metode is besonder geskik vir balktipe probleme en akkurate

voorspelling van sowel die statiese as dinamiese karakteristieke van die bladveer kan verkry word deur 'n versigtige keuse van 'n klein aantal gekose modusvorme ("assumed modes"). Die metode lewer 'n klein, hanteerbare en akkurate model waarvan die resultate maklik interpreteerbaar is. So byvoorbeeld kan die gekose modusvorme gekies word dat dit eksak differensieerbaar is vir enige orde afgeleide.

Die aanloklikste voordeel van die metode is die klein orde van die resulterende eiewaardeprobleem. In vergelyking met 'n groot vryheidsgraad eindige-elementmodel wat hoë eise stel aan rekenaarspoed en -kapasiteit, kan die Rayleigh-Ritz-model voorspellings van die bladveer se statiese en dinamiese gedrag vinnig op 'n persoonlike rekenaar lewer.

Veermodeel

Die veer word m.b.v. 'n oplegbalk, soos in figuur 3 aangetoon, gemodelleer. M en J stel onderskeidelik die massa

FIGUUR 3: Oplegbalkmodel van 'n veer.

en traagheidsmoment van die klemplate by die asvashegtingspunt voor. (Die klemplate dien nie slegs as hulpmiddel om die as vas te heg nie, maar die lengte daarvan beïnvloed ook die veerstyfheid; hoe langer die plate, hoe hoër die styfheid.) Die styfheid k_p van die opwekkingstang is nodig om die eksperimentele opstelling korrek te modelleer. Die skakelskarnier laat 'n lengteverandering van die veer toe. Let daarop dat hierdie nielineêre effek wat die skakelskarniertydens opwekking mag hê, buite rekening gelaat is in die Rayleigh-Ritz-model. 'n Lineêre krag-defleksieverwantskap word dus aanvaar. Ten einde die natuurlike frekwensies en normaalmodusvorme te bereken, word daar verder aanvaar dat die balk slegs styfheids- en traagheidseienskappe vertoon. Beweging is dus ongedemp. In die praktyk is daar gevind dat eksperimentele toetse die beste metode is om die dempingskarakteristieke te bepaal, aangesien wrywingsdempingsmodelle nie herhaalbare akkurate voorspellings lewer nie.

Wiskundige formulering van dinamiese gedrag

Beskou weereens figuur 3. Die defleksie w by enige punt x langs die balk op 'n tydstip t is:

$$w = w(x, t) \quad (2)$$

$w(x, t)$ word benader deur die superposisie van 'n eindige aantal natuurlike, ontkoppelde modusse:

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^m \phi_n(x) q_n(t) \quad (3)$$

waar $\phi_n(x)$ die n -de normaalmodusvorm as 'n funksie van x , $q_n(t)$ 'n periodiese funksie van tyd en m die gekose aantal modusvorme is.

Die normaalmodusvorme ϕ_n is tans onbekend. Ten einde die oplossing te bepaal, word 'n aantal toelaatbare modusvorme $\Psi_j(x)$ gekies. Hierdie gekose modusse moet die geometriese en natuurlike randwaardes vir 'n oplegbalk bevredig.

Die geometriese randwaardes vir die probleem is:

$$\Psi_j(0) = \Psi_j(L) = 0 \quad (4)$$

Die natuurlike randwaardes is:

$$\Psi_j''(0) = \Psi_j''(L) = 0 \quad (5)$$

Die volgende gekose modusvorme bevredig die bogenoemde randwaardes:

$$\Psi_j(x) = \sin \frac{i\pi x}{L} \quad (6)$$

Die elemente k_{ij} van die styfheids- en m_{ij} van die traagheidsmatriks is onderskeidelik:

$$k_{ij} = E \int_0^L I(x) \Psi_i''(x) \Psi_j''(x) dx + k_p \Psi_i(p) \Psi_j(p) \quad (7)$$

$$m_{ij} = \rho \int_0^L A(x) \Psi_i(x) \Psi_j(x) dx + M \Psi_i(p) \Psi_j(p) + J \Psi_i'(p) \Psi_j'(p) \quad (8)$$

waar E Young se modulus van die balkmateriaal
 $I(x)$ die tweede moment van die oppervlakte van die balkdwarsniet by 'n posisie x
 ρ die materiaaldigtheid
 $A(x)$ die dwarssnitoppervlakte van die balk by 'n posisie x
 en p die x -posisie van die asvashegtingspunt is.

Die gekose modusvorme soos deur vergelyking 6 beskryf word, is nie eksak nie. Verder impliseer die gebruik van vergelyking 3 dat 'n kontinue stelsel benader word deur 'n diskrete stelsel met m -aantal vryheidsgrade. Beide die bogenoemde twee faktore lei daartoe dat die berekende natuurlike frekwensies hoër as die eksakte natuurlike frekwensies is.¹⁰ Hierdie verskil tussen die eksakte en berekende natuurlike frekwensies word geminimeer deur die volgende eiewaardeprobleem op te los:

$$[k_y - \omega^2 m_y] U = 0 \quad (9)$$

waar U die eievektor en ω_i die eiewaardes is wat ook die natuurlike frekwensie is. Die benaderde normaalmodus ϕ_n is:

$$\phi(x) = \bar{\Psi} \bar{U} \quad (10)$$

Die styfheid en traagheid vir elke normaalmodus word soos volg bereken:

$$k_{ii}^* = u^T k u \quad (11)$$

$$m_{ii}^* = u^T m u \quad (12)$$

Die dinamiese veergedrag, d.w.s. $w(x, t)$, kan nou m.b.v. die modussuperposisievergelyking (3) beskryf word.

Die gebruik van modussuperposisie is egter nie slegs tot die beskrywing van dinamiese veergedrag beperk nie. Daar word vervolgens van modussuperposisie gebruik gemaak om ook die statiese gedrag akkuraat te beskryf.

Wiskundige formulering van statiese gedrag

Die bewegingsvergelyking vir 'n lineêre, ongedempte multivryheidstelsel wat deur 'n toegepaste kragvektor F opgewek word, is:

$$m \ddot{w} + k w = F \quad (13)$$

Vir statiese gedrag is die versnellingsvektor nul, sodat vergelyking 13 reduceer tot:

$$k w = F \quad (14)$$

FIGUUR 4: Ekwivalente trapvormige bladprofiel.

'n Matriksvorm van die modussuperposisievergelyking 3 vir die statiese geval is:

$$w_s = \phi q_s \quad (15)$$

Clough & Penzien⁷ toon aan dat die statiese q -vektor m.b.v. die volgende vergelyking bereken kan word:

$$q_s = k^{-1} \phi^T F \quad (16)$$

Die statiese reaksie kragte $V(0)$ en $V(L)$ word soos volg bereken:

$$V(0) = \sum_{n=1}^m EI(0) \omega_n'''(0, t) \quad (17)$$

$$V(L) = \sum_{n=1}^m EI(L) \omega_n'''(L, t) \quad (18)$$

Modellering van rigtingafhanklike gedrag

Tydens uitrekking vanuit 'n saamgedrukte posisie word die kontakkrag tussen die blaaië verminder, wat die blaaië toelaat om los van mekaar te kan beweeg. 'n Trapvormige

enkelbladmodel soortgelyk aan dié van Kobayashi⁴ kan dus opgestel word. Die ekwivalente trapvormige bladprofiel word in figuur 4 getoon.

Tydens samedrukking daarenteen, word 'n drukkrag by die asvashegtingspunt toegepas. Die aanname word gemaak dat die blaaië lokaal in die omgewing van die asvashegtingspunt sluit omdat hulle vasgedruk word. Buiging geskied dus om 'n gemeenskaplike neutrale as, wat die tweede moment van die oppervlakte lokaal beduidend verhoog. 'n Verdere aanname word gemaak dat glip tussen die blaaië buite hierdie gebied plaasvind en dat elke blad, soos tydens uitrekking, om sy eie neutrale as buig. Die lokale sluitaksie word in figuur 5 uitgebeeld.

EKSPERIMENTELE TOETSE

Twee metodes vir die eksperimentele karakterisering van die veer is oorweeg, nl. deur metings op die voertuig te doen of deur laboratoriumtoetse. Eersgenoemde metode is as onwenslik beskou aangesien die aanbring van lasselle vir reaksiekragemetings by die rompvashegtingspunte in die voertuig strukturele en geometriese wysigings sou

FIGUUR 5: Lokale bladveersluitaksie tydens samedrukking.

noodsaak. Daarenteen kon die veer m.b.v. laboratorium-toetse uniek, m.a.w. in die afwesigheid van die hidrouliese demper, gekarakteriseer word.

Die toetse is gedoen om die model wat in die vorige paragraaf opgestel is, te kwalifiseer, asook om 'n databasis te vestig wat veergedrag vir 'n wye reeks insette bevat. Praktiese bedryfstoele is sover moontlik realisties nageboots ten einde toepaslike resultate te verseker.

Bedryfstoele

Die vertikale spoed waarteen die veer opgewek word, is afhanklik van die voertuigspoed, terreinruheid, band- en veer karakteristieke en traagheidseienskappe van die as en voertuigromp. Die maksimum veilige spoed waarteen die voertuig 'n 200 mm hoë, trapvormige hindernis kan oorsteek, is 40 km/h, met 'n gepaardgaande maksimum relatiewe veerspoed van 3,48 m/s.¹ Vir kwasistatiese karakterisering is 0,01 m/s as laag genoeg beskou. Die defleksiebereik van die veer is die ontwerp slaglengte, nl. 227 mm. Sowel die samedrukkings- as uittrekkingsrigtings word in die praktyk opgewek, aangesien die veer na oorsteek van die hindernis ontspan om weer die statiese defleksie te bereik.

Toetsopstelling

'n Persoonlike rekenaar is gebruik om meganiese beweging van die toetsmonster d.m.v. 'n proporsionele integraal afgeleidebeheerder (afgekort PIA) en 'n 100 kN hidrouliese aktueerder op te wek. (Hidrouliese aktuering is bo elektrodinamiese aktuering verkies weens die verlangde slaglengte van 227 mm.) 'n Toetsbank, bestaande uit 'n driehoekvormige raamwerk en drie I-balke, bevat die aktueerder met 'n ingeboude verplasingsoemsetter, 'n meganiese kruk, die toetsmonster en twee 100 kN-skuifweblassele. Die meganiese kruk verdubbel die uitsetspoed van die aktueerder ten einde 'n maksimum

spoed van 3,5 m/s by die asvashegtingspunt te verkry. Die toetsbank word in figuur 6 getoon.

In 'n poging om resonansie van die toetsbank tydens opwekking te verhoed, is I-balke met 'n hoë tweede moment van oppervlakte-tot-gewig per eenheid lengteverhouding gebruik. Die geskatte natuurlike frekwensie van die horisontale I-balk, nl. 380 Hz, is aansienlik hoër as die eerste natuurlike frekwensie van die veer in die toetsbank (ongeveer 28 Hz).

Rekenaarbeheer is vir kwasistatiese sowel as dinamiese karakterisering gebruik, aangesien intydse meting en omskakeling van seine asook berging van groot hoeveelhede gemete data sodoende moontlik gemaak word. 'n Program bekend as "Comptest"¹¹, wat uitsluitlik vir die karakterisering van voertuigsuspensiekomponente geskryf is, is deurgaans vir die toetse gebruik weens die gerief wat dit veral vir die beheer van hoëspoedinsette bied. Tydens langslagopwekking swaai die kruk deur groot hoeke, met gepaardgaande geometriese afwykings. 'n Stel vergelykings wat hierdie afwykings in berekening bring, is derhalwe in die "Comptest"-program opgeneem.

Die rekenaar lewer en ontvang seine in versyferde vorm. Die PIA, aktueerder en lasselle is egter analoogtoestelle. A/D- en D/A-kaarte is onderskeidelik gebruik om die analoogseine te versyfer en die versyferde seine om te skakel na analoogseine. 'n Diagrammatiese voorstelling van die rekenaarbeheersiklus word in figuur 7 getoon.

Toetsskema en -uitvoering

Die oorgangsinsette wat oorweeg is, is impuls-, trap- en hellingsdefleksies teen tyd. Getermineerde hellings is bo trap- en impulsinsette verkies, aangesien eersgenoemde tipe eindige snelhede moontlik maak. 'n Hellingsdefleksie word in figuur 8 getoon. Die opwekking van 'n perfekte helling was egter onmoontlik, aangesien die traagheid van die toetsopstelling aan die einde van die puls tot

FIGUUR 6: Toetsbank vir statiese en dinamiese bladveer karakterisering.

oorskiet ("overshoot") gelei het. Insetnelhede is vanaf kwasistaties (0,01 m/s) tot die maksimum verlangde spoed van 3,5 m/s geïnkrementeer. Ses tot tien snelheidsinkremente is as voldoende beskou. Die maksimum spoed is tot 4,0 m/s verhoog om vir die aktueerder-, kruk- en toetsmonstertraaghede te kompenseer. Ten einde die volle kwasistatiese en dinamiese gedrag van die veer te bepaal, is die volgende aanvangsdefleksies geselekteer: 10 mm, 60 mm, 117 mm (die statiese ontwerpdefleksie), 165 mm en 210 mm. Die bg. defleksies het slaglengtes van 45 mm tot 200 mm moontlik gemaak. Reaksiekrag by elke lassel en asvashegtingspuntverplasing is tydens elke toets gemeet. Die tydinterval t_m waarteen data gemeet is, is die resiprook van die monsterfrekwensie f_m . Laasgenoemde is afhanklik van die opwekkingspoed V , slaglengte s en die aantal meetpunte n :

$$f_m = Vn/s \quad (19)$$

'n Maksimum monsterfrekwensie van 1024 Hz was beskikbaar, wat 'n minimum van 30 meetpunte per toets vir kortslaghoëspoedtoetse gelever het. Hierdie minimum is vir alle toetse (46 in totaal) gehandhaaf. Metings

is slegs tydens die duur van die insetpuls gedoen. Toetsdata is in die vorm van tabelle en grafieke van reaksiekragte teen asvashegtingspuntdefleksie afgevoer. Gemete reaksiekragte teen defleksie vir toets 01 ('n kortslagkwasistatiese samedrukkingtoets) en toets 27 ('n langslaghoëspoedsamedrukkingtoets) word onderskeidelik in figure 9a en 9b getoon. R_1 verwys telkens na die reaksiekrag by die skakelskarnier en R_2 na die reaksiekrag by die voorste oog.

VERWERKING EN BESPREKING VAN TOETS-RESULTATE

Gemete teenoor insetdefleksie.

Die gemete defleksie by die aktueerderaanhegtingspunt is eerstens vir elke toets met die gevraagde insetsein vergelyk ten einde die akkuraatheid daarvan te bepaal. Die gemete teenoor insetdefleksie vir toets 14 ('n langslaglaespoeduitrekkingtoets) en dié vir toets 28 ('n langslaghoëspoeduitrekkingtoets) word onderskeidelik in figure 10a en 10b getoon. Uit die twee grafieke is dit duidelik dat defleksiebeheer akkurater is vir 'n laespoedtoets. In die geval van die hoëspoedtoets was die

maksimum absolute fout in die gemete defleksie ongeveer 40 mm (persentasiefout ongeveer 44% by die ooreenstemmende gevraagde inset van -90 mm) en het oorskiet 10 ms na terminering van die gevraagde helling ingetree.

frekwensie-inkrement (ook bekend as die frekwensieresolusie) f die resiprook van die totale pulstyd T :

$$f = 1/T$$

(21)

Kwasistatiese styfheid

Kwasistatiese styfheid is nodig om die omhullingslyne van die histereselus vir die bladveer daar te stel. Die styfheid vir die uittrekkingsrigting is bereken deur 'n kleinste-kwadratpassing op elk van die twee kwasistatiese reaksiekragte teen defleksie te doen en die passings te sommeer. Die orde van die passing is beperk tot een aangesien slegs lineêre gedrag bepaal wou word. Die resulterende passing vir die uittrekkingsrigting is:

$$F_u = 151\,600 \delta + 897,665 N$$

Die styfheid k_u vir die uittrekkingsrigting is 151600 N/m. Hierdie styfheid vergelyk goed met die wrywinglose styfheid wat deur die vervaardiger verskaf is, nl. 155469 N/m en die verskil relatief tot laasgenoemde is slegs -2,49 %. Die styfheid k_s vir die samedrukkingsrigting is op 'n soortgelyke wyse bepaal en is 187138 N/m.

Natuurlike frekwensie

Twee metodes is vir die berekening van die eerste natuurlike frekwensie m.b.v. oorgangstoetsresultate oorweeg, nl. die sg. "Fast Fourier Transform" (F.F.T.) en gestadigde harmoniese seine. In die geval van F.F.T.'s is die

Omdat die pulstyd veral vir hoëspoedopwekking kort is, is die frekwensie-inkrement groot en sou die amplitudes slegs bekend wees by frekwensies wat wydgespasieerd is, met die gevolg dat belangrike inligting wat tussen hierdie punte nodig mag wees, verlore sou gaan. F.F.T.'s kon dus slegs oorweeg word indien die resolusie verhoog kon word. Dit is bewerkstellig deur die defleksie- en reaksiekragpulsse rondom T te spieël en daarna elke sein te dupliseer totdat die totale seinlengte met die verlangde frekwensie-inkrement ooreenstem. Periodies herhalende seine is sodoende verkry. Die natuurlike frekwensies is bepaal deur die pieke in die oordragsfunksie (oftewel die reaksiekragamplitude by elke diskrete frekwensie gedeel deur die defleksie-amplitude by die oorstemmende frekwensie) te isoleer. Die nadeel van die metode is dat foutiewe pieke by veelvoude van $1/T$ in die frekwensievlak ontstaan. Die eerste natuurlike frekwensie wat op die bg. metode vir 'n langslag-hoëspoedsamedrukkingsstoets (toets 27) bereken is, is 28,2 Hz. Die oordragsfunksie in die frekwensievlak word in figuur 11 getoon. Die pieke by 16 Hz, 32 Hz en 48 Hz is veelvoude van die gekose f , oftewel die frekwensie waarteen die sein gedupliseer is, en moet dus geïgnoreer word.

Die belangrikste karakteristieke, nl. rigtingafhanklike styfhede en die eerste natuurlike frekwensie van die bladveer is eksperimenteel m.b.v. die toetsresultate vir korttydsduur-hellingspulse bepaal. Hierdie resultate kon nou aangewend word om die eenvoudige Rayleigh-Ritz-model van die bladveer te verfyn.

MODELVERFYNING

Die lengte waaroor die veer in die samedrukkingsrigting ingeklem is en die werklike traagheidsmoment van die toetsopstelling by die asaangrypingspunt is onbekendes in die Rayleigh-Ritz-model van die veer. Die eksperimentele toetsresultate, nl. die gemete rigtingafhanklike styfhede en die eerste natuurlike frekwensie van die bladveer is gebruik om hierdie modelonbekendes so bes moontlik te bepaal. Simulasies m.b.v. die samedrukkings- en uitrekkingmodelle is afsonderlik uitgevoer. Veertig gekose modusvorme is gebruik en integrasie van vergelykings 7 en 8 is numeries m.b.v. Simpson se reël uitgevoer. 'n Ingekleemde lengte vir samedrukking van 0,083 m simmetries om die asvashegtingspunt het die beste resultaat gelever. Die voorspelde asvashegtingspuntdefleksie

van 0,153 m in die samedrukkingsrigting wat m.b.v. vergelyking 14 bereken is vir 'n kraginset van 30 kN het 'n ooreenstemmende styfheid van 196078 N/m gelever, wat met slegs 4,8% van die gemete waarde van 187138 N/m verskil. As 'n akkuraatheidstoets is die model ook gebruik om die styfheid in die uitrekkingrigting te voorspel en die berekende styfheid van 161987 N/m het met 6,8% van die gemete uitrekkingrigtingstyfheid van 151600 N/m verskil en verder met 4,2% verskil van die vervaardiger se gespesifiseerde uitrekkingstyfheid, nl. 155469 N/m.

Die ekwivalente traagheidsmoment (J) van die eksperimentele opwekkingsmeganisme was moeilik bepaalbaar. Die J -waarde van die klemplate alleen, nl. 0,296 kgm², het 'n gemodelleerde natuurlike frekwensie van 33 Hz gelever. 'n Tweede aanname sou gemaak kon word, nl. dat die opwekkingstang om dieselfde as as die klemplate roteer. Die berekende waarde van J in hierdie geval was 9,33 kgm², met 'n ooreenstemmende natuurlike frekwensie van 20 Hz. Albei die bg. aannames is egter ongeldig aangesien die stang wel neig om te roteer, maar nie om dieselfde as as die klemplate nie. J is iteratief verstel totdat die model natuurlike frekwensies van onderskeidelik 28,3 Hz en 28,1 Hz in die samedrukkings-

en uittrekkingsrigtings gelewer het, wat uitstekend vergelyk met die eksperimenteel bepaalde waarde van 28,3 Hz. Die korrekte J-waarde wat hierdie natuurlike frekwensies gelewer het, was $1,0 \text{ kgm}^2$. Die eerste drie natuurlike modusse en frekwensies vir die samedrukkings-

rigting word in figuur 12 getoon. Die effek van die lokale sluiting a.g.v. die hoë lokale tweede moment van die oppervlakte by die asvashegtingspunt is duidelike sigbaar in die tweede modus. Hierdie sluitaksie-effek was egter afwesig in die geval van uitrekking.

Te oordeel aan die bg. akkuraathede in die eerste natuurlike frekwensie en rigtingafhanklike styfhede, kan die model as gekwalifiseer beskou word vir die veer geïnstalleer in die toetsbank. Karakteristieke vir die veer in die voertuig verskil egter van dié in die toetsbank, aangesien sowel die opwekkingstang as die skarnier wat die stang met die klemplate verbind, in die voertuig afwesig is. Deur $k_p = 0$ te stel in vergelyking 7 en die J-waarde van die klemplate alleen, nl. $0,296 \text{ kgm}^2$, in vergelyking 8 te vervang, het die simulasies natuurlike frekwensies van $7,96 \text{ Hz}$ in die samedrukkingsrigting en $7,43 \text{ Hz}$ in die uittrekkingsrigting gelewer. Die groot afname in die natuurlike frekwensies word toegeskryf aan die verwydering van die hoë styfheid van die opwekkingstang, wat natuurlike beweging by die asvashegtingspunt in die toetsbank beperk het. Die natuurlike modusvorme het ook beduidend verander. Die eerste drie modusvorme in die samedrukkingsrigting word in figuur 13 getoon. Die sluitaksie a.g.v. die hoë lokale tweede moment van die oppervlakte by die asvashegtingspunt is nou sigbaar in sowel die eerste as die derde modusse.

GEVOLGTREKKINGS EN AANBEVELINGS

'n Eksperimentele toetsopstelling en tegniek vir die bepaling van die kwasistatiese styfhede en natuurlike frekwensies m.b.v. korttydsduur-hellingspulse is daargestel vir die bladveer van 'n Suid-Afrikaansvervaardigde vragmotor. 'n Databasis van veerreaksiekrigte vir 'n omvattende stel insetsnelhede en slaglengtes is gevestig om as hulpmiddel vir die ontwerp van tapse, onsimmetriese bladvere te dien. 'n Eenvoudige Rayleigh-Ritz-model waarmee die kwasistatiese styfhede en natuurlike frekwensies van hierdie tipe vere voorspel kan word, is opgestel en met behulp van die eksperimentele toetsdata verfyn. Hierdie model is nou beskikbaar aan Suid Afrikaanse voertuigontwerpers vir die ontwerp van voertuie wat van bladvere gebruik maak.

Die karakteristieke van die veer in die voertuig is van dié in die toetsbank geïsoleer deur die styfheid en traagheid van

die eksperimentele opwekkingstang uit die model weg te laat. Die veer karakteristieke in eersgenoemde geval verskil beduidend van dié in die toetsbank.

'n Aanbeveling wat t.o.v. toekomstige navorsingswerk op die gebied van bladveer karakterisering gedoen kan word, is die voorspelling van reaksiekrigte in die teenwoordigheid van tussenbladwrywing (versprei oor die volle lengte van elke blad), deur van bv. harmoniese balanstechnieke gebruik te maak. Die akkuraatheid van die oplossing kan dan aan die hand van die eksperimentele toetsresultate gevalueer word.

LITERATUURVERWYSINGS

1. Nell, S. (1987). 'n Simulasieprosedure vir Ritdinamika van Bandvoertuie oor Ruwe Terrein (*M. Ing.-verhandeling, Departement Meganiese Ingenieurswese, Universiteit van Pretoria*).
2. Cebon, D. (1986). Simulation of the Response of Leaf Springs to Broad Band Random Excitation, *Vehicle System Dynamics*, 15 375-392.
3. Kranz, A. (1985). Eigenschaften geschichteter Trapez- und Parabelfedern, *Zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik*, 109.
4. Kobayashi, S. (1965). The Lateral Vibration of a Leaf Spring with an Added Mass and an Added Moment of Inertia, *Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers*, 8, 28-38.
5. Minami, T. (1970). Fundamental Analysis of Lateral Vibration of a Leaf Spring, *Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers*, 13, 978-986.
6. Spring Design Manual, Part I. (1990). Design and Application of Leaf Springs, Society of Automotive Engineers, SAE HS 788.
7. Clough, R.W. & Penzien, J. (1982). *Dynamics of Structures* (McGraw-Hill).
8. Rao, S.S. (1989). *The Finite Element Method in Engineering*, 2nd Edition (Pergamon).
9. Weaver, W. & Johnston, P.R. (1989). *Finite Elements for Structural Analysis* (Prentice-Hall).
10. Tse, F.S., Morse, I.E. & Hinkle, R.T. (1978). *Mechanical Vibrations Theory and Applications*, 2nd Edition (Allyn & Bacon).
11. Barnard, T.M. (1989). Comptest User's Manual, Rev. 2.0, University of Pretoria.