

71

M. Lannet
Sud. 11/9 - 52.
L 14

SVERIGES ENSKILDA JÄRNVÄGARS INGENJÖRSFÖRBUND.
MEDDELANDE No. 244. 1952.

BLADFJÄDRAR FÖR JÄRNVÄGSMVAGNAR

Stipendieberättelse av
Överingenjör Erik Hedin



KARLSHAMN 1952
AKTIEBOLAGET E. G. JOHANSSONS BOKTRYCKERI

Bladfjädrar för järnvägsvagnar.

Inledning.

Vid fjädrar utnyttjas kroppars strävan att vid deformation återtaga sin ursprungliga form; vid deformationen ackumuleras energi, som senare återges, då fjädern återtager sin ursprungliga form.

Till fordon användas fjädrarna för att mildra stötarna vid färd på ojämn och kurvig väg. Behagligast vore det ur denna synpunkt, om man kunde använda enbart odämpade fjädrar, men går detta tyvärr inte på grund av de resonanssvängningar fordonet då komme att utsättas för. Någon slags dämpning måste därför inbyggas och sker detta vanligen genom att bladfjädrar användas, i vilket fall friktionen emellan fjäderbladen ger den erforderliga dämpningen. Då friktionsfria fjädrar användas, dämpas svängningarna medelst parallellt med fjädrarna inkopplade friktions- eller hydrauliska dämpare, eller parallellt eller i serie med fjädrarna insatta gummielement med stor inre friktion.

Att huvudsakligen stål, och då särskilt de legerade fjäderstålen, användas till fjädrar beror på att i fjädrar av detta material kan per volymenhet ackumuleras större energimängder än i fjädrar av annat material, vilket är av stor betydelse, eftersom utrymmet för fjädrarna oftast är knappt tillmätt.

En fjäders volym är direkt proportionell med elasticitetsmodulen och omvänt proportionell med kvadraten på påkänningen. Detta, att volymen är omvänt proportionell med kvadraten på påkänningen, gör att den tillåtna påkänningen är av sådan betydelse att elasticitetsmodulen träder i bakgrunden. Det är av denna orsak som gummi, trots den låga elasticitetsmodulen, endast i begränsad omfattning kan konkurrera med stålet. Gummit är emellertid förträffligt som komplement till stålfjädrarna och då inte så stor fjädring erfordras, samt som ljud- och vibrationsisolering.

Eftersom fjädervolymen är omvänt proportionell med kvadraten på påkänningen följer därav att om, genom val av bättre stål-kvalitet, påkänningen kan ökas, materialbesparingen blir stor. Det är därför missriktad sparsamhet att vid val av fjäderstål låta priset få avgörande betydelse. Tvärtom kan det vara med god ekonomi förenligt att härför välja ett verkligt kvalitetsstål. Av de normerade stål, som då stå till förfogande, har vi främst SIS 14.22.30 och så SIS 14.20.90.

Som nämnt är fjädervolymen proportionell med elasticitetsmodulen. Tänkbart vore därför att få fram ett bättre fjäderstål genom sänkning av elasticitetsmodulen, men synes denna väg ej vara framkomlig. Hos alla fjäderstål håller sig nämligen elasticitetsmodulen vid c:a 2'150'000 kp/cm².

Då man sysslar med fjädrar bör man hålla i minnet, att inom de gränser man här rör sig, volymen är konstant. Särskilt då det är fråga om gummi kan man finna konstruktioner, där konstruktören tydligen tänkt att fjädring kan erhållas genom att trycka ihop gummit. Man får här tänka tredimensionellt. Minskar man genom hoptryckning en dimension måste plats finnas för materialet att utvidga sig i de båda andra riktningarna eller åtminstone i en av dem.

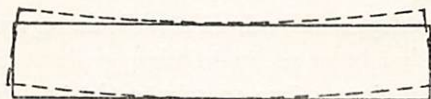


Fig. 1.

Då en bladfjäder bockas nedåt, utsättes översidan för drag och undersidan för tryck. Översidan drages därvid ihop på bredden under det att undersidan utvidgas. Samtidigt böjes fjäderbladet något, som fig. 1 visar i överdriven skala. Detta gör att påkänningen blir störst på de känsliga kanterna på dragsidan, särskilt känsliga därför att där ofta uppkomma märken efter slag och stötar. Dessa märken kunna vara svåra brottanvisningar, som i hög grad nedsätta fjädrarnas hållfasthet. Nästan undantagslöst utgå också brotten från dragsidans kanter.

Ett sätt att öka fjädrarnas hållfasthet är därför att runda dragsidans kanter. Göres dragsidan svagt konvex skulle även detta bidra till att höja hållfastheten.

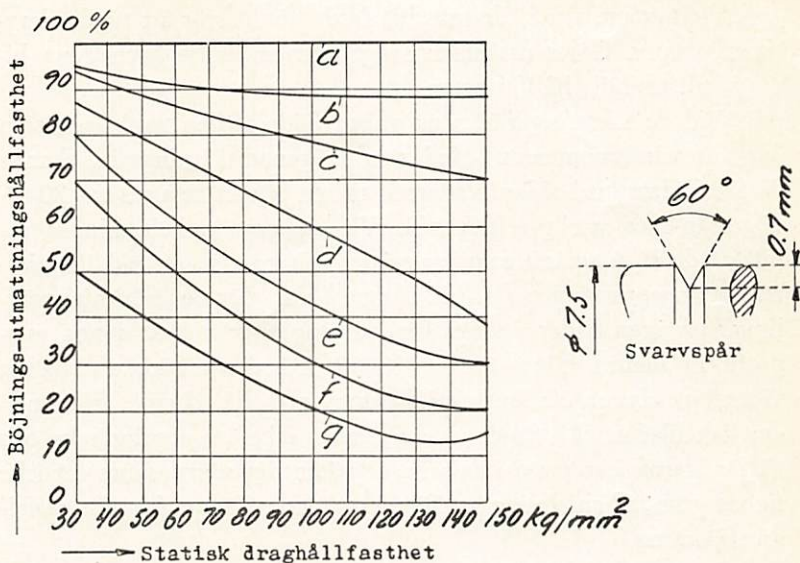
Vid de s. k. Asspifjädrarna valsas fjäderbladen med åsar, som öka motståndsmomentet. Med samma genomskärningsarea kunna därför fjädrar med sådan bladprofil till en början belastas c:a 20 % högre än med vanlig reffelprofil. Vid upprepade belastningar utmattas dock så småningom materialet i åsarna, så att vid långtidsutmattningsprov ingen skillnad längre finns. För de belastningsväxlingar en vagnsfjäder utsättes för kan nog vinsten med denna valsprofil ej skattas högre än 5—10 %. Då dessa fjädrar ställa sig väsentligt dyrare än reffelstålsfjädrar och då därtill friktionen emellan bladen, till följd av att bladen icke äro absolut raka och därför åsarna icke passa i dalarna, är väsentligt större, synes det icke finnas grundad anledning att föredraga dessa fjädrar framför reffelstålsfjädrarna.

På utmattningshållfastheten har ytbeskaffenheten ett mycket stort inflytande, som framgår av fig. 2.

Som synes har ytbeskaffenheten större betydelse för de hårda stålen än för de mjuka, vilket bekräftar det kända förhållandet att känsligheten för brottanvisningar stiger med brotthållfastheten. Dessa kurvor få emellertid ej utan vidare tillämpas på fjädrar. Den angivna skillnaden uppkommer nämligen först vid ett mycket stort antal belastningsväxlingar, c:a 10^6 — 10^7 . Vid det mindre antal belastningsväxlingar vid maximal påkänning de vid järnvägarna använda fjädrarna utsätts för är skillnaden avsevärt mindre. Hur stor differensen därvid är torde vara utforskat, men torde ligga vid ungefär hälften av den angivna.

Så mycket är dock klart att utmattningshållfastheten nedsättes avsevärt av glödspån och om ytan är avkolad, under det att hållfastheten höjes om ytan är finslipad.

Hållfastheten höjes också om man "sätter" fjädrarna något innan de tagas i bruk, varvid fjädrarna belastas c:a 15 % över elasticitetsgränsen. Att en sådan belastning har en förmånlig inverkan kan förklaras så att dragsidans ytskikt, varifrån utmattningssprickorna i regel utgå, därvid sträckes och sedan genom spänningen



Ytbeskaffenhet:

- a. polerad
- b. slipad
- c. svarvad
- d. svarvspår
- e. med valsglödspån
- f. korrosion, sötvatten
- g. " , saltvatten

Fig. 2.

i underliggande skikt komprimeras, då fjädern släppes fri. Vid kommande belastningar, lägre än sättningsbelastningen, blir då ytskiktet mindre ansträngt än annars komme att bli fallet.

Sedan fjädrarna tagits i bruk nedsättes hållfastheten ofta genom rostangrepp, och gäller detta särskilt flerbladsfjädrarna där regnvatten tränger in emellan fjäderbladen. Men icke blott rosten utan även vattnet, särskilt om detta är salthaltigt, verkar nedsättande på hållfastheten. Det förefaller som om stål-molekylerna i ytskiktet griper in i vätskemolekylerna, varvid stål-molekylernas grepp om varandra minskas. De slitas därför lättare isär och man får en första början till utmattningsbrott.

I det föregående har nämnts att friktionen emellan en flerbladsfjäders blad dämpar svängningarna och i så måtto är fördelaktig, i det att, då flerbladsfjädrar användas, det icke behövs några extra svängningsdämpare. Särskilt värdefullt är detta ifråga om godsvagnarna, som ju skola vara robusta.

När det gäller personvagnar är emellertid den dämpning, som erhålles genom friktionen emellan fjäderbladen, otillfredsställande, i det att denna friktion, som växlar emellan icke blott plus och minus utan även emellan vilo- och glidfriktion, ger en så ojämn dämpning att fjädringen blir knyckig och känns obehaglig för de resande.

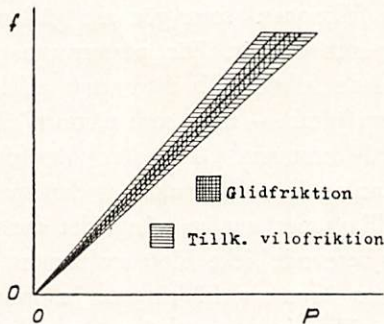


Fig. 3.

Fig. 3 illustrerar hur friktionen verkar; mittlinjen visar den friktionsfria fjädringen. Utanför denna linje finnes närmast ett område för glidfriktionen och utanför detta ett område för vilofriktionen. Vid provning av en flerbladsfjäder erhålles punkter inom ytterlinjerna; var dessa hamna är beroende av om belastningen ändras sakta, så att man får med vilofriktionen, eller hastigt, då man får med endast glidfriktionen. För mätning av friktionen måste man till sitt förfogande ha registrerande instrument, som på samma registreringsremsa registrerar såväl belastning som fjädring. Växlingarna äro nämligen alltför hastiga för att kunna följas med ögat.

Ifråga om flerbladsfjädrar kan något bestämt värde på friktionen inte anges enär denna, utom av bladantalet, är beroende av ytbeskaffenheten, om beröringsytorna äro smorda eller osmorda och

hur böjd fjädern är. Ju flera blad en fjäder har och ju mer böjd den är, ju större friktion. Här spelar det också in hur välgjord fjädern är — är den krokig passar åsarna icke i refflorna, utan där uppkommer sidotryck, som kan vara ganska stora och väsentligt öka friktionen.

För en välgjord och välsmord fjäder kan man räkna med ± 3 till 5 % glidfriktion och ung. dubbelt så stor vilofriktion. För fjädrar som varit i bruk en längre tid och som därför äro osmorda och rostiga, kan man räkna med friktion på ± 5 till 12 %, ja i vissa fall t. o. m. ännu högre.

Då ju, då fjädrarna användas för fordon, fjädrarna röra sig oavbrutet upp och ned och friktionen därför ideligen byter tecken, är det den dubbla friktionen som gör sig gällande och gör fjädringen så knyckig som den är. För personvagnarna övergår man därför alltmör till de friktionsfria fjädrarna: enbladsfjädrar, spiral-fjädrar och torsionsfjädrar — med, som nämnts, tillsatsdämpning.

Ifråga om påkänningen på fjädrar för fordon skiljer man emellan den påkänning som förorsakas av den statiska belastningen och den som tillkommer under gång, det dynamiska tillskottet. Detta tillskott är beroende icke blott av banans beskaffenhet och tågshastigheten, utan även av fjädringen. Ju mjukare fjädring ju mindre dynamiskt tillskott, men också större risk för orolig gång i sidolead. I fig. 4, som visar belastningen på en fjäder under vagnens gång, representerar O—S den statiska belastningen och S—D det maximala dynamiska tillskottet.

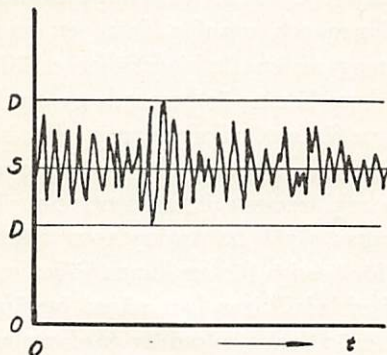


Fig. 4.

Klart är att så som det dynamiska tillskottet är beroende av

banans beskaffenhet, detta tillskott är mycket olika för olika bandelar. Men då en vagn skall kunna gå fram var som helst måste man räkna med något slags maximivärde. Fig. 5 anger det dynamiska tillskott, som funktion av fjädringen, man erfarenhetsmässigt kan räkna med vid beräkning av fjädrar till godsvagnar på de svenska banorna. För personvagnar, som ju har väsentligt mjukare fjädrar, kan man räkna med c:a 30 % för sidobärfjädrarna och c:a 25 % för vaggfjädrarna. Att märka är att de stora hastigheterna, över 100 km/h, som vissa snälltåg köras med, icke öka påkän-

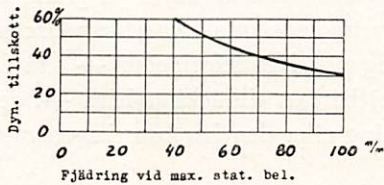


Fig. 5.

ningen på fjädrarna. Banan ligger nämligen, där dessa tåg gå, så fint, att påkänningen där snarare är mindre än större än på de sträckor, där hastigheten är begränsad till 90 à 100 km/h.

Som en egendomlighet må nämnas att i den formel, som vanligen användes för att beräkna det för en bana tillåtna axeltrycket, inga termer finnas för dynamiskt tillskott (beroende av fjädringen) eller fjäderfriktion, trots det dessa faktorer äro av så stor betydelse för påkänningen på rälsen.

Fig. 6, a och b visa olika slags fjädringskurvor, med fjädringen f som funktion av belastningen P . De streckade ytorna ange det i fjädrarna ackumulerade arbetet; som synes beroende av fjädringskurvans form. Arbetet

$$A = \int P \, df$$

Är fjäderkurvan en rak linje erhålles

$$A = \frac{1}{2} P \text{ max } f \text{ max.}$$

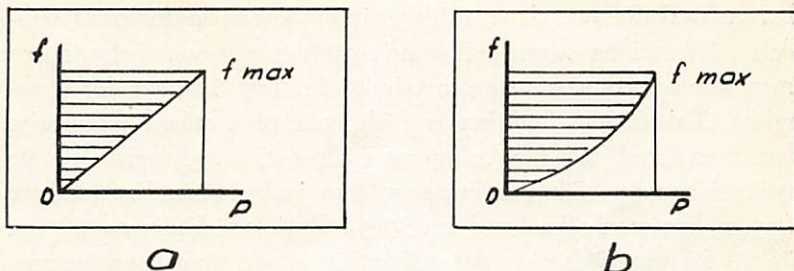


Fig. 6.

När vagnar måste tagas ur trafik på grund av fjäderfel beror detta på någon av följande orsaker: fjädern har satt sig, d. v. s. genom överbelastning plastiskt deformerats — i så fall vanligen beroende på att den ej härdats tillräckligt hård —, den har brutit vid någon brottanvisning eller den har brutit genom utmattning.

Tillverkning.

På grund av att fjädrarna, för att i möjligaste mån utnyttja materialet, belastas nära nog till brottgränsen, och då ju fjäderbrott vållar kostsamma trafikrubbingar, är det av största vikt att tillverkningen av dem utföres på rätt sätt och att endast förstklassigt stål, t. ex. något av de förut nämnda, användes.

Som nämnt är reffelstål att föredraga framför asspistål och böra ämnena valsas med så snäva toleranser som är praktiskt möjligt, för att fjädringen på fjädrar i samma viktklass ej skall variera alltför mycket.

Av vikt är att det icke finns några fördjupningar efter glödspån och att valshuden är så tunn som möjligt.

För att ytan ej skall avkolas användes lämpligen för stålets bearbetning och härdning elektrisk ugn med skyddsgas eller också oljeeldad ugn som får gå med luftunderskott. För anlöpningen är en elektrisk ugn den lämpligaste. Eftersom temperaturen är jämförelsevis låg kan denna drivas utan skyddsgas. Ugnarna böra vara försedda med automatisk temperaturkontroll.

Fjädrarna härdas lämpligen till en Brinellhårdhet på 380—

440, motsvarande en brotthållfasthet på 130—150 kp/mm². Sträckgräns och tånjbarhet enl. normblad SIS 14.22.30.

Valsning och smidning bör ske vid en temperatur av 800—1000°, härdning vid 800—850° och anlöpning vid c:a 480°.

För kylningen bör användas härdningsolja, som hålles så varm att den är lättflytande, men ej så varm att kylningen blir otillräcklig, högst 60°. Kylningen skall forceras genom kraftig cirkulation.

För att vid flerbladsfjädrar fjäderbladen skola ligga an mot varandra, bockas de med, från toppbladet räknat, fallande krökningradie. Då de lagts ihop, och fjäderbandet påkrympts sluta de då väl samman, utan nämnvärda luftmellanrum.

Tillverkningsproceduren bör skötas så att då fjäderbladen äro färdiga och härdade de ej behöva riktas. Är detta trots allt nödvändigt får detta ej ske med hammarslag, som efterlämnar brottanvisningsmärken.

Beräkning av fjädrar.

Genom att de belastningar fjädrarna under drift komma att utsättas för, liksom de påkänningar det använda fjäderstålet tål, äro väl kända, går man vid beräkning av fjädrar upp med påkänningen långt över vad man annars är van att räkna med. 80—100 kp/mm² vid statisk belastning plus dynamiskt tillskott är det vanliga då materialet är något av tidigare angivna SIS 14.22.30 eller 14.20.90.

Från att man tidigare dimensionerat konstruktionerna för snart sagt obegränsad livslängd har man den senaste tiden alltmer gått in för begränsad livslängd. Så utföres t. ex. kullager, flygmaskins- och en hel del andra motorer, etc. för en livslängd på ett fåtal år. Man får på så sätt rimligare dimensioner och utvecklingen kräver också relativt snart en kassation för förnyelse. Av denna orsak kan det också anses motiverat att dimensionera fjädrarna till järnvägsvagnar för en till t. ex. 40 år begränsad livslängd. Det är nämligen så att utmattningshållfastheten på vanliga bladfjädrar med valshud eller av rost angripna ytor är så låg att man kommer till orimliga proportioner om man vid dimensioneringen skulle räkna med denna påkänning. Rimligare är då att räkna med en påkänning som ger en

livslängd av ungefär 40 år. Tyvärr sakna vi ord för tyskarnas "Zeitfestigkeit".

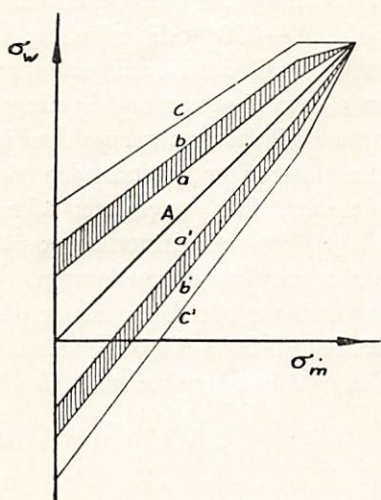


Fig. 7.

Fig. 7 visar ett utmattningsdiagram med dels utmattningskurvan, den yttre kurvan, för en provstav med finbearbetad yta, dels utmattningskurvan, den streckade, för t. ex. en fjäder. Härvid är σ_m abscissan, medelpåkänningen för den växlande påkänningen och σ_w ordinatan, den växlande påkänningen. Medelpåkänningen, alltså den av den statiska belastningen förorsakade påkänningen, är den från origo med 45° lutning utgående linjen A. Vertikalt kring denna pendlar den under gång tillkommande belastningen, det dynamiska tillskottet.

Utföras utmattningsprov med felfria, finbearbetade provstavar erhållas värden utan nämnvärd spridning fallande på de yttre linjerna, fig. 7. Finnas däremot brottanvisningar t. ex. kvarvarande valshud, rost e. d., erhållas ströpunkter, de streckade fälten fig. 7. Är medelpåkänningen A, kan påkänningen i förra fallet pendla emellan $c - c'$, under det att i senare fallet påkänningen får pendla endast emellan $a - a'$, om man skall vara säker på att fjädern, eller vad det nu är, skall hålla. Det är med detta lägre värde, med vederbörlig

säkerhetsmarginal, man skall räkna när man beräknar fjädrarna, men, som tidigare nämnt, skall man då räkna med en påkänning som ger en livslängd på c:a 40 år och icke med en påkänning lig-gande under utmattningspåkänningen vid 10^7 svängningar, som man annars ofta räknar med.

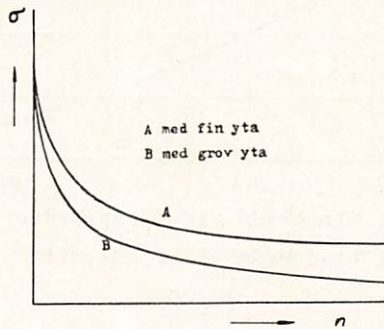


Fig. 8.

Att märka är att vid utmattningsprov med undan för undan ökat antal belastningsväxlingar, hållfastheten, som fig. 8 åskådlig-gör, sjunker väsentligt hastigare om på provets yta finnas brottan-visningar, såsom kvarsittande valshud e. d., än om ytan är finbearbe-tad. Det är av denna orsak det är så viktigt att vid beräkning av fjädrar m. m. icke räkna med större antal belastningsväxlingar än som svarar mot den begränsade livslängd man anser tillräcklig.

I det följande användas beteckningarna:

P = maximal statisk belastning på fjädern, kg.

Q = maximalbelastning = maximal statisk belastning, P, plus dynamiskt tillskott enl. fig 5, kg.

L = fjäderns längd, mätt emellan yttre belastningspunkterna, cm.

B = sammanlagda bladbredden i mitten, cm.

b = sammanlagda bladbredden vid ändarna, cm.

K = en konstant, beroende av b/B, se fig. 9.

N = antalet fjäderblad.

h = bladtjocklek, cm.

I = tröghetsmomentet per blad, cm^4 .

W = motståndsmomentet per blad, cm^3 .

E = elasticitetsmodul = $2'150'000 \text{ kp/cm}^2$.

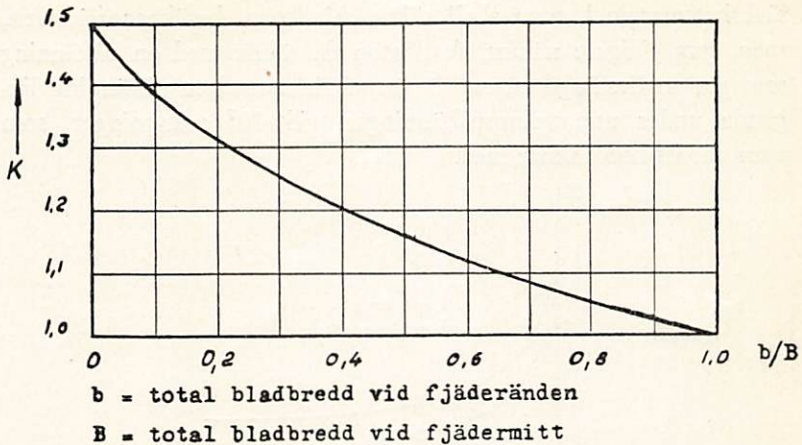


Fig. 9.

Då är för en flerbladsfjäder:

$$\text{påkänningen } \sigma_b = \frac{Q \cdot L}{2 \cdot 2 \cdot N \cdot W} \text{ kp/cm}^2 \text{ och}$$

$$\text{fjädringen } f = \frac{2}{3} K \cdot \frac{L^2 \cdot \sigma_b}{4 \cdot h \cdot E} \text{ cm.}$$

Som synes är fjädringen i hög grad beroende på storleken av K , alltså av den totala bladbreden vid fjäderändarna; ju flera blad som gå fram till fjäderändarna, ju mindre fjädring. Den nu vanligen använda trubbiga trapezformen, tillkommen därför att fjäderlänkarna äro starkt snedställda, är därför ur denna synpunkt ofördelaktig.

Endast om fjäderbandet är exceptionellt brett i förhållande till fjäderlängden behöver man taga hänsyn till detta vid beräkningarna.

Föreliggande erfarenheter ge vid handen att man, för att tillfullo utnyttja materialet och hålla en livslängd på c:a 40 år, bör räkna med en påkänning, σ_b av 100 kp/mm², eller så nära upp till detta värde man kan komma med tillgängliga standard-bladprofiler. Förutsättning för denna relativt höga påkänning är dock fullgoda fjädrar, såväl betr. material som arbete, och att påkänningen beräk-

nas vid max. tillåtet statistiskt hjultryck och med i fig. 5 angivet dynamiskt tillskott.

Att på de länkakselvagnar, som traditionsenligt utföras med starkt snedställda fjäderlänkar med en lutning av $45-60^\circ$, flera fjäderblad få gå fram till knorrorna, beror på att det översta bladet, på grund av fjäderlänkarnas snedställning, utsättes för extra påkänningar och därför måste stödas av de underliggande bladen.

Ett annat sätt som ibland användes är att använda ett tjockare blad som överblad, men är detta ej att rekommendera. Vid stora belastningar får nämligen detta blad övertaga en alltmer ökad andel av belastningen.

Detta problem, med den vid snedställda fjäderlänkar tillkommande påkänningen, kan man komma ifrån om man frigör sig från den förmodligen från hästfordonen ärvda föreställningen, att fjäderlänkarna skola vara snedställda $45-60^\circ$, och i stället utför vagnarna med i det närmaste vertikala fjäderlänkar. Sedan ett 10-tal år tillbaka har samtliga vid TGOJ nybeställda och ombyggda vagnar utförts med nästan vertikala fjäderlänkar och med endast det översta fjäderbladet helt framdraget till fjäderknorrorna. Erfarenheterna med de 695 2- och 3-axliga vagnar med sammanlagt 3700 fjädrar som nu äro i trafik äro enbart goda.

Vinsten med detta utförande av vagnarna med nästan vertikala fjäderlänkar är väsentlig, i det att med lättare fjädrar erhålles c:a 12 % större fjädring. Denna mjukare fjädring gör att åverkan på banan blir mindre. Härtill kommer att påkänningen på fjäderlänkar och bultar, och därmed slitaget, minskas med 30 % och däröver. Den frågan kan därför göras om det icke är motiverat att nu bryta traditionen med de starkt snedställda länkarna må vara att den är snart 100-årig.

Vad som i det föregående sagts om livslängd och hållfasthet avser fjädrar utan smörj- och styrhål som nedsätta hållfastheten.

Med anledning av den ryckiga fjädring, som på grund av den ojämna friktionen emellan fjäderbladen erhålles med flerbladsfjädrar, har den friktionsfria enbladsfjädern kommit att tagas i bruk för fordon.

Fjädrarna utföras då i möjligaste mån jämnstarka, med mot

ändarna avtagande höjd. Då sådana fjädrar användas som boggi-vaggfjädrar, med vaggan på två ställen vilande på fjädrarna, är påkänningen lika emellan stödpunkterna och fjädern därför där emellan jämnhög.

Om följande beteckningar användas:

P = max. statisk belastning, kg.

W = motståndsmoment, fjädermitt, cm^3 .

I = tröghetsmoment, fjädermitt, cm^4 .

E = 2150000.

l = hävarm, fjäderända till stödpunkt, cm.

l_1 = vid vaggfjädrar avstånd emellan mittstödpunkterna, cm.

k = en konstant < 1 , beroende på att fjädrarna, särskilt vid ändarna ej kunna utföras fullt jämnstarka. Enl. erfarenhet = 0,95

blir den maximala böjningspåkänningen för den statiska belastningen:

$$\sigma_{\max} = \frac{P \cdot l}{2 \cdot W} \text{ kp/cm}^2.$$

Fjädringen därvid blir:

för ramverksfjädrar

$$f = k \cdot \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot 1,5 \cdot E \cdot I} \text{ cm.}$$

och för vaggfjädrar

$$f = \frac{P}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{k \cdot l^3}{1,5} + \frac{l_1 \cdot l^2}{2} \right] \text{ cm.}$$

Provning.

Några vedertagna normer för provning av fjädrar finnas ej. Under drift varierar såväl den statiska belastningen som det dynamiska tillskottet så oerhört, att det är omöjligt att vid prov efterlikna dessa belastningsförhållanden. Vid bladfjädrar tillkommer en annan omständighet, som försvårar provningen. Friktionen emellan fjäderbladen är nämligen så stor att man, för värmeutvecklingens skull, vid provningen ej kan svinga mer än c:a 80 slag per minut. Redan vid detta relativt låga slagantal bli fjädrarna så heta att det

ryker om dem. Vanligt utmattningsprov med millioner slag är därför uteslutet; det skulle taga alltför lång tid.

Man får därför nöja sig med att köra proven med så hög belastning, att fjädrarna brista vid 20'000—500'000 slag och får man nöja sig med detta slagantal även för de enbladiga fjädrarna, därför att fjäderprovningmaskiner för mer än 80 slag per minut f. n. ej finnas.

Utgår man från det förut nämnda förhållandet att en fjäder sällan utsättes för såväl max. statisk belastning som max. dynamiskt tillskott, kanske högst några hundra gånger per år, kan det i viss mån vara berättigat att prova fjädrarna, som man nu i regel gör, med en belastning, pulserande emellan max. statisk belastning \pm max. dynamiskt tillskott.

Utförda prov ge anledning tro att fjädrar, beräknade och utförda på sätt tidigare angivits, i drift hålla 40 år, om de hålla för 40'000 slag med den nämnda belastningen. För vinnande av full visshet i detta avseende är dock önskvärt att ytterligare prov göras.

Innan en fjäder tages i bruk bör den "sättas", d. v. s. plastiskt deformeras, med c:a 15 % överbelastning över elasticitetsgränsen. Genom den strukturförändring, som fjädern därmed undergår, ökas utmattningshållfastheten.

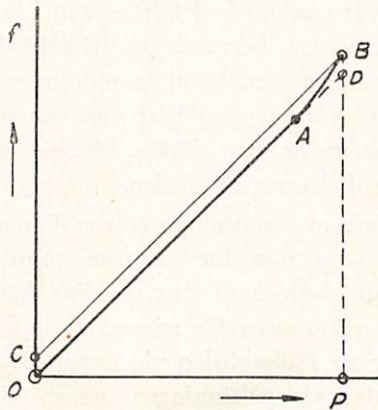


Fig. 10.

Fig. 10 visar fjädringskurvan för en friktionsfri fjäder, t. ex. en enbladsfjäder. Belastas fjädern upp till elasticitetsgränsen A återgår den till utgångsläget om den avlastas. Belastas den över elasticitetsgränsen A tillkommer sättningen och f ökar hastigare efter linjen A—B. Avlastas fjädern efter detta återtager den ej sin ursprungliga form, utan kvarstår en deformation eller sättning, O—C.

Belastas fjädern på nytt följer den nya kurvan den gamla upp till punkten A. Belastas fjädern ytterligare viker kurvan icke utav till punkten B, utan fortsätter i samma riktning till punkten D, som uppnås för samma last P som förut B. Avlastas fjädern nu, får man åter $f = 0$, d. v. s. fjädern har icke satt sig ytterligare. Ökas belastningen efter det punkten D uppnåtts sätter sig fjädern ytterligare och brister till slut, när brottgränsen uppnås.

För flerbladsfjädern blir den verkliga fjädringskurvan likartad. På grund av friktionen, som vid ökning av belastningen adderar sig till P och vid minskning av belastningen avgår från P , får man emellertid inte ut denna kurva direkt, utan måste prova ut kurvan inkl. friktion vid såväl stigande som fallande belastning. Den verkliga fjädringskurvan är, som fig. 3 visar, en linje mitt emellan dessa linjer.

Då man provar flerbladfjädrar måste man ha i minnet att, även då en fjäder är obelastad, det finnes en icke negligerbar friktion emellan fjäderbladen, beroende på fjäderbladens före hopsättningen olika kröningsradier. Vid påsättningen av fjäderbandet komma därför bladen att tryckas hårt mot varandra. För att få de verkliga nollägena brukar man därför, före proven, med tennhammare, träklubba e. d. hamra på bladen.

För bestämning av belastningsvärdena P_{\max} — P_{\min} och fjädringen f_{\max} — f_{\min} för ett utmattningsprov måste man söka ut de önskade värdena på den verkliga fjädringskurvan, som ligger mitt emellan kurvorna för stigande och fallande belastning, fig. 3 och 11. För att fjäderbladen vid utmattningsprovet verkligen utsättas för den önskade påkänningen måste vid bestämning av belastningsvärdena hänsyn tagas till fjäderfriktionen och denna alltså adderas till P_{\max} och subtraheras från P_{\min} . Fjädrings-

kurvan kommer då att under provet följa linjerna A—B—C—D, fig. 11.

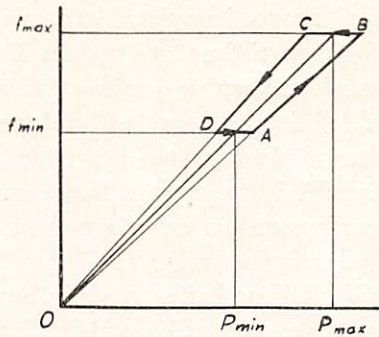


Fig. 11.

På grund av de stora påkänningar fjädrarna utsätts för vid tidsutmattningsprov, händer det att fjädrarna sätta sig vid proven med de högre belastningarna och att denna sättning ökar under provets gång. Man måste därför, då och då, till en början efter varje 10-tusental och senare efter varje 20- à 50-tusental slag kontrollera belastningen och vid behov ställa om maskinen, så att belastningen hålles möjligast konstant hela provet igenom.

Slutledning.

I det föregående har framförts en del synpunkter som böra beaktas av dem som har att göra med fjädrarnas beräkning, tillverkning och provning. Även har påtalats den inom järnvägs-kretsar rådande konservatism, som gör att järnvägs-vagnarna fortfarande tillverkas med starkt snedställda fjäderlänkar, som, utan hållbart motiv, väsentligt ökar påkänningen på långbalkar, fjäderlänkar och bultar och därmed i motsvarande grad slitaget på de senare detaljerna. Härtill kommer att sneddragningen på översta fjäderbladets knorrer gör att fjädrarna måste utföras trubbiga, med flera framdragna fjäderblad, vilket icke oväsentligt minskar fjädringen trots större vikt.

Då det, utom den ofjädrade vikten, icke är enbart den statiska

belastningen som åverkar banan, utan den statiska belastningen plus det dynamiska tillskottet, är det märkligt att det av fjädringen beroende dynamiska tillskottet icke slagit igenom i formeln för beräkning av de för banorna tillåtna axeltrycken. Det borde vara så att större last tillåtes på en vagn med mjuka fjädrar än på en likadan vagn med hårda fjädrar, liksom lastförmågan skulle få höjas om man minskar den ofjädrade vikten och fjäderfriktionen.

Beklagligt är att det i Sverige icke finnes en enda kvalitativt godtagbar fjäderprovningssmaskin av något slag, trots det vagnfjädrarna är en mycket viktig vagnsdetalj. Att fjädertillverkarna, var och en i sin stad, skall anskaffa en så dyrbar utrustning som fordras för fjäderprovning, synes oekonomiskt. Bättre är väl då att SJ, som numera äger så gott som samtliga järnvägar och som blivit landets största företag, skaffar en sådan utrustning. Visserligen kan vi från utlandet erhålla en del provresultat, men detta bör ej utesluta egen forskning. Och vi borde väl inte behöva sända våra fjädrar till utlandet för leveransprov!

Litteraturhänvisning:

Die Federn. Ihre Gestaltung und Berechnung. VDI.
Berechnung und Gestaltung der Federn. Siegfried Gross.
Federn aus Stahl. Konrad Witzig.

