

Estimering av utmattingslevetid for
naglede dobbeltvinklede
langbærer-tverrbærer forbindelser i
jernbanebruer

Hot spot metode

Martin Alrek Myhre

Bygg- og miljøteknikk

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Anders Rönquist, KT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for konstruksjonsteknikk

0.1 FORORD

Denne rapporten er en avsluttende masteroppgave skrevet ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet, under Institutt for konstruksjonsteknikk. Arbeidet har pågått over 20 uker våren 2015, og tilsvarer 30 studiepoeng.

«Alle byggstudenter begynner på Bygg- og Miljøteknikk fordi de drømmer om å konstruere bruer», har en foreleser en gang uttalt. Er det statikken, lastdynamikken, de ulike designene, den lange levetiden eller fordi de fremstår som majestetiske landemerker i en ellers storlått natur? For min del var det alt dette, i kombinasjon med fagvalg, som ledet frem til en prosjektoppgave høsten 2014. Gjennom arbeidet med prosjektoppgaven fikk jeg innsikt i noen av de tekniske utfordringene knyttet til økende jernbanelaster på stadig eldre jernbanebruer.

Det store antallet lastvekslinger gjennom levetiden øker risikoen for utmattingskader. Estimering av utmattingskader innebærer ofte store usikkerheter, og det forskes stadig på nye metoder som kan gi enda mer sikre estimater for resterende levetid på eksisterende infrastruktur. Selv om jeg gjennom fagvalg ikke tidligere hadde detaljert kjennskap til utmattingssteori, fant jeg denne problemstillingen svært spennende. Oppgaven har dermed åpnet for ny kunnskap innen et fagområdet som jeg tidligere hadde svært begrenset innsikt i, noe som har gjort masterarbeidet desto mer interessant og lærerikt.

Jeg vil gjerne takke førsteamanuensis Anders Rönquist og Gunnstein Frøseth for forslaget til oppgave, konstruktive diskusjoner og tilbakemeldinger, samt generell støtte og oppfølging under masterarbeidet.



Martin Alrek Myhre

Trondheim, 10.juni 2015

0.2 SAMMENDRAG

Et stadig økende antall stålbruer nærmer seg dimensjonert levetid, både i Norge, Europa og i Nord-Amerika. Det store antallet togpasseringer gjennom levetiden, med stadig økende aksellaster, øker risikoen for utmattingskader. Spesielt utsatt for utmatting er forbindelsen mellom langbærer og tverrbærer. I all hovedsak er dette som følge av utilsiktet rotasjonsstivhet, som medfører at forbindelsen blir utsatt for deformasjoner og krefter den opprinnelig ikke var designet for.

Hovedformålet med denne oppgaven har vært å vurdere hvorvidt hot spot analyse ved bruk av ulike hot spot metoder kunne anvendes på en naglet dobbeltvinklet langbærer-tverrbærer forbindelse. Dette ble gjort ved å etablere en numerisk modell i Abaqus basert på tegningsgrunnlaget fra Vindelälven jernbanebru i Sverige. Videre ble rotasjonsstivhet, deformasjon og spenningsfordeling til forbindelsen vurdert mot målinger fra en fullskala test. Av resultatene presentert i denne oppgaven var det tydelig at spenningskonsentrasjonene i knutepunktet var svært sensitive for selv små endringer i lokal geometri og randbetingelser. Samtidig hadde også egenskapene til de tilstøtende komponentene stor effekt på spenningskonsentrasjonene i knutepunktet.

Opgaven vurderer anvendelsen av ulike hot spot metoder for estimering av spenninger i de kritiske hot spot områdene i forbindelsen. De kritiske områdene var overgangen mellom naglehodet og nagleskaft, samt hjørneavrundingen i festevinklene. Resultatene viste at flere av metodene for å estimere hot spot spenningen kan benyttes på de kritiske områdene. Samtidig viser resultatene noe spredning, slik at videre kalibrering av metoden er nødvendig for å kunne benytte denne tilnærmingen på naglede konstruksjoner. I tillegg vil valg av tilhørende SN-kurver og bruddkriterium være avgjørende for vurdering av levetid i slike forbindelser.

Nøkkelord: Hot spot metode, Hot spot analyse, naglet forbindelse, utmatting, levetid

0.3 ABSTRACT

An increasing number of steel bridges are approaching the age they have been designed for; in Norway, Europe and North America. The escalating number of trains, with ever-increasing axle loads, increases the risk of fatigue damage. Especially susceptible to fatigue, is the connection between the stringer and floor beam. Mainly due to inadvertent rotation stiffness, meaning the connection is subjected to deformation and forces it was not originally designed for.

The main purpose of this study, was to assess whether the hot spot analysis using different hot spot methods could be applied in a riveted double angled stringer-to-floor-beam connection. This was investigated through a numerical model in Abaqus based on drawings from Vindelälven railway bridge in Sweden. Furthermore, rotational stiffness, deformation and stress distribution of the connection was evaluated against measurements from a full-scale test. The results presented in this paper showed the stress concentrations in the junction was very sensitive to even small changes in the local geometry and boundary conditions. Meanwhile, the results showed that the characteristics of the adjacent components had great effect on stress concentrations in the connection. This paper examines the application of different hot spot methods for estimating the structural stress in the critical hot spot areas in the connection.

The critical areas were the transition between the rivet head and shank, and fillet in the angles. The results showed that several of the methods for estimating the hot spot stress can be applied to the critical areas. At the same time, the scatter in the results means that further calibration of the method is necessary to use this approach in riveted structures. In addition, selecting the corresponding SN curves and fracture criterion is presenting to be essential for the lifespan assessment in such connections using hot spot method on a local numerical model.

Keywords: Hot spot method, Hot spot analysis, riveted connection, fatigue, lifetime

INNHold

0.1 Forord	i
0.2 Sammendrag	iii
0.3 Abstract	v
Innhold	vii
<i>Kapittel 1</i> Innledning	1
1.1 Generell Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling	2
1.3 Oppgavens innhold og oppbygning	3
<i>Kapittel 2</i> Grunnleggende utmattingsteori	5
2.1 Generelt	5
2.1.1 Prinsippet bak sprekkevekst.....	5
2.2 Spenning-levetids (SN) metoder.....	8
2.2.1 Utmattingstester, begreper og SN-Kurver	8
2.2.2 Effekter som påvirker utmattingslevetid	10
2.3 Påvisning av kapasitet med SN-kurver	11
2.4 Lastvirkningsanalyse, syklustelling og skadesummasjon	13
<i>Kapittel 3</i> Hot Spot Metode	15
3.1 Generelt	15
3.2 Metoder for estimering av hot spot spenning	16
3.3 Ekstrapolasjon av overflatespenninger	18
3.3.1 Det Norske Veritas, DNV RP-C203.....	18
3.3.2 International Institute of Welding (IIW).....	21
3.4 Linearisering av spenninger gjennom tykkelsen	23
3.5 Dong's metode	23
3.6 Sammenligning av metodene	24
3.7 SN-diagrammer.....	25
3.7.1 Størrelseseffekt, «Size-effect»	26
3.8 Fordeler og ulemper med hot spot metoden.....	27
<i>Kapittel 4</i> Utmattning i naglede forbindelser – Relevante studier	29
4.1 Innledning.....	29
4.2 Utmattingsutsatte brudetaljer	29
4.3 Mekanismene bak utmattingskader i naglede knutepunkt.....	32

4.4	Faktorer som påvirker rotasjonsstivheten til naglede knutepunkt.....	33
4.4.1	Parameterstudier for faktorer som kan påvirke levetid	33
4.4.2	Nagler – nagleprosessen, forspenning og defekter	34
4.5	Fullskala utmattingsforsøk i laboratorier og felt	38
4.5.1	Naglede forbindelser utsatt for skjærkrefter	38
4.5.2	Naglede knutepunkt utsatt for vridningsindusert utmatting	39
4.6	Ulike metoder estimerer ulik levetid.....	44
<i>Kapittel 5 FE-modell og validering</i>		45
5.1	Prosessen og overordnede vurderinger	45
5.1.1	Prosessen.....	46
5.1.2	Materialegenskaper	46
5.2	Utmattingsmekanisme og randbetingelser	47
5.3	FE-Modellens ulike komponenter	51
5.3.1	Festevinkler	51
5.3.2	Nagler	54
5.3.3	Langbærer	56
5.3.4	Tverrbærer	57
5.3.5	Oppsummering av grunnmodell	58
5.4	Validering og vurdering av forbindelsens rotasjonsstivhet.....	59
5.4.1	Rotasjonsstivhet	59
5.4.2	Vinkelens deformasjon ut av planet	65
5.4.3	Spenningsfordeling over langbærer 150 mm fra knutepunktet	67
5.5	Oppsummering av modell og mekanisme.....	70
<i>Kapittel 6 Hot spot spenninger i en naglet forbindelse</i>		71
6.1	Generelt.....	71
6.2	Utmattingskritisk Detalj: Hjørneavrundingen i vinkelbrakett	72
6.2.1	Ekstrapolasjon av overflatespenninger (DNV og IIW)	72
6.2.2	Linearisering av spenninger gjennom tykkelsen	77
6.2.3	Oppsummering av metodene for hjørneavrunding i vinkelen	80
6.3	Utmattingskritisk detalj: Nagler.....	81
6.3.1	Ekstrapolasjon av overflatespenninger	81
6.3.2	Linearisering av spenninger gjennom tykkelsen	82
6.3.3	Oppsummering av metodene for nagl	85

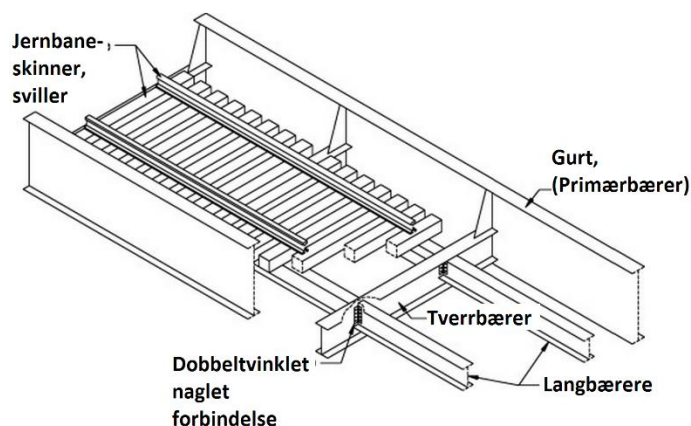
6.4	Flytekriteriets betydning for hot spot evaluering	86
<i>Kapittel 7</i> Evaluering av estimert levetid for knutepunktet.....		89
7.1	Aktuelle SN-kurver for naglede forbindelser.....	89
7.2	Vurdering av FE-modellene presentert i kapittel 5	89
7.3	Estimert levetid for nagler	90
7.3.1	Grunnmodell – effekt av stivhet og forspenning	90
7.3.2	Effekt av festepunkt mellom langbærer og vinkel	92
7.4	Estimert levetid for hjørneavrunding i vinklene.....	93
7.4.1	Grunnmodell – effekt av stivhet og forspenning	94
7.4.2	Effekter av bøyning over platetykkelsen: Hjørneavrundingen i vinkelen	95
7.4.3	Effekt av festepunkt mellom langbærer og festevinkel.....	95
7.5	Samlet vurdering	98
7.5.1	Estimerte levetidsberegninger	98
7.5.2	Global spenningskonsentrasjonsfaktor.....	99
<i>Kapittel 8</i> Konklusjon og forslag til videre arbeid		101
8	Litteraturreferanser	105
9	Vedlegg.....	109
	Vedlegg A.....	111
	Vedlegg B.....	113
	Vedlegg C.....	115
	Vedlegg D.....	117
	Vedlegg E	119
	Vedlegg F	121
	Vedlegg G.....	123

KAPITTEL 1

INNLEDNING

1.1 GENERELL BAKGRUNN

Et stadig økende antall stålbruere nærmer seg dimensjonert levetid, både i Norge, Europa og i Nord-Amerika. Flertallet av disse stålbruene ble bygget for mellom 50 og 100 år siden, og forbindelsene mellom stålplatene ble ofte naglet [1]. Det store antallet togpasseringer gjennom levetiden, med stadig økende aksellast, øker risikoen for utmattingskader. Derfor er brueiere og ingeniører avhengige av gode verktøy for å kunne estimere graden av utmattingskader og resterende levetid, slik at inspeksjon og vedlikehold kan utføres effektivt. På den måten kan sikkerheten til passasjerer ivaretas, og risikoen for uforutsette stopp i trafikkflyten reduseres.



Figur 1-1: Utsnitt av en typisk brukonstruksjon med aktuelle detaljer. [2]

Generelt er det knyttet usikkerhet til de fleste levetidsestimater etter dagens beregningsmetoder. Utmattings tester i fullskala er derfor et viktig hjelpemiddel for å vurdere utmattingsstyrke og bruddmønster. Resultatene brukes også til å kalibrere beregningsmetodene. I tidligere studier har det vært mest fokusert på de primære konstruksjonsdelene, som gurter, tverrbærere og langbærere (figur 1-1). Inspeksjoner og undersøkelser viser imidlertid at det er knutepunktene mellom langbærere og tverrbærere som ofte er mest utsatt for utmattingskader [1 - 4]. Selv om disse forbindelsene er designet som rene skjærforbindelser, er en grad av rotasjonsstivhet uunngåelig [3]. Selv om denne rotasjonsstivheten kan neglisjeres i bruddgrensetilstand, er ikke dette tilfellet for utmattingsvurderinger. Ved moderate laster kan disse forbindelsene oppnå en innspenningsgrad på opptil 67% av en momentstiv forbindelse [3]. Som følge av denne utilsiktede rotasjonsstivheten i knutepunktet oppstår vridninger ut av planet, og gjentatte

togpasseringer forårsaker utmattingskader i disse forbindelsene. I tillegg er komponentene i knutepunktene av ulik styrke og stivhet, som gjør dem spesielt sårbare for lokale tøyninger og dermed spenningskonsentrasjoner. Ofte er det vanskelig å fastslå og beregne disse vridningsinduserte spenningene, noe som kan resultere i ufullstendige eller feil estimater for resterende levetid etter dagens metoder [5-11].

1.2 PROBLEMSTILLING

Den mest brukte metoden for praktisk utmattingsdimensjonering er i dag spenning-levetid metoden ved bruk av nominelle spenninger[5]. Ofte benyttes en global tilnærming, hvor knutepunkter er gitt av en randbetingelse, og ikke modellert i detalj. Metoden er implementert i blant annet EC3-1-9 [12] for utmattingsdimensjonering. En svakhet med eurokoden er at den ikke inkluderer nagler eller naglede komponenter, som gjør vurdering av naglede knutepunkter vanskelig. Imam et al.[9] hevder at metoden basert på nominelle spenninger ved en global tilnærming ikke er nøyaktig nok på denne typen forbindelser, fordi mekanismen bak utmattingen i disse forbindelsene er for kompleks. Av den grunn gir global tilnærming stor usikkerhet, slik at estimert utmattingslevetid blir for høy. Et bedre alternativ er vurdering av knutepunktene ved bruk av en lokal tilnærming [9]. Flere anbefaler bruk av kjervspenningsmetoder som «Theory of Critical Distances» (TCD) [9,11]. Selv om kjervspenningsmetoder har vist bedre nøyaktighet ved komplekse strukturer, krever metodene også numeriske modeller med høy oppløsning og dermed mer beregningstid [13].

Det Norske Veritas [13] har utviklet en standard, eller anbefaling for beregning av geometrisk eller strukturell spenning; kalt «Hot-spot» metoden. Hot spot metoden tilhører kategorien lokale metoder. Selv om metoden ikke er like nøyaktig som kjervspenningsmetoder ved økt kompleksitet, har metoden vist seg å være svært effektiv på sveiste forbindelser. International Institute of Welding [14,15] og Radaj et al. [16] har også publisert metoder for estimering av hot spot spenninger for sveiste plateforbindelser. Dermed består hot spot analyser av et knippe metoder som kan benyttes for estimering av spenningskonsentrasjoner og utmattingslevetid på lokale detaljer.

Hovedformålet med denne oppgaven er å vurdere i hvilken grad hot spot metoden kan benyttes for levetidsvurdering på en lokal modell av en naglet langbærer-tverrbærer forbindelse. Oppgaven er utformet som et mulighetsstudium, hvor hensikten er å belyse krav, utfordringer og vurderinger som må gjøres for at metoden skal kunne anvendes på naglede knutepunkt. Ved å se på alle stegene fra etablering av en numerisk modell til levetidestimat, er hensikten å belyse usikkerheter og valg som kan gi grunnlag for videre parameterstudier.

Første steg i en slik vurdering vil derfor være å etablere en lokal numerisk modell av et naglet knutepunkt i Abaqus. Det antas at en stor del av usikkerheten i estimering av levetid etter hot spot metoden for et naglet knutepunkt kan relateres til den numeriske modellen. Fordi lokale modeller har vist seg sensitive for både geometri og modelleringsteknikk, vil dette undersøkes spesielt. For å sikre et best mulig utgangspunkt for evaluering av spenninger etter hot spot metoden er den numeriske modellen basert på tegningsgrunnlaget til en langbærer- tverrbærer forbindelse fra Vindelälven jernbanebru. Publiserte resultater fra en fullskala utmattingstest på denne forbindelsen vil derfor bli benyttet til validering av den numeriske modellen. Utmattingsbelastningen i denne oppgaven er derfor begrenset til kun en lastvidde i likhet med denne testen, og historiske brulaster sammensatt av flere spenningsvidder, blir ikke vurdert i denne oppgaven. Også de globale randbetingelsene er begrenset av testen.

Neste steg er å evaluere hvordan de ulike hot spot tilnærmingene estimerer hot spot spenningene i de kritiske områdene i den naglede forbindelsen. Relevant SN-kurve vil bli kombinert med hot spot spenningsvidden for å estimere levetiden. Videre vil den estimerte levetiden sammenlignes mot de publiserte resultatene fra fullskalatesten, for å synliggjøre hvorvidt de estimerte hot spot spenningene og levetidsestimatene er sannsynlige.

Gjennom oppgaven er det også en underliggende intensjon om å etablere et grunnlag for å kunne vurdere om det er mulig å relatere en spenningskonsentrasjonsfaktor mellom hot spot spenningene i de kritiske områdene lokalt i forbindelsen, mot målte spenninger i for eksempel langbærer. Og videre om det er mulig å benytte en slik faktor på langbærer-tverrbærer forbindelser uavhengig av bru.

1.3 OPPGAVENS INNHOLD OG OPPBYGNING

Kapittel 2 vil gi en kort innføring i grunnleggende utmattingsteori og begreper som benyttes videre i oppgaven.

Kapittel 3 presenterer de ulike metodene som kan benyttes for hot spot estimering, samt de krav metoden stiller. Metoden er utviklet for sveiste forbindelser, og ulike metoder som senere vil forsøkes anvendt på den numeriske modellen av et naglet knutepunkt presenteres her.

Kapittel 4 vil gi en kort innføring i oppbygningen av en naglet langbærer-tverrbærer forbindelse, inkludert nagleteknikk. Mekanismen bak utmatting i disse forbindelsene vil presenteres med relevante studier og ulike parametere som i tidligere studier har vist å gi store utslag på rotasjonsstivhet og som påvirker spenningskonsentrasjons-områder. Utmattingsstudier foretatt med andre metoder enn hot-spot metoden presenteres også for synliggjøre fordeler og ulemper med disse metodene.

I **kapittel 5** presenteres den numeriske modellen benyttet for dette studiet, sammen med de viktigste valgene og erfaringene som er gjort under modelleringen. I dette kapitlet vil modellens rotasjonsstivhet, spenningsfordeling over langbærer og deformasjonen til vinkelen ut av tverrbærerplanet bli sammenlignet mot målinger fra fullskalatest av den samme forbindelsen.

I **kapittel 6** vil de ulike hot spot metodene anvendes på de mest kritiske områdene i forbindelsen, og resultatene ved bruk av ulike metodene presentert i kapittel 3 blir sammenlignet med hverandre. Antagelser og utfordringer knyttet til anvendelsen av hot spot metoden på en ikke-sveiset forbindelse presenteres, samt valg av metode for vurderinger videre i oppgaven.

Kapittel 7 vil presentere hvordan ulike valg knyttet til geometri og valg av SN-kurver vil påvirke levetiden estimert av hot spot metoden. Også effekter knyttet til lokale brudd, som tap av nagl blir vurdert.

Kapittel 8 gir samlet vurdering og konklusjoner knyttet til anvendbarheten til hot spot metoden på langbærer-tverrbærer forbindelsen, samt forslag til videre arbeid.

KAPITTEL 2

GRUNNLEGGENDE UTMATTINGSTEORI

Dette kapitlet vil gi en kort innføring i grunnleggende utmattingssteori og presentere begreper som anvendes gjennom oppgaven.

2.1 GENERELT

Utmattings-skader oppstår som følge av gjentatte på- og avlastninger gjennom en komponents levetid. De varierende lastsyklusene medfører spenningsendringer som akkumuleres til det oppstår sprekkvekst. Uten aktive tiltak vil det reduserte tverrsnittarealet føre til at komponenten går til brudd, selv om spenningene som opptrer er lavere enn flytespenningen til materialet utsatt for belastningen.

Utmattning er svært ofte årsaken til brudd i strukturer som påvirkes av fluktuerende laster. Selv om selve utmattingsprosessen ofte går over lengere tid, kommer restbruddet uventet og er ofte sprøtt [17]. Dette har medført at ulykker har fått katastrofale følger, og det er flere eksempler på dette både i jernbane-, offshore- og flyindustrien. Samtidig har det store fokuset på disse ulykkene bidratt til økt forskning på utmattning som bruddmekanisme.

Wöhler begynte allerede med undersøkelser av jernbaneakslinger i 1856 [17]. Akslingene gikk til brudd tidligere enn antatt, og gjennom undersøkelsene fant Wöhler en lineær sammenheng mellom logaritmen til antall lastsykluser (N) og belastning (S), ble til Wöhlerkurvene, eller SN-kurver. SN-metoden ved bruk av SN-kurver er mest brukt i praktisk dimensjonering også i dag.

Bruddmekaniske metoder er et alternativ til spenning-levetidsmetoden for å estimere utmattingslevetid. Hvor SN-metoden i stor grad baserer seg på testing, forsøker bruddmekanikken å beskrive prinsippet bak sprekkveksten, og bruke sprekkvekstraten til å anslå antallet vekslinger som kreves frem til brudd. Metodene er først og fremst brukt innen forskning, og er ikke like anvendelig for praktisk dimensjonering som SN-metoden.

2.1.1 Prinsippet bak sprekkvekst

Utmattingsprosessen i glatte metaller uten materialfeil og kjerv (sveiser, kutt, hull) er i all hovedsak styrt av størrelsen på belastningen og antallet lastvekslinger frem til brudd. Avhengig av typen deformasjon som er drivende for prosessen og antall lastsykluser, skilles det gjerne mellom lavsyklus utmattning og høysyklus utmattning:

- **Lavsyklus utmattning** foregår under store spenningsvidder som medfører plastiske deformasjoner. Dermed går materialet ofte til brudd før 10^4 vekslinger [17]. I dette

området er ikke SN-kurvene nødvendigvis lineære, og andre metoder som benyttes for å estimere utmatting, for eksempel «tøyning-levetidsmetoden» eller ulike modifikasjoner av SN-kurvene.

- **Høysyklus utmatting** foregår i det elastiske området og gjelder for 10^4 - 10^7 vekslinger. Ved vekslinger over 10^7 er ofte datagrunnlaget dårlig som følge av få utmattingstester, og levetiden regnes som tilnærmet uendelig for de fleste formål [17].

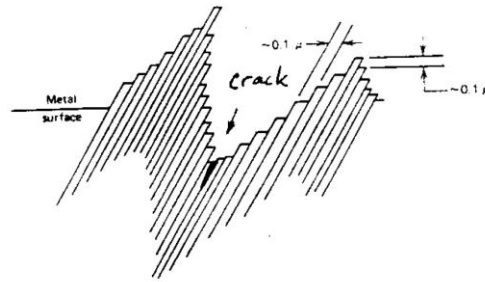
For jernbanebruer er høysyklus utmatting mest aktuelt. Hovedsakelig fordi brua utsettes for svært mange togpasseringer gjennom levetiden, og dette antallet forventes å øke i årene fremover. Samtidig er ikke nødvendigvis slik at en togpassering er det samme som en lastveksling. Ofte har aksellastene større innvirkning på lokale deformasjoner, og dermed vil i stedet hver akselpassering forbi den aktuelle komponenten telle som en lastveksling. Dette gjelder spesielt for knutepunkt mellom langbærer og tverrbærer. Disse komponentene kan dermed med sikkerhet antas utsatt for høysyklus utmatting.

Høysyklus utmatting deles inn i tre faser

- Steg 1: Initiering av sprekkvekst
- Steg 2: Utvikling av en dominerende sprekk
- Steg 3: Restbudd.

Steg 1: Initiering av sprekkvekst

Generelt er alle utmattingssprekker i metaller forbundet med opphopning av irreversible plastiske tøyinger. Initieringen av sprekker i metaller begynner med opphopning av plastiske deformasjoner langs gitterplan i metalkorn i den frie overflaten til materialet. Dislokasjonen er størst i den frie overflate som følge av mangel på begrensning i de krystallinske kornrensene. Fastning fører til at videre glidning skjer i nærliggende gitterplan. Akkumulering av plastiske deformasjoner i et fåtall glideplan fører til en spalting mellom gitterplan og man får ekstrusjoner og intrusjoner i mikrostrukturen. Dette fører til lokale spenningskonsentrasjoner som den plastiske deformasjonen konsentreres rundt, og mikrosprekker vokser på overflaten, slik figur 2-1 viser. Dette stadiet er hovedsakelig drevet av skjærspenninger på mikronivå [18].



Figur 2-1: Intrusjoner og ekstrusjoner i mikrostrukturen hvor sprekkvekst begynner [18]

Steg 2: Utvikling av en dominerende sprekk

Mikrosprekker eller andre materialfeil vil føre til videre utvikling av en dominerende sprekk. Sprekken vil videre åpne og lukke seg som følge av den sykliske belastningen, og vokser videre normalt på spenningsretningen. Deretter vil denne sprekken vokse sakte frem til spenningsøkningen i forkant av sprekken fører til en akselerasjon mot restbruddet. Denne fasen er hovedsakelig drevet av spenninger som virker vinkelrett på sprekkveksten.

Når en dominerende sprekk først er dannet, og sprekkveksten videre er drevet av spenningene som virker normalt på sprekken, kan bruddmekaniske metoder benyttes for å estimere videre sprekkvekst etter Paris formel (2.1).

$$\frac{da}{dN} = C \cdot dK^m \quad (2.1)$$

Hvor endringen i sprekkstørrelse da per veksling dN er beskrevet ved hjelp av materialkonstantene C og m , og variasjonen i spenningsintensitetsfaktoren dK i forkant av sprekken. Fordi formelen er relativt enkel og spenningsintensitetsfaktoren er vanskelig å bestemme, finnes mange ulike variasjoner av Paris formel [17].

Steg 3: Restbrudd

Restbruddet vil inntreffe når spenningsfeltet til vilkårlig last i forkant av sprekken overgår reststyrken i det reduserte materialtversnittet. Selv i et duktilt materiale har dette bruddet vist seg å ofte inntreffe som et sprøtt brudd [17].

Det totale antallet sykler frem til brudd kan deles inn i antallet sykler i sprekkinitieringsfasen, N_i og antallet sykler for å drive sprekken fram til brudd, N_p .

$$N_{total} = N_i + N_p \quad (2.2)$$

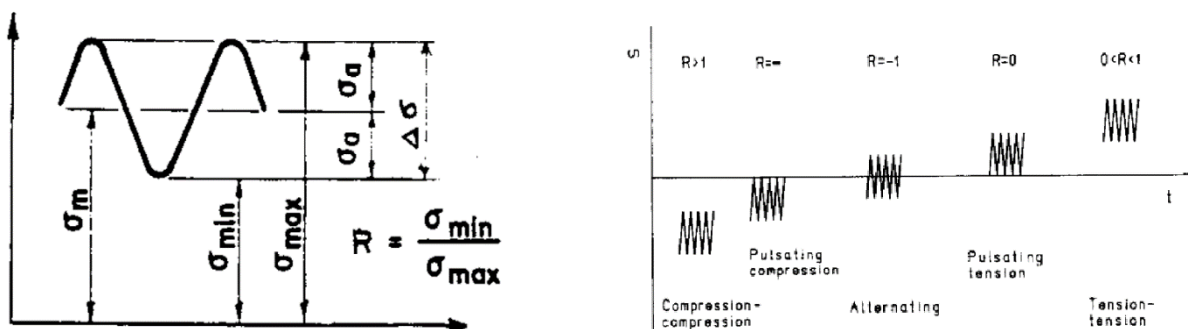
I startfasen vil utmattingsprosessen gå sakte, slik at det tar tid før skaden er avgjørende. Mot slutten vil prosessen akselerere og bruddet kan skje relativt raskt. Sprekkvekst er en enkel indikasjon på at en utmattingskade er under utvikling. De vil imidlertid først være synlige relativt sent i skadeforløpet. Ofte kan initieringsfasen utgjøre 95 % av total levetid for komponenter med glatt overflate uten materialfeil [18]. I de fleste tilfeller er initieringsprosessen konsentrert i et lite område med noe økt lokale spenninger, som kan komme av hull, sveiser, geometriendringer, eller mikroskopiske svakheter i materialet. I materialer med ulike former for kjerper vil initieringsfasen være betydelig kortere, da sprekker på mikronivå allerede er tilstede [18].

Selv om bruddmekanikken benytter seg av sprekkvekstraten og forklarer de ulike fasene ned på mikronivå, skiller ikke SN-metoden på disse nivåene. SN-kurvene er utviklet gjennom materialtesting og når sprekken er har vokst gjennom platetykkelsen, regnes materialet å ha gått til brudd.

2.2 SPENNING-LEVETIDS (SN) METODER

2.2.1 Utmattningstester, begreper og SN-Kurver

Ved utmattningstesting av materialer i laboratorier er det vanlig å benytte hydrauliske jekker. Lastpåføringen skjer som regel som sinuspålastning eller ved en konstant amplitude basert på en spenning-tid historikk med en konstant gjennomsnittslast [18]. Som figur 2-2 viser, beskriver R-ratioen hvordan komponenten er testet.



Figur 2-2: Definisjon av begreper og R-ratio [18]

Viktige begreper innenfor utmattingstesting og bruk av SN-metoden vist i figur 2-2 er:

$$\sigma_{\max} = \text{Maksimumsspenningen}$$

$$\sigma_{\min} = \text{Minimumsspenningen}$$

$$\sigma_a = \text{Spenningsamplituden} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$$

$$\Delta\sigma = \text{Spenningsvidde} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2\sigma_a$$

$$\sigma_m = \text{Gjennomsnittsspenning i syklusen} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$$

$$R = \text{spenningsratio} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

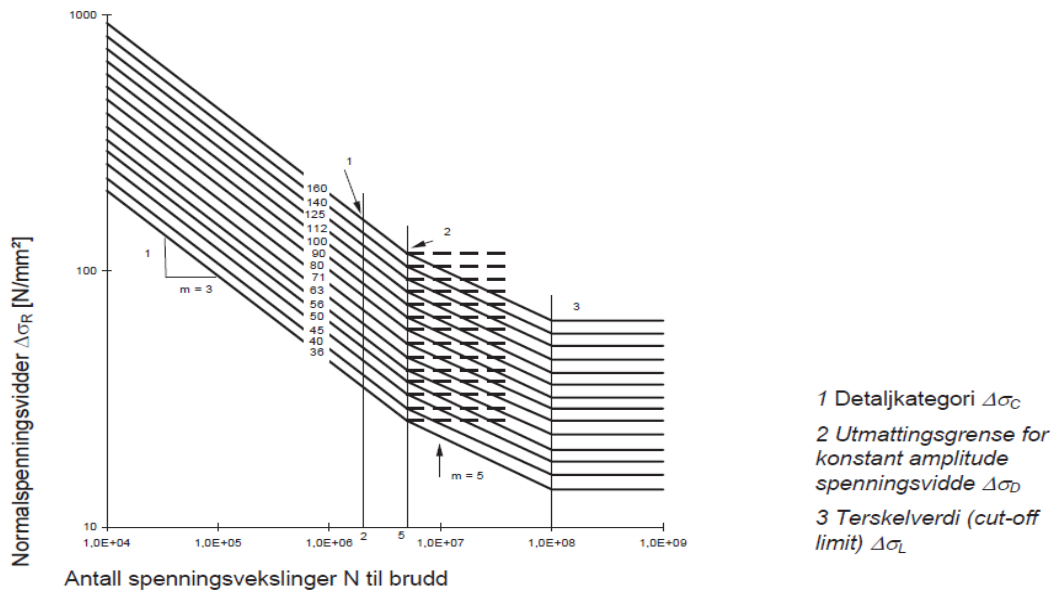
Middelspenningen kan også uttrykkes (ligning 2.3) ved hjelp av spenningsratioen og maksimumsspenningen, eller spenningsamplituden og spenningsratioen:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}\sigma_{\max}(1+R) = \sigma_a \frac{1+R}{1-R} \quad (2.3)$$

Forholdet mellom spenningsvidden $\Delta\sigma$ og antallet vekslinger N er gitt av ligning 2.4. SN-kurven er gitt av ligning 2.5, hvor $\log \bar{a}$ gir kurvens krysningspunktet på $\log N$ akse og m angir den negative inverse helningen til SN-kurven [13]. Som ligning 2.4 viser, vil økning i spenningsvidden ha spesielt stor negativ effekt på antallet vekslinger en komponent tåler gjennom levetiden, da den er opphøyd i en potens (ofte av størrelsesorden 3-5). Designkurvene i EC3-1-9 [12] og i DNV RP-C203 [13] er basert på middelerdien minus to standardavvik fra eksperimentell testing av materialprøver. Det fører til at SN-kurvene som brukes har henholdsvis 97,7% sjans for overlevelse [13].

$$N = \bar{a} \cdot \Delta\sigma^{-m} \quad (2.4)$$

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta\sigma \quad (2.5)$$



Figur 2-3: SN-kurver fra EC3-1-9. [12]

SN-kurven i figur 2-3, hentet fra EC3-1-9 viser at det er definert fire grenser på kurven:

- 10^4 vekslinger angir laveste antallet vekslinger som benyttes for estimering av kapasitet etter prinsippet for høysyklus utmatting
- Utmattingskategorien defineres ved 2×10^6 vekslinger
- 5×10^6 vekslinger angir utmattingsgrensen for belastning med konstant amplitude, og angir nedre grense for spenningsvidder som vil bidra til utmattingskade ved denne belastningen.
- 10^8 vekslinger angir nederste grense for spenningsvidder som vil medføre skade uavhengig av type belastning. Spenningsvidder lavere enn dette bidrar derfor ikke til utmattingskader, og grensen kalles terskelverdi eller «Cut-Off» - limit.

2.2.2 Effekter som påvirker utmattingslevetid

Spenninger

Størrelsen på spenningsvidden er den parameteren som alene har størst innvirkning på utmattingslevetiden, og oppgis normalt sammen med R-ratioen for utmattningstester. Likevel vil også spenningsfordelingen over tverrsnittet være avgjørende for sprekkveksthastigheten. Materialet kan også ha lokalt store egenspenninger som følge av materialbearbeiding eller sveising, og kan påføre relativt store endringer i spenningsvidden lokalt [17].

Størrelseeffekt, «Size-effect»

Størrelseeffekter består av flere parametere som påvirker et resultat. Fra testresultater er det vist at ved en økning av tykkelsen på en komponent, vil utmattingsstyrken falle uten noen eksakt grense på størrelsen [18]. Denne reduksjonen i styrke som følge av størrelsen på testkomponenten mot komponenten dataene brukes på tilskrives flere faktorer.

- En statistisk størrelseeffekt: I en større materialprøve vil det være flere materialfeil, kjerver, interne spenninger og flere faktorer som kan føre til en utvikling av sprekkvekst. Utmattings teorien baserer seg på at det svakeste ledd fører til sprekkdannelse, og dermed vil sannsynligheten for områder med svakheter som kan føre til sprekkdannelse øke med økt størrelse [18].
- En teknologisk størrelseeffekt: Store og små komponenter kan gjennomgå ulike fabrikasjonsprosesser som medfører ulike egenspenninger og overflateforhold i store og små materialer som kan ha stor innvirkning på utmattingsstyrken [18].
- En geometrisk størrelseeffekt: En tykk prøve vil ha en lavere spenningsgradient over tykkelsen enn en tynn prøve. Imperfeksjoner i overflaten eller kjerver vil ha samme dybde og dermed blir spenningskonsentrasjonen rundt denne kjerven større i en tykkere prøve [18].

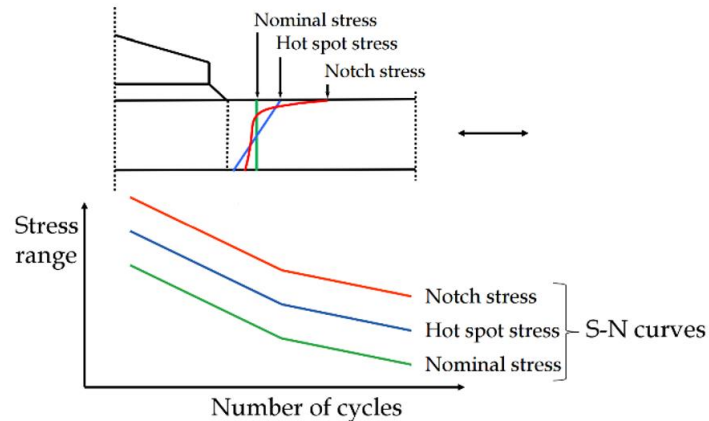
Miljø-, material- og fabrikasjonseffekter

Tester viser at materialets fasthet har lite påvirkning på utmattingsfastheten. Forsøk med S355 stål og S235 stål har vist en ubetydelig økning i utmattingsfastheten ved høyere flytegrense. I praksis vil sprekkveksten være mer avhengig av type detaljer, kjerv og geometri enn materialets mekaniske egenskaper [17]. Av den grunn kan fabrikasjon av metaller og materialer ha stor påvirkning på utmattingslevetiden. Materialet kan inneholde urenheter, ha ru overflate eller andre former for kjerv som følge av bearbeidingen. Disse kjervene kan medføre at grunnlaget for sprekkvekst allerede er tilstede, og sprekkveksten kan begynne svært tidlig i levetiden uten noen initieringsfase. For eksempel gjelder dette sveiste forbindelser, som har så mange sprekker på mikronivå at initieringsfasen er uvesentlig.

Korrosivt miljø kan også ha negativ effekt på utmattingslevetid, og det er av den grunn ulike SN-diagrammer for estimering av levetiden i luft og i korrosive miljøer.

2.3 PÅVISNING AV KAPASITET MED SN-KURVER

Både globale og lokale tilnærminger er benyttet for estimering av utmattingskapasitet. Tilnærmingene gir ulike måter å definere uttak av spenningsvidder i en konstruksjon, og ulike SN-kurver benyttes for de ulike metodene, som figur 2-4 viser.



Figur 2-4: Viser de ulike definisjonene på spenninger i nærheten av en kjerv, samt tilhørende SN-kurver for nominell-, hot spot - og kjervspenningsmetode. [13]

Nominell spenningsmetode

Spenningsvidden bestemmes av enkle elastiske formler for aksial-, skjær- og bøyespenninger. De nominelle spenningene hentes ut i nærheten av det kritiske området som vurderes, men utenfor området hvor spenningene er direkte påvirket av en detalj [13]. Fordelen med denne metoden er at den opererer på globalt nivå og er derfor svært enkel. I de fleste tilfeller er det ikke nødvendig å benytte numeriske verktøy, fordi metoden krever et svært begrenset detaljnivå. Som figuren 2-4 viser vil ikke de lokale effektene i områder med kjerver være inkludert i den nominelle spenningskomponenten. Av den grunn er det utarbeidet ulike detaljkategorier ved utmattningstesting av ulike detaljer. SN-kurvene som benyttes med denne kategorien inkluderer de lokale effektene.

Ulempen med metoden er at man er avhengig av å finne en detaljkategori som passer med det utmattingsproblemet som skal undersøkes. Det lave detaljnivået medfører også økende grad av usikkerhet ved mer komplekse strukturer og detaljer. Ofte kan det også være utfordrende å bestemme nominell spenning i en kompleks detalj [13].

Hot spot spenningsmetode

Hot spot metoden er en lokal tilnærming til et utmattingsproblem, og inkluderer det strukturelle, eller geometriske spenningsbidraget. Hot spot spenningen er en fiktiv verdi som tar for seg de spenningsøkende effektene i en lokal struktur. Det kan være som følge av global geometri eller makro-geometri. Men den ikke-lineære kjervspenningsbidraget som følge av mikrogeometrien til kjervene er utelatt. Dette bidraget er inkludert i SN-kurvene som benyttes for hot spot metode på samme måte som for nominell metode. Fordi det geometriske bidraget er inkludert i hot spot spenningsvidden brukes det imidlertid andre SN-kurver enn for nominell metode. Fordelen med metoden er at den er anvendelig på lokale problemer som har høyere kompleksitet enn nominell metode, og gir dermed bedre estimater på utmattingslevetid. Samtidig er den mer krevende og avhengig av modeller og

randbetingelser som benyttes. I tillegg er også hot spot metoden begrenset av detaljkategorier.

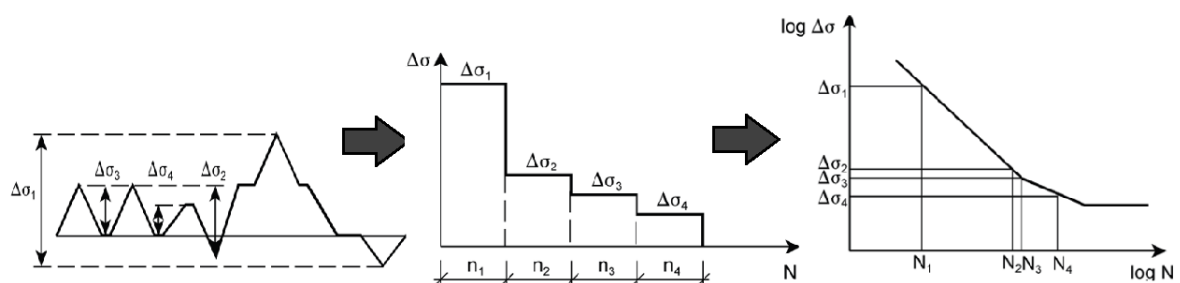
Kjervspenningsmetode

Kjervspenningsmetoder inkluderer også den ikke-lineære effekten av en kjerv, og dermed benyttes kun én SN-kurve for et material uten kjerv. Derfor har metoden vist seg anvendelig på flere typer kjerver fordi den ikke er begrenset av detaljkategori [8-11]. Metodene har potensialet for å gi bedre estimater ved høyere kompleksitet, sammenlignet med både hot spot metoden og nominell metode. Som alle lokale tilnærminger er resultatene avhengig av høy detaljeringsgrad i modeller. I tillegg krever de fleste kjervspenningsmetoder høyere mesh-tetthet i numeriske modeller, og er dermed mer arbeidsintensiv enn både hot spot metoden og nominell spenningsmetode.

2.4 LASTVIRKNINGSANALYSE, SYKLUSTELLING OG SKADESUMMASJON

Metode for syklustelling; «rainflow»- og «reservoar»-metoden

Jernbanebruer er ofte utsatt for en trafikkblanding som medfører vekslende belastning. Fordi passasjertog og godstog har ulik aksellast vil de ulike belastningene medføre ulik grad av utmattingskade ved passering. Det er derfor vanlig å bruke ulike tellemåter, som «rainflow»- eller «reservoar»-metoden (figur 2-5) for å undersøke hvor hyppig de ulike spenningsvekslingene inntreffer. Dataene kan dermed organiseres i et histogram eller spenningsviddespektrum som fremstiller antall vekslinger for de ulike spenningsviddene, vist i figur 2-5. Ved bruk av en SN-kurve for detaljen som undersøkes, kan antall tillatte vekslinger per spenningsvidde undersøkes. Videre kan skadesummasjonsmetoder som Palmer-Miner-regel brukes for å estimere utmattingskaden hver av spenningsviddene gir, som følge av belastningen. Figuren 2-5 viser hvordan dette utføres i praksis.



Figur 2-5: Viser hvordan syklustelling etter reservoarmetoden fører frem til et spenningsviddespektrum og kombineres med skadesummasjon ved hjelp av SN-kurve [12]

Skadesummasjon (Palmer-Miner-regel)

Palmer-Miner-regel er den dominerende skadesummasjonsmetoden i dag. Metoden antar at hver spenningsvidde gir et bidrag til den totale utmattingskaden, D i ligning 2.6.

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_I}{N_I} = \sum_{i=1}^I \frac{n_i}{N_i} < 1 \quad (2.6)$$

Hvor n_i er antall vekslinger per spenningsvidde som følge av belastning, vist i figur 2-6. N_i er det totale antallet vekslinger til brudd for en gitt spenningsvidde. Hvis verdien for utmattingskaden $D \geq 1$ er det vanlig å definere at konstruksjonen har gått til brudd [17].

KAPITTEL 3

HOT SPOT METODE

Hot-spot analyse er et verktøy for å estimere utmattingslevetid i nærheten av en kjerv. Metoden var i all hovedsak utarbeidet for sveisede plater og rør i offshore industrien, men har de siste årene blitt anvendt på stadig flere typer sveisede forbindelser. Dette kapitlet gir en generell innføring i noen av de mest brukte hot spot metodene, for sveiste forbindelser. Senere vil anvendelse av de ulike metodene knyttes opp mot en naglet forbindelse i kapittel 6. Hot spot spenning blir forøvrig også referert til som både strukturell spenning eller geometrisk spenning i litteraturen.

3.1 GENERELT

Utviklingen av hot-spot metoden begynte allerede på 1960-tallet [19]. Peterson, Manson og Haibach [19] forsøkte å relatere utmattingsstyrken til en sveist forbindelse ved å måle lokale spenninger eller tøyinger i en avstand fra sveisetåen. Selv om resultatene ikke ble tilstrekkelig gode, fortsatte utviklingen av metoden utover 1960-tallet. Testresultater viste at det ikke-lineære spenningsbidraget fra sveisens geometri avtok i en avstand $0,3t-0,4t$ fra sveisen (t var platens tykkelse). På 1970-tallet resulterte dette i utviklingen av hot-spot metoden, som benytter gitte avstander som er avhengig av platetykkelsen for ekstrapolasjon av hot-spot spenninger inn mot sveisetåen.

Hot-spot metoden er siden 1970-tallet blitt videreutviklet og vist seg å være et svært viktig verktøy for dimensjonering mot utmatting for sveisede rør i offshore industrien. Gjennom 80- og 90-tallet er også metoden på sveiste plateforbindelser. Numeriske analyser, «Finite Element Analysis» (FEA) gjorde det mulig å med linearisering av hot-spot spenninger gjennom platetykkelsen. Dong [19] utviklet denne metoden videre ved bruk av likevekt mellom skjær- og normalspenninger i en avstand δ fra sveisetåen.

Standarder for estimering av levetid etter hot spot metoden er hovedsakelig publisert av enten «International Institute of Welding» (IIW)[14,15] eller Det Norske Veritas (DNV) [13]. Forskjellen mellom disse anbefalingene er at IIW i større grad tar for seg praktisk bruk av hot-spot metoden for sveiste plateforbindelser. DNV deler mange av anbefalingene til IIW, men fokuserer i større grad på offshore og sveisede rørforbindelser.

Hvordan utføres en hot spot analyse (i korte trekk):

1. Første steg er å finne områder i en konstruksjon som er utsatt for utmattingskader, fra litteratur, tester (felt, laboratorietest, numerisk modell) eller inspeksjon.

2. En testmodell etableres i laboratorier eller i et numerisk analyseprogram. Randbetingelser og laster bør samsvare best mulig med det fysiske problemet. De bør også velges slik at de ikke påvirker spenningene hot spot området.
3. Spenninger hentes ut i hot spot områdene fra den numeriske modellen eller fra tøyingsmålinger på fysisk testmodell. Det er teorien bak disse metodene som gjennomgås i dette kapittelet. I enkle forbindelser kan en spenningskonsentrasjonsfaktor (gitt at denne er kjent) benyttes i kombinasjon med nominelle spenninger.
4. Hvis nødvendig kan spenningene ordnes i et spenningsviddespektrum som forklart i kapittel 2.
5. Hot spot SN-kurve velges på bakgrunn av detaljen som vurderes.
6. Skadesummasjon gir deretter akkumulert skade som følge av belastning.
7. Ofte er det knyttet store usikkerheter til estimater for utmattingslevetid, uavhengig av metoden valgt for analysen. For å vurdere disse usikkerhetene kan sannsynlighetstilnærminger benyttes. Ved å inkludere usikkerhetene i lasthistorikk, materialets utmattingsstyrke, modellusikkerheter og andre generelle usikkerheter, kan sannsynligheten for brudd bestemmes. Standardavviket vil være en svært nyttig indikasjon på den totale usikkerheten i levetidsberegningen [10, 13].

Dette kapittelet fokuserer på ulike metoder som kan benyttes for å ekstrahere hot spot spenninger fra en numerisk modell eller en skalatest.

3.2 METODER FOR ESTIMERING AV HOT SPOT SPENNING

Radaj et al. [16] hevder at det i hovedsak er tre ulike prinsipper for estimering av hot-spot spenninger fra FE analyser:

- Ekstrapolasjon langs overflaten
- Linearisering av spenninger over tykkelsen til en plate
- Dong metoden; linearisering av likevektsspenninger fra normal og skjær spenninger i en distanse δ fra kjerv.

En hot-spot spenning er en fiktiv verdi estimert etter en eller flere av disse prinsippene. Spenningen inkluderer alle effekter som følge av den strukturelle sammensetningen i en lokal forbindelse, som global geometri og makro geometri [13]. Den inkluderer imidlertid ikke de ikke-lineære effektene av kjervets geometri, som forklart i kapittel 2. Det aktuelle ikke-lineære spenningsbidraget er i stedet inkludert i SN-kurven for den aktuelle detaljen.

Dette er en stor fordel, da kjervets egeometri ofte er ukjent. I tillegg blir den lokale geometrien til sveiser eller andre kjerver uansett idealisert i numeriske modeller [13].

Hot spot analyse på enkle forbindelser

DNV RP-C203 [13] gir spenningskonsentrasjonsfaktorer (SCF) for enkelte sveiste forbindelser, rør med hull og utskjæringer utsatt for lokale strekkspenninger. I tillegg er forenklede beregningsmetoder for sveiste rørforbindelser, samt metoder for å evaluere SCF gitt også for disse. Relasjonen mellom nominell spenning og hot spot spenning er vist i ligning 3.1. Hvis den nominelle spenningen og SCF er kjent, kan hot spot spenningen beregnes etter ligning 3.1, og brukes sammen med den respektive SN-kurven som tilhører detaljen.

$$\sigma_{\text{Hot Spot}} = SCF \cdot \sigma_{\text{nominell}} \quad (3.1)$$

Både geometri, last og randbetingelser medfører at noen strukturer kan være for avanserte for de ferdigdefinerte formlene. I disse tilfellene er det ikke alltid intuitivt hvor den nominelle spenningen skal tas ut fra forbindelsen, da spenningsfordelingen endrer seg over platen som følge av alle de lokale påvirkningene. I slike tilfeller kan det være mer aktuelt å ta ut hot spot spenningen direkte fra en numerisk modell (FE-modell).

FE-modell: Krav og anbefalinger til mesh

DNV [13] anbefaler bruk av skall- eller solidelementer ved modellering av lokal geometri. Den enkleste måten å etablere en FE-modell er ved bruk av skallelementer som ligger i midtplanet til platene. Ved bruk av skallelementer er det ikke nødvendig å inkludere sveisen i modellen, med mindre hot spot området er utsatt for lokal bøyning. Det anbefales bruk av 8-nodede skallelementer i hot spot området, spesielt hvis spenningsgradient er bratt. Anbefalt elementstørrelse er $t \times t$ ved bruk av 8-nodede elementer, hvor t er platetykkelsen. Elementer større enn $2t \times 2t$ vil gi ikke-konservative resultater og bør unngås.

Modellering med solidelementer er ofte mer anvendelig for mer kompliserte forbindelser [13]. Ved bruk av solidelementer skal sveisens geometri modelleres for å inkludere effekten den har på lokal stivhet. Det er viktig at sveisen avrundes med en radius, slik at spenningståen ikke blir singulær og spenningen går mot uendelig. DNV anbefaler bruk av 20-nodede solidelementer med bruk av redusert integrasjon, og da behøves kun ett element over tykkelsen. Den største anbefalte lengden til elementet inn mot kjerven bør ikke overstige platetykkelsen. IIW [14,15] anbefaler at elementlengden tilsvare avstanden mellom avlesningspunktene ($0,4t$ og $1,0t$). Alternativt kan 8-nodede solidelementer benyttes, gitt at det brukes minst 4 elementer over platetykkelsen. Det bør også brukes flere elementer inn mot kjerven ved bruk av lineære solidelementer [13].

Noen generelle krav til modellering uavhengig av bruk av skall- eller solidelementer er anbefalt av DNV [13]:

- Valg av elementer og mesh-tetthet i hot spot området må tillate bratt spenningsgradient
- I hot spot området bør endringen i densiteten av elementer være relativt kontinuerlig, slik at store endringer i densiteten unngås.
- Elementenes geometri må ikke være deformert. Vinklene i hjørnene bør ligge innenfor 60° og 120° og lengde/bredde-ratio mindre enn 5.
- Modellen bør være så stor at antatte randbetingelser og laster ikke påvirker hot spot området
- Hot spot metoden kan kun brukes for tilfeller hvor sprekkveksten begynner i en overflate

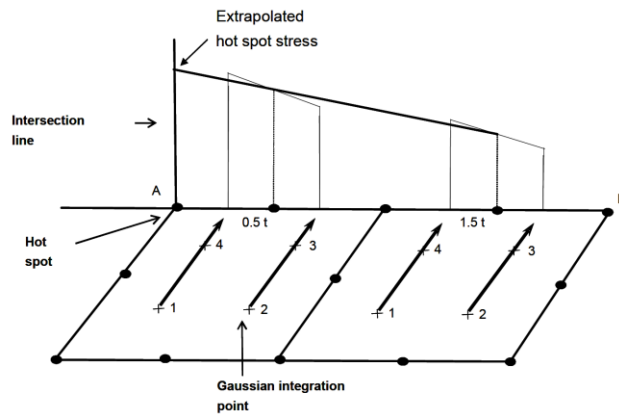
3.3 EKSTRAPOLASJON AV OVERFLATESPENNINGER

Ekstrapolasjon av overflatespenninger kan gjøres etter anbefalingene til DNV [13] eller IIW [14,15]. Begge metodene bygger på samme teori, og resultatene har vist seg å bli tilnærmet de samme resultat for sveiste forbindelser [19]. Hovedforskjellen er at DNV anbefaler ekstrapolasjon av maksimale hovedspenninger vinkelrett på sveisen og IIW benytter aksialspenningene (evt. bi-aksiale spenninger). Kravene til oppløsning i mesh er generelt noe lavere for bruk av DNV sine anbefalte avlesningspunkt, sammenlignet med IIW.

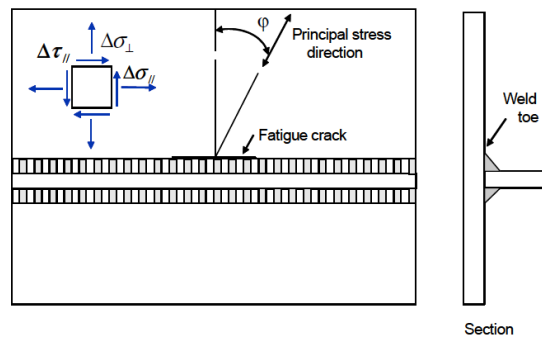
3.3.1 Det Norske Veritas, DNV RP-C203

Generell metode

DNV RP-C203 [13] anbefaler at en sti benyttes for avlesning av maksimal hovedspenning på platens overflate, slik figur 3-1 viser. Dette er gitt at hovedspenningene virker tilnærmet normalt på antatt sprekkvekstretning, slik figur 3-2 viser. Hovedspenningene skal først interpoleres til overflaten fra integrasjonspunktene til elementene, før de ekstrapoleres mot hot-spot området fra punkter $0.5t$ og $1.5t$, hvor t er tykkelsen på platen hvor spenningskonsentrasjonen befinner seg. Prinsippet er vist i figur 3-1. DNV [13] anbefaler generelt å benytte D-kurven for hot spot spenninger ekstrapolert fra FE-modeller.



Figur 3-1: Prinsipp for ekstrapolasjon av hot spot spenninger fra integrasjonspunkter [13]



Figur 3-2: Viser hovedspenningsretning i forhold til sprekk. Viser også spenningskomponenter som benyttes for DNV metode A og B. [13]

Alternative metoder:

Metode A

Spenningskomponentene (figur 3-2) hentes ut 0.5 t og 1.5 t fra spenningskonsentrasjonen, og den effektive hot spot spenningen, σ_{eff} som skal brukes i kombinasjon med hot spot SN-kurven er gitt av ligning 3.2-3.4.

$$\sigma_{eff} = \max \begin{cases} \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81 \cdot \Delta\tau_{\parallel}^2} \\ \alpha |\Delta\sigma_1| \\ \alpha |\Delta\sigma_2| \end{cases} \quad (3.2)$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (3.3)$$

$$\Delta\sigma_2 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (3.4)$$

$\Delta\sigma_{1,2}$ - hovedspenning 1 og 2

$\Delta\sigma_{\perp}$ - spenning vinkelrett på sveis

$\Delta\sigma_{\parallel}$ - spenning parallelt med sveis

$\Delta\tau_{\parallel}$ - skjærspenning parallelt med sveis

For spenninger parallelt til sveisen, er

$$\alpha = \begin{cases} 0.90, \text{ for detaljkategori C2} \\ 0.80, \text{ for detaljkategori C1} \\ 0.72, \text{ for detaljkategori C} \end{cases}$$

Metode B

Alternativ til lineær ekstrapolasjon av spenningene fra punktene i metode A, kan kun punktet 0.5 t brukes for å bestemme den effektive hot-spot spenningen, σ_{eff} etter 3.5.

$$\sigma_{eff} = \max \begin{cases} 1.12 \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81 \cdot \Delta\tau_{\parallel}^2} \\ 1.12\alpha |\Delta\sigma_1| \\ 1.12\alpha |\Delta\sigma_2| \end{cases} \quad (3.5)$$

Effekter av platebøying

Hvis den drivende årsaken til sprekkvekst er kontrollert av deformasjoner og ikke last, slik at bøyespenningsbidraget er relativt stort sammenlignet med membranspenningsbidraget, kan hot spot spenningsvidden reduseres. DNV [13] spesifiserer at dette ikke er konservativt, men tillatt hvis spenningskonsentrasjonen er som følge av bøying av platen, og ikke en kjerv. Ligning 3.6 kan benyttes for å estimere effektiv hot spot spenningsvidde, $\Delta\sigma_{e,Hot-Spot}$ på bakgrunn av aksialspenningsvidden $\Delta\sigma_{a,Hot-Spot}$ og en maksimal reduksjon på 40% av bøyespenningsbidraget $\Delta\sigma_{b,Hot-Spot}$.

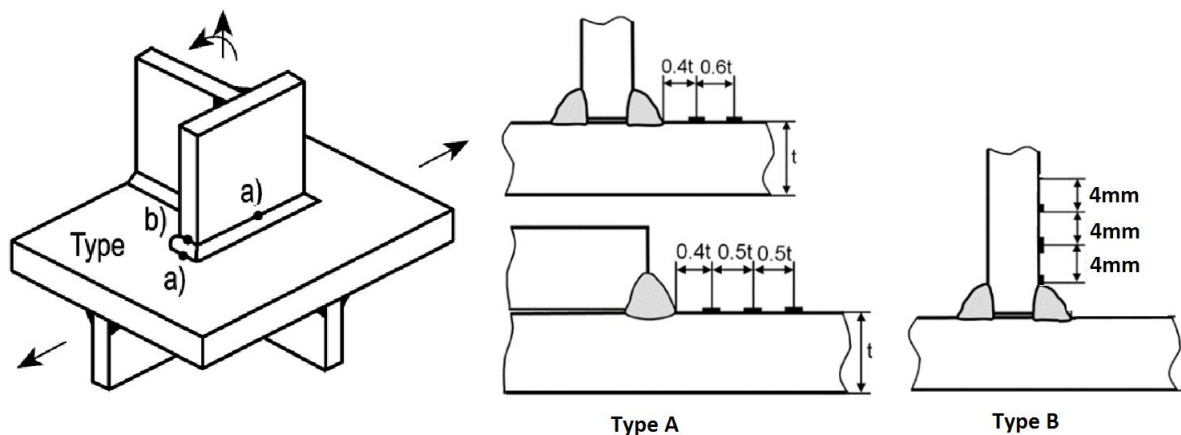
$$\Delta\sigma_{e,Hot-Spot} = \Delta\sigma_{a,Hot-Spot} + 0,6 \cdot \Delta\sigma_{b,Hot-Spot} \quad (3.6)$$

Fullskalatester

Fullskalatester er ofte nødvendig for å verifisere nye metoder, eller kontrollere beregninger gjort i FE analyser. DNV RP-C203 [13] omhandler i stor grad sveisede rørforbindelser, men har ingen spesifikke anbefalinger for hvordan fullskalatester bør utføres for plateforbindelser. Da metoden omtalt i den anbefalte praksisen til DNV er basert på ekstrapolasjon av overflatespenninger, er det naturlig å anta at samme posisjoner skal brukes for fullskalatester, altså avstand $0,5t$ og $1,5t$ fra kjerv.

3.3.2 International Institute of Welding (IIW)

International Institute of Welding (IIW) [14,15] har gitt anbefalinger for hvordan fullskalatester bør gjøres, og samme avlesningspunkter gjelder også for FE modeller med høy mesh-densitet. Med dette menes at det er minst ett element mellom svisetåen og avlesningspunktet, altså elementets maksimumslengde er på $0,4t$. For grovere mesh, anbefales bruk av samme metode som DNV, med avlesningspunkter $0,5t$ og $1,5t$ fra hot spot. Videre anbefales to ulike tilnærminger, avhengig av hvor det kritiske spenningskonsentrasjonspunktet ligger i forhold til sveisen. Disse punktene angir type A og type B hot spot og er vist i figur 3-3.



Figur 3-3: Hot spot type A og B etter IIW. Avlesningspunkter for Type A og Type B hot spot. [19]

Type A hot spot

Type A hot spot ligger på en plate, mot en sveis. Som nevnt tidligere i dette kapittelet avtar det ikke-lineære kjervspenningsbidraget i området $0,4t$ fra sveis, og spenningsgradienten er etter dette tilnærmet lineær. Dermed anbefales det å benytte strekklapper i avlesningspunkt $0,4t$ og $1,0t$ fra kjerven. Fra disse punktene kan hot spot spenningen estimeres ved hooks lov og lineær ekstrapolasjon av målte tøyinger etter formel 3.7, hvor E er elastisitetsmodulen.

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_{Hot-Spot} = E \cdot (1,67\varepsilon_{0,4t} - 0,67\varepsilon_{1,0t}) \quad (3.7)$$

Det kan likevel være nødvendig å benytte kvadratisk ekstrapolasjon hvis platen er sveist til en flens på et I-profil. Ved en slik elastisk opplagerbetingelse kan metoden med lineær ekstrapolasjon underestimere hot spot spenningen. I slike tilfeller festes strekkklapper i punktene 0,4t, 0,9t og 1,4t, og ligning 3.8 benyttes:

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_{Hot-Spot} = E \cdot (2,52\varepsilon_{0,4t} - 2,24\varepsilon_{0,9t} + 0,72\varepsilon_{1,4t}) \quad (3.8)$$

Type B hot spot

Hvor Type A hot spot er påvirket av platetykkelsen, er ikke spenningene i Type B hot spot avhengige av tykkelsen, fordi spenningskonsentrasjonen ligger på enden av en plate. Av den grunn anbefaler IIW å benytte faste avstander slik figur 3-3 viser. Deretter ekstrapoleres spenningen ved bruk av en kvadratisk ekstrapolasjonsformel 3.9.

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_{Hot-Spot} = E \cdot (3 \cdot \varepsilon_{4mm} - 3 \cdot \varepsilon_{8mm} + \varepsilon_{12mm}) \quad (3.9)$$

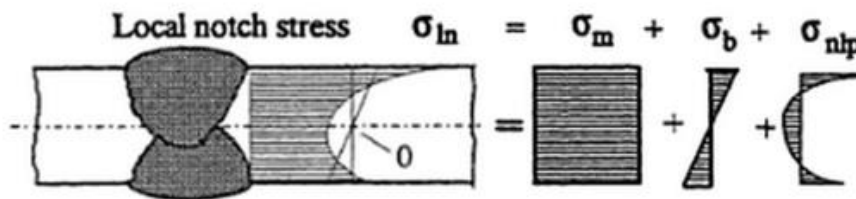
Bi-aksial spenning

Bi-aksial spenning kan forekomme i forbindelser utsatt for last som virker i flere retninger eller som følge av komponentens geometri. I slike tilfeller kan maksimal hovedspenning være opp til 10% høyere enn for ligninger 3.7-3.9 [14,15,18]. Det anbefales da å benytte «rosetta» strekkklapper for å måle tøyningen i flere retninger. Hvis forholdet mellom tøyningen normalt og parallelt med spenningståen er kjent, $\varepsilon_y / \varepsilon_x$, kan ligning 3.10 benyttes, gitt at maksimal hovedspenning virker tilnærmet normalt på sveisetåen.

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_x \cdot \frac{1 - \nu \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}}{1 - \nu^2} \quad (3.10)$$

3.4 LINEARISERING AV SPENNINGER GJENNOM TYKKELSEN

Et alternativ til vurdering av overflatespenninger som DNV og IIW sine anbefalinger bygger på, kan spenningene i nærheten av sveisetåen lineariseres over platetykkelsen [14]. Teorien går ut i fra at den ikke-lineære kjervspenningen kan deles opp i tre komponenter, slik figur 3-4 viser. Den første komponenten er de konstante membranspenningene (σ_m) over platetykkelsen, den andre er bøyespenningen (σ_b) som følge av den globale geometrien og makrogeometrien, og den siste er det ikke-lineære bidraget fra sveisens lokale geometri.



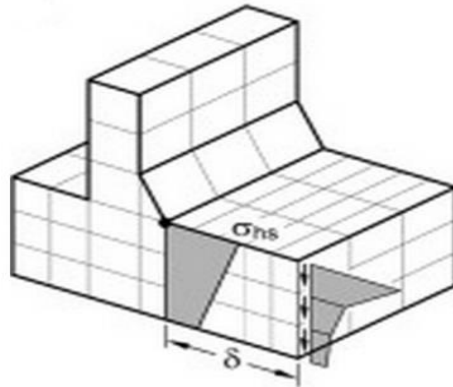
Figur 3-4: Viser oppdelingen av de ulike spenningsbidragene over tykkelsen på platen; Membranspenning, Bøyespenning og Ikke-lineært bidrag fra kjervets lokale geometri. [14]

Hot spot spenningen består da av membran og bøyespenning, men ekskluderer det ikke-lineære spenningsbidraget lokalt fra sveisen, på samme måte som for ekstrapolasjon av overflatespenninger. Disse spenningene leses direkte av i hot-spot området i en FE-modell. Programmer som Abaqus har en innebygd funksjon som utfører linearisering av spenningene over tykkelsen i post-prosesserings delen av programmet. Et krav er imidlertid at det er minst tre elementer over platetykkelsen [20]. I likhet med metode for ekstrapolasjon av spenninger er det ikke-lineære bidraget inkludert i SN-kurven som benyttes. Fordi denne metoden benytter spenningsfordelingen gjennom tykkelsen av en plate, er ikke metoden anvendelig i laboratorieforsøk. Likevel skal denne metoden gi samme hot spot spenning som metoden for ekstrapolasjon av overflatespenninger [20].

3.5 DONG'S METODE

Dongs metode er en videreutvikling av metoden for linearisering av spenninger over platetykkelsen [16]. Ved FE-modellering med solidelementer kan sveisen eller kjeven ha så liten tykkelse at hot spot punktet blir forstyret av singulariteten (spenningene går mot uendelig). Første steg er å evaluere aksialspenningene og skjærspenningene som virker i en avstand δ fra sveisetåen, slik figur 3-5 viser. Aksialspenningene integreres over tykkelsen og danner membranspenningsbidraget i sveisetåen ved å dele de integrerte spenningene på platetykkelsen. Deretter integreres skjærspenningene som virker gjennom platetykkelsen i

avstanden δ fra sveisetåen og danner en kraft som danner et moment om sveisetåen, og dette blir bøyespenningsbidraget [19].



Figur 3-5: Viser Dong's metode med avstand δ til hot spot. [16]

3.6 SAMMENLIGNING AV METODENE

Doerk, Fricke og Weissenborn [19] sammenlignet hot spot spenningene gitt ved overflateekstrapolasjons metoden (DNV og IIW) og Dong's metode for fire enkle sveiste forbindelser. Målet var å sammenligne resultatene mot hverandre, samt vurdere hvorvidt de var avhengige av densiteten til meshet. I tillegg ble en av FE modellene verifisert med faktiske strekkappmålinger på et testeksemplar. Resultatene viste at metoder for overflateekstrapolasjon gav tilnærmet like resultater, uavhengig av om avlesningspunktene til IIW eller DNV ble brukt. Dongs metode viste seg å være uavhengig av mesh for skallmodeller, men viste noe spredning i resultatene for modeller med solidelement. Spredningen ble størst når kjernen var konsentrert i et lite område [19]. Resultatene viste også at ulik mesh-tetthet i sveisen, samt i områder utenfor hot spot området kan påvirke resultatene opp til 10%. Av den grunn stilles det spørsmålsteget om metodene er helt uavhengige av mesh [19].

De ulike metodene skal i utgangspunktet gi de samme hot spot spenningene og dermed kan samme SN-kurve benyttes for de ulike spenningsevalueringsmetodene. Doerk påpeker at eksemplene er svært enkle og tar kun for seg uni-aksial spenningstilstand, dermed er det usikkert hvordan resultatene vil endre seg ved mer kompliserte forbindelser, hvor det oppstår en mer komplisert spenningstilstand i hot spot området [19].

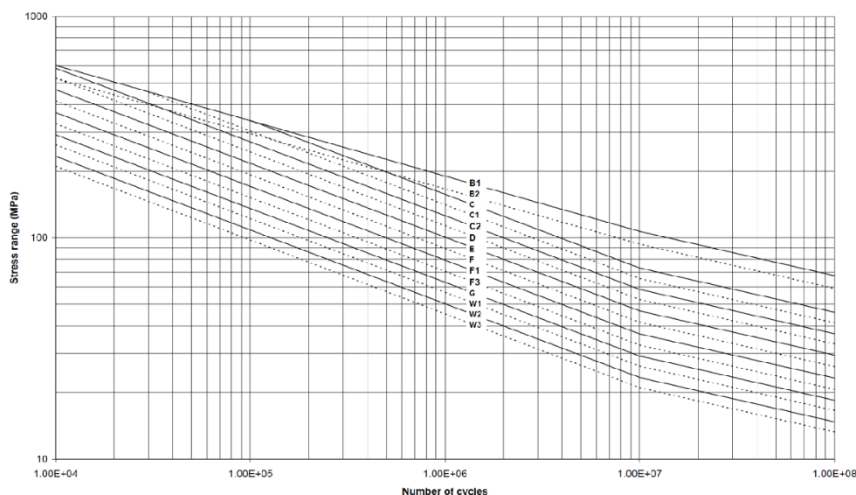
Poutiainen et al. [20] så på nøyaktighet og begrensninger til metodene for ekstrapolasjon av overflatespenninger (IIW), gjennom tykkelsen linearisering og Dong's metode på ulike 2D og 3D modeller av enkle sveiste forbindelser. I likhet med Doerk et al. [19] var formålet å sammenligne hot spot spenningen mellom metodene, samt se hvordan densiteten til

meshet både i lengderetning og over platetykkelsen påvirket hot spot spenningene. For 2D modeller gav metodene relativt like resultater. Samtidig var metoden for overflateekstrapolasjon av spenninger mest sensitiv for mesh tetthet i lengderetningen, men var mesh-uavhengig når kun ett element ble brukt over platetykkelsen. De andre metodene var så å si helt uavhengige av variasjonene av meshingen brukt i studien [20].

Metoden for ekstrapolasjon av overflatespenninger gav også like resultater i 3D modellene, som for 2D modellene. Hvis nodespenningene ble brukt for metodene; Linearisering av spenninger og Dongs metode, ble resultatene påvirket av «nodal averaging» (midling av nodespenning i noder) ved bruk av lavere mesh-tetthet. Hvis lastbetingelsene gav små skjærspenningskomponenter ble resultatene ved bruk av Dongs metode lik metoden for linearisering av spenninger gjennom tykkelsen. Dongs metode viste seg å være den mest krevende metoden, både fordi Poutiainen et al. [20] ikke hadde funnet noen anbefalinger for avstanden δ , men også fordi den krevde mest jobb under post-prosesseringen fordi flere verdier skulle hentes ut av modellen, og spenningsfordelingen måtte beregnes.

3.7 SN-DIAGRAMMER

I likhet med metoder for nominell spenning omtalt i kapittel 2, er det også nødvendig å benytte klassifisering av forbindelser når hot spot metoden anvendes for estimering av utmattingslevetid. Fordi kjervspenningsbidraget er avhengig av typen forbindelse og kjerv, oppgir DNV 14 ulike SN kurver. SN-kurve for forbindelser i luft i figur 3-6. DNV anbefaler bruk av kurve D når spenninger ekstrapoleres fra overflaten for sveiste forbindelser. For forbindelser i korrosivt miljø benyttes andre modifiserte SN kurver. Generelt er utmattingsstyrken lavere jo høyere opp i alfabetet detaljen er rangert. Tabellen i figur 3-6 viser sammenhengen mellom notasjonen for detaljkategoriene brukt i DNV og de brukt i IIW og EC3-1-9.



DNV notation in relation to Eurocode 3	
DNV notation	IIW and Eurocode 3 notation
B1	160
B2	140
C	125
C1	112
C2	100
D	90
E	80
F	71
F1	63
F3	56
G	50
W1	45
W2	40
W3	36
T	

Figur 3-6: Viser SN-kurvene i DNV RP-C203 for materialer i luft. Tabellen viser DNV notasjon mot IIW og EC3-1-9. [13]

3.7.1 Størrelseseffekt, «Size-effect»

I DNV RP-C203 [13] er det tatt hensyn til størrelseseffekter omtalt i kapittel 2, gjennom en modifikasjon av SN- kurvene. For materialer med platetykkelse større enn referansetykkelsen skal SN- kurven modifiseres etter ligning 3.11. Hvis tykkelsen på materialet er mindre enn referansetykkelsen, skal formelen 3.11 ikke benyttes.

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \left(\Delta \sigma \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) \quad (3.11)$$

- k = tykkelseseksponent gitt i tabell 2-1 til 2-3 i DNV RP-C203 [13].
- t_{ref} = referansetykkelse (25mm for plater og bolter)
- t = platetykkelsen [mm]
- $\Delta \sigma$ = spenningsvidden [MPa]
- m = negative inverse tangenten til kurven
- $\log a$ = kurvens krysningspunkt med log N aksen
- N = antallet vekslinger

3.8 FORDELER OG ULEMPER MED HOT SPOT METODEN

Fordeler

Hot spot metoder har vist god korrelasjon mellom fullskalatester og FE-analyser for sveiste forbindelser. Metoden er mye brukt for forbindelser som ikke dekkes av detaljkategoriene i for eksempel EC3-1-9 [12] for nominell spenningsmetode. Den er også brukt i tilfeller hvor forbindelsens randbetingelser og laster gjør det vanskelig å definere en nominell spenning. Samtidig har metoden vist større nøyaktighet i utmattingsvurdering enn nominell metode for sveiste forbindelser. Selv om det stilles krav til mesh for FE analyser, er kravene mindre omfattende enn for kjervspenningsmetoder. Til gjengjeld er resultatene ikke like nøyaktige når kompleksiteten i hot spot området øker. Metoden gir også gode anbefalinger for plassering av strekkklapper for feltstudier eller laboratorietester.

Ulemper

En vurdering av kritiske punkter må utføres, og sprekkvekstområder må være kjent. Metoden gjelder kun for tilfeller der sprekkveksten begynner i overflaten, og antas relativt avhengig av mesh og tetthet på mesh [19]. Metodene for ekstrapolasjon av overflatespenninger har høstet noe kritikk, fordi resultatene kan være avhengig av hvilke avlesningspunkter som benyttes. Det er også knyttet noe usikkerhet for bruk på komplekse forbindelser, og at en eventuell mesh-avhengighet er mer kritisk på disse forbindelsene [19]. Bruk av metoden forutsetter at detaljen har likheter med en detaljkategori, og da i all hovedsak er dette sveisede forbindelser.

KAPITTEL 4

UTMATTING I NAGLEDE FORBINDELSER – RELEVANTE STUDIER

Dette kapitlet gir innblikk i utmattingsmekanismen til naglede langbærer-tverrbærerknutepunkt. Samtidig viser flere studier med numeriske modeller og skalatester hvilke parametere som påvirker egenskapene og levetiden til naglede forbindelser. Relasjon mellom utmattings tester, bruddkriterier og SN-kurver er også vist i studier gjengitt i dette kapitlet. Tilslutt vil kapitlet se på hvordan ulike metoder, lokale og globale tilnærminger har vist seg å vurdere utmattingslevetiden.

4.1 INNLEDNING

Fram til 1950-1960 tallet var svært mange jernbanebruer designet med naglede dobbeltvinkler i knutepunkt. Samtidig ble mange bjelker naglet sammen av stålplater og vinkler for å danne tverrsnitt profiler som i dag ofte er valsede. Derfor er naglede detaljer svært vanlig i jernbanebruer som er eldre enn 50 år. I USA har også mange veibruer blitt bygd på denne måten, noe som understøtter behovet for å kunne vurdere utmattingslevetiden for denne typen forbindelser. Høyere stål kvalitet og bedre sveiseteknikker, sammen med lansering av bolter med høy styrke, gjør at det i dag er langt vanligere å benytte sveisede endeplater og momentbolter i slike forbindelser. I tillegg har høy stålpris og bedre betongkvalitet ført til at nye bruer ofte bygges i betong. Kostnadene ved å skifte ut alle eldre bruer så stor at mange av de gamle bruene må vedlikeholdes i mange år fremover. Flere bruer er også regnet for å være historiske landemerker og dermed ikke helt uproblematisk å bytte ut. Ofte er bruene heller ikke dimensjonert mot utmatting. Av den grunn er det viktig med gode metoder for å fastslå utmattingslevetid, samt ha gode vedlikeholdsprosedyrer for å sørge for god sikkerhet mot brudd.

4.2 UTMATTINGSUTSATTE BRUDETALJER

I en gjennomgang av over 100 innrapporterte utmattingskader på bruer [1] fremgår det at så mange som 70% av jernbanebruene i Europa er mer enn 50 år, og at 30% av disse er mer enn 100 år gamle. Denne aldersfordelingen er ikke ulik den vi har i Norge, hvor ca. 65 % av bruene er mer enn 50 år og 15% er eldre enn 100 år gamle [21]. Samtidig har toglastene og antall togpasseringer økt i forhold til de lastene bruene opprinnelig var designet for. Dette betyr at mange bruer allerede kan ha nådd sin utmattingslevetid eller har økende behov for reparasjoner de nærmeste årene for å kunne ivareta sikkerheten for passasjerer, samt hindre uforutsette stopp i trafikkflyten.

Felles for mange av stålbruene bygget før 1950 er at de ofte består av vertikalt bærende fagverk, forbundet med tverrbærere, samt vindavstivning i topp og bunn slik figur 4-1-a og 4-1-b viser. Langbærere ligger enten oppå tverrbærere eller er festet mellom dem med naglede dobbeltvinkler, slik figur 4-1-b viser. Normalt er brudekket på disse bruene designet som åpent brudekke, og svillene er festet direkte på langbærerne med hakebolter.



Figur 4-1-a



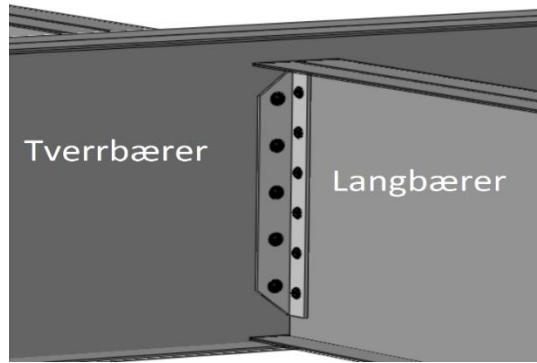
Figur 4-1-b

Figur 4-1-a: Viser en naglet jernbanebru med bærende fagverk og vindavstivning. [22]

Figur 4-1-b: Viser undersiden av en naglet jernbanebru med langbærer-tverrbærerforbindelse. [22]

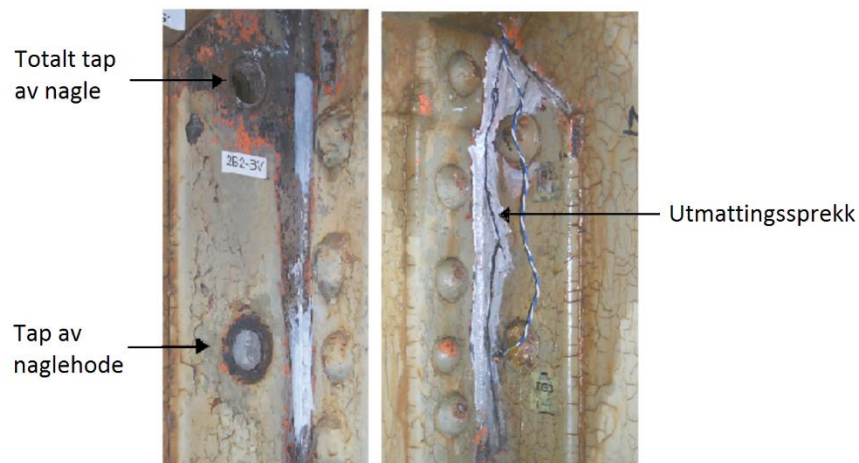
Al-Emrani et al. [1] har utført en undersøkelse for mer enn 100 rapporterte utmattingskader på slike bruer. I 90 % av de undersøkte bruene var hovedmekanismen bak utmattingskaderne deformasjonsindusert. Deformasjonsindusert utmatting er ofte forårsaket av at utilsiktede stivheter medfører tvangskrefter som det ikke er tatt høyde for i designen av de ulike detaljene. Disse tvangskreftene kan gi spenningskonsentrasjoner som er langt større enn den direkte toglasten på de primærbærende komponentene. Også dårlig utførelse, med ikke-avstivede gap mellom forbindelser, samt ulik styrke og stivhet i de ulike komponentene i knutepunkter er med å bidra til utviklingen av utmattingskader i disse bruene.

Mest utsatt for deformasjonsindusert utmatting er den dobbeltvinklede forbindelsen mellom langbærere og tverrbærere [1]. Forbindelsen er gjerne bygd opp med et dobbelt sett med vinkler som er naglet til steget på langbæreren og på tverrbæreren, slik figuren 4-2 viser.



Figur 4-2: En typisk naglet dobbeltvinklet langbærer-tverrbærerforbindelse

Flere studier [1, 3, 4] har påpekt at sprekkevekst i disse forbindelsene begynner i hjørneavrundingen på vinkelen, eller i naglen mellom naglesteget og naglehodet. Som figur 4-3 viser, kan sprekkdannelse føre til tap av både naglehodet eller hele naglen. I vinkelen er spenningskonsentrasjonen størst i hjørneavrundingen nær den øverste naglen og sprekkeveksten begynner ofte her. Deretter brer sprekken seg utover i overflaten. Som følge av endring i lokal stivhet, formes sprekker i overflaten i nærheten av naglen på andre rad. Tilslutt vokser sprekken sammen og gjennom platetykkelsen, slik figur 4-3 viser.



Figur 4-3: Viser sprekkevekst og utmattingsskader i en dobbeltvinklet langbærer-tverrbærerforbindelse fra Vindelälven bru. [1]

4.3 MEKANISMENE BAK UTMATTINGSSKADER I NAGLEDE KNUTEPUNKT

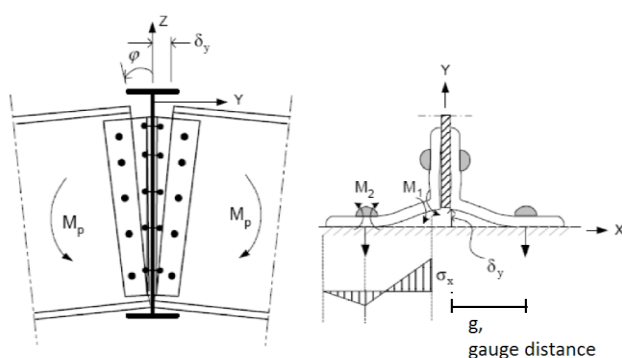
I følge Al-Emrani et al. [1] er det i all hovedsak to ulike mekanismer som er drivende for utviklingen av utmattings-skadene i langbærer-tverrbærer forbindelser:

- *Aksellastens lokale påvirkning.*

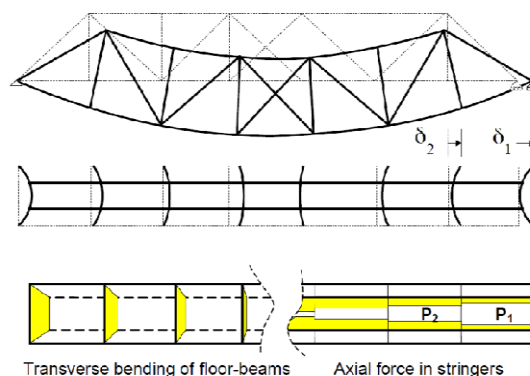
Togakslingene som passerer over langbærerne gir en vertikal nedbøying og fører til en enderotasjon ved den dobbeltvinklede forbindelsen. Selv om forbindelsen er designet som en ren skjærforbindelse, er en viss grad av rotasjonsstivhet unngåelig. Denne rotasjonsstivheten utsetter naglene og vinklene for strekkrefter, og gir deformasjon ut av tverrbærerplanet, slik figur 4-4-a viser. Deformasjonen gir lokalt store spenningskonsentrasjoner ved naglehodet og i vinkelradien, og er hovedårsaken til at utmattings-skader begynner i disse områdene. Mekanismen er spesielt kritisk på grunn av en relativt kort influenslinje, noe som medfører at antallet spenningsvekslinger over bruas levetid blir betydelig [1].

- *Togbelastningens globale påvirkning.*

Togets tyngde gir en vertikal nedbøying som virker globalt over brua, slik figur 4-4-b viser. Dette fører til at undergurten i hovedfagverket endrer lengde. Den relative forskjellen i lengdeendringen mellom langbærerne og undergurtene medfører at langbærer-tverrbærer forbindelsene blir utsatt for en aksial belastning. Tverrbærerne blir av samme mekanisme utsatt for bøyning om svak akse. Influenslinjen for denne belastningen har en lengde som tilsvarer bruspenet, og gir dermed en lastveksling per togpassering [1].



Figur 4-4-a



Figur 4-4-b

Figur 4-4-a: Viser mekanismen som fører til utmattings-skader som følge av rotasjonsstivheten [1]

Figur 4-4-b: Viser hvordan den globale mekanismen gir aksialbidrag i langbærere [1]

4.4 FAKTORER SOM PÅVIRKER ROTASJONSSTIVHETEN TIL NAGLEDE KNUTEPUNKT

Som nevnt tidligere i dette kapittelet er det i all hovedsak den utilsiktede rotasjonsstivheten som er årsaken til utmattingskader i nagler og vinkler i langbærer-tverrbærerforbindelser. Gjennomgående i litteraturen er det flere som hevder at det er vanskelig å definere størrelsen på endemomentet og spenningskonsentrasjonen i dette området [1-9, 23]. Grunnen til dette er at rotasjonsstivheten og spenningskonsentrasjonene avhenger av flere parametere som gir ulik konfigurasjon i knutepunktet. I litteraturen [1-9, 23] hevdes det at parameterne som påvirker egenskapene til knutepunktet kan være:

- Stivheten til langbærer og tverrbærer
- Vinkelens tykkelse
- Høyden til vinkelen
 - Antall nagler og avstand mellom naglene
 - Vinkelbeinenes lengde
- Avstand mellom senter til naglehull og vinkelbein, (eng: «gauge distance»), vist i figur 4-4-a
- Naglenes materialegenskaper, klemkraft og dimensjoner
- Materialegenskaper og stivhet til vinklene som forbinder langbærer og tverrbærer
- Friksjon og slipp i forbindelsen

4.4.1 Parameterstudier for faktorer som kan påvirke levetid

Wilson and Coombe [24] utførte allerede i 1939 utmattings tester av ni naglede t-stykker utsatt for strekkbelastning. Selv om testresultatene var få, konkluderte de med at avstanden fra naglehull til vinkelbeinets baksida (eng: «gauge distance») hadde påvirkning på levetiden. Ved større «gauge» avstand ble vinklene utsatt for utmattingskade, og ved mindre «gauge» avstand gikk naglene som regel til brudd.

Yen et al. [25] samlet resultater fra tidligere studier og konkluderte med at momentet og spenningene i en langbærer-tverrbærerforbindelse økte med høyden til vinkelen og tykkelsen på festevinkelen. Samtidig avtok endemomentet med økende «gauge» avstand. Yen et al. [25] anbefalte at momentet og spenningene kunne reduseres ved å lage forbindelsen mindre stiv. Dette kunne gjøres ved å redusere vinkeltykkelsen eller vinkelhøyden, samt øke «gauge» avstanden.

Guyer og Laman [2] utførte en parameterstudie for å undersøke noen av parameterens effekt på rotasjonsstivhet og for maksimal hovedspenning i hjørneavrundingen i vinkelbeinet. De hevdet at bedre teknikker var nødvendig for å kvantifisere egenskapene og oppførselen til slike forbindelser [2]. Fordi dobbeltvinklede naglede langbærer-

tverrbærerforbindelser er utsatt utmatting som følge av sekundære, deformasjonsinduserte spenninger, er ikke disse spenningene enkle å beregne. Det er derfor ikke gitt at de parameterne som påvirker rotasjonsstivheten påvirker spenningsbildet i vinkelen på samme måte [2].

Parameterstudiet ble foretatt ved bruk av en FE-modell av en dobbelvinklet forbindelse, som var kalibrert mot laboratorieforsøk. Hovedparameterene som ble undersøkt var; «gauge» avstand, lengden og tykkelsen på vinkelprofilet, samt lengden på langbæreren. Resultatene viste at endemomentet som ble utviklet i forbindelsen økte for økt vinkeltykkelse og for økt lengde på vinkelen. Samtidig avtok endemomentet med økende «gauge» avstand. Altså var resultatene i samsvar med anbefalingene til Yen et al. [25]. I tillegg viste resultatene at endemomentet økte også med lengden på langbæreren. Guyer et al. [2] oppdaget også at stivheten til langbæreren hadde innvirkning på forbindelsens oppførsel, og at videre arbeid burde vurdere effektene av variabel stivhet i langbærer.

Guyer et al. [2] fant også ut at maksimal hovedspenning i hjørneavrundingen i vinkelen økte med økende lengde på langbærer, økt tykkelse på vinkelen, og ved avtagende «gauge» avstand. Høyden på vinkelen hadde imidlertid liten effekt på de målte spenningene.

DePiero [26, 27] gjorde undersøkelser på virkningen av blant annet vinkeltykkelse ved bruk av en 2D og 3D FE-modell på en dobbeltvinklet forbindelse. Ved å endre vinklenes tykkelse fra 9,5 mm og 13 mm, ble rotasjonen på langbæreren redusert med 12%. Vinkelens forskyvning ut av tverrbærerplanet ble redusert med hele 28%, og maksimal hovedspenningsvidde redusert med 8%. Som forklart i kapittel 2 er det spenningsvidden som har effekt på levetiden, og ikke nødvendigvis de største spenningene (innenfor rimelige grenser). Selv om tidligere nevnte studier [25] anbefaler å redusere vinkeltykkelsen, viser resultatene til DePiero det motsatte.

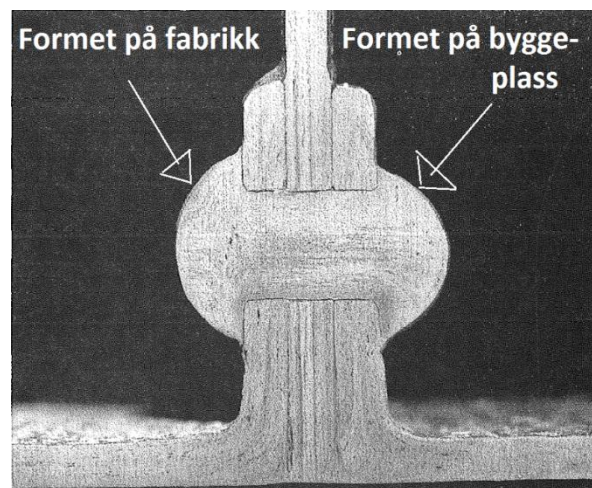
Selv om økt vinkeltykkelse normalt fører til en stivere forbindelse og dermed større innspenningsmoment, kan tykkelsen også medføre at spenningene likevel blir lavere i vinkelen. Samtidig kan naglene bli mer utsatt, da disse blir det svakeste ledd. Av den grunn tydeliggjør de ulike konklusjonene og resultatene fra studiene omtalt over, at det er flere faktorer som spiller inn på utmattingslevetiden til disse forbindelsene, og at ett svar nødvendigvis ikke gjelder for alle typer forbindelser.

4.4.2 Nagler – nagleprosessen, forspenning og defekter

Naglenes klemkraft har vist seg å være en ofte ukjent variabel i naglede forbindelser [3,4]. Naglenes forspenning avhenger av lengden på naglen, samt materialegenskapene til naglen og tilstøtende komponenter. Spesielt stor innvirkning har lufttemperaturen og metoden benyttet under nagleprosessen. Over levetiden forventes det også at forspenningen i

naglene avtar følge av fretting mellom komponentene i forbindelsen, relaksasjon i stålet og eventuelle plastiske deformasjoner i naglen.

Nagleprosessen med varmformede nagler er en arbeids- og tidsintensiv metode [23]. En nagel leveres med et ferdigformet naglehode som varmes opp til ca.1000 grader celsius. Deretter settes den rødgjødene naglen inn i hullet i forbindelsen, og det andre naglehodet blir formet ved hjelp av hamring for hånd eller ved bruk av maskin. Kvaliteten på disse forbindelsene er ofte dårlig, med eksempelvis eksentriske eller misformede naglehoder, slik figur 4-5 viser. Derfor er naglebrudd en vanlig skade på eldre bruer [23]. Kvaliteten på de naglede forbindelsene økte fra 1900-tallet, hovedsakelig fordi formingen av naglehodet i større grad ble utført med en hydraulisk presse. I tillegg ble det også vanligere å utføre naglingen etter standardiserte former på fabrikk.



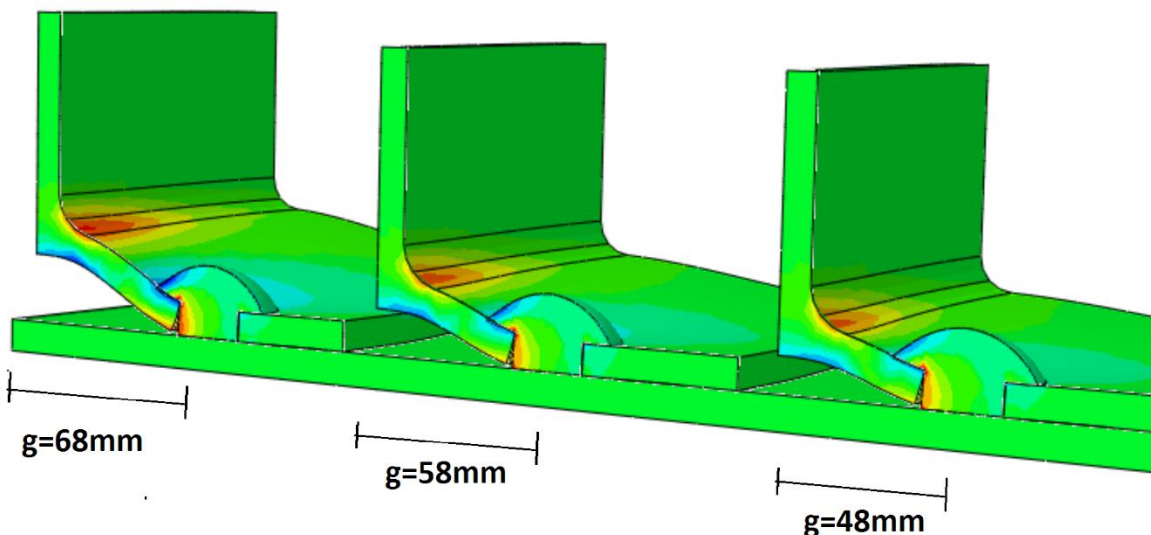
Figur 4-5: Viser en nagl med noe eksentrisitet i det naglehodet som er montert på byggeplass. [28]

Som tidligere nevnt i dette kapittelet var det før 1950-tallet svært vanlig å bygge opp I-profiler av sammen-naglede plater og vinkelprofiler. Mange av disse profilene ble satt sammen på fabrikk, og målinger har vist at forspenningen i naglene kan være opptil 70% av naglens flytespenning [23]. Naglede knutepunkt er derimot ofte montert i felt, og naglene forventes derfor å ha lavere grad av forspenning [3,4].

Åkesson [23] vurderte forspenningsgraden i et sammen-naglet I-profil på Vindelälven jernbanebru. Denne brua ble ferdigstilt 1896 og demontert i 1993. Åkesson [23] fant ut at naglens forspenning var ca. 42% (ca.150 MPa) av flytegrensen (ca.350 MPa). Selv om denne brua ble bygget før 1900-tallet, er naglene antageligvis montert på fabrikk, dermed er forspenningene i naglene noe høyere enn sammenlignbare nagler montert i felt [4].

Forspenning og defekter påvirker naglenes utmattingslevetid

Forspenningsgraden er svært viktig for utmattingslevetiden til naglede forbindelser. Leahey og Munse [29] utførte utmattningstester med bolter og nagler i strekk gjennom et aksialt belastet t-stykke. Resultatet viste at boltene hadde omtrent dobbelt så lang utmattingslevetid, sammenlignet med tilsvarende nagler. Økningen i levetiden for boltene var tilskrevet muligheten for å tilføre en større grad av forspenning. Som tidligere nevnt er utmattingslevetiden i stor grad relatert til spenningsvidden. Testene viste at spenningene i boltene først økte utover forspenningen, når strekkbelastningen tilsvarte en spenning i boltene som utgjorde 55% av forspenningen. Av den grunn viste resultatene at økt forspenning er gunstig, da spenningsvidden i naglene reduseres. Leahey og Munse [29] registrerte også at bolter uten skiver, ble utsatt for mer bøyning som følge av vinkelens deformasjon i strekkretningen. Disse boltene hadde lavere utmattingslevetid.



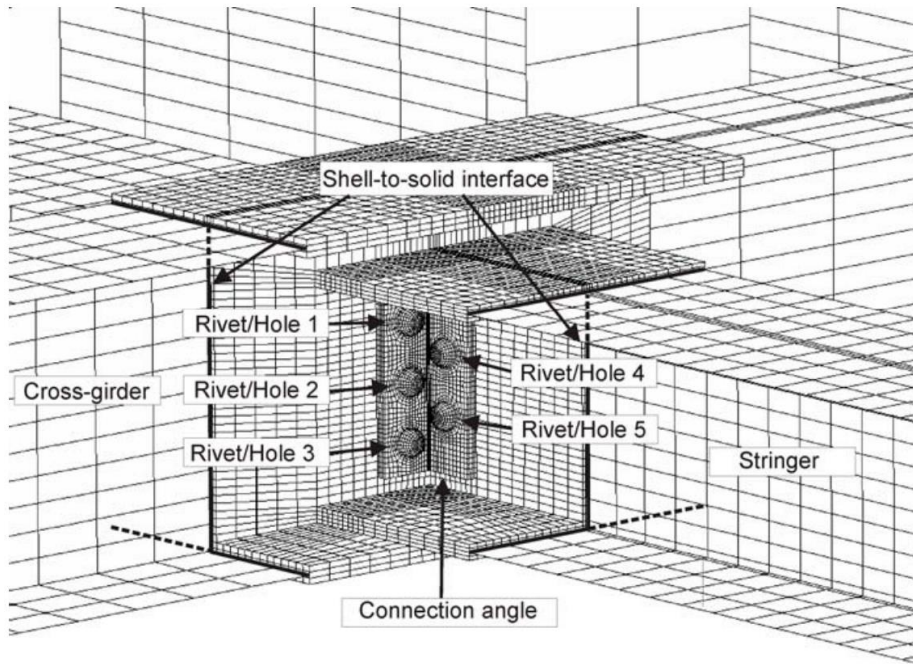
Figur 4-6: Viser effekten av gauge avstand for tre like vinkler, utsatt for samme belastning. Av figuren fremgår det også at naglens spenninger øker som følge av større deformasjon ved større gauge.

Figuren 4-6 viser tre enkle modeller med samme strekkbelastning. I en langbærer-tverrbærerforbindelse vil den økte stivheten kunne medføre økt belastning, og effekten av gaugeavstand kan dermed være mindre enn figuren 4-6 viser. Likevel er det tydelig at vinkelen blir mer påkjent ved større gauge avstand ($g=68\text{mm}$). Leahey og Munse [29] hevdet at bøyespenningene i boltene hadde negativ effekt på utmattingslevetiden. Som figur 4-6 viser er det tydelig at også naglen i forbindelsen med størst gauge er mest utsatt for bøyning. Utmattningstester av naglede langbærer-tverrbærer forbindelser [3,29] har vist at det primært er bøyningen av naglen, og ikke nødvendigvis aksialspenningene, som har størst effekt på utmattingslevetiden.

Numeriske analyser av en naglede dobbeltvinklede langbærer-tverrbærerforbindelser utført av Al-Emrani [4] og Imam et al.[7-9], viste at forspenning hadde liten effekt på rotasjonsstivheten til forbindelsen. Likevel hadde en større forspenning av naglene en positiv innvirkning på utmattingskadene på hullkanter og nagler. Resultatene viste imidlertid det motsatte for utmattingskader som oppstår i hjørneavrundingen i vinklene, hvor utmattingskaden økte med graden av forspenning.

DiPiero [26, 27] hevdet at forspenning av nagler, sammen med varierende grad av friksjon også hadde innvirkning på stivheten til langbærer-tverrbærer forbindelsen han modellerte. Ved økt friksjon ble forbindelsen stivere som følge av større heft mellom langbærer og vinkelbeinet. Dette kan medføre større endemoment i langbærer og kan ha negativ innvirkning på levetiden til forbindelsen. På en annen side førte også forspenningen i nagler til en bedre spenningsfordeling gjennom hullene i vinkelen, noe som bedret utmattingslevetiden for disse komponentene. Det er ofte gunstig for utmattingslevetiden at kreftene tas ved hjelp av friksjonen mellom komponenter, da fretting og generell slitasje mellom komponenter avtar som følge av mindre bevegelse i forbindelsen [23].

Imam et al.[6,7,9] undersøkte hvilke effekter ulike typer naglefeil hadde på utmattingslevetiden for en numerisk modell av en jernbanebru, utsatt for passerende tog ved bruk av statiske trafikklastmodeller (figur 4-7). Som sagt er naglene sjelden like, og nagleprosessen kan ha medført skjevheter eller skader. Imam et al. vurderte effekten av ulike skader på den øverste naglen i vinkelen festet til tverrbæreren, altså nagl nr.1 i figur 4-7. Resultatene viste at tap av nagl 1 og gap mellom naglehull og nagl 1 førte til at utmattingskaden flyttet seg fra hullkanten i hull 4 og 5, til hullkanten i hull 2 og hull 3. Samtidig viste resultatene at kun tap av naglehodet i nagl 1 hadde liten effekt på de andre områdene i forbindelsen. Eksentrisitet i nagl 1 medførte noe større skade i nagl 1 og på naglehull 1, men hadde neglisjerbar virkning på forbindelsen ellers.



Figur 4-7: FE-modellen til Imam et al. av langbærer-tverrbærerforbindelsen [6]

4.5 FULLSKALA UTMATTINGSFORSØK I LABORATORIER OG FELT

Det har vært svært populært å utføre fullskallatester for å vurdere levetiden til bærende komponenter i bruer. Komponentene testet ut har ofte vært sammen-naglede tverrsnittprofiler, som langbærer, gurter og diagonaler. De aller fleste testene har blitt utført slik at de naglede forbindelsene hovedsakelig har vært utsatt for skjærbelastning. Flere forfattere [1,3,23,27] har påpekt at skader oftest har blitt rapportert i de naglede forbindelsene utsatt for strekk og skjærbelastning, slik som i den dobbeltvinklede forbindelsen mellom langbærer og tverrbærer. Manglende fullskallatester på naglede forbindelser utsatt for reel belastning var bakgrunnen for at Al-Emrani utførte en fullskalastudie omtalt senere i dette kapittelet.

4.5.1 Naglede forbindelser utsatt for skjærkrefter

Et stort antall utmattingstester har blitt utført på bærende brukomponenter, som gurter og diagonaler, langbærere og forbindelsesplater. Felles for alle testene er at de naglede forbindelsene har blitt utmattingstestet mot skjærbelastning.

Felles for alle testene er at de viser at naglede forbindelser har en stor evne til å omfordele krefter ved brudd eller skader. Et naglet system har dermed stor grad av redundans, fordi sprekker ikke vokser på tvers av ulike komponenter. DiBattista et al. [30] samlet utmattningstester utført fra flere tidligere studier på naglede tverrsnitt. De fleste forbindelsene viste at det er grunnmaterialet eller vinklene som går til brudd i nærheten av hullene. Naglene er som regel sterkest i rene skjærforbindelser. Skader forekommer derfor vært sjelden plutselig, og har sjelden fatale utfall. Flere tester [23, 25, 30] har for eksempel vist at ved brudd i en av vinkelprofilene som dannet flensen i et sammensatt I-profil, opptrådte sprekkevekst i det tilstøtende L-profilet først etter ytterligere 100 000 vekslinger.

Utmattningstesting har også vist at sprekker kan være vanskelig å oppdage [30]. Av den grunn har ulike tester benyttet ulike bruddkriterier, noe som kan ha påvirket testresultatene. Noen tester benyttet kriterier for deformasjon, andre for lastsystemets stabilitet og de siste benyttet sprekker. Ved rapportert sprekkevekst kunne denne være i tidlig eller senere stadium.

Likevel har testene vist at ved bruk av nominell spenningsmetode gir kategori 71 i EC3-1-9 en sikker utmattingsgrense for de fleste naglede forbindelser i skjær [23,25,30]. Videre har spenningsmålinger vist at normal belastning, fra toglaster eller veilaster, er så liten at de bærende komponentene har tilnærmet uendelig levetid. Likevel kan også sekundære effekter og vridningsinduserte spenninger medføre noe lavere levetid [23, 25]. Ofte er dette som følge av gap eller utilsiktede fastholdinger mellom ulike brukomponenter. Korrosjon har vist å ha liten effekt på utmattingslevetiden i slike komponenter, så lenge den ikke medfører stor reduksjon av påkjent tverrsnitt [23].

Langbærere er de komponentene som er mest utsatt for utmatting som følge av kort influenslinje og dermed flere spenningsvekslinger per togpassering [23]. Løse nagler har stor effekt på levetiden, da levetiden er proporsjonal med forspenningskraften [23].

4.5.2 Naglede knutepunkt utsatt for vridningsindusert utmatting

Som sagt har det blitt utført svært få fullskala utmattningstester på naglede forbindelser, som langbærer-tverrbærer forbindelser, utsatt for vridningsindusert utmatting [3]. Som tidligere vist i dette kapitlet har både numeriske modeller og ulike utmattningstester blitt gjort i ulike studier, med fokuset har som regel vært på enkelparametere og mekanismen. Resultatene fra disse studiene har vist at ulike parametere har innvirkning på forbindelsens globale stivhet og dermed deformasjonen, samtidig som effektene av parameterne kan variere for spenningsfordeling på lokalt nivå.

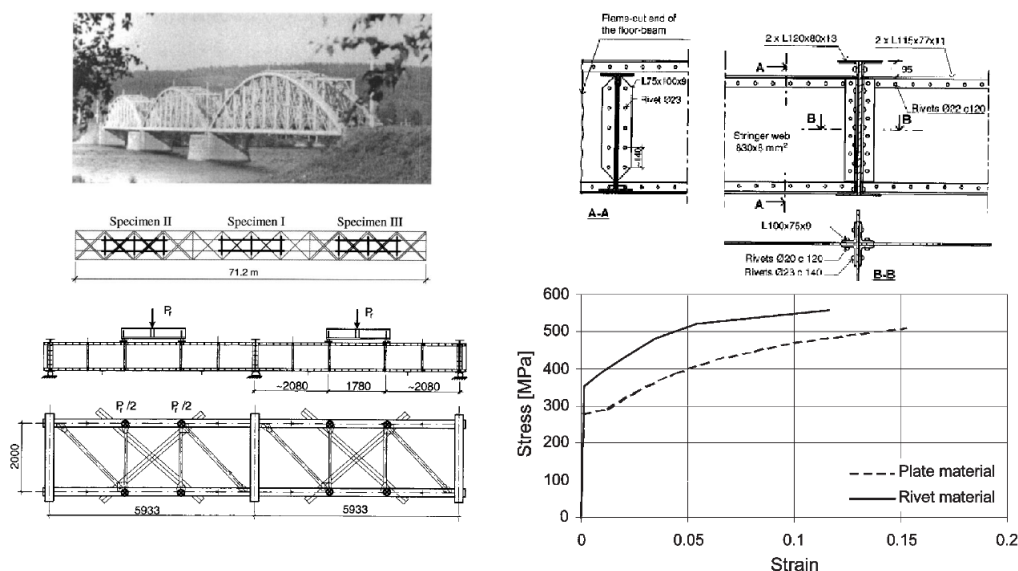
Abouelmaaty et al. [31] utførte fullskalatest av en ny dobbeltvinklet forbindelse. Denne var satt sammen med bolter og ikke nagler. Ved bruk av strekkklapper og nominell spenningsmetode ble spenningene høyere enn utmattingsgrensen på 45 MPa. Den samme

nedre grensen ble også benyttet av Imam et al. [5] ved vurdering med nominell spenningsmetode. Det er tydelig at det benyttes en strengere utmattingsgrense for naglede knutepunkt utsatt for vridning ut av planet, sammenlignet med anbefalt utmattingsgrense for skjærforbindelser omtalt tidligere i dette kapitlet.

Fullskaletesten til Al-Emrani; Vindelälven Jernbanebru

Til forskjell fra tidligere omtalte studier, utførte Al-Emrani [3] en fullskaletest på brudeler fra Vindelälven jernbanebru i Sverige med reel belastning. Brua ble bygget i 1896 og demontert i 1993. Designet er typisk for stålbruer utsatt for vridningsindusert utmatting i naglede knutepunkt. Denne studien blir gjennomgått med noe større detaljnivå enn tidligere presenterte studier. Dette fordi testresultatene viser utviklingen i utmatting over tid i knutepunktet, og fordi denne forbindelsen er grunnlaget for FE-modellen i denne oppgaven.

Oppsettet for testingen er vist i figur 4-8. Totalt ble tre testeksemplarer utmattingstestet. Disse bestod av 3 tverrbærere og 4 langbærere naglet sammen med doble vinkler i knutepunktene. Lastestørrelse og lastplassering ble valgt mest mulig realistisk og tilsvarte en boggi-aksel på hver av langbærerne, slik figuren 4-8 viser.



Figur 4-8: Viser oppsettet og testeksemplarene testet i fullskaletesten til Al-Emrani [3]. Figurene viser tegningsgrunnlaget for forbindelsen og materialegenskapene.

Al-Emrani [3] utførte både en statisk test og en utmattingsstest på de tre testeksemplarene. Den statiske testen ble utført med last $P=100\text{kN}$ hvor tøyinger ble målt i langbærere, noen utvalgte lokale punkter i vinklene og i noen nagler. I tillegg ble avstanden mellom baksiden av vinklene til tverrbærer målt. Hovedformålet var å fastslå rotasjonsstivheten til forbindelsen. Resultatene viste at de ulike testprøvene oppnådde en innspenningsgrad på mellom 56-67 % av en kontinuerlig bjelke.

I vedlikeholdsrapporten til brua var det meldt inn skader og utmattingsbrudd i flere nagler, men sprekker i vinklene var ikke nevnt. Likevel viste det seg at enkelte vinkler hadde utmattingssprekker i hjørneavrundingen. Disse sprekke hadde en lengde på mellom 10 og 20 mm og var kun synlige under belastning, og etter at all maling var fjernet. Etter 200 000 vekslinger ble prøve 1 undersøkt og man fant flere sprekker, den lengste var 60 mm lang. Al-Emrani [3] vurderte sprekke til å være overflatesprekker i et tidlig stadium, fordi sprekke kun hadde en liten åpning under belastningen.

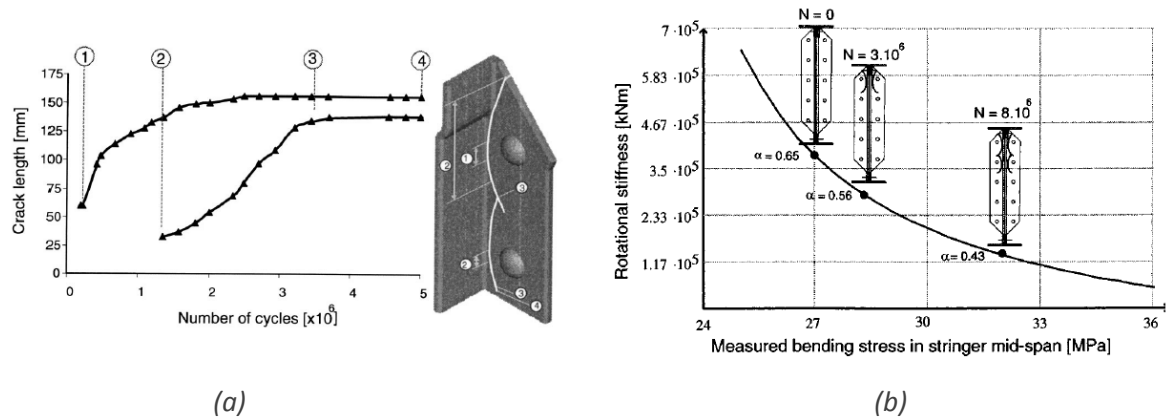
Fullskalatesten viste også at flere av forbindelsene viste å være påvirket av ikke-lineære effekter. Noen av streklappene gav indikasjoner på at områder nær hjørneavrundingen i vinkelen var nær flytegrensen, slik at lokal flytning i disse områdene ikke helt kunne ekskluderes. Samtidig viste disse effektene seg også ved lav belastning. Al-Emrani [3] mente derfor at sprekke og forspenning i naglene også bidro til de ikke-lineære effektene. Variasjonen mellom de ulike testeksemplarene kunne også komme av andre mekaniske imperfeksjoner, som gap eller dårlig tilpasning mellom komponentene i knutepunktet. Målinger viser at en avstand mellom vinklene og tverrbærersteget i prøve 3 medførte noe lavere rotasjonsstivhet for denne testprøven enn de to andre prøvene.

Utmattingsstest av testeksemplarene; Vindelälven jernbanebru

Utmattingsstesten ble utført med et lastintervall $P_r=100\text{kN}$, fra 80kN til 180kN last. De ulike testeksemplarene 1, 2 og 3 ble belastet med henholdsvis 5, 8 og 10 millioner lastvekslinger. Figur 4-9a viser hvordan sprekke utviklet seg i vinkelen gjennom testen, og figuren 4-9b viser hvordan rotasjonsstivheten ble redusert som følge av sprekkevekst i vinkler og tap av nagler gjennom forsøket. Under testingen av forbindelsen oppstod også flere naglebrudd, primært i de to øverste radene. Disse radene tar hoveddelen av strekkbelastningen som følge av rotasjonsstivheten til forbindelsen.

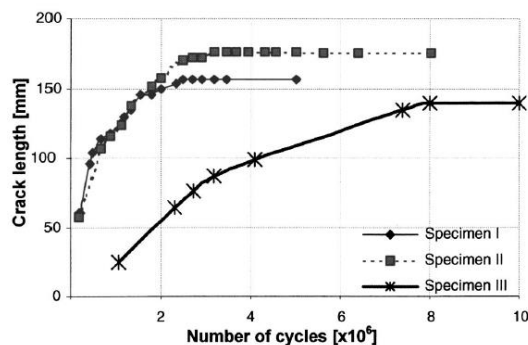
Effekten av redundans var tydelig for sprekkeveksten i vinkelen. Sprekken begynte i overflaten i punkt 1 i figur 4-9a. Videre vokste sprekke i overflaten langs linjen tegnet opp i figur 4-9a. Etter hvert som stivheten avtok i dette området, begynte det å dannes sprekke i overflaten ved naglrad nr.2 (fra toppen). Også denne sprekke bredte seg utover i overflaten. Tilslutt møttes de to sprekke og lengden tilsvarte ca.40% av høyden til vinkelen. På dette tidspunktet hadde sprekke ved den øverste naglraden vokst helt

gjennom platetykkelsen. Sprekken fortsatte å vokse gjennom tykkelsen ved naglrad nr.2. Når sprekken langs hjørneavrundingen hadde vokst gjennom hele tykkelsen i ca. 40% av høyden førte dette til at rotasjonsstivheten avtok (figur 4-9b) og videre sprekkvekst opphørte for testprøve 1.



Figur 4-9: (a) Viser typisk sprekkvekst i vinkelen som følge av antallet vekslinger. (b) Viser hvordan rotasjonsstivheten avtar som følge av utmatingssprekker og brudd i nagler [3]

Prøve 3 hadde lavere rotasjonsstivhet, og dette medførte at sprekkveksten gikk saktere enn for de to andre prøvene som ble testet. Samtidig viste det seg også at sprekkvekstraten flatet ut ettersom rotasjonsstivheten avtok som følge av naglebrudd og sprekkvekst i vinklene. Selv om sprekkveksten var raskere i de to andre testeksemplarene, flatet også denne veksten ut etter hvert som forbindelsen kun tok skjærkrefter etter hvert som rotasjonsstivheten avtok. En sammenligning av disse resultatene er vist i figuren 4-10 under.



Figur 4-10: Viser utviklingen av lengden til sprekken per vekslinger som oppstod i hjørneavrundingen i vinkelen for de ulike testeksemplarene [3]

Naglene er hovedsakelig dimensjonert for å ta skjærbelastning i slike langbærer-tverrbærerforbindelser. Når de utsettes for strekkrefter som følge av momentbelastningen er dette en av grunnene til at disse ofte går til utmattingsbrudd først. Spesielt utsatt er de to øverste nagleradene. Sprekkene begynner i området mellom naglehodet og naglesteget, der det lokalt oppstår en spenningskonsentrasjon på grunn av deformasjonen i vinklene. Lokal bøyning av naglen, kombinert med strekk er en av grunnene til at naglene går til brudd selv ved lav nominell aksialspenningsvidde. Fordi naglene ryker relativt tidlig, kan lokal plastisk flytning i spenningskonsentrasjonsområde være en mulig årsak [3].

Forsøket viste likevel at selv om naglene gikk til utmattingsbrudd, hadde de fortsatt evne til å ta en stor andel av skjærkreftene. Bruddet i naglene var også relativt duktilt og da arealet av restbruddet var svært lite [3]. Det ble også observert at når de to øverste radene med nagler gikk til brudd, ble rotasjonsstivheten vesentlig redusert, og videre sprekkvekst i vinkelen opphørte. Den tredje nagleraden viste tegn på skjærdeformasjon etter forsøket, noe Al-Emrani mener kom av slitasje mellom naglehull og nagleskaft på de øverste naglene som gjorde at de over tid tok en lavere andel av skjærbelastningen.

Andre studier basert på fullskaletesten til Al-Emrani

Al-Emrani et al. [4] utførte en studie på en FE-modell av den samme langbærer-tverrbærer forbindelsen som ble fullskaletestet [3]. Ved å kalibrere modellen fant Al-Emrani ut at 30 MPa forspenning samsvarte best med resultatene fra fullskaletesten.

Larsson [32] vurderte rådataene til Al-Emrani [3] og fant ut at blant annet at plasseringen av strekkklapper ikke var helt nøyaktig, og at Al-Emrani sine beregninger av rotasjonsstivheten ikke tok høyde for dette. Videre forøkte han å estimere levetid etter bruddmekaniske metoder ved vurdering av sprekkvekst. Resultatene viste at det var vanskelig å benytte metodene fordi sprekkvekstintensiteten varierte. I tillegg medførte redundans til at stivheten avtok og dermed avtok også spenningene i forkant av sprekken. Resultatet [32] viste at modellen for sprekkvekst etter metodene basert på bruddmekanikk gav et greit estimat for sprekkveksten når den utgjorde mellom 7 til 20% av vinkelhøyden til prøve 2. Utenfor dette området, og for testprøve 1, ble ikke resultatene gode ved bruk av metodene benyttet i studiet [32].

4.6 ULIKE METODER ESTIMERER ULIK LEVETID

Imam et al.[5-10] utførte flere teoretiske studier på en global modell og en global-lokal modell av en jernbanebru fra 1900. Lasten bestod av to ulike trafikkblandingsmodeller, for perioden før og etter 1970. Formålet var å benytte ulike tilnærminger for å evaluere globale og lokale effekter som påvirket utmattingskader i knutepunktene [5-10]. Den globale modellen [5] ble vurdert ved bruk av nominell spenningsmetode. Selv om metoden var effektiv og krevde en relativt enkel skallmodell, ble den estimerte utmattingsstiden svært påvirket av valg av utmattingsgrense, eller SN-kurve. Ved bruk av en global modell var det heller ikke mulig å vurdere hvilke komponenter som var mest kritiske i knutepunktet. Dermed ble modellen utvidet med et knutepunkt som inkluderte nagler og vinkler modellert med solidelementer [6-8]. Denne modellen ble vurdert ved direkte avlesning av hovedspenninger i kritiske punkt [6] og ved bruk av kjervspenningsmetoden («Theory of Critical distances») [8]. Spenningsvekslingene fra ulike toglaster og plassering på brua ble ordnet i et histogram og kumulativ skade ble summert (kapittel 2.4). Resultatene [9] viste at den globale modellen underestimerte levetiden med en faktor på opptil 3,5, sammenlignet med den lokale modellen. En annen fordel med den lokale modellen var at det i større grad var mulig å evaluere hvilke komponenter som var mest kritiske. På den måten var det enklere å vurdere hvorvidt modellens estimater var realistiske. For begge modellene viste resultatene at togbelastningen etter trafikkmodellen frem til 1970 bare bidro med rundt 15% av den totale utmattingskaden. Av den grunn hevder Imam et al.[9] at økende aksellaster kan bidra til at det vil oppstå flere utmattingskader i naglede bruer i tiden fremover [9].

Fordi begge modellene hadde store usikkerheter, ble analysene utvidet ved å inkludere usikkerheter i laster, utmattingsstyrke og modellene [9,10]. Sannsynligheten for brudd ble vurdert for enkeltkomponenter og for systemet. Selv om resultatene [9] viste stor spredning, er en slik sannsynlighetstilnærming svært nyttig for å kunne evaluere sikkerheten eller usikkerheten i estimater fra FE-modeller og levetidsmetoder. Imam et al.[9] konkluderte med at resultatene burde evalueres mot feltstudier, da usikkerhetene var så store i estimatene.

KAPITTEL 5

FE-MODELL OG VALIDERING

Numerisk analyse (eng: «Finite Element Analysis», FEA) av elementmodeller (eng: «Finite Element Model», FE-modeller) ved bruk av programmer som Abaqus er et svært viktig hjelpemiddel for ingeniører og forskere. Ofte kan slike analyser komplementere og erstatte dyre og tidkrevende fullskalaforsøk, samt benyttes for konstruksjoner og detaljer som er for kompliserte for enkle håndberegninger. Det er imidlertid viktig at numeriske modeller kalibreres og valideres, for å sikre at resultatene har relevans. Dette kan utføres ved hjelp av håndberegninger, eller på bakgrunn av målinger foretatt i felt eller av tester utført i laboratorier.

Dette kapitlet vil presentere FE-modellen av langbærer-tverrbærer forbindelsen benyttet i denne oppgaven, og som i de neste kapitlene vil evalueres etter hot spot metoden. Samtidig vil noen valg, erfaringer og antagelser som er gjort under modellering bli beskrevet i dette kapitlet. FE-modellen av forbindelsen er etablert på bakgrunn av dimensjoner fra en jernbanebru over Vindelälven i Sverige, bygd i 1896 og demontert i 1993. Denne forbindelsen ble valgt fordi den representerer en typisk naglet dobbeltvinklet langbærer-tverrbærer forbindelse utsatt for deformasjonsindusert utmatting. I tillegg har Al-Emrani utført fullskala utmattingstester på denne forbindelsen, slik at publiserte resultater [3] fra testen kunne benyttes til kalibrering og validering av den numeriske modellen etablert for evaluering av hot spot metodens anvendelighet på naglede forbindelser. Av den grunn er tegningsgrunnlaget, laster og randbetingelser valgt i samsvar med denne studien.

5.1 PROSESSEN OG OVERORDNEDE VURDERINGER

Hot spot metodene presentert i kapittel 3 gir krav og anbefalinger for valg av elementer og mesh for numeriske analyser. Fordi metoden hovedsakelig er utviklet for sveiste forbindelser, er det imidlertid få konkrete anbefalinger for modellering av naglede forbindelser. Kontakt og avstander mellom ulike komponenter, friksjon og naglenes forspenning er eksempler på egenskaper som må inkluderes i FE-modeller for slike knutepunkt. Som nevnt i kapittel 4 hevder DePiero et al. [27] at disse effektene har stor innvirkning på forbindelsens lokale og globale stivhet, og dermed innvirkning på lokale deformasjoner spenningsfordelingen over de ulike komponentene. Dette ble også observert under arbeidet med etableringen av FE-modellen.

5.1.1 Prosessen

I arbeidets tidlige fase ble forbindelsen forsøkt modellert med skallelementer og festepunkter (Abaqus: *Fastners-->Point Based*). Ofte er det ønskelig å benytte skallelementer fremfor solidelementer i numeriske modeller fordi de krever mindre beregningstid. I tillegg er de fleste anbefalingene for hot spot metode for FEA i DNV RP-C203 [13] er viet til modellering med skallelementer. Likevel anbefales bruk av solidelementer ved modellering av komplekse forbindelser. På bakgrunn av resultatene fra relevante studier av Imam et al.[5-10], Al-Emrani [4], Guyer [2] og DePiero [26,27] gjennomgått i kapittel 4, ble det raskt klart at kompleksiteten er relativt høy i en naglet forbindelse. Kontakt, lokale randbetingelser og store bøyespenninger over platetykkelsen gjorde det derfor nødvendig å benytte solidelementer for nagler og vinkler.

For modellering av langbærer og tverrbærer har ulike praksis blitt benyttet av for eksempel Al-Emrani [4] og Imam et al.[6]. Hvor Al-Emrani [4] modellerte tverrbærersteget som et stivt ikke-deformerbart plan og langbæreren med deformerbare skallelementer, valgte Imam et al.[6] å benytte seg av deformerbare solidelementer og en «solid-til-skall»-kobling et stykke fra knutepunktet. Fordi det er viktig at randbetingelser og laster ikke påvirker resultatene i hot spot området, er det praktisk å inkludere hele langbæreren i modellen. Som sagt vil beregningstiden reduseres ved bruk av skallelementer, og det ble forsøkt å modellere både tverrbærer og langbærer ved bruk av disse. Dessverre gav dette utfordringer ved bruk av den generelle kontaktalgoritmen i Abaqus slik at forbindelsen ikke oppførte seg som forventet etter fullskalatestene til Al-Emrani [3]. Interaksjonen mellom nagler og hullkanten i tverrbærersteget ble heller ikke godt ivaretatt ved bruk av skallelementer. De fleste problemene ble løst ved å benytte deformerbare solidelementer ved modellering av tverrbærersteget og modellere langbæreren med deformerbare skallelementer. Den endelige modellen er vist i figur 5-1.

5.1.2 Materialelegenskaper

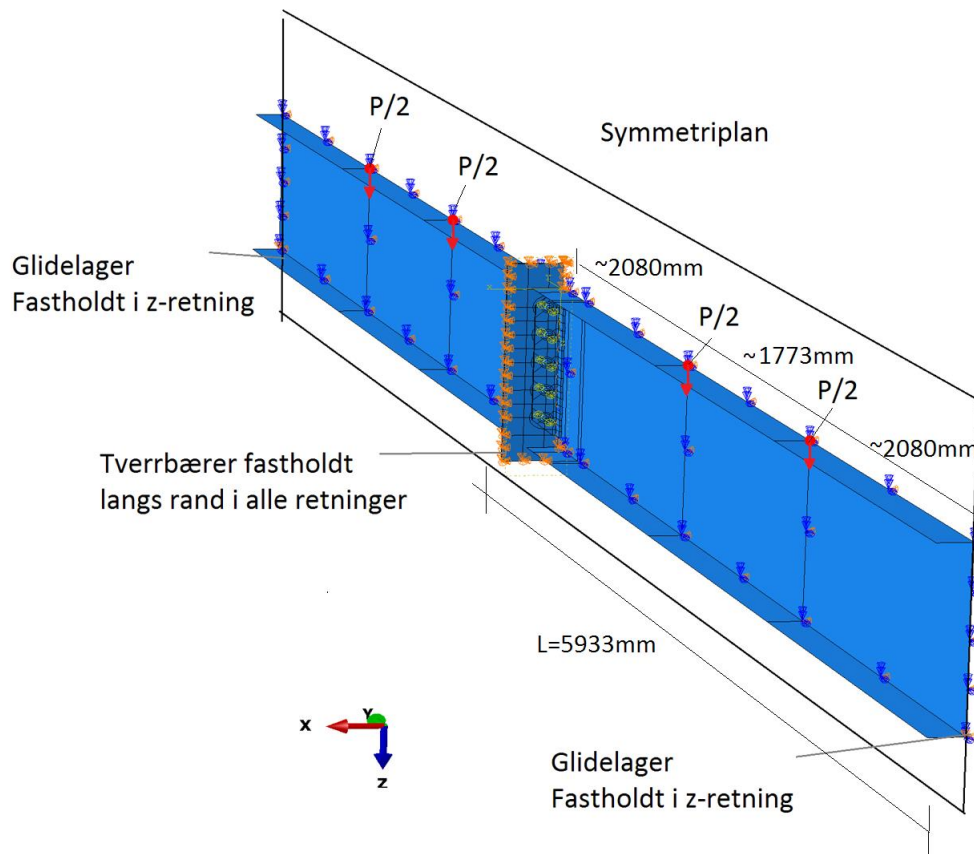
Det er imidlertid viktig å presisere at estimering av hot spot spenning forutsetter lineær elastisk materialoppførsel. Det er dermed tillatt at lokale spenninger i nærheten av en kjerv overgår materialets flytegrense. Fordi hot spot spenningen er en fiktiv verdi, kan bruk av flytekriterier føre til en reduksjon i den estimerte hot spot spenningen, og gi et ikke-konservativt estimat av denne spenningen. For naglede konstruksjoner oppstår imidlertid en utfordring. Resultatene fra analysene, samt fullskalatestene til Al-Emrani gir grunnlag for å anta at lokal plastisk deformasjon forekommer i denne forbindelsen under de lastene som er valgt. Komponentene har også ulike flytegrenser og ulike plastiske deformasjoner, som kan bidra til omlaging av krefter ved flytning i de ulike komponentene. Stedvis viser det seg at de øverste naglene kan være utsatt for spenninger i områder utover hot spot området, som følge av relativt stor bøyeformasjon. I slike tilfeller kan plastisk deformasjon medføre reduksjon i

naglenes stivhet og dermed medføre omlaging av krefter til andre nagler eller vinkelen. Det er av den grunn kjørt noen analyser med plastiske materialegenskaper for å vise effekten av dette, spesielt på mekanismenivå. Materialenes flytekriterier er de samme som Al-Emrani [3,4] benyttet, og er gjengitt i figuren 4-8 i kapittel 4.5.2. Hvor plastiske materialegenskaper er benyttet vil dette bli spesielt fremhevet. For alle analysene er elastisitetsmodulen satt til 210 000 MPa og Poisson ratio til 0,3 for alle komponenter i modellen. Dette er i samsvar med de valgene Al-Emrani benyttet i sine studier [4].

5.2 UTMATTINGSMEKANISME OG RANDBETINGELSER

Opplagerbetingelsenes innvirkning på mekanismen som undersøkes

FE-modellen av langbærer-tverrbærer forbindelsen benyttet i denne oppgaven med opplagerbetingelser og lastplassering er vist i figur 5-1. Validering mot fullskaletestene utført av Al-Emrani [3] legger noen føringer for valg av opplagerbetingelser og laster under modellering. Tverrbæreren er fastholdt i alle retninger langs randen, og glidelager er benyttet i de endene av langbæreren som ikke er festet til tverrbæreren. For å spare modellering- og beregningstid er det benyttet symmetriplan i YZ-planet i langbærerens aksialretning. Av samme grunn ble også egenvekten til bjelken neglisjert i analysene.



Figur 5-1: Viser FE-modellen benyttet i denne oppgaven. De ulike komponentene, randbetingelser og lastplassering er vist i figuren.

I kapittel 4 ble det forklart at det var hovedsakelig to mekanismer som gav utmattingskader i disse forbindelsene. Den ene var en lokal mekanisme som en direkte følge av aksellasten på langbærer i nærheten av knutepunktet, og den andre var et aksialbidrag som følge av ulik deformasjon mellom primær- og sekundærstrukturen som følge av den globale togbelastningen. Valg av opplagerbetingelser som vist i figur 5-1, i samsvar med fullskalatestingen til Al-Emrani, vil ikke kunne ivareta de globale effektene. Av den grunn er det kun den lokale mekanismen som blir vurdert videre i denne oppgaven. Som tidligere nevnt i kapittel 4 har mekanismene ulik influenslinje, og av den grunn har den lokale mekanismen størst betydning for utmattingskader i disse forbindelsene [1].

Utmattingslast

Lasten ble påført i fire steg, hvor det første steget var forspenning av nagler. Statisk last, P på 80 kN, 100 kN og 180 kN ble påført i de påfølgende stegene. 100 kN last ble benyttet for de statiske fullskalatestene av forbindelsen gjort av Al-Emrani [3]. I utmattningstesten ble en lastvidde på 100 kN benyttet med lastratio 0,44 (maksimumslast $P=180$ kN og minimumslast $P=80$ kN). Maksimumslasten representerer en boggi-aksel, altså to aksellaster på 18 tonn per side av forbindelsen uten dynamiske forsterkningsfaktorer. Det er altså kun en lastvidde som

blir vurdert i denne oppgaven, på grunn av tilpasningen til fullskalatesten. Som følge av bøyedeformasjonen er de fleste delene av forbindelsen utsatt for en spenningsratio $0 < R < 1$ (strek-strekk) som nagler, øvre del av langbærer og lokale områder i vinklene utsatt for bøyning over platetykkelsen. Samtidig er nedre del av langbærer utsatt for en spenningsratio $R > 1$ (trykk-trykk), samt de lokale trykksonene i vinklene som følge av lokal bøyning.

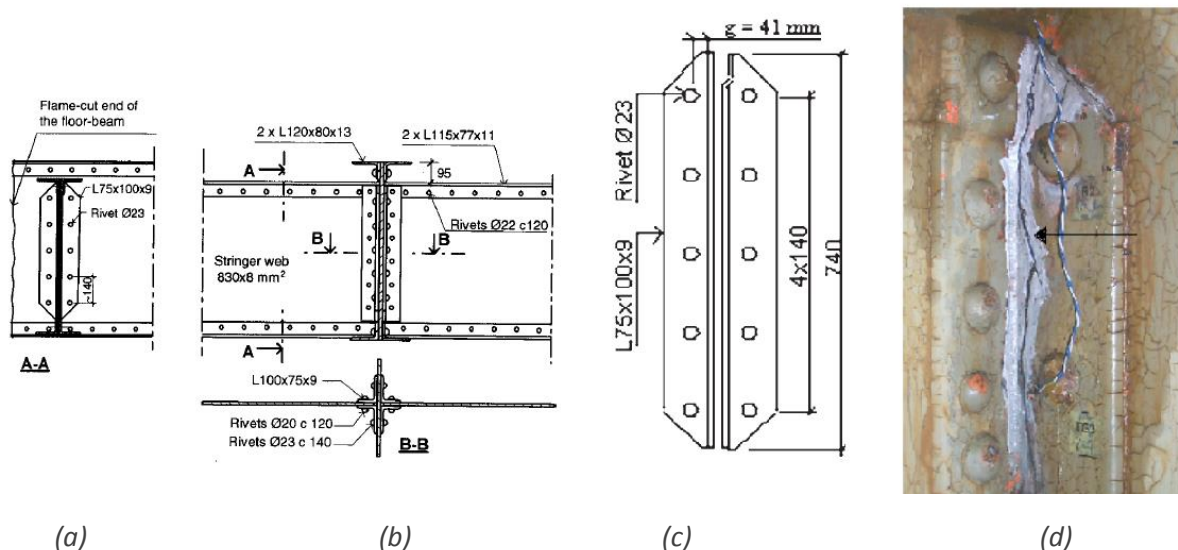
Klemkrefter som følge av naglenes forspenning

Naglenes forspenning har vist seg å være en ukjent variabel i dobbeltvinklede forbindelser, som forklart i kapittel 4. Metoden som er brukt på nagleprosessen har ofte stor innvirkning på naglenes forspenning, og forspenningen kan variere mellom nagler i samme forbindelse, samt avta gjennom levetiden. Åkesson [23] hevder at forspenningen i naglene kan være i størrelsesorden 250 MPa eller 70% av flytespenningen. Samtidig mener Al-Emrani [4] at det ikke er tilfellet for denne forbindelsen, fordi naglene er montert på byggeplassen og antageligvis med hånd-hamring. Al-Emrani brukte 30 MPa, 65 MPa og 140 MPa forspenning i sine studier, og mente at 30 MPa gav best korrelasjon med resultatene fra fullskalatestingen [4].

Av grunnene nevnt over er forspenning 0, 30, 70, 100, 140 MPa benyttet i denne oppgaven. I modellen benyttes samme forspenning for alle nagler, og det er ikke tatt hensyn til at kraften kan variere mellom de ulike naglene i forbindelsen. Forspenningen er utført ved å legge inn en lengdeendring av naglene ved bruk av boltlast i Abaqus.

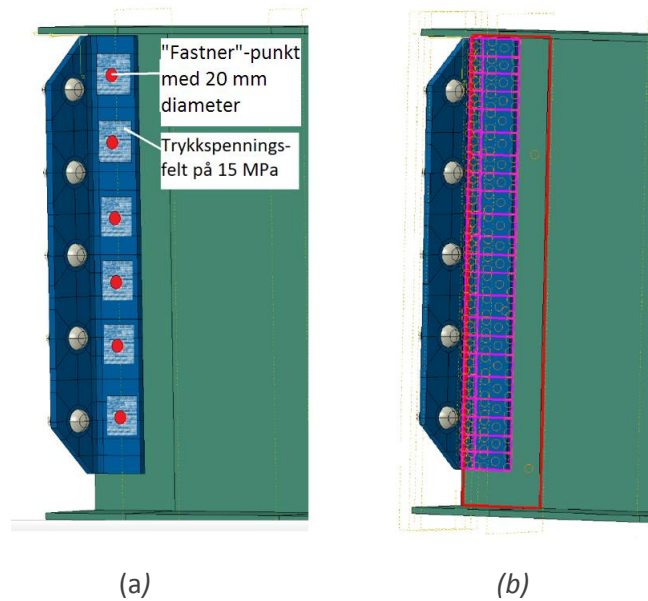
Kontakt, friksjonskoeffisient og forbindelse mellom langbærer og festevinkel

Antallet nagler benyttet for festing av vinkelbeinet varierte mellom tegningsgrunnlaget og det fysiske testeksemplaret, slik figur 5-2a – 5-2d viser. Al-Emrani [4] benyttet full fastholding mellom vinkelbeinet og langbærersteget, og er nok et resultat av det store antallet nagler som faktisk er benyttet (figur 5-2d). I grunnmodellen i denne oppgaven ble det derfor benyttet samme rotasjonsstive fastholding i overflaten mellom vinkelbeinet og langbærersteget, som vist i figur 5-3b. Friksjonskoeffisienten ble satt til 0,3 i likhet med Al-Emrani sine studier. Generell kontakformulering i Abaqus ble benyttet. Denne inkluderte egenskaper for kontakt normalt (Abaqus: * «Hard» Contact) og tangentielt mellom flater (Abaqus: *Penalty).



Figur 5-2: (a-c) viser tegningsgrunnlaget for forbindelsen fra Vindelälven bru [3]. (d) viser faktisk antallet nagler benyttet mellom langbærer og vinkel [1].

DePiero et al. [27] og Imam et al.[6-9] modellerte også naglene som fester vinkelbeinet til langbæreren. DePiero et al. [27] fant ut at forbindelsens stivhet og spenningsfordeling varierte med endring i friksjonskoeffisienten og naglenes forspenningsgrad. Økt friksjon og forspenning medførte at forbindelsen ble stivere og dermed utsatt for større belastning. I all hovedsak kunne denne økningen relateres til interaksjonen mellom langbærersteget og vinkelbeinet, noe som ikke blir vurdert når forbindelsen er festet med rotasjonsstiv fastholding ved bruk av valget «Tie» i Abaqus. Imam et al.[6] hevdet også i sine studier at hullkantene mot langbærer var mest utsatt for utmattingsskader i sin modell, noe som ikke Al-Emrani observerte i sine studier av forbindelsen i brua over Vindelälven [3]. Det antas derfor at skadene på hullkanten enten er en følge av antallet nagler og belastning benyttet i Imam et al.[5] sine studier, eller som følge av innfestningen ved bruk av nagler mellom langbærer og tverrbærer. Av den grunn ble en alternativ innfesting valgt ved bruk av 6 festepunkter (Abaqus: *Fastners-->Point Based*) med 20 mm diameter etter tegningsgrunnlaget i figur 5-3a. For å simulere forspenningskreftene fra nagl ble en trykkspenning på 15 MPa satt på i området rundt (Abaqus: *Load-->Pressure). Fordi friksjonskoeffisienten antas å ha størst betydning for denne innfestingsformen er effekten av friksjonskoeffisient på 0,1, 0,3 og 0,5 testet ut på denne typen modell senere i denne oppgaven.

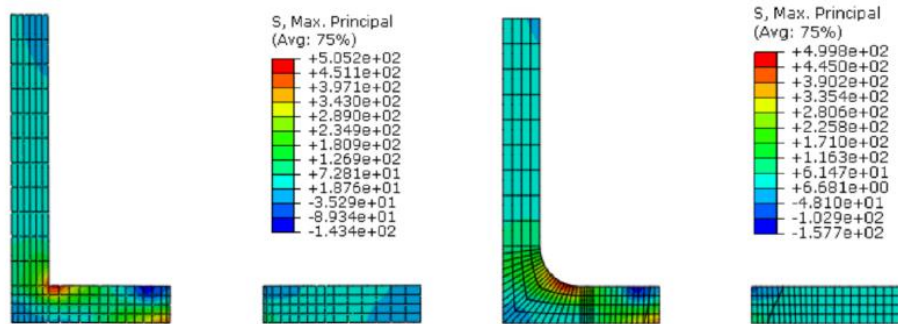


Figur 5-3a: Plassering av festepunkter på alternativ modell for vurdering av friksjon.
 Figur 5-3b: Rotasjonsstiv fastholding benyttet i grunnmodellen i denne oppgaven.

5.3 FE-MODELLENS ULIKE KOMPONENTER

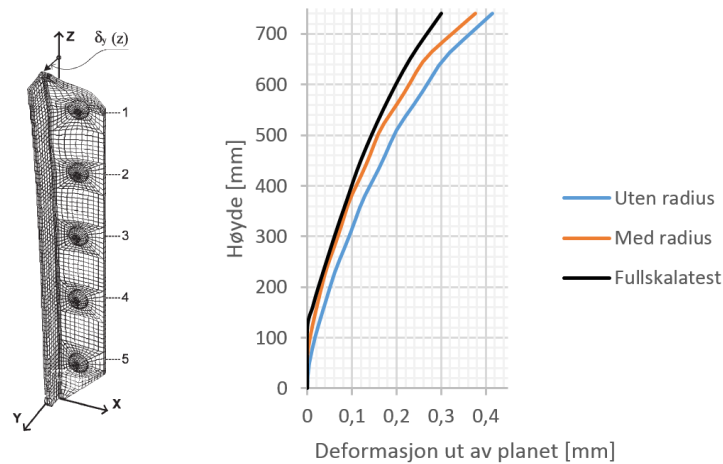
5.3.1 Festevinkler

Festevinkler ble modellert med 8-nodede solidelementer med redusert integrasjon (C3D8R) etter tegningsgrunnlaget i Al-Emrani sin studie [3] og dimensjonene er gitt i figur 5-2a-5-2c. Naglehullene hadde diameter på 23 mm. Ofte er de ønskelig å gjøre noen forenklinger under modellering, som for eksempel å utelate vinkelradien. En studie utført av Hong [34] advarer imidlertid mot denne forenklingen, fordi stivheten til vinkelen er avhengig av vinkelradien. Samtidig anbefaler DNV at sveiser skal modelleres inn i modeller som benytter solidelementer for å inkludere effekten denne har på lokal stivhet. Fordi studier gjennomgått i kapittel 4 hevder at sprekkveksten begynner i dette området, antas det at modellering av hjørneavrundingen i vinkelen er påkrevd. Likevel viser figur 5-4 at spenningsbildet er relativt likt for modellen med og uten radius ($r=10\text{mm}$) mellom vinkelbeinene i det mest kritiske punktet. Selve plasseringen av hot spot punktet endrer seg også lite.



Figur 5-4: Viser hovedspenning i hot spot punkt i vinkelavrundingen for festevinkler med og uten radius (=10mm).

En vurdering av vinkelens deformasjon ut av planet viser imidlertid at Hong [34] sin vurdering av hjørneavrundingens bidrag til vinkelens rotasjonsstivhet er korrekt, slik figur 5-5 viser. Forskjellen i stivhet har direkte betydning for forbindelsens rotasjonsstivhet. Dette medfører at vinkelen uten radius kun oppnår et innspenningsgrad tilsvarende 58% av en fast innspent forbindelse. Samtidig oppnår vinkelen med radius 64% innspenning, som samsvarer bedre med Al-Emrani sine resultater. Vinkel med radius blir brukt videre i oppgaven utfra en totalvurdering på bakgrunn av deformasjon og rotasjonsstivhet, samt lokasjonen til spenningskonsentrasjoner og DNV sine krav til modellering.



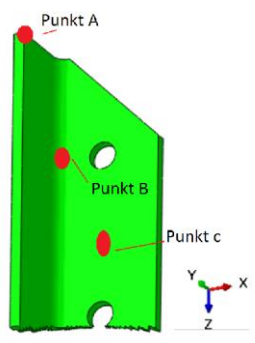
Figur 5-5: Vinkelens vridning ut av tverrbærerplanet [Al-Emrani]

Mesh-tetthet i vinkelen

Al-Emrani [4] sammenlignet sin egen FE-modell mot fullskalaresultatene og kom frem til at et mesh med tre elementer over tykkelsen var tilstrekkelig for å evaluere mekanismen. Han benyttet 8-nodede solidelementer på vinkelen. DePiero et al. [27] hevder imidlertid at minst 6 elementer er nødvendig over en vinkeltykkelse på 9,5 mm for å oppnå konvergens for spenningskonsentrasjonen som oppstår i vinkelradien. Dette er mer enn DNV RP-C203 [13]

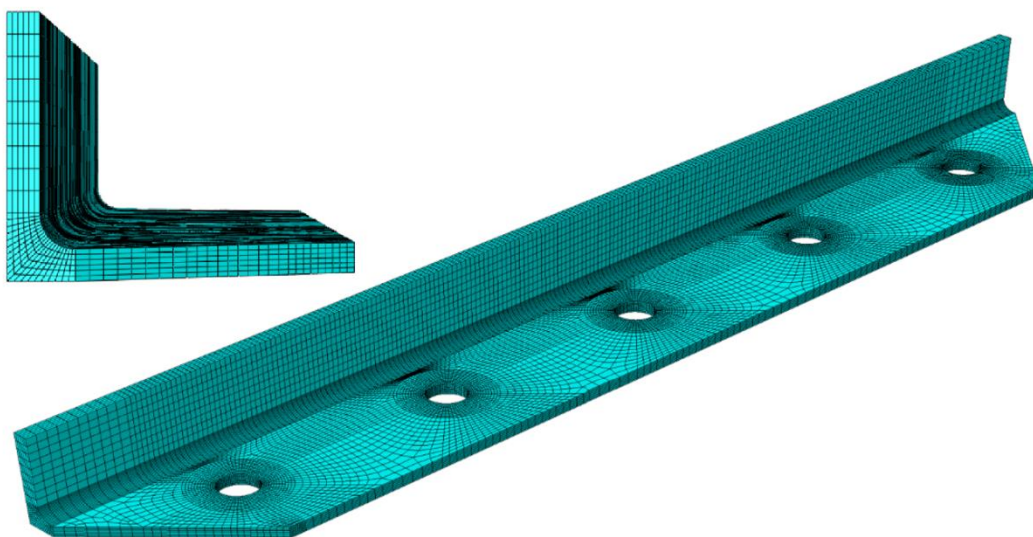
sitt minimumskrav på 4 elementer over platetykkelsen ved bruk av lineære 8-nodede solidelementer. Fordi studiene og kravene gav ulike anbefalinger, ble det utført en konvergenstudie som vist i tabell 5-1. Samtidig har hot spot metoden har også vist seg mesh-avhengig, slik at en evaluering av mesh også vil være nødvendig for å belyse dette. Som resultatene viser konvergerer deformasjonen raskt. Forskjellen er størst for spenningene i de ulike punktene ved bruk av forskjellig antall elementer over tykkelsen. I de endelige modellene er 6 elementer over tykkelsen benyttet. Hovedsakelig fordi forskjellen opp til 7 elementer var relativt liten, og 17% flere elementer økte beregningstiden.

Tabell 5-1: Viser effekten av ulikt antall elementer over vinkeltykkelsen.



	Al-Emrani	Grunnmodell DNV-minimum	Grunnmodell DePiero anbefaling	Grunnmodell
Elementer gjennom tykkelsen på vinkelen	3	4	6	7
Punkt A				
Deformasjon i Y-retning	-3.8 %	1.3 %	0.366 mm	-0.3 %
Punkt B				
Spenningskomponent i negativ X-retning	-12.1 %	-11.6 %	553.3 MPa	3.4 %
Maksimal spenning, Von Mises	20.0 %	-10.3 %	478.4 MPa	4.3 %
Maksimal hovedspenning	-0.2 %	-11.8 %	566.6 MPa	3.8 %
Punkt C				
Maksimal hovedspenning	-18.4 %	-7.3 %	69.6 MPa	2.0 %

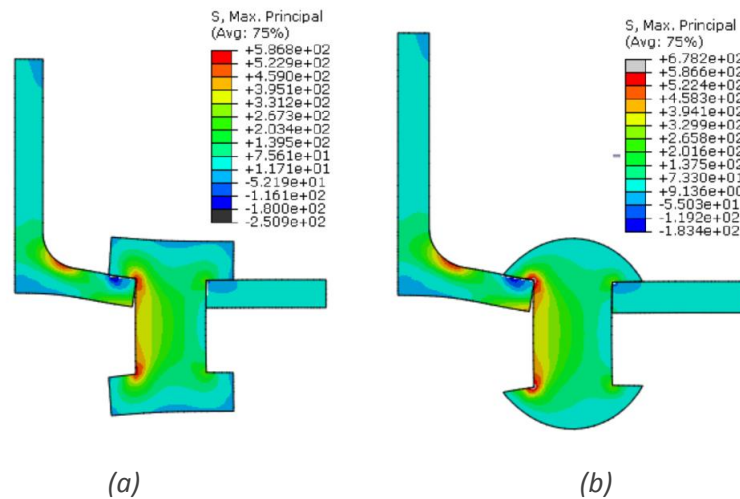
Figuren 5-6 viser vinkelen brukt videre i denne oppgaven. Som figuren viser er densiteten på meshet gjort finere inn mot vinkelradien og rundt naglehullene, slik hot spot metoden krever omtalt i kapittel 3. Samtidig er det også forsøkt å holde mesh-tettheten tilnærmet konstant i hot spot områdene av samme grunn. Dette meshet er derfor vesentlig finere enn det Al-Emrani [4] benyttet i sine modeller for å evaluere mekanismen og deformasjonen. Totalt antall 8-nodede solidelementer (C3D8R) i en vinkel er 92 868.



Figur 5-6: Viser modellen av festevinkelen benyttet i denne oppgaven med element-inndeling.

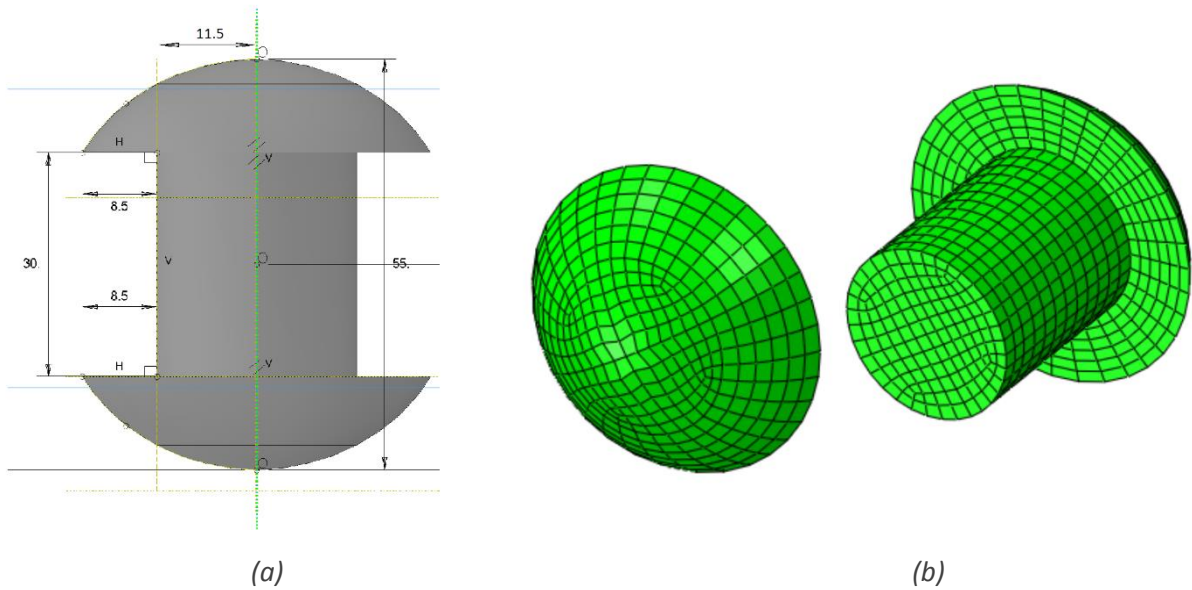
5.3.2 Nagler

Nagler har ofte utilsiktede eksentrisiteter og ulik form som følge av festemetoden som benyttes, omtalt i kapittel 4. Likevel er det nødvendig å idealisere geometrien ved modellering i Abaqus, og disse effektene blir derfor utelatt. Samtidig er det ulik praksis for modellering av geometrien til naglehodet. Hong [34] og Guyer [2] valgte å forenkle naglehodet i sine modeller, som vist i figur 5-7a. Al-Emrani [4] og Imam et al. [6] valgte å modellere naglene med avrundet naglehodet, som vist i figur 5-7b.



Figur 5-7: Viser hovedspenninger som oppstår i overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet, og forskjeller mellom forenklet naglehode (a) og avrundet naglehode (b).

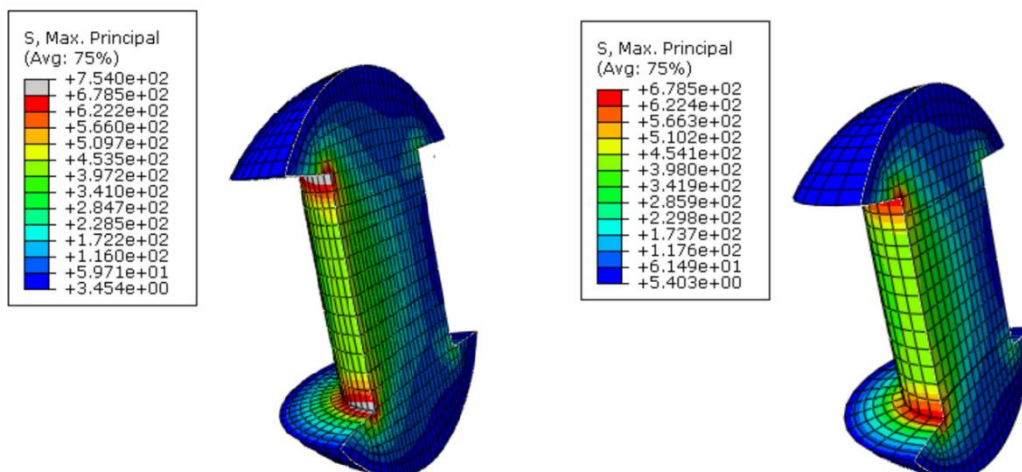
Som figur 5-7a viser vil en forenkling av naglehodets geometri medføre mindre lokal bøyedeformasjon av naglehodet. Dermed påvirkes kontaktrykket på vinkelen og vinkelens deformasjon ut av planet. Resultatene viser at idealisering av naglehodet reduserer den maksimale hovedspenning i nagl med 14%. Samtidig ble vinkelens deformasjon ut av planet redusert med nesten 7% og maksimal hovedspenning i vinkelradien redusert med 2%. Både Von Mises spenning og maksimal hovedspenning forble uendret langs hullkanten, men klemkreftene fra naglehodet på vinkelen økte, og fordelingen ble mer spredt. Fordi det er mest realistisk å modellere et avrundet naglehode, og det gir mer konservative resultater enn ved forenkling, er naglene i modellen brukt i denne oppgaven med avrundet naglehodet. Naglene har en diameter på 23 mm og de øvrige dimensjoner som vist i figur 5-8a. Dimensjonene er hentet fra Åkessons avhandling «Fatigue life of riveted steel bridges» [23].



Figur 5-8: (a) viser dimensjonene på nagler benyttet i oppgaven. (b) viser mesh og elementinndeling over naglehodet og nagleskaftet.

Naglene ble modellert med lineære 8-nodede solidelementer i likhet med Al-Emrani [4], DePiero [27] og Imam et al.[6]. Som forklart i kapittel 3 stilles det krav til valg av elementer og meshdensitet ved bruk av hot spot metoden. Derfor er mesh-tettheten noe høyere i modellene brukt i denne oppgaven, sammenlignet med de overnevnte studiene. Likevel ble det undersøkt om elementinndelingen var fin nok. Antallet elementer (C3D8R) per nagl ble derfor økt fra 5336 til 15872, noe som tilsvarer en økning på 52680 elementer totalt for 5 nagler. Denne økningen hadde neglisjerbar effekt på spenninger og deformasjon i vinkelen.

Hovedspenningsplottet i figur 5-9 viser at spenningsøkningen i naglen kun er lokalisert i overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet, selv om resten av naglen har tilnærmet samme spenningsfordeling. På grunn av det skarpe hjørnet, som ikke eksisterer i en virkelig nagl, medfører denne forenklingen numeriske singulære effekter som gjør at spenningene i dette punktet ikke vil konvergere. Denne antagelsen underbygges av Imam et al.[8] og var grunnen til at han valgte å benytte seg av «Theory of Critical distances» [11] i sin vurdering av utmatting i denne typen forbindelse. DNV [13] anbefaler at slike overganger alltid modelleres med en liten radius, slik at disse effektene unngås. Ved videre arbeid utover denne oppgaven, samt ved utvikling av hot spot metoden for naglede forbindelser, bør derfor effekten av denne singulariteten vurderes.



Figur 5-9: Viser at spenningene ikke konvergerer i overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet for den elementinndelingen som er benyttet i denne oppgaven.

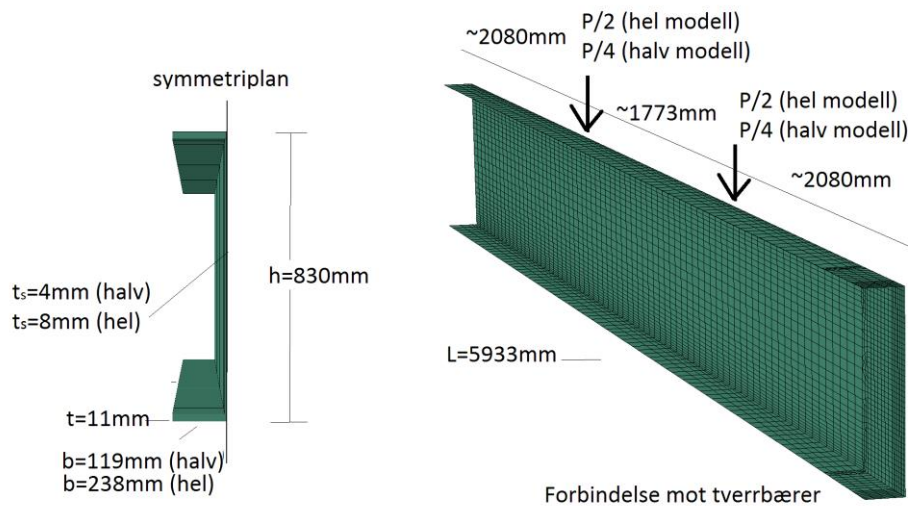
Ved bruk av kubiske solidelementer (C3D8R), kan naglens geometri være krevende å «meshe». For å oppfylle kravene til mesh satt i DNV RP-C203 [13] må det derfor utføres flere interne inndelinger av geometrien ved bruk av strukturert teknikk for «meshing». Av den grunn kan det ofte være ønskelig å benytte 6-nodede triangulære prisme-elementer hvor fri teknikk for «meshing» kan benyttes. Dette frarådes imidlertid av DNV RP-C203 [13] da det kreves svært fint mesh med slike elementer for å gi gode resultater. På et tidlig stadium i denne oppgaven ble prisme-elementer brukt (C3D6), men resultatene gav svært variable resultater i hot spot området mellom naglehodet og naglesteket, noe som underbygger anbefalingene gitt i DNV RP-C203 [13].

5.3.3 Langbærer

I grunnmodellen ble langbæreren modellert med 4 nodede lineære skallelementer (S4RS), og symmetriplan ble langt langs midtsnittet til langbæreren, slik figur 5-10 viser. Al-Emrani tok ut aksialspenningene 150 mm fra knutepunktet og derfor ble mesh-tettheten økt inn mot dette området, vist i figur 5-10.

Som vist tidligere i figur 5-5 var deformasjonen til vinkelen ut av planet større enn den Al-Emrani målte i sine fullskalaforsøk[3]. Deler av denne forskjellen kan tilskrives forenklingen gjort av tverrsnittet til langbæreren. Opprinnelig er denne naglet sammen av 4 L-profiler (115x77x11mm) og stålplate (830x8mm), noe som resulterer i en stivhet som er 25% større enn den brukt i denne oppgaven. En mykere langbærer gir større enderotasjon og dermed større belastning og deformasjon i vinkelen. Som tidligere nevnt i kapittel 4, anbefalte Guyer [2] at effekten av en stivere langbærer burde vurderes. Det ble av den grunn gjort to forsøk

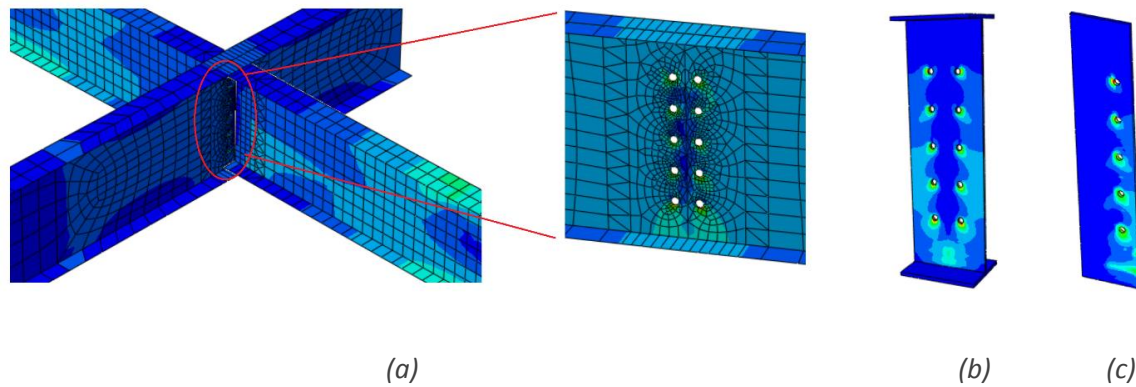
med dobbel tykkelse på flenser (22mm). Selv om dette blir i overkant stivt (ca.20% stivere enn det sammensatte fysiske tverrsnittet), viser det seg å ha en markant innvirkning på deformasjonen og spenningene i forbindelsen. Dette vil drøftes videre senere i dette og de neste kapitlene.



Figur 5-10: Modellen av langbærer, med dimensjoner og elementer.

5.3.4 Tverrbærer

Tverrbæreren ble modellert med lineære deformerbare solidelementer med redusert integrasjon (C3D8R), og vist i figur 5-11c. Som nevnt tidligere i dette kapitlet og som figur 5-11 viser gjennomgikk tverrbæreren en evolusjon gjennom modelleringsarbeidet. Bruk av skallelementer gav ikke tilfredsstillende kontakt mot langbærerflensen, og dette hadde stor påvirkning på resultatene. Ved å i stedet benytte solidelementer for tverrbærer ble trykkreftene fra langbærerflensen på tverrbærersteget bedre ivarettatt, som figur 5-11b og 5-11c viser. I den endelige modellen er tverrbæreren fastholdt rundt randen og fungerer den kun som en randbetingelse for forbindelsen, i likhet med Al-Emrani sin modell [4]. Av den grunn er kun tverrbærersteget modellert for tverrbæreren.



Figur 5-11: Viser hvordan kontaktrykket i modell med skallelementer (a) ikke ble godt nok ivaretatt. Kontaktrykket fra langbærerens flens på tverrbæreren ble bedre ivaretatt ved bruk av solidelementer (b). Dette er enda tydeligere for den endelige modellen av et halvt tverrbærersteg ved bruk av symmetriplan benyttet i modellen presentert i denne oppgaven (c).

5.3.5 Oppsummering av grunnmodell

Tabell 5-2: Oppsummering av de viktigste parameterne for grunnmodellen eller standardmodellen benyttet i denne oppgaven, samt variabler som blir vurdert videre i kapittel 6 og 7.

	Standardmodell			Variabler brukt videre i oppgaven
	Elementtype	Antall elementer	Generelle egenskaper	
Vinkel	C3D8 R	92868	Vinkelradius 10 mm	
Nagl	C3D8 R	5336	Forspenning: 140 MPa Naglehodet avrundet	Forspenning: 0, 30, 70, 100 MPa
Langbærer	S4 RS, S3 i overganger	4224 og 45	Idealisert geometri: Flenser bxt: 238x11 mm, Steg hxt: 808x8 mm	Flenser bxt: 238x22 mm
Tverrbærer	C3D8 R, C3D6 i overganger	9596 og 176		
Mekaniske egenskaper			Friksjonskoeffisient: 0,3 E-modul: 210 000 MPa Elastiske material-egenskaper	Friksjonskoeffisient: 0,1 og 0,5 Plastiske materialeegenskaper
Last			P=80kN, 100kN og 180kN	
Randbetingelser			Globale randbetingelser: Endene av langbærere fastholdt i vertikalretning, Tverrbærer fastholdt i alle retninger langs rand. Symmetriplan langs langbærer-aksen Lokale randbetingelser: Vinkler er festet til tverrbærer med nagler, Vinkler er festet med "Tie" tilkobling med full rotasjonsstivhet til langbærer	Lokale randbetingelser: Vinkler er festet til langbærer med 6 festepunkter ("fastner") med diameter 20 mm og rotasjonsstivhet i punktet, samt 30 MPa forspenningskraft ved bruk av lasttypen "pressure"
TOTAL	C3D6, C3D8R, S3R, S4R5	230726		

5.4 VALIDERING OG VURDERING AV FORBINDELSENS ROTASJONSSTIVHET

Under fullskalatestingen [3] benyttet Al-Emrani strekkklapper på utvalgte steder på festevinkelen. I tillegg ble strekkklapper plassert over langbærersteget 150 mm fra forbindelsen og strekkklapper på langbærerflensens underside. Disse strekkklappene gav informasjon om innspenningsmoment og generell deformasjon i forbindelsen. I tillegg ble deformasjon på festevinkelens bakside ut av tverrbærersteget målt under testingen. Disse målingene benyttes i dette kapitlet for å vurdere FE-modellens validitet.

Det må fremheves at Al-Emrani fant avvik mellom tegningsgrunnlaget som er benyttet for modellen og den virkelige forbindelsen som ble testet [3,4,32]. I noen av testeksemplarene var det både gap mellom de ulike komponentene i forbindelsen, samt endring av både naglenes avstander mellom hverandre og til vinkelbeinet (Eng: Gauge distance). Gap mellom komponenter kan medføre at forbindelsen som er testet oppfører seg mindre stift og vinkelen blir utsatt for mindre deformasjon [3,4]. Naglenes avstander og «gauge» avstand har som forklart i kapittel 4 stor innvirkning på spenninger og deformasjon i nagler og hjørneavrundingen til vinkelen. I tillegg er plasseringen av strekkklapper ikke alltid spesifisert og kan være en annen generell årsak til avvik [32].

5.4.1 Rotasjonsstivhet

Metoden benyttet for estimering av rotasjonsstivhet

Al-Emrani [4] benyttet strekkklapper i feltmidtre på langbærernes underflens til å beregne endemomentet M_p . Videre ble forbindelsens grad av innspenning α etter ligning 5.1 og videre rotasjonsstivheten K_{rot} etter ligning 5.2.

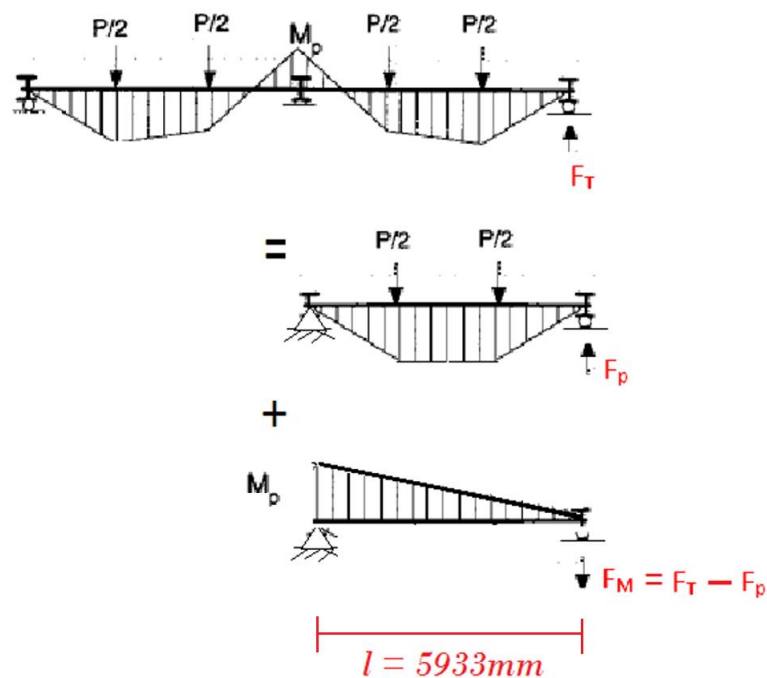
$$\alpha = \frac{M_p}{M_f} = \frac{1}{1+R} \quad (5.1)$$

Hvor M_p er momentet over midtre opplegg i langbærer-tverrbærer forbindelsen med delvis kontinuitet. M_f er momentet over midtre opplegg for en kontinuerlig tofeltsbjelke. R uttrykkes etter ligning 5.2:

$$R = \frac{\left(\frac{3EI}{L}\right)_{\text{langbærer}}}{K_{rot}} \quad (5.2)$$

K_{rot} er rotasjonsstivheten for hver dobbeltvinklet langbærer til tverrbærer forbindelse. Og E er elastisitetmodulen, I er andre arealmoment og L er lengden til langbæreren over hvert felt.

Som nevnt tidligere i dette kapitlet er langbæreren modellert med skallelementer. Dette medførte av avlesning av spenninger i langbærerflens ble påvirket av punktlaster. I stedet ble opplagerkraften på langbæreren benyttet for estimering av innspenningsmomentet. Dette ble gjort ved bruk av lineær superposisjon mellom en fritt opplagt bjelke med punktlaster og en fritt opplagt bjelke med endemoment. Metoden er vist i figur 5-12 og innspenningsmomentet M_p er gitt av ligning 5.3. Deretter ble rotasjonsstivheten K_{rot} funnet av ligning 5.2, med stivheten til langbæreren som er benyttet i FE-modellen. Innspenningsmomentet for en fast innspent bjelke M_f benyttet i ligning 5.1 ble funnet ved å kjøre modellen med fast innspenning.



Figur 5-12: Viser hvordan superposisjon er anvendt på problemet. Delvis kontinuerlig bjelke er delt opp i et fritt opplagt problem med laster og i et fritt opplagt problem med endemomentet M_p .

$$M_p = F_M \cdot l = (F_T - F_P) \cdot l \quad (5.3)$$

Resultater

Resultatene i tabell 5-3 viser at den virkelige rotasjonsstivheten til forbindelsen er høyere enn rotasjonsstivheten beregnet for knutepunktet i FE-modellen. Grunnen til dette kan som sagt være en følge av avvik mellom tegningsgrunnlaget FE-modellen er basert på og den fysiske forbindelsen. Som tidligere studier presentert i kapittel 4 har påpekt, har avstanden mellom vinkelbeinet og naglesenteret stor innvirkning på stivheten. I tillegg vil naglenes plassering over vinkelens høyde påvirke resultat fra fullskalatestingen. Ved bruk av

«fastner»-punkter mellom langbærer og festevinkel avtar rotasjonsstivheten noe som følge deformasjon i forbindelsen mellom langbærer og festevinkel, sammenlignet med grunnmodellen [26,27].

Naglenes forspenning påvirker stivheten til forbindelsen, da en større forspenning i naglene fører til at vinkelen blir mer innspent i nærheten av naglen og får en stivere oppførsel. Gjennom levetiden kan akkumulerte lastvekslinger medføre at øverste nagl ryker, som forklart i kapittel 4. Dette medfører en halvering av rotasjonsstivheten sammenlignet med grunnmodellen, vist i tabell 5-3 (beregninger i vedlegg A). Økt deformasjon medfører imidlertid at endemomentet fortsatt blir betydelig etter ligning 5.4.

Grunnen til at modellen med stivere langbærer får lavere innspenningsgrad er som følge av lavere enderotasjon. Stivhetsforholdet mellom knutepunktet og de tilstøtende komponentene har dermed effekt på både spenninger, deformasjon og endemoment.

Rotasjonsstivheten i modellen med stivere langbærer øker som følge av at rotasjonscenteret flyttes nærmere nedre langbærerflens, drøftet videre i kapittel 5.5.3.

Innspenningsmomentet M_p er et resultat av rotasjonsstivheten K_{rot} og vinkelen φ i radianer som følge av enderotasjonen Dette kan skrives på formen 5.4.

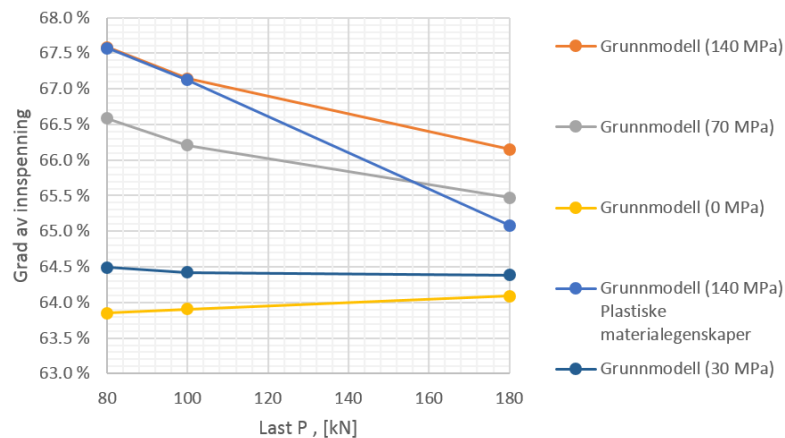
$$M_p = K_{rot} \cdot \varphi \quad (5.4)$$

Tabell 5-3: Viser estimert rotasjonsstivhet, innspenningsgrad og endemoment etter formler 5.1-5.3 for et utvalg modeller ved en statisk belastning på $P=100$ kN. Testresultatet til Al-Emrani [3] for prøve 1 er også listet opp til sammenligning. Beregninger gitt i vedlegg A.

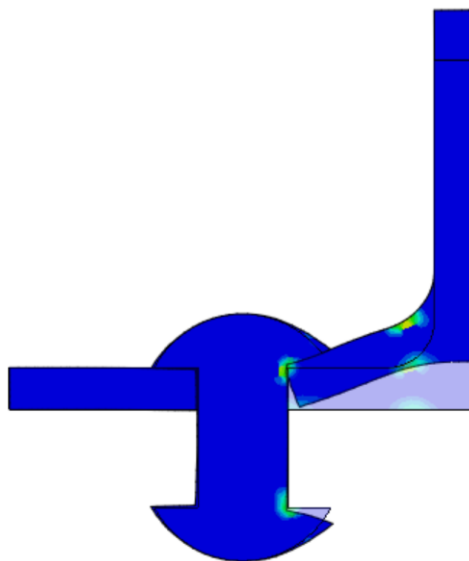
	Rotasjonsstivhet [kNm/Rad]	Innspenningsgrad [%]	Endemoment [kNm]
Fullskalatet - prøve 1 (Al-Emrani)	3.20E+05	65.0 %	-66.5
Grunnmodell (140 MPa)	2.67E+05	67.1 %	-66.9
Grunnmodell (30 MPa)	2.36E+05	64.4 %	-64.2
Stivere langbærer med 22 mm flens (140 MPa)	2.79E+05	55.5 %	-54.1
"Fastner modell" (140 MPa) Friksjonskoeffisient 0.3	2.09E+05	61.6 %	-61.3
Tap av naglehodet øverste nagl (30 Mpa, Elastisk)	1.27E+05	49.3 %	-49.1

Effekt av naglens forspenning

Som figurene 5-13 til 5-17 viser, avtar rotasjonsstivheten ved økende last. Spesielt gjelder dette ved stor grad av forspenning i nagl. Ved høyere forspenning blir vinkelen nærmest innspent ved naglehullet [4]. Når lasten øker, vil også spenningene og deformasjonen i naglene øke, og den gunstige effekten av forspenning vil derfor avta, slik figuren 5-13 viser. Likevel er det tydelig at forspenningen også har innvirkning på forbindelsens stivhet også ved 180 kN last. Som følge av vinkelens deformasjon, blir naglene utsatt for bøyning om nagleaksen [4]. Dette er vist i vedlegg E og F. Ved 180kN last er bøyepeningene så store i nærheten av naglehodet at naglen får plastisk deformasjon i nærheten av hot spot områdene. Bøyingen ved hjørneavrundingen i vinkelen medfører også at materiale flyter her som følge av den økte stivheten, som vist i figur 5-14. Plastisk deformasjon medfører derfor at innspenningsgraden fortsetter å avta mellom 80kN og 180kN last for modellen som inkluderer flytekriterium.



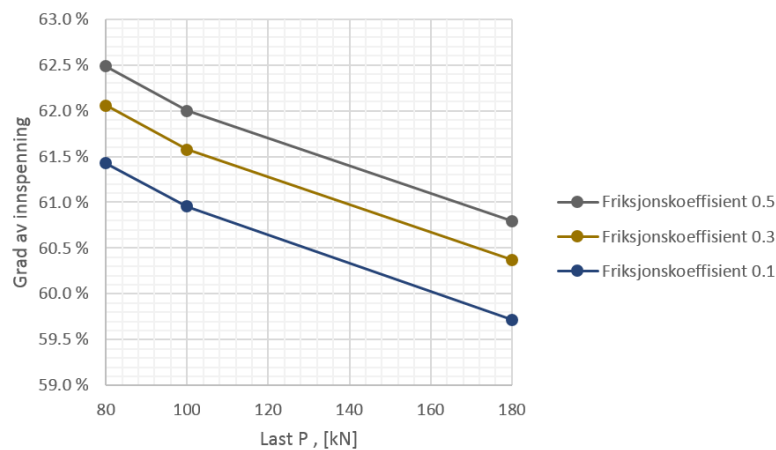
Figur 5-13: Viser endring i innspenningsforholdet for ulike grader av forspenning for grunnmodell ved belastning på 80, 100, 180 kN.



Figur 5-14: Viser områder utsatt for plastisk deformasjon i grunnmodell ved last $P=180\text{kN}$

Effekt av friksjonskoeffisient; modell med festepunkt («fastner»-punkt) mellom langbærer og vinkel

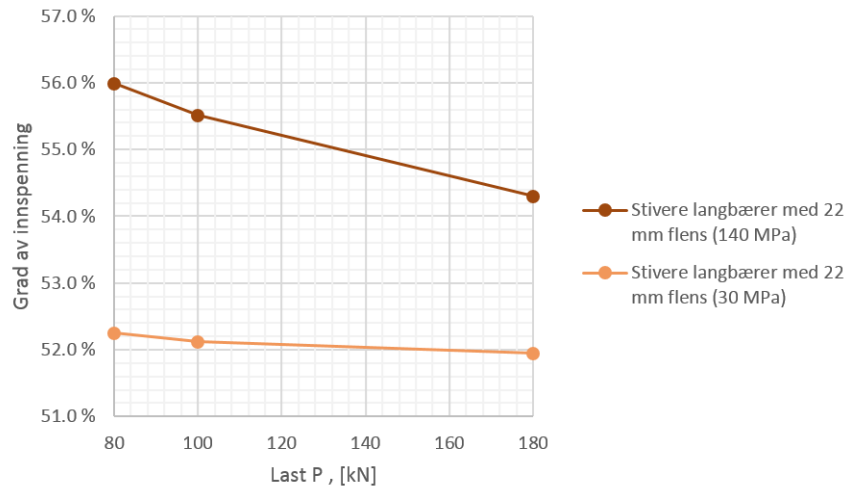
Tabell 5-3 viser at bruk av festepunkter mellom langbærersteget og vinkelen gav noe lavere rotasjonsstivhet, sammenlignet med grunnmodellen med full fastholding. Som følge av at det ikke er full heft mellom langbærer og vinkel var det antatt at friksjonskoeffisienten ville ha innvirkning på stivheten. Likevel viser figuren 5-15 at friksjonskoeffisient har liten innvirkning på stivheten, og at det kun gir marginale forskjeller i innspenningsgrad. I all hovedsak er vinkelbeinet festet til tverrbærersteget det svakeste ledd og deformasjonen ut av planet blir derfor ikke nevneverdig påvirket av større grad av fastholding mot langbæreren.



Figur 5-15: Viser endring i innspenningsforholdet for ulike friksjonskoeffisienter for modell med festepunkter, ved belastning på 80, 100, 180 kN.

Effekt av en stivere langbærer

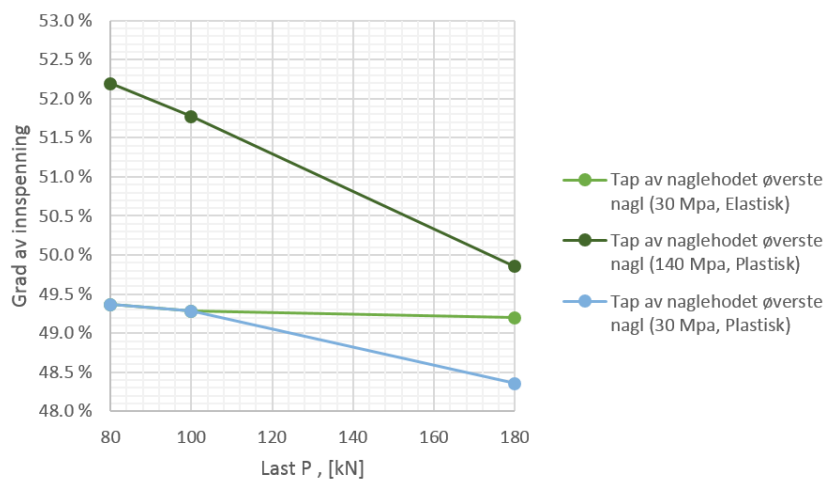
En stivere langbærer medfører at enderotasjonen i nærheten av forbindelsen er lavere og dermed er endemomentet som utvikles lavere, som forklart tidligere i dette kapitlet. Ved 80 kN last er derfor vinkelens deformasjon ut av planet lavere enn for grunnmodell med mykere langbærer. Som forventet [29] vil forspenning ha ytterligere effekt på stivheten ved lavere deformasjon, slik figur 5-16 viser.



Figur 5-16: Viser endring i innspenningsforholdet for ulike grad av forspenning for grunnmodell med stivere langbærer ved belastning på 80, 100, 180 kN.

Effekt ved tap av naglehodet

Tap av naglehodet har tydelig innvirkning på rotasjonsstivheten, og denne avtar markant for tap av øverste nagl. Den øverste naglen tar den største strekkspenningen og tap av denne medfører at en større andel av kreftene må tas av de resterende naglene med kortere arm. På grunn av den kortere armen tillates dermed en større deformasjon ut av planet for vinkelen. Og dette fører til lavere rotasjonsstivhet som vist i figur 5-17. Plastisk deformasjon påvirker deformasjonen, da den økte belastningen medfører at naglene i større grad flyter.

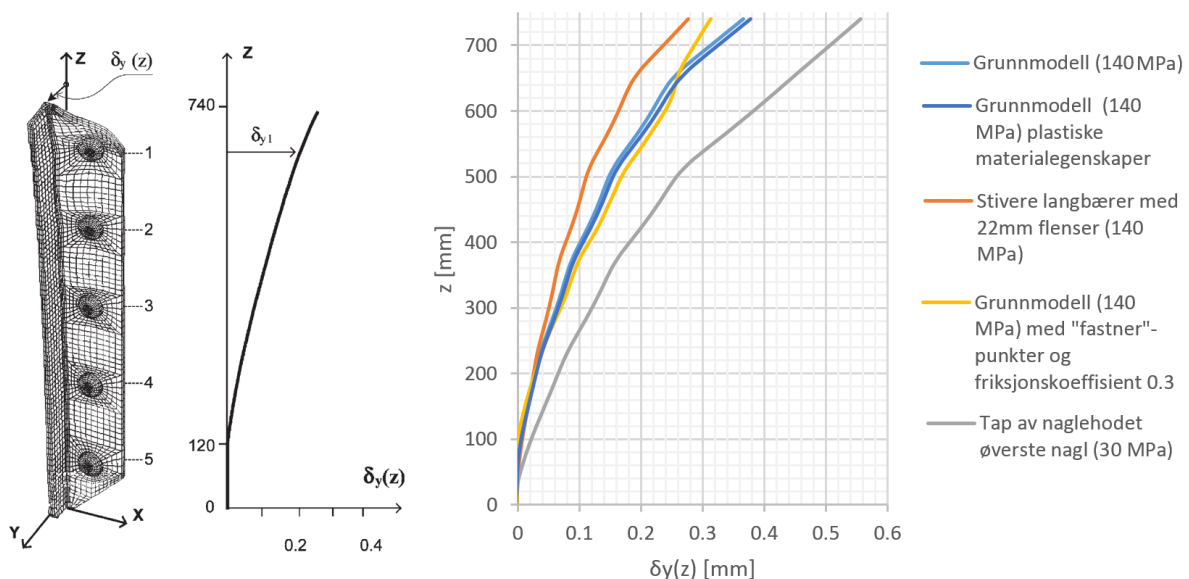


Figur 5-17: Viser endring i innspenningsforholdet for ulike grad av forspenning for grunnmodell ved tap av øverste nagl og belastning på 80, 100, 180 kN.

5.4.2 Vinkelens deformasjon ut av planet

Som det forrige avsnittet viste, er rotasjonsstivheten til forbindelsen lavere for alle FE-modellene benyttet i denne oppgaven. Ved økende last avtar stivheten mest for forbindelser med større grad av forspenning. Likevel klarer grunnmodellen å oppnå tilnærmet samme innspenningsgrad som den Al-Emrani utledet fra fullskalatestene [3]. Hovedgrunnen til dette er at det idealiserte langbærertverrsnittet benyttet i grunnmodellen har 24% lavere bøyestivhet, sammenlignet med langbærerprofilet naglet sammen av L-profiler og stålplater. Dette medfører at enderotasjonen ved forbindelsen også er større. Effekten av dette kan ses tydelig ved å sammenligne vinkelens deformasjon ut av tverrbærerplanet for de ulike FE-modellene.

Figur 5-18 viser vinkelens vridning ut av tverrbærerplanet som Al-Emrani [3] målte ved en last på 180 kN ($P=180\text{kN}$). Til sammenligning er det i figur 5-18 også vist deformasjonen for grunnmodellen. Både for elastiske og plastiske materialegenskaper, samt en forspenning på 140 MPa i nagler. I tillegg vises deformasjonsmønsteret for modellen med stivere flens og for bruk av festepunkter mellom langbærer og festevinkel. Over tid kan forbindelsen tape øverste nagl som følge av utmattingskader, og effekten av dette er også vist i figur 5-18.



Figur 5-18: Viser vinkelens utbøying i forhold til tverrbærerplanet for ulike modeller og mot den som Al-Emrani målte i fullskalatesten [4]

Fra figuren 5-18 og resultatene i tabell 5-4 er det tydelig at en stivere langbærer gir mindre deformasjon ut av tverrbærerplanet. Dette viser behovet for et høyt detaljnivå også for de tilstøtende komponentene i forbindelsen.

Tabell 5-4: Maksimal utbøying av øverste punkt i vinkelen

Stivere langbærer med 22mm flenser	
Forspenning	δ_y , maks [mm]
140 MPa	0.277
30 MPa	0.292

Bruk av festepunkter mot langbæreren for å imitere en naglet forbindelse etter tegningsgrunnlaget viser også å ha effekt på deformasjonsmønsteret. Fordi den ikke følger enderotasjonen til langbæreren i like stor grad som grunnmodellen, får denne modellen mindre deformasjon i toppen av vinkelen. Likevel er deformasjonen ved den øverste naglen tilnærmet den samme som i grunnmodellen. For modellen med festepunkter har også friksjonskoeffisienten en relativt stor innvirkning på deformasjonen, som vist i tabell 5-5. En økende friksjonskoeffisient gir som ventet større deformasjon.

Tabell 5-5: Maksimal utbøying av øverste punkt i vinkelen

"Fastner" punkt (140 MPa)	
Friksjonskoeffisient	δ_y , maks [mm]
0,1	0.288
0,3	0.313
0,5	0.323

Tabell 5-6 viser også at forspenningsgraden påvirker deformasjonen. Dette gjelder både for grunnmodellen og for grunnmodellen med stivere langbærer. Som ventet vil flytning i deler av forbindelsen medføre økt deformasjon, både for grunnmodell og ved tap av den øverste naglen.

Tabell 5-6: Maksimal utbøying av øverste punkt i vinkelen for grunnmodell med og uten tap av nagl.

Grunnmodell		Grunnmodell med tap av øverste nagl	
Forspenning	δ_y , maks [mm]	Forspenning	δ_y , maks [mm]
140 MPa	0.366	30 MPa	0.556
70 MPa	0.373	30 MPa med	0.565
30 MPa	0.385	plastiske	
0 MPa	0.388	materialegenskaper	
140 MPa Plastiske materialegenskaper	0.378		

5.4.3 Spenningsfordeling over langbærer 150 mm fra knutepunktet

Spenningsfordelingen over langbæreren 150 mm fra enden i nærheten av forbindelsen var enda et kriterium Al-Emrani brukte for å tilpasse FE-modellen til fullskalatesten. Likevel fremgår det ikke i hvilken høyde strekkklappene er festet, noe som medfører at denne spenningsfordelingen kun inngår som generell vurdering av modellen. Det er likevel verdt å merke seg at nøytralaksen ikke flytter seg ved økende belastning, vist i figur 5-21a. Dette gjelder både for grunnmodell med elastiske materialegenskaper og for modeller som inkluderer flytekriterium. Al-Emrani kom til den samme konklusjonen i sine studier [4]. I tillegg viser figur 5-19b og 5-20a at forspenningen har svært begrenset effekt på spenningsfordelingen, samt plassering av nøytralaksen.

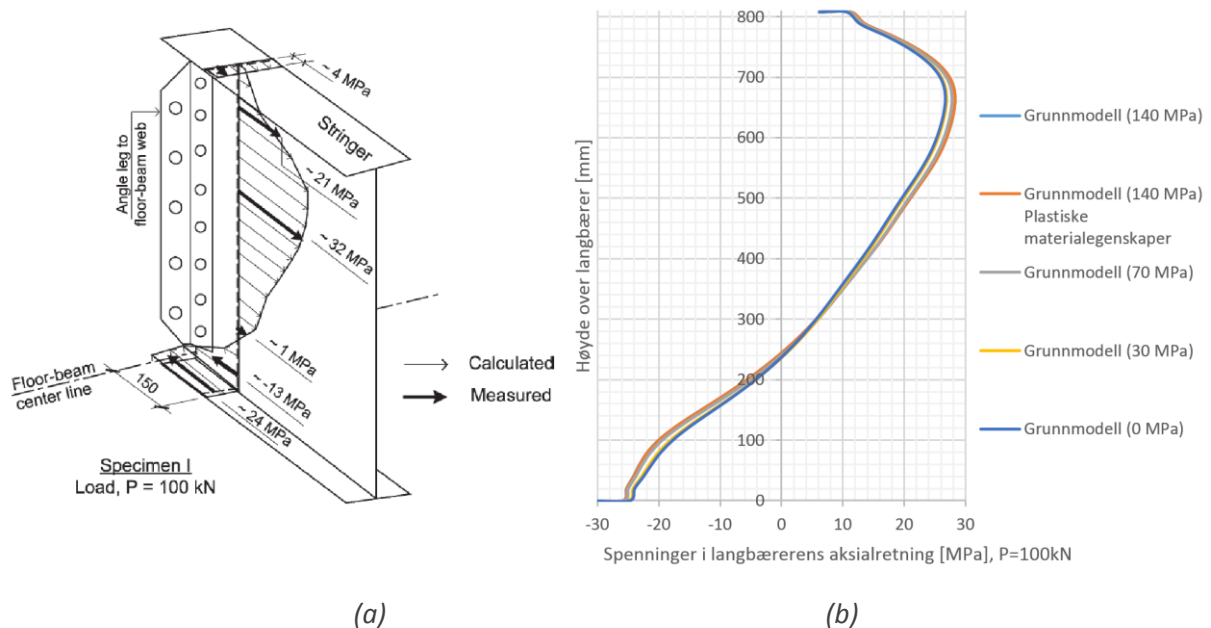
Generelt viser figur 5-19 til 5-21 at grunnmodellen benyttet i denne oppgaven tar en større andel av strekkraften i den øverste naglen, sammenlignet med Al-Emrani sine målinger vist i figur 5-19a. Som følge av momentets arm er det likevel naturlig at den øverste naglen opptar de største spenningene. Noen hovedårsaker antas å være grunn til avviket:

1. Idealisering av langbærertverrsnittet benyttet i grunnmodellen gir mindre materiale i trykksonene enn det som er tilfellet når profilet er naglet sammen med L-profiler og plater. Dette medfører at trykkreftene må tas over en større høyde. Denne effekten er tydelig vist i figur 5-20a, hvor modellen med større høyde på flensen, tar en større andel av trykkreftene der. Dette medfører også at nøytralaksen flytter seg nærmere bunnen av profilhøyden, i likhet med spenningsfordelingen til Al-Emrani [4].
2. Større deformasjon som følge av en mykere langbærer kan også være grunnen til at de øveste naglene tar en større del av belastningen, da vinkelen følger enderotasjonen til langbæreren i grunnmodellen. Figur 5.20a og 5-20b viser imidlertid at fordelingen ikke endrer form i stor grad ved bruk av stivere langbærer eller ved bruk av festepunkter. Selv ikke lavere friksjonskoeffisient gav nevneverdige endringer i spenningsfordelingen (figur 5-20b), noe som burde hatt effekt gitt deformasjonsmønsteret til vinkelen vist i figur (5-18, for vinkelen i avsnittet over). Resultatene tilsier at effekten av enderotasjonen ikke kan være hovedårsaken til at strekkspenningen er størst ved øverste nagl.
3. Al-Emrani [3] fant spekkvekst i hjørneavrundingen i vinklene allerede før testene ble kjørt. Al-Emrani [3] mente at disse sprekkene kun var i overflaten og ikke av betydning. Over tid viste imidlertid utmattingstestingen at sprekkveksten gav lavere innspenningsgrad og omfordeling av krefter til den neste naglrekken. I tillegg kan også øverste nagl ha vært utsatt for utmattingskader som ikke ble oppdaget. Flere av naglene som gikk til brudd hadde tegn til gamle utmattingskader. Dette kan også være en årsak til at strekkspenningene er størst i nærheten av nagl nummer to, sett fra toppen. Dette underbygges også av figur 5-21b, hvor fordelingen over langbæreren ved tap av nagl ($P=100\text{kN}$) har tilnærmet samme verdier og fordeling

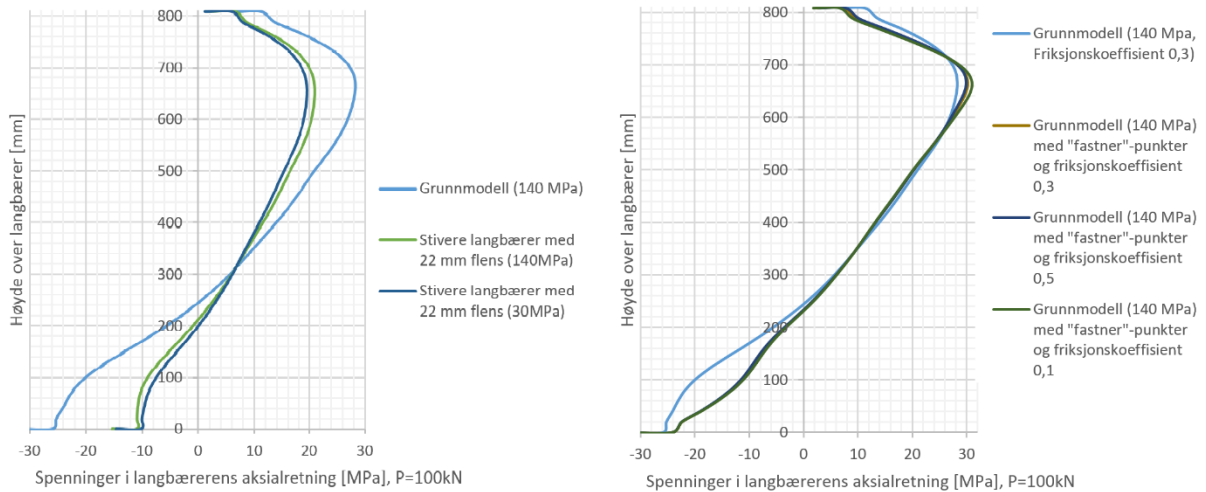
som den Al-Emrani målte [3]. Eventuelt kan øverste nagl ha lavere grad av forspenning sammenlignet med de resterende naglene etter mange år med belastning, og dermed tillate større deformasjoner. Også naglene som fester vinkelen på langbæren kan ha skader, gap eller lav grad av forspenning.

4. Andre effekter som kan være grunn til forskjellen mellom FE-modellen og fullskaletestene kan som tidligere nevnt være gap, skjevheter, avvik til tegningsgrunnlag, forskyvninger og deformasjoner som ikke er spesifisert av Al-Emrani [3,4].

Grunnen til avvik er antageligvis sammensatt av flere effekter. Uten innsyn i testresultatene blir ytterligere kalibrering av modellen vanskelig. Det må likevel presiseres at Al-Emrani [4] fikk en god tilpasning av FE-modellen til de målte resultatene, slik figur 5-19a viser. Det mangler imidlertid en detaljert beskrivelse av hva som er gjort for å kalibrere modellen til resultatene [4].



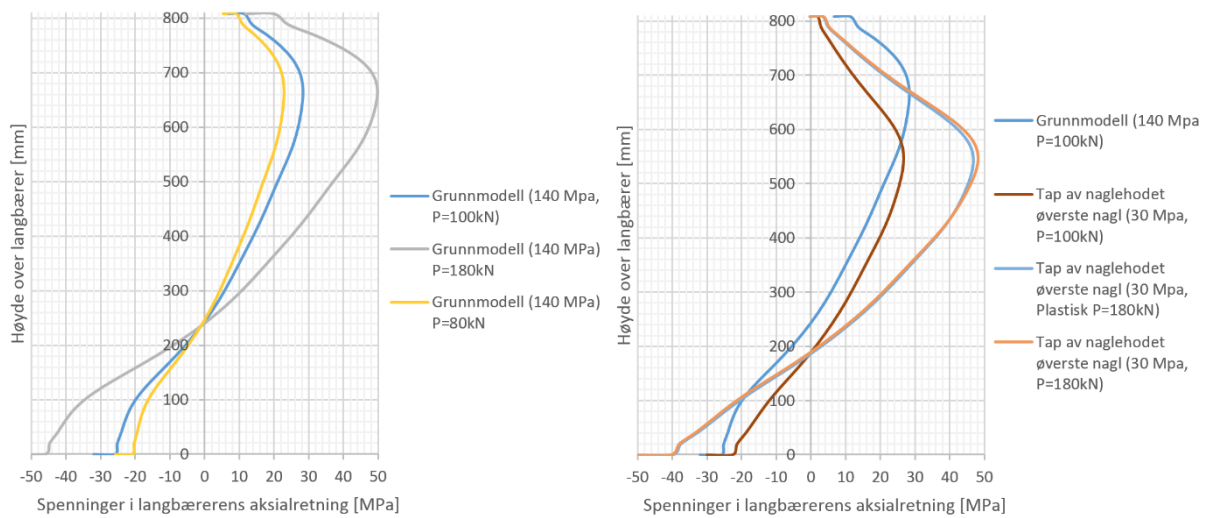
Figur 5-19: (a) Målt og beregnet spenningsfordeling over langbærer, fullskaletest Al-Emrani [3,4]
 Figur 5-19. (b) Spenningsfordeling over langbærer for grunnmodellen med ulik forspenning



(a)

(b)

Figur 5-20: (a) Spenningsfordeling over langbærer for modellen med stivere langbærer
 Figur 5-20. (b) Spenningsfordeling over langbærer for modellen med festepunkt og effekten av friksjonskoeffisient.



(a)

(b)

Figur 5-21: (a) Spenningsfordeling over langbærer for grunnmodellen ved ulik belastning, nøytralakse
 Figur 5-21. (b) Spenningsfordeling over langbærer for grunnmodellen ved tap av nagl

5.5 OPPSUMMERING AV MODELL OG MEKANISME

Dette kapitlet har vist at ulike valg under modellering ved lokal tilnærming kan ha stor innvirkning på resultatene den numeriske analysen gir. Generelt var den estimerte rotasjonsstivheten til forbindelsen lavere i de ulike FE-modellene sammenlignet med testeksemplar 1 fra fullskaletesten til Al-Emrani [3,4]. Som sagt kan dette komme av avvik mellom tegningsgrunnlag og de fysiske knutepunktene som ble testet. Kapittel 4 viste at parametere som nagleplassering, forspenning, platetykkelse, gap og «gauge» avstand hadde stor innvirkning på både rotasjonsstivhet og spenningsfordeling. Uten detaljert innsikt i testdata, fysiske mål og konkrete avvik er det dermed utfordrende å kalibrere modellen ytterligere. Hovedgrunnen til at resultatene fra ulike modeller er gjennomgått i dette kapitlet er for å belyse at valg som lokale randbetingelser, stivhet på tilstøtende komponenter og skader kan være noen av årsakene til avviket.

Resultatene viste at bruk av festepunkter gir generelt størst avvik for alle resultater, noe som har sammenheng med antallet nagler som er brukt på den fysiske forbindelsen mellom langbærer og festevinkel. Grunnmodellen viste også at en forenkling av langbærerprofilen medførte at enderotasjonen økte, og gav større deformasjonen i vinkelen enn det som var målt under fullskaletestene. Som tidligere nevnt er endemomentet et resultat av stivhetsforholdet mellom langbærer og knutepunkt, og en mykere langbærer medførte derfor at stivhetsforholdet for denne modellen samsvarte med beregningene fra fullskaletesten (67%).

Resultatene viser at modellen med en stivere langbærer representerer den virkelige deformasjonen til forbindelsen best, sammenlignet med målingene til Al-Emrani [3]. Som studiene presentert i kapittel 4 har forklart, er spenningskonsentrasjonene i stor grad en følge av deformasjonen. Det kan derfor antas at modellen med for stiv langbærer vil gi spenninger i hot spot området som best samsvarer med spenningene som var drivende for skaden i fullskaletesten.

Til slutt kan det nevnes at tidligere studier [20] påpeker at hot spot metoden er sensitiv for mesh, selv i relativt enkle konstruksjoner. Konvergenstudie utført på vinkel og nagl i dette kapitlet viser at dette også er tilfellet for den naglede forbindelsen. Minimumskravet til DNV på minst 4 elementer over platetykkelsen ved bruk av lineære solidelementer gir en spenning som er 11% lavere i hot spot området i hjørneavrundingen til vinkelen, sammenlignet med 6 elementer over vinkeltykkelsen.

KAPITTEL 6

HOT SPOT SPENNINGER I EN NAGLET FORBINDELSE

Hot spot metoden er hovedsakelig utarbeidet for sveiste forbindelser, som forklart i kapittel 3. I det samme kapittelet ble også flere ulike anbefalinger og tilnærminger fra DNV [13] og IIW [14, 15] presentert. I dette kapittelet benyttes relevante tilnærminger og anbefalinger fra kapittel 3 på grunnmodellen vist i kapittel 5. Resultatene i dette kapittelet vil danne grunnlaget for evaluering av de geometriske effektene som er drøftet i kapittel 5, og valg av SN-kurver for spenningsvidden i det neste kapittelet.

6.1 GENERELT

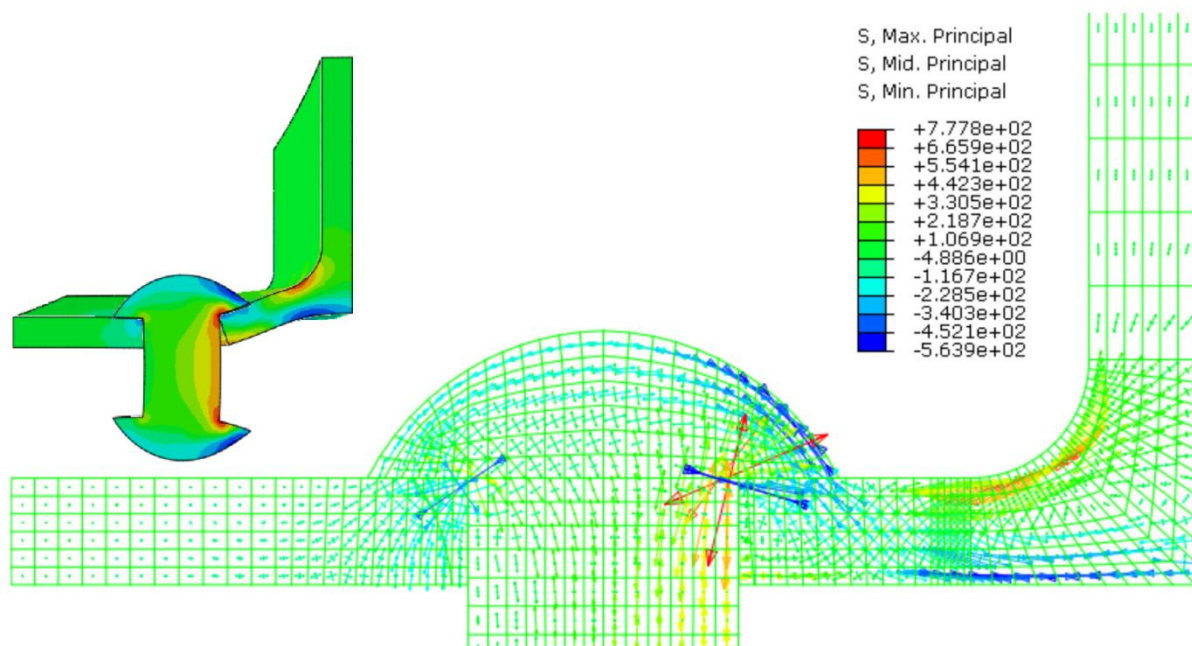
For å synliggjøre effekten av ulike tilnærminger for estimering av hot spot spenning, er analysene i dette kapittelet i all hovedsak knyttet til grunnmodellen vist i kapittel 5. Denne modellen har en forspenning på 140 MPa i naglene. Fordi det antas at forspenning er en faktor som kan påvirke oppførselen til naglen, er det også gjort analyser for samme modell, men med annen forspenning. Dette er omtalt der dette har vist seg å ha betydning.

I denne oppgaven vil benytte to av metodene beskrevet i kapittel 3; Lineær ekstrapolasjon av overflatespenninger og linearisering av spenninger over tykkelsen. Dong's metode er av Poutiainen et al. [20] beskrevet som arbeidskrevende, og han fant ingen publiserte anbefalinger for avstanden δ til hot spot området. Doerk et al. [19] hevder også at Dong's metode er mesh-avhengig for tredimensjonale problemer. Av den grunn blir ikke denne metoden vurdert videre i denne oppgaven.

Fullskalatesten og modellering av forbindelsen viser at de mest kritiske områdene i denne forbindelsen var:

- Hjørneavrundingen i vinkelen
- Overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet

I disse områdene er strekkspenningene størst, slik figuren 6-1 viser (røde områder). Denne oppgaven vil derfor fokusere på disse områdene videre i oppgaven og vurdere anvendeligheten av hot spot metoden på denne naglede forbindelsen som tidligere er beskrevet i kapittel 5.



Figur 6-1: Hovedspenningsretninger i kritiske hot spot områder.

6.2 UTMATTINGSKRITISK DETALJ: HJØRNEAVRUNDINGEN I VINKELBRAKETT

Al-Emrani sine fullskalltester [3] viste at hjørneavrundingen i festevinkelen var svært utsatt for utmattingskader. I utgangspunktet er det ikke noen kjerv som forårsaker de store spenningene i dette området, men en endring i geometri og lokal stivhet. Av den grunn bør derfor hot spot metoden gi tilnærmet samme spenningsvidde, sammenlignet med direkte avlesning av spenninger i det kritiske hot spot området.

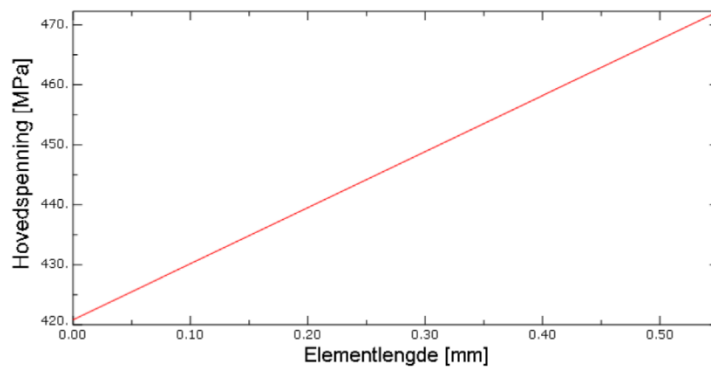
6.2.1 Ekstrapolasjon av overflatespenninger (DNV og IIW)

Ekstrapolasjon av spenninger i Abaqus ble gjort ved å definere en «sti» (Abaqus: *Path) som plottes langs de nodene som befinner seg i ønsket område og retning. Videre vil Abaqus velge de aktuelle elementene i nærheten av stien, og dataene kan eksporteres til for eksempel Excel. Alle spenning- og tøyingskomponenter avleses i integrasjonspunktene til elementene. Fra dataene i Excel kan spenningene bestemmes, enten etter avlesningspunktene til DNV eller IIW.

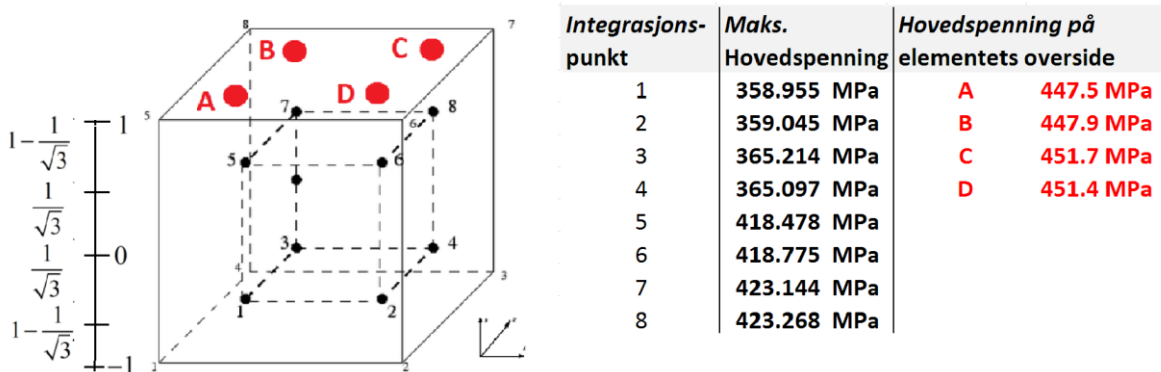
Ekstrapolasjon av spenninger fra integrasjonspunkter til overflaten

DNV [13] anbefaler at ekstrapolasjon av hot spot spenninger utføres i to steg, som forklart i kapittel 3. Det første steget er å ekstrapolere spenningene fra integrasjonspunktene til avlesningspunktene i overflaten. Deretter bestemmes hot spot spenningen ved å bruk av lineær ekstrapolasjon fra avlesningspunktene (0,5t og 1,5t, t=tykkelse på platen).

Ved bruk av 8-nodede solidelementer med redusert integrasjon blir dette imidlertid vanskelig, fordi hvert element kun har et integrasjonspunkt. Ved bruk av en sti i Abaqus vil dermed denne relateres til integrasjonspunktene, og til ikke overflaten. Til sammenligning vil en modell med full integrasjon (C3D8) ha 8 integrasjonspunkter, slik at spenningene allerede er ekstrapolert til overflaten ved bruk av en sti i Abaqus. Dette er vist i figur 6-2 og figur 6-3, hvor spenningen i overflaten til midten av elementet er rundt 450 MPa.



Figur 6-2: Plot av hovedspenning over et element



Figur 6-3: Hovedspenning på overflatene av et lineært element med full integrasjon.

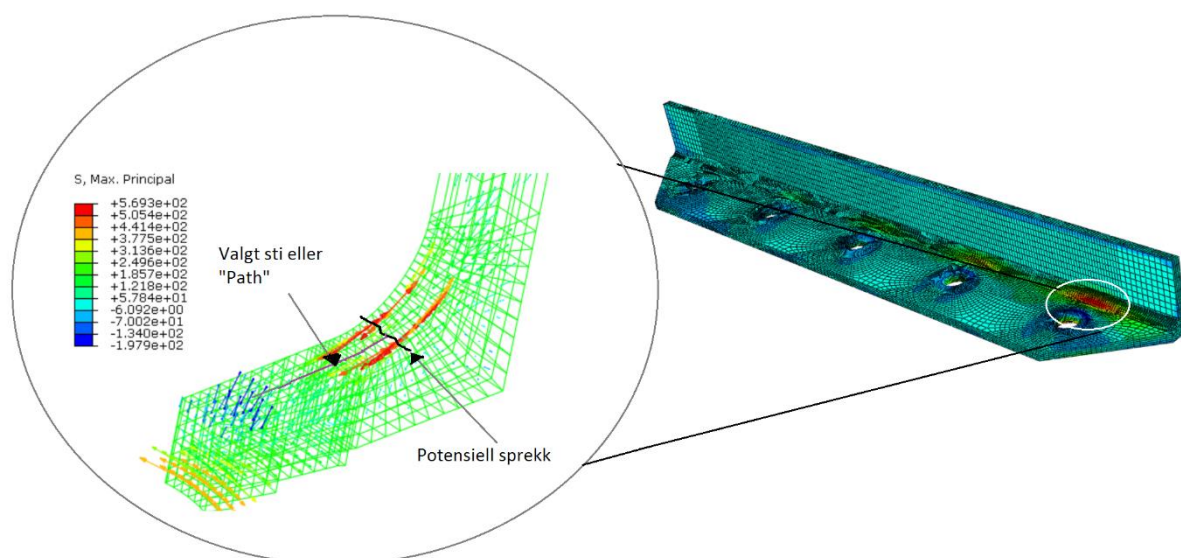
Fordi modellene allerede var kjørt med redusert integrasjon, var det nødvendig å vurdere hvilken effekt dette potensielt ville ha for de videre vurderingene i denne oppgaven. Resultatene viser at spenningene i samme punkt er noe lavere ved bruk av redusert

integrasjon, sammenlignet med bruk av full integrasjon og overflatespenninger. Likevel ble forskjellene langt mindre for spenningsvidden, som er den sentrale parameteren i hot spot vurdering. Samtidig viser figuren 6-2 at spenningsgradienten over elementet er stor, og av den grunn vil valg av hot spot punkt og dermed referansepunkter ha stor betydning. I tillegg er kravene fra IIW [14,15] formulert noe annerledes enn DNV sine krav, og elementstørrelsen har betydning for spenningsuttak (noder eller referansepunkt). Tilslutt viste kapittel 5 at modelleringsvalg (geometri og mesh-densitet) også vil ha betydning for de målte spenningene.

Totalt vil dermed usikkerhetene rundt uttaket av spenninger være avhengig av flere faktorer, slik at bruk av redusert integrasjon ikke nødvendigvis har størst betydning. Valg av redusert integrasjon på lineære elementer for hot spot evaluering er kanskje ikke helt optimalt, men vil benyttes i denne oppgaven. I andre studier med andre spenningsvidder, kan likevel valg av elementer ha effekt. Dette ville vært tilfellet i denne oppgaven hvis spenningsvidden hadde vært vurdert fra boltlast til maks belastning, fordi den maksimale spenningen blir noe lavere ved bruk av integrasjonspunktene og redusert integrasjon.

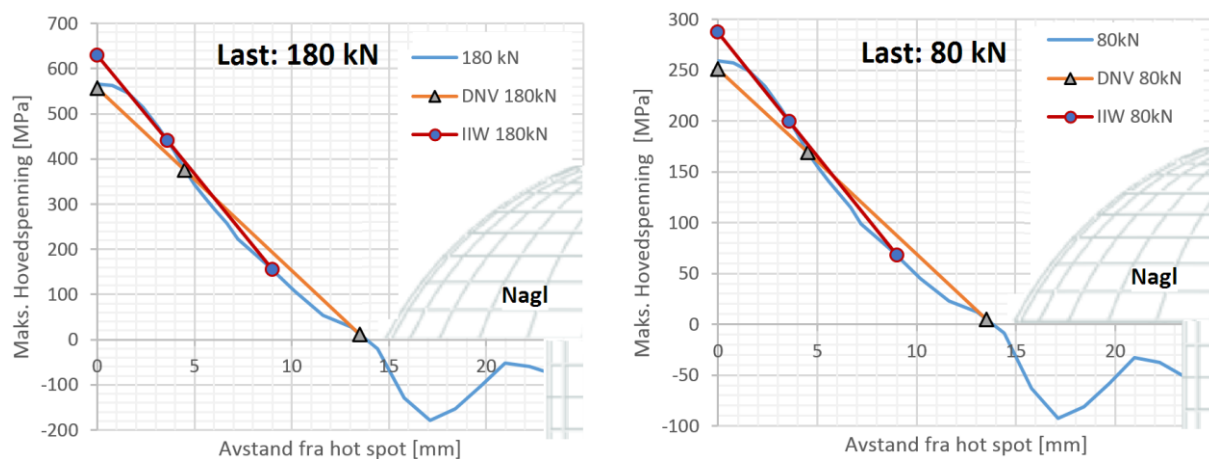
DNV: Ekstrapolasjon ved direkte bruk av maksimale hovedspenninger i Abaqus

DNV [13] anbefaler at maksimal hovedspenning benyttes for estimering av hot spot spenninger, gitt at denne virker tilnærmet vinkelrett på sprekkvekstretningen. I Abaqus vil de maksimale hovedspenningene være et resultat av tredimensjonal spenningstilstand når integrasjonspunktene benyttes. Maksimal hovedspenning er definert som den største av de tre hovedspenningskomponentene, noe som medfører at denne endrer retning i nærheten av naglehullet som følge av kontaktrykket fra naglehodet på overflaten. Dette er vist i figur 6-4.



Figur 6-4: Maksimal hovedspenningsfordeling i hjørneavrundingen til vinkelen

Som forklart i kapittel 3 kan hot spot spenningen ekstrapoleres lineært fra avlesningspunktene 0,5t og 1,5t (DNV). Selv om det ikke fremgår av IIW at metoden ved bruk av hovedspenninger kan benyttes, vurderes også avlesningspunktene til IIW (0,4t og 1,0t). På den måten vil sensitiviteten til valg av avlesningspunkter fremgå av resultatene. Ekstrapolasjon av hot spot spenning er vist i figur 6-5, og platetykkelsen t er 9 mm i vinkelen. Det kan diskuteres om ikke tykkelsen er nærmere 11 mm i sprekkvekstområdet som følge av hjørneavrundingen. Hvis tykkelsen t økes til 11 mm, vil avlesningspunktene flytte seg nærmere hullkanten, og dermed bli ytterligere påvirket av naglens klemkraft.



Figur 6-5: Ekstrapolasjon av hovedspenninger mot hjørneavrundingen, DNV og IIW

Ekstrapolasjonsmetoden er antageligvis ikke tiltenkt områder som er utsatt andre spenningsbidrag ved avlesningspunktene (som ved naglen). Det er derfor usikkert om hovedspenningene i dette området bør benyttes til ekstrapolasjon av hot spot spenninger. Likevel viser figur 6-5 at bruk av hovedspenninger gir et brukbart estimat av hot spot spenninger. Som tidligere nevnt er det ingen konkret kjerv som kan gi de ikke-lineære spenningskomponentene omtalt i kapittel 3. Hot spot spenningen i dette området er alene en effekt av økt stivhet og geometrisk spenningsbidrag. Av den grunn antas det at hot spot verdien bør ha tilnærmet samme verdi som den største hovedspenningen i dette området. Resultatet av beregnet hot spot spenningsvidde er gitt i tabell 6-1. Resultatet viser at IIW overestimerer hot spot spenningen og DNV underestimerer hot spot spenningen noe, sammenlignet med direkte avlesning i det mest kritiske punktet.

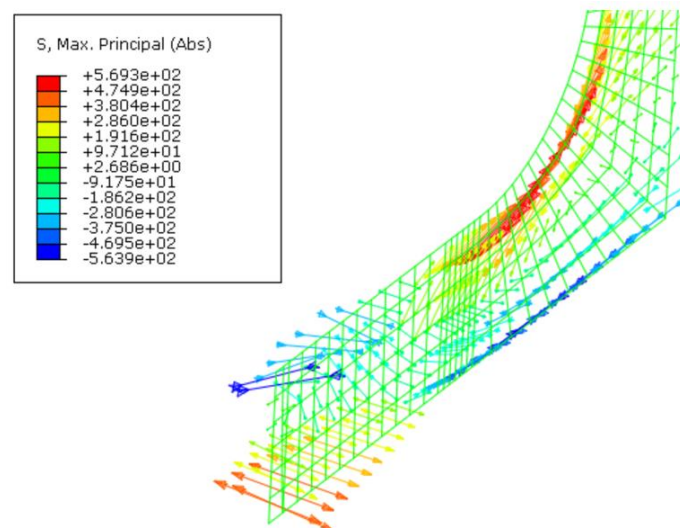
Tabell 6-1: Hot spot spenningsvidde fra figur 6-5

	Spenningsvidde [MPa]
DNV	305,4
IIW	342,6
Avlest i hot spot punkt	307,3

Hovedgrunnen til at IIW gir et for konservativt anslag er at spenningsgradienten avtar de siste millimeterne inn mot hot spot punktet. Hvis hot spot punktet flyttes 1-2 millimeter til høyre vil avlesningspunktene gjøre det samme. For avlesningspunktene til DNV vil dette bety en ytterligere reduksjon i estimert hot spot spenning, men det ser ut som IIW vil følge treffe ganske eksakt. At metoden for ekstrapolasjon av overflatespenninger er avhengig av valg av avlesningspunkter er en av grunnene til at denne metoden har høstet noe kritikk [20].

DNV: Ekstrapolasjon ved direkte bruk av absolutte maksimale hovedspenninger i Abaqus

Et alternativ kunne kanskje vært å benytte den største absolutte verdien av hovedspenningene, men som vist i figur 6-6 er heller ikke disse spenningskomponentene vinkelrett på sprekkvekstretningen.



Figur 6-6: Maksimal absoluttverdi av hovedspenningsplot i hjørneavrundingen i vinkelen

Alternativ metode A og metode B – Hovedspenninger i plan spenningstilstand i overflaten

Målinger på fullskalatester gjøres ved plassering av strekkklapper eller rosetta-strekkklapper på overflaten. Fordi målingene blir registrert fra den frie overflaten, kan det antas at situasjonen er i plan spenningstilstand. Hot spot metoden har sin opprinnelse fra skalaforsøk med strekkklapper, og av den grunn kan det antas at det er den maksimale hovedspenningen i overflaten ved plan spenningstilstand DNV refererer til i standarden. Det er denne antagelsen som ligger til grunn for bruk av metode A og metode B i DNV RP-C203 [13], beskrevet i kapittel 3.

Kort oppsummert benyttes spenningskomponentene $\sigma_{\perp}, \sigma_{\parallel}, \tau_{\parallel}$, hvor retningen er definert i forhold til sprekkvekstretningen. Dette er også vist i figur 3-2 i kapittel 3. Hovedspenningene beregnes på bakgrunn av disse spenningskomponentene etter formel 3.2-3.5 i kapittel 3. Hot spot spenningen ekstrapoleres i metode A ved å benytte avlesningspunktene 0,5t og 1,5t. I metode B benyttes kun punktet 0,5t fra hot spot og multipliseres med en faktor på 1,12. Beregningene er vist i vedlegg B.

Metode A gir en svært høy spenningsvidde på 344 MPa. Grunnen til dette er som for metodene ved bruk av direkte avlesning. Men i stedet for at det er de vertikale spenningene fra kontaktrykket som gir et bidrag i punktet 1,5t, er det de parallelle spenningene langs hullkanten som gir dette økte bidraget (figur 6-6). Av den grunn bør derfor metode B være et bedre alternativ da denne metoden kun benytter et avlesningspunkt. Resultatet er likevel en lav spenningsvidde på kun 225 MPa. Dette kommer av at metoden benytter kun ett punkt og er svært avhengig av spenningene i dette punktet. Konklusjonen er derfor at disse metodene gir stor usikkerhet ved estimering av hot spot spenninger inn mot hjørneavrundingen i vinkelen.

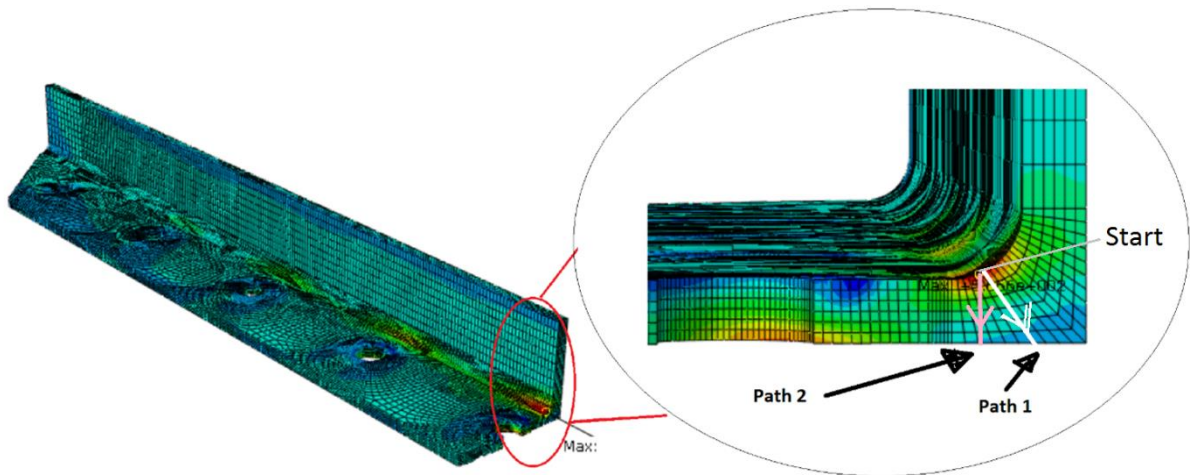
IIW: Ekstrapolasjon ved direkte bruk av aksiale spenninger i Abaqus

International Institute of Welding sine formler gjengitt i kapittel 3, benytter aksialtøyning for lineær ekstrapolasjon av hot spot spenninger. Ved fullskalatesting er det nettopp aksial tøyning som måles. I noen tilfeller benyttes også rosetta-strekkklapper med mistanke om bi-aksial spenningstilstand. Resultatene ble imidlertid påvirket av de samme effektene som ved bruk av maksimale hovedspenninger. Ved bruk av formlene for bi-aksiale (IIW) spenningsvidde oppstod de samme effektene som for metode A (DNV).

6.2.2 Linearisering av spenninger gjennom tykkelsen

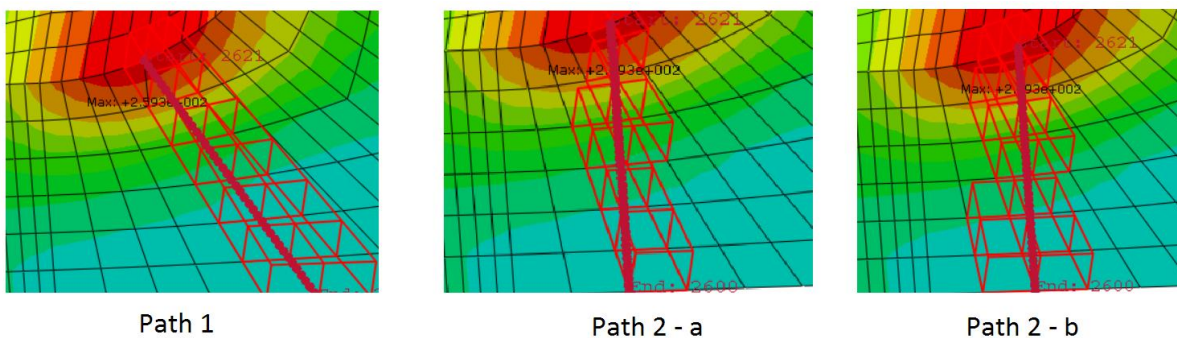
Ekstrapolasjonsmetodene som vist over gav usikre estimater på hot spot spenningen i hjørneavrundingen til vinkelen. Hovedsakelig fordi avlesningspunktene et stykke unna hot spot området, ble påvirket av nagl og hullkant. Metoden for linearisering av spenninger gjennom tykkelsen er av den grunn kanskje mer anvendelig fordi den benyttes nær det kritiske hot spot området.

Abaqus har allerede en funksjon for linearisering av spenninger over tykkelsen. Første steg er å velge en sti (eng: «path»), som figur 6-7 viser. Denne stien definerer en lokal x-akse og spenningskomponentene i lokal x-, y- og z-akse kan hentes ut. Av den grunn er det kun spenningsbidraget i en retning som bestemmes, og ikke hovedspenninger.



Figur 6-7: Valg av sti for linearisering av spenninger gjennom tykkelsen; Path 1 og Path 2.

Den første utfordringen er å velge sti. Som figur 6-8 viser vil elementene som er i kontakt med stien inkluderes i beregningen av spenningene. Som følge av elementinndelingen i modellen, vil Path 1 benytte like mange elementer på hver side av stien. Ved bruk av en vertikal sti, Path 2 er det ikke like tydelig hvilke elementer som bør inkluderes. Det er derfor forsøkt to ulike inndelinger; Path 2a og Path 2b, som vist i figur 6-8.

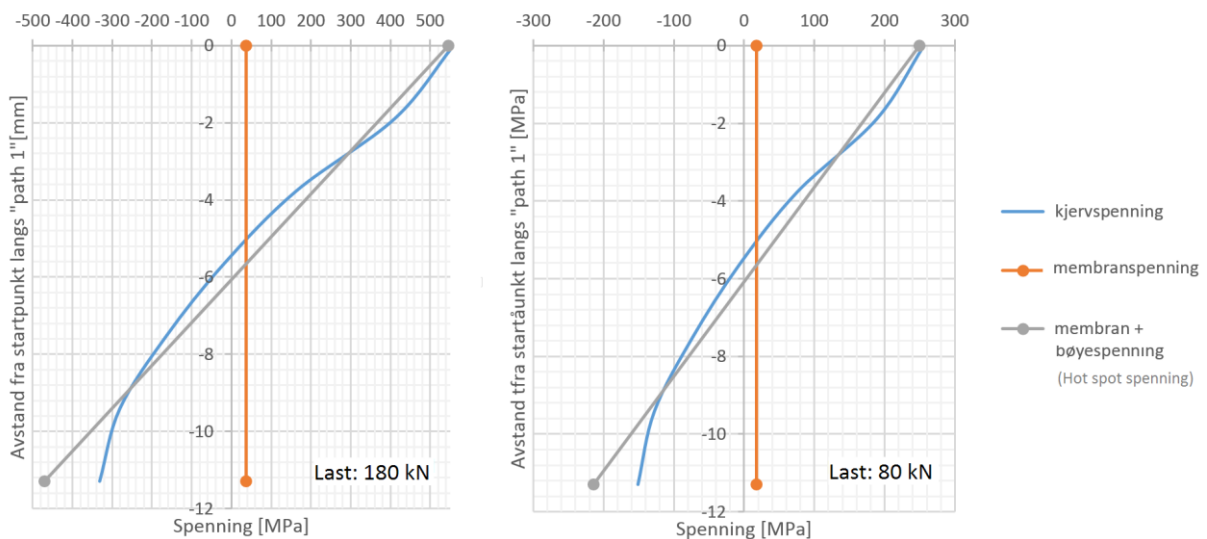


Figur 6-8: Elementer som inkluderes i valg av Path 1, 2-a og 2-b

Figur 6-9 viser at den tidligere antagelsen om at spenningene i dette området hovedsakelig var en følge av geometrisk stivhet stemmer. Kjervspenningsbidraget er tilnærmet ikke-eksisterende. Figuren 6-9 viser også at membranspenningskomponenten utgjør mindre enn 10% av hot spot spenningen. Dette stemmer med vurderingene Al-Emrani gjorde [4].

DNV [3] åpner for å redusere spenningsvidden med opptil 40 % når et område uten kjerv er utsatt for bøyning, som forklart i kapittel 3. Det legges til grunn at platebøyningen er hovedgrunnen til spenningskonsentrasjonen. Reduksjonen er tillatt hovedsakelig fordi bøyning medfører områder med trykk og strekk og dermed ikke ansees som så kritisk for utmatting som rene strekkspenninger. Fordi membranspenningene utgjør mindre enn 10%

av spenningsvidden, vil denne reduksjonen være på opptil 35% for spenningsvidden for hot spot området i hjørneavrundingen i vinkelen.



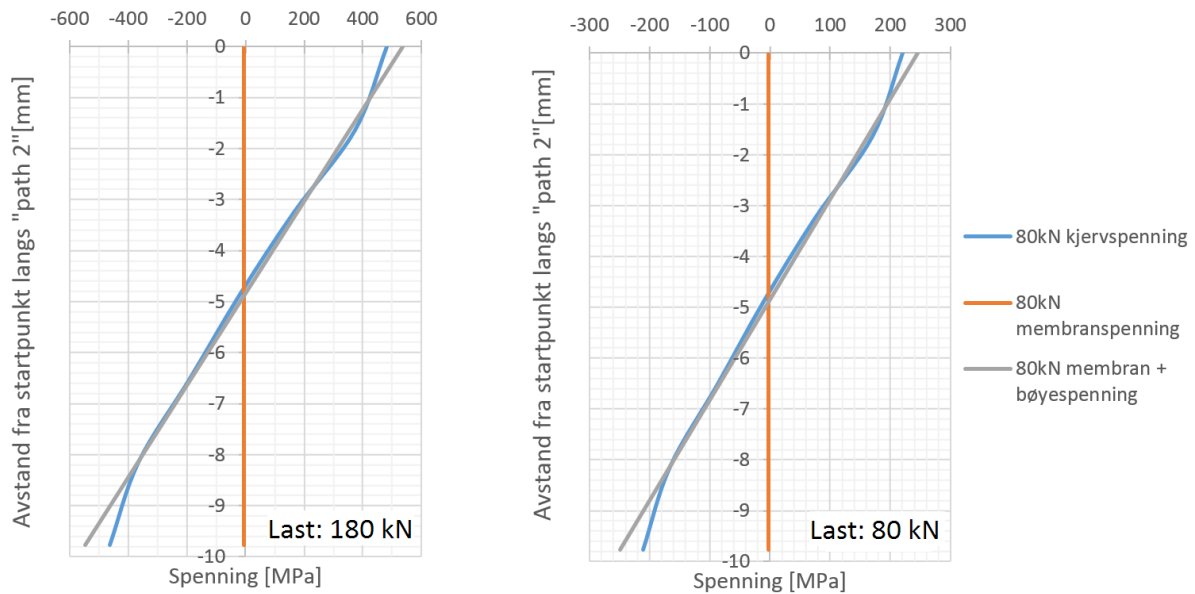
Figur 6-9: Spenningsfordeling normalt på hjørneavrundingen langs Path 1

I nærheten av hot spot området er det hovedsakelig spenningskomponenten normalt på hjørneavrundingen i vinkelen som bidrar til de høye hovedspenningene. Av den grunn blir spenningsvidden tilnærmet den samme som ved direkte avlesning i det kritiske punktet som vist i tabell 6-2.

Tabell 6-2: Spenningsvidde for Path 1 avlest av figur 6-9

	Spenningsvidde [Mpa]
Kjervspenning - Path 1	302
Hot spot spenning - Path 1	295
Avlest hovedspenning i maks. punkt	307

Ved å benytte Path 2b, viser figur 6-10 at eventuelle kjervspenninger er så å si fraværende. Likevel blir resultatene for beregnet spenningsvidde, gitt i tabell 6-3, noe lavere enn bruk av path 1. Hovedgrunnen til dette er at retningen på spenningene ikke lengere er helt parallelle med overflaten som ved Path 1. Samtidig er det store forskjeller mellom resultatene ved bruk av Path 2a og Path 2b, og gir grunn til å anta at valg av en sti som krysser gjennom elementer ikke er helt ideelt. Dette kunne vært løst ved å meshe dette området på nytt.



Figur 6-10: Spenningsfordeling normalt på hjørneavrundingen langs Path 2-b

Tabell 6-3: Spenningsvidde for Path 2-a og 2-b

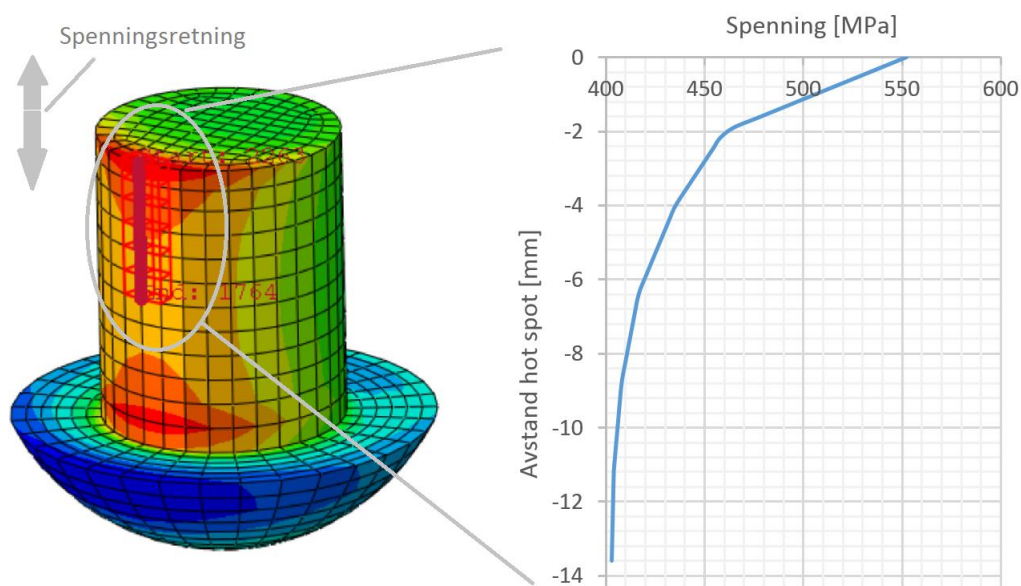
	Spenningsvidde [Mpa]
Kjervspenning - Path 2-a	262
Hot spot spenning - Path 2-a	292
Kjervspenning - Path 2-b	280
Hot spot spenning - Path 2-b	263
Avlest hovedspenning i maks. punkt	307

6.2.3 Oppsummering av metodene for hjørneavrunding i vinkelen

Ekstrapolasjon av spenninger i overflaten etter de ulike metodene til både DNV og IIW blir påvirket av spenninger i nærheten av hullkanten og naglen. Dette viser seg også å gjelde for modeller med lavere grad av forspenning. Likevel viste flere av metodene at de gir tilnærmet samme resultat som ved direkte avlesning i hot spot punktet. Dette kommer av at det ikke er noen kjerv i dette området som gir de ikke-lineære bidraget. Denne antagelsen ble også styrket gjennom resultatene ved bruk av metoden for linearisering av spenninger over tykkelsen. Figur 6-9 og 6-10 viste tydelig at bøyingen over platetykkelsen er hovedgrunnen til spenningskonsentrasjonen i dette området. Samtidig viste testene til Al-Emrani [3] at sprekkveksten hovedsakelig spredte seg over overflaten, før sprekken vokste gjennom tykkelsen. Dette er som følge av bøyespenningsfordelingen og de store strekkspenningene i overflaten. Det vil dermed være grunn til å anta at DNV sin formel for reduksjon av bøyespenninger i dette området kan benyttes.

6.3 UTMATTINGSKRITISK DETALJ: NAGLER

Naglene har vist seg svært utsatt for utmatting. Det kritiske området er i overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet. Som forklart i kapittel 5.3.2, fører den skarpe overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet at spenningene ikke konvergerer. Som figur 6-11 viser, øker spenningene markant opp mot hot spot området. Av den grunn vil derfor hot spot metoden komme til sin fulle rett. Dette står i kontrast med det tidligere vurderte hot spot området i hjørneavrundingen til vinkelen, hvor det ikke-lineære kjervspenningsbidraget var fraværende.



Figur 6-11: Aksial spenning inn mot hot spot i overgang naglehodet og naglesteget

6.3.1 Ekstrapolasjon av overflatespenninger

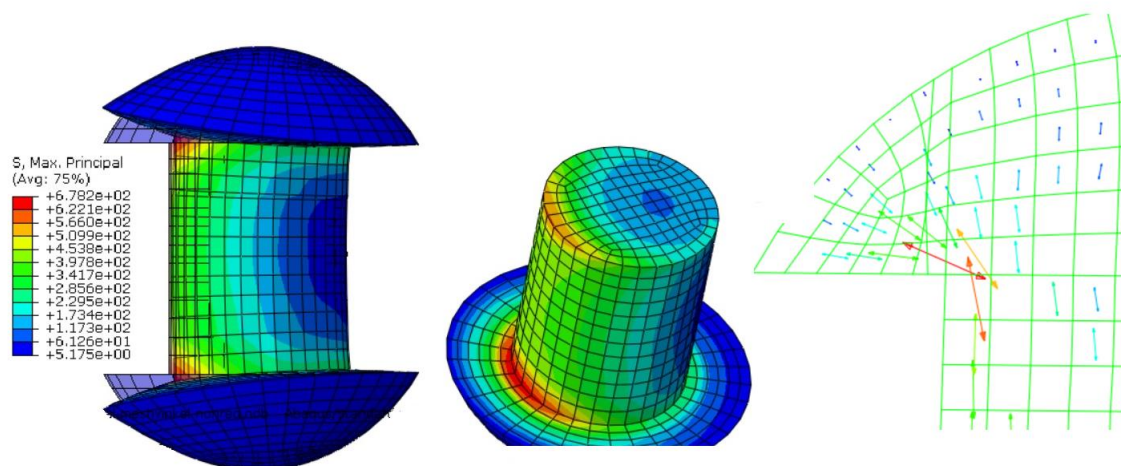
Ekstrapolasjon av overflatespenninger ved bruk av avstander definert av tykkelsen byr imidlertid på problemer, da naglen rett og slett ikke er lang nok. Fordi tykkelsen og bredden er lik, og som følge av at sprekkområdet er en sylinder er det naturlig å anta at brudd i naglen er av type B hot spot etter IIW, forklart i kapittel 3.3.2.

For en type B hot spot anbefaler IIW [14] at det benyttes faste avlesningsavstander 4mm, 8mm og 12mm fra hot spot området. Hot spot spenningen estimeres ved bruk av en kvadratisk ekstrapolasjonsfunksjon. Grunnlaget for beregningene og resultatene i tabell 6-4 er gitt i vedlegg C og D. Av tabellen 6-4 er det tydelig at aksialspenningene gir det største bidraget til den maksimale hovedspenningskomponenten, og gir dermed samme resultat for

estimert hot spot spenningsvidde. Dette viser også av retningen på maksimal hovedspenning i figur 6-12. I overgangen mot naglehodet endrer spenningsbildet seg noe som følge av kontakt mot vinkelen og lokal bøyning av naglehodet. Ved bruk av bi-aksial spenningsmetode øker de beregnede hot spot spenningene og medfører at hot spot spenningsvidden øker med 3-4%.

Tabell 6-4: Hot spot spenningsvidde og hot spot spenninger ved bruk av ekstrapolasjonsmetoder. Beregninger i vedlegg C og D.

	Ekstrapolasjon av overflatespenninger ved bruk av:		
	Hovedspenning	Spenningskomponent parallel med nagleaksen	Bi-aksial spenningsmetode (IIW)
Hot spot spenningsvidde [MPa]	281	280	291
Hot spot spenning 80 kN last [MPa]	242	241	252
Hot spot spenning 180 kN last [MPa]	523	521	543

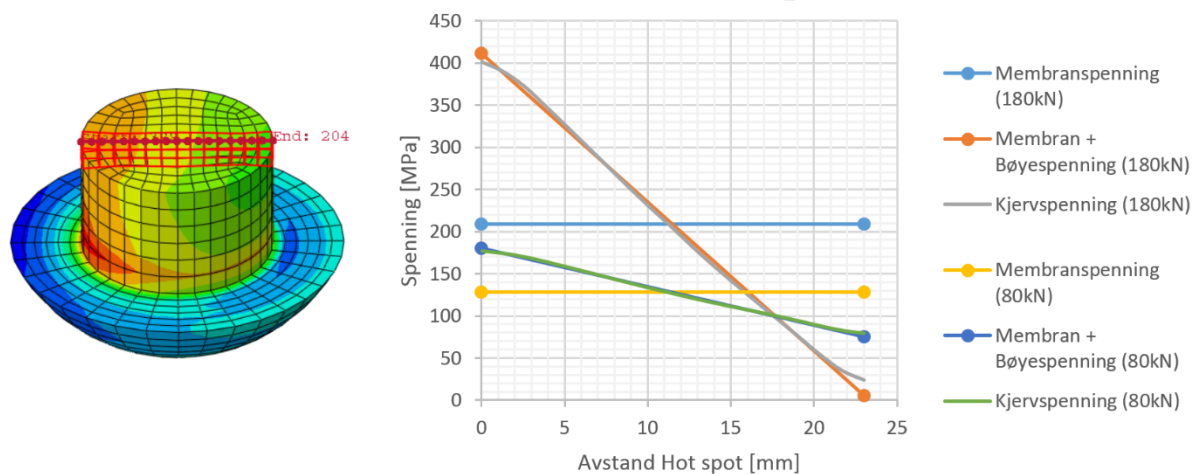


Figur 6-12: Viser spenningskonsentrasjon som følge av naglens bøyning.

6.3.2 Linearisering av spenninger gjennom tykkelsen

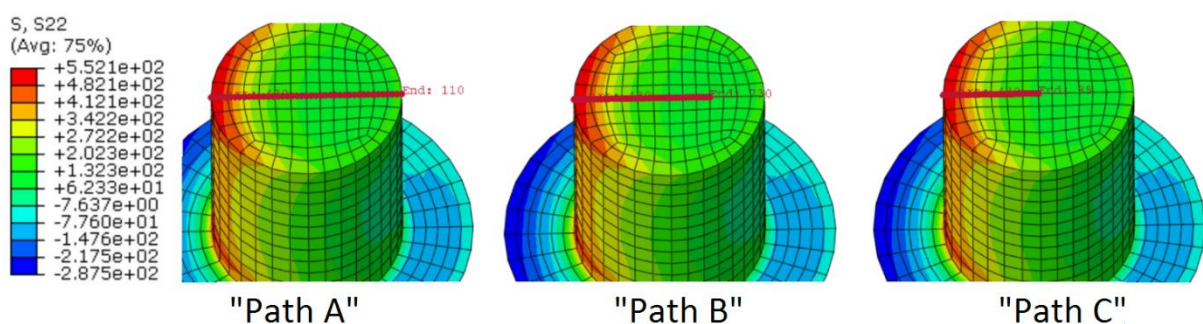
Et alternativ til ekstrapolasjon av overflatespenninger, er bruk av metoden for linearisering av spenninger gjennom tykkelsen. Eksemplene vist i dette kapittelet er for grunnmodellen omtalt i kapittel 5.3.5, med forspenning 140 MPa i nagler. Som figur 6-13 viser er bøyepenningsene langs overflaten allerede over 410 MPa i naglens midtsnitt ved en last på 180kN. I midtsnittet viser figur 6-13 at aksialspenningsvidden er 73 Mpa og bøyepenningsvidden inkludert aksialspenningsbidrag er 230 Mpa (ved utmattingsbelastningen $P_{maks}=180kN$ og $P_{min}=80kN$). Beregnet hot spot spenningsvidde bør

derfor være større enn dette, som følge av spenningsøkningen inn mot hot spot området, vist i figur 6-11 og 6-12.



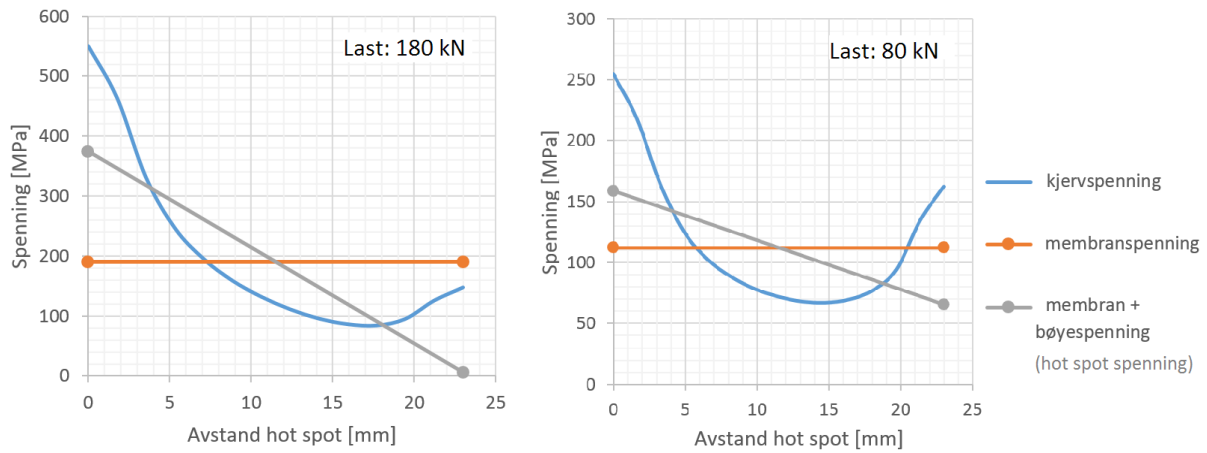
Figur 6-13: Viser spenningsfordeling over naglens midtsnitt ved last $P = 80 \text{ kN}$, 180 kN

Fordi naglehodet bøyer seg så mye på enden ved hot spot området, medfører dette at også at trykksiden får lokale strekkspenninger i overgangen til naglehodet, som vist i figur 6-15. Av den grunn er det usikkert hvor stien for lineariseringen skal legges. Radaj et al. [16] foreslo tre ulike tilnærminger ved bruk av Dong's metode, når spenningsfordelingen ikke er avhengig av tykkelsen, eller det er flere områder med spenningskonsentrasjoner over tykkelsen. Fordi Dong's metode bygger på det samme prinsippet (linearisering av spenninger over tykkelsen) er disse prinsippene for valg av spenningssti testet ut. Figur 6-14 viser tre alternativer for valg av spenningssti; «Path A», «Path B» og «Path C».



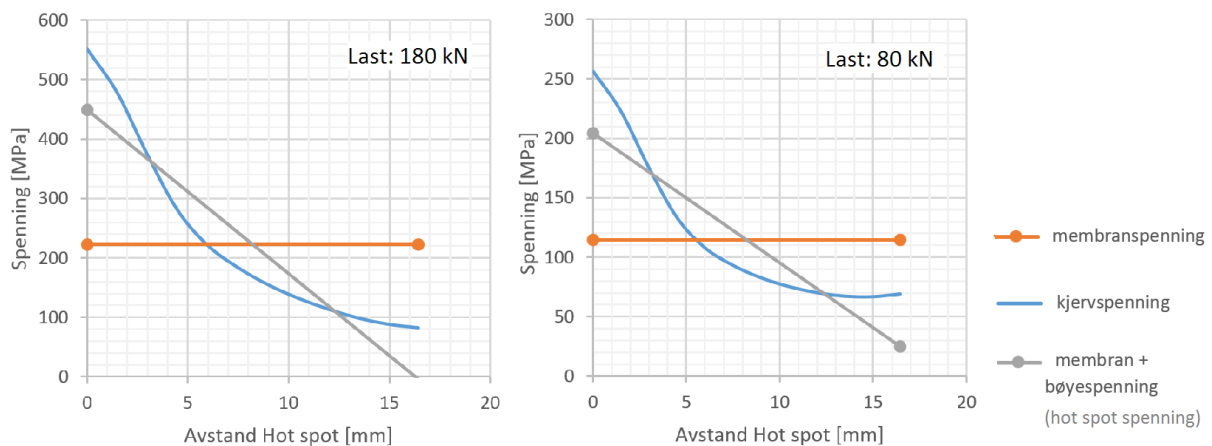
Figur 6-14: Viser ulike stivalg for bruk av linearisering over tykkelsen for nagl.

Som figur 6-15 viser, vil valg av «Path A» resultere i for lavt estimat av hot spot spenninger, sammenlignet med resultatene fra midtsnittet (figur 6-13). Dette er som følge av at den motsatte siden av nagleskaftet også er i strekk, som forklart tidligere. Det vil derfor være ikke-konservativt å velge en spenningssti som går over hele naglen.



Figur 6-15: Aksialspenningsfordeling over naglen langs Path A

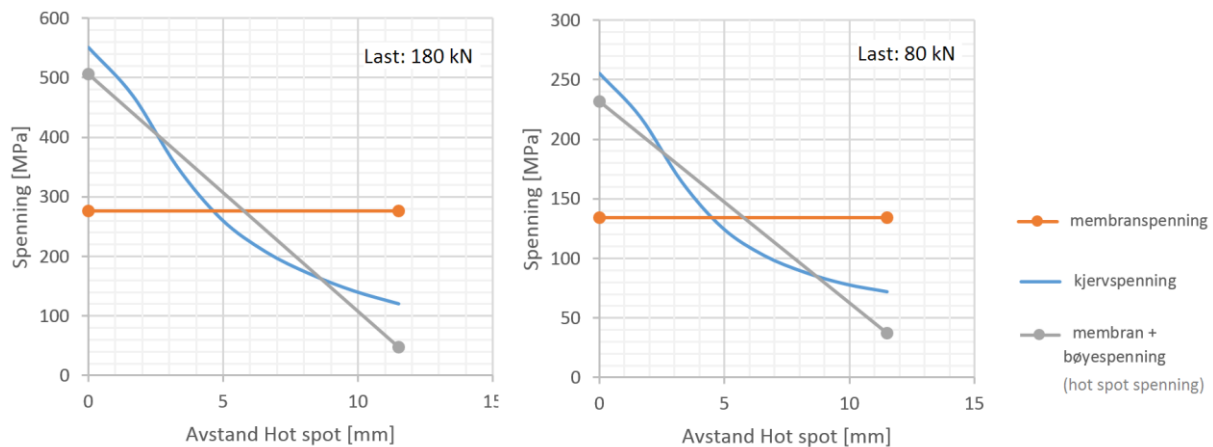
Et alternativ er derfor å benytte en spenningssti som kun går fra hot spot punktet til minimumspunktet for kjervspenningen. Dette er stien ved navn «Path B». I minimumspunktet kan det antas at bidraget fra hver av kjervene ved 0 og 23 mm er det samme. En svakhet med dette valget er at minimumspunktet endrer plassering for de ulike lastene, slik figur 6-16 viser. Punktet endrer seg også ved ulik forspenning i naglene. Plotene i figur 6-16 viser imidlertid at de estimerte hot spot spenningene er høyere enn for midtsnittet for den halve naglen, men lavere enn metodene for overflate ekstrapolasjon i tabell 6-4.



Figur 6-16: Aksialspenningsfordeling over naglen langs Path B

Det siste alternativet er å benytte en sti-lengde som går over halve naglen, altså en lengde på 11,5 mm. Dette er «Path C». Som figur 6-17 viser er de estimerte hot spot spenningene

omtrent de samme som for bruk av metoden for ekstrapolasjon av overflatespenninger etter IIW anbefalingene for type B hot spot.



Figur 6-17: Aksialspenningsfordeling over naglen langs Path C

Tabell 6-5 gir en oppsummering av spenningsvidden for de ulike valgene av spenningssti. For linearisering over tykkelsen til naglen viser resultatene at lengden på spenningsstien har stor påvirkning på hot spot spenninger og spenningsvidden. Samtidig er denne metoden svært effektiv og enkel å benytte i kombinasjon med Abaqus, noe som gjør den spesielt attraktiv.

Tabell 6-5: Hot spot spenningsvidde ved bruk av de ulike veiene over naglen

	Path A	Path B	Path C
Kjervspenningsvidde [MPa]	295	295	295
Hot spot spenningsvidde [MPa]	215	244	274

Lavere grad av forspenning i naglene påvirket spenningsfordelingen noe ved bruk av metoden for linearisering av spenninger. Likevel viste resultatene at Path A også underestimerte hot spot spenningen ved lavere grad av forspenning, sammenlignet med bøyespenningen i midtsnittet. Path C gav det mest konservative resultatet. Konklusjonen er at Path C er sikrest uavhengig av forspenning, da spenningene ikke påvirkes av overgangen mellom naglehodet og nagl på motstående side av skaftet.

6.3.3 Oppsummering av metodene for nagl

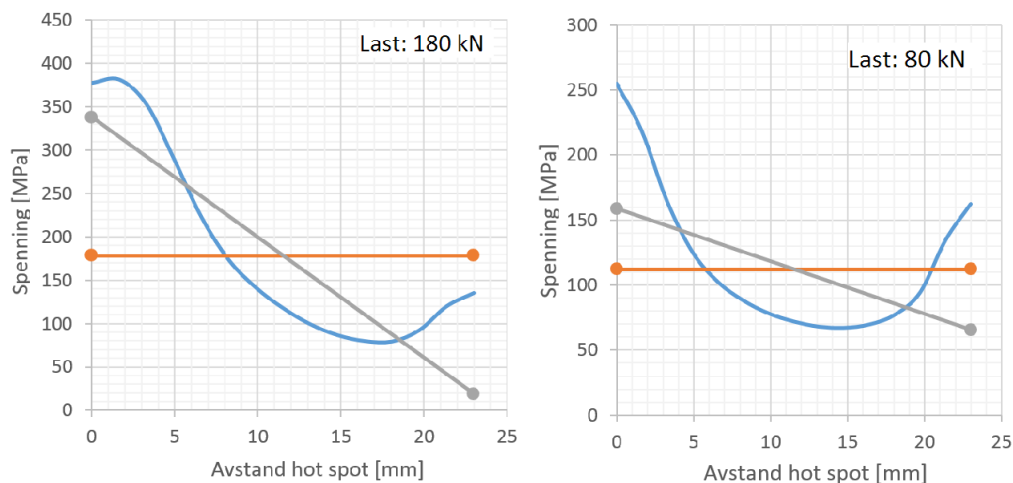
For naglen er det ikke åpenbart hvilken metode som gir det beste estimatet av hot spot spenning. Bi-aksial spenningsvurdering etter IIW gir det mest konservative estimatet, men er samtidig den metoden som krever mest post-prosessering og beregning. I tillegg viser

resultatene beregnet at hot spot spenningen nesten blir like stor som kjervspenningen. Dette kommer av at den kvadratiske ekstrapolasjonsformelen.

Linearisering over tykkelsen ved bruk av en spenningssti som går over halve diameteren til naglen gir omtrent det samme estimat som ekstrapolasjons metoden for type B hot spot (IIW). Fordi spenningsvidden har stor effekt på estimert levetid, må flere studier gjøres for å vurdere hvilken metode som faktisk gir det beste estimatet. Linearisering over tykkelsen var den raskeste metoden og benyttes derfor videre i kapittel 7 til vurdering av utmattingslevetid i naglene. I dette kapittelet vil betydningen av de ulike konfigurasjonene av knutepunktet omtalt i kapittel 5 vurderes med hensyn på levetid ved bruk av Path C for naglene.

6.4 FLYTEKRITERIETS BETYDNING FOR HOT SPOT EVALUERING

Gjennom hele dette kapittelet har en observant leser sett at spenningene overgår flytegrensen til de fleste typene av konstruksjonsstål som normalt benyttes. Det må presiseres at grunnmodellen vist i kapittel 5 hadde større deformasjon, og spenningene kan være høyere i beregningene vist her, enn det som faktisk er tilfellet i den fysiske testen. Som tidligere nevnt i kapittel 3 og 5, benyttes en lineær analyse ved bruk av hot spot metode. Grunnen til dette kan sees tydelig i figur 6-18, hvor plastiske materialegenskaper for naglen er lagt inn.



Figur 6-18: Aksialspenningsfordeling over naglen langs Path A, modell inkluderer flytekraterium

Som figuren 6-18 viser, flyter ikke materialet ved den laveste belastningen (80kN). Figuren viser imidlertid at flytning i stålet forekommer ved en last på 180kN. Som tabell 6-6 viser, medfører dette at spenningsvidden reduseres betraktelig, sammenlignet med en lineær analyse.

Tabell 6-6: Sammenligning av spenningsvidder; Elastisk og plastisk materialegenskaper (Path A)

	Path A - Elastisk	Path A - Plastisk
Kjervspenningsvidde [MPa]	295	121
Hot spot spenningsvidde [MPa]	215	179
Membranspenningsvidde [MPa]	78	67

Figuren 6-18 viser imidlertid at flytning kun skjer i de ytterste 3 mm av tverrsnittet (flytegrensen er 365 MPa). Samtidig viste figur 6-11 tidligere at hele naglen var påkjent av 400 MPa på strekksiden, og er en følge av at naglens tverrsnittsform ikke gir stor stivhet mot bøyning. Dette er i samsvar med studien til Leahey et al. [29] omtalt i kapittel 4.2.2. Alle resultatene presentert i dette kapitlet er for grunnmodellen fra kapittel 5.3.5. Ved bruk av modellen med stivere langbærer reduseres spenningene med 10-15%. Av den grunn vil spenningene kun være over flytegrensen i de konsentrerte hot spot områdene.

Ved estimering av hot spot spenninger for bolter anbefaler DNV [13] at det benyttes en lineær analyse. Samtidig kan en regel for isotopisk fastning tillegges materialet ved vurdering av bolter, før en elastisk analyse kjøres. Dette blir ikke vurdert videre i denne rapporten, men kan gi grunnlag for videre studier.

KAPITTEL 7

EVALUERING AV ESTIMERT LEVETID FOR KNUTEPUNKTET

Dette kapitlet vil evaluere den estimerte levetiden for forbindelsen ved bruk av hot spot metoden, og oppsummere effektene av de ulike modellene vurdert i kapittel 5. Det ideelle ville vært å benytte spenningsmålinger for å verifisere hot spot estimatene, men disse målingene foreligger ikke i testgrunnlaget (fullskalatest)[3]. Levetidsvurderinger er i større grad beskrevet, slik at dette gir et bedre sammenligningsgrunnlag for å estimere forventet levetid. For å kunne kalibrere hot spot metoden for bruk på naglede forbindelser er det av den grunn nødvendig med flere tester på slike forbindelser. Den store spredningen i resultatene til Al-Emrani [3], omtalt i kapittel 4.5.2, viser at utmattingsevaluering av slike dobbeltvinklede naglede forbindelser innebærer stor grad av usikkerhet, uavhengig av metode.

7.1 AKTUELLE SN-KURVER FOR NAGLEDE FORBINDELSER

SN-kurvene er valgt på bakgrunn av anbefalingene til DNV [13] og litteraturen presentert i kapittel 4. Generelt anbefaler DNV [13] bruk av D-kurven (utmattingsgrense 90 MPa) ved bruk av hot spot metoden. Metoden er som sagt utarbeidet for sveiste forbindelser, som betyr at sveisen alltid vil gi et ikke-lineært bidrag til hot spot området. For området i hjørneavrundingen i vinkelen har resultatene i kapittel 6 vist at det ikke-lineære bidraget som følge av en kjerv uteblir. Flere studier [6,25] hevder derfor at kurver for detaljkategorier uten kjerv kan benyttes. I DNV RP-C203 [13] er kurve B1 (utmattingsgrense 160 MPa) for valset profil er dermed aktuell for hot spot området i hjørneavrundingen i vinkelen. Denne kan benyttes med hot spot spenning, og er den øverste, eller den mest gunstige kurven i standarden (vist i figur 3-6 i kapittel 3.7).

7.2 VURDERING AV FE-MODELLENE PRESENTERT I KAPITTEL 5

I kapittel 5 ble forskjeller mellom ulike FE-modeller vurdert på bakgrunn av ulikt resultat mellom målingene til Al-Emrani, og den opprinnelige grunnmodellen. De ulike modellene (oppsummert i tabell 5-2 i kapittel 5.3.5) var:

- Grunnmodell
- Grunnmodell med dobbel høyde på langbærerflens (kalt: stivere langbærer)
- Grunnmodell med festepunkter mellom langbærer og festevinkel, for å representere en naglet forbindelse etter tegningsgrunnlaget (kalt: modell med festepunkt)

- Grunnmodell med tap av øverste nagl

7.3 ESTIMERT LEVETID FOR NAGLER

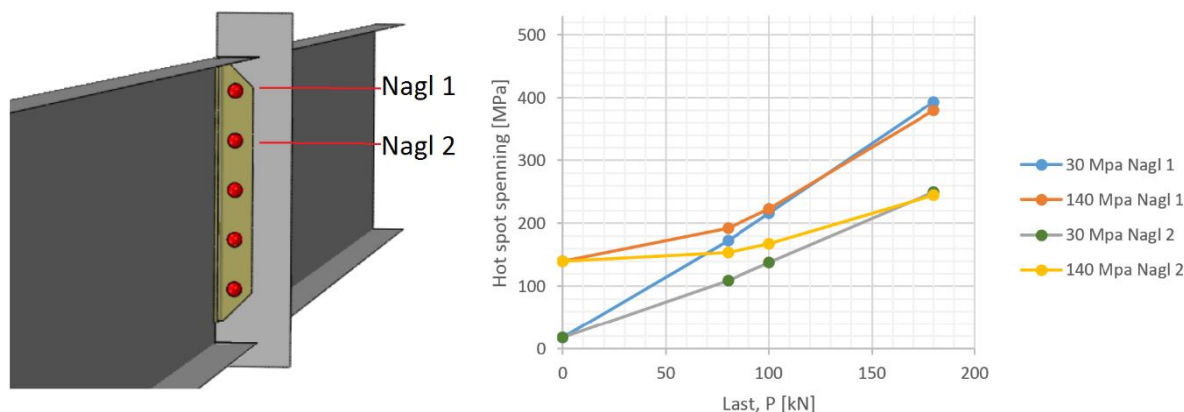
I Al-Emrani [3] sin fullskalatest gikk den øverste naglen til brudd ved $1,5 \times 10^5$ vekslinger for testprøve 3. Til sammenligning gikk første nagl til brudd ved $8,9 \times 10^5$ vekslinger i testprøve 1. I tillegg nevnte Al-Emrani [3] at nagler også gikk til brudd tidligere, uten at han spesifiserte antallet vekslinger for dette. I tillegg til disse vekslingene kommer alle lastvekslingene med ulike spenningsvidder over de nesten 100 årene brua var i drift. Al-Emrani mente at forspenningen i naglene tilsvarte ca. 30 MPa [4].

7.3.1 Grunnmodell – effekt av stivhet og forspenning

Felles for alle modellene i denne oppgaven er at de underestimerte rotasjonsstivheten til knutepunktet. Denne effekten ble ytterligere forsterket i grunnmodellen, som følge av at tverrsnittet på langbæreren ble forenklet, slik at stivheten om sterk akse var ca. 25% lavere enn det sammen-naglede tverrsnittet i den fysiske forbindelsen. Dette resulterte i at vinkelen hadde stor deformasjon ut av tverrbærerplanet. Av den grunn antas det at spenningene i denne modellen blir høye og levetidsanslagene for konservative.

Modellen hvor flenstykkelsen var doblet (referert til som modellen med stivere langbærer) var omtrent 25% stivere enn det fysiske tverrsnittet. Effekten av stivere langbærer med lavere enderotasjon, kombinert med et mindre rotasjonsstivt knutepunkt, medførte at vinkelens deformasjon ut av tverrbærerplanet ble tilnærmet lik den Al-Emrani målte [3]. Samtidig tyder en lavere stivhet i forbindelsen på at interne avstander og plassering av nagler kan ha vært forskjellig. Dette medfører at spenningene lokalt i hot spot områdene likevel ikke blir helt korrekt. Med det forbeholdet er en vurdering av resultatene foretatt med hensyn på levetid.

Hot spot spenningen i naglene er hentet ved bruk av metoden for linearisering av spenninger over tykkelsen, presentert i kapittel 6, med «Path C». I figur 7-1 er effekten av forspenning for nagl 1 og 2 vist for grunnmodellen med stivere langbærer.



Figur 7-1: Hot spot spenning i nagl 1 og 2, grunnmodell med stivere langbærere. Path C fra kapittel 6.4.2 er benyttet til uttak av spenninger.

Figuren 7-1 viser at forspenning har en svært gunstig effekt på spenningsvidden. Det er også tydelig at effekten er mer gunstig ved lavere belastning. Dette er i samsvar med konklusjonen til Leathey og Munse [29]. Dette viser også tabell 7-1 for nagl 2, hvor levetiden blir tredoblet ved høyere forspenning (klasse D). Likevel viser tabell 7-1 at effekten er stor også for spenningsvidden, ved belastning på 80-180 kN. Ved å anta at klasse D er en representativ SN-kurve for nagler, vil levetiden nesten dobles med forspenning på 140 MPa, sammenlignet med 30 MPa for nagl 1. Sammenlignet med resultatene til Al-Emrani, gitt tidligere, er den estimerte levetiden på konservativ side.

Tabell 7-1: Hot spot spenningsvidde i nagl 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Modell med stivere langbærere.

Nagl	Forspenning	Spenningsvidde: P=80 kN -> 180 kN	Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	30 MPa	220	5.51E+05	1.36E+05
1	140 MPa	183	1.17E+06	2.38E+05
2	30 MPa	140	2.57E+06	5.28E+05
2	140 MPa	92	2.12E+07	1.87E+06

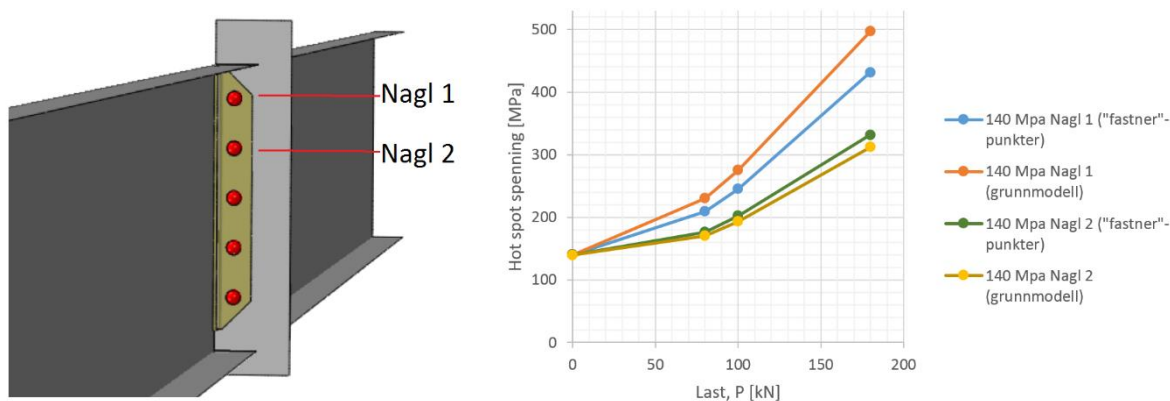
Tabell 7-2 viser at grunnmodellen med større deformasjon også har betydelig høyere spenningsvidde. Sammenlignet med tabell 7-1 er anslått levetid mer enn halvert. Dette viser at modelleringsvalg og verifisering av modellen er svært viktig for å oppnå gode estimater ved bruk av lokale FE-modeller og tilnærminger. Som formel 2.4 i kapittel 2.2.1 viser, har en liten endring i spenningsvidde stor effekt på estimert levetid etter SN-kurvene.

Tabell 7-2: Hot spot spenningsvidde i nagl 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Grunnmodell

Nagl	Forspenning	Spenningsvidde: P=80 kN -> 180 kN		
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Antall vekslinger til brudd	
			Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	30 MPa	289	1.86E+05	5.99E+04
1	140 MPa	268	2.54E+05	7.58E+04
2	30 MPa	182	1.18E+06	2.40E+05
2	140 MPa	141	3.24E+06	5.12E+05

7.3.2 Effekt av festepunkt mellom langbærer og vinkel

Bruk av festepunkt mellom langbærer og festevinkel i grunnmodellen, i stedet for en helt rotasjonsstiv forbindelse hadde effekt på både knutepunktets rotasjonsstivhet og på vinkelens deformasjonen ut av tverrbærerplanet. Figuren 7-2 viser imidlertid at effekten er ganske betydelig for spenningene i naglene, sammenlignet med grunnmodell (uten stivere langbærer). Det er tydelig at fordelingen av strekkreftene er annerledes ved bruk av festepunkter. Nagl 1 får lavere belastning og nagl 2 får en større belastning. Dette tyder på at spenningsfordelingen over langbæreren, vist i figur 5-20b i kapittel 5.4.3, ikke nødvendigvis gir noe godt bilde på spenningsfordelingen mellom naglene. Valg av festemetode mellom langbærer og vinkel, kan dermed påvirke resultatene på lokalt nivå.



Figur 7-2: Hot spot spenning i nagl 1 og 2, grunnmodell og modell med festepunkter. Path C fra kapittel 6.4.2 er benyttet til uttak av spenninger

Tabell 7-3 viser at levetiden for nagl 2 avtar noe sammenlignet med begge grunnmodellene. Levetidsestimatet for nagl 1 er omtrent midt mellom de to grunnmodellene presentert i tabell 7-1 og tabell 7-2. Ved økende friksjonskoeffisient følger også vinkelen langbæreren i større grad og derfor øker spenningsvidden i nagl 1 og avtar i nagl 2, slik tabell 7-3 viser.

Tabell 7-3: Hot spot spenningsvidde i nagl 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Modell med festepunkter og ulik friksjonskoeffisient.

Nagl	Friksjonskoeffisient	Spenningsvidde: P=80 kN -> 180 kN	Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	0.1	216	5.94E+05	1.43E+05
	0.3	222	5.34E+05	1.32E+05
	0.5	225	5.06E+05	1.27E+05
2	0.1	157	2.15E+06	3.76E+05
	0.3	155	2.23E+06	3.87E+05
	0.5	154	2.29E+06	3.94E+05

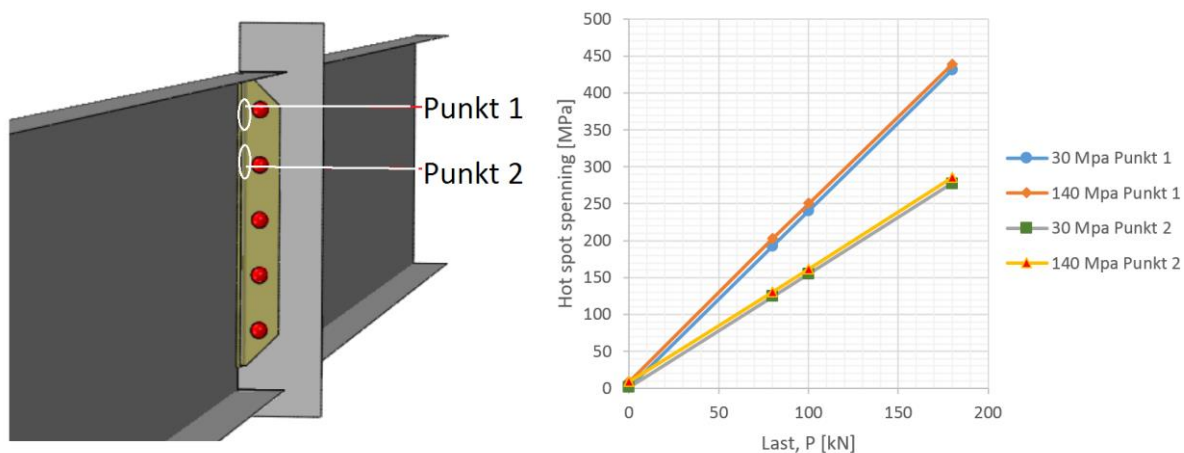
Ved bruk av SN-kurve for den anbefalte klasse D (DNV) og metoden for linearisering av spenninger over tykkelsen med «Path C» (kapittel 6.4.2) er estimatene for levetiden på konservativ side i forhold til fullskallatestene. Det må presiseres at dette valget av spenningssti ikke nødvendigvis gir en riktig spenningsvidde. De ulike metodene anvendt på naglene gav stor spredning i resultatene, og videre undersøkelser må gjøres for å bestemme hvilke tilnærming som gir best samsvar med både ulik grad av forspenning og belastning. På generelt grunnlag kan en endring i spenningsvidde på 10% medføre en økning/reduksjon i levetid på 25% etter formel 2.4 i kapittel 2.2.1. Av den grunn er det viktig at eventuelle usikkerheter utforskes og fastsettes gjennom testing eller videre parameterstudier.

7.4 ESTIMERT LEVETID FOR HJØRNEAVRUNDING I VINKLENE

Al-Emrani [3] viste at vinklene hadde utmattingssprekker allerede før testingen begynte. Av den grunn er da allerede initieringsfasen brukt opp, og levetiden redusert. Fordi det ikke er noen kjerver i hjørneavrundingen kan det antas at initieringsfasen kan utgjøre et betydelig antall vekslinger, spesielt siden det ikke var rapportert om noen brudd i vinkler fra da brua var i drift og skadene kun var lokalisert i overflaten [3]. Definisjon av brudd er spesielt komplisert i vinkelen, hovedsakelig fordi sprekken beveger seg over overflaten og ikke gjennom plate-tykkelsen. Av den grunn var det allerede en sprekke til stedet, men denne vokste ikke gjennom platen før ved rundt 3×10^6 vekslinger. På dette tidspunktet hadde sprekken vokst gjennom vinkelen for rundt 40% av vinkelhøyden [3]. Samtidig viste testingen at sprekken ikke vokste ytterligere når rotasjonsstivheten avtok i knutepunktet som følge av utmattingskader. Av den grunn er det vanskelig å benytte SN-kurver for slike forbindelser, fordi definisjonen av brudd ikke sier noe om hvorvidt bruddet er kritisk. Sprekkvekst etter Paris formel eller andre bruddmekaniske metoder kan kanskje anvendes, men studien [32] presentert i kapittel 4.5.2 viste at heller ikke den metoden tok høyde for endringen i stivhet som følge av sprekker og naglebrudd.

7.4.1 Grunnmodell – effekt av stivhet og forspenning

Generelt viser resultatene at forspenning har mindre effekt på levetiden for hjørneavrundingen i vinkelen, slik figur 7-3 viser. I likhet med konklusjonen til både Imam et al.[6] og Al-Emrani [4] fører økt forspenning til en marginal økning i hot spot spenninger. Tabell 7-4 viser at modellen med stivere langbærere og lavere deformasjon har mellom 2-3 ganger lengere levetid enn grunnmodellen med mykere langbærere (tabell 7-5). Resultatene viser også at valg av SN-kurve har stor betydning og resulterer i 2-3 ganger lengere levetid. Selv om naglene antageligvis bør vurderes etter kurve D, er klasse B1 kanskje like aktuell for vurdering av hjørneavrundingen i vinkelen som følge av mangel på kjerv.



Figur 7-3: Hot spot spenning i punkt 1 og 2, grunnmodell med stivere langbærere. Direkte avlesning i kritisk punkt i hjørneavrundingen i vinkelen er benyttet til uttak av spenninger

Tabell 7-4: Hot spot spenningsvidde i punkt 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Grunnmodell med stivere langbærere

Punkt	Forspenning	Spenningsvidde: P=80 kN -> 180 kN	Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	30 MPa	238	4.07E+05	1.08E+05
1	140 MPa	235	4.23E+05	1.11E+05
2	30 MPa	153	2.38E+06	4.06E+05
2	140 MPa	154	2.31E+06	3.97E+05

Tabell 7-5: Hot spot spenningsvidde i punkt 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Grunnmodell

Punkt	Forspenning	Spenningsvidde: P=80 kN -> 180 kN	Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	30 MPa	311	1.39E+05	4.82E+04
1	140 MPa	307	1.47E+05	5.03E+04
2	30 MPa	198	8.40E+05	1.86E+05
2	140 MPa	197	8.55E+05	1.89E+05

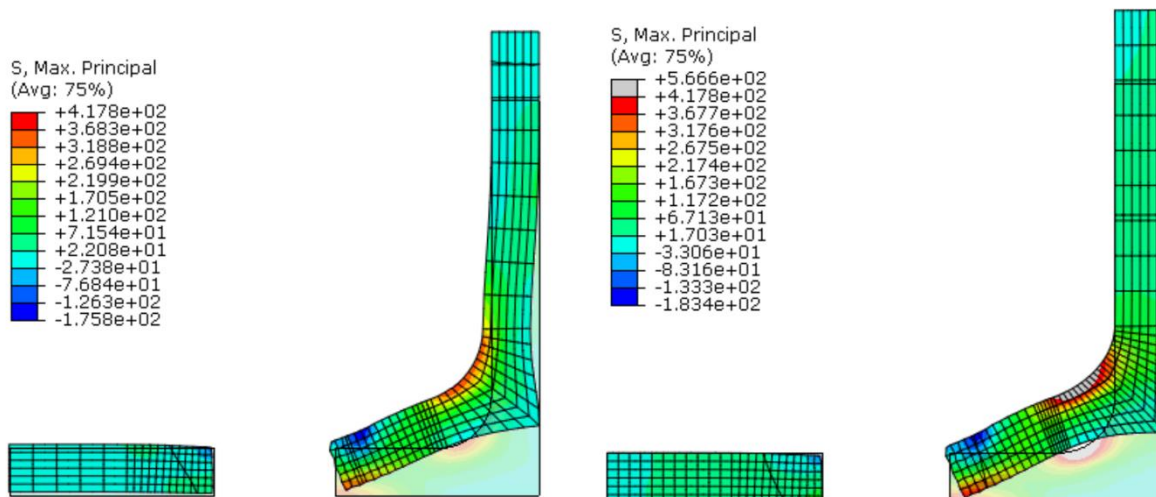
Som tabell 7-4 og 7-5 viser er levetidsestimatene relativt lave. Spesielt når man tar i betraktning at fullskalatestene til Al-Emrani [3] ble gjort etter at brua hadde stått i nesten 100 år. Samtidig er den tidligere belastningen, både med hensyn på aksellast og passeringsfrekvens ukjent. Studier [5,23] hevder at skaden fra togbelastningen før 1970 var av liten betydning. Samtidig kan det antas at resultatene er noe konservative fordi den gradvise reduksjonen i stivhet, og dermed belastning ikke er inkludert i modellen.

7.4.2 Effekter av bøyning over platetykkelsen: Hjørneavrundingen i vinkelen

Tidligere er det beskrevet i kapittel 3.3.1 at hot spot spenningen kan reduseres i områder hvor platen er utsatt for bøyning. Det antas i disse områdene at sprekkeveksten vil begynne som overflatesprekker og bre seg utover i overflaten som følge av omfordeling. Dette stemmer med den observasjonen som Al-Emrani har gjort under fullskalatestene [3]. Det er dermed tillatt å redusere bøyespenningskomponenten med opptil 40%. Som tidligere drøftet er membranspenningene i området ved hjørneavrundingen mindre enn 10%, i samsvar med vurderingene til Al-Emrani [4] og Imam et al.[6]. Dette medfører at reduksjonen for hele hot spot spenningsvidden er på 36%, noe som gir en økning i utmattingslevetiden på hele 596% ved bruk av kurve B1. Dette medfører at estimatene for levetiden til hjørneavrundingen etter grunnmodellen med stiver langbærer, vil dette medføre at levetiden blir på $2,4 \times 10^6$ vekslinger og ikke $4,07 \times 10^5$. Denne reduksjonen bidrar derfor til stor usikkerhet i levetidsestimatene.

7.4.3 Effekt av festepunkt mellom langbærer og festevinkel

Forskjell ved bruk av «fastner» er at stivheten i vinkelradien blir lavere, som figur 7-4 viser. Dette kommer av at vinkelbeinet festet til langbærer er fritt til å bevege seg og festepunktene ikke nødvendigvis ligger samme plass som figur 5-3a tidligere har vist. Dette medfører at vinkelbeinet kan bevege seg ut av langbærerplanet og dermed blir spenningene i hjørneavrundingen lavere.

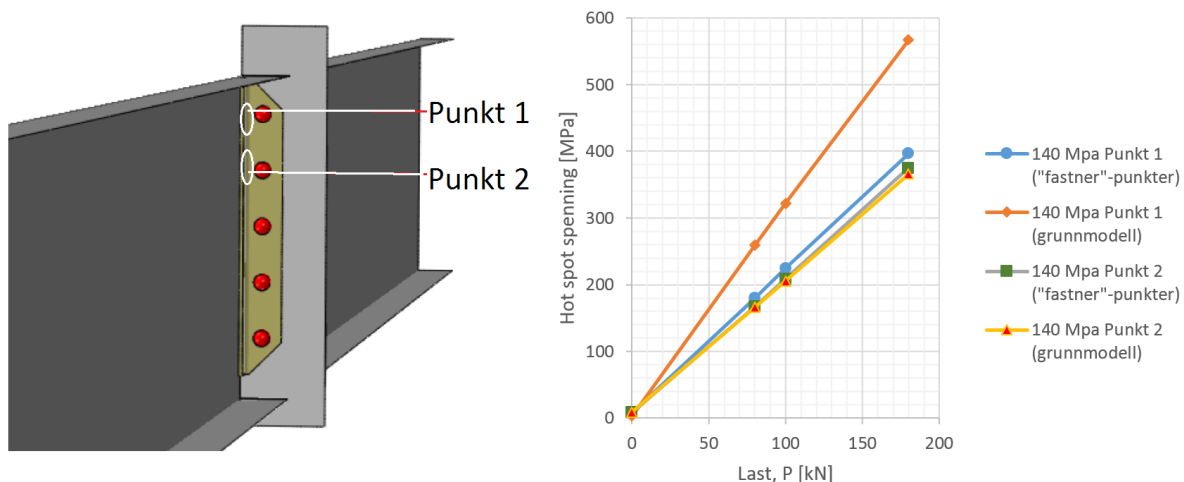


Figur 7-4: Viser hvordan hjørneavrundingen i vinkelen er mindre fastholdt ved bruk av fastner, sammenlignet med fast innspenning mot langbærere. Spenningsplottet viser at dette påvirker den lokale stivheten i dette området, slik at spenningene blir lavere ved bruk av festepunkt. Deformasjonen er skalert x50.

I kapittel 5 ble det vist at forbindelsens stivhet avtok ved lavere friksjonskoeffisient. Dette kom av at vinkelen ikke fulgte langbærerrotasjonen i like stor grad. Dette medfører også at spenningene blir lavere i både nagler og hjørneavrundingen i vinkelen. Stivheten var 22% lavere for denne forbindelsen sammenlignet med grunnmodellen og endemomentet var også lavere. Deformasjonen til vinkelen ved nagl 1 var likevel tilnærmet den samme som i grunnmodellen. Samtidig er hot spot spenningen, vist i figur 7-5, vesentlig lavere i nagl 1, men større i nagl 2 sammenlignet med grunnmodellen. Dette kommer av to årsaker:

- Lavere last og lavere deformasjon, samt gunstig effekt av mindre stiv vinkel.
- Plassering av festepunkter sammenfaller med høyden til naglrekke 2, men ikke naglrekke 1. Av den grunn blir hjørneavrundingen i vinkelen stivere ved nagl 2 og denne får økt belastning, relativt til nagl 1.

Som ventet gir den økte stivheten til forbindelsen ved økt friksjonskoeffisient større deformasjon og samtidig følges rotasjonen til langbærerenden i større grad. Dette medfører at naglrekke 1 tar mer last ved økende friksjonskoeffisient og belastningen for naglrekke 2 avtar. Det samme gjelder derfor for levetiden.



Figur 7-5: Hot spot spenning i punkt 1 og 2, grunnmodell og modell med festepunkt. Direkte avlesning i kritisk punkt i hjørneavrundingen i vinkelen er benyttet til uttak av spenninger

For hot spot punktene på hjørneavrundingen er den reduserte stivheten svært gunstig for levetiden. Som figur 7-5 viser er hot spot spenningene i punkt 1 betydelig lavere enn for grunnmodellen. Men fordelingen mellom naglene viser at naglrekke 2 ikke har den samme reduksjonen. Dette kommer av at plasseringen av fastnerpunktet er i samme høyde og vinkelen ved nagl 2 har dermed større stivhet. Resultatene i tabell 7-6 viser også at effekten av friksjon svært liten for estimert utmattingslevetid.

Tabell 7-6: Hot spot spenningsvidde i punkt 1 og 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Modell med festepunkter og ulik friksjonskoeffisient

Punkt	Friksjonskoeffisient	Spenningsvidde: $P=80 \text{ kN} \rightarrow 180 \text{ kN}$		Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)	
1	0.1	208	6.89E+05	1.60E+05	
	0.3	208	6.95E+05	1.61E+05	
	0.5	211	6.54E+05	1.54E+05	
2	0.1	209	6.76E+05	1.58E+05	
	0.3	207	7.09E+05	1.64E+05	
	0.5	208	6.95E+05	1.61E+05	

Effekter av tap av nagl

Det har vært rapportert om flere naglbrudd for denne brua og for andre bruer. Dette medfører en omfordeling av krefter til andre deler av forbindelsen, som vist i kapittel 5. Et totalt tap av naglehodet medfører at levetiden øker betraktelig for punkt 1 i hjørneavrundingen i vinkelen. Samtidig som punkt 2 må ta en større del av belastningen. Dette forklarer også hvorfor brudd i øverste nagl, eller en reduksjon i stivhet i hjørneavrundingen i vinkelen medførte at sprekkveksten i dette området gikk raskt.

Tabell 7-7: Hot spot spenningsvidde i punkt 1, 2 og nagl 2 med estimert levetid etter klasse B1 og D. Grunnmodell med tap av nagl

Punkt	Forspenning	Spenningsvidde: $P=80\text{ kN} \rightarrow 180\text{ kN}$	Antall vekslinger til brudd	
		$\Delta\sigma$ [MPa]	Klasse B1 (DNV)	Klasse D (DNV)
1	30 MPa	41	∞	3.36E+07
2	30 MPa	305	1.50E+05	5.12E+04
Nagl				
2	30 MPa	282	2.07E+05	6.51E+04

Sammenlignet med grunnmodellen med 30 MPa vil brudd i nagl 1 skje etter $5,99 \times 10^4$ vekslinger. Da er skaden for nagl 2 etter Palmer Miners regel på $D=0,25$ og nagl 2 vil gå til brudd etter ytterligere $4,88 \times 10^4$ vekslinger. Altså totalt $1,09 \times 10^5$. Det er tydelig at spenningene i grunnmodellen er for høye, og modellen med tap av nagl er den samme. Dermed blir levetiden betydelig lavere enn den Al-Emrani fikk etter fullskaletestene.

7.5 SAMLET VURDERING

7.5.1 Estimerte levetidsberegninger

Som vist i kapittel 5 kan lokale tilnærminger ved bruk av numeriske modeller medføre store variasjoner på mekanismenivå. Samtidig vil idealiseringer og forenklinger alltid medføre usikkerheter, og det erkjennes at det er svært vanskelig å designe en modell som generelt skal representere en langbærer-tverrbærer- forbindelse i en bru. En oppsummering av en del usikkerheter knyttet til levetidsvurderinger av en lokal modell, er vist i vedlegg G.

Gjennomgående er det stor variasjon i den estimerte levetiden basert på hot spot metoden. Flere ulike modelleringsvalg har gitt ulikt antall vekslinger for punkt 1 i vinkelen. Ved bruk av kurve B1 viste resultatene at det estimerte antallet vekslinger til brudd varierte fra $1,4 \times 10^5$ til $6,95 \times 10^5$. Ved bruk av kurve D viste resultatene at det estimerte antallet vekslinger til brudd varierte fra $4,82 \times 10^4$ til $1,61 \times 10^5$. I tillegg kan levetiden økes opptil 381% ved bruk av maksimal reduksjon som følge av bøyning for kurve D og 596% for kurve B1. Totalt gir dette stor spredning i estimert levetid for punkt 1 i hjørneavrundingen på høyde med den øverste naglerekken. Det er imidlertid vanskelig å sammenligne disse resultatene med Al-Emranis fullskaletest, jf. at kapittel 4 viste at tidligere fullskaletester av primære bæreelementer slår fast at et generelt problem er at det brukes ulike kriterier for å definere et utmattingsbrudd. Dette vil også være en utfordring i vinkelen, fordi forbindelsen tålte opptil 10×10^6 vekslinger

selv om sprekker var tilstede før testen begynte. Hva som kan være en fornuftig bruddgrense bør derfor undersøkes i videre studier.

For naglene viser resultatene ved bruk av kurve D, at levetiden variere fra $4,82 \times 10^4$ til $1,61 \times 10^5$ vekslinger. Resultatene presentert her viser et konservativt estimat, sammenlignet med fullskalatesten til Al-Emrani [3]. En av grunnene til dette er at hot spot spenningene som gir grunnlag for estimatene er basert på den mest konservative tilnærmingen vist i kapittel 6. Ved valg av den minst konservative tilnærmingen vil den estimerte levetiden nesten dobles. Samtidig viste resultatene i kap. 7 stor spredning for ulike modellering og valg av SN-kurver. Fullskalatesten viste at det første bruddet i øverste nagl skjedde etter $1,5 \times 10^5$ vekslinger, selv etter at tog hadde trafikkert brua i nesten hundre år. Siden valgt tilnærming fra kap. 6 viste så stor spredning, bør det gjøres nærmere parameterstudiet av naglene ved ulike forspenning for å kunne konkludere på hvilken av tilnærmingene som er vist i kapittel 6 som vil gi best estimat.

7.5.2 Global spenningskonsentrasjonsfaktor

Den bakenforliggende intensjonen med de ulike analysene som er gjort, er å etablere et grunnlag for å kunne si noe om muligheten for å kunne etablere en global spenningskonsentrasjonsfaktor som kan brukes til å estimere levetid for naglede knutepunkt.

- Last på langbærer er lik for alle modeller i denne rapporten. Dermed vil nominell spenning vurdert i nærheten av fast innspent knutepunkt i en global modell gi samme nominelle spenning uavhengig av knutepunktets lokale geometri og variasjoner. Analysene i rapporten viser imidlertid at ulike valg under modelleringen har gitt ulike spenningskonsentrasjoner. Tidligere studier, jf. kapittel 4, viser også at andre lokale faktorer som for eksempel vinkeltykkelse og gauge distanse, har vist seg å påvirke hot spot områdene. Dette viser at det å knytte en enkelt universell spenningskonsentrasjonsfaktor til nominelle spenninger på langbærer i en global modell ikke vil være mulig. Det kan imidlertid tenkes å være mulig å designe et sett av faktorer som tar hensyn til variasjoner i utformingen av langbærer-tverrbærer forbindelser. For å konkludere på om dette er mulig, kreves det imidlertid omfattende testing og parameterstudier.
- Et alternativ til å relatere en universell faktor til langbærer kunne være å relatere faktoren til de reelle innspenningsmomentet. Analysene i denne rapporten viser at grad av innspenning avtar ved økende last. Spesielt gjelder dette ved høy forspenning i nagler, jf. figur 5-20b. Samtidig viser figur 7-5 at spenningskonsentrasjonen i vinkelen øker lineært med økende last. For nagler med høy forspenning, viser resultatene at spenningen øker omvendt proporsjonalt med grad av innspenning. Av

den grunn kan det antas at det bør etableres flere spenningskonsentrasjonsfaktorer for å kunne ta hensyn til effektene av ulik belastning. I tillegg viser resultatene at det kan være nødvendig å etablere ulike faktorer for nagler og vinkler.

- Et annet alternativ kan være å benytte tøyningmålinger direkte på en bru i felt. I så fall er én tilnærming å benytte nominell spenningsmetode, jf. første kulepunkt over. En annen tilnærming kan være å måle tøyningene over langbærer-høyden i relativ nærhet til innfestningen, som vist i figur 5-20ab. Imidlertid viser resultatene i figur 5-20ab at denne spenningsfordelingen over langbærerhøyden ikke er sikkert nok relatert til spennings-konsentrasjoner som oppstår i vinkel og nagler, jf. figur 7-4.
- Det siste alternativ, kan være å relatere hot spot spenningen til en målt nominell spenning i vinkelbeinet. Men fordi avstander og dimensjoner er ulike vil det være vanskelig å definere et punkt som kan være representativt for alle forbindelser. Streklapp-målinger i punkter er også svært sensitive for plassering. Av kapittel 6 kan en tilnærming være å benytte IIW sine avstander til hot spot området i hjørneavrundingene i vinkelen. Resultatene viste relativt god korrelasjon med den faktiske spenningsfordelingen i FE-modellen. Et problem er imidlertid at man må vite hvor hot spot punktet forventes å være da det er snakk om svært små avstander. Dermed må det uansett etableres en lokal FE-modell slik det er gjort i denne oppgaven, og mange av de samme vurderinger som er gjennomgått i rapporten må vurderes.

KAPITTEL 8

KONKLUSJON OG FORSLAG TIL VIDERE ARBEID

Hovedformålet med denne oppgaven har vært å vurdere hvorvidt hot spot analyse kan anvendes på en naglet dobbeltvinklet langbærer-tverrbærer forbindelse. Gjennom arbeidet er det også forsøkt å etablere et grunnlag for å kunne vurdere om det er mulig å relatere en universell spenningskonsentrasjonsfaktor mellom hot spot spenningene i de kritiske områdene lokalt i bruforbindelsen, mot målte spenninger i for eksempel langbærer.

Det ble først etablert en numerisk modell i Abaqus, basert på tegningsgrunnlaget fra Vindelälven jernbanebru i Sverige. Modellen ble brukt for å estimere hotspot spenninger i kritiske områder. Rotasjonsstivhet, deformasjon og spenningsfordeling til forbindelsen ble validert ved hjelp av målinger fra en fullskalatest [3]. Videre ble denne modellen benyttet for vurdering av ulike hot spot metode tilnærminger. Formålet var å vurdere anvendeligheten av hot spot metoder for spenningsavlesninger på den naglede forbindelsen.

Av resultatene presentert i denne oppgaven var det tydelig at spenningskonsentrasjonene i knutepunktet var svært sensitive for selv små endringer i lokal geometri og randbetingelser. I tillegg hadde også egenskapene til de tilstøtende komponentene, som langbærer, stor effekt på hot spot spenningene i knutepunktet. Gjennom etableringen av modellen, viser konvergenstudier at spenningen i avlesningspunktene ble påvirket av mesh-tetthet.

Resultatene viste at forspenning hadde en relativt stor innvirkning på stivheten ved lav og moderat belastning, men at effekten gradvis avtok ved økende last. En stivere langbærer hadde stor effekt på deformasjonen i forbindelsen som følge av mindre enderotasjon.

De kritiske områdene som ble analysert for hot spot spenninger, var overgangen mellom naglehodet og nagleskaftet, samt hjørneavrundingen i festevinklene. Resultatene viste at flere av metodene for å estimere hot spot spenningen kan benyttes på de kritiske områdene. Samtidig viser resultatene spredning, slik at videre kalibrering av metoden er nødvendig for å kunne benytte denne tilnærmingen på naglede konstruksjoner. I tillegg vil valg av tilhørende SN-kurver og bruddkriterium være avgjørende for vurdering av estimert levetid i slike forbindelser.

Resultatene viste videre at for levetidsvurdering av nagler er parametere som forspenning og lokal geometri i knutepunktet svært avgjørende. Hovedsakelig er utmattingen til naglene i en slik forbindelse relatert til bøyingen av naglehodet som følge av vinklens deformasjon ut av tverrbærerplanet. Derfor vil vinkelens utbøying og dermed bøying av naglen, ha stor effekt på utmattingslevetiden. Samtidig viste testene til Al-Emrani og tidligere parameterstudier, at levetiden til nagler er svært usikker som følge av tidligere belastning, grad av forspenning og nagleprosessen. Det er derfor ikke sikkert at levetiden for nagler kan estimeres, men heller må vurderes ved inspeksjoner.

De ulike hot spot metodene tydeliggjorde at hot spot spenningen i hjørneavrundingen i vinkelen var en følge av lokal bøying over platetykkelsen. Fravær av kjervspenningsbidrag i

hjørneavrundingen innebar at spenningen kunne avleses direkte i det kritiske hot spot punktet.

Analysene viser videre at kjervspenningsbidraget er til stede i naglen. Linearisering over hele diameteren til naglen, underestimerte tydelig hot spot spenningsvidden. Ved å benytte den halve nagle-diameteren ble spenningene omtrent den samme som ved bruk av overflate ekstrapolasjon, type B hot spot (IIW).

Samlet sett viser analyseresultatene og litteraturstudiet at det kan være vanskelig å etablere en enkelt universal faktor som er gjeldende på ulike bruer, og at en slik faktor kan bli svært usikker. Likevel foreligger det ikke tilstrekkelig data i denne rapporten til å avskrive dette helt.

Forslag til videre arbeid:

Gjennom arbeidet med denne oppgaven er det identifisert mange interessante områder for videre arbeid.

I en direkte videreføring av arbeidet i oppgaven anbefales det å gjøre forbedringer i den numeriske modellen for å se om en bedre modell kan ivareta kontakt mellom komponentene enda bedre. Samtidig bør det evalueres i hvilken grad innspenningen mellom langbærer og festevinkel har betydning. Dette kan gjøres gjennom å etablere samme modell, men benytte solide elementer på langbærer, både for å ivareta kontaktformuleringene enda bedre og for å få en mer reell bøyestivhet. Et forslag er også å modellere naglene, jf. at modellen som er brukt i oppgaven er en forenkling.

Basert på erfaringene som er gjort, ser en også flere andre tilnærminger som vil være interessante for å kunne belyse hot spot spenninger i knutepunkt. Følgende ideer til videre arbeid foreslås:

- For å kunne anvende hot spot metoden med større grad av sikkerhet, jf. usikkerhetene som er omtalt i vedlegg G, bør det gjennomføres parameterstudier hvor usikkerhetsmomentene analyseres og vurderes. Dette kan gjøres ved feltmålinger, eller i kombinasjon med bruk av en numerisk modell.
- Etablere en modell der historiske toglaste blir analysert og vurdert på samme måte som i studiene til Imam et al.[5 – 10] og hvor hot spot metoden benyttes. Denne studien bør også benytte FE-modell og i større grad vurdere fornuftige bruddkriterier, SN-kurver og hot spot metode for avlesning i nagler.
- For å kunne etablere en eventuell spenningsfaktor for hot spot spenning, må det gjennomføres et større parameterstudium knyttet til både lokal og global geometri og av laster, se også neste punkt.

- Utvikle et bedre beregningsgrunnlag for å estimere gjenstående levetid for en naglet langbærer-tverrbærer forbindelse. Det må gjøres et systematisk forskningsarbeid som kan omfatte følgende aktiviteter:
 - Registrere alle jernbanebruer der det har oppstått skader på nagler eller vinkler
 - På disse bruene registreres all relevant geometri, samt at det foretas registrering av spenninger og nedbøyninger/rotasjoner ved knutepunktet ut fra definerte toglaster.
 - Det etableres nøyaktige beregningsmodeller for å verifisere nedbøyninger, samt spenninger i nagler og vinkler.
 - Ut fra en kalibrert beregningsmodell kan man prøve å estimere årsaken til skadene og gjøre en levetidsbetraktning ut fra registrerte spenninger. Dette for å ha et bedre grunnlag for å vurdere en spenningskonsentrasjonsfaktor som kan benyttes på relevante knutepunkter.
 - I tillegg vil det være svært nyttig at det på bruer som blir revet registreres eventuelle utmatingskader på knutepunktet, spesielt på nagler er det nyttig å kunne registrere om skadene kan tilskrives feil utførelse, etc.
 - Det er mange bruer som blir revet, og det vil være svært nyttig informasjon som kan hentes ut gjennom utmattingsforsøk på relevante knutepunkter i disse bruene.

8 LITTERATURREFERANSER

- [1] Al-Emrani, M., Haghani, R., and M. Heshmati, *Fatigue-Prone Details in Steel Bridges*. Buildings, 2012. **2**(4): p. 456-476.
- [2] Guyer, R.C. and J.A. Laman, *Distortion-induced stress investigation of double angle stringer-to-floorbeam connections in railroad bridges*. Engineering Structures, 2012. **38**(0): p. 104-112.
- [3] Al-Emrani, M., *Fatigue Performance of Stringer-to-Floor-Beam Connections in Riveted Railway Bridges*. Journal of Bridge Engineering, 2005. **10**(2): p. 179-185.
- [4] Al-Emrani, M. and R. Kliger *FE analysis of stringer-to-floor-beam connections in riveted railway bridges*. Journal of Constructional Steel Research, 2003. **59**, p. 803-818. [Internett, 16.01.2015]. Tilgjengelig fra:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0143974X02001141>.
- [5] Imam, B., Righiniotis, TD, Chryssanthopoulos, MK *Remaining fatigue life estimates for riveted railway bridges*. 5th International Conference on Bridge Management, 2005-04-11 - 2005-04-13, Guildford, UK, 2005. [Internett, 29.01.2015]. Tilgjengelig fra: <http://epubs.surrey.ac.uk/47141/>.
- [6] Imam, B., T. Righiniotis, and M. Chryssanthopoulos *Fatigue crack initiation in riveted railway bridge connections*. Proceedings of the 1st International Conference on Fatigue and Fracture in the Infrastructure, Bridges and Structures of the 21st Century, 2006. [Internett, 29.01.2015]. Tilgjengelig fra: <http://epubs.surrey.ac.uk/47139/>.
- [7] Imam, B.M., T.D. Righiniotis, and M.K. Chryssanthopoulos, *Numerical modelling of riveted railway bridge connections for fatigue evaluation*. Engineering Structures, 2007. **29**(11): p. 3071-3081.
- [8] Imam B.M., Righiniotis, T.D., and M.K. Chryssanthopoulos, *Fatigue analysis of riveted railway bridge connections using the theory of critical distances*. Engineering Structures, 2008. **30**(10): p. 2707-2715.

- [9] Imam, B.M. and T.D. Righiniotis, *Fatigue evaluation of riveted railway bridges through global and local analysis*. Journal of Constructional Steel Research, 2010. **66**(11): p. 1411-1421.
- [10] Imam, B.M., M.K. Chryssanthopoulos, and D.M. Frangopol, *Fatigue system reliability analysis of riveted railway bridge connections*. Structure and Infrastructure Engineering, 2011. **8**(10): p. 967-984.
- [11] Taylor, D., *The theory of critical distances*. Engineering Fracture Mechanics, 2008. **75**(7): p. 1696-1705.
- [12] *Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner - Del 1-9: Utmattingspåkjennte konstruksjoner (NS-EN 1993-1-9)*. Februar 2010: p. 52.
- [13] Det Norske Veritas GL AS. *DNV RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures*. 2012. [Internett, 18.01.2015] Tilgjengelig fra:
<http://www.standard.no/no/nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=644196>.
- [14] Erkki Niemi, G.M. *Introduction to the Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Plate Structures*. Condensed version of designers guide IIW XII-1819-00, Lappeenranta University of Technology, Finland, 2002. [Internett, 20.03.2015]. Tilgjengelig fra:
[http://www.researchgate.net/publications.PublicPostFileLoader.html?id=51cbefa0d4c118515a5938a0&key=60b7d51cbefa0a32a6](http://www.researchgate.net/publications/PublicPostFileLoader.html?id=51cbefa0d4c118515a5938a0&key=60b7d51cbefa0a32a6)
- [15] Hobbacher, A. *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*. 2009. [Internett, 20.03.2015]. Tilgjengelig fra:
http://www.weldonsweden.se/userfiles/file/IWSD1011-HiST/IWSD1011-HiST-M5/M%205_1%20IIW-1823-07-FatigueRecommendations.pdf.
- [16] Radaj, D., C.M. Sonsino, and W. Fricke, *Recent developments in local concepts of fatigue assessment of welded joints*. International Journal of Fatigue, 2009. **31**(1): p. 2-11.

- [17] Larsen, P.K., *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*. 2010, [Trondheim]: Tapir akademisk forlag. p. 554. ISBN: 978-82-519-2285-2
- [18] Haagensen, P.J. *Introduction to Fatigue*. Collection of Lecture notes TMM4195: Fatigue Design, 2012. [NTNU, Trondheim]
- [19] Doerk, O., W. Fricke, and C. Weissenborn, *Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints*. International Journal of Fatigue, 2003. **25**(5): p. 359-369.
- [20] Poutiainen, I., P. Tanskanen, and G. Marquis, *Finite element methods for structural hot spot stress determination—a comparison of procedures*. International Journal of Fatigue, 2004. **26**(11): p. 1147-1157.
- [21] Rönquist, A., *Infrastruktur for raskere tog*. Transportforskning 2014 5. juni, UBC Ullevaal stadion, Oslo, 2014.
- [22] Jernbaneverket. *Hovedinspeksjon Dovrebanen 197-364 km*. Teknisk Avdeling (1996) [Lokalt, Intranett]
- [23] Åkesson, B., *Fatigue Life of Riveted Steel Bridges*. 2010: CRC Press. ISBN: 9780203847763
- [24] Wilson, W.M., Coombe, J, V. *Fatigue test of Connection Angles*. Engineering Experiment Station Bulletin, University of Illinois No. 317(6), 1939. [Internett, 20.01.2015]. Tilgjengelig fra:
https://www.ideals.illinois.edu/bitstream/handle/2142/4110/engineeringexperv00000i00317_ocr.txt?sequence=2.
- [25] Yen, B.Y., et al. *Fatigue behavior of stringer-floorbeam connections*. ATLSS Reports. Paper 170, 1991. [Internett, 20.03.2015]. Tilgjengelig fra:
<http://preserve.lehigh.edu/engr-civil-environmental-atlss-reports/170>.
- [26] DePiero, A.H. *High cycle fatigue modeling and analysis for deck floor truss connection details*. Masters of Science, Master thesis, Oregon State University, 1997. [Internett, 20.03.2015]. Tilgjengelig fra:
<http://ir.library.oregonstate.edu/xmlui/bitstream/handle/1957/33707/DePieroAnthonyH1998.pdf?sequence=1>.

- [27] DePiero, A., Paasch, R., and Lovejoy, S., *Finite-Element Modeling of Bridge Deck Connection Details*. Journal of Bridge Engineering, 2002. **7**(4): p. 229-235.
- [28] Brühwiler, E., Smith, I., and Hirt, M., *Fatigue and Fracture of Riveted Bridge Members*. Journal of Structural Engineering, 1990. **116**(1): p. 198-214.
- [29] Leahey, T.F. and W. Munse, *Static and Fatigue Tests of Rivets and High-Strength Bolts in Direct Tension*. 1954, Citeseer.
- [30] DiBattista, J., Adamson, D., and Kulak, G, *Fatigue Strength of Riveted Connections*. Journal of Structural Engineering, 1998. **124**(7): p. 792-797.
- [31] Abouelmaaty, Waled, et al. *Fatigue testing of double-angle connections of steel railroad bridges*. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board 1688.1 (1999): 46-52.
- [32] Larsson, T. *Fatigue assessment of riveted bridges*. Doctorial Theses, Luleå University of Techology, Department of Enviromental Engineering, Division of Structural Engineering, 2009. [Internett, 20.03.2015]. Tilgjengelig fra: https://pure.ltu.se/portal/files/2546132/Tobias_Larsson_DOC2009.pdf.
- [33] Bell, K., *An engineering approach to finite element analysis of linear structural mechanics problems*. 2013, Trondheim: Akademika Publ. XIX, 656 s. : ill. ISBN: 978-82-321-0268-6
- [34] Hong, K., J.G. Yang, and S.K. Lee, *Moment–rotation behavior of double angle connections subjected to shear load*. Engineering Structures, 2002. **24**(1): p. 125-132.

9 VEDLEGG

VEDLEGG A – Rotasjonsstivhet og endemoment

VEDLEGG B – Alternativ metode A og B for vinkel

VEDLEGG C – Ekstrapolasjon av hovedspenninger (IIW), nagl

VEDLEGG D – Ekstrapolasjon av aksial og bi-aksiale spenninger (IIW), nagl

VEDLEGG E – Deformasjon rundt øverste nagl

VEDLEGG F – Deformasjon i forbindelsen som følge av belastning, effekten av forspenning.

VEDLEGG G – Usikkerheter: oversikt og oppsummering

VEDLEGG B

METODE A		Komponenter			Hovedspenning		Maks			AVLEST	
Modell	steg	σ_{normul}	$\sigma_{punktll}$	$t_{punktll}$	σ_1	σ_2	1	2	3	Abaqus pkt. 4.5	Abaqus pkt. 0
Punkt:	180 KN	366.5	71.7	-9.2	366.8	71.4	366.6	366.8	71.4	374.78	566.6
4,5 mm	80 KN	165.24	30.71	-4.72	165.4	30.5	165.3	165.4	30.5	169	259.3
(0.5t)	Sp.vidde	201.26	40.99	-4.48	201.4	40.9	201.3	201.4	40.9	205.78	307.3
	SPENNINGSVIDDE				201.4	40.9	201.3	201.4	40.9	205.8	307.3
Punkt:	180 KN	-90.5	-150	-12.5							
13,5 mm	80 KN	-6.48	-73.8	-6.48							
(1.5t)	Sp.vidde	-84.02	-76.2	-6.02	-72.9	-87.3	84.2	72.9	87.3		
	SPENNINGSVIDDE				-72.9	-87.3	-84.2	-72.9	-87.3		
platetykkelse	t=9 mm						344	339	105		
							Maks:				
							344 MPa				
							(Hot-spot spenningsvidde)				
METODE B		Komponenter			Hovedspenning		Maks			AVLEST	
Modell	steg	σ_{normul}	$\sigma_{punktll}$	$t_{punktll}$	σ_1	σ_2	1	2	3	Abaqus pkt. 4.5	Abaqus pkt. 0
Punkt:	180 KN	366.5	71.7	-9.2	366.8	71.4	366.6	366.8	71.4	374.78	566.6
4,5 mm	80 KN	165.24	30.71	-4.72	165.4	30.5	165.3	165.4	30.5	169	259.3
(0.5t)	Delta	201.26	40.99	-4.48	201.4	40.9	201.3	201.4	40.9	205.78	307.3
	SPENNINGSVIDDE				201.4	40.9	201.3	201.4	40.9	205.8	307.3
	platetykkelse										
	t=9 mm										
							Maks:				
							225 MPa				
							(Hot-spot spenningsvidde)				

VEDLEGG C

Ekstrapolasjon av hovedspenninger (IIW), nagl

Last: P=	180kN	elementet helt intill		Prinsipal	
	0	0.00290395			
	2	0.002680043			
	4	0.002171118	0.002171118	0.002490423	HOT-SPOT SPENNING
	6	0.002038355			522.9888789 (eq.39)
	8.400001526	0.001973576	0.001984373		
	10.80000305	0.001937072			
	13.19999695	0.001923305	0.001930188		
	15.59999943	0.001919694			
	18.00000191	0.001924969			
	20.40000343	0.001948701			SPENNINGSVIDDE
	22.80000496	0.001994202			281.0645653
	25.19999886	0.002103003			
	27.60000038	0.002588824			
Last: P=	80kN	elementet helt intill			
	0	0.001444944			
	2	0.001253754			
	4	0.000979645	0.000979645	0.001152021	HOT-SPOT SPENNING
	6	0.00090876			241.9243136 (eq.39)
	8.400001526	0.000873306	0.000879215		
	10.80000305	0.000854202			
	13.19999695	0.000847262	0.000850732		
	15.59999943	0.000845342			
	18.00000191	0.00084772			
	20.40000343	0.000859522			
	22.80000496	0.000883904			
	25.19999886	0.000941836			
	27.60000038	0.00120385			

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \varepsilon_{Hot-Spot} = E \cdot (3 \cdot \varepsilon_{4mm} - 3 \cdot \varepsilon_{8mm} + \varepsilon_{12mm}) \quad (3.9)$$

VEDLEGG D

$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \epsilon_{Hot-Spot} = E \cdot (3 \cdot \epsilon_{4mm} - 3 \cdot \epsilon_{8mm} + \epsilon_{12mm}) \quad (3.9)$$

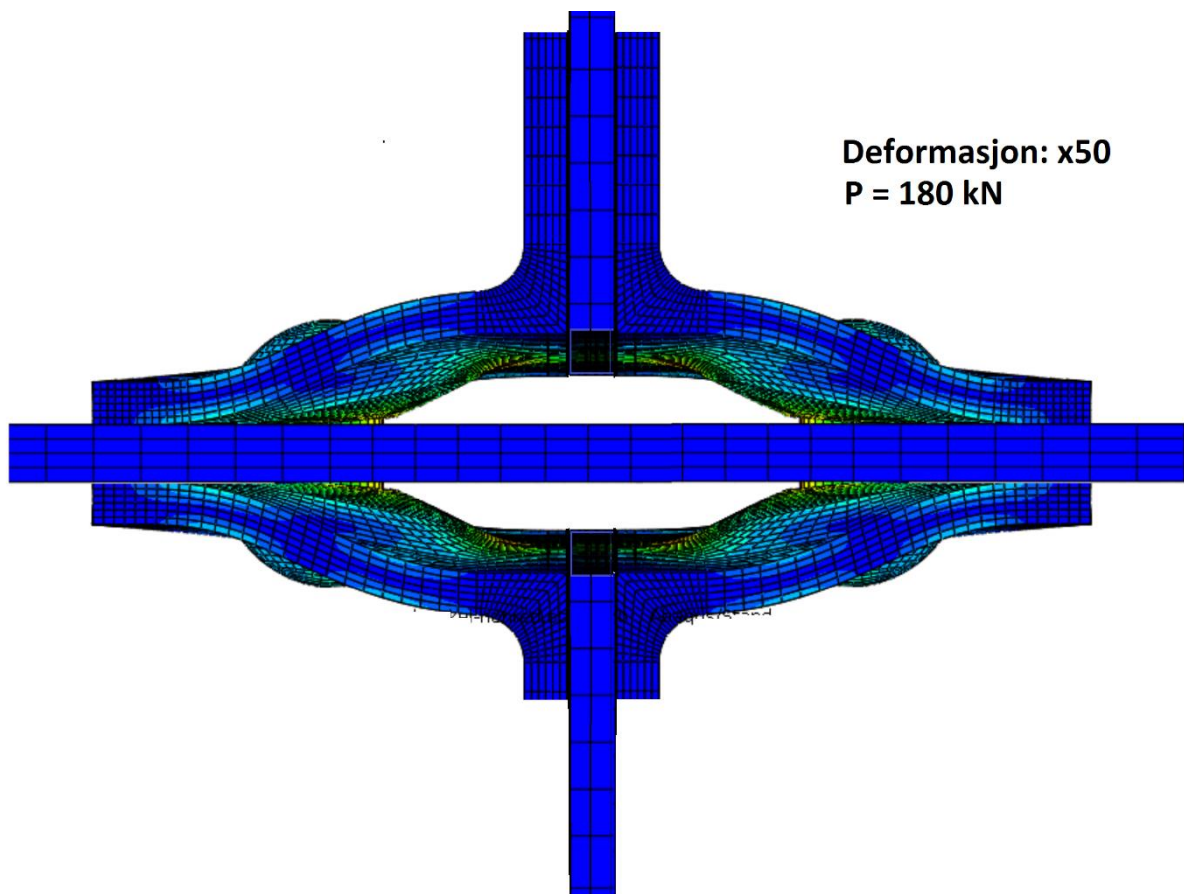
$$\sigma_{Hot-Spot} = E \cdot \epsilon_{Hot-Spot} = E \cdot \epsilon_x \cdot \frac{1 - \nu \frac{\epsilon_x}{\epsilon_y}}{1 - \nu^2} \quad (3.10)$$

Ekstrapolasjon av aksialspenninger (IIW), nagl

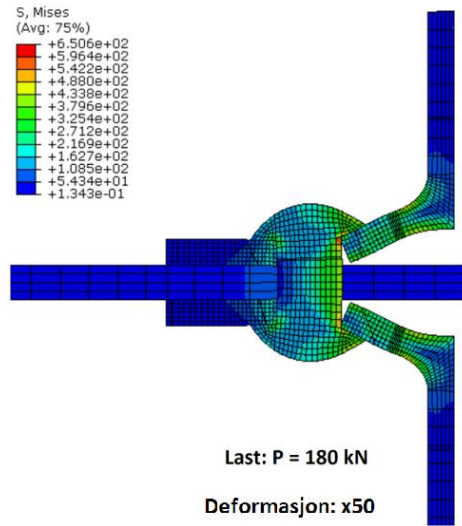
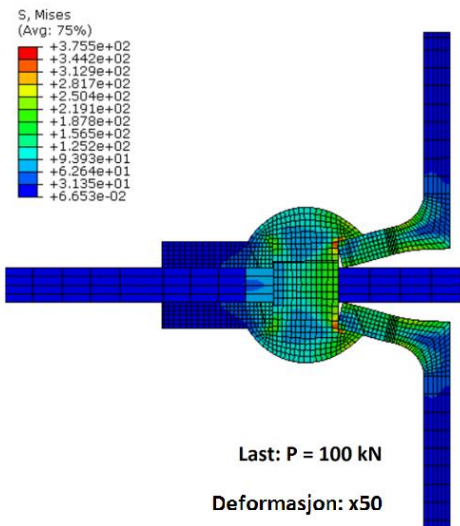
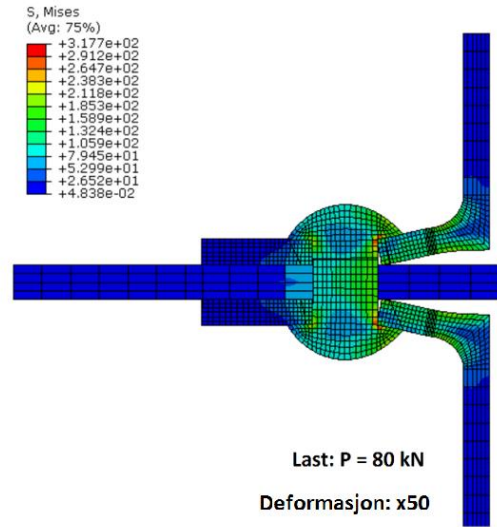
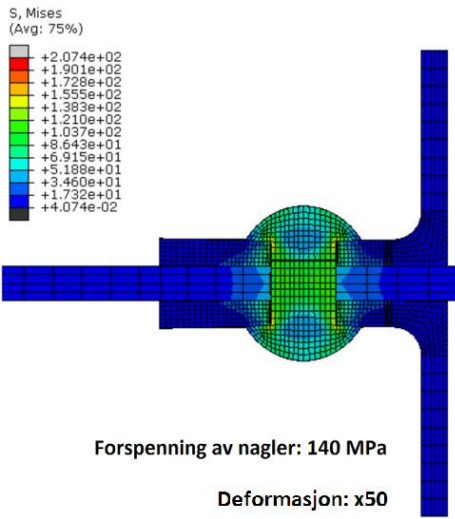
Ekstrapolasjon av spenninger (IIW), Bi-aksial

Last P _a = 180kN				Last P _a = 180kN				Last P _a = 180kN					
element	helt	h/III	ex	element	helt	h/III	ey	Forhold	ey/ex	eq. 3.10	element	helt	h/III
0	0.002867521			0	-0.000135733						0	-4.57274E-05	
2	0.002354654			2	-0.000432772						2	-0.000186902	
4	0.002673982	0.002767982	0.002483635	4	-0.000505889	-0.000505889	-0.000505889	-0.233344576		465.2804229	4	-0.000218608	-0.000218608
6	0.0020256154			6	-0.00052952					542.6060611	6	-0.000228953	-0.000228953
8	0.001973715	0.001983456		8	-0.000551973	-0.000551973	-0.00054823	-0.276401586		542.6060611	8	-0.000240467	-0.000240467
10	8.00000305	0.001938844		10	-0.000565213	-0.000565213	-0.00056273	-0.276401586		419.7652527	10	8.00000305	-0.00024772
13	13.9999656	0.001923272	0.001933058	13	-0.00057116	-0.00057116	-0.00056864	-0.29437579		405.0635504	13	13.9999656	-0.000251099
15	15.9999943	0.00191988		15	-0.00057798	-0.00057798					15	15.9999943	-0.000257556
18	18.0000091	0.001924877		18	-0.00058464	-0.00058464					18	18.0000091	-0.000245976
20	20.40000343	0.001948447		20	-0.000595912	-0.000595912					20	20.40000343	-0.000244576
22	22.80000496	0.00197682		22	-0.000543257	-0.000543257					22	22.80000496	-0.000235593
25	25.19999886	0.00209732		25	-0.0005273	-0.0005273					25	25.19999886	-0.000223478
27	27.60000038	0.002480245		27	-0.000495523	-0.000495523					27	27.60000038	-0.000198168
Last P _a = 180kN				Last P _a = 80kN				Last P _a = 80kN					
element helt h/III				element helt h/III				element helt h/III					
0	0.000353289			0	-4.57274E-05						0	-4.57274E-05	
2	0.00195689			2	-0.000186902						2	-0.000186902	
4	0.000977579	0.000977579	0.00114726	4	-0.000218608	-0.000218608	-0.000218608	-0.22359036		270.4839087	4	-0.000218608	-0.000218608
6	0.000906747			6	-0.000228953					251.7347576	6	-0.000228953	-0.000228953
8	8.400001526	0.000873042	0.000873659	8	-0.000240467	-0.000240467	-0.00023885	-0.27449284		185.2525481	8	-0.000240467	-0.000240467
10	10.80000305	0.000854082		10	-0.00024772	-0.00024772	-0.00024941	-0.293183446		179.0408759	10	10.80000305	-0.000251099
13	13.9999656	0.00084725	0.000850666	13	-0.000251099	-0.000251099	-0.000251099				13	13.9999656	-0.000257556
15	15.9999943	0.000845334		15	-0.000257556	-0.000257556					15	15.9999943	-0.000245976
18	18.0000091	0.000847531		18	-0.000245976	-0.000245976					18	18.0000091	-0.000244576
20	20.40000343	0.000859382		20	-0.000244576	-0.000244576					20	20.40000343	-0.000235593
22	22.80000496	0.000882323		22	-0.000235593	-0.000235593					22	22.80000496	-0.000223478
25	25.19999886	0.000939959		25	-0.000223478	-0.000223478					25	25.19999886	-0.000198168
27	27.60000038	0.001144703		27	-0.000198168	-0.000198168					27	27.60000038	-0.000198168

VEDLEGG E



VEDLEGG F



VEDLEGG G

Oppsummering av usikkerhetene knyttet til vurdering av levetid ved bruk av hot spot analyse

Alle usikkerheter som er registrert gjennom rapporten ved bruk av hot spot metoden på en lokal modell kan oppsummeres som følgende:

Usikkerhet i belastning og globale randbetingelser:

Disse usikkerhetene er det ikke vurdert direkte i denne rapporten da det faller utenfor problemstillingen og valgte begrensinger. Likevel må det påpekes at studier [5-9] har vist at dette er faktorer som bidrar til flere usikkerheter ved utmattingsvurdering. Som sagt tidligere er hovedformålet ved bruk av lokale metoder på naglede forbindelser å estimere gjenværende levetid. Derfor vil usikkerheter knyttet til tidligere belastning på brua bidra til usikkerheter i levetidsestimatet gitt av hot spot metoden.

I tillegg viste Imam et al.[6-8] sine studier at retningene til spenningene og de mest påkjente punktene endret seg som følge av en toglast som beveget seg over brua. Valg av randbetingelser for den lokale modellen kan medføre at krefter og deformasjoner fra globale belastning på brua ikke blir inkludert i spenningshistorikken, og av den grunn blir utelatt fra levetidsestimatene. Samtidig mente Al-Emrani at noen av forskjellene i testresultatene var som følge av testeksemplarenes ulike plassering på brua (figur 4-8, kap 4.5.2), avvik fra tegningsgrunnlag, samt dårlig utførelse som førte til gap mellom komponenter.

Usikkerheter ved etablering av en detaljert og lokal numerisk modell:

Et problem for alle lokale metoder som hot spot metoden og kjervspenningsmetoder, er at de er avhengig av modellens evne til å reprodusere et realistisk spenningsbilde. Som vist i kapittel 4 og 5 er det svært mange parametere som har innvirkning på både forbindelsens globale rotasjonsstivhet og på spenningskonsentrasjonene i de kritiske områdene. Effekter som forspenning av nagler, tykkelse og stivhet i de ulike komponenter, samt gap og interne avstander har også effekt på lokal stivhet og spenningsfordeling. I tillegg har resultatene fra kapittel 5 vist at lokale randbetingelser mellom vinkel og langbærer, samt stivheten til langbærer har effekt på kreftene som virker på forbindelsen og spenningene i hot spot områder i vinkler og nagler. Selv om de fleste naglede bruer benytter seg av dobbeltvinklede forbindelser, kan alle disse parameterne være ulike på tvers av ulike bruer. Av den grunn kan utmattingskader i naglene være kritisk for en bru og vinkelen være mer kritisk i en annen bru.

Hot spot metoden mesh-avhengighet:

Tidligere studier [19,20] har hevdet at hot spot metoden kan være mesh-avhengig. Kapittel 5 viste gjennom konvergenstudier at spenningene i de kritiske områdene ser ut til å endre seg med antallet elementer over tykkelsen, gitt at det benyttes lineære solidelementer. Selv om DNV anbefaler minst 4 elementer over tykkelsen, viste resultatene fra kapittel 5 at spenningsvidden var 11% lavere enn ved bruk av 6 elementer over vinkeltykkelsen. Kapittel 6 viste at direkte avlesning i dette hot spot området gav samme verdier som kunne forventes med de ulike metodene presentert i kapittel 3. Dette var en følge av mangel på kjerv. Derfor kan det være grunn til å anta at resultatene er mesh-avhengig. Også gjennom etableringen av modellen i kapittel 5 viste tidligere resultater at spenningene i hot spot området også var avhengig av antallet elementer i overflaten langs linjen for ekstrapolasjon inn mot hot spot området.

Usikkerheter for de ulike hot spot spenningsestimaterne:

Kapittel 6 viste at de ulike metodene gav ulike estimater for spenningsvidde. En svakhet med metoden for ekstrapolasjon av overflatespenninger (IIW og DNV) var at den ble påvirket av kontaktrykket fra naglen. Av den grunn kan metoden være vanskelig å benytte seg av når en komponent er påkjent av lokale randbetingelser i avlesningsområdene. I tillegg åpner DNV for å redusere bøyespenningsbidraget med opptil 40% for områder hvor bøyning over platen er hovedgrunnen til hot spot konsentrasjonen. Som vist i kapittel 6 utgjorde membranspenningsbidraget kun 10% av hot spot spenningen. Av den grunn vil reduksjonsformelen medføre opptil 35% reduksjon i hot spot spenningsvidde. Uten at den reduksjonsfaktoren er bestemt gjennom testing, vil bruk av reduksjonsfaktoren bidra til ytterligere usikkerheter ved estimering av utmattingslevetid.

I naglene kunne ikke avlesningspunktene relateres til tykkelsen, og ble dermed vurdert som type B hot spot (IIW). Fordi type B hot spot benytter faste avlesningspunkter og kvadratisk ekstrapolasjon mot hot spot området, ble hot spot spenningen omtrent den samme som den maksimale spenningen i det kritiske punktet i overgangen mellom nalgehodet og nagleskaftet. Dermed blir resultatet konservativt ved bruk av denne tilnærmingen. Den andre metoden; linearisering av spenninger over tykkelsen var også utfordrende å benytte på naglen, da ulik stilengde (Path A, B og C, kap 6.4.2) gav ulike estimater.

Usikkerheter knytte til valg av utmattingsmotstand, SN-kurver

For bruk av hot spot metoden er SN-kuve D (IIW «FAT 90» eller EC3-1-9 «C-90 MPa») anbefalt [13-15]. Samtidig er metoden generelt ment for sveiste forbindelser. Som sagt tidligere kan det derfor hende at nagler burde ha enten lavere eller høyere utmattingsgrense. I områder uten kjerv, og ved bruk av hot spot spenningsvidde, kan SN-kurver med høyere grense eventuelt benyttes. Den øverste kurven er kurve B1 (utmattingsgrense 160 MPa) i figur 3.6 i kapittel 3.7.

Usikkerheter ved redundans og omlagring av krefter

FE-modellen inkluderer ikke sprekkvekstkriterium, hverken for nagler eller for hjørneavrundingen i vinkelen. Den gradvise reduksjonen i stivhet vil dermed medføre omlastning til andre vinkelpar eller til komponenter som langbærer. Samtidig vil også sprekkdannelse i en vinkel eller nagl medføre omlastning til andre deler av forbindelsen, slik at sprekkvekst skjer parallelt i flere komponenter [3].

Definisjon av et brudd

I kapittel 4 viste en samling av undersøkelser av DiBattista et al. [30] at ulike studier valgte å benytte ulike bruddkriterier for å definerte brudd i skjærforbindelser. Noen ganger var sprekkene vokst gjennom en av vinklene som dannet flensen, andre ganger var sprekken i en tidligfase.

Forbindelsen Al-Emrani testet viste stor grad av redundans [3]. Selv om sprekkvekst i vinkel og utmattingskader i nagler var til stede allerede før testingen, hadde forbindelsen lang levetid. I vinklene vokste primært sprekken i overflaten over en større høyde av vinkelen, før den vokste igjennom tykkelsen. Selv når de to øverste naglene gikk til brudd, og sprekken vokste gjennom tykkelsen på vinkelbeinet og utgjorde 40% av høyden, kunne forbindelsen tåle en belastning på 600 kN uten å gå til brudd. Hvis sprekkvekst eller første naglbrudd er definisjonen på brudd i en dobbeltvinklet forbindelse, ville dette bety at forbindelsen ville gått til brudd allerede ved start eller ved $1,5 \times 10^5$ vekslinger. Til sammenligning kjørte Al-Emrani [3] et av testeksemplarene til 10×10^6 vekslinger uten fatalt sammenbrudd. Samtidig vil skader på en komponent medføre raskere svekkelse av andre komponenter, slik at det er ønskelig at skader oppdages tidlig. I praktiske formål vil likevel svært konservative anslag ha liten nytte, om de medfører at omfattende inspeksjoner må utføres fra og med den dagen beregningen gjøres. I bunn og grunn vil tillatt skade være et kostnadsspørsmål; hvor risikoen og kostnaden ved å bytte en eller flere komponenter må vurderes mot kostnaden ved hyppigere inspeksjoner.