



Beräkning av ASME-flänsar enligt EN-standard

Calculation on ASME flanges by using the EN standard

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

ANDREAS OLAUSSON

Institutionen för Tillämpad mekanik

Avdelningen för dynamik

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2012

Examensarbete 2012:04

Beräkning av ASME-flänsar enligt EN-standard

Calculation on ASME flanges by using the EN standard

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

ANDREAS OLAUSSON

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2012

Beräkning av ASME-flänsar enligt EN-standard
Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör
ANDREAS OLAUSSON

© Andreas Olausson, Sverige 2012

Examensarbete 2012:04 ISSN 1652-9901
Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Omslag:
Bild på flänsar sammansatta med skruvförband.

Tryckeri/Institutionen för Tillämpad mekanik
Göteborg, Sverige 2012

FÖRORD

Detta examensarbete omfattar 15 högskolepoäng och är utfört under 10 veckor på våren 2012. Examensarbetet är det sista momentet som utförs på högskoleingenjörsprogrammet med inriktning konstruktion på Chalmers Tekniska Högskola. Utbildningen är på 180 högskolepoäng och sträcker sig över tre år.

Examensarbetet är utfört på Inspectas kontor i Mölndal och jag vill tacka samtliga personer på kontoret för deras öppna bemötande och hjälpsamma inställning. Ett speciellt tack riktas mot min handledare på Inspecta, Johan Lidström, som har tagit sig tid att reda ut alla oklarheter och funderingar på ett mycket pedagogiskt och lättförståeligt sätt.

Jag vill även tacka min handledare Sune Olsson på Chalmers Tekniska Högskola som har varit väldigt flexibel och snabbt hjälpt till att hitta lösningar på problem som har uppstått, främst vid rapportskrivande och presentation av examensjobbet.

Andreas Olausson

Göteborg juni 2012

SAMMANFATTNING

Inspecta är ett företag som utför bland annat konstruktionskontroller på rörledningar och tryckkärl. Vid en konstruktionskontroll undersöker Inspecta att deras kunder har följt gällande föreskrifter vid val av material och dimensioner på ingående komponenter i konstruktionen.

Då till exempel ett tryckkärl skall förbindas med en rörledning är det vanligt att använda skruvade flänsförband för att enkelt kunna montera isär delarna.

Inom vissa branscher är det vanligt förekommande att använda flänsar konstruerade enligt den amerikanska standarden ASME. Dessa flänsar följer inte den europeiska standarden EN och de måste därmed kontrolleras att de uppfyller de europeiska kraven. I EN 13445-3 finns två olika beräkningsmetoder för flänsar som kan användas för att uppfylla kraven i EU-direktivet. Dels den väl använda och konservativa Taylor Forge-metoden vilken ges i EN 13445-3 kapitel 11. Dels den modernare men mer komplexa metoden som återfinns i bilaga G i EN 13445-3.

I den amerikanska standarden finns tabeller med olika tryck och temperaturförhållande för olika grovlekar av flänsar. Tabellerna tar hänsyn till att materialet i flänsarna får sämre hållfasthetsegenskaper vid ökande temperaturer. Dessa tabeller kan användas då flänsar ingår i en större konstruktion som i sin helhet har konstruerats enligt ASME.

Målet med arbetet har varit att undersöka om flänsar vilka utsätts för de tryck och temperaturlaster som anges i ASME kan godkännas då de beräknas enligt EN-standarderna. I de fall flänsarna kan godkännas är det av intresse att veta vilken av de två beräkningsmetoderna som används för att godkänna flänsen.

Beräkningarna har utförts på flänsar utan korrosion, med 1,6 och med 3,2 mm tillåten korrosion. Materialen för flänsar och skruvar i beräkningarna är vanliga kolstål.

Alla beräkningar på flänsarna i rapporten är utförda med beräkningsprogrammet VVD. VVD är ett formelbaserat beräkningsprogram där man bland annat kan beräkna flänsar enligt flera olika standarder. I arbetet har beräkningarna utförts med i första hand Taylor Forge metoden. För de flänsar vilka inte kunnat godkännas med Taylor Forge har beräkningsmetoden enligt bilaga G tillämpats.

I resultaten har det framkommit att en betydande del av flänsarna kräver den mer komplexa beräkningsmetoden ifrån bilaga G för att kunna godkännas. Det finns även flänsar som inte har kunnat godkännas med någon utav de två beräkningsmetoderna. Framförallt gäller detta stora flänsar vid höga temperaturer.

För dessa flänsar har nya lägre tryck tagits fram genom iteration för att kunna använda flänsarna men med vissa restriktioner.

SUMMARY

Inspecta is a company that performs design reviews of pipelines and pressure vessels. At a design review Inspecta analyzes that their clients have followed the current rules, in regard to materials and dimensions of the components used in the construction.

In many cases it is a requirement to be able to assemble and disassemble for example a pipe and a pressure vessel. A common solution to the problem is to weld a flange on each component and connect them by using a screw joint.

In some industries it is common to use ASME flanges. An ASME flange is a flange that is designed by using dimensions and materials from the American standards, ASME. These flanges do not follow the European standards, EN. If a company uses ASME flanges, they have to verify that the flanges meet the requirements in the European regulations. EN 13445-3 gives two different methods to calculate the stresses in the flanges that can be used to meet the requirements of the EU Directive. The first method is given in EN 13445-3 chapter 11 and is the well-known Taylor Forge method. The other method is more complex and is given in EN 13445-3 annex G.

ASME contains tables with allowed pressure-temperature ratings for different classes of flanges. The tables take into account that the allowed stress in the flanges decrease with increasing temperature. These tables are very simple to use instead of using ASME as a calculation standard for a bigger system.

The goal of this work is to verify if ASME flanges, which are exposed to pressure and temperature loads according to the tables in ASME, give acceptable stress levels instead case of using the calculation methods in the EN standard. For the flanges that could be accepted it is of interest to know if the Taylor Forge or the annex G method is used.

The material in the flange is carbon steel. Because of that the calculations have been performed by using non corrosion allowances, 1.6 and 3.2 mm corrosion allowance.

The calculation is done by using the formula based calculation program VVD. VVD is based on many different standards, which one that should be used for the calculation is selected by the user. The primary choice in this report is the Taylor Forge method. If the stress levels are not acceptable, the method in annex G has been used.

The results show that a substantial part of the flanges need to be calculated by the annex G method to give acceptable stress levels. They also show that some flanges give higher stress levels than allowed, especially large flange at high temperature. To be able to use these flanges anyway new, lower pressures have been calculated by iteration.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

BETECKNINGAR.....	1
1. INLEDNING	3
1.1 Bakgrund	3
1.2 Syfte	4
1.3 Avgränsningar	4
1.4 Precisering av frågeställning	5
2. Teoretisk referensram.....	6
2.1 Dimensioner på flänsar.....	6
2.2 Tryck och temperaturförhållande	7
2.3 Material ifrån ASME i EU, PMA.....	7
2.4 PED - Pressure Equipment Directive	8
2.4.1 EN 13445-3 kapitel 11 – Taylor Forge	8
2.4.2 EN 13445-3 bilaga G.....	9
2.5 Beräkningsprogrammet VVD	9
3. Metod	11
4. Tillåtna spänningar för de olika materialen.....	13
4.1 ASME SA-105	13
4.2 ASME SA-106 Grade B	14
4.3 ASME SA-193 Grade B7	16
5. Förutsättningar för beräkningarna	18
5.1 Toleranser och korrosion.....	18
5.2 Skillnad i resultat beroende på beräkningsmetod.....	18
5.2.1 Taylor Forge	18
5.2.2 Bilaga G.....	20
6. Tryckklass 150, ASME B16.5 flänsar.....	21
6.1 Anslutande rör	21
6.2 Beräkning av provtryck	21
6.3 Beräkningar i VVD	22
6.4 Analys av resultat	24
7. Tryckklass 300, ASME B16.5 flänsar.....	25
7.1 Anslutande rör	25

7.2 Beräkning av provtryck	25
7.3 Beräkningar i VVD	25
7.3.1 Flänsar utan korrosion	26
7.3.2 Flänsar med 1,6 mm korrosion	27
7.3.3 Flänsar med 3,2 mm korrosion	28
7.4 Analys av resultat	28
8. Tryckklass 600, ASME B16.5 flänsar	30
8.1 Anslutande rör	30
8.2 Beräkning av provtryck	30
8.3 Beräkningar i VVD	30
8.3.1 Flänsar utan korrosion	31
8.3.2 Flänsar med 1,6 mm korrosion	32
8.3.3 Flänsar med 3,2 mm korrosion	33
8.4 Analys av resultat	33
9. Slutsats	34

BETECKNINGAR

I detta kapitel ges en kortfattad förklaring av förkortningar och olika begrepp som ingår i rapporten.

ASME - American Society of Mechanical Engineers är världens mest spridda standard för tryckkärl, rör och komponenter vilka är utsatta för tryck.

ASME B16.5 – Är den delen i ASME där flänsar behandlas och anger dimensioner och tillåtna material för flänsar.

p/T-förhållande – Tryck/temperatur-förhållande. I ASME finns tabeller som beskriver hur tillåtet trycket (p) sjunker med ökande temperatur (T) för en tryckklass.

ASME B36.10 – En del i ASME där rördimensioner behandlas.

SCH – Schedule, är en beteckning för godstjocklekar enligt ASME.

NPS – Nominal Pipe Size, nominell rörstorlek används i ASME för att ange diametern på rör. Är en enhetslöst enhet men kan relateras till diametern på röret i tum.

Tryckklass – Ett sätt att beskriva hur mycket tryck en fläns tål. En fläns ifrån en tryckklass som följer ASME har vissa givna dimensioner.

PED – Pressure Equipment Directive (direktivet för tryckbärande anordningar), är ett EU-direktiv och skall följas av hela EU. Föreskrifterna är implementerade i de olika medlemsländerna.

AFS 1999:4 – I Sverige ges PED ut av arbetsmiljöverket och får då den svenska beteckningen AFS 1999:4.

Tillverkare – I AFS 1999:4 och i denna rapport är tillverkaren den som har ansvaret för en produkt. Det behöver inte vara företaget som utför svetsning och montering utan kan även vara företaget som har konstruerat anläggningen eller brukaren av anläggningen.

EN 13445 – En standard för bland annat beräkningar av flänsar som används i det här arbetet. EN 13445 är accepterad av alla medlemsländer och uppfyller PED. Det heter då att standarden är harmoniserad. I EN 13445-3 ges två olika beräkningsmetoder för flänsar.

Taylor-Forge-metoden – Den enklaste och vanligaste beräkningsmetoden för flänsar i EN 13445-3. Metoden beskrivs i kapitel 11 i EN 13445-3.

Bilaga G – Syftar på en beräkningsmetod enligt EN 13445-3 bilaga G. När bilaga G nämns i denna rapport syftar det på beräkningsmetoden och inte på en bilaga till själva rapporten.

PMA – Particular Material Appraisal (speciell materialutvärdering). Vill ett företag använda ett material som inte är godkänt i EN-standarderna måste ett PMA användas. Ett PMA är en

särskild materialutvärdering och kan begränsa den kemiska sammansättningen och ger hållfasthetsvärden för ett material.

Hub – En del av flänsen, den koniska delen, se figur 1.2.

Raised face – Flänsar med upphöjda tärningsytor.

WN-fläns – Welding Neck-fläns är en svetsfläns med konisk krage och med en viss geometri.

VVD – Är ett formelbaserat beräkningsprogram för tryckkärl, rörledningar, flänsar med mera. Det används för alla beräkningar på flänsarna i arbetet.

Processkort – Används för att ställa in tryck, temperatur, tillåten korrosion, med mera i beräkningsprogrammet VVD. Med hjälp av processkortet kan parametrar ändras för många olika komponenter på en gång.

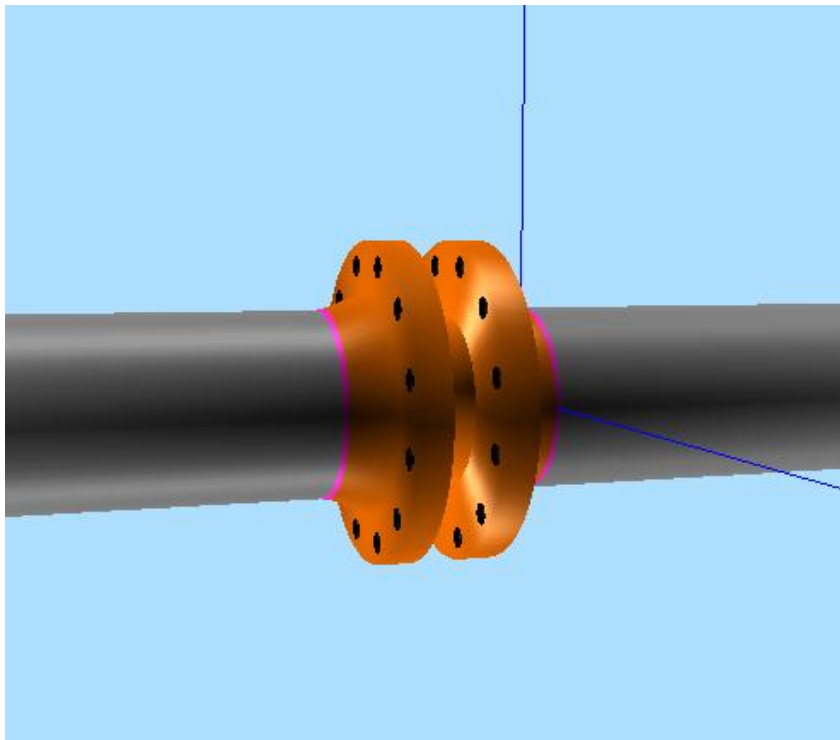
1. INLEDNING

Inledningen beskriver ingående varför arbetet utförs, syftet med arbetet och vad som inte kommer att behandlas.

1.1 Bakgrund

Inspecta är Nordens ledande inspektionsföretag och utför bland annat konstruktionskontroll vid uppförande eller ombyggnad av rörledningar och tryckkärl. Det innebär att de kontrollerar att konstruktionen uppfyller gällande lagar och föreskrifter med avseende på hållfasthet och materialval.

För att sammanbinda exempelvis ett tryckkärl med en rörledning utan att behöva svetsa ihop komponenterna används i många fall flänsförband. Ett flänsförband kan bestå av två flänsar vilka är fastsvetsade på varsin komponent, till exempel en på ett tryckkärl och en på den anslutande rörledningen som skall kopplas ihop med kärlet. Flänsarna skruvas ihop mot varandra med en packning emellan. Ett exempel på flänsförband kan ses i figur 1.1.



Figur 1.1 Exempel på flänsförband innan montering.

Inom EU finns lagar som reglerar utrustning vilken är dimensionerad att tåla 0,05 MPa övertryck eller mer. När ett företag vill använda sig av komponenter som är dimensionerade och/eller använder material ifrån den amerikanska standarden ASME måste de bevisa att dessa komponenter uppfyller de europeiska lagarna. I ASME finns det färdiga tryck och temperaturkombinationer som en viss fläns är godkänd att användas till.

Anledningen till att ett företag vill använda komponenter enligt ASME kan vara att de har en gammal anläggning där det redan finns komponenter enligt ASME och därmed kan det var det enklaste sättet att fortsätta att använda likadana delar vid ombyggnation. Förtaget kan

även vara en del av en stor världsomspännande koncern där ASME alltid används. Inom oljeindustrin i Västsverige har av tradition ofta komponenter utformade enligt ASME använts.

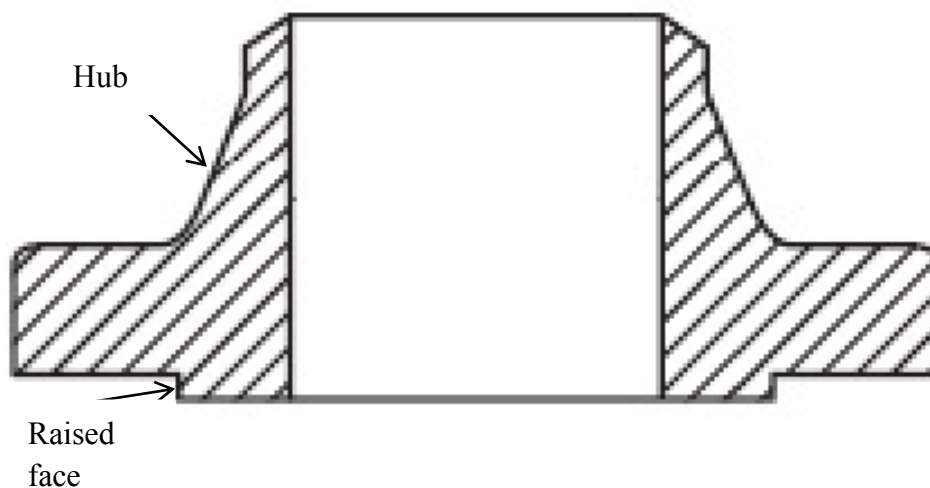
Det finns därför ett behov hos Inspecta att veta vid vilka tryck och temperaturförhållande de europeiska bestämmelserna uppfylls då flänsar utformade enligt den amerikanska standarden för flänsar, ASME B16.5, används.

1.2 Syfte

Arbetet som skall utföras är att räkna på flänsar, konstruerade enligt ASME B16.5, med den harmoniserade europeiska standarden EN 13445. Målet är att ta fram tabeller där det framgår för vilka tryck och temperaturkombinationer ASME B16.5 flänsar uppfyller den europeiska standarden.

1.3 Avgränsningar

I rapporten kommer endast en typ av flänsar att behandlas. Flänsarna i rapporten är svetsflänsar med konisk krage, Welding neck (WN-flänsar) på engelska. Alla flänsar kommer dessutom ha upphöjda packningsytor, eller raised face enligt engelskspråkig litteratur. I figur 1.2 visas en sådan fläns. I figuren visas var raised face finns på flänsen och dessutom att huben är den koniska delen på flänsen.



Figur 1.2 WN-fläns (svetsfläns med konisk krage) med raised face (upphöjda packningsytor) (ASME B16.5- 2009)

Endast en uppsättning material kommer att användas i beräkningarna. De material som används är alla ifrån ASME och är SA105 till flänsen, SA106 grade B till det anslutande röret och SA193 grade B7 till skruvarna.

Till beräkningarna kommer endast spirallindad metallpackning vilken ligger innanför skruvarna att användas.

Materialen i beräkningarna är vanliga kolstål och kan därmed korrodera. Beräkningarna kommer att utföras utan korrosion, med 1,6 mm och med 3,2 mm korrosion.

De anslutande rören kommer vara enligt det amerikanska storlekssystemet för rör och är ifrån NPS 1 till NPS 24. Det innebär ungefär att rören kommer ha en diameter mellan 1 och 24 tum, mer om ASMES standard för rör i kap 2.2. Tryckklasserna som kommer att användas är klass 150, 300 och 600. Tryckklass är ett sätt att ange hur stor en fläns är och används i ASME.

1.4 Precisering av frågeställning

- Vid vilka tryck och temperaturförhållande uppfyller ASME B16.5 flänsar den europeiska standarden EN 13445, då den konservativa beräkningsmetoden enligt EN13445-3 kapitel 11 används?

För de flänsar som inte kan godkännas med den enklare metoden, EN 13445-3 kapitel 11 Taylor Forge metoden:

- Håller flänsarna om man istället räknar enligt den mer komplexa metod, EN 13445-3 bilaga G?

För de flänsar vilka inte kan godkännas med någon av ovanstående metoder:

- Kan de godkännas om trycket sänks?

2. TEORETISK REFERENSRAM

I detta kapitel förklaras de olika beräkningsmetoderna och begrepp vilka krävs för att kunna förstå och ta del av rapporten. Kapitlet tar även upp beräkningsprogrammet VVD vilket används i arbetet.

2.1 Dimensioner på flänsar

Vilka dimensioner en ASME B16.5 fläns (senare bara benämnd med fläns) har, styrs av storleken på det anslutande röret och vilken tryckklass flänsen skall tåla.

Storleken på röret anges enligt amerikansk standard med två dimensionslösa tal där det första talet är en nominell diameter på röret (NPS, Nominal pipe size) och är relaterad till rörets diameter i tum. Det andra talet kallas schedule (SCH) och går att översätta till en godstjocklek enligt tabeller ifrån ASME. Ett lågt schedule innebär tunt gods i rören. Det finns även scheduleklasser som benämns med något annat än ett tal, till exempel schedule standard och schedule extra strong. I tabell 2.1 finns ett utdrag ur ASME B36.10 på vilka dimensioner rören har för de schedule som har använts i beräkningarna.

Tabell 2.1 Dimensioner på rör för några olika schedule (ASME B36.10M-2004)

Nominell rörstorlek (NPS)	Ytter- diameter [mm]	Godstjocklek [mm]					
		Standard	SCH 40	SCH 60	SCH 80	SCH 100	SCH 160
1	33,4	3,38	3,38		4,55		6,35
2	60,3	3,91	3,91		5,54		8,74
3	88,9	5,49	5,49		7,62		11,13
4	114,3	6,02	6,02		8,56		13,49
6	168,3	7,11	7,11		10,97		18,26
8	219,1	8,18	8,18	10,31	12,70	15,09	23,01
10	273,1	9,27	9,27	12,70	15,09	18,26	28,58
12	323,9	9,53	10,31	14,27	17,48	21,44	33,32
14	355,6	9,53	11,13	15,09	19,05	23,83	35,71
16	406,4	9,53	12,70	16,66	21,44	26,19	40,49
18	457,0	9,53	17,27	19,05	23,83	29,36	45,24
20	508,0	9,53	15,09	20,62	26,19	32,54	50,01
24	610,0	9,53	17,48	24,61	30,96	38,89	59,54

Det anslutande röret och den tunna änden på huben har samma godstjocklek. Det är därför ett krav att veta vilken schedule anslutningen till flänsen har för att veta godstjockleken på röret och därmed kunna beräkna spänningarna i flänsen.

I tabell 2.1 kan man se att systemet med schedule är uppbyggt så att ytterdiametern för en rörstorlek alltid är fix och när godstjockleken ändras är det innerdiametern som ökar eller

minskar. Rörklassen standard har samma godstjocklek som schedule 40 upptill NPS 10 men därefter avviker den och får istället konstant godstjocklek oavsett rörstorlek.

Den andra parametern som bestämmer flänsens geometri är vilken tryckklass den är dimensionerad att tåla. För att ange hur kraftig en fläns är och därmed hur mycket tryck den klarar använder ASME ett system med enhetslösa klasser. Den minsta klassen är klass 150 och följs av klasserna 300, 400 och så vidare.

2.2 Tryck och temperaturförhållande

När en produkt i stål utsätts för högre temperatur än rumstemperatur sjunker hållfastheten. ASME tar hänsyn till detta genom att ange tryck och temperaturförhållande (p/T-förhållande) som de olika tryckklasserna tål. I tabell 2.2 finns ett utdrag ur ASME B16.5 där det framgår vilket tryck i MPa de olika tryckklasserna skall tåla vid olika temperaturer.

Tabell 2.2 Tillåtet tryck i MPa vid olika temperaturer för flänsar i klass 150, 300 och 600 (ASME B16.5 – 2009).

Temp [°C]	Tryckklass		
	Klass 150	Klass 300	Klass 600
20	1,96	5,11	10,21
50	1,92	5,01	10,02
100	1,77	4,66	9,32
150	1,58	4,51	9,02
200	1,38	4,38	8,76
250	1,21	4,19	8,39
300	1,02	3,98	7,96
325	0,93	3,87	7,74
350	0,84	3,76	7,51
375	0,74	3,64	7,27
400	0,65	3,47	6,94

Tabell 2.2 gäller för material i materialgrupp 1.1 i ASME och det är den gruppen det smidda materialet ASME SA 105, som används i beräkningarna, ingår i. Tabellen skall läsas genom att man vanligtvis vet vilken arbetstemperatur konstruktionen kommer att ha och vilket tryck konstruktionen utsätts för. Har man kännedom om det kan man se vilken tryckklass man måste använda sig av i sin konstruktion.

p/T-förhållandena i ASME täcker in ett större temperaturområde men i kapitel 4.1 framgår att ett av materialen som används i beräkningarna endast får användas upp till 400 °C. Det är därmed inte av intresse för det här arbetet att redovisa p/T-förhållande över 400°C.

2.3 Material ifrån ASME i EU, PMA

I konstruktioner vilka kommer att utsättas för 0,05 MPa övertryck måste materialen vara godkända att användas till sådana konstruktioner. I EN13445 finns en mängd med olika material med EN-beteckningar som är godkända att använda.

Vid användning av ett material vilket inte finns med i EN 13445 krävs ett speciellt materialgodkännande, ett PMA. Ett PMA (Particular Material Appraisal) är ett speciellt materialgodkännande vilket gör att man kan få använda material vilka inte ingår i EN-standarderna. Materialen i ASME återfinns inte i EN-standarderna och därför används PMA till samtliga material som används i den här rapporten.

I ett PMA anges vilka restriktioner som gäller för att materialet skall få användas inom EU och hållfasthetsvärden för olika temperaturer. En tillverkare av stål kan välja att tillverka en plåt eller ett smidbart material både som ett ASME-material och ett EN-material för att kunna sälja på alla marknader. Köper ett företag detta material som ett ASME-material måste de ändå använda ett PMA för att få använda det inom EU. Det är standarden som tillverkaren har angett som tillverkningsstandard som avgör om ett PMA måste användas eller inte.

I ett PMA anges hållfasthetsvärden som skall användas vid dimensionering. Dessa värden kan skilja sig ifrån värdena som anges i den standard materialet är tillverkat enligt. Det är även vanligt att utfärdaren av PMA anger gränser för olika ämnen i stålet. Ett exempel på det är en maxgräns för hur mycket kol ett stål får innehålla.

2.4 PED - Pressure Equipment Directive

Pressure Equipment Directive (direktivet för tryckbärande anordningar) är ett EU-direktiv som skall följas av alla länder inom EU. I Sverige har PED implementerats av arbetsmiljöverket och kallas AFS 1999:4. Att den implementeras betyder att den får en svensk beteckning och blir gällande i Sverige.

Innan PED infördes hade alla olika länder sina egna föreskrifter. Dessa var tvungna att uppfyllas för tryckbärande utrustning inom det specifika EU-landet. Här i Sverige hade vi till exempel tryckkärlskommissionens tryckkärlsnormer (TKN). Innan PED började gälla var en komponent som skulle användas i Sverige tvungen att granskas i Sverige, men nu räcker det att den granskas i ett land som tillämpar PED. Syftet med införandet av PED har varit att ta bort handelshinder och även att förhindra olycksfall.

För att följa PED när man räknar på flänsar är det enklast att följa den harmoniserade standarden EN 13445. Att standarden är harmoniserad betyder att den gäller inom hela EU och uppfyller PED.

EN 13445-3 är den delen av EN 13445 som tar upp beräkningsmetoder för flänsar. Standarden behandlar två olika metoder för hållfasthetsberäkningar av flänsar, dels beskrivs en i kapitel 11 och ytterligare en i bilaga G.

2.4.1 EN 13445-3 kapitel 11 – Taylor Forge

I kapitel 11 i EN 13445-3 ges regler för beräkningar av skruvade flänsförband med hjälp av den inom branschen erkända Taylor-Forge-metoden, senare benämnd bara Taylor Forge. Taylor Forge är den enklaste av de två metoder som återges i standarden och kräver inte lika

mycket indata jämfört med bilaga G. Då metoden är etablerad, enklare och kräver förhållandevis lite indata är det den vanligaste metoden vid dimensionering mot EN 13445-3.

En stor nackdel med Taylor Forge är att metoden alltid förutsätter att skruvarnas hållfasthet utnyttjas maximalt upp till den tillåtna spänningen för det valda materialet i skruvarna. Detta gör att flänsarna kan få onödigt höga spänningar då det oftast inte är nödvändigt att utnyttja skruvarnas hållfasthet maximalt. Det medför även att en fläns i vissa fall underkänns när ett material med hög hållfasthet utnyttjas men kan godkännas när skruvarna utgörs av ett material med lägre hållfasthet. Att en fläns underkänns innebär att spänningen någonstans i flänsförbandet överstiger tillåten spänning. Fenomenet med att flänsar underkänns för att skruvarnas hållfasthet utnyttjas onödigt mycket är vanligast för små och klena flänsar.

2.4.2 EN 13445-3 bilaga G

I bilaga G i EN 13445-3, även känd som den alternativa metoden, ges en modernare beräkningsmetod för flänsar. Bilaga G är en mer finkänslig och komplex metod i förhållande till Taylor Forge. Metoden härstammar ifrån Östtyskland och tar hänsyn till tätheten mot läckage i flänsförbandet, vilket Taylor Forge inte gör. Den kanske viktigaste skillnaden i bilaga G är att den inte förutsätter att skruvarnas hållfasthet utnyttjas maximalt upp till tillåten spänning. Metoden tar istället mycket större hänsyn till packningen och beräknar skruvkraften utifrån vilken kraft packningen kräver för att förhindra läckage. Detta gör att det ofta är mycket fördelaktigt att räkna små och klena flänsar med den alternativa metoden istället för att använda Taylor Forge. Bilaga G tar även hänsyn till packningens E-modul och att den sjunker med ökande temperatur.

Nackdelen med bilaga G är att den kräver mer kunskap om åtdragningsmetod och vilken friktion det är i kontaktytan mellan skruven och mutterns gängor. Det går emellertid att förutsätta den sämsta åtdragningsmetoden och sätta friktionen till ett medelvärde av vad den brukar vara. Resultatet blir att beräkningarna blir lite mer konservativa om hög friktion och en åtdragningsmetod som ger stor spridning av skruvkraften anges. Den åtdragningsmetod som ger störst spridning av skruvkraften är om blocknyckel används och det är operatörens känsla som avgör hur mycket skruven skall dras.

Vid handberäkning är bilaga G betydligt mer komplex att tillämpa jämfört med Taylor Forge då den alternativa metoden tar hänsyn till så många mer parametrar än Taylor Forge. När beräkningarna utförs med hjälp av ett beräkningsprogram är det däremot inte samma skillnad i arbetsinsats.

2.5 Beräkningsprogrammet VVD

VVD är en förkortning av Visual Vessel Design och är ett beräkningsprogram vilket ges ut av det norska företaget Ohmtech. Programmet är mycket användbart vid beräkningar på konstruktioner utsatta för under eller övertryck. I programmet finns de flesta större beräkningsmetoderna för flänsar inlagda, däribland de två metoderna i EN 13445-3.

Programmet är helt formelbaserat och skall inte jämföras med ett FEM-program även om det är möjligt att få ut både 2D och 3D ritningar på de delar man har byggt upp i VVD. I det första skedet i programmet anges vilken standard som skall dimensioneras mot och därefter kan olika delar som behandlas i den aktuella standarden läggas till. VVD använder sig utav processkort där man anger vilken temperatur och viket tryck delarna som ingår i den aktuella datafilen får utsättas för. Ofta ingår många delar i en konstruktion där alla har samma tryck och temperatur. När man använder sig utav processkort blir det smidigt att ändra tryck och temperatur för alla delarna på en gång.

I VVD finns de flesta standardkomponenter inlagda med mått och specifikationer enligt den aktuella produktstandarden. Detta gör programmet användarvänligt och används en ASME B16.5 fläns fås alla dimensioner som finns angivna i ASME utan att användaren behöver knappa in alla värden manuellt.

I programmet finns ett omfattande materialbibliotek med material ifrån olika standarder. VVD ger även möjlighet att lägga till egna material till materialbiblioteket. Detta kan utnyttjas när ett material kräver att ett PMA utnyttjas, då man kan skapa ett eget material som stämmer överens med uppgifterna ifrån materialets PMA.

För att ange hur hårt belastad en fläns är använder VVD utnyttjandegrad i sammanfattningen istället för att ange vilken spänning det är i olika snitt. Utnyttjandegraden fås genom att ta aktuell spänning genom tillåten spänning och om den kvoten är under 100 % håller flänsen och kan godkännas.

3. METOD

Det inledande momentet i arbetet är att sätta sig in i de olika standarderna, förstå de nya begreppen, skapa förståelse för varför PMA måste användas och varför det inte är tillåtet att använda en ASME-fläns i EU på samma sätt som i USA. Nästa steg är att börja bekanta sig med VVD och få förståelse för hur programmet fungerar.

När de grundläggande kunskaperna finns kan själva beräkningsarbetet starta. För att utföra hållfasthetsberäkningarna på flänsarna används beräkningsprogrammet VVD. Beräkningarna lades upp enligt följande:

- Beräkna tillåtna spänningar för de tre olika materialen som används i beräkningarna. Sträckgränser hämtas ifrån PMA och säkerhetsfaktorerna hämtas ifrån EN 13445-3. Skapa ett material i materialbiblioteket i VVD som överensstämmer med de framtagna värdena eller undersök om det redan finns ett material vilket är identiskt. När ett material skapas i det personliga materialbiblioteket finns det tillgängligt i alla nya filer användaren skapar. Detta moment behöver därför bara utföras en gång.
- Skapa ASME B16.5 flänsar med anslutande rör i VVD och kontrollera att dimensionerna stämmer mot de angivna måtten i ASME. I första hand används Taylor Forge som beräkningsmetod. Välj lämplig schedule på röret genom att undersöka ifall det klarar trycket vid alla temperaturer. Beräkna först flänsar med tryckklass 150 och lägg in alla nominella rörstorlekar i samma fil.
- När alla flänsar för en tryckklass existerar kan beräkningar för de olika p/T-förhållandena påbörjas. Först beräknas den lägsta temperaturen och därmed det högsta trycket och utan korrosion. Undersök om alla flänsar kan godkännas.

I de fall när flänsar har underkänts:

- Kan inte alla flänsar godkännas med Taylor Forge kopieras de flänsar som inte kan godkännas och kompletterats med ytterligare information som krävs för att bilaga G skall kunna tillämpas. Slutligen utförs en ny beräkning med bilaga G.
- Kan flänsen fortfarande inte godkännas trots att den alternativa flänsmetoden tillämpas kan åtdragningsmetod och friktionstalet mellan skruv och mutter ändras. Sänks friktionen och anges en mer noggrann åtdragningsmetod kan spänningarna i flänsen minska. Kontrollera om flänsen kan godkännas, ifall den kan det måste erforderlig friktion och åtdragningsmetod anges i resultaten.
- Är flänsen fortfarande underkänd får den inte användas för det aktuella p/T-förhållandet. För att flänsen skall bli godkänd tas ett nytt, lägre tryck fram som gör att flänsen kan användas. Det nya maximala trycket för den

aktuella temperaturen skall införas i resultaten.

- När alla flänsar har kunnat godkännas med eller utan restriktioner beräknas alla p/T-förhållande igenom för den aktuella tryckklassen. För att ändra tryck och temperatur modifieras uppgifterna i processkortet.
- Därefter kopieras hela mappen med alla olika p/T-förhållande för att kunna beräkna flänsar med först 1,6 mm korrosion och därefter 3,2 mm korrosion. Korrosion kan anges på processkortet. Ovanstående process genomförs nu på flänsarna med först 1,6 mm korrosion och därefter med 3,2 mm korrosion.
- Utför alla punkter utom den första för flänsar i tryckklass 300 och 600.
- Sammanställ tabeller med vilken beräkningsmetod som använts och eventuella restriktioner som gäller för åtdragningsmetoden, friktionen i skruvförbandet och för trycket.

4. TILLÅTNA SPÄNNINGAR FÖR DE OLIKA MATERIALEN

I det här kapitlet tas de tillåtna spänningarna fram för de olika materialen och det görs även en jämförelse mellan sträckgränser tagna direkt ur ASME och sträckgränser tagna ifrån PMA.

Alla material i beräkningarna är ASME-material och finns därmed inte i EN-standarderna. Det krävs därför ett PMA för varje material för att få använda materialen inom EU. Uppgifter om sträckgränser hämtas ifrån respektive materials PMA för att få fram de tillåtna spänningarna.

4.1 ASME SA-105

ASME SA-105 är ett smitt kolstål och är vanligt att använda till ASME B16.5-flänsar när det ställs låga krav på korrosionsbeständigheten. För att beräkna tillåten spänning används formeln för tillåten spänning enligt tabell 6-1 i EN 13445-3:2009:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right) \quad (4.1)$$

Där:

f_d = tillåten spänning vid aktuell temperatur.

$R_{p0,2/T}$ = sträckgräns vid aktuell temperatur.

$R_{m/20}$ = brottgräns vid 20 grader.

Ekvation (4.1) ger största tillåtna värden på nominell beräkningsspänning för andra trycksatta delar än skruvar.

Materialdata tas ifrån Inspecta PMA: ”Forging according to ASME SA-105” där:

$R_{m/20} = 485$ MPa och sträckgränsen ges i tabell 4.1.

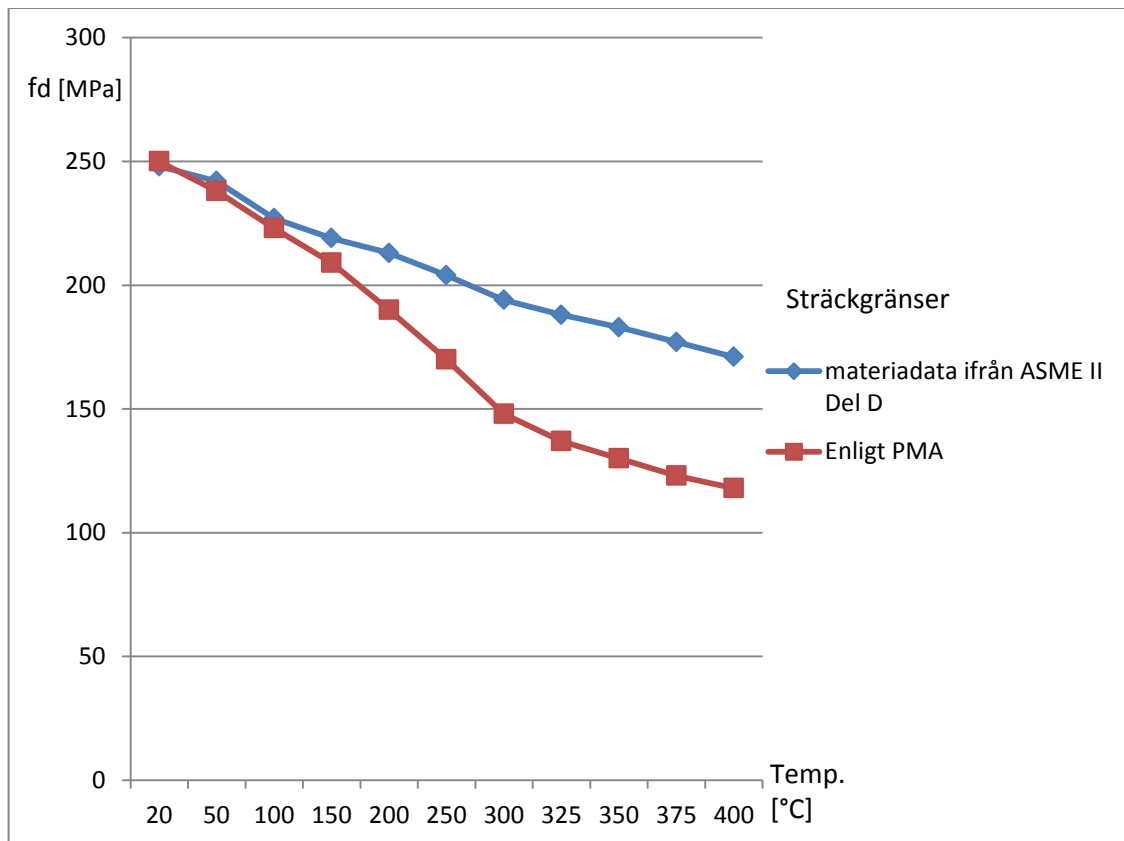
Tabell 4.1 Sträckgräns och tillåten spänning för ASME SA-105 enligt PMA

Temp °C	20	50	100	150	200	250	300	325	350	375	400
Sträckgräns $R_{p0,2/T}$	250	238	223	209	190	170	148	137	130	123	118
Tillåten spänning= f_d	167	158	148	139	126	113	98	91	86	82	78

I tabell 4.1 ges även värdena på tillåten spänning för olika temperaturer som fås då ekvation (4.1) tillämpas.

Värdena i tabell 4.1 jämförs med olika material i VVD:s materialbibliotek där det finns vissa förinlagda material ifrån ASME i en speciell flik. Dessa material är inte garanterade att de stämmer utan måste kontrolleras mot de framräknade värdena i tabell 4.1. Vid jämförelse inses att ”ASTM A105-85b NGS 272 Ed4/86” i fliken ”other standards/steels” är identisk med tabell 4.1 och därför kommer det förinlagda materialet att användas som flänsmaterial i beräkningarna. Sträckgränsen i PMA för ASME SA-105 sträcker sig upp till 400 °C och det är den lägsta maximala temperaturen för de tre materialen vilka används i beräkningarna. Detta gör att beräkningarna inte kommer att utföras för någon högre temperatur än 400 °C.

För att tydligare åskådliggöra skillnaden med att använda hållfasthetsvärden ifrån ett PMA jämfört med att använda värdena för ASME-SA105 som finns i tabell Y-1 i "ASME II Part D-metric" plottas sträckgränsen för de olika bedömningssätten i samma diagram. Resultatet kan ses i figur 4.1.



Figur 4.1 Skillnaden i sträckgräns mellan ASME-SA105 enligt "ASME II del D-metric" och sträckgränsen som ges i Inspecta PMA som refererar till ASME-SA105.

I figur 4.1 kan man se att vid rumstemperatur fås nästan samma sträckgräns oavsett om värden tas ifrån ett PMA eller direkt ifrån ASME. Vid högre temperatur ökar däremot skillnaden för värdena på sträckgränserna.

En starkt bidragande orsak till att det är skillnad i värdena för sträckgränserna är att värdena i ASME är rekommenderade, men i ett PMA är de garanterade. Det innebär att ett material vilket är tillverkat enligt ASME kan ha en sträckgräns vilken är lägre än den som anges i ASME. Material tillverkade enligt EN-standarden måste däremot uppfylla sträckgränserna som ges i EN-standarden. Detta måste garanteras av stålverket som tillverkar materialet.

4.2 ASME SA-106 Grade B

ASME SA-106 Grade B är ett kolstål som används till sömlösa rör. Materialet kommer att användas till samtliga rör i beräkningarna. Tillåten spänning för ASME SA-106 Grade B tas fram med hjälp av ekvation (4.1) och hållfasthetsvärden ifrån Inspecta PMA: "Grade B according to ASME SA-106".

$$R_{m/20} = 415 \text{ MPa}$$

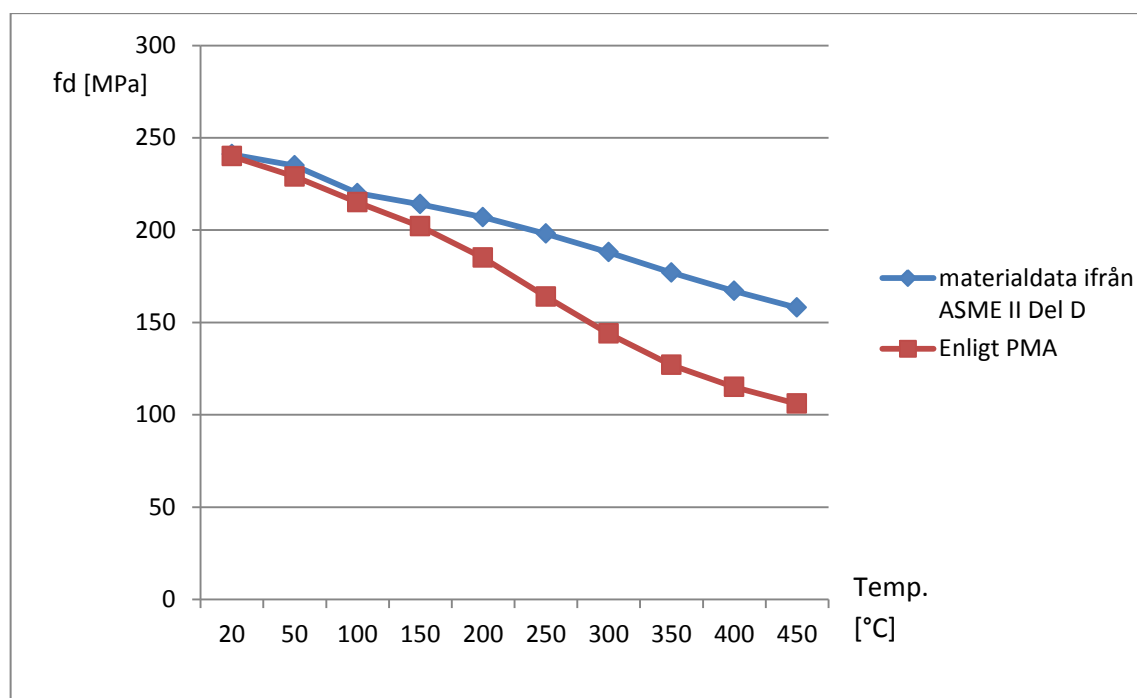
Tabell 4.2 Sträckgräns och tillåten spänning för ASME SA-106 Grade B enligt PMA

Temp °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450
Sträckgräns $R_{p0,2/T}$	240	229	215	202	185	164	144	127	115	106
Tillåten spänning $=f_d$	160	153	143	135	123	109	96	85	77	71

I tabell 4.2 ges dels värden för sträckgränsen ifrån PMA och dels de uträknade värdena för tillåten spänning för ASME SA-106 Grade B då PMA används.

Analogt med materialet för flänsarna jämförs de framräknade värdena för tillåten spänning med de förinlagda värden i VVD:s materialbibliotek. Materialet "ASTM A106-82 gr B NGS 141 ed.9" (index: 143) i "other standards/steels" visar sig vara identiskt med de framräknade värdena och kommer därmed att användas som material till rören.

På samma sätt som i föregående kapitel plottas sträckgränsen tagen direkt ur ASME och sträckgränsen som fås ur Inspecta PMA i samma graf. Kurvorna liknar dem i figur 4.1 med ungefär samma sträckgräns vid rumstemperatur men vid ökande temperatur ökar differensen mellan de två olika bedömningssätten för sträckgränser.



Figur 4.2 Skillnaden i sträckgräns mellan ASME-SA106 Grade B enligt "ASME II del D-metric" och sträckgränsen som ges i Inspecta PMA som refererar till ASME-SA106 Grade B.

4.3 ASME SA-193 Grade B7

ASME SA-193 Grade B7 är ett kolstål som är vanligt att använda till skruvar. Materialet används till samtliga skruvförband i beräkningarna. För att beräkna tillåten spänning för skruvarna används formlerna i kapitel 11.4.3.1 i EN 13445-3:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{3}; \frac{R_{m/20}}{4}\right) \quad (4.2)$$

Där:

f_d = tillåten spänning vid aktuell temperatur.

$R_{p0,2/T}$ = sträckgräns vid aktuell temperatur.

$R_{m/20}$ = brottgräns vid 20 grader.

Brottgräns och sträckgränser fås ifrån Inspecta PMA "Grade B7 according to ASME SA-193":

Där $R_{m/20} = 860$ MPa vid max skruvstorlek M64.

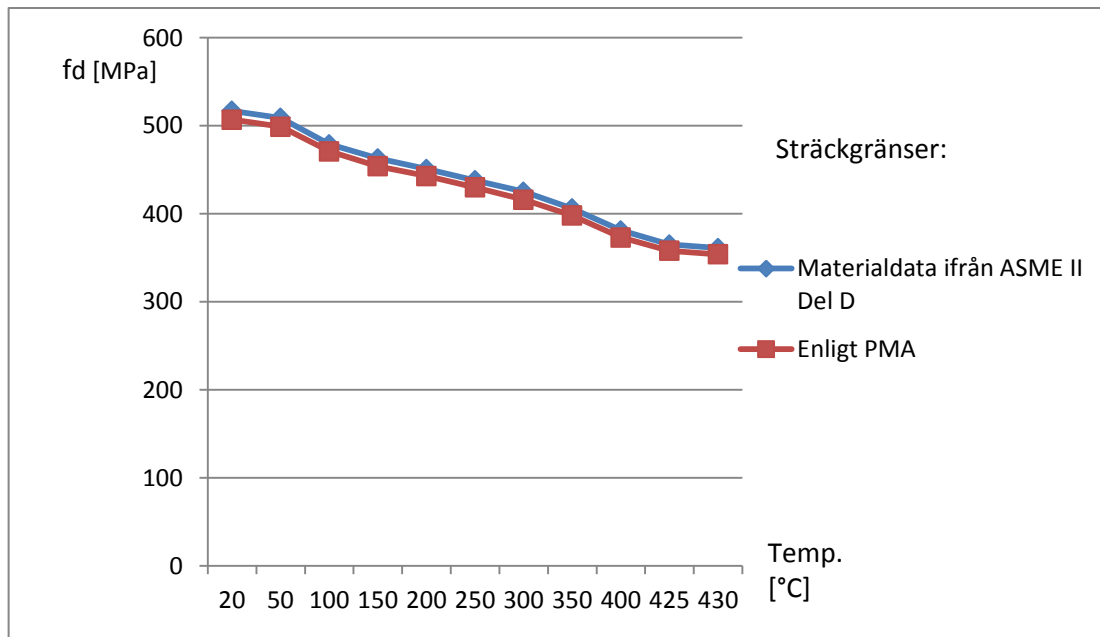
Tabell 4.3 Sträckgräns och tillåten spänning för ASME SA-193 enligt PMA

Temp °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	425	430
Sträckgräns $R_{p0,2}$	507	499	471	454	443	430	416	398	373	358	354
Tillåten spänning= f_d	169	166	157	151	147	143	138	132	124	119	118

I tabell 4.3 ges dels värden för sträckgränsen ifrån PMA och dels de uträknade värdena för tillåten spänning för ASME SA-193 Grade B7 då PMA används.

För ASME SA-193 Grade B7 finns inget förinlagt material, istället skapas ett eget material i VVD:s materialbibliotek för att användas till beräkningarna.

För att jämföra sträckgränsen då de olika källorna för sträckgränsen har använts görs en plot med värden dels direkt ifrån "ASME II Del D-metric" och dels ifrån PMA, resultatet syns i figur 4.3. I figuren kan man se att de olika källorna för sträckgränsen ger ungefär samma resultat för skruvmaterialet.



Figur 4.3 Skillnaden i sträckgräns mellan ASME-SA193 Grade B7 enligt "ASME II del D-metric" och sträckgränsen som ges i Inspecta PMA som refererar till ASME-SA193 Grade B7.

5. FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR BERÄKNINGARNA

I det här kapitlet behandlas information vilken gäller för samtliga tryckklasser som behandlas senare i rapporten.

5.1 Toleranser och korrosion

Flänsar och rör vilka är tillverkade av kolstål anges nästan alltid med tillåten korrosion vid konstruktion. Detta görs för att flänsarna inte skall behövas underkännas så fort de har utsatts för korrosion.

Beräkningarna utförs trots detta även på flänsar utan korrosion. Detta görs av två anledningar, dels för att värdena som fås för okorroderade flänsar kan användas till jämförelse med flänsar vilka är utsatta för korrosion, dels för att kontrollera om spänningarna blir högst när flänsarna är nya. Tjockleken för rören utan korrosion väljs enligt samma schedule som för de rör med 1,6 mm tillåten korrosion.

Samtliga rör i rapporten beräknas med 12,5% negativ tolerans enligt ASME. Det innebär att rören kan ha en godstjocklek som är 12,5% mindre än det angivna värdet i standarden. Beräkningarna på rören utförs med den minsta godstjockleken som rören kan ha. Anledningen till att negativ tolerans används enligt ASME och inte enligt EN-standard är att rören tillverkas enligt ASME:s toleranser. För de rör där korrosion är tillåten dras först den negativa toleransen av och därefter korrosionsavdraget. Den negativa toleransen dras av på insidan av röret vilket medför att ytterdiametern på röret alltid anses vara konstant på samma sätt som den alltid är konstant för en nominell rörstorlek enligt schedule-systemet.

Korrosion antas alltid verka på den vätskeberörda ytan. Det innebär att det blir en större yta vilken utsatts för tryck jämfört med om korrosionen hade antagits verka på utsidan. Detta medför ett konservativt beräkningssätt då korrosion ofta verkar ifrån båda håll, i synnerhet då konstruktionen är placerad utomhus. Skruvarna antas inte korrodera utan beräknas alltid med samma diameter.

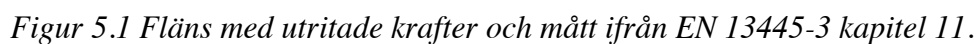
5.2 Skillnad i resultat beroende på beräkningsmetod

Det finns skillnader mellan beräkningsmetoderna, där Taylor Forge är den metod som är lättast att förstå. I resultaten i rapporten redovisas endast vilken beräkningsmetod som krävs för att godkänna flänsen eller ifall flänsen är underkänd. Inspecta är ett kontrollföretag och intresserar sig bara för om konstruktionen kan godkännas eller inte. Det läggs därför liten vikt vid vilket snitt som är dimensionerande och hur stora spänningarna är.

5.2.1 Taylor Forge

I Taylor Forge beräknas spänningarna i två olika tillstånd för flänsen, åtdragningstillståndet och drifttillståndet.

I bilaga 1 finns en resultatfil med beräkningsgången ifrån VVD när Taylor Forge har använts till beräkningarna. Med hjälp av beteckningarna i figur 5.1 är det lättare att förstå bilaga 1.



Vid åtdragningsstillståndet finns inget övertryck i konstruktionen och temperaturen förutsätts vara rumstemperatur. Tillåtna spänningar för materialen tas vid rumstemperatur. Den enda kraften flänsen utsätts för är skruvkraften. Studeras figur 5.1 inses att skruvkraften (W) ger upphov till böjmoment i flänsen.

För att få ut skruvkraften tas ett medel av erforderlig och tillgänglig skruvarea multiplicerat med sträckgränsen för skruven vid rumstemperatur. Formlerna finns i bilaga 1 sida 2.

19

5.2.1.2 Drifttillståndet

Vid drifttillståndet beräknas spänningarna i flänsen utifrån trycket och temperaturen som flänsen dimensioneras att tåla. Det medför att tillåtna spänningar tas för den aktuella temperaturen.

Kraften som verkar i drifttillståndet är proportionell mot det inre övertrycket. I figur 5.1 har de tre krafterna som påverkas av trycket, H_D , H_G och H_T ritats ut. Tillhörande momentarmar till krafterna betecknas med ett litet h i figur 5.1 I bilaga 1 finns mer information om hur de olika krafterna påverkar spänningarna.

5.2.2 Bilaga G

Beräkningsgången då bilaga G tillämpas liknar den vid Taylor Forge genom att analysen sker vid olika tillstånd. När beräkningarna utförs enligt bilaga G tillkommer dessutom ett diagram i resultatfilen där spänningar som uppkommer vid provtryckningen redovisas, utöver de två tillstånden Taylor Forge behandlar.

I bilaga 2 finns en resultatfil med beräkningsgången ifrån VVD när bilaga G har använts till beräkningarna.

Studeras bilaga 2 inses att den här metoden är avsevärt mer komplex och svår genomtränglig än Taylor Forge. Det finns däremot vissa signifikanta skillnader.

I bilaga G kommer provtrycket in i formlerna för drifttillståndet. Genom att sänka provtrycket påverkas spänningarna i flänsen betydligt mer än vad de gör av att sänka driftstrycket, däremot skall det beaktas att provtrycket är av storleksordningen 2-3 gånger större än arbetstrycket. För de flänsar vilka inte har kunnat godkännas med bilaga G har provtrycket sänkts för att kunna godkänna flänsarna.

En annan betydelsefull skillnad mot Taylor Forge är att sträckgränsen för skruvarna inte kommer in i formlerna när skruvkraften skall bestämmas. Det medför att flänsarna inte utsätts för onödigt stora påkänningar på grund av att skruvarna är för hållfasta.

6. TRYCKKLASS 150, ASME B16.5 FLÄNSAR

I det här kapitlet beräknas flänsar i tryckklass 150 utan korrosion, med 1,6 och med 3,2 mm korrosion.

6.1 Anslutande rör

Beräkningarna i VVD inleds med att skapa sömlösa cylindriska mantlar vilka används som anslutande rör mot flänsarna. Vilken tryckklass (Schedule) rören skall vara av bestäms så att rören klarar det inre trycket, dessutom väljs klasser vilka är vanliga att använda ute i industrin. Efter beräkningar i VVD och diskussion med handledaren väljs rörklasser enligt tabell 6.1 för flänsarna i klass 150.

Tabell 6.1 Vilken schedule som har använts för flänsarna i tryckklass 150.

Tillåten korrosion [mm]	NPS	Schedule/rörklass
0	1-24	Standard
1,6	1-24	Standard
3,2	1-2 3-24	SCH 80 Standard

Värdena i tabell 6.1 är valda så att rören skall hålla för all p/T-förhållande. I vissa fall hade det gått att använda rör med lägre schedule för vissa temperaturer men för att få ett enkelt system väljs samma schedule för alla temperaturer.

I VVD skapas flänsar vilka ansluts mot rören enligt tabell 6.1. När flänsar ansluts emot ett rör hämtar VVD automatiskt uppgifterna som gäller för röret och ger flänsens smala ände samma tjocklek.

6.2 Beräkning av provtryck

När en rörledning är färdigbyggd krävs i regel att den provtrycks innan den får sättas i drift. Provtryckning sker vanligtvis med vatten.

När beräkningarna sker enligt EN 13445-3 bilaga G krävs det att användaren av VVD anger ett provtryck vilket används som indata i beräkningarna. Provtrycket tas fram genom att tillämpa ekvation (6.1) vilken är hämtad ifrån kapitel 9.3.2.2.1 i EN 13480-5, som är en standard för industriella rörledningar och ger anvisningar för provtryck.

$$P_{test} = \max \left(1,25 * PS \frac{f_{test}}{f} ; 1,43 * PS \right) \quad (6.1)$$

Där:

P_{test} = det beräknade provningstrycket

f_{test} =nominell beräkningsspänning vid temperaturen för provning.

f =nominell beräkningsspänning vid det beräknade trycket

PS=konstruktionstrycket

I arbetet har temperaturen för provning förutsatts vara 20°C.

I ekvation (6.1) ingår tillåtna spänningar för konstruktionen som skall provtryckas. Dessa värden hämtas ifrån tabell 4.1 och 4.2.

Flänsen är gjord av ett material (SA-105) och rören av ett annat material (SA-106 Grade B) vilket medför att båda materialen måste beräknas för provtryck. Beräkningarna ger resultatet enligt tabell 6.2.

Tabell 6.2 Erforderligt provtryck för flänsar i tryckklass 150.

p/T [MPa /°C]	1,96 /20	1,92 /50	1,77/ 100	1,58/ 150	1,38/ 200	1,21/ 250	1,02/ 300	0,93/ 325	0,84/ 350	0,74/ 375	0,65/ 400
SA-105	<u>2,80</u>	2,75	2,53	2,37	2,29	2,24	2,17	2,13	2,04	1,89	1,74
SA-106 Gr B	<u>2,80</u>	2,75	2,53	2,34	2,24	2,22	2,13	2,07	1,98	1,83	1,69

I tabell 6.2 ges tryck/temperaturförhållandet på den översta raden och provtrycket som krävs för de två olika materialen ges i MPa på de andra två raderna.

När en konstruktion är uppbyggd av mer än ett material är det materialet som ger det lägsta provtrycket som är dimensionerande, anledningen är att man inte vill överbelasta det svagaste materialet.

I många fall används ett enda provtryck för alla temperaturer i en tryckklass för att slippa hålla ordning på flera olika provtryck. När detta tillämpas väljs det högsta provtrycket som fås för det dimensionerande materialet, så att alla temperaturer täcks in.

I beräkningarna sätts provtrycket till 2,80 MPa för samtliga temperaturer i tryckklass 150 då beräkningsmetoden enligt bilaga G tillämpas.

6.3 Beräkningar i VVD

I VVD byggs flänsar upp genom att ange en mängd olika parametrar. Görs valet att flänsen är en standardfläns enligt ASME B16.5 och att det är en WN-fläns med raised face fås de flesta mått automatiskt. Måtten kontrolleras mot tabeller i ASME för att minimera risken för fel.

Först beräknas flänsarna med beräkningsmetoden Taylor Forge då det är den enklaste metoden.

Uppgifter om antal och storlek för skruvarna hämtas ur ASME och anges i VVD för varje fläns.

De indata som inte kan hämtas ifrån någon standard är information om packningen. Packningarna i beräkningarna är spirallindade planpackningar bestående av profilerat stål som spirallindats med expanderad grafit. Information om dimensionerna på packningar hämtas ifrån packningsleverantören Specma Seals handbok utgåva 2.

För klass 150 flänsarna används packning nummer 52, spirallindat kolstål, i VVD:s inbyggda packningsbibliotek när Taylor Forge tillämpas. Det ger packningsfaktorerna $m=2,5$ och $y=69$ MPa, dessa faktorer används i beräkningarna. Y-faktorn anges i MPa och anger vilket yttryck packningen kräver för att sluta tätt och fylla ut ojämnheter i flänsen. m-faktorn är en dimensionsslös beräkningsfaktor.

Flänsar med NPS 1-24 byggs upp i VVD och beräknas med Taylor Forge. De flänsar som inte kan godkännas med Taylor Forge beräknas istället med bilaga G. I tabell 6.3 visas beräkningsmetoden för de olika flänsarna. I det första steget har beräkningarna genomförts utan korrosion.

Tabell 6.3 Vilken beräkningsmetod som har använts till flänsarna i klass 150 för olika p/T-förhållande. Tabellen gäller för flänsar utan korrosion, med 1,6 och med 3,2 mm korrosion.

p/T [MPa /°C]	NPS	1,96 /20	1,92 /50	1,77 /100	1,58 /150	1,38 /200	1,21 /250	1,02 /300	0,93 /325	0,84 /350	0,74 /375	0,65 /400
1	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
6	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
8	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
20	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
24	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF

I tabell 6.3 är:

TF = Taylor Forge, det vill säga flänsen kan godkännas genom att räkna enligt EN 13445-3 kapitel 11.

G=bilaga G, det vill säga flänsen kan endast godkännas med beräkningsmetoden enligt EN 13445-3 bilaga G. Dessutom måste åtdragningsmetoden väljas enligt följande:

Åtdragningsverktyg: momentnyckel, $\epsilon_s=0,1+0,5*\mu$

Friktion mellan skruv och mutter: glatt, smord yta. $\mu=0,15$

Eps-värde används i bilaga G för att ange hur finkänslig en åtdragningsmetod är. Ett lågt eps-värde innebär att metoden är väldefinierad och ger små spridningar i skruvkraften. Ett högt eps-värde medför stora spridningar i skruvkrafterna. Vid höga eps-värden kommer den skruven som dras åt mest att utsätta flänsen för onödigt stora tryck, då skruven som ger lägst belastningen måste uppnå det fastställda lägsta trycket.

En del utav flänsarna som beräknas med bilaga G hade kunnat godkännas med en mindre finkänslig åtdragningsmetod. För att skapa ett enkelt och enhetligt system väjs däremot samma åtdragningsmetod för alla flänsar inom en tryckklass.

För beräkningarna med bilaga G väljs packning nummer 4, spirallindad packning med mjuk fyllning, under fliken ”typ av packning” i VVD:s packningslista. Packningsmaterial väljs till grafitfyllning med stödringar på båda sidor.

När alla flänsar har kunnat godkännas genomförs beräkningar där rör och flänsar är utsatta för först 1,6 mm korrosion och därefter 3,2 mm korrosion. Tabeller sammanställs med vilken beräkningsmetod som använts och blir identiska med tabell 6.3. Det innebär att tabell 6.3 gäller för flänsar i klass 150 oavsett om de är korrosionsfria, utsatta för 1,6 eller 3,2 mm korrosion. Utnyttjandegraden ändrar sig för vissa flänsar men beräkningsmetoden ändrar sig inte för någon fläns.

I tabell 6.3, vänster kolumnen, visas även vilka nominella rörstorlekar beräkningarna har genomförts på. En del storlekar ingår inte i beräkningarna då de är ovanliga och en del finns inte definierade i ASME.

6.4 Analys av resultat

I tabell 6.3 kan man se att samtliga flänsar har kunnat godkännas för alla olika tryck och temperaturförhållande för tryckklass 150.

För klass 150 är det inte någon storlek på fläns som godkänns med en annan beräkningsmetod när temperaturen ändras.

Tryck och temperaturförhållandena är hämtade ifrån ASME och gjorda för att passa materialen i ASME. I figur 4.1 visas att sträckgränsen sjunker betydligt snabbare med ökande temperatur då PMA används jämfört med när sträckgränsen tas ifrån ASME. Med anledning av detta borde det vara lättare att godkänna en fläns vid låga temperaturer än vid höga temperaturer. Detta är däremot inget som framträder för flänsarna i klass 150.

En starkt bidragande orsak till att flänsarna kan godkännas med samma beräkningsmetod oavsett temperatur är att högsta utnyttjandegraden uppkommer i åtdragningsstillståndet för flänsarna i klass 150. Dessutom bestäms skruvkraften av vilken kraft som packningen kräver för att sluta tätt. Det medför att varken trycket eller temperaturen påverkar beräkningarna.

7. TRYCKKLASS 300, ASME B16.5 FLÄNSAR

I detta kapitel behandlas flänsar inom klass 300 vilka är okorroderade, utsatta för 1,6 och 3,2 mm korrosion.

Beräkningarna följer strukturen enligt föregående kapitel.

7.1 Anslutande rör

Anslutande rör i klass 300 väljs enligt tabell 7.1 nedan.

Tabell 7.1 Vilken schedule som har använts för flänsar i klass 300.

Tillåten korrosion [mm]	NPS	Schedule/rörklass
0	1-24	SCH 40
1,6	1-24	SCH 40
3,2	1-6 8-24	SCH 80 SCH 60

Framtagningen av tabell 7.1 har gjorts analogt med tabell 6.1.

7.2 Beräkning av provtryck

Ekvation (6.1) och hållfasthetsvärden ifrån tabell 4.1 och 4.2 ger tabell 7.2.

Tabell 7.2 Erforderligt provtryck i MPa för flänsar i tyckklass 300

P/T [MPa /°C]	5,11 /20	5,01 /50	4,66/ 100	4,51/ 150	4,38/ 200	4,19/ 250	3,98/ 300	3,87/ 325	3,76/ 350	3,64/ 375	3,47/ 400
SA-105	7,31	7,16	6,66	6,74	7,20	7,70	8,40	8,83	9,04	9,25	9,19
SA-106 Gr B	7,31	7,16	6,66	6,70	7,10	7,66	8,29	8,57	8,88	9,02	<u>9,05</u>

Det dimensionerande provtrycket för klass 300 fås vid den högsta temperaturen och ges av materialet i röret. Provtrycket för samtliga temperaturer i klass 300 då bilaga G tillämpas väljs till 9,1 MPa.

7.3 Beräkningar i VVD

Beräkningarna liknar dem i kapitel 6. Skillnaden är att resultaten skiljer sig åt beroende på om flänsarna är utsatta för korrosion eller inte.

För flänsar i klass 300 väljs packning nummer 53, spirallindat rostfritt stål, vid beräkningar med Taylor Forge. Packningsfaktorerna fås till $m=3,0$ och $y=69\text{MPa}$.

Vid beräkningar enligt bilaga G används packning nummer 4, spirallindad packning med mjuk fyllning, under fliken ”typ av packning” i VVD:s packningslista. Packningsmaterial väljs till grafitfyllning med stödringar på båda sidor.

För tabellerna 7.3, 7.5 och 7.7 gäller följande:

TF = Taylor Forge, det vill säga flänsen kan godkännas genom att räkna enligt EN 13445-3 kapitel 11.

G=bilaga G, det vill säga flänsen kan endast godkännas med beräkningsmetoden enligt EN 13445-3 bilaga G. Dessutom måste åtdragningsmetoden väljas enligt följande:

Åtdragningsverktyg: blocknyckel, operatörens känsla $\epsilon_{ps}=0,3+0,5*\mu$

Friktion mellan skruv och mutter: normala/medelmåttliga förhållanden. $\mu=0,20$

X = Flänsen kan inte godkännas för det aktuella tryck och temperaturförhållandet.

7.3.1 Flänsar utan korrosion

Vid beräkningarna på flänsar utan korrosion fås resultat enligt tabell 7.3.

Tabell 7.3 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 300, utan korrosion.

P/T [MPa /°C]	NPS											
		5,11 /20	5,01 /50	4,66 /100	4,51/ 150	4,38 /200	4,19 /250	3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
1	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
20	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	X	X
24	G	TF	TF	TF	G	X	X	X	X	X	X	X

De flänsar som inte kan räknas hem med varken Taylor Forge eller bilaga G räknas om med lägre provtryck vid samma temperatur. Genom iteration fås att flänsarna kan godkännas med provtryck enligt tabell 7.4. Den använda beräkningsmetoden är bilaga G.

Tabell 7.4 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 300 utan korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa.

	NPS						
P/T [MPa /°C]		4,19 /250	3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
	20	-	-	-	-	8,5	8,3
	24	8,9	7,9	7,5	7,1	6,8	6,6

Provtrycket som används innan sänkningen är 9,1 MPa.

7.3.2 Flänsar med 1,6 mm korrosion

Vid beräkningarna på flänsar med korrosion fås resultat enligt tabell 7.5.

Tabell 7.5 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 300, med 1,6 mm korrosion

P/T [MPa /°C]	NPS											
		5,11 /20	5,01 /50	4,66 /100	4,51/ 150	4,38 /200	4,19 /250	3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
	1	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
	2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
	20	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	X	X	X
	24	G	G	G	G	G	X	X	X	X	X	X

Analogt med flänsarna utan korrosion sänks provtrycket för de flänsar vilka inte kunnat godkännas. För flänsar med 1,6 mm korrosion fås tabell 7.6.

Tabell 7.6 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 300 med 1,6 mm korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa.

	NPS						
P/T [MPa /°C]		4,19 /250	3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
	20	-	-	-	8,4	8,1	7,8
	24	8.5	7.5	7.1	6.8	6.5	6.3

7.3.3 Flänsar med 3,2 mm korrosion

Vid beräkningarna på flänsar med korrosion fås resultat enligt tabell 7.7.

Tabell 7.7 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 300, med 3,2 mm korrosion

P/T [MPa /°C]	NPS											
		5,11 /20	5,01 /50	4,66 /100	4,51 /150	4,38 /200	4,19 /250	3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
1	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
20	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	X	X
24	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	X	X	X	X	X

Enligt samma modell som tidigare sänks provtrycket och flänsarna kan godkännas med ett nytt lägre provtryck enligt tabell 7.8

Tabell 7.8 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 300 med 3,2 mm korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa.

P/T [MPa /°C]	NPS					
		3,98 /300	3,87 /325	3,76 /350	3,64 /375	3,47 /400
20	-	-	-	-	8,9	8,6
24	8,5	8,0	7,6	7,3	7,1	

7.4 Analys av resultat

I tryckklass 300 finns det flänsar vilka inte kan godkännas med varken Taylor Forge eller bilaga G. Trots det används den minst finkänsliga åtdragningsmetoden. Det beror på att den dimensionerande spänningen uppkommer i drifttillståndet för de underkända flänsarna och i drifttillståndet inverkar inte åtdragningsmetoden på spänningarna.

För flänsarna med NPS 20 och 24 bekräftas antagandet ifrån kapitel 6.4 att det borde vara svårare att godkänna en fläns vid högre temperaturer.

Jämförs resultattabellerna för flänsen med NPS 24 vid låga temperaturer finner man att den blir godkänd med den mer konservativa beräkningsmetoden vid 3,2 mm korrosion men inte

vid 1,6 mm korrosion. Det kan tyckas bakvänt att flänsen blir starkare när godstjockleken minskar. En förklaring till detta fenomen är att i Taylor Forge används en formkonstant i beräkningarna (betecknad med λ i bilaga 1 sid 3) för att ta hänsyn till förhållandet mellan olika mått för flänsen. Vid framtagandet av formkonstanten används förhållandet mellan g_1 och g_0 , det vill säga förhållandet mellan hubens tjocka ände och dess smala ände, se figur 5.1.

Minskar både g_1 och g_0 med ett givet värde kommer förhållandet mellan dem att öka, då g_1 alltid är större än g_0 . Formkonstanten tas fram med hjälp av olinjära ekvationer vilket gör att resultatet inte alltid blir det förväntade.

8. TRYCKKLASS 600, ASME B16.5 FLÄNSAR

I detta kapitel behandlas flänsar inom klass 600 vilka är okorroderade, utsatta för 1,6 och 3,2 mm korrosion. Beräkningsgången är nästintill identisk med den i kapitel 7. Skillnaden är resultaten.

8.1 Anslutande rör

Anslutande rör i klass 600 väljs enligt tabell 8.1 nedan.

Tabell 8.1 Vilken schedule som har använts för flänsar i klass 600.

Tillåten korrosion [mm]	NPS	Schedule/rörklass
0	1-8 10-24	SCH 80 SCH 100
1,6	1-8 10-24	SCH 80 SCH 100
3,2	1-6 8-24	SCH 160 SCH 100

Framtagningen av tabell 8.1 har gjorts analogt med tabell 6.1.

8.2 Beräkning av provtryck

Ekvation (6.1) och hållfasthetsvärden ifrån tabell 4.1 och 4.2 ger tabell 8.2.

Tabell 8.2 Erforderligt provtryck i MPa för flänsar i tryckklass 300

P/T [MP A/°C]	10,2 1/20	10,0 2/50	9,32/ 100	9,02/ 150	8,76/ 200	8,39/ 250	7,96/ 300	7,74/ 325	7,51/ 350	7,27/ 375	6,94/ 400
SA-105	14,6 0	14,3 3	13,3 3	13,4 9	14,4 1	15,4 2	16,8 1	17,6 6	18,0 5	18,4 7	18,3 8
SA-106 Gr B	14,6 0	14,3 3	13,3 3	13,4 0	14,2 1	15,3 5	16,5 8	17,1 4	17,7 4	18,0 2	18,1 0

På samma sätt som i kapitel 7 fås det dimensionerande provtrycket vid den högsta temperaturen och ges av materialet i röret. Provtrycket för samtliga temperaturer i klass 600 då bilaga G tillämpas väljs till 18,1 MPa.

8.3 Beräkningar i VVD

Packningen och förkortningar i resultattabellerna är samma för flänsar i klass 300 och 600.

8.3.1 Flänsar utan korrosion

Vid beräkningarna på flänsar utan korrosion fås resultat enligt tabell 8.3.

Tabell 8.3 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 600, utan korrosion.

P/T [MPa /°C]	NPS											
		10,21 /20	10,02 /50	9,32 /100	9,02 /150	8,76 /200	8,39 /250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
1	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G	G
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G	G
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G	X	X
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	X	X	X	X	X
20	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	X	X	X	X	X
24	TF	G	G	G	G	G	X	X	X	X	X	X

De flänsar som inte kan räknas hem med varken Taylor Forge eller bilaga G räknas om med lägre provtryck vid samma temperatur, analogt med flänsarna i klass 300. Genom iteration fås att flänsarna kan godkännas med provtryck enligt tabell 8.4. Den använda beräkningsmetoden är bilaga G.

Tabell 8.4 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 300 utan korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa

P/T [MPa /°C]	NPS						
		8,39/ 250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
	-	-	-	-	-	17,4	16,9
18	-	-	17,8	16,9	16,3	15,8	
20	-	17	16	15,3	14,7	14,2	
24	16,9	15	14	13,5	12,9	12,5	

Provtrycket som används innan sänkningen är 18,1 MPa.

8.3.2 Flänsar med 1,6 mm korrosion

Vid beräkningarna på flänsar med korrosion fås resultat enligt tabell 8.5.

Tabell 8.5 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 600, med 1,6 mm korrosion

P/T [MPa /°C]	NPS	10,21 /20	10,02 /50	9,32 /100	9,02 /150	8,76 /200	8,39 /250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
1	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G	G
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	X	X	X
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	X	X	X	X
20	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	X	X	X	X	X
24	TF	G	G	G	G	G	X	X	X	X	X	X

Analogt med flänsarna utan korrosion sänks provtrycket för de flänsar vilka inte kunnat godkännas. För flänsar med 1,6 mm korrosion fås tabell 8.6.

Tabell 8.6 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 600 med 1,6 mm korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa.

P/T [MPa /°C]	NPS	8,39/ 250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
16	-	-	-	17,7	17	16,5	
18	-	-	17,4	16,5	15,9	15,4	
20	-	16,6	15,7	15	14,3	13,9	
24	16,6	14,8	13,9	13,2	12,7	12,3	

8.3.3 Flänsar med 3,2 mm korrosion

Vid beräkningarna på flänsar med korrosion fås resultat enligt tabell 8.7.

Tabell 8.7 Vilken beräkningsmetod flänsarna kan godkännas med, i de fall de kan godkännas. Tabellen gäller för klass 600, med 3,2 mm korrosion

P/T [MPa /°C]	NPS											
		10,21 /20	10,02 /50	9,32 /100	9,02 /150	8,76 /200	8,39 /250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
1	G	G	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	TF
2	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
3	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
4	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
6	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G
8	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
10	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF
12	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	G
14	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	G	X
16	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	X	X	X	X	X
18	TF	TF	TF	TF	TF	TF	TF	X	X	G	X	X
20	TF	TF	TF	TF	TF	G	G	X	X	X	X	X
24	TF	G	G	G	G	X	X	X	X	X	X	X

Enligt samma modell som tidigare sänks provtrycket och flänsarna kan godkännas med ett nytt lägre provtryck enligt tabell 8.8

Tabell 8.8 Nya lägre provtryck vilka gör att flänsar i klass 600 med 3,2 mm korrosion kan godkännas med bilaga G, provtrycken är angivna i MPa.

P/T [MPa /°C]	NPS							
		10,21 /20	8,39/ 250	7,96 /300	7,74 /325	7,51 /350	7,27 /375	6,94 /400
14	-	-	-	-	-	-	-	17,6
16	-	-	-	-	18	17,2	16,6	16
18	-	-	-	17,9	16,9	16,1	15,5	15
20	-	-	-	16,2	15,3	14,6	14	13,6
24	17,9	16,3	14,5	13,6	13	12,4	12	

8.4 Analys av resultat

Trenderna ifrån klass 300 flänsarna stämmer även in på flänsarna i klass 600. Det som skiljer är att de stora flänsarna i vissa fall håller sämre vid hög temperatur och mycket korrosion. I många av de fallen har beräkningarna utförts med bilaga G.

9. SLUTSATS

Syftet med arbetet har varit att räkna på flänsar tillverkade enligt den amerikanska standarden för flänsar och undersöka ifall flänsarna kan godkännas med någon av de två beräkningsmetoderna i den europeiska standarden.

Tabellerna i kapitel 6.3, 7.3 och 8.3 är huvudresultatet av arbetet och visar vilken beräkningsmetod de olika flänsarna kräver och vilka flänsar som inte har kunnat godkännas.

I tabellen i kapitel 6.3 kan man se att flänsarna i klass 150 kan godkännas för alla tryck och temperaturförhållande oavsett om de är korroderade eller inte. Ett utmärkande resultat för klass 150 är att den dimensionerande spänningen uppkommer i åtdragningstillståndet för flänsarna. Detta är en starkt bidragande anledning till att de kan godkännas med samma beräkningsmetod oavsett temperatur och tryck. Utnyttjandegraden av materialen skiljer sig beroende på ifall flänsarna är utan korrosion, med 1,6 mm eller med 3,2 mm korrosion, men det är ingen fläns som godkänns med någon annan beräkningsmetod.

I kapitel 7.3 och 8.3 visas att det finns flänsar i klass 300 och 600 som inte går att godkänna med någon av beräkningsmetoderna i EN-standard. För att kunna använda de flänsar vilka inte är godkända införs restriktioner med nya lägre maximala provtryck som får användas vid provtryckningar av konstruktioner där dessa flänsar ingår. De nya provtrycken för klass 300 och 600 ges i tabell 7.

En del av flänsarna i kapitel 7 och 8 dimensioneras av drifttillståndet och trenden för dessa flänsar är att de är svårare att godkänna vid högre temperaturer och blir slutligen underkända vid de högsta temperaturerna. Denna trend syns främst för de stora flänsarna.

Alla beräkningar på flänsarna är utförda i beräkningsprogrammet VVD. VVD är ett välansvänt program för beräkningar av bland annat flänsar och det borde göra att de flesta fel och buggar i programmet har upptäckts. Beräkningsmetoden

Taylor Forge är en metod som anses konservativ och ger därför ofta alltför höga spänningar i flänsarna. Det medför däremot endast en extra säkerhet mot att något skall gå sönder. Metoden i bilaga G är mer noggrann och anses ofta ge mer rättvisande resultat. Nackdelen är att den är omständligare att använda. I de fall flänsarna kan godkännas med Taylor Forge metoden skall det inte vara någon nackdel att använda den metoden.

Den största felkällan är att fel värden har matats in i programmet. Att det inte har skett är svårt att garantera fullt så länge resultaten blir trovärdiga.

REFERENSER

Arbetet har gått ut på att undersöka huruvida flänsar vilka är tillverkad enligt en standard uppfyller kraven i en annan standard. Detta gör att merparten av informationen är hämtad ifrån olika delar ur de två olika standarderna, ASME och EN-standarderna.

De två beräkningsmetoderna är hämtade ifrån EN-standarderna:

2012-03-26. SS-EN 13445-3:2009+C3:2011. Swedish Standards Institute

All information om ASME-flänsarna är hämtad ifrån:

2009-06-30. ASME B16.5-2009. New York, the American Society of Mechanical Engineers

Information om scheduleklasserna kommer ifrån:

04-10-25. ASME B36.10M-2004. New York, the American Society of Mechanical Engineers

Den information som inte kommer ifrån någon standard är hållfasthetsvärden för materialen och kommer ifrån Inspecta PMA. PMA ges ut av Inspecta men det är en specifik person på företaget som är ansvarig utgivare för varje PMA.

PMA för ASME SA-105:

2008-06-24. Forging according to ASME SA-105. Inspecta Sweden AB, Bo Lindblad.
Revision 5.

PMA för ASME SA-106 grade B:

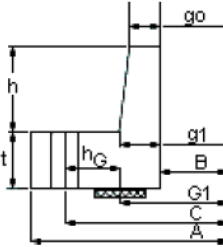
2006-07-17. Grade B according to ASME SA-106. Inspecta Sweden AB, Bo Lindblad.
Revision 6.

PMA för ASME SA-193 grade B7:

2006-07-18. Grade B7 according to ASME SA-193. Inspecta Sweden AB, Jan Wåle
Revision 4.

BILAGA 1

I bilaga 1 finns beräkningsgången ifrån VVD vilken ges som detaljerad utdata när Taylor Forge används till beräkningarna.

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - 11.5 NARROW FACE GASKETED FLANGES		
24"	01 June 2012 16:04 ConnID:S1.13	
INPUT DATA COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION Attachment: S1.13 Cylindrical Shell 24" Location: Along z-axis zo= 0 Flange Design Method: Section 11 - Taylor Forge GENERAL DESIGN DATA PROCESS CARD: General Design Data : Temp= 250°C, P=4.1900 MPa, c= 1.6 mm B: Pressure loading: Flange under internal pressure EXTERNAL LOADS ON FLANGE (PD5500 ENQ 5500/123): NO SPECIFY BOLT LOADS FROM 2nd./MATING FLANGE: NO TYPE OF FLANGE AND GASKET FACING A: Flange Standard: ASME B16.5-2009 Flanges  C: Flange Type: WN Welding Neck (Smooth bore) D: Facing Sketch/ANSI facing: 1a RF Raised Face SHELL/NOZZLE DATA SHELL/NOZZLE SIZE & COMMENT: S1.13 ASTM A106-82 gr B NGS 141 ed.9 THK<=40mm 250'C Rm=415 Rp=240 Rpt=164 fs=109.33 fs20=160 ftest=228.57 (N/mm2) NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL. OUTSIDE DIAMETER OF SHELL/NOZZLEDo 609.60 mm WALL THICKNESS OF NOZZLE/SHELL(uncorrodred).....s1 17.47 mm ASME B16.5-2009 Flanges E: Pressure Class: Class 300 lbs FLANGE DATA REVERSE FLANGE: No (The bolts are located on the outside) DESIGN METHOD: A) INTEGRAL FLANGE METHOD OUTSIDE DIAMETER OF FLANGE.....A 914.40 mm THICKNESS OF FLANGE(uncorrodred).....e 68.20 mm CORROSION ALLOWANCE FOR FLANGE FACE.....cf 0.00 mm ASTM A105-85b NGS 272 Ed4/86 THK<=250mm 250'C Rm=485 Rp=250 Rpt=170 SFO=113.33 SFA=166.67 ftest=238.1 (N/mm2) NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL. DATA FOR FLANGE HUB LENGTH OF HUB.....h 76.28 mm THICKNESS OF HUB AT BACK OF FLANGE corrodred.....g1 61.92 mm THICKNESS OF HUB AT SMALL END corrodred.....go 15.87 mm ASTM A105-85b NGS 272 Ed4/86 THK<=250mm 250'C Rm=485 Rp=250 Rpt=170 SHO=113.33 SHA=166.67 ftest=238.1 (N/mm2) NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL.		
F.13 WN - Flange 24"	Umax= 114%	Page: 1

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - 11.5 NARROW FACE GASKETED FLANGES		
24"	01 June 2012 16:04 ConnID:S1.13	
BOLTING DATA REDUCE SAFETY AGAINST ABUSE BY CAREFULLY CONTROLLING THE BOLTING-UP TORQUE: NO BOLTING TORQUE CALCULATION: NO NOMINAL BOLTING SIZE & COMMENT: 1 1/2"(1.5) EFFECTIVE BOLT AREA per bolt.....:Ae 906.45 mm2 RECOMMENDED MINIMUM BOLT CENTER TO EDGE CLEARANCE....:Bce 38.50 mm RECOMMENDED MINIMUM BOLT CENTER/RADIAL CLEARANCE.....:Bcr 50.80 mm DIAMETER OF BOLT HOLES IN FLANGE.....:d 41.30 mm NUMBER OF BOLTS.....:n 24.00 BOLT-CIRCLE DIAMETER.....:C 812.80 mm SA-193-B7 enligt PMA, eget försök, test, SA193, , THK<=64mm 250'C Rm=860 Rp=507 Rpt=430 Sb=143.33 Sa=169 ftest=253.5 (N/mm2) NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL.		
GASKET DATA Table H-1 Gasket factors m & y Facing: Spiral-wound stainless/monel m=3.0 Y=69 2 1a,1b,1c,1d,4,5 OUTSIDE DIAMETER OF GASKET/RAISED FACE.....:Go 685.80 mm GREATER VALUE OF INSIDE DIAMETER OF GASKET/FLANGE FACE:A1 628.70 mm TEMA RGP-RCB-11.7 Include Additional Loads from Pass Partition Plate Gasket: NO		
CALCULATION DATA Large Diameter Stress Correction Factor K k (D < 1000 mm) = 1 =1= 1.0000		
GASKET DETAILS b = MIN VALUE(2.52 * Sqr(bo), bo) = == 9.5200 mm		
FLANGE LOADS $H = 0.785 * G^2 * p (11.5-5) = 0.785 * 666.76^2 * 4.19 = 1462.24 \text{ kN}$ $HG = (2 * \pi * b * G * m) * p (11.5-6) = (2 * 3.14 * 9.52 * 666.76 * 3) * 4.19 = 501.33 \text{ kN}$ $HD = 0.785 * B^2 * p = 0.785 * 577.86^2 * 4.19 = 1098.32 \text{ kN}$ $HT = H - HD (11.5-11) = 1.4622E06 - 1.0983E06 = 363.92 \text{ kN}$		
MOMENT ARMS $hG = (C - G) / 2 (11.5-14) = (812.8 - 666.76) / 2 = 73.02 \text{ mm}$ $hD = (C - B - g1) / 2 (11.5-12) = (812.8 - 577.86 - 61.92) / 2 = 86.51 \text{ mm}$ $hT = (2 * C - B - G) / 4 (11.5-15) = (2 * 812.8 - 577.86 - 666.76) / 4 = 95.25 \text{ mm}$		
BOLT LOADS Operating condition $Wop = H + HG (11.5-8) = 1.4622E06 + 5.0133E05 = 1963.57 \text{ kN}$ Bolting up condition $Wamb = \pi * b * G * y (11.5-7) = 3.14 * 9.52 * 666.76 * 69 = 1375.95 \text{ kN}$		
BOLTING AREA $Am1 = Wop / Sb = 1.9636E06 / 143.33 = 13699.64 \text{ mm}^2$ $Am2 = Wamb / Sa = 1.376E06 / 169 = 8141.74 \text{ mm}^2$ Required Bolting Area Am $Am = \text{MAX}(Am1, Am2) = \text{MAX}(13699.64, 8141.74) = 13699.64 \text{ mm}^2$ Available Bolting Area Ab $Ab (\text{num.bolts} * \text{root area}) = n * Ae = 24 * 906.45 = 21754.80 \text{ mm}^2$		
Bolting Area Check Ab=21754.8 >= Am=13699.64[mm2]		62.9% OK
$W = 0.5 * (Ab + Am) * Sa (11.5-16) = 0.5 * (21754.8 + 13699.64) * 169 = 2995.90 \text{ kN}$		
FLANGE MOMENTS $Mop = HD * hD + HT * hT + HG * hG (11.5-18) = 1.0983E06 * 86.51 + 3.6392E05 * 95.25 + 5.0133E05 * 73.02 = 1,6629E05 \text{ Nm}$ $Mamb = W * hG (11.5-17) = 2.9959E06 * 73.02 = 2,1876E05 \text{ Nm}$		
F.13 WN - Flange	24"	Umax= 114% Page: 2

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - 11.5 NARROW FACE GASKETED FLANGES
24" 01 June 2012 16:04 ConnID:S1.13

Bolt Spacing
 $B_s = C * \pi / n = 812.8 * 3.14 / 24 =$ 106.40 mm

Bolt Pitch Correction Factor
 $CF = \text{MAX}(\text{Sqr}(B_s / (2 * d_b + 6 * e / (m + 0.5))), 1)$ (11.5-20)
 $= \text{MAX}(\text{Sqr}(106.4 / (2 * 38.1 + 6 * 68.2 / (3 + 0.5))), 1) =$ 1.0000
 $M_o = M_{op} * CF / B$ (11.5-27) $= 1.6629E05 * 1 / 577.86 =$ 287.76 Nm/mm
 $M_a = M_{amb} * CF / B$ (11.5-26) $= 2.1876E05 * 1 / 577.86 =$ 378.58 Nm/mm

SHAPE CONSTANTS

$K = A / B$ (11.5-21) $= 914.4 / 577.86 =$ 1.5824
 $l_o = \text{SQR}(B * g_o)$ (11.5-22) $= \text{SQR}(577.86 * 15.87) =$ 95.76
 $h/l_o = 0.797$ $K=A/B= 1.582$ $g_l/g_o = 3.902$
 VALUES FROM FIGURES 11.5-4 to 8
 $\text{BetaT} = 1.675$ $\text{BetaZ} = 2.330$ $\text{BetaY} = 4.405$ $\text{BetaU} = 4.841$
 $\text{BetaF} = 0.722$ $\text{BetaV} = 0.076$ $\phi = 2.437$
 $\text{lamda} = (e * \text{BetaF} + l_o) / (\text{BetaT} * l_o) + e^3 * \text{BetaV} / (\text{BetaU} * l_o * g_o^2)$
 $= (68.2 * 0.722 + 95.76) / (1.675 * 95.76) + 68.2^3 * 0.076 / (4.841 * 95.76 * 15.87^2) =$ 1.1106

OPERATING CONDITION

$M = M_o = 287.76 =$ 287.76 Nm/mm

11.5.4.1 Flange Stresses with Flange Thickness $e = 68.2$ mm

Longitudinal Hub Stress
 $\text{SigH} = \phi * M / (\text{lamda} * g_l^2)$ (11.5-32)
 $= 2.44 * 287.76 / (1.11 * 61.92^2) =$ 164.70 N/mm2

Radial Flange Stress
 $\text{Sigr} = (1.333 * e * \text{BetaF} + l_o) * M / (\text{lamda} * e^2 * l_o)$ (11.5-33)
 $= (1.333 * 68.2 * 0.722 + 95.76) * 287.76 / (1.11 * 68.2^2 * 95.76) =$ 93.89 N/mm2

Tangential Flange Stress
 $\text{SigTeta} = \text{BetaY} * M / e^2 - \text{Sigr} * (K^2 + 1) / (K^2 - 1)$ (11.5-34)
 $= 4.405 * 287.76 / 68.2^2 - 93.89 * (1.58^2 + 1) / (1.58^2 - 1) =$ 53.78 N/mm2

11.5.4.2 Stress Limits

Hub Stress $k * \text{SigH} = 164.7 \leq 1.5 * \text{MIN}(f, f_H) = 170$ [N/mm2] (11.5-90)	96.8%	OK
Radial Stress $k * \text{SigR} = 93.89 \leq f = 113.33$ [N/mm2] (11.5-91)	82.8%	OK
Tangential Stress $k * \text{SigTeta} = 53.78 \leq f = 113.33$ [N/mm2] (11.5-92)	47.4%	OK
Radial+Hub Stress $0.5 * k * (\text{SigH} + \text{SigR}) = 129.3 \leq f = 113.33$ [N/mm2] (11.5-93)	114.0%	NOT OK
Tangential+Hub Stress $0.5 * k * (\text{SigH} + \text{SigTeta}) = 109.24 \leq f = 113.33$ [N/mm2] (11.5-94)	96.3%	OK

BOLTING UP CONDITION

$M = M_a = 378.58 =$ 378.58 Nm/mm

11.5.4.1 Flange Stresses with Flange Thickness $e = 68.2$ mm

Longitudinal Hub Stress
 $\text{SigH} = \phi * M / (\text{lamda} * g_l^2)$ (11.5-32)
 $= 2.44 * 378.58 / (1.11 * 61.92^2) =$ 216.68 N/mm2

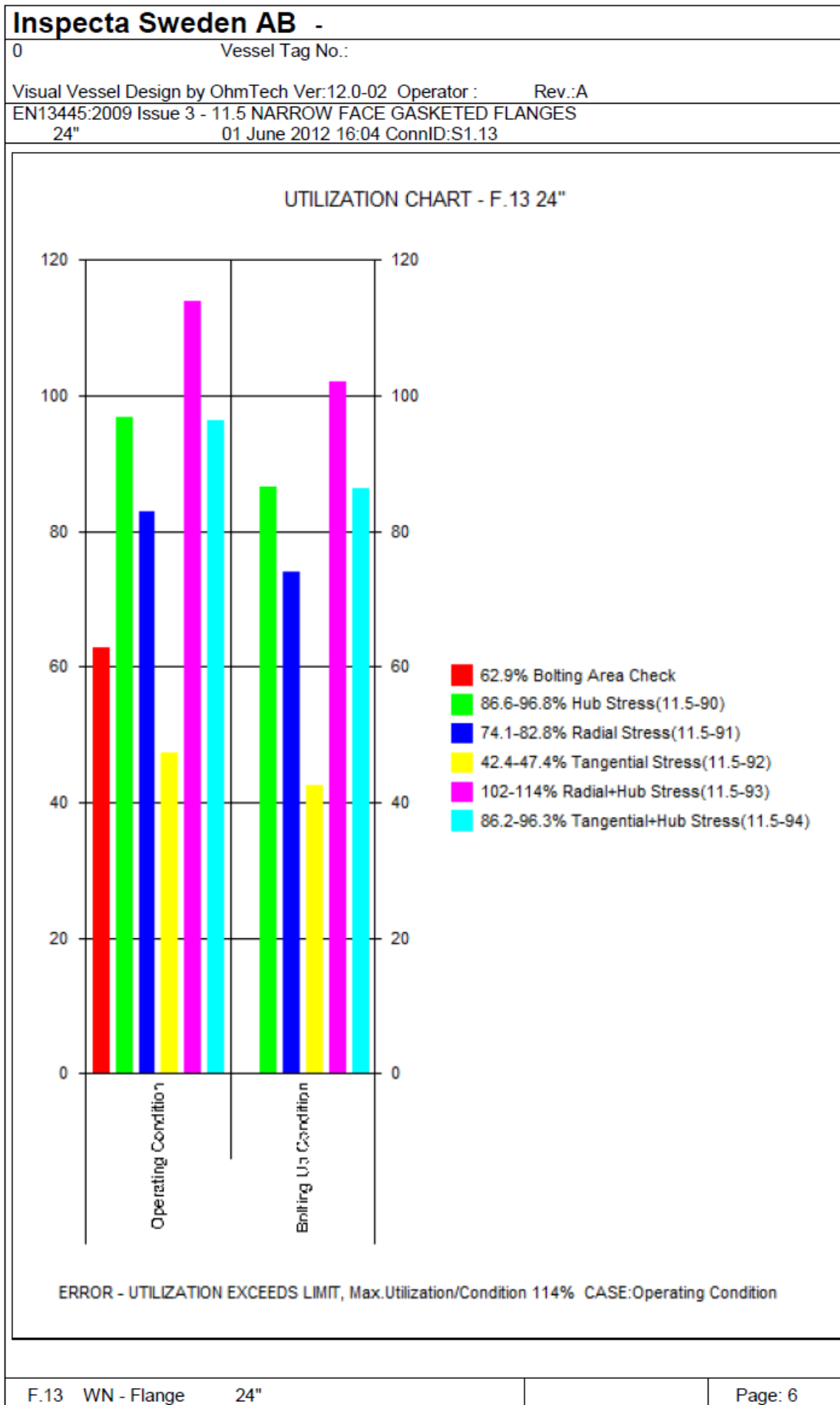
Radial Flange Stress
 $\text{Sigr} = (1.333 * e * \text{BetaF} + l_o) * M / (\text{lamda} * e^2 * l_o)$ (11.5-33)
 $= (1.333 * 68.2 * 0.722 + 95.76) * 378.58 / (1.11 * 68.2^2 * 95.76) =$ 123.52 N/mm2

Tangential Flange Stress
 $\text{SigTeta} = \text{BetaY} * M / e^2 - \text{Sigr} * (K^2 + 1) / (K^2 - 1)$ (11.5-34)
 $= 4.405 * 378.58 / 68.2^2 - 123.52 * (1.58^2 + 1) / (1.58^2 - 1) =$ 70.75 N/mm2

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - 11.5 NARROW FACE GASKETED FLANGES		
24"	01 June 2012 16:04 ConnID:S1.13	
11.5.4.2 Stress Limits		
Hub Stress $k \cdot \text{SigH} = 216.68 \leq 1.5 \cdot \text{MIN}(f; f_H) = 250 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-90)	86.6%	OK
Radial Stress $k \cdot \text{SigR} = 123.52 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-91)	74.1%	OK
Tangential Stress $k \cdot \text{SigTeta} = 70.75 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-92)	42.4%	OK
Radial+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigR}) = 170.1 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-93)	102.0%	NOT OK
Tangential+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigTeta}) = 143.72 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-94)	86.2%	OK
CALCULATION SUMMARY		
BOLTING AREA		
Bolting Area Check $A_b = 21754.8 \geq A_m = 13699.64 [\text{mm}^2]$	62.9%	OK
OPERATING CONDITION		
11.5.4.1 Flange Stresses with Flange Thickness $e = 68.2 \text{ mm}$		
Longitudinal Hub Stress $\text{SigH} = \phi \cdot M / (\lambda \cdot g_1^2) = 2.44 \cdot 287.76 / (1.11 \cdot 61.92^2) = 164.70 \text{ N/mm}^2$ (11.5-32)		
Radial Flange Stress $\text{SigR} = (1.333 \cdot e \cdot \text{BetaF} + l_o) \cdot M / (\lambda \cdot e^2 \cdot l_o) = (1.333 \cdot 68.2 \cdot 0.7221 + 95.76) \cdot 287.76 / (1.11 \cdot 68.2^2 \cdot 95.76) = 93.89 \text{ N/mm}^2$ (11.5-33)		
Tangential Flange Stress $\text{SigTeta} = \text{BetaY} \cdot M / e^2 - \text{SigR} \cdot (K^2 + 1) / (K^2 - 1) = 4.405 \cdot 287.76 / 68.2^2 - 93.89 \cdot (1.58^2 + 1) / (1.58^2 - 1) = 53.78 \text{ N/mm}^2$ (11.5-34)		
11.5.4.2 Stress Limits		
Hub Stress $k \cdot \text{SigH} = 164.7 \leq 1.5 \cdot \text{MIN}(f; f_H) = 170. [\text{N/mm}^2]$ (11.5-90)	96.8%	OK
Radial Stress $k \cdot \text{SigR} = 93.89 \leq f = 113.33 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-91)	82.8%	OK
Tangential Stress $k \cdot \text{SigTeta} = 53.78 \leq f = 113.33 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-92)	47.4%	OK
Radial+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigR}) = 129.3 \leq f = 113.33 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-93)	114.0%	NOT OK
Tangential+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigTeta}) = 109.24 \leq f = 113.33 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-94)	96.3%	OK
BOLTING UP CONDITION		
11.5.4.1 Flange Stresses with Flange Thickness $e = 68.2 \text{ mm}$		
Longitudinal Hub Stress $\text{SigH} = \phi \cdot M / (\lambda \cdot g_1^2) = 2.44 \cdot 378.58 / (1.11 \cdot 61.92^2) = 216.68 \text{ N/mm}^2$ (11.5-32)		
Radial Flange Stress $\text{SigR} = (1.333 \cdot e \cdot \text{BetaF} + l_o) \cdot M / (\lambda \cdot e^2 \cdot l_o) = (1.333 \cdot 68.2 \cdot 0.7221 + 95.76) \cdot 378.58 / (1.11 \cdot 68.2^2 \cdot 95.76) = 123.52 \text{ N/mm}^2$ (11.5-33)		
Tangential Flange Stress $\text{SigTeta} = \text{BetaY} \cdot M / e^2 - \text{SigR} \cdot (K^2 + 1) / (K^2 - 1) = 4.405 \cdot 378.58 / 68.2^2 - 123.52 \cdot (1.58^2 + 1) / (1.58^2 - 1) = 70.75 \text{ N/mm}^2$ (11.5-34)		
F.13 WN - Flange 24"	Umax= 114%	Page: 4

Inspecta Sweden AB -

0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - 11.5 NARROW FACE GASKETED FLANGES		
24"	01 June 2012 16:04 ConnID:S1.13	
11.5.4.2 Stress Limits		
Hub Stress $k \cdot \text{SigH} = 216.68 \leq 1.5 \cdot \text{MIN}(f; f_H) = 250 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-90)	86.6%	OK
Radial Stress $k \cdot \text{SigR} = 123.52 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-91)	74.1%	OK
Tangential Stress $k \cdot \text{SigTeta} = 70.75 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-92)	42.4%	OK
Radial+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigR}) = 170.1 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-93)	102.0%	NOT OK
Tangential+Hub Stress $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigTeta}) = 143.72 \leq f = 166.67 [\text{N/mm}^2]$ (11.5-94)	86.2%	OK
ERROR:Radial+Hub Stress ; $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigR}) \leq f$: U= 114%(stress actual/limit= 129.3/ 113.33 N/mm2)		
ERROR:Radial+Hub Stress ; $0.5 \cdot k \cdot (\text{SigH} + \text{SigR}) \leq f$: U= 102%(stress actual/limit= 170.1/ 166.67 N/mm2)		
Volume:0.04 m3 Weight:239 kg (SG= 7.85)		
F.13 WN - Flange 24"	Umax= 114%	Page: 5



BLAGA 2

I bilaga 2 finns beräkningsgången ifrån VVD vilken ges som detaljerad utdata när bilaga G i EN 13445-3 används till beräkningarna.

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13**INPUT DATA****COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION**

Attachment: S1.13 Cylindrical Shell 24"

Location: Along z-axis z1= 2000

Flange Design Method:

Annex G - Alternative design rules for flanges and gasketed flange connections.

GENERAL DESIGN DATA

CALCULATION TEMPERATURE.....Temp 250.00 °C

Mating Flange: Similar

RETRIEVE DIMENSIONAL DATA FROM A STANDARD FLANGE (ASME B16.5, DIN or EN1092): YES

INCLUDE MATING FLANGE AS PART OF DESIGN MODEL: NO

STANDARD FLANGE DATA

A: Flange Standard: ASME B16.5-2009 Flanges

E: Pressure Class: ASME B16.5:Class 300 lbs

C: Flange Type: WN Welding Neck

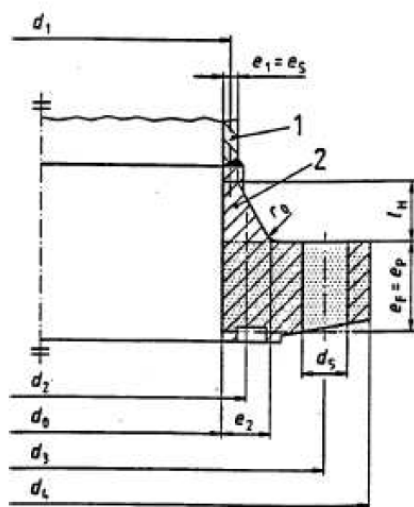
D: Facing Sketch/ANSI facing (Table 3.8.3(2)): 1a RF Raised Face

INSIDE DIAMETER OF SHELL/NOZZLE corroded.....Di 582.24 mm

FLANGE TYPE Side 1

Flange Type: Integral - Flange

Connecting Shell: Cylindrical or Conical Shell



Selected Sketch of Flange: Tapered hub with no thickening in the bore

FLANGE GEOMETRY Side 1

Equivalent axial thickness of flange.....:eF	68.20 mm
Axial thickness radially loaded by pressure.....:eP	68.20 mm
Inside diameter of flange(corroded).....:d0	582.24 mm
Average diameter of hub, thin end.....:d1	595.92 mm
Average diameter of hub, thick end.....:d2	641.97 mm
Outside diameter of flange.....:d4	914.40 mm
Diameter of bolt holes.....:d5	41.30 mm
Min. wall thickness thin end of hub(corroded).....:e1	13.68 mm
Wall thickness at thick end of hub(corroded).....:e2	59.73 mm
Length of hub.....:lH	76.28 mm
Inclination of shell.....:PhiS	0.00 degr.
DEPTH OF RAISED PORTION OF FACE.....:Fd	1.6000 mm

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13

ASTM A105-85b NGS 272 Ed4/86 THK<=250mm 250'C
 Rm=485 Rp=250 Rpt=170 fF=113.33 fF20=166.67 ftest=238.1 (N/mm2)
 NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL.

DATA FOR CYLINDRICAL PART OF FLANGE/SHELL Side 1

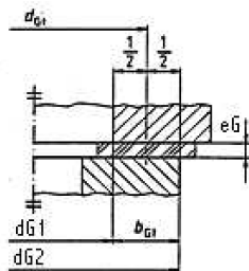
ASTM A106-82 gr B NGS 141 ed.9 THK<=40mm 250'C
 Rm=415 Rp=240 Rpt=164 f=109.33 f20=160 ftest=228.57 (N/mm2)
 NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL.
 Shell thickness(corroded).....:eS 15.87 mm
 Average diameter of shell.....:dS 595.92 mm
 Length of cylindrical part of flange.....:LS 9.7300 mm

BOLTING DATA

Thermal Load:
 Ignore Thermal Loads(small thermal elongation difference between flange and bolts)
 Waisted Bolt: NO
 Specify Minimum Bolt Load for Assembly Condition, FBmin: NO
 NOMINAL BOLTING SIZE & COMMENT: 1 1/2"(1.5)
 Bolt circle diameter.....:d3 812.80 mm
 Number of bolts.....:nB 24.00
 Nominal diameter.....:dB0 38.10 mm
 Effective diameter.....:dBe 33.97 mm
 Number of reassemblies during service.....:NR 10.00
 Length of clamp.....:LB 139.60 mm
 Carbon Steel Bolt Material: YES
 SA-193-B7 enligt PMA, eget försök, test, SA193, , THK<=64mm 250'C
 Rm=860 Rp=507 Rpt=430 fB=286.67 fB20=338 ftest=482.86 (N/mm2)
 NOTE: A PARTICULAR MATERIAL APPRAISAL(PMA) MAY BE REQUIRED FOR THIS MATERIAL.

BOLTING TORQUE

BOLTING-UP METHOD: Wrench, Operator Feel eps= 0.3+0.5* μ
 FRICTION COEFFICIENT: Normal/Average Conditions $\mu=0.20$

GASKET FORM AND GEOMETRY

Gasket Form: Flat gaskets, soft or composite materials or pure metallic.
 Inside diameter of contact area, MAX(gasket ID, surface ID):dG1 628.70 mm
 Outside diameter of contact area, MIN(gasket OD, surface OD):dG2 685.80 mm
 Axial thickness.....:eG 4.5000 mm
 Maximum rotation and deformation of flange.....:ThetaMax 1.0000 degr.

GASKET TYPE AND MATERIAL

Gasket Type: Spiral wound gaskets with soft filler
 Gasket Material: Graphite filler. both sides ring-supported

Table GASKET PROPERTIES:

Description	ID	Assembly(T=20C)	Operating(T=250C)
Min. required compressive stress in gasket(MPa)	Qmin	50	0
Max. allowable compressive stress in gasket(MPa)	Qmax	300	235
Compressive E-modulus of gasket at zero compressive stress(MPa)	E0	10000	10000

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13

Description	ID	Assembly(T=20C)	Operating(T=250C)
Rate of change of compressive modulus of elasticity	K1	0	0
Gasket compression factor	mi	1.6	1.6
Gasket creep factor	gC	1	1

LOAD CASES

Table FLANGE LOADS:

Description	ID	Assembly	Test Cond.	Oper.Cond.1
Internal pressure(MPa)	Pi	0	9.05	4.19
External Axial Force(kN)	FA			
External Bend.Moment(kNm)	MA			
Allowable stress multiplication factor	mf	NA	NA	1
Test Condition (Yes/No)	Te	YES	YES	No
Temperature D=Design/A=Ambient	T	A	A	D
Overall Axial Thermal Expansion(mm)	Delta U	NA		

CALCULATION DATA**ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES****G.5.1 Flange parameters****G.5.1.2.1 Bolt holes**

Pitch between bolts pB

$$pB = PI * d3 / nB \text{ (G.5-1)} = 3.14 * 812.8 / 24 = 106.40 \text{ mm}$$

Effective diameter of the bolt hole d5e

$$d5e = d5 * \text{Sqr}(d5 / pB) \text{ (G.5-2)} = 41.3 * \text{Sqr}(41.3 / 106.4) = 25.73 \text{ mm}$$

Effective bolt circle diameter d3e

$$d3e = d3 * (1 - 2 / nB^2) \text{ (G.5-4)} = 812.8 * (1 - 2 / 24^2) = 809.98 \text{ mm}$$

$$\text{CosPhiS} = \text{Cos}(\text{PhiS}) = \text{Cos}(0) = 1.0000$$

$$\text{TanPhiS} = \text{Tan}(\text{PhiS}) = \text{Tan}(0) = 0.00$$

$$\text{CosPhiSm} = \text{Cos}(\text{PhiSm}) = \text{Cos}(0) = 1.0000$$

$$\text{TanPhiSm} = \text{Tan}(\text{PhiSm}) = \text{Tan}(0) = 0.00$$

G.5.1.2.2 Effective dimensions of flange ring

For an integral flange and blind flange (see Figures G.3-4 to G.3-9), calculate:

$$bF = (d4 - d0) / 2 - d5e \text{ (G.5-5)} = (914.4 - 582.24) / 2 - 25.73 = 140.35 \text{ mm}$$

$$dF = (d4 + d0) / 2 \text{ (G.5-6)} = (914.4 + 582.24) / 2 = 748.32 \text{ mm}$$

Mating Flange

For an integral flange and blind flange (see Figures G.3-4 to G.3-9), calculate:

$$bFm = (d4m - d0m) / 2 - d5e \text{ (G.5-5)} = (914.4 - 582.24) / 2 - 25.73 = 140.35 \text{ mm}$$

$$dFm = (d4m + d0m) / 2 \text{ (G.5-6)} = (914.4 + 582.24) / 2 = 748.32 \text{ mm}$$

G.5.1.3 Connected shell**G.5.1.3.1 Tapered hub**

$$\text{beta} = e2 / e1 \text{ (G.5-16)} = 59.73 / 13.68 = 4.3662$$

$$eE = e1 * (1 + (\text{beta} - 1) * lH / ((\text{beta} / 3) * \text{Sqr}(d1 * e1) + lH)) \text{ (G.5-15)}$$

$$= 13.68 * (1 + (4.37 - 1) * 76.28 / ((4.37 / 3) * \text{Sqr}(595.92 * 13.68) + 76.28)) = 30.59 \text{ mm}$$

$$dE = (\text{MIN}(d1 - e1 + eE, d2 + e2 - eE) + \text{MAX}(d1 + e1 - eE, d2 - e2 + eE)) / 2 \text{ (G.5-17)}$$

$$= (\text{MIN}(595.92 - 13.68 + 30.59, 641.97 + 59.73 - 30.59) + \text{MAX}(595.92 + 13.68 - 30.59, 641.97 - 59.73 + 30.59)) / 2 = 612.83 \text{ mm}$$

Mating Flange**G.5.1.3.1 Tapered hub**

$$\text{betam} = e2m / e1m \text{ (G.5-16)} = 59.73 / 13.68 = 4.3662$$

$$eEm = e1m * (1 + (\text{betam} - 1) * lHm / ((\text{betam} / 3) * \text{Sqr}(d1m * e1m) + lHm)) \text{ (G.5-15)}$$

$$= 13.68 * (1 + (4.37 - 1) * 76.28 / ((4.37 / 3) * \text{Sqr}(595.92 * 13.68) + 76.28)) = 30.59 \text{ mm}$$

$$dEm = (\text{MIN}(d1m - e1m + eEm, d2m + e2m - eEm) + \text{MAX}(d1m + e1m - eEm, d2m - e2m + eEm)) / 2 \text{ (G.5-17)}$$

$$= (\text{MIN}(595.92 - 13.68 + 30.59, 641.97 + 59.73 - 30.59) + \text{MAX}(595.92 + 13.68 - 30.59, 641.97 - 59.73 + 30.59)) / 2 = 612.83 \text{ mm}$$

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
G.4.1 Conditions of applicability »G.4.1.1 Geometry, the method applies when: »a) The joint is a butt weld where the inside and outside surfaces merge smoothly with the adjacent cone and cylinder without local reduction in thickness. »- there are two similar or dissimilar flanges, or one flange and a blind flange; »- the whole assembly is axisymmetric; »- there are four or more identical, uniformly distributed bolts; »- there is a circular gasket, located within the bolt circle on plane surfaces and compressed axially; »- the flange dimensions met the following conditions: »a) $0.2=0.2 \leq bF/eF(2.1)(\text{Flange height over flange thickness ratio})=2.06$» OK« »a) $(\text{Flange}=2.06 \text{ height over flange thickness ratio}) bF/eF(2.1) \leq 5.0=5$» OK« »c) $\text{CosPhiS}=1 \geq 1/(1+0.01*dS/eS)=0.727$» OK« »NOTE 1: Condition a) need not to be met for a collar in combination with a loose flange, see Figure G.3-10 a) and b). »NOTE 2: Condition b) is to limit non-uniformity of gasket pressure due to spacing of bolts. The values 0,01 and 0,10 are to be applied for soft (non-metallic) and hard (metallic) gaskets respectively. A more precise criterion is given in G.8.1. »The following configurations are excluded from the scope of the method: »- flanges of essentially non-axisymmetric geometry, e.g. split loose flanges, oval flanges or gusset reinforced flanges; »- flange joints having metal to metal contact between the flanges or between the flanges and a spacer ring fitted either inside or outside the gasket or inside or outside the bolts. An example is a spiral wound gasket on a high pressure application. G.4.1.2 Material characteristics »Values of nominal design stress for bolts shall be determined as for shells in clause 6. »Material properties for gaskets may be taken from G.9. »NOTE: For gaskets which undergo large deformation (e.g. soft rubber) the results can be conservative (e.g. required bolt load too high, allowable fluid pressure too low, etc.) because the method presupposes small deformations. G.4.1.3 Loads »This method applies to the following loads: »- fluid pressure : internal or external. »- external loads : axial forces and bending moment. »- axial thermal expansion of flanges, bolts and gasket. »The following are not taken into account: »- External torsional moments and external shear loads, e.g. due to pipework. G.4.2 Mechanical model »The method is based on the following mechanical model: »- Geometry of both flanges and gasket is axisymmetric. Small deviations such as those due to a finite number of bolts, are permitted. »- Flange ring cross section on a radial cut remains undeformed. Only circumferential stresses and strains in the ring are considered. Radial and axial stresses and strains are neglected. This leads to the conditions in G.4.1.1 a). »- Shell connected to the flange ring is cylindrical. A tapered hub is treated as an equivalent cylindrical shell. It has a calculated wall thickness which is different for elastic and plastic behaviour but always lies between the thicknesses of the thin and thick end of the hub. Conical and spherical shells are treated as equivalent cylindrical shells with same wall thickness as the actual shell; the differences in shape are explicitly taken into account in the formulae. This simplification leads to the condition in G.4.1.1 c). The method assumes equal radial deformation and rotation of the flange ring and the shell at their junction. »- Gasket is in contact with the flange faces over an annular area which the method determines. The effective radial width b_{Ge} of the gasket, which may be less »- Modulus of elasticity of gasket material may increase with the compressive stress Q on the gasket. The method uses a linear model: $E_G = E_0 + K_1 \times Q$, in which »- Creep of gasket material is taken into account approximately by factor g_C. »- Thermal and mechanical axial deformations of flanges, bolts and gaskets are		
F.15	Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1% Page: 4

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
taken into account.		
»- Loading of the whole flange connection is axisymmetric. An external bending moment is treated as an equivalent axial force transmitted by the bolts; see equation (G.6-2).		
»- Load changes between load conditions cause changes in the bolt and gasket forces. These are calculated taking account of elastic deformations of all components. The required initial assembly force is calculated (see G.6.4) to ensure that the required forces on the gasket to ensure leak tightness are achieved under all conditions (see G.6.3).		
»- Load limit checks are based on limit loads for each component. Excessive plastic deformations are prevented. The load limit for gaskets, which depends on Qmax , is an approximation.		
»The following are not taken into account in the model:		
»- Bolt bending stiffness and bending strength. Ignoring bolt bending is a conservative simplification. Calculated tensile stiffness of bolts includes deformation of the bolt threads within a nut or tapped hole, see equation (G.5-36).		
»- Creep of flanges and bolts. This is due to lack of relevant material data for deformation.		
»- Different radial deformations of the flanges. With two equal flanges this is not relevant as the radial deformations are the same.		
G.5.2 Bolt parameters		
G.5.2.1 Effective cross-section area of bolts		
AB = nB * PI / 4 * MIN(dBe, dBs) ^ 2		(G.5-53)
=24*3.14/4*MIN(33.97,33.97)^2=	21751.65 mm2	
le = lB - lS =139.6-0=	139.60 mm	
G.5.2.2 Flexibility modulus of bolts		
XB = 4/(PI*nB)*(lS/dBs^2+le/(dBe)^2+0.8/dB0)		(G.5-54)
=4/(3.14*24)*(0/33.97^2+139.6/(33.97)^2+0.8/38.1)=	0.0075 mm-1	
The thickness of any washers shall be included in lengths lS and le.		
kB = 1.2 * μ * dB0 (G.8-5) =1.2*0.2*38.1=	9.1440 mm	
Scatter values for bolting up eps+ = .4		
epsp = eps1 * (1 + 3 / SQR(nB)) / 4		(G.6-15)
=0.4*(1+3/SQR(24))/4=	0.1612	
Scatter values for bolting up eps- = .4		
epsn = eps * (1 + 3 / SQR(nB)) / 4		(G.6-16)
=0.4*(1+3/SQR(24))/4=	0.1612	
G.5.3 Gasket parameters		
bGt = (dG2 - dG1) / 2 (G.5-55) = (685.8-628.7)/2=	28.55 mm	
dGt = (dG2 + dG1) / 2 (G.5-56) = (685.8+628.7)/2=	657.25 mm	
AGt = PI * dGt * bGt (G.5-57) =3.14*657.25*28.55=	58950.35 mm2	
LOAD CASE NO: 1 - ASSEMBLY		
FR0 = FA0 + 4 * MA0 / d3e (G.6-2) =0+4*0/809.98=	0.00 kN	
Effective gasket width and effective gasket area		
bGe = MIN(bGi, bGt) (G.5-59) =MIN(12.66,28.55)=	12.66 mm	
dGe = dG2 - bGe =685.8-12.66=	673.14 mm	
AGe = PI * dGe * bGe (G.5-60) =3.14*673.14*12.66=	26775.30 mm2	
NOTE 3: The effective gasket diameter dGe is the diameter where the gasket force acts. It is also determined from Table G.5-1.		
G.5.1.5 Flexibility-related flange parameters		
G.5.1.5.1 Integral flange, stub or collar		
gamma = eE * dF / (bF * dE * CosPhiS)		(G.5-33)
=30.59*748.32/(140.35*612.83*1)=	0.2662	
teta = 0.55 * CosPhiS * Sqr(dE * eE) / eF		(G.5-34)
=0.55*1*Sqr(612.83*30.59)/68.2=	1.1042	
lamda = 1 - eP / eF (G.5-35) =1-68.2/68.2=	0.00	
Cf = (1+gamma*teta)/(1+gamma*teta*(4*(1-3*lamda+3*lamda^2)+6*(1-2*lamda)*teta+6*teta^2)+3*gamma^2*teta^4) (G.5-36)		
=(1+0.2662*1.1)/(1+0.2662*1.1*(4*(1-3*0+3*0^2)+6*(1-2*0)*1.1+6*1.1^2)+3*0.2662^2*1.1^4)=	0.1964	
hS = eF*1.1*Sqr(eE/dE)*(1-2*lamda+teta)/(1+gamma*teta)		(G.5-37)
F.15	Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1% Page: 5

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
$=68.2*1.1*Sqr(30.59/612.83)*(1-2*0+1.1)/(1+0.2662*1.1)=27.26\text{ mm}$ $hT = eF*(1-2*\text{lamda}-\text{gamma}*teta^2)/(1+\text{gamma}*teta)\text{ (G.5-38)}$ $=68.2*(1-2*0-0.2662*1.1^2)/(1+0.2662*1.1)=35.60\text{ mm}$ $kQ = 0.85 / \text{CosPhiS (G.5-41)} = 0.85/1=0.8500$ $kR = -0.15 / \text{CosPhiS (G.5-42)} = -0.15/1=-0.1500$ $hQ = (hS*kQ+hT*(2*dF*eP/dE^2-0.5*\text{TanPhiS}))* (dE/dGe)^2\text{ (G.5-39)}$ $=(27.26*0.85+35.6*(2*748.32*68.2/612.83^2-0.5*0))*(612.83/673.14)^2$ $=27.22\text{ mm}$ $hR = hS * kR - hT * 0.5 * \text{TanPhiS}\text{ (G.5-40)}$ $=27.26*-0.15-35.6*0.5*0=-4.0888\text{ mm}$ $ZF = 3 * dF * Cf / (\text{PI} * bF * eF^3)\text{ (G.5-45)}$ $=3*748.32*0.1964/(3.14*140.35*68.2^3)=3,1518\text{E-}06\text{ mm-3}$ $ZL = 0\text{ (G.5-46)} =0=0.00$		
Mating Flange (m)		
G.5.1.5.1 Integral flange, stub or collar		
$\text{gammam} = eEm * dFm / (bFm * dEm * \text{CosPhiSm})\text{ (G.5-33)}$ $=30.59*748.32/(140.35*612.83*1)=0.2662$		
$\text{tetam} = 0.55 * \text{CosPhiSm} * Sqr(dEm * eEm) / eFm\text{ (G.5-34)}$ $=0.55*1*Sqr(612.83*30.59)/68.2=1.1042$		
$\text{lamdam} = 1 - ePm / eFm\text{ (G.5-35)} =1-68.2/68.2=0.00$		
$Cfm = (1+\text{gammam}*\text{tetam})/(1+\text{gammam}*\text{tetam}*(4*(1-3*\text{lamdam}+3*\text{lamdam}^2)+6*(1-2*\text{lamdam})*\text{tetam}+6*\text{tetam}^2)+3*\text{gammam}^2*\text{tetam}^4)\text{ (G.5-36)}$ $=(1+0.2662*1.1)/(1+0.2662*1.1*(4*(1-3*0+3*0^2)+6*(1-2*0)*1.1+6*1.1^2)+3*0.2662^2*1.1^4)=0.1964$		
$hSm = eFm*1.1*Sqr(eEm/dEm)*(1-2*\text{lamdam}+\text{tetam})/(1+\text{gammam}*\text{tetam})\text{ (G.5-37)}$ $=68.2*1.1*Sqr(30.59/612.83)*(1-2*0+1.1)/(1+0.2662*1.1)=27.26\text{ mm}$		
$hTm = eFm*(1-2*\text{lamdam}-\text{gammam}*\text{tetam}^2)/(1+\text{gammam}*\text{tetam})\text{ (G.5-38)}$ $=68.2*(1-2*0-0.2662*1.1^2)/(1+0.2662*1.1)=35.60\text{ mm}$		
$kQm = 0.85 / \text{CosPhiSm (G.5-41)} = 0.85/1=0.8500$		
$kRm = -0.15 / \text{CosPhiSm (G.5-42)} = -0.15/1=-0.1500$		
$hQm = (hSm*kQm+hTm*(2*dFm*ePm/dEm^2-0.5*\text{TanPhiSm}))* (dEm/dGe)^2\text{ (G.5-39)}$ $=(27.26*0.85+35.6*(2*748.32*68.2/612.83^2-0.5*0))*(612.83/673.14)^2$ $=27.22\text{ mm}$		
$hRm = hSm * kRm + hTm * 0.5 * \text{TanPhiSm}\text{ (G.5-40)}$ $=27.26*-0.15+35.6*0.5*0=-4.0888\text{ mm}$		
$ZFm = 3 * dFm * Cfm / (\text{PI} * bFm * eFm^3)\text{ (G.5-45)}$ $=3*748.32*0.1964/(3.14*140.35*68.2^3)=3,1518\text{E-}06\text{ mm-3}$		
$ZLm = 0\text{ (G.5-46)} =0=0.00$		
G.5.1.4.2 Integral flange and blind flange		
$hG = (d3e - dGe) / 2\text{ (G.5-24)} = (809.98-673.14)/2=68.42\text{ mm}$		
$hH = (d3e - dE) / 2\text{ (G.5-25)} = (809.98-612.83)/2=98.57\text{ mm}$		
$hL = 0\text{ (G.5-26)} =0=0.00\text{ mm}$		
Lever arm for integral flange and blind flange:		
$hG0 = (d3e - dGe) / 2\text{ (G.5-61)} = (809.98-673.14)/2=68.42\text{ mm}$		
Mating Flange (m)		
G.5.1.4.2 Integral flange and blind flange		
$hGm = (d3e - dGe) / 2\text{ (G.5-24)} = (809.98-673.14)/2=68.42\text{ mm}$		
$hHm = (d3e - dEm) / 2\text{ (G.5-25)} = (809.98-612.83)/2=98.57\text{ mm}$		
$hLm = 0\text{ (G.5-26)} =0=0.00\text{ mm}$		
Lever arm for integral flange and blind flange:		
$hG0m = (d3e - dGe) / 2\text{ (G.5-61)} = (809.98-673.14)/2=68.42\text{ mm}$		
Table G.5-1 Effective gasket geometry		
$EGm = EG0 + 0.5 * K1 * FG0 / AGe$ $=10000+0.5*0*4.7402\text{E}06/26775.3=10000.00$		
ASSEMBLY		
$bGi = Sqr((eG/(\text{PI}*dGe*EGm)/(hG0*ZF/EF0+hG0m*ZFm/EF0m))+(FG0/(\text{PI}*dGe*Qmax0))^2)$		
(Table G.5-1)		
$=Sqr((4.5/(3.14*673.14*10000)/(68.42*3.1518\text{E-}06/2.1177\text{E}05+68.42*3.1518\text{E-}06/2.1177\text{E}05))+(4.7402\text{E}06/(3.14*673.14*300))^2)=12.66\text{ mm}$		
F.15	Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1% Page: 6

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
G.5.3.3 Axial flexibility modulus of gasket		
XG = eG / AGt * (bGt + eG / 2) / (bGe + eG / 2)		(G.5-65)
= 4.5/58950.35*(28.55+4.5/2)/(12.66+4.5/2)=		1,5767E-04 mm-1
G.5.1.4 Lever arms		
hP = ((dGe-dE)^2*(2*dGe+dE)/6+2*eP^2*dF)/dGe^2		(G.5-22)
= ((673.14-612.83)^2*(2*673.14+612.83)/6+2*68.2^2*748.32)/673.14^2=		17.98 mm
hPm = ((dGe-dEm)^2*(2*dGe+dEm)/6+2*ePm^2*dFm)/dGe^2		(G.5-22)
= ((673.14-612.83)^2*(2*673.14+612.83)/6+2*68.2^2*748.32)/673.14^2=		17.98 mm
G.6.2 Applied Loads		
Fluid Pressure		
FQ = PI / 4 * dGe ^ 2 * p (G.6-1) =3.14/4*673.14^2*0=		0.00 N
Additional External Loads		
FR = FA0 + 4 * MA0 / d3e (G.6-2) =0+4*0/809.98=		0.00 N
EGI = EG0 + K1 * Q0 =10000+0*50.=		10000.00 MPa
G.6.3 Compliance of the joint		
Tmp1 = (ZL * hL ^ 2 / EL0 + ZLm * hLm ^ 2 / EL0m + XB / EB0)		
= (0*0^2/212000+0*0^2/212000+0.0075/2.1177E05)=		3,5566E-08 mm/N
YGI = ZF*hG^2/EF0+ZFm*hGm^2/EF0m+Tmp1*XG/(EGI*gC)		(G.6-5)
= 3.1518E-06*68.42^2/2.1177E05+3.1518E-06*68.42^2/2.1177E05+3.5566E-08+1.5767E-04/(10000*1)=		1,9068E-07 mm/N
YQI = ZF*hG*(hH-hP+hQ)/EF0+ZFm*hGm*(hHm-hPm+hQm)/EF0m+Tmp1		(G.6-6)
= 3.1518E-06*68.42*(98.57-17.98+27.22)/2.1177E05+3.1518E-06*68.42*(98.57-17.98+27.22)/2.1177E05+3.5566E-08=		2,5514E-07 mm/N
YRI = ZF*hG*(hH+hR)/EF0+ZFm*hGm*(hHm+hRm)/EF0m+Tmp1		(G.6-7)
= 3.1518E-06*68.42*(98.57+-4.09)/2.1177E05+3.1518E-06*68.42*(98.57+-4.09)/2.1177E05+3.5566E-08=		2,2799E-07 mm/N
FG0min = AGe * Qmin (G.6-8) =26775.3*50=		1,3388E06 N
FG0req = Max(FG0min, FGDelta)		(G.6-11)
=Max(1.3388E06,4.7402E06)=		4740.18 kN
FB0req = FG0req + FR0 (G.6-12) =4.7402E06+0=		4740.18 kN
Nominal Total Pre-Load		
Fb0nom = FB0req / (1 - epsn) (G.6-21) =4.7402E06/(1-0.1612)=		5651.40 kN
Nominal Total Pre-Load per Bolt		
Fbnom = Fb0nom / nB =5.6514E06/24=		235.47 kN
Nominal Required Torque per Bolt		
Mtnom = kB * Fbnom =9.14*2.3547E05=		2153.18 Nm
Minimum force		
FB0min = Fb0nom * (1 - epsn) (G.6-19) =5.6514E06*(1-0.1612)=		4740.18 kN
Maximum forces to be used for the load limit calculation.		
FB0max = Fb0nom * (1 + epsp) (G.6-23) =5.6514E06*(1+0.1612)=		6562.61 kN
FG0max = FB0max - FR0 (G.6-24) =6.5626E06-0=		6562.61 kN
G.7 Load limits		
Load Ratio of Bolts		
PhiB = FBI / (AB * fB0) * Sqr(1 + (CB * 3.2 * μ) ^ 2)		(G.7-3)
= 6.5626E06/(21751.65*482.86)*Sqr(1+(1*3.2*0.2)^2)=		0.7418
Bolt Load Ratio PhiB		PhiB=0.7418 <= 1 =1
		74.1%
		OK
Load Ratio of Gasket		
CG = 1 + bGt / (20 * eG) (G.7-5) =1+28.55/(20*4.5)=		1.3172
PhiG = FGI / (AGt * CG * Qmax)		(G.7-4)
= 6.5626E06/(58950.35*1.32*300)=		0.2817
Gasket Load Ratio PhiG		PhiG=0.2817 <= 1 =1
		28.1%
		OK
hG = (d3e - dGe) / 2 (G.5-24) = (809.98-673.14)/2=		68.42 mm
hH = (d3e - dE) / 2 (G.5-25) = (809.98-612.83)/2=		98.57 mm
hL = 0 (G.5-26) =0=		0.00 mm
F.15	Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1%
		Page: 7

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
G.7.4 Integral flange, stub or collar		
$eD = e1 * (1 + (\beta - 1) * lH / ((\beta / 3)^4 * (d1 * e1)^2 + lH^4)^{0.25}) \quad (G.7-8)$ $= 13.68 * (1 + (4.37 - 1) * 76.28 / ((4.37 / 3)^4 * (595.92 * 13.68)^2 + 76.28^4)^{0.25})$ $= 39.70 \text{ mm}$		
$fE = \text{Min}(fF0, fS0) \quad (G.7-9) = \text{Min}(238.1, 228.57) = 228.57 \text{ N/mm}^2$		
$\Delta Q = p * dE / (fE * 2 * eD * \text{CosPhiS}) \quad (G.7-10)$ $= 0 * 612.83 / (228.57 * 2 * 39.7 * 1) = 0.00$		
$\Delta R = FR / (fE * \text{PI} * dE * eD * \text{CosPhiS}) \quad (G.7-11)$ $= 0 / (228.57 * 3.14 * 612.83 * 39.7 * 1) = 0.00$		
$jM = \text{Sgn}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) \quad (G.7-16)$ $= \text{Sgn}(6.5626E06 * 68.42 + 0 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) = 1.0000$		
$cM = \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * \Delta Q + \Delta R))^2 * (1 - (0.75 * \Delta Q^2 + \Delta R^2))) \quad (G.7-12/14)$ $= \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * 0 + 0))^2 * (1 - (0.75 * 0^2 + 0^2))) = 1.1546$		
$\Psi_{iOpt} = jM * (2 * eP / eF - 1) \quad (G.7-21) = 1 * (2 * 68.2 / 68.2 - 1) = 1.0000$		
$\Psi_{iMax}(jS(1), kM(1), kS(1)) = 0.4182$		
$\Psi_{i0}(jS(0), kM(0), kS(0)) = 0.0000$		
$\Psi_{iMin}(jS(-1), kM(-1), kS(1)) = -0.4182$		
$\Psi_{iZ} = \Psi_{iMax} = 0.4182$		
$WF = \text{PI} / 4 * (fF0 * 2 * bF * eF^2 * (1 + 2 * \Psi_{iOpt} * \Psi_{iZ} - \Psi_{iZ}^2) + fE * dE * eD^2 * cM * jM * kM)$ $= 3.14 / 4 * (238.1 * 2 * 140.35 * 68.2^2 * (1 + 2 * 1 * 0.4182 - 0.4182^2) + 228.57 * 612.83 * 39.7^2 * 1.15 * 1 * 1) = 6,0587E05 \text{ Nm}$		
$\Phi_{iF0} = \text{Abs}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF \quad (G.7-6)$ $= \text{Abs}(6.5626E06 * 68.42 + 0 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) / 6.0587E05 = 0.7411$		
Flange Load Ratio $\Phi_{iF} \Phi_{iF} = 0.7411 \leq \Phi_{iMax} = 1$		74.1% OK
G.8.1 Requirements for limitation of non-uniformity of gasket stress		
»Limitation of non-uniformity of gasket stress(bolting pitch) $eF_{min} = 22.66 \leq eF = 68.2$ « OK«		
G.8.5 Flange Rotation		
$FGI_{min} = (FG0_{min} * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI \quad (G.8-22)$ $= (4.7402E06 * 1.9068E-07 - (0 * 2.5514E-07 + 0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 1.9068E-07 = 4740.18 \text{ kN}$		
$FGI_{max} = (FG0_{max} * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI \quad (G.8-23)$ $= (6.5626E06 * 1.9068E-07 - (0 * 2.5514E-07 + 0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 1.9068E-07 = 6562.61 \text{ kN}$		
$FBI_{min} = FGI_{min} + FQ + FR \quad (G.8-24) = 4.7402E06 + 0 + 0 = 4740.18 \text{ kN}$		
$FBI_{max} = FGI_{max} + FQ + FR \quad (G.8-25) = 6.5626E06 + 0 + 0 = 6562.61 \text{ kN}$		
$\Theta_{Fmax} = ZF / EF0 * (FGI_{max} * hG + FQ * (hH - hP + hQ) + FR * (hH + hR)) \quad (G.8-16)$ $= 3.1518E-06 / 2.1177E05 * (6.5626E06 * 68.42 + 0 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 + -4.09)) = 0.3830 \text{ Degr.}$		
$\Theta_{Fmaxm} = ZFm / EF0m * (FGI_{max} * hGm + FQ * (hHm - hPm + hQm) + FR * (hHm + hRm)) \quad (G.8-16)$ $= 3.1518E-06 / 2.1177E05 * (6.5626E06 * 68.42 + 0 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 + -4.09)) = 0.3830 \text{ Degr.}$		
»Flange Rotation $\Theta_{Fmax} = 0.383 \leq \Theta_{Max} = 1$ « » OK«		
»Loose Flange Rotation $\Theta_{Lmax} = 0 \leq \Theta_{Max} = 1$ « » OK«		
»Mating Flange Rotation $\Theta_{Fmaxm} = 0.383 \leq \Theta_{Max} = 1$ « » OK«		
»Mating Loose Flange Rotation $\Theta_{Lmaxm} = 0 \leq \Theta_{Max} = 1$ « » OK«		
LOAD CASE NO: 2 - TEST COND.		
G.5.3.3 Axial flexibility modulus of gasket		
$XG = eG / AGt * (bGt + eG / 2) / (bGe + eG / 2) \quad (G.5-65)$ $= 4.5 / 58950.35 * (28.55 + 4.5 / 2) / (12.66 + 4.5 / 2) = 1,5767E-04 \text{ mm-1}$		
F.15 Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1%	Page: 8

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
G.5.1.4 Lever arms		
$hP = ((dGe - dE)^2 * (2 * dGe + dE) / 6 + 2 * eP^2 * dF) / dGe^2 \quad (G.5-22)$		
$= ((673.14 - 612.83)^2 * (2 * 673.14 + 612.83) / 6 + 2 * 68.2^2 * 748.32) / 673.14^2 = 17.98 \text{ mm}$		
$hPm = ((dGe - dEm)^2 * (2 * dGe + dEm) / 6 + 2 * ePm^2 * dFm) / dGe^2 \quad (G.5-22)$		
$= ((673.14 - 612.83)^2 * (2 * 673.14 + 612.83) / 6 + 2 * 68.2^2 * 748.32) / 673.14^2 = 17.98 \text{ mm}$		
G.6.2 Applied Loads		
Fluid Pressure		
$FQ = PI / 4 * dGe^2 * p \quad (G.6-1) = 3.14 / 4 * 673.14^2 * 9.05 = 3,2207E06 \text{ N}$		
Additional External Loads		
$FR = FA0 + 4 * MA0 / d3e \quad (G.6-2) = 0 + 4 * 0 / 809.98 = 0.00 \text{ N}$		
G.6.3 Compliance of the joint		
$Tmp1 = (ZL * hL^2 / EL0 + ZLm * hLm^2 / EL0m + XB / EB0)$		
$= (0 * 0^2 / 212000 + 0 * 0^2 / 212000 + 0.0075 / 2.1177E05) = 3,5566E-08 \text{ mm/N}$		
$YGI = ZF * hG^2 / EF0 + ZFm * hGm^2 / EF0m + Tmp1 * XG / (EGI * gC) \quad (G.6-5)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42^2 / 2.1177E05 + 3.1518E-06 * 68.42^2 / 2.1177E05 + 3.5566E-08 + 1.5767E-04 / (10000 * 1) = 1,9068E-07 \text{ mm/N}$		
$YQI = ZF * hG * (hH - hP + hQ) / EF0 + ZFm * hGm * (hHm - hPm + hQm) / EF0m + Tmp1 \quad (G.6-6)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 - 17.98 + 27.22) / 2.1177E05 + 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 - 17.98 + 27.22) / 2.1177E05 + 3.5566E-08 = 2,5514E-07 \text{ mm/N}$		
$YRI = ZF * hG * (hH + hR) / EF0 + ZFm * hGm * (hHm + hRm) / EF0m + Tmp1 \quad (G.6-7)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 + -4.09) / 2.1177E05 + 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 + -4.09) / 2.1177E05 + 3.5566E-08 = 2,2799E-07 \text{ mm/N}$		
$QImin = mi * p = 1.6 * 9.05 = 14.48 \text{ MPa}$		
$FGImin = \text{Max}(AGe * QImin, - (FQ + FR)) \quad (G.6-9)$		
$= \text{Max}(26775.3 * 14.48, - (3.2207E06 + 0)) = 387.71 \text{ kN}$		
$FGDelta = (FGImin * YGI + FQ * YQI + (FR * YRI - FR0 * YR0) + DeltaU) / YG0 \quad (G.6-10)$		
$= (3.8771E05 * 1.9068E-07 + 3.2207E06 * 2.5514E-07 + (0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07) + 0) / 1.9068E-07 = 4740.18 \text{ kN}$		
1.9068E-07)=		
Minimum force		
$FB0min = FB0nom * (1 - epsn) \quad (G.6-19) = 5.6514E06 * (1 - 0.1612) = 4740.18 \text{ kN}$		
Maximum forces to be used for the load limit calculation.		
$FB0max = FB0nom * (1 + epsp) \quad (G.6-23) = 5.6514E06 * (1 + 0.1612) = 6562.61 \text{ kN}$		
$FG0max = FB0max - FR0 \quad (G.6-24) = 6.5626E06 - 0 = 6562.61 \text{ kN}$		
The calculation forces in subsequent conditions shall be based on a design assembly gasket force FG0,d		
$FG0d = \text{Max}(FGDelta, 2 / 3 * (1 - 10 / NR) * FB0max - FR0) \quad (G.6-25)$		
$= \text{Max}(4.7402E06, 2 / 3 * (1 - 10 / 10) * 6.5626E06 - 0) = 4740.18 \text{ kN}$		
Gasket force for load limit calculations		
$FGI = (FG0d * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + DeltaU)) / YGI \quad (G.6-26)$		
$= (4.7402E06 * 1.9068E-07 - (3.2207E06 * 2.5514E-07 + 0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07) + 0) / 1.9068E-07 = 430.71 \text{ kN}$		
1.9068E-07=		
Bolt force for load limit calculations		
$FBI = FGI + FQ + FR \quad (G.6-27) = 4.3071E05 + 3.2207E06 + 0 = 3651.39 \text{ kN}$		
3651.39 kN		
G.7 Load limits		
Load Ratio of Bolts		
$\Phi B = FBI / (AB * FB0) * \text{Sqr}(1 + (CB * 3.2 * \mu)^2) \quad (G.7-3)$		
$= 3.6514E06 / (21751.65 * 482.86) * \text{Sqr}(1 + (0 * 3.2 * 0.2)^2) = 0.3477$		
0.3477		
Bolt Load Ratio ΦB $\Phi B = 0.3477 \leq 1 = 1$		
34.7%		OK
Load Ratio of Gasket		
$CG = 1 + bGt / (20 * eG) \quad (G.7-5) = 1 + 28.55 / (20 * 4.5) = 1.3172$		
$\Phi G = FGI / (AGt * CG * Qmax) \quad (G.7-4)$		
$= 4.3071E05 / (58950.35 * 1.32 * 300) = 0.0185$		
0.0185		
Gasket Load Ratio ΦG $\Phi G = 0.0185 \leq 1 = 1$		
1.8%		OK
$hG = (d3e - dGe) / 2 \quad (G.5-24) = (809.98 - 673.14) / 2 = 68.42 \text{ mm}$		
$hH = (d3e - dE) / 2 \quad (G.5-25) = (809.98 - 612.83) / 2 = 98.57 \text{ mm}$		
$hL = 0 \quad (G.5-26) = 0 = 0.00 \text{ mm}$		
0.00 mm		
F.15 Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1%	Page: 9

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13**G.7.4 Integral flange, stub or collar**

$$\begin{aligned}
 eD &= e1 * (1 + (\beta - 1) * lH / ((\beta / 3)^4 * (d1 * e1)^2 + lH^4)^{0.25}) & (G.7-8) \\
 &= 13.68 * (1 + (4.37 - 1) * 76.28 / ((4.37 / 3)^4 * (595.92 * 13.68)^2 + 76.28^4)^{0.25}) \\
 &= 39.70 \text{ mm} \\
 fE &= \text{Min}(fF0, fS0) & (G.7-9) = \text{Min}(238.1, 228.57) = 228.57 \text{ N/mm}^2 \\
 \Delta Q &= p * dE / (fE * 2 * eD * \cos \Phi iS) & (G.7-10) \\
 &= 9.05 * 612.83 / (228.57 * 2 * 39.7 * 1) = 0.3056 \\
 \Delta R &= FR / (fE * \pi * dE * eD * \cos \Phi iS) & (G.7-11) \\
 &= 0 / (228.57 * 3.14 * 612.83 * 39.7 * 1) = 0.00 \\
 jM &= \text{Sgn}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) & (G.7-16) \\
 &= \text{Sgn}(4.3071E05 * 68.42 + 3.2207E06 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) = 1.0000 \\
 cM &= \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * \Delta Q + \Delta R)^2 * (1 - (0.75 * \Delta Q^2 + \Delta R^2)))) & (G.7-12/14) \\
 &= \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * 0.3056 + 0)^2 * (1 - (0.75 * 0.3056^2 + 0^2)))) = 1.1036 \\
 \Psi iOpt &= jM * (2 * eP / eF - 1) & (G.7-21) = 1 * (2 * 68.2 / 68.2 - 1) = 1.0000 \\
 \Psi iMax(jS(1), kM(1), kS(1)) &= 0.2739 \\
 \Psi i0(jS(0), kM(0), kS(0)) &= -0.0830 \\
 \Psi iMin(jS(-1), kM(-1), kS(1)) &= -0.5347 \\
 \Psi iZ &= \Psi iMax = 0.2739 \\
 WF &= \pi / 4 * (fF0 * 2 * bF * eF^2 * (1 + 2 * \Psi iOpt * \Psi iZ - \Psi iZ^2) + fE * dE * eD^2 * cM * jM * kM) \\
 &= 3.14 / 4 * (238.1 * 2 * 140.35 * 68.2^2 * (1 + 2 * 1 * 0.2739 - 0.2739^2) + 228.57 * 612.83 * 39.7^2 * 1.1 * 1 * 1) = 5,5097E05 \text{ Nm} \\
 \Phi iF0 &= \text{Abs}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF & (G.7-6) \\
 &= \text{Abs}(4.3071E05 * 68.42 + 3.2207E06 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) / 5,5097E05 = 0.5246
 \end{aligned}$$

Flange Load Ratio ΦiF $\Phi iF=0.5246 \leq \Phi iMax = 1$

52.4%

OK

G.8.5 Flange Rotation

$$\begin{aligned}
 FG iMin &= (FG0min * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI & (G.8-22) \\
 &= (4.7402E06 * 1.9068E-07 - (3.2207E06 * 2.5514E-07 + 0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 1.9068E-07 = 430.71 \text{ kN} \\
 FG iMax &= (FG0max * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI & (G.8-23) \\
 &= (6.5626E06 * 1.9068E-07 - (3.2207E06 * 2.5514E-07 + 0 * 2.2799E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 1.9068E-07 = 2253.14 \text{ kN} \\
 FB iMin &= FG iMin + FQ + FR & (G.8-24) = 4.3071E05 + 3.2207E06 + 0 = 3651.39 \text{ kN} \\
 FB iMax &= FG iMax + FQ + FR & (G.8-25) = 2.2531E06 + 3.2207E06 + 0 = 5473.82 \text{ kN} \\
 \Theta Fmax &= ZF / EF0 * (FG iMax * hG + FQ * (hH - hP + hQ) + FR * (hH + hR)) & (G.8-16) \\
 &= 3.1518E-06 / 2.1177E05 * (2.2531E06 * 68.42 + 3.2207E06 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 - 4.09)) = 0.4280 \text{ Degr.} \\
 \Theta Fmaxm &= ZFm / EF0m * (FG iMax * hGm + FQ * (hHm - hPm + hQm) + FR * (hHm + hRm)) & (G.8-16) \\
 &= 3.1518E-06 / 2.1177E05 * (2.2531E06 * 68.42 + 3.2207E06 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 - 4.09)) = 0.4280 \text{ Degr.}
 \end{aligned}$$

»Flange Rotation $\Theta Fmax=0.428 \leq \Theta Fmax = 1$ » OK«»Loose Flange Rotation $\Theta FLmax=0 \leq \Theta FLmax = 1$ » OK«»Mating Flange Rotation $\Theta Fmaxm=0.428 \leq \Theta Fmax = 1$ » OK«»Mating Loose Flange Rotation $\Theta FLmaxm=0 \leq \Theta FLmax = 1$ » OK«**LOAD CASE NO: 3 - OPER.COND.1****G.5.3.3 Axial flexibility modulus of gasket**

$$\begin{aligned}
 XG &= eG / AGt * (bGt + eG / 2) / (bGe + eG / 2) & (G.5-65) \\
 &= 4.5 / 58950.35 * (28.55 + 4.5 / 2) / (12.66 + 4.5 / 2) = 1,5767E-04 \text{ mm}^{-1}
 \end{aligned}$$

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
G.5.1.4 Lever arms		
$hP = ((dGe - dE)^2 * (2 * dGe + dE) / 6 + 2 * eP^2 * dF) / dGe^2 \quad (G.5-22)$		
$= ((673.14 - 612.83)^2 * (2 * 673.14 + 612.83) / 6 + 2 * 68.2^2 * 748.32) / 673.14^2 = 17.98 \text{ mm}$		
$hPm = ((dGe - dEm)^2 * (2 * dGe + dEm) / 6 + 2 * ePm^2 * dFm) / dGe^2 \quad (G.5-22)$		
$= ((673.14 - 612.83)^2 * (2 * 673.14 + 612.83) / 6 + 2 * 68.2^2 * 748.32) / 673.14^2 = 17.98 \text{ mm}$		
G.6.2 Applied Loads		
Fluid Pressure		
$FQ = PI / 4 * dGe^2 * p \quad (G.6-1) = 3.14 / 4 * 673.14^2 * 4.19 = 1,4911E06 \text{ N}$		
Additional External Loads		
$FR = FA0 + 4 * MA0 / d3e \quad (G.6-2) = 0 + 4 * 0 / 809.98 = 0.00 \text{ N}$		
G.6.3 Compliance of the joint		
$Tmp1 = (ZL * hL^2 / EL0 + ZLm * hLm^2 / EL0m + XB / EB0)$		
$= (0 * 0^2 / 212000 + 0 * 0^2 / 212000 + 0.0075 / 194745) = 3,8675E-08 \text{ mm/N}$		
$YGI = ZF * hG^2 / EF0 + ZFm * hGm^2 / EF0m + Tmp1 * XG / (EGI * gC) \quad (G.6-5)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42^2 / 194745 + 3.1518E-06 * 68.42^2 / 194745 + 3.8675E-08 + 1.5767E-04 / (10000 * 1) = 2,0597E-07 \text{ mm/N}$		
$YQI = ZF * hG * (hH - hP + hQ) / EF0 + ZFm * hGm * (hHm - hPm + hQm) / EF0m + Tmp1 \quad (G.6-6)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 - 17.98 + 27.22) / 194745 + 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 - 17.98 + 27.22) / 194745 + 3.8675E-08 = 2,7744E-07 \text{ mm/N}$		
$YRI = ZF * hG * (hH + hR) / EF0 + ZFm * hGm * (hHm + hRm) / EF0m + Tmp1 \quad (G.6-7)$		
$= 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 + -4.09) / 194745 + 3.1518E-06 * 68.42 * (98.57 + -4.09) / 194745 + 3.8675E-08 = 2,4792E-07 \text{ mm/N}$		
$QImin = mi * p = 1.6 * 4.19 = 6.7040 \text{ MPa}$		
$FGImin = \text{Max}(AGe * QImin, - (FQ + FR)) \quad (G.6-9)$		
$= \text{Max}(26775.3 * 6.704, - (1.4911E06 + 0)) = 179.50 \text{ kN}$		
$FGDelta = (FGImin * YGI + FQ * YQI + (FR * YRI - FR0 * YR0) + DeltaU) / YG0 \quad (G.6-10)$		
$= (1.795E05 * 2.0597E-07 + 1.4911E06 * 2.7744E-07 + (0 * 2.4792E-07 - 0 * 2.2799E-07) + 0) / 1.9068E-07 = 4740.18 \text{ kN}$		
Minimum force		
$FB0min = FB0nom * (1 - epsn) \quad (G.6-19) = 5.6514E06 * (1 - 0.1612) = 4740.18 \text{ kN}$		
Maximum forces to be used for the load limit calculation.		
$FB0max = FB0nom * (1 + epsp) \quad (G.6-23) = 5.6514E06 * (1 + 0.1612) = 6562.61 \text{ kN}$		
$FG0max = FB0max - FR0 \quad (G.6-24) = 6.5626E06 - 0 = 6562.61 \text{ kN}$		
The calculation forces in subsequent conditions shall be based on a design assembly gasket force FG0,d		
$FG0d = \text{Max}(FGDelta, 2 / 3 * (1 - 10 / NR) * FB0max - FR0) \quad (G.6-25)$		
$= \text{Max}(4.7402E06, 2 / 3 * (1 - 10 / 10) * 6.5626E06 - 0) = 4740.18 \text{ kN}$		
Gasket force for load limit calculations		
$FGI = (FG0d * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + DeltaU)) / YGI \quad (G.6-26)$		
$= (4.7402E06 * 1.9068E-07 - (1.4911E06 * 2.7744E-07 + 0 * 2.4792E-07 - 0 * 2.2799E-07) + 0) / 2.0597E-07 = 2379.69 \text{ kN}$		
Bolt force for load limit calculations		
$FBI = FGI + FQ + FR \quad (G.6-27) = 2.3797E06 + 1.4911E06 + 0 = 3870.81 \text{ kN}$		
G.7 Load limits		
Load Ratio of Bolts		
$\Phi B = FBI / (AB * FB0) * \text{Sqr}(1 + (CB * 3.2 * \mu)^2) \quad (G.7-3)$		
$= 3.8708E06 / (21751.65 * 286.67) * \text{Sqr}(1 + (0 * 3.2 * 0.2)^2) = 0.6208$		
Bolt Load Ratio ΦB $\Phi B=0.6208 \leq 1 = 1$		62.0% OK
Load Ratio of Gasket		
$CG = 1 + bGt / (20 * eG) \quad (G.7-5) = 1 + 28.55 / (20 * 4.5) = 1.3172$		
$\Phi G = FGI / (AGt * CG * Qmax) \quad (G.7-4)$		
$= 2.3797E06 / (58950.35 * 1.32 * 235) = 0.1304$		
Gasket Load Ratio ΦG $\Phi G=0.1304 \leq 1 = 1$		13.0% OK
$hG = (d3e - dGe) / 2 \quad (G.5-24) = (809.98 - 673.14) / 2 = 68.42 \text{ mm}$		
$hH = (d3e - dE) / 2 \quad (G.5-25) = (809.98 - 612.83) / 2 = 98.57 \text{ mm}$		
$hL = 0 \quad (G.5-26) = 0 = 0.00 \text{ mm}$		
F.15 Integral - Flange 24", annex G	Umax= 107.1%	Page: 11

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13**G.7.4 Integral flange, stub or collar**

$$\begin{aligned}
 eD &= e1 * (1 + (\beta - 1) * lH / ((\beta / 3)^4 * (d1 * e1)^2 + lH^4))^{0.25} & (G.7-8) \\
 &= 13.68 * (1 + (4.37 - 1) * 76.28 / ((4.37 / 3)^4 * (595.92 * 13.68)^2 + 76.28^4))^{0.25} \\
 &= 39.70 \text{ mm} \\
 fE &= \text{Min}(fF0, fS0) & (G.7-9) = \text{Min}(113.33, 109.33) = 109.33 \text{ N/mm}^2 \\
 \Delta Q &= p * dE / (fE * 2 * eD * \cos \Phi) & (G.7-10) \\
 &= 4.19 * 612.83 / (109.33 * 2 * 39.7 * 1) = 0.2958 \\
 \Delta R &= FR / (fE * \pi * dE * eD * \cos \Phi) & (G.7-11) \\
 &= 0 / (109.33 * 3.14 * 612.83 * 39.7 * 1) = 0.00 \\
 jM &= \text{Sgn}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) & (G.7-16) \\
 &= \text{Sgn}(2.3797E06 * 68.42 + 1.4911E06 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) = 1.0000 \\
 cM &= \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * \Delta Q + \Delta R))^2 * (1 - (0.75 * \Delta Q^2 + \Delta R^2))) & (G.7-12/14) \\
 &= \text{SQR}(1.333 * (1 - 0.75 * (0.5 * 0.2958 + 0))^2 * (1 - (0.75 * 0.2958^2 + 0^2))) = 1.1068 \\
 \Psi_{\text{Opt}} &= jM * (2 * eP / eF - 1) & (G.7-21) = 1 * (2 * 68.2 / 68.2 - 1) = 1.0000 \\
 \Psi_{\text{Max}}(jS(1), kM(1), kS(1)) &= 0.2804 \\
 \Psi_0(jS(0), kM(0), kS(0)) &= -0.0807 \\
 \Psi_{\text{Min}}(jS(-1), kM(-1), kS(-1)) &= -0.5340 \\
 \Psi_{\text{IZ}} &= \Psi_{\text{Max}} = 0.2804 \\
 WF &= \pi / 4 * (fF0 * 2 * bF * eF^2 * (1 + 2 * \Psi_{\text{Opt}} * \Psi_{\text{IZ}} - \Psi_{\text{IZ}}^2) + fE * dE * eD^2 * cM * jM * kM) \\
 &= 3.14 / 4 * (113.33 * 2 * 140.35 * 68.2^2 * (1 + 2 * 1 * 0.2804 - 0.2804^2) + 109.33 * 612.83 * 39.7^2 * 1.11 * 1 * 1) = 2,6404E05 \text{ Nm} \\
 \Phi_{\text{IF}} &= \text{Abs}(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF & (G.7-6) \\
 &= \text{Abs}(2.3797E06 * 68.42 + 1.4911E06 * (98.57 - 17.98) + 0 * 98.57) / 2.6404E05 = 1.0717
 \end{aligned}$$

Flange Load Ratio Φ_{IF} $\Phi_{\text{IF}} = 1.07 \leq \Phi_{\text{Max}} = 1$ **107.1% NOT OK****G.8.5 Flange Rotation**

$$\begin{aligned}
 \text{FGImin} &= (\text{FG0min} * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI & (G.8-22) \\
 &= (4.7402E06 * 1.9068E-07 - (1.4911E06 * 2.7744E-07 + 0 * 2.4792E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 2.0597E-07 = 2379.69 \text{ kN} \\
 \text{FGImax} &= (\text{FG0max} * YG0 - (FQ * YQI + FR * YRI - FR0 * YR0 + \Delta U)) / YGI & (G.8-23) \\
 &= (6.5626E06 * 1.9068E-07 - (1.4911E06 * 2.7744E-07 + 0 * 2.4792E-07 - 0 * 2.2799E-07 + 0)) / 2.0597E-07 = 4066.82 \text{ kN} \\
 \text{FBImin} &= \text{FGImin} + FQ + FR & (G.8-24) = 2.3797E06 + 1.4911E06 + 0 = 3870.81 \text{ kN} \\
 \text{FBImax} &= \text{FGImax} + FQ + FR & (G.8-25) = 4.0668E06 + 1.4911E06 + 0 = 5557.94 \text{ kN} \\
 \Theta_{\text{Fmax}} &= ZF / EF0 * (\text{FGImax} * hG + FQ * (hH - hP + hQ) + FR * (hH + hR)) & (G.8-16) \\
 &= 3.1518E-06 / 194745 * (4.0668E06 * 68.42 + 1.4911E06 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 + -4.09)) = 0.4070 \text{ Degr.} \\
 \Theta_{\text{Fmaxm}} &= ZFm / EF0m * (\text{FGImax} * hGm + FQ * (hHm - hPm + hQm) + FR * (hHm + hRm)) & (G.8-16) \\
 &= 3.1518E-06 / 194745 * (4.0668E06 * 68.42 + 1.4911E06 * (98.57 - 17.98 + 27.22) + 0 * (98.57 + -4.09)) = 0.4070 \text{ Degr.}
 \end{aligned}$$

»Flange Rotation $\Theta_{\text{Fmax}} = 0.407 \leq \Theta_{\text{Max}} = 1$ » OK«»Loose Flange Rotation $\Theta_{\text{Lmax}} = 0 \leq \Theta_{\text{Max}} = 1$ » OK«»Mating Flange Rotation $\Theta_{\text{Fmaxm}} = 0.407 \leq \Theta_{\text{Max}} = 1$ » OK«»Mating Loose Flange Rotation $\Theta_{\text{Lmaxm}} = 0 \leq \Theta_{\text{Max}} = 1$ » OK«**CALCULATION SUMMARY****ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES****LOAD CASE NO: 1 - ASSEMBLY**

$$\begin{aligned}
 bGe &= \text{MIN}(bGi, bGt) & (G.5-59) = \text{MIN}(12.66, 28.55) = 12.66 \text{ mm} \\
 dGe &= dG2 - bGe = 685.8 - 12.66 = 673.14 \text{ mm} \\
 \text{FG0req} &= \text{Max}(\text{FG0min}, \text{FGDelta}) & (G.6-11) \\
 &= \text{Max}(1.3388E06, 4.7402E06) = 4740.18 \text{ kN} \\
 \text{FB0req} &= \text{FG0req} + FR0 & (G.6-12) = 4.7402E06 + 0 = 4740.18 \text{ kN} \\
 \text{Nominal Total Pre-Load} & &
 \end{aligned}$$

F.15 Integral - Flange 24", annex G

Umax= 107.1%

Page: 12

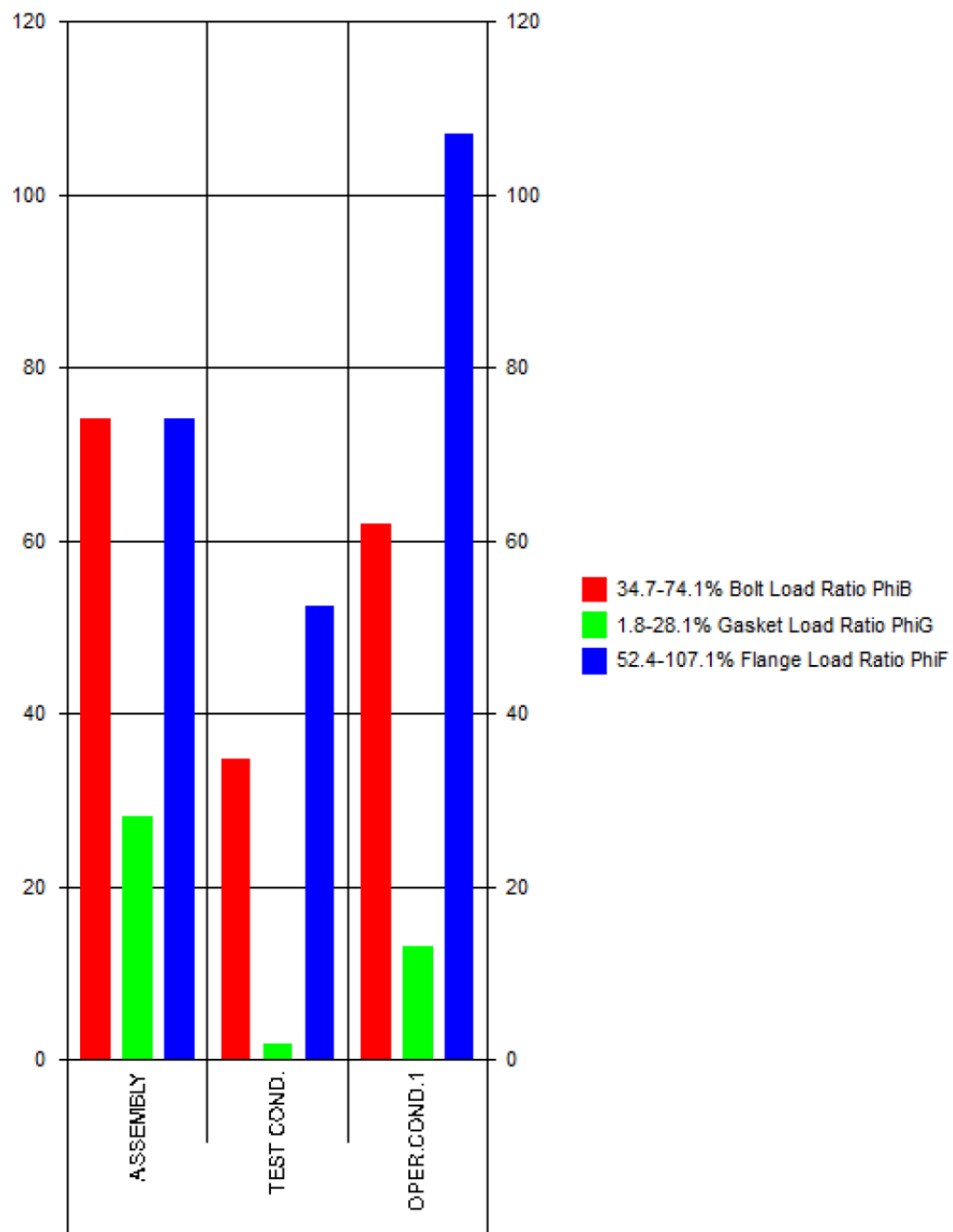
Inspecta Sweden AB -				
0	Vessel Tag No.:			
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A				
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES				
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13				
Fb0nom = FB0req / (1 - epsn) (G.6-21) =4.7402E06/(1-0.1612)= 5651.40 kN				
Nominal Required Torque per Bolt				
Mtnom = kB * FBnom =9.14*2.3547E05=2153.18 Nm				
PhiB = FBI / (AB * fB0) * Sqr(1 + (CB * 3.2 * μ) ^ 2) (G.7-3)				
=6.5626E06/(21751.65*482.86)*Sqr(1+(1*3.2*0.2)^2)=0.7418				
Bolt Load Ratio PhiB PhiB=0.7418 <= 1 =1			74.1%	OK
PhiG = FGI / (AGt * CG * Qmax) (G.7-4)				
=6.5626E06/(58950.35*1.32*300)=0.2817				
Gasket Load Ratio PhiG PhiG=0.2817 <= 1 =1			28.1%	OK
PhiF0 = Abs(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF (G.7-6)				
=Abs(6.5626E06*68.42+0*(98.57-17.98)+0*98.57)/6.0587E05=0.7411				
Flange Load Ratio PhiF PhiF=0.7411 <= PhiMax =1			74.1%	OK
LOAD CASE NO: 2 - TEST COND.				
PhiB = FBI / (AB * fB0) * Sqr(1 + (CB * 3.2 * μ) ^ 2) (G.7-3)				
=3.6514E06/(21751.65*482.86)*Sqr(1+(0*3.2*0.2)^2)=0.3477				
Bolt Load Ratio PhiB PhiB=0.3477 <= 1 =1			34.7%	OK
PhiG = FGI / (AGt * CG * Qmax) (G.7-4)				
=4.3071E05/(58950.35*1.32*300)=0.0185				
Gasket Load Ratio PhiG PhiG=0.0185 <= 1 =1			1.8%	OK
PhiF0 = Abs(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF (G.7-6)				
=Abs(4.3071E05*68.42+3.2207E06*(98.57-17.98)+0*98.57)/5.5097E05=0.5246				
Flange Load Ratio PhiF PhiF=0.5246 <= PhiMax =1			52.4%	OK
LOAD CASE NO: 3 - OPER.COND.1				
PhiB = FBI / (AB * fB0) * Sqr(1 + (CB * 3.2 * μ) ^ 2) (G.7-3)				
=3.8708E06/(21751.65*286.67)*Sqr(1+(0*3.2*0.2)^2)=0.6208				
Bolt Load Ratio PhiB PhiB=0.6208 <= 1 =1			62.0%	OK
PhiG = FGI / (AGt * CG * Qmax) (G.7-4)				
=2.3797E06/(58950.35*1.32*235)=0.1304				
Gasket Load Ratio PhiG PhiG=0.1304 <= 1 =1			13.0%	OK
PhiF0 = Abs(FGI * hG + FQ * (hH - hP) + FR * hH) / WF (G.7-6)				
=Abs(2.3797E06*68.42+1.4911E06*(98.57-17.98)+0*98.57)/2.6404E05=1.0717				
Flange Load Ratio PhiF PhiF=1.07 <= PhiMax =1			107.1%	NOT OK
TABLE OF SUMMARY				
Table LOAD CONDITIONS AND LOAD RATIOS FOR F.15 (m=mating flange):				
DESCRIPTION	ID	ASSEMBLY	TEST COND.	OPER.COND.1
Design Pressure (MPa)	P	0.000	9.050	4.190
Resulting Force (kN)	FR	0.000	0.000	0.000
Axial Fluid-Pressure Force (kN)	FQ	0.000	3220.68	1491.121
Gasket Force (kN)	FG	6562.613	430.707	2379.691
Total Bolt Force(all bolts) (kN)	FB	6562.613	3651.387	3870.812
Minimum Gasket Seating Force (kN)	FGmin	1338.764	387.706	179.501
Bolt Load Ratio	PhiB	0.742	0.348	0.621
Gasket Load Ratio	PhiG	0.282	0.018	0.130
Flange Load Ratio	PhiF	0.741	0.525	1.072
Flange Rotation (degr.)	ThetaF	0.383	0.428	0.407
Loose Flange Rotation (degr.)	ThetaL	0.000	0.000	0.000
Nominal Bolt Force(per bolt) (kN)	FBnom	235.475	0.000	0.000
Nominal Bolt Torque(per bolt) (Nm)	Mtnom	2153.182	0.000	0.000
Bolt Elongation at Assembly (mm)	DeltaB	0.171	0.000	0.000
F.15 Integral - Flange 24", annex G				
			Umax= 107.1%	Page: 13

Inspecta Sweden AB -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES		
24", annex G	01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13	
<i>ERROR:Flange Load Ratio Φ_F ; $\Phi_F \leq \Phi_{Max}$: U= 107.1%</i> <i>Volume:0.04 m3 Weight:107.5 kg (SG= 7.85)</i>		
F.15 Integral - Flange 24", annex G		
Umax= 107.1%		Page: 14

Inspecta Sweden AB -

0 Vessel Tag No.:

Visual Vessel Design by OhmTech Ver:12.0-02 Operator : Rev.:A

EN13445:2009 Issue 3 - ANNEX G - ALTERNATIVE DESIGN RULES FOR FLANGES
24", annex G 01 June 2012 16:07 ConnID:S1.13**UTILIZATION CHART - F.15 24", ANNEX G**

ERROR - UTILIZATION EXCEEDS LIMIT, Max.Utilization/Condition 107.1% CASE:OPER.COND.1