

Teoretisk- och Praktisk Analys av Avsäkrings-
och Fackelsystemet på Isokrackeranläggningen,
Preemraff Lysekil

Emma Marston



Ett Examensarbete inom Processäkerhet

Universitetet i Bergen
Institutet för Fysik och Teknologi
Bergen, Norge

December, 2017

Sammanfattning

I processindustrin finns krav på att säkerhetsventiler ska finnas installerade på processenheter där trycket av någon orsak kan överskrida designtrycket av enheten. Det är av stor vikt att dessa säkerhetsventiler har tillräcklig kapacitet, för att avlasta den fluid som kan kräva det, vid alla olika driftsätt som körs på anläggningen i fråga.

Detta arbete har till största delen innefattat beräkningar på säkerhetsventilerna som avlastar till en fackelstam på en anläggning vid Preemraff Lysekil. Arbetet startade med att modellera anläggningen (Isokrackeranläggningen) i HYSYS Aspen Tech simuleringsprogram och därefter beräknades säkerhetsventilerna utifrån det körsätt som anläggningen är designad för. Utifrån resultatet av denna modellering kunde modellen verifieras då dokumentation på dessa beräkningar tidigare gjorts. Trots vissa motsägelser visar resultatet att modellen på det stora hela är tillförlitlig för att beräkna säkerhetsventilerna med.

De flesta scenarierna får en förändrad avlastningsmängd och därmed en förändrad krävd mynningsarea när samma modell används för att verifiera att säkerhetsventilerna har kapacitet för det aktuella driftsätt som anläggningen kör på, vilket var huvudmålet med arbetet. Resultatet visar att det finns en säkerhetsventil som kan kräva mer undersökningar gällande det bakomliggande scenario till tryckökningen.

När resultaten överfördes till simuleringsprogrammet Aspen Flare System Analyzer, för att verifiera att fackelsystemet har tillräcklig kapacitet (gällande tryck- och hastighetsgränser) för eventuella nödsценарion som kräver avlastning på anläggningen, visar resultatet att fackelstammen är dimensionerad att klara av det aktuella driftsättet på Isokrackeranläggningen.

Förord

Jag vill rikta ett stort tack till Fredrik Sandelin, min handledare på Preemraff Lysekil. Han har visat stort intresse i mitt arbete och väglett mig genom hela processen. Fredriks utläring av, och hjälp med, HYSYS har varit avgörande för att mitt arbete skulle kunna färdigställas. Jag vill i allmänhet tacka hela processteknikavdelningen, med Jesper Bengtsson i spetsen, på Preemraff Lysekil för att jag har blivit mycket väl omhändertagen. Det har varit ett privilegium att få utföra mitt examensarbete i deras sällskap och jag har lärt mig långt mycket mer om raffinaderiprocesser än vad som innefattats av detta arbete. Jag vill också tacka min handledare på Universitetet i Bergen för administrativ hjälp och korrekturläsning. Ett speciellt tack till min sambo, Richard Andersson, för kärlek, uppmuntran och markservice under tunga perioder i studierna. Han har varit starkt bidragande till att studietiden har flutit på som den har gjort. Stort tack också till mina föräldrar; Ulrika och Henrik Tillander, för stöttning både materialistiskt och emotionellt under hela min uppväxt. De har dessutom, trots långa resvägar, ställt upp som barnvakter under tentaperioder vilket glädde barnen och har underlättat enormt för familjen. Sist men inte minst vill jag ge ett stort tack till mina barn; Eddie och Tintin. De har varit de absolut största motivatorerna under hela denna utbildning. Många gånger har de varit drivkraften till att jag har lyckats uppnå de resultat och målsättningar som jag satt. Tack.

Innehåll

1. Inledning.....	1
1.1 Bakgrund/Syfte.....	1
1.2 Avgränsningar.....	1
1.3 Problemställning.....	2
2. Teoretiskt material.....	3
2.1 ICR anläggningen på Preemraff Lysekil.....	3
2.2 Processäkerhet.....	4
2.2.1.2 Säkerheten på Preemraff Lysekil.....	5
2.3.1 Typer av tryckavlastningsventiler.....	10
2.4 Standarder och regler.....	13
2.4.1 ASME.....	13
2.4.2 API.....	14
2.4.3 Skillnader mellan API- och ASME-standard kapacitet.....	15
2.4.4 Specifikationer för säkerhetsventiler.....	15
2.5 Scenariobestämmelser.....	19
2.5.1 Allmänt.....	19
2.5.2 Operatörsfel.....	19
2.5.2.1 Blockerat utlopp.....	20
2.5.2.2 Fel på kontrollventil.....	20
2.5.2.3 Fel på återflöde eller kylning.....	20
2.5.2.5 Överfyllnad.....	21
2.5.2.6 Automatik fel.....	21
2.5.2.7 Överflödig tillförsel av processvärme eller gasinmatning.....	21
2.5.2.8 Kemisk reaktion.....	21
2.5.2.9 Termisk/Hydraulisk expansion.....	22
2.5.2.10 Brand.....	23
2.5.2.11 Fel på värmeväxlare.....	23
2.5.2.12 Strömavbrott.....	24
2.6 Avlastningssystem.....	24
2.6.1 Allmänt.....	24
2.6.2 Avlastning till en fackla.....	26
2.7 Beräkningsmetoder i HYSYS.....	28
2.7.1.2.3 Vätskeavlastning.....	31

2.7.1.2.4	Avlastning av ånga.....	32
2.7.1.2.5	Tvåfasavlastning	33
2.7.2	Scenariobeskrivningar, HYSYS	41
2.7.3	Bestämelse av storlek på tryckavlastningsanordning	55
2.7.4	Fastsättande av tryck och tryckfall på in- och utloppsledning	55
3.	Utrustning och tillgänglig data	59
4.	Metod	60
4.1	Generellt.....	60
4.2	Del I.....	60
4.3	Del II.....	62
4.4	Del III.....	63
5.	Resultat.....	64
5.1	Del I.....	64
5.1.1	Resultatvärden	64
5.2	Del II.....	73
5.2.1	Resultatvärden	73
5.3	Del III.....	84
6.	Diskussion.....	90
6.1	Analys av jämförelse ABB/HYSYS	90
6.2	HYSYS som verktyg	99
6.3	Aspen Flare System Analyzer som verktyg.....	99
6.4	Angående arbetets resultat.....	100
7.	Slutsats	101
7.1	HYSYS beräkningsmetoder	101
7.2	Del I.....	101
7.3	Del II.....	102
7.4	Del III.....	103
	Åtgärder.....	104
	Referenser	105
	Appendix	
A.	Flödesschema Isokrackeranläggning Preemraff Lysekil	A1
B.	Avlastningskoefficient, K_d	B1
C.	Riktlinjer för beräkning av avlastningsmängd under utvalda scenarion.....	C1
D.	Korrektionsfaktor för överhettad ånga vid storleksbestämelse för säkerhetsventil.....	D1

E. HYSYS beräkningsmetoder för kontrollventilsfel vid val "vendor specific"	E1
F. Brandscenario med beräkningsmetod "supercritical"	F1
G. HYSYS Modell av Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil.....	G1

Nomenklatur

\emptyset = Total värmeöverföringsrate [W]
 A = Area [mm²]
 C_g = Kritisk flödeskapacitet
 C_p = Specifik värmekapacitet [kJ/(kg*K)]
 C_v = Flödes koefficient
 D = Diameter [m] [mm]
 d = Invändig diameter [m] [mm]
 f = Massaflöde [kg/h]
 F = Omgivningsfaktor
 f_f = Fanning friktions faktor
 f = Moody friktionsfaktor
 F_L = Recovery coefficient för vätska
 F_p = Geometrisk rörfaktor
 G = Massaflux [kg/h*mm²]
 g = Tyngdacceleration [kg/ms²]
 I = Strålningsintensitet [kW/m²]
 k_t = Isoleringens termala konduktivitet vid medeltemperatur [W/m*K]
 K_b/K_w = Korrektionsfaktor för mottryck
 K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck
 K_d = Effektiv avlastningskoefficient
 K_N = Korrektionsfaktor för Napier ekvation
 K_{SH} = Korrektionsfaktor för överhettad ånga
 K_V = Korrektionsfaktor för viskositet
 l = Likvärdig längd [m]
 L = Längd [m]
 M = Molvikt [g/mol]
 Ma = Mach nummer
 n = Antal mol
 P = Effekt [kW]
 P = Tryck [kPa] [Bar]
 p_c = Kritiskt tryck [kPa]
 Q = Avlastningsmängden [L/min]
 q = Flödeshastighet vid flödande temperatur [m³/s]
 Q_a = Värmeabsorption [W]
 q_m = Massflöde gas [kg/h]
 R = Allmänna gaskonstanten = 8,314 J/mol*K
 Re = Reynolds nummer
 SG = Specifik gravitation
 T = Absoluttemperatur [K]
 t = Tid [s]
 W = Avlastningsmängd [kg/h]
 v = Specifik volym [m³/kg]
 V = Volym [m³]

v_{frac} = Molfraktion
 x = Tryckförlust förhållande
 x_m = Massafraktion
 X_T = Recovery coefficient för kompressibla fluider
 Y = Gasexpansions faktor
 Z = Kompressabilitetsfaktor
 α = Absorptionskoefficient
 γ = Volymutvidgningskoefficient [1/K]
 δ = Tjocklek [m]
 η = Mottrycksratio
 μ = Viskositet [cP]
 α = Volymfraktion
 α_v = Kubisk expansionskoefficient [1/C°]
 η_c = Kritiskt tryckratio
 γ = Relativ densitet
 ρ = Densiteten [kg/m³]
 ω = Omegaparameter

Förkortningar

ANSA = Advanced Network Systems Architecture
API = American Petroleum Institute
ASME = American Society of Mechanical Engineers
ATEX = ATmosphere Explosives
BPV = Boiler and Pressure Vessel
CLG = Chevron Lummus Global
CV = Kontrollventil (Control Valve)
EOS = Equation Of State
ES = Engineering Specification
GS = Grayson-Streed
HAZOP = HAZard and Operability study
HEM = Homogen jämviktsmetod (Homogeneous Equilibrium Method)
HPU = Vätgasanläggning (Hydrogen Production Unit)
ICR = Hydrocracker (Iso Cracker Unit)
ISA = Integrated Systems Analysts
MAWP = Maximum Allowable Working Pressure
PR = Peng-Robinson
PSV = Pressure Safety Valve
SRK = Soave-Redlich-Kwong
UCO = UnConverted Oil
VDU = Vakuumdestillationsanläggning (Vacuum Distillation Unit)

1. Inledning

1.1 Bakgrund/Syfte

Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil driftsattes 2006. Anläggningen är licenserad av Chevron Lummus Global LLC (CLG). Vid design av enheten gjordes beräkningar på tryckavlastningsanordningarna av kontraktfirman ABB Lummus Global B.V (ABB). Katalysatorer har bytts och körsättet har optimerats sedan dess.

Syftet med detta arbete är att fastställa eventuella scenarion som kräver tryckavlastning och att beräkna säkerhetsventilerna, med hjälp av ett simuleringsprogram, på Isokrackeranläggningen utifrån det driftsätt som körs idag. Programmet som valdes var HYSYS från Aspen Tech. Från och med version 8 av HYSYS har beräkning av säkerhetsventiler integrerats i programmet. Fördelen med detta är att man får en integrerad beräkningsprocedur från beräkning av mass- och energibalanser till dimensionering av säkerhetsventiler i ett och samma program. Preem använder erfarenheterna från detta arbete för att besluta om detta verktyg och arbetssätt skall användas för avsäkringsberäkning.

Då alla ventilberäkningar är gjorda, ska resultatet från HYSYS användas i en fackelstamsberäkning. Detta ska göras i simuleringsprogrammet Aspen Flare System Analyser för att beräkna belastningen, gällande tryck och hastighetsbegränsning, på fackelsystemet under eventuella nödsценarion. Nytt i programmet är möjligheten att läsa in resultaten av säkerhetsventilsberäkningarna i HYSYS till Flare System Analyser.

1.2 Avgränsningar

Arbetet är avgränsat till säkerhetsventilerna som är definierade i CLG:s originaldesign. Dessa är också de relevanta säkerhetsventilerna för enheten och de som kan påverkas av olika körsätt. Samtliga av dessa säkerhetsventiler ventileras till fackelsystemet. Säkerhetsventiler för termisk expansion har inte behandlats.

Avhandlingen är också begränsad till tryckavlastningar som berör uniform tryckökning till ett förutbestämt manövreringstryck och berör därför inte tryckökningar som konsekvens från t.ex. detonationer, väldigt snabba reaktioner eller andra processer där trycket accelererar så pass fort att den kan överstiga öppningstrycket utan att tryckavlastningsanordningen responderar i tid. Enbart fallet med snabba reaktioner kunde vara relevant på Isokrackeranläggningen, men fallet säkras genom tryckavlastningsventiler.

Modellen av Isokrackeranläggningen är byggd efter huvudströmmarna och huvudenheterna som har inverkan på de säkerhetsventiler som är med i modellen. Dessutom är reaktorerna inte heller med i modellen. Istället för att konverteringen modellerats, har strömmen ut från reaktorn satts samman av de flöden som går ut ifrån anläggningen; produkter, gas och okonverterad olja.

Denna avhandling fokuserar på fjäderbelastade säkerhetsventiler, därav är teorin om sprängbläck endast behandlat ytligt. Avsnitt 2.3.1.4.

Vid fackelstamsberäkningen är arbetet begränsat till beräkningar gällande kapaciteten för tryck-och hastighetsgränser. Ljudnivåer, temperaturer och strålning är lämnat utanför avhandlingens innehåll.

1.3 Problemställning

Resultatet av detta arbete skall besvara om säkerhetsventilerna på Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil uppfyller de standarder och krav som myndigheter och företaget har satt och avser följa. Hur har säkerhetsventilernas krävda kapacitet förändrats med nytt driftsätt?

För att svara på dessa frågor måste orsakerna till övertryck ses över. Vad kan leda till övertryck i enheten och vilka standarder och regler måste följas vid dessa beräkningar? Finns det omständigheter då tryckavlastning inte krävs?

Då HYSYS är det valda beräkningsverktyg som skall användas för att få fram ett resultat är det av stor vikt att detta är tillförlitlig. Vilka beräkningsmetoder finns tillgängliga i HYSYS, och är detta i enlighet med gällande standarder och krav?

Inledningsvis kommer originaldata från ABB användas för att jämföras med HYSYS modellen i denna fas speglar då det körsätt som enheten är designad för. Beräknar HYSYS säkerhetsventilerna likt ABB eller skiljer de sig åt? Finns det förklaringar till eventuella skillnader och kan HYSYS resultat anses pålitligt? Är det underbyggt att göra beräkningarna i HYSYS även för det aktuella driftsättet? Är HYSYS ett användbart verktyg att beräkna säkerhetsventiler på? Vilka fördelar har det? Vilka nackdelar och begränsningar föreligger?

Till sist ska Isokrackerens fackelsystem evalueras. Kapaciteten, gällande tryck- och hastighetsgränser, på fackelstammen och facklan skall ses över och det ska fastställas att den är tillräcklig för att klara av de eventuella nödsценarion som har specificerats och beräknats i HYSYS.

2. Teoretiskt material

Nedan följer det teoretiska material som har varit nödvändigt att få kunskap om för att genomföra simuleringen och svara på problemställningen i avsnitt 1.3.

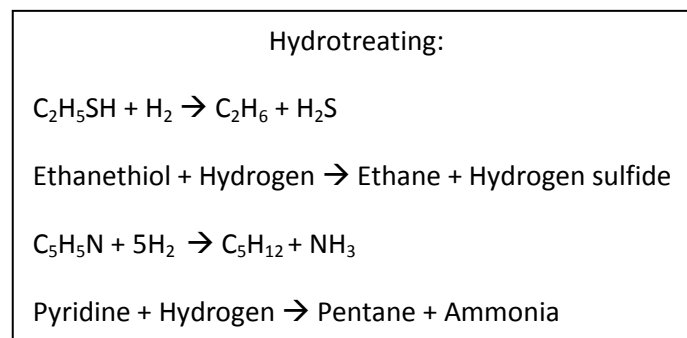
2.1 ICR anläggningen på Preemraff Lysekil

Uppgiften för Isokrackeranläggningen (ICR) är att tillverka svavelfri diesel från en blandning av oavsvavlad lätt och tung vakuum gasolja. Dessutom produceras nafta och fotogen. Som biprodukt får man brännigas. Bottenprodukten "unconverted oil" (UCO) kan vidare processeras för att ge mera värdefulla komponenter.

Matningen är en blandning av olika kvaliteter ifrån vakuumdestillationsanläggningen (VDU). För att optimera raffinaderiet blandas dessa olika kvaliteter till önskat förhållande i en kombinerad matning. För att få en översiktsskild av processen, se Appendix A; Flödesschema Isokrackeranläggning.

Matningen pumpas, efter uppvärmning, upp till ca 150 bar g, som är nödvändigt för reaktionerna, och blandas med vätgas. Förhållandet i mängd vätgas/matning ligger högt; på ca 800. Detta fyller flera funktioner, utöver att reagera med svavel och kväve för att bilda svavelväte och ammoniak, tar vätgas till sig överskottsvärmen från de exotermiska reaktionerna för att kontrollera temperaturen i reaktorerna. För detta injiceras i tillägg också kall återvunnen vätgas emellan bäddarna i reaktorerna. Vätgasen i matningen hjälper även matningen att distribueras jämt genom värmeväxlare, ugnstuber och reaktorer. Högt vätgas/matnings – förhållande förhindrar dessutom katalysatordeaktivering. Innan matning-vätgas blandningen når den första generatoren värms den upp till ca 400°C i en processugn.

I den första reaktor, som är en hydreringsreaktor, omvandlas svavlet och kvävet i matningen till svavelväte (H₂S) respektive ammoniak (NH₃) med hjälp av vätgasen. För den övergripande reaktionen se Figur 2.1. Huvudreaktionen är spjälkning av långa kolväten till kortare (krackning). Detta sker till en viss del redan i första reaktor men huvudsakligen i den andra.



Figur 2.1: Kemisk reaktion för hydrering (Preem AB, 2016)

Produkterna från den andra reaktor kyls ner och fortsätter till den varma högtrycks separatorn där vätgas separeras från den kondenserade kolvätevätskan. Gasströmmen kyls ner med hjälp av värmeväxlare och luftkylare. I luftkylaren som används till detta injiceras kontinuerligt vatten i tuberna för att förebygga ansamlingen av ammoniumbisulfid-salter som är en produkt av att ammoniakgas och vätesulfid reagerar med varandra. Dessa salter fälls ut som kristaller och sätter igen tuberna om de inte ständigt löses upp i vatten.

Den kalla utloppsströmmen går vidare till den kalla högtrycksseparatorn där den separeras i en vätgasrik gasström, en kolvätevätskeström och en survattenström. Vattnet skickas till den kalla lågtrycksseparatorn. Gasströmmen fortsätter till en droppavskiljare för att eventuella droppar av kolväte inte skall följa med till amin absorbern. I absorbern möter gasströmmen en motström av aminlösning som absorberar H₂S från gasen. Den renade gasen går vidare till recirkuleringskompressorn. Före kompressorn finns en "knock-out" behållare (droppavskiljningsbehållare) där eventuella droppar av amin avskiljs. Recirkuleringskompressorn skickar den vätgasrika gasen tillbaka till reaktorsektionen. Make-up vätgas kommer från vätgasanläggningen (HPU) för att ersätta den mängden vätgas som har förbrukats i reaktionerna. En del av vätgasen löses dessutom upp i produkterna vilken måste kompenseras för.

Vätskeströmmen med kolväte från den varma högtrycksseparatorn leds till den varma lågtrycksseparatorn genom en tryckreduceringsventil. Gasen från den varma lågtrycksseparatorn kyls ner i en luftkylare och leds tillsammans med vätskeströmmen från den kalla högtrycksseparatorn in i den kalla lågtrycksseparatorn. Gasen från den kalla lågtrycksseparatorn leds till en aminadsorber för att rengöras från svavelväte och gasen leds sedan vidare till bränningsnätet.

Kolvätevätskan från de varma och kalla lågtrycksseparatorerna leds tillsammans till produktstrippern. Här strippas lätta kolväten och svavelväten från produktströmen av med hjälp av ånga. Förutom att tillföra energi inverkar ångan också på gasens partialtryck och åstadkommer strippning av lätta kolväten.

Gasströmmen från strippertornet skickas till lågtrycks aminabsorbern tillsammans med gasen från den kalla lågtrycksseparatorn. Den kondenserade fasen fungerar som recirkulation till strippertornet och vattenfasen skickas till survattnet.

Bottenprodukten från strippertornet, som nu är fri från lättare kolväten och H₂S, förvärms sedan till matningstemperatur, ca 380°C, innan den äntrar fraktioneringstornet med 44 destillationsbottnar. Som toppprodukt från tornet får man en naftaström som skickas till tank.

Från botten nummer 11 dras en ström av fotogen till fotogenstrippern där produktfotogen fås från botten och skickas till tank. Topprodukten från fotogenstrippern skickas tillbaka till fraktionatorn. Från botten nummer 25 dras en ström av diesel. En delström av detta går till dieselstrippern och resten går till en pump för att pumpas runt, (eng. pumparound) tillbaka till fraktionatorn, detta för att avleda värme och avlasta den övre delen av fraktionatorn. Bottenprodukten från dieselstrippern ger produkt diesel som går till tank och toppprodukten går tillbaka till fraktionatorn.

Bottenprodukten, Unconverted oil (UCO), går efter kylning till tank och/eller till FCC anläggningen (Howells, 2010)¹.

2.2 Processäkerhet

2.2.1.1 Processäkerhet, en introduktion

Ämnen med farliga egenskaper hanteras, ofta under högt tryck och hög temperatur, inom processindustrin och det krävs rätt kompetens på alla nivåer i ett företag att driva processen på ett

¹ Källan till teorin i avsnitt 2.1 kommer främst från handledare, Fredrik Sandelin, och andra medarbetare på teknikavdelningen på Preemraff Lysekil.

säkert sätt (Nordin, et al., 2010, p. 2). Med bakgrund i flera incidenter och olyckor i, den ständigt växande, olja- och gasindustrin har säkerhetsstandarder utvecklats för att minimera dessa problem. En hel del av dessa standarder är framtagna efter erfarenhet, det vill säga att man har lärt sig genom att en gång misslyckats (Eckhoff, 2016, p. 1). Det är viktigt att man inom processindustrin är medveten om att säkerhetsutövande tar tid, detta inkluderar inläringen av säkerhet; hur och framförallt varför, tid för att utöva arbetet, tid för att registrera resultat i syfte att användas i framtiden samt tid för att dela erfarenhet. Det mest effektiva sättet att implementera säkerhetsföreskrifter är att göra alla anställda ansvarliga för att dessa efterföljs. Det förlegade konceptet att välja ut ett fåtal personer och göra endast de ansvarliga är otillräckligt i dagens standard (Crowl & Louvar, 2011, p. 4).

Om olyckan har varit framme används olycksmodeller för att identifiera orsaken till olyckan. Detta gör det möjligt att identifiera fler orsaker än de omedelbart uppenbara bristerna i utrustning och mänskligt agerande. Det blir då möjligt att bestämma mer generella säkerhetshöjande åtgärder som inte bara skyddar mot ett upprepande av just den undersökta olyckan som inträffat, utan även andra möjliga olyckor i anläggningen.

Det finns olika typer av olycksmodeller och de kan kategoriseras efter om de beskriver olyckan som en orsak från en händelsekedja (sekventiella olycksmodeller), om den är orsakad av fel eller brister i systemet (epidemiologiska olycksmodeller) eller om det är ett förväntat inslag i hur systemet fungerar (systematiska olycksmodeller) (Nordin, et al., 2010, p. 5). Det är emellertid så att en oönskad händelse inte kan förebyggas med en engångsoperation. Proceduren som håller säkerheten på en hög nivå måste underhållas, detta gäller såväl de tekniska installationerna som de mänskliga faktorerna (Eckhoff, 2016, p. 1).

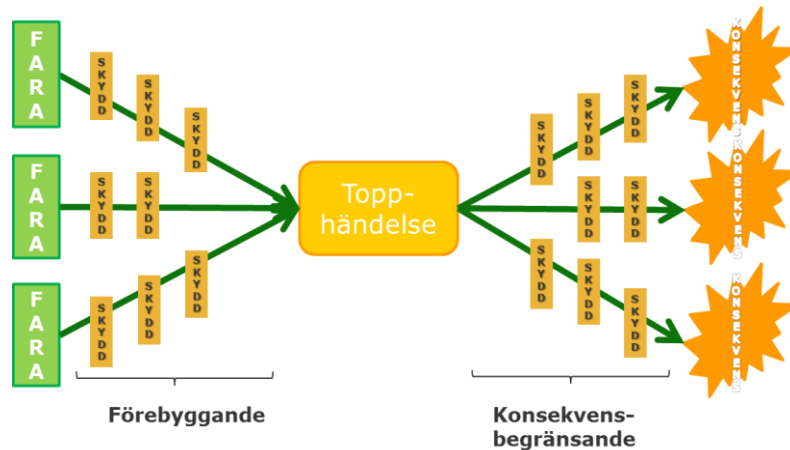
Att utforma en anläggning som är så säker att inga olyckor kan inträffa är omöjligt. Däremot är det möjligt att reducera sannolikheten för att en olycka skall ske samt dess konsekvenser. Hur långt man skall gå för att reducera detta bestäms av den tolerabla risken. Man kan t.ex. tolerera gränser som motsvarar riskerna i det vanliga livet i den icke-industriella miljön (Crowl & Louvar, 2011, p. 13).

Under konstruktionsfasen av en process finns det ett flertal EU-direktiv som en tillverkare av processutrustning måste ta hänsyn till. Detta innefattar bland annat ATEX-direktivet för brännbara gaser och damm, maskindirektivet för rörliga maskiner och tryckkärlsdirektivet för trycksatta utrustningar. Alla dessa direktiv sätter krav på riskanalys. Dessutom finns branschstandarder och företagsstandarder som kan vara till hjälp då processen utformas. När processen sedan är igång och under drift bör de riskanalyser som finns revideras enligt ett periodiskt schema. Eventuella incidenter och tillbud skall utredas och åtgärder vidtas för att höja säkerheten. Vid modifiering och/eller utbyggnad av processanläggningen måste alltid en riskanalys genomföras för att säkerställa att de tidigare enheterna klarar av förändringen som sker (Nordin, et al., 2010, pp. 30-32).

2.2.1.2 Säkerheten på Preemraff Lysekil

Preems nollvision inom säkerhet, hälsa och miljö innebär att ingen skall skadas eller bli sjuk på grund av arbetet. Inga olyckor skall inträffa som skadar människor, miljö eller egendom. Preemraff eftersträvar också att på ett hållbart och miljöanpassat sätt effektivisera resursanvändning, energiförbrukning samt att förebygga utsläpp i alla led.

Varje anläggning har flera potentiella faror som kan leda till en olycka med oönskade konsekvenser. En modell som beskriver anläggningens processsäkerhet är den s.k. säkerhetsflugan (eng. bow-tie), se Figur 2.2.



Figur 2.2: Säkerhetsflugan (eng. Bow-tie) (Preem AB, 2016)

Skyddsanordningar (barriärer) finns installerade och implementerade vid varje anläggning för att undvika att en farlig händelse sker. Dessa är de "förebyggande barriärerna". För att minimera konsekvenserna av en farlig händelse finns också skyddsanordningar för detta. Dessa är de "konsekvensbegränsande barriärerna".

Tryckavlastningsanordningar i processenheter går under de konsekvensbegränsande barriärerna. Bli trycket i enheten oönskat högt skall tryckavlastningen se till så att inte någon allvarlig konsekvens sker som följd.

Utrustning som utgör någon av dessa barriärer kallas för säkerhetskritisk utrustning. Befattningar som i något hänseende ansvarar för sådan utrustning och/eller någon aktivitet kopplad till utrustningen skall ha god kännedom om detta samt innehas av personer med tillbörlig kompetens.

2.2.1.2.1 Säkerhetsledningssystemet

Säkerhetsledningssystemet på Preem kan definieras som summan av alla instruktioner gällande arbetet med processsäkerhet; uppföljning av den samt korrigerande åtgärder.

Modellen "Demings Cirkeln" omfattar de fyra moment som säkerhetsledningssystemet innefattar. Se Figur 2.3.



Figur 2.3: Demings Cirkeln (Preem AB, 2016)

Planera (Plan)

Planeringsstadiet innefattar upprättande av exempelvis säkerhetspolicys och handlingsplaner.

Genomföra (Do)

Vid genomförandet av säkerhetsarbete ska arbetet utföras i enlighet med instruktioner från handlingsplan och säkerhetspolicyn.

Kontrollera (Check)

Här ska incident- och olycksutredningar, revisioner, skyddsronder och observationer utvärderas. Säkerhetsrelaterade nyckeltal skall följas upp.

Agera (Act)

Vid identifiering av brister ska dessa ageras på och nödvändiga åtgärder ska vidtas.

När cirkeln är sluten börjar man om med planeringer för att korrigera/lägga till. Cykeln fortgår kontinuerligt för att hela tiden förbättra säkerheten vid anläggningen.

2.2.1.2.2 Säkerhet-, hälsa- och miljöpolicyn på Preemraff

På Preemraff gäller följande:

- Säkerheten sätts alltid först
- Risker skall analyseras och hanteras
- Oönskade handlingar som riktas mot Preems intressen skall identifieras och ingripas emot
- Man arbetar systematiskt och strukturererat med förbättringar
- Kunskapen ökas om hur säkerhet, hälsa och miljö kan förbättras
- Man har en öppen dialog med medarbetare, kunder, myndigheter och andra intressenter i syfte att sträva mot långsiktig hållbarhet
- Lagar och regler inom säkerhet, hälsa och miljö följs alltid

Det är koncernledningens ansvar att upprätthålla och införa policyn och det är var och ens ansvar att följa policyn genom att ständigt driva förbättringar. (Hallin Malin, Preem, 2014)

2.2.1.2.3 Processsäkerhet på Preemraff

Styrningen av arbetet med processsäkerheten på Preem grundar sig dels på externa krav i form av lagar och föreskrifter. Instruktionerna gällande detta följer Sevesolagstiftningens² krav på handlingsprogram och beskrivning av säkerhetsledningssystem. Dessutom ställs krav från externa intressenter såsom försäkringsbolag och certifieringsorgan. Styrningen grundar sig också på Preems interna policys, mål, regler och rutiner. (Åvall Jonas, Preem, 2016)

² För att förebygga och begränsa följderna av allvarliga kemikalieolyckor för människor och miljö har EU antagit det s.k. Sevesodirektivet. I Sverige är direktivet infört genom Sevesolagstiftningen, som omfattar lagen (1999:381) förordningen (2015:236) och föreskrifterna (MSBFS 2015:8) om åtgärder för att förebygga och begränsa följderna av allvarliga kemikalieolyckor, samt miljöbalken (1998:808), lagen om skydd mot olyckor (2003:778) och plan- och bygglagen (2010:900). Sevesolagstiftningen tillämpas på verksamheter där farliga ämnen vid ett och samma tillfälle förekommer eller kan förekomma i vissa mängder. (Myndigheten för samhällsskydd och beredskap, u.d.)

2.2.1.2.4 ES, Engineering Specification

Preemraff har tagit fram egna tekniska specifikationer, ES, som beskriver bästa tillämpbara praxis inom oljeindustrin. Dessa specifikationer bygger på internationella bransch- och företagsstandarder såsom API, IP, Shell-DEP, BP-RP, samt lagkrav.

ES uppdateras när underliggande branschstandarder/lagar uppdateras eller utifrån specifika lärdomar såsom inträffande av olyckor i branschen. Dessa ES skall alltid tillämpas i samband med ny- eller ombyggnation av en anläggning, i enlighet med Preemraffs investeringsprocess.

2.2.1.2.5 Preem, en lärande organisation

Preem uppmuntrar rapportering av alla avvikelser som identifieras i syfte om att vara en lärande organisation. Med avvikelser avses olyckor, tillbud och identifierade risker. Syftet med rapport och utredning av dessa avvikelser är både att vidta åtgärder utifrån inträffade händelser samt att motverka att identifierande risker utvecklas till olyckor.

Vid allvarliga olyckor eller tillbud med hög risk initieras en företagsutredning med syfte att genom en fördjupad analys klargöra de orsakssamband som gett upphov till det inträffade samt förhindra ett upprepande.

2.2.1.2.6 Säkerhetskultur

Företagets säkerhetskultur utgörs av gemensamma värderingar, normer och erfarenheter inom säkerhet. Preems säkerhetspolicy med kärnbudskapet "säkerheten först" skall vara vägledande för alla som arbetar inom Preem. Var och en som arbetar i företaget tar ett personligt ansvar för att medverka till en säker arbetsplats, och lärande utifrån inträffade händelser och fokuserar på ständiga förbättringar av säkerheten. Ledningen prioriterar och hanterar säkerhetsfrågor på alla nivåer i verksamheten. Preemraff arbetar kontinuerligt för att stärka säkerhetskulturen inom organisationen. (Hallin Malin, Preem, 2014)

2.2.1.3 Processsäkerhet, tryckavlastningsanordningar

Man bör skapa ett styrsystem som kontrollerar att processen håller sig inom rätt förhållanden. Utöver det skall ett larmsystem finnas som uppmärksammar processoperatören på eventuella onormala förhållanden. I det fall operatören inte har möjlighet eller misslyckas med att återfå processen till normala förhållanden bör det finnas automatiska säkerhetsfunktioner som kan återfå en normal drift eller försäkra att anläggningen sätts i ett säkert läge. Utöver säkerhetsfunktionerna bör anläggningen också utformas med avsäkringar, såsom säkerhetsventiler och/eller andra tryckavlastningsanordningar. Dessa installeras på alla platser som kan ge upphov till en farlig händelse, det vill säga vid varje plats där processen kan åstadkomma tryck som möjligen överstiger designtrycket. Tryckavlastningsanordningar är till för att säkerställa att trycket inne i kärl och rörsystem inte överskrider det tryck som enheten och/eller processen är designad för, vilket skulle kunna medföra förstörelse av anläggningen samt utsläpp av giftiga/brännbara gaser. Trycket i en enhet kommer att öka om volymen av innehållet ökar. Denna tryckökning kommer ofta från inflöde av extra material, termiska expansion eller fasöverföring på grund av tillförd värme (externt och/eller från interna exotermiska processer) samt gasgenerering från kemiska reaktioner (Melhem, 2013). Om processen avviker och trycket är för högt avleder tryckavlastningsanordningen den frigjorda energin på ett kontrollerat sätt till en säker plats och trycket kommer således att sjunka i processenheten. Denna säkra plats kan vara en uppsamling som t.ex. ett fackelsystem för brännbara gaser. Vid atmosfäriska utlopp är det viktigt att utrymmet utanför hålls fritt (American Petroleum Institute, 2014). Eftersom tryckavlastningsanordningen oftast är det sista försvaret får inte

funktionen bero på rätt funktion och drift av andra enheter eller system. Dess funktion måste vara självutlösande (Melhem, 2006) (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, p. 14). Det är viktigt att bemärka att tryckavlastningsanordningar är designade för att skydda enheten för övertryck och inte för höga temperaturer. Hög temperatur höjer förvisso även trycket i enheten, med andra parametrar konstanta, men tryckavlastningsanordningen kan inte skydda mot strukturella fel som höga temperaturer kan medföra, t.ex. smältning av ledningar (American Petroleum Institute, 2014, p. 1).

Om processen istället kan avvika med resultat att trycket sjunker, t.ex. på grund av att volymen minskar, måste enheten avsäkras även för detta med undantag om enheten är designad för absolut vakuum (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, p. 101).

Vid dimensionering av tryckavlastningar och säkerhetsventiler är det viktigt att ha rätt information angående vilket fall (scenario) som avlastningen skall användas för, samt de hanterade ämnenas egenskaper. De scenarion som kräver avsäkring skall identifieras i en riskanalys (Nordin, et al., 2010, pp. 32-33, 37). Med få undantag är tryckavlastning ett icke uniformt tillstånd. Förhållandena kommer att ändras om det är förändringar i tryck, temperatur, värmetillförsel, sammansättning etc. Beräkning utifrån homogent tillstånd är tillräckligt om det tillämpas till de förhållanden som råder vid tidpunkten för störst avlastning i den icke uniforma händelsen (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, pp. 107-117).

Tryckavlastningsberäkningar görs för att bestämma vilken öppningsarea som krävs på en tryckavlastning. Beräkningsmetoderna för detta beror på vilken typ av flöde (vätska, gas eller två-fas) som skall kunna gå igenom ventilen samt vilken typ av anordning som skall användas. Man måste sedan uppskatta alla de scenarion som kan leda till att tryckavlastning behöver nyttjas. Det scenario som kräver den största öppningsarea blir det limiterande, och typ av anordning fastställs efter detta. Dock är det viktigt att säkerställa att avlastningen också är tillfredsställande för avlastning för de andra möjliga scenarierna (Crowl & Louvar, 2011, pp. 429-433).

Dokumentation för tryckavlastningar med designdata och dess uppgift måste bevaras och vara tillgänglig att se tillbaka på. Designen måste vara aktuell till de processstillstånd som råder. Designen måste också periodvis ses över då processfaroanalyser utförs. T.ex. HAZOPs. Dokumentationen skall inkludera identifiering och beskrivning av de scenarion som kan orsaka tryckavlastning samt den utrustning som blir beskyddad för att inkludera den nödvändiga flödeskapaciteten. Dokumentationen skall också innehålla specifikationer för tryckavlastningsanordningen, viktiga driftparametrar såsom flödeskapacitet, öppningstryck, vilket material som hanteras samt inspektion-, testning- och underhållshistorik (Melhem, 2013).

2.2.1.4 Problematik och svårigheter vid design och val av tryckavlastningsanordning

Det finns många osäkerheter involverade vid design av tryckavlastningssystem. Vid ett tryckavlastningsskede sker många olika flödeshastigheter och fluidtillstånd. Hastigheten, temperaturen, trycket, gas-vätskeförhållandet, fysiska egenskaper och materialkomposition varierar ofta stort under avlastningen från tanken.

Databaserade processimulatorer föredras oftast vid bestämelse av storlek och typ av tryckavlastningsanordning. Simuleringsprogram är väldigt användbara men kräver träning för korrekt användande.

De tekniska och experimentella grunderna för att designa och förutse prestandan till en tryckavlastningsanordning under nödsituation är ibland begränsad. Om inloppshastigheten är hög och mediet är en fasförändrande gas-vätskeblandning kan den generera små vätskedroppar som är svåra att separera och kanske inte kan fångas upp av en cyklon- eller gravitationsseparator. Dock utgör oftast inte dessa droppar något problem om utsläppet från separatorn går till en fackla. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017)

2.3.1 Typer av tryckavlastningsventiler

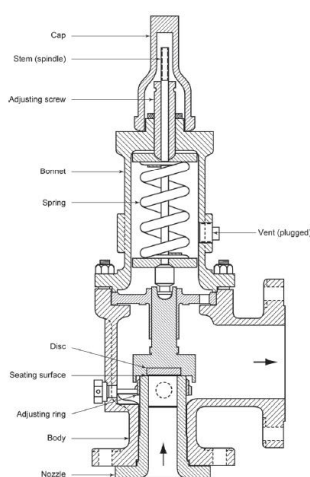
2.3.1.1 Konventionell/balanserad säkerhetsventil

Beroende på vilken typ av media (vätska, gas, tvåfas, fast materia eller korrosiva material) som anordningen skall användas till finns det olika varianter att välja på. Dessutom beror valet på om mediet kan ventileras ut i atmosfären eller om det måste skickas vidare till ett inneslutande system som t.ex. ett fackelsystem (Se avsnitt 2.6.2).

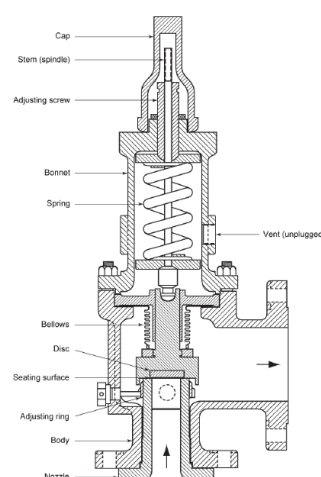
Det finns två huvudtyper av tryckavlastningsanordningar; säkerhetsventiler och sprängbleck. Säkerhetsventiler, som i motsättning till sprängbleck, är fjäderbelastade och delas upp i undergrupperna konventionell och balanserade.

På de fjäderbelastade säkerhetsventilerna är det motståndet i fjädern som bestämmer när ventilen skall öppna sig. Den konventionella varianten opererar efter tryckdifferensen över ventilen; öppningstrycket är alltså omvänt proportionellt med tryckdifferensen. Om mottrycket nedströms ventilen ökar, minskar tryckdifferensen och öppningstrycket ökar. Detta kan då leda till att ventilen inte öppnar sig vid rätt tryck. I tillägg är flödet genom säkerhetsventilen proportionellt med tryckdifferensen; om mottrycket ökar kommer flödet att minska.

Den balanserade varianten är designad så att bälgen på baksidan av ventilen ser till att baksidan alltid håller atmosfärstryck. Ventilen kommer då alltid öppna sig vid fastsatt öppningstryck. Men på samma vis som den konventionella ventilen kommer flödet igenom den att minska om mottrycket ökar. (American Petroleum Institute, 2014, pp. 8-10)



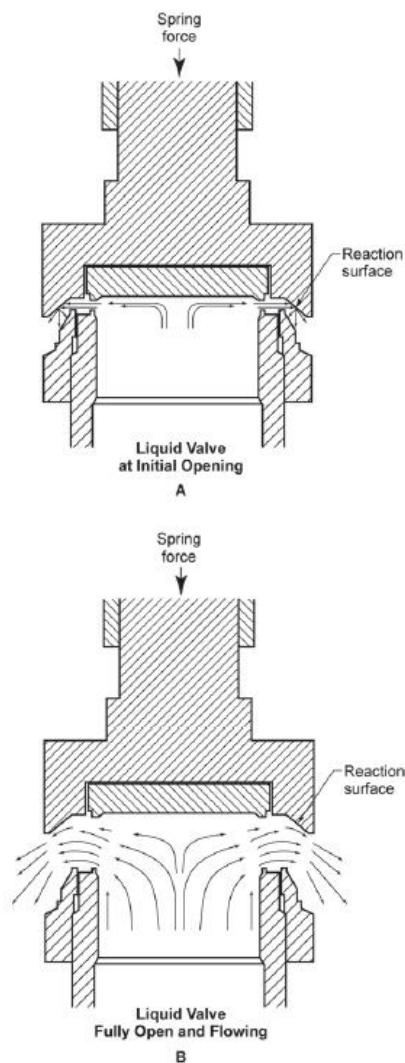
Figur 2.4: Konventionell fjäderbelastad säkerhetsventil (American Petroleum Institute, 2014)



Figur 2.5: Balanserad fjäderbelastad säkerhetsventil (American Petroleum Institute, 2014)

2.3.1.2 Fjäderbelastade säkerhetsventiler designade för vätskeförhållanden

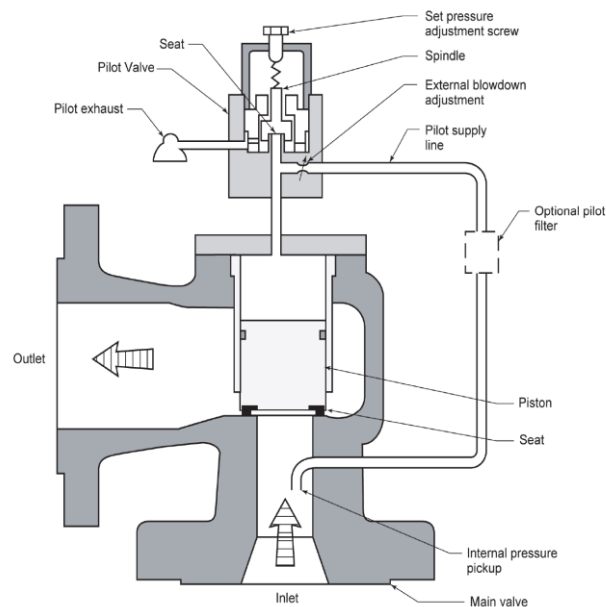
Ventiler som används till avlastning för vätskor opererar inte på samma vis som de för ångor och gaser. Eftersom vätskan inte har samma expanderande kraft som gaser kommer ventilen inte öppnas på samma sätt. Ventiler för vätskeförhållanden förlitar sig främst på en responsiv kraft ifrån vätskan för att lyfta. När trycket inne i enheten överskrider mottrycket på säkerhetsventilen öppnar den sig på samma sätt som för gaser men just vid öppningen kommer en tunn vätskeström flöda genom ventilen och träffa en reaktions yta, se Figur 2.6. Från reaktionsytan böjs strålen av och går nedåt vilket skapar en responsiv kraft som pressar ventilen uppåt. Dessa krafter byggs upp väldigt långsamt under de första av 2 % till 4 % övertryck. När flödesmängden gradvis ökar, ökar också hastigheten på strömmen och momentumkraften kombinerad med den responsiva kraften blir tillräcklig för att lyfta säkerhetsventilen. Ofta öppnas ventilen 50-100 % vid 2-6 % övertryck. Då övertrycket ökar ytterligare växer dessa krafter och driver ventilen till fullt öppen. När övertrycket sedan sjunker minskar momentum och den responsiva kraften och säkerhetsventilen går tillbaka till stängt läge. (American Petroleum Institute, 2014, pp. 14-15)



Figur 2.6: Säkerhetsventil för vätskeförhållanden (American Petroleum Institute, 2014)

2.3.1.3 Pilotstyrd ventil

I en pilotstyrd ventil består huvudventilen av en kolvliknande disk. Ventilen hålls stängd av systemtrycket som verkar på toppen av kolven, vilken oftast har en större area än kolvens botten som tätar ventilen. Detta medför att stängningskraften ökar med ökat tryck till skillnad från de fjäderbelastade ventilerna. Pilotventilen (som i sig fungerar som en fjäderbelastad ventil) öppnas vid öppningstryck och ventilerar kolvkammaren samtidigt som den förseglar flödet till piloten. Den största nackdelen med en pilotstyrd säkerhetsventil är dess komplexitet och kravet att inloppet till piloten hålls öppet (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, pp. 53-55). Fördelen med en pilotstyrd säkerhetsventil är att den kan användas för fall där mottrycket är högt. Pilotstyrda säkerhetsventiler kan användas förutsatt att piloten är självmanövrerad och att huvudventilen öppnas automatsikt även under inställt öppningstryck, samt avlasta med dess fulla kapacitet om någon essentiell del av piloten skulle falla (ASME International (BPVC), 2004).

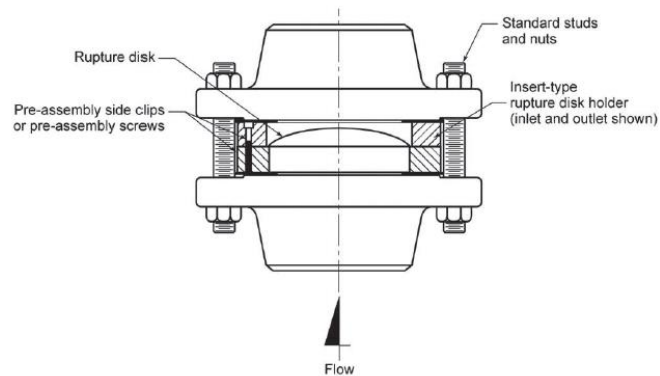


Figur 2.7: Pilotstyrd säkerhetsventil (American Petroleum Institute, 2014)

2.3.1.4 Sprängbläck

Sprängbläck består av flera lager metall vilka är designade så att de brister vid ett specifikt tryck. De kan användas ensamma eller i serie/parallellt med fjäderbelastade säkerhetsventiler. När trycket i processen varierar påverkar detta metallen i sprängbläcket. Metallen stretchas ut och sprängbläcket kan därför till slut brista vid mycket lägre tryck än vad det är designat för. Detta är en stor nackdel vid användning av sprängbläck. Dessutom kan inte flödet stoppas när bläcket först har brustit vilket kan medföra onödigt mycket förlust av processmaterial samt brand/explosion pga. att syre tränger in i systemet och blandas med brännbara gaser. Om sprängbläcket brister så att fragment från det lossnar, kan detta plugga igen rörsystem nedströms ventilen, är det en ventil som blåser ut i atmosfären kan fragmentet orsaka skador på person eller egendom, dock har dessa problem på senare tid minimerats med hjälp av bättre design (American Petroleum Institute, 2014, pp. 28-38).

Fördelarna med sprängbläck, förutom att de är relativt billiga, är att de är tillgängliga i mycket större storlekar än fjäderbelastade ventiler, upp till flera meter i diameter. Ofta installeras sprängbläck framför en fjäderbelastad ventil, detta på grund av att skydda den fjäderbelastade från korrosiva ämnen och/eller för att säkerställa att processen är absolut tät om giftiga eller brännbara ämnen hanteras. Dessutom skyddas den fjäderbelastade ventilen mot att pluggas igen om avsättning från processmaterialet är ett möjligt scenario (Crowl & Louvar, 2011, pp. 436-439).



Figur 2.8: Sprängbläck (American Petroleum Institute, 2014)

2.3.2 Egenskaper för säkerhetsventiler

Dynamiken i säkerhetsventilers funktion är väsentligen likt den för odämpade fjädersystem. En förändring i krafterna framför eller bakom öppningsdisken kommer resultera i oscillationer av disken. Om flödesresistensen i de anslutna rören är hög kan dessa oscillationer bli så stora att disken upprepande öppnas och stängs fullt ut. Detta tillstånd kallas för klappring eller instabilitet. Minsta lilla klappring kommer att reducera flödeskapaciteten märkvärdigt och kan orsaka skador på disken och/eller ventilhuset. För att minimera klappring krävs rätt design på inlopp- och utloppsrör samt rätt storlek och öppningstryck på ventilen. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, pp. 50-53)

2.4 Standarder och regler

Designen av tryckavlastningsanordningar måste vara i enlighet med tillämpliga industristandarder eller riktlinjer samt företagets standarder vid raffinaderiet. Designern är ansvarig att ha kännedom om vilka av dessa som gäller vid varje projekt med den är alltid användaren som har det övergripande ansvaret för säkerheten på anläggningen.

Det finns en rad olika standarder och riktlinjer som är accepterade över världen. Här beskrivs endast kort de som används utav Preemraff.

2.4.1 ASME

ASME (American Society of Mechanical Engineers) är en internationell organisation som handhar standarder inom mekanisk teknik, både för forskning samt praktisk användning. Utveckling och revidering av ASME regler och standarder sker kontinuerligt. ASME Code är uppdelat i 12 sektioner som var och en avhandlar olika delar inom mekanisk teknik. Section VIII: ASME Boiler and Pressure Vessel Code, är i sig uppdelat i tre undersektioner, A till C som behandlar olika typer av trycktankar,

där man finner ett regelverk för tryckavlastningsanordningar. Reglerna avser bl.a. deras nödvändiga kapacitet för olika användningsområden, var de ska placeras och hur de ska vara märkta. Många statliga myndigheter har antagit ASME BPV Code och gjort de till en del av deras förordningar. Därför har ASME Code blivit lag i många länder (The American Society of Mechanical Engineers, u.d.). Nedan följer en kortare summering av en del essentiella regler, som Preemraff antagit, för tryckavlastningsanordningar enligt ASME Code. Denna summering är inte komplett och ska inte användas som en utslutande källa till information för bestämelse av tryckavlastningsanordningar.

2.4.1.1 Utdrag från ASME Code Boiler and Pressure Vessel Code- Section VIII-Pressure Vessels.

Alla trycktankar oberoende av storlek och tryck skall ha tryckavlastningsanordning i enlighet med föreskrifterna i ASME Code; UG-125 (avsnitt 2.4.1.2). Notera är att dessa tryckavlastningsanordningar inte måste levereras av trycktankstillverkaren.

2.4.1.2 ASME Code; UG-125 Tryckavlastningsanordningar

Det föreligger användarens ansvar att se till så att tryckavlastningsanordningarna är rätt installerade före operation, det är också dennes ansvar att bestämma storlek och typ av anordning baserat på dess hänsikt. Alla trycktankar (förutom oeldade ångkokare, som går under egna föreskrifter) skall skyddas med tryckavlastningsanordning.

Tryckavlastningsanordningar skall konstrueras, placeras och installeras så att de är lättåtkomliga för inspektion, utbyte och reparation. De behöver inte sitta direkt på en tank om det inte föreligger någon invändig blockering (t.ex. en reglerventil eller en annan tank som behöver avlastningsanordning) mellan trycktanken och säkerhetsventilen (ASME International (BPVC), 2004)

2.4.1.3 Måste alla trycktankar och processenheter avsäkras?

En trycktank behöver inte en tryckavlastningsanordning om trycket är självlimiterande. Vid t.ex. användandet av en pump eller kompressor som max kan ge ett visst tryck gäller detta. Detta tryck måste också vara mindre eller likt 116 % MAWP av tanken/enheten vid den tillhörande temperaturen. Vid installation av någon annan säkerhetsanordning som kan säkerställa att trycket inte kan överskrida 116 % MAWP är heller inte tryckavlastningsanordning ett krav (Dustin, 2014).

2.4.1.4 ASME Code; UG-135 Installation

Öppningarna i alla rör och annan armatur mellan tanken och avlastningsanordningen skall ha en area minst lika stor som arean på inloppet till avlastningsanordningen. Tryckförlusten här får inte reducera avlastningskapaciteten under kraven eller på annat sätt påverka anordningen negativt.

Mellan trycktanken och avlastningsanordningen får inga stoppventiler finnas, inte heller mellan avlastningsanordningen och dess utloppspunkt. Undantag för detta är då stoppventilerna inte kan stängas mer än att avlastningskapacitetskraven på avlastningsanordningen upprätthålls.

Utloppsrör från avlastningsanordningen skall vara möjliga att dränera för att förhindra vätska att samlas på utloppsidan av avlastningsanordningen.

2.4.2 API

API standard 520 samt 521, "Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices" och "Pressure-relieving and Depressurizing Systems", kompletterar informationen i section VIII-Pressure

Vessels, of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Den är inte direkt striktare än ASME utan standarderna överlappar varandra på somliga delar. Dessutom skiljer sig kraven i de två publikationerna åt under vissa omständigheter. Ett exempel på detta är vid skydd mot övertryck genom system design (SIS, Safety Instrumented Systems). Här tar API 521 kredit för konsekvenserna från ett övertryck. För samma scenario och frekvens kan design efter API521 utesluta tryckavlastningsanordning om konsekvenserna är små, ASME Section VIII tar endast frekvensen med i beaktning. (Dustin, 2014)

API (American Petroleum Institute) har gett ut dessa standarder för att bestämma typ och storlek på säkerhetsventiler som används i raffinaderier, kemiska fabriker och andra industrier som tillhandahåller enheter med MAWP på 103kPag eller större. Beräkningsmetoderna baseras på steady state flow av Newtonska fluider.

2.4.3 Skillnader mellan API- och ASME-standard kapacitet

Kapacitet enligt API

I kapacitetsformler enligt API redovisas kapacitet med teoretisk area. Ventilens kapacitet beräknas enligt API ifall ventilen är certifierad enligt API. Är ventilen inte certifierad enligt API skall kapaciteten istället beräknas enligt ASME. Även om ventilens kapacitet beräknas enligt API-standard så är den i mekaniskt avseende byggd enligt ASME-standard, då säkerhetsfaktorn ingår i den teoretiska beräkningen för API. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, p. 50)

Kapacitet enligt ASME

I formler för beräkning av kapacitet enligt ASME används den verkliga borrhöret och det verkligt uppmätta K_d värdet (avlastningskoefficient, se Appendix B). 90 % av verklig, uppmätt kapacitet redovisas sedan som vald kapacitet. Enligt krav i ASME code får man endast tillgodoräkna 90 % av verklig kapacitet och detta är således ventilens maximala kapacitet. (Inspecta academy, 2015) (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017, p. 50)

2.4.3.1 Vad gäller på Preemraff Lysekil

ES13, 2.1–2.1.1 är tolkat så att trycktankarna ska konstrueras och evalueras om de kräver tryckavlastningsanordning enligt EN13445³ samt ASME-Code section VIII medans tryckavlastningsanordningarna ska följa API520 & API521.

2.4.4 Specifikationer för säkerhetsventiler

Standardstorlekar på tryckavlastningsventiler benämns med storleken [tum] för inloppsrör och utloppsrör samt en till munstycket designerad bokstav som skiljer dessa två talvärden, t.ex. 2J3.

2.4.5 Bestämmelse av säkerhetsventil. Typ och storlek.

Första steget vid val av säkerhetsventil är att fastställa de olika orsaker som kan leda till övertryck (Se avsnitt 2.5) med tillhörande värden samt typ och hastighet av fluid som vid avlastning kan släppas ut. Till detta behövs processens flödesdiagram, mediets egenskaper, materialbalanser, rör- och instrumentdiagram (P&IDs) och specifikationsdokument för enheterna.

³ En13445 är en standard som behandlar trycktankars design, hållfasthet, materialval etc. och är därför lämnat utanför innehållet i denna avhandling.

Vid fastsättandet av ekvationerna som bestämmer tryckavlastningsanordningens area har antagandet att fluiden är homogent⁴ och att flödet är isentropiskt⁵ genom mynningen gjorts. Detta har blivit konfirmerat väl underbyggt genom en rad experiment. Flödet antas dessutom vara endimensionellt.

För ekvationer se avsnitt 2.7, där alla ekvationer är hämtade från API standard om inte annat specificeras.

2.4.6 Överdimensionering

En säkerhetsventil ska designas och dimensioneras för att tryckavlasta det högsta estimerade flödet av de fall som kan vara aktuella att avsäkra. Dessutom är kapaciteten något större än så för att ha lite säkerhetsmarginal. Ventilen är alltså överdimensionerad, speciellt för de fall som inte är limiterande. Resultatet av detta är att ventilen öppnas och stängs i cykler. Detta är dock en relativt långsam cykel och ska inte förväxlas med den snabba (och i högre grad förstörande) cykel, med ursprung från att inloppsröret ger för stor tryckförlust, som orsakar klappring (se avsnitt 2.4.7). Alltför mycket överdimensionering skall dock undvikas och multipla ventiler med stegrade storlekar och öppningstryck kan användas för att reducera cykelproblemen. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017)

2.4.7 Inlopp

För hög friktionsförlust i rören från utrustningen som skall skyddas för övertryck till ventilens inlopp är en bidragande faktor till klappring. När disken är stängd går inget flöde i inloppsröret och därmed sker ingen friktionsförlust. När ventilen öppnas och flöde etableras sker friktionsförlust. Kraften på disken från den flödande fluiden minskar pga. denna förlust. Diskens lyfthöjd kan då minska vilket resulterar i mindre flöde med mindre friktionsförlust. Den flödande fluidens kraft på disken ökar då och ökar diskens lyfthöjd och cykeln startar igen. Denna variation minskar ventilens kapacitet. Om friktionsförlusten är tillräckligt stor att stänga ventilen helt uppstår klappring. Konsekvenserna av det blir förutom minskad flödeskapacitet även ökad tryckuppbyggning i tanken som skall skyddas för övertryck samt förslitning på ventilen. Rören och/eller ventilen kan i värsta fall kollapsa och släppa ut processmaterial i omgivningen (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017). APIs regel gällande friktionsförlusten i inloppsrör är för närvarande accepterat som kriteriet för max friktionsförlust i samband med tryckavlastningsventiler. Denna regel kräver att friktionsförlusten måste vara mindre än 3 % av öppningstrycket då ventilen opererar efter designkapacitet (American Petroleum Institute, 2014). Detta är också i enlighet med ES13. Tryckförlusten i inloppsröret innefattar både icke-återvinningsbar tryckförlust (som friktionsförlusten) samt återvinningsbar tryckförlust i form av dynamiskt tryck från flödeshastigheten. Denna återvinningsbara tryckförlust är inte medräknad i inloppstryckförlusten då den är en del av lyftkraften av disken i återvunnen form. Hastigheten håller sig oftast relativt konstant under en cykel och påverkar därför inte stabiliteten, förutsatt att svängningstiden på oscillationerna inte är så lång att fluid kan rinna tillbaka mellan cyklerna (Makaryants, 2017).

Tryckfallet behöver endast beräknas vid 10 % tryckstegring även om 21 % har använts för ett eventuellt brandscenario. Detta eftersom säkerhetsventilen oftast har öppnat fullt redan vid 10 %

⁴ Homogen jämvikt både termiskt (ingen värmeöverföring mellan faserna) och mekaniskt (alla faserna flödar med samma hastighet).

⁵ Adiabatisk och reversibelt.

tryckstegring (Se avsnitt 2.7.2.4.1). Om flera olika medier ska kunna avlastas är det de medium som ger högst tryckfall som blir det limiterande i tryckfallsberäkningar. Detta är vanligtvis det medium som har högst C_p/C_v värde (Smith, et al., 2011).

Vid beräkning av tryckfallet i inloppsröret, vid nydesign av processenheter, ska den erforderliga kapaciteten för tryckavlastningsanordningens avlastningsmängd användas (Melhem, 2013).

Om termisk expansion är enda avsäkringsfallet behöver inte inloppstryckfallet betraktas eftersom säkerhetsventilen då bara öppnar en gång och därmed inte påverkar klappringsrisken (Smith, et al., 2011).

2.4.8 Tillåtet övertryck

Det sker en tryckupbyggnad från den skyddade enheten till tryckavlastningens inlopp innan avlastningen har startat. Det maximala övertrycket som tillåts beror på avlastningsscenario samt på om installationen är i parallell med flera tryckavlastningsanordningar, se Tabell 2.1.

Tabell 2.1: Maximalt öppningstryck samt maximalt tillåtet övertryck som procent av MAWP

	Singel anordning [%]		Stegrad eller multipel anordning [%]	
	Max öppningstryck [%]	Max övertryck [%]	Max öppningstryck [%]	Max övertryck [%]
Ej utsatt för brand				
Första avlastningsanordningen	100	10	100	16
Extra anordning(ar)	-	-	105	16
Utsatt för brand				
Första avlastningsanordningen	100	21	100	21
Extra anordning(ar)	-	-	105	121

2.4.9 Mottryck

Mottrycket nedströms en säkerhetsventil är summan av det tryck som råder när ventilen är stängd (pålagt mottryck (kan variera)) och det tryck som byggs upp då ventilen öppnas och minskar trycket inne i processen (uppbyggt mottryck). Det uppbyggda mottrycket minskar då utloppsledningens längd minskar men trots att en ventil öppnas rakt ut mot atmosfären kan ett mottryck bli så högt att det inverkar på säkerhetsventilens kapacitet och funktion, därför ska mottrycket alltid evalueras för alla system. För en konventionell säkerhetsventil innebär ett för högt pålagt mottryck att ventilen inte öppnas vid rätt öppningstryck då mottrycket håller emot. Dessutom kommer ventilen stängas vid ett högre tryck än önskvärt om det uppbyggda mottrycket blir för högt. Den balanserade säkerhetsventilen har också denna problematik, om än inte lika påtagligt, då utloppstrycket pressar

mot de obalanserade delarna av ventilen. Kapaciteten på en säkerhetsventil reduceras ofta när mottrycket överskrider 30 % av öppningstrycket, storleken på denna reduktion beror på säkerhetsventilens tryckstegring. Se Figur 2.11 avsnitt 2.7.

För att begränsa differentialtrycket mellan inlopp- och utloppstryck får inte tryckfallet överskrida ett visst värde beroende på ventil och öppningstryck, se Tabell 2.2.

Tabell 2.2: Maximalt tillåtet tryckfall i säkerhetsventilers utloppsrör för olika typer av säkerhetsventiler

Typ av säkerhetsventil	Singel anordning [%]	Multipel anordning [%]
Konventionell inte utsatt för brand	10	16/10*
Konventionell utsatt för brand	21	21/10*
Balanserad	50	50/50*
Pilotstyrd	-	-

* Relateras till den första ventilen/Relateras till de påföljande ventilerna

Vid nydesign av processenheter ska i första hand den erforderliga kapaciteten på säkerhetsventilen användas för att beräkna tryckfallet i utloppsrör som ventilerar till atmosfären eller som avlastar till en stam. Avlastningsstammar i stängda system kan beräknas med den krävda avlastningskapaciteten. Då den krävda kapaciteten används måste värdet på mottrycket säkerställas varje gång en förändring i processen som påverkar avlastningsmängden görs (American Petroleum Institute, 2014).

2.4.10 Avlastningstryck

Avlastningstrycket är inloppstrycket i avlastningsanordningen vid avsäkringsförhållanden. Det vill säga summan av öppningstrycket och övertrycket. Effekten av tryckminskningen i inloppet vid dimensioneringsberäkning kan negligeras om inloppstryckminskning inte överstigen 3 % av öppningstrycket, vilket är ett krav på fjäderbelastade ventiler.

Säkerhetsventiler som är designade för vätska eller gas skall vara specificerade för den fluid som ventilen normalt utsätts för. Om en ventil t.ex. är placerad i gasområdet i en behållare som också har en vätskenivå skall ventilen specificeras för gasförhållanden. Många tillverkare rekommenderar att man använder säkerhetsventiler som är designade för vätska, eller vätska och gas, om massaprocenten gas av en tvåfaskomponent vid ventilen är 50 % eller mindre. Sådan typ av ventil rekommenderas också om förhållandet vätska/gas inte är känt, eller då en ventil kan släppa ut vätska alternativt gas beroende på den bakomliggande orsaken till öppning av säkerhetsventilen, då den är mest restriktiv. En säkerhetsventil som är designad för att släppa ut gas har en benägenhet att klappa om flödet ut innehåller mycket vätska, detta kan leda till förstörelse av ventilen (Makaryants, 2017).

2.4.11 Installation av tryckavlastningsanordningar i parallell

Avlastningsanordningarna är ofta installerade parallellt för att kunna uppfylla den krävda avlastningsarean och/eller tillhandahålla stegvisa öppningstryck (fördelaktigt om de möjliga nödscevarioner håller en stor fördelning av avlastningsflöden).

Då de installeras på samma öppning på kärlet kan tryckförlusten på grund av flödet genom en av dem påverka trycket som verkar på den andra, därför ska anordningarna generellt installeras på separata

öppningar på kärlet så att de har samma restriktioner som om de skulle agerat själva. Om detta inte är applicerbart måste tryckförlusten tas i beaktning när öppningstrycket specificeras för den anordning med högst öppningstryck. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017)

2.5 Scenariobestämmelser

2.5.1 Allmänt

Övertryck är en konsekvens av en obalans eller störning av normalt flöde i processen som gör att material och/eller energi byggs upp i någon del av systemet. Att analysera orsaken och magnituden av övertrycket är därför ett komplext arbete genom att studera material- och energibalanser i processsystemet. API521 listar möjliga orsaker tillövertryck men denna lista (Appendix C) skall inte antas som komplett. Användaren och processdesignern måste evaluera processen för att fastställa alla scenarion som är aktuella i respektive fall.

De bakomliggande orsakerna till övertryck antas vara orelaterade om ingen process-, mekanisk- eller elektrisk länk existerar emellan dem. Är tiden som löper emellan möjliga initierade orsaker till övertryck tillräckligt lång anses de också vara oberoende, detta även om dessa orsaker inträffas av gemensam bakomliggande orsak. Däremot kan t.ex. ett instrumentfel under ett brandscenario anses som en bisak till branden om det är branden i sig som orsakat strömavbrott.

När avlastningsmängden ska fastställas krävs gott ingenjörssomdöme snarare än att strängt använda generella riktlinjer. Resultatet ska vara ekonomiskt-, operationellt- och mekaniskt genomförbart men säkerheten för person och anläggning får inte kompromissas med.

För att fastställa individuella avlastningsmängder ska tryck och temperatur tas i beaktning. Eftersom de påverkar sammansättningen och de volymetriska egenskaperna av vätska och gas.

När värme tillförs en vätska kan gas genereras. Hastigheten på gasgenereringen ändras med jämviktsläget pga. det ökade trycket i det stängda utrymmet samt pga. värmen av strömmarna som flödar in till och ut från enheten. Då värmen som strömmar in fortsätter vara större än värmen som strömmar ut ökar gasens innehåll av tyngre komponenter, om värmertilförseln är tillräcklig kommer tillslut även de tyngsta komponenterna att övergå till gasfas.

Vid avlastningsberäkning är det den momentana maximala avlastningsmängden som är av intresse för att storleksbestämma en tryckavlastningsanordning. Under tryckavlastningen måste förändringen i gasgenereringshastigheten och relativ molvikt vid flera tidsintervall studeras för att hitta just detta maximala värde.

Genom att beräkna eller plotta den ackumulerade avlastningsmängden mot tiden kan den maximala momentana avlastningsmängden fastställas. Detta värde sker oftast nära den kritiska temperaturen och här kan antagandet om ideell gas vara för konservativ.

För utförliga beskrivningar angående scenariobestämmelser hänvisas direkt till API521, 4.4. Nedan följer ett kort sammandrag från ett urval av scenarion.

2.5.2 Operatörsfel

Operatörsfel betraktas som en potentiell källa till övertryck. Vid hänsynstagande av operatörsrespons för avlastningsförhållanden ska grundligt övervägande gällande operatörens förmåga att ta rätt

beslut, och ha aktoriteten till att agera, göras. En vanlig accepterad tidsgräns är mellan 10 och 30 minuter för att responsen ska ske. Ett alarm för det avvikande skedet måste dessutom varna operatören.

2.5.2.1 Blockerat utlopp

En ventil på utloppet av en processenhet som stängs oavsiktligt kan utsätta enheten för ett tryck som överskrider MAWP och tryckavlastningsanordning krävs. Alla typer av ventiler ska betraktas som en potentiell källa till blockerat utlopp men är enheten designad för det trycket som en stängd ventil maximalt kan generera krävs ingen avlastningsanordning för detta scenario.

Systemet kräver heller ingen tryckavlastning för detta scenario om en centrifugalpump, med kapacitetstryck högre än enhetens MAWP, är installerad uppströms enheten där rör och annan utrustning är designat att klara av pumpens maximala shut-in tryck.⁶

För att fastställa avlastningsmängd kan man anta att andra ventiler i drift som normalt är öppna och fungerar vid tidpunkten för den oönskade blockeringen, inte är påverkade av orsaken för blockerat utlopp. Detta gäller så länge det inte finns något beroende mellan dessa ventiler.

Mängden material som ska avlastas bestäms vid de förhållanden som motsvarar avlastningsförhållanden snarare än förhållanden vid normalt drift. Den krävda avlastningsarean minskar oftast när denna skillnad tas i beaktning då ett högre tryck får fluiden att i större grad anta vätskefas.

Effekten av friktionen på tryckförlusten från blockeringen till processenheten skall också medräknas vid bestämning av avlastningsmängden. Är röret mellan blockeringen och enheten långt kan trycket vid blockeringen överskriva designtrycket av rören då tryckförlusten pga. friktionen medför att trycket vid säkerhetsventilen inte överskrider öppningstryck. Detta kan i värsta fall medföra att rören bryter samman. Med detta i åtanke är det fördelaktigt att installera säkerhetsventiler i så nära anslutning till kärlet som möjligt. Då en säkerhetsventil tjäna flera kärll samtidigt måste detta beräknas.

2.5.2.2 Fel på kontrollventil

Där en kontrollventil är placerad som skiljer högtrycksfluid från en del av processen med lägre tryck är det viktigt att enheterna på lågtryckssidan är designade för att klara av det extra massflödet som kan ske i tillfälle kontrollventilen öppnas fullt. Ett sådant scenario kan orsaka stora avlastningsmängder då vätska på högtryckssidan ofta övergår till gasfas under tryckreduktionen.

Enligt ES13 ska tryckavlastningsanordningen klara av hela flödet som kan gå genom en fullt öppen ventil samt dess bypass. Om möjligt skall enheten designas så att avlastning av summan av båda ventilerna är möjlig.

2.5.2.3 Fel på återflöde eller kylning

Vid fel på elektrisk eller mekanisk utrustning, som ser till att kylning eller kondensering av procesströmmar sker, kan detta orsaka övertryck i processkärlet. T.ex. kan kondensöversvämning eller kylningsförlust ske om återflödet tappas som en konsekvens av pump- eller instrumentfel.

⁶ Centrifugalpumpar kan endast ge ett specifikt tryck. Då detta tryck är uppnått flödar inte längre fluid in till enheten.

Avlastningsmängden bestäms genom energi- och materialbalans i systemet vid avlastningstryck. I ett destillationssystem kan avlastningsmängd och hastighet beräknas med eller utan återflöde.

Vid kondensering kan beräkning göras beroende på om mediet totalkondenseras eller bara partiellt kondenseras. Vid total kondensering är den krävda avlastningsmängden den totala inkommande gasmängden (per tidsenhet) till kondensator, omräknat till den temperatur som motsvarar den nya gaskompositionen vid avlastningsförhållandet och rådande värmeförsel vid avlastning. Vid partiell kondensering ska hänsyn till den utgående gasmängden (per tidsenhet) vid avlastningsförhållanden tas i beaktning.

Fläktar på luftkylda värmeväxlare kan bli verkningslösa pga. strömbortfall eller mekaniska fel. Då luftkylarna fortfarande har kvar viss kapacitet genom konvektion och strålning kan en del av kapaciteten fortfarande vara beräknelig. 20-30 % av totalkapaciteten används ofta för denna beräkning. Avlastningsmängden baseras då på de återstående 70-80 % som inte kondenseras.

2.5.2.5 Överfyllnad

Utrustning som under drift innehåller vätska upp till en viss vätskenivå kan överfyllas under vissa förhållanden. Om trycket i vätskematningen till enheten kan överstiga MAWP ska överfyllnad betraktas som potentiell källa till övertyck. Avlastningsmängden beräknas från fall till fall då processdesignen avgör detta.

Tidigare standard enligt API521 var att avlastningsanordning inte var ett krav om överfyllnadstiden översteg 30min. Detta är dock borttaget ur senaste revisionen av API521 (2014) och det är istället upp till processdesignern att evaluera om överfyllnadstiden är så pass lång att övertryck inte är troligt pga. detta.

2.5.2.6 Automatik fel

Utrustning som styrs via automatik direkt från processen eller indirekt via en processvariabel (tryck, temperatur, flödesmängd, vätskenivå) används som in- och utdata av kärll eller system. När transmission signalen eller det opererande mediet fallerar ska kontrollutrustningen antas vara i fullt öppen eller stängd position beroende på design. Med andra ventiler och oberoende automatikutrustning installerat i processen ska dessa antas fungera som vid normal drift.

Avlastningsmängden beräknas från fall till fall då processdesignen avgör detta.

2.5.2.7 Överflödigt tillförsel av processvärme eller gasinmatning

Återkokare och annan uppvärmningsutrustning är designat till en specifik värmeförsel. Då de är nya eller rengjorda kan extra värmeförsel över designvärden ske. I ett skede av fel på temperaturkontollen kan gasgenereringen överskrida systemets förmåga att kondensera eller absorbera det uppbyggda trycket som följer.

Den krävda avlastningsmängden är skillnaden mellan maximala gasgenereringen vid avlastningsförhållande (inkl. icke-kondenserbar gas som producerats från överhettning) och den normala kondenseringsraten eller gasutflöde.

2.5.2.8 Kemisk reaktion

Vid vissa reaktioner och processer kan kontrollförlust resultera i en signifikant ökning av temperaturen och/eller trycket. Detta kan medföra att exotermiska reaktioner associerade med

kedjereaktioner ökar trycket över MAWP. I dessa scenarion ska hänsyn till processfluider och dess egenskaper, samt reaktionerna noga tas vid design av processenheter och tryckavlastningsanordningar. För mer information hänvisas till API521 Part 1 (2014) 4.4.11.

2.5.2.9 Termisk/Hydraulisk expansion

Termisk/Hydraulisk expansion är ökningen i vätskevolym orsakad av ökad temperatur. Detta kan ske av olika anledningar men vanligast är att rör eller kärl är blockerade när de är fyllda med kall vätska som sedan värms upp av olika skäl. Alternativt då en värmeväxlare är blockerad på den kalla sidan medans fluid flödar på den varma. I dessa tillfällen är det svårt att bestämma avlastningsmängd men då avlastningsmediet är i vätskefas är avlastningsmängden liten och det kan vara fördelaktigt att specificera en överdimensionerad anordning.

Varierande utomhustemperatur eller solinstrålning ger oftast små avsäkringsflöden; hamnledningar och stora kärl undantagna.

Processrörledningar i en processarea är normalt öppna för att processen ska fungera eller dräneras då de är avställda och avsäkras därför normalt inte för termisk expansion. Kan transportledningar för kolväten stängas av och innesluta vätskevolym skall de avsäkras mot termisk expansion.

Effekten av solexponerad röryta beräknas ur rörets längd och halva rörytterdiametern, ekvation eq.2.5.1 (Inspecta academy, 2015).

$$P = I * \alpha * L * (\pi D / 2) \quad (\text{eq.2.5.1})$$

Där:

P = Effekten av solinstrålning [kW]

I = Solinstrålning [kW/m²] (Maximalt 1,0 kW/m² på latitud 58, där Preemraff Lysekil är beläget (Stockholms Initiativet, 2011))

α = Absorptionskoefficient

L = Längden på röret [m]

D = Ytterdiameter på röret [m]

Den krävda avlastningsmängden blir då enligt ekvation eq.2.5.2 (American Petroleum Institute, 2014):

$$W = \frac{P * \gamma * 3600}{C_p} \quad (\text{eq.2.5.2})$$

Där:

W = Krävd avlastningsmängd [kg/h]

P = Effekt [kW]

γ = Volymutvidgningskoefficient vid avlastningstemperatur [1/K]

C_p = Specifik värmekapacitet [kJ/(kg*K)]

I normalfallet tas ingen hänsyn till rörets utvidgningskoefficient. Gasfyllda enheter ger en liten tryckökning vid värmning och avsäkras normalt inte för termisk expansion i andra fall än vid brandscenarion (American Petroleum Institute, 2014)

2.5.2.10 Brand

Då en enhet utsätts för yttre brand kan det resultera i övertryck pga. gasgenereringen och/eller fluidexpansionen i enheten. Bränder är uppdelade i tre kategorier beroende på vad som orsakade branden samt hur stor värmeöverföringen är från branden till processenheten.

- Öppen pölbrand; Värmeöverföring 50-150 kW/m²
- Innestängd pölbrand; Värmeöverföring 100-250 kW/m²
- Jetbrand; Värmeöverföring 100-400 kW/m²

Pölbränder är ofta ett resultat av att en spilld pöl på marken antänds. De rekommenderade metoderna för att storleksbestämma tryckavlastning under dessa scenarion är empiriskt bestämda. I beräkningarna tas hänsyn till tankens dimensioner, isolering och material samt till vilken typ av fluid som tanken innehåller. Värmen som absorberas av en tank under brand beror till stor del på typen av bränsle som branden livnar sig på tillsammans med hur stor yta av tanken som omges av flammorna, tillgänglig brandbekämpning och dräneringsmöjligheter. En brand estimeras att kunna stängas in på ett område om 232m².

Beräkningsmetoderna för avlastningsmängd skiljer sig åt beroende på om brandbekämpningsutrustning finns tillgänglig eller ej (se avsnitt 2.7). På Preemraff Lysekil finns brandbekämpningsutrustning och skiftgående personal utbildad i brandbekämpning omedelbart tillgängliga. Avlastningsmängden beräknas enligt metod för detta.

Mängden som ska avlastas under en brand beror på den totala värmetillförseln och varaktigheten på branden. Vätskeberörd yta i rörledningar kan ha en stor del av den totala exponerade ytan i branden. Här gäller gott ingenjörssomdöme då API inte säger något generellt om t.ex. minsta rördimension som skall inkluderas. Bedömning ska göras från fall till fall då inga specifika riktlinjer finns.

Jetbränder är benämningen på en brand som sker vid en läcka från en trycksatt tank där fluiden som strömmar ut antänds. Detta kräver normalt sett ingen tryckavlastningsanordning då den ofta är kortvarig och någon avsevärd mängd gas hinner inte genereras. Tanken kan dock behöva skyddas på andra vis i tillfälle då branden minskar materialstyrkan på tanken.

2.5.2.11 Fel på värmeväxlare

Värmeväxlare och liknande kärl kan behöva tryckavlastningsanordning för att undvika övertryck vid risk för inre läckage. En inre läcka kan i praktiken variera från mycket liten till ett komplett tubbrott men vid tryckavlastningsberäkning antas tubbrottet vara ett skarp avbrott på en tub samt att det är lokaliserat på baksidan av tubpaketet långt från tryckavlastningsanordningen. Kompletta tubbrott då stora mängder fluid med högt tryck flödar till lågtryckssidan är ett, om inte vanligt, möjligt scenario.

Om lågtryckssidan har ett provtryck som är minst högtryckssidans designtryck behöver inte lågtryckssidan avsäkras (American Petroleum Institute, 2014). Enligt ES13 2.1.2 är detta standard för Preem, därav är värmeväxlare normalt inte utrustade med tryckavlastningsanordningar på Preemraff Lysekil.

2.5.2.12 Strömavbrott

Bestämmelse av avlastningskrav från strömavbrott kräver en noggrann analys över processen för att evaluera vilken utrustning som påverkas av avbrottet och hur det påverkar driften. Alla nivåer av strömavbrott ska evalueras; lokal, regional och total. Några gånger kan ett lokalt strömavbrott orsaka större problem än ett totalt. T.ex. kan inflöde av material till en tank vid övertryck fortsätta vid lokalt strömavbrott medans vid totalt avbrott kanske hade stoppats.

2.6 Avlastningssystem

2.6.1 Allmänt

Syftet med ett avlastningssystem är att samla den avlastade fluiden på en plats där den säkert kan släppas ut. Avlastningssystem består generellt av rör och kärl.

Vätskor med temperatur likt omgivningen som inte är flyktiga kan avlastas till separata stammar och sedan återvinnas. Säkerhetsventiler som avlastar varm kondenserbar kolvätevätska eller kolvätegas kan ledas i separata stammar till ett strypkärl⁷. Strypningen kan reducera temperaturen vilket kan medföra att mindre dyrbar utrustning krävs nedströms. Kylningen kondenserar också en del av de mindre flyktiga komponenterna och motverkar eller minskar utsläppet av varm kondenserbar gas till atmosfären. Ett strypkärl kan vara en del av stamnätverket och tjäna flera anläggningar och säkerhetsventiler.

Den avlastade fluiden kan ledas till en vattenbassäng där den avlastas under ytan vilket kyler fluiden. Andra tillvägagångssätt att kyla såsom t.ex. värmeväxlare är också i bruk.

Avlastningsfluid med låg temperatur kräver samma övervägande som de varma strömmarna, framförallt om vätskan ifråga håller en låg kokpunkt. Autokylning pga. tryckreduceringen nedströms anordningen kan orsaka att installationen blir spröd och fallerar. Vid design och materialval måste detta tas i beaktning och ett lågtryckssystem kan krävas, alternativt isolering av strömmen tills den når en avskiljare där vätskan separeras.

Andra parametrar att förhålla sig till inkluderar:

- Giftiga medier, t.ex. H₂S
- Polymerer
- Gummi
- Koks
- Is/isbildning och hydratformering
- Lösbarhet/blandbarhet

Vid design av avlastningssystemet krävs information om de enskilda säkerhetsventilerna. Därefter måste deras kombinerade effekt⁸ på avlastningssystemet bestämmas. Designen kan i sin tur påverka tryckavlastningarna i form av t.ex. förändrat mottryck. Den maximala potentiella avlastningsmängden för varje fall ska beräknas genom att summera avlastningsmängden för varje säkerhetsventil som ingår i stammen.

⁷ Strypkärl (eng. quench drum) är ett kärl som är utrustad att spraya en vätska på den varma avlastningsfluiden då den passerar med en lägre hastighet genom kärlet.

⁸ Trots att standard är att inte beräkna "double Jeopardy" kan en händelse få flera säkerhetsventiler att operera samtidigt. T.ex. vid strömavbrott eller kylningsbortfall.

Att kombinera avlastningsmängden från flera tryckavlastningsanordningar och/eller tryckreduceringsventiler ger ofta en ekonomisk vinning då det minimerar antal investeringar. För ett gemensamt tryckavlastningssystem kan tryckavlastningsanordningens krävda avlastningskapacitet användas vid designen för rören.

På oljeraffinaderier leds ofta ofarliga gaser eller vätskor, som ånga eller vatten, ut till atmosfären eller ett avloppssystem. Brandfarliga vätskor leds ofta tillbaka till processen till ett ställe som kan ta emot vätskan. Brandfarliga gaser leds till ett fackelsystem där gaserna kan oskadliggöras genom förbränning.

2.6.1.1 Isotermisk tryckfallsberäkning

Gasflöden i avlastningssystem är karakteriserat av snabba förändringa i densitet och flödes hastighet. Därför kan flödet klassas som kompressibelt. Flödet är oftast ett mellanting av isotermiskt och adiabatiskt. Vid antagandet om isotermiskt flöde ger detta ett något konservativt resultat och är därför rekommenderat. För att fastställa att designen på avlastningssystemet är korrekt startar beräkningarna i systemets utlopp, där trycket är känt. Därefter löper beräkningsprocessen bakåt i systemet så att verifiering av acceptabelt mottryck vid varje tryckavlastningsanordning kan göras. Varje rörsegment med konstant diameter beräknas stegvis.

Den isotermiska flödesekvationen baserat på inloppets Machnummer ges i ekvation eq.2.6.1 (Kandell, 1981).

$$\frac{f \cdot l}{d} = \frac{1}{Ma_1^2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right] - \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 \quad (\text{eq.2.6.1})$$

För utloppets Mach nummer, ekvation eq.2.6.2:

$$\frac{f \cdot l}{d} = \frac{1}{Ma_2^2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right] - \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 \quad (\text{eq.2.6.2})$$

Där:

f = Moody friktionsfaktor

l = Likvärdig längd [m]

d = Rörens invändiga diameter [m]

Ma_1 = Mach nummer vid rörets inlopp

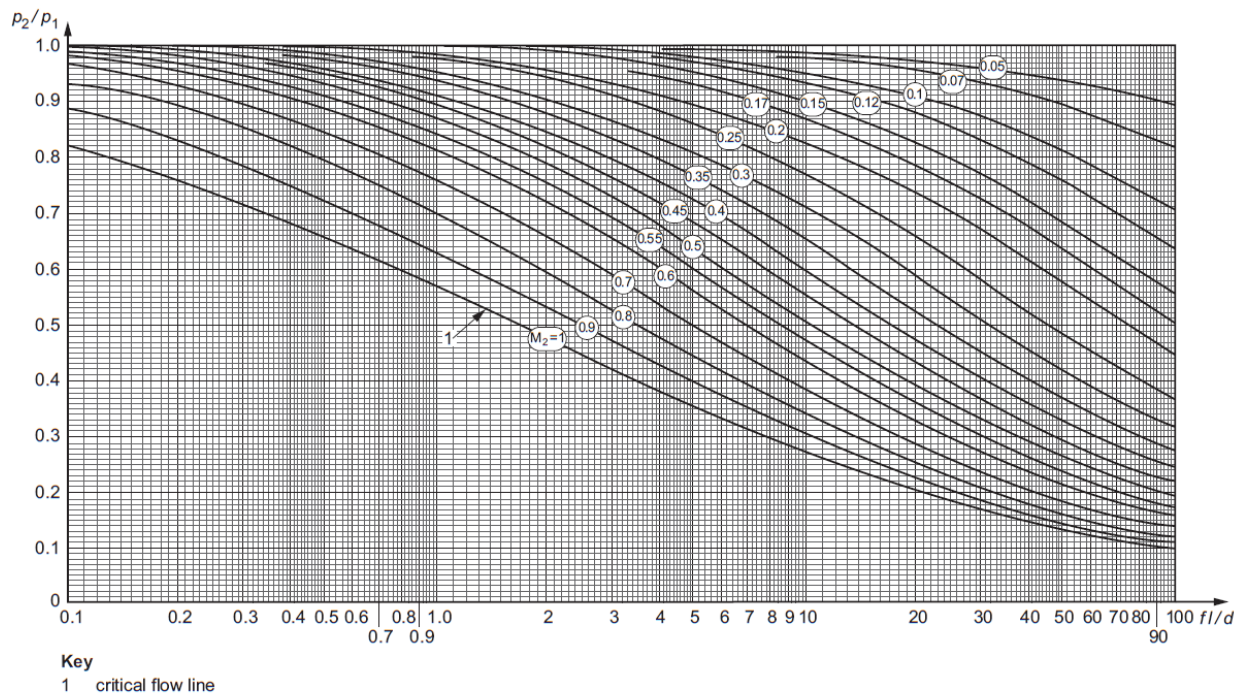
Ma_2 = Mach nummer vid rörets utlopp

P_1 = Inloppets absoluttryck [kPa]

P_2 = Utloppets absoluttryck [kPa]

En grafisk lösning av eq.2.6.1 ges i Figur 2.9.

(Kandell, 1981). Figuren kan användas för att bestämma inloppstryck, p_1 , för ett segment med konstant diameter där utloppstrycket är okänt.



Figur 2.9: Grafisk lösning av ekvation eq.2.6.1 (American Petroleum Institute, 2014)

2.6.1.2 Tvåfasfluider

Simuleringsprogram såsom HYSYS Aspen Tech använder oftast en EOS modell för att bestämma gasvätska jämvikt och sedan använda en tryckfallsekvation för tvåfasfluider. En metod baserar sig på homogent jämviktsflöde (samma temperatur och hastighet på de båda faserna) och negligerbara höjdskillnader och värmeförluster. Vilket har visat sig vara tillförlitligt vid reletivt långa rörsegment (Leung & Grolmes, 1987).

Tryckfallet beräknas stegvis med varje rörsegment av konstant diameter uppdelade på samma vis som i ekvation eq.2.6.1 – 2.6.4.

2.6.2 Avlastning till en fackla

Syftet med en fackla i avlastningssystem är att använda förbränning för att konvertera brännbara, giftiga eller korrosiva material till mindre skadliga komponenter. Vid val och design av facklan ska flera faktorer räknas in, såsom tillgängligt område, egenskaperna på fackelgasen; (komposition, mängd och trycknivåer), ekonomi; (initiala investeringen, driftkostnader och kostnader kopplade till offentliga relationer) samt miljömässiga faktorer som avfall, termisk strålning etc. (American Petroleum Institute, 2014, pp. 102-105)

Dock är första steget vid design av fackelstammen att designa den enligt hastighetsbegränsningarna. Till detta ska också tryckfallen fastställas så att de inte överskrids. En fluidhastighet i fackelstammen upp till 0,5 Mach är oftast tillåtet för korta, icke frekventa flöden.

Fackelflamman

En flamma är en snabb, självupprätthållande kemisk reaktion som sker i en distinkt reaktionszon. Huvudtyperna av flammor delas upp i två kategorier:

- Diffusionsflamma: här diffunderar syre in i bränslet och förbränning sker. Bränsle och syre är inte blandat på förhand.
- Förblandad flamma: Här är syre och bränsle förblandat innan antändning. (Warnatz, et al., 2001)

I facklor som handhåller avlastningsfluider är flammans en diffusionsflamma, medan eventuell pilotändare är en förblandad flamma. Förbränningen i en flamma karakteriseras beroende på fackeltypen, rökförhindrande fluid (ex. ånga, vatten, kväve), förbränningszonens brännbarhet och reaktions kinetik (American Petroleum Institute, 2014).

Vid en upphöjd fackla är flamfronten oftast lokaliserad på toppen av en skorsten. Dock kan "bakblandning" av luft ske vid toppen om gashastigheten är låg. Detta kan medföra förbränning vid en flamfront längre ner i skorstenen vilket i sin tur ger en hög temperatur vid toppen. Dessutom kan flammans slockna vilket kan orsaka formation av en explosionsbenägen blandning i skorstenen som antänds av pilotbrännaren. För att förhindra detta används "purge gas". En liten mängd syrefri gas som förhindrar luften att tränga in. I raffinaderier är ofta bränningsgas (kolväte gas) eller varm ånga i bruk pga. deras tillgänglighet och låga kostnader (Husa, 1964).

Fackelstammen är syre-fri längs hela dess höjd med en flamma i drift. Om flammans slocknar ser purge gasen till att miljön hålls utanför flambärhetsgränserna. Vid användandet av ånga som purge gas beror effektiviteten på värmeförlusten från skorstenen, därför är omgivande väder en faktor som spelar in vid beräkning av purgegasens massflöde. Isotermiska förhållanden existerar från bottenflänsen av skorstenen upp till en höjd beroende på väder och purgegasens hastighet. Över denna höjd minskar skorstenens väggtemperatur med höjd.

Den isotermiska zonen är fri från luft men luftkoncentrationerna ökar med minskad temperatur över denna zon. Uppkomsten av ett ångmoln från toppen är ingen garanti för en icke-brännbar miljö. Men skorstenen kan hållas utanför brännbarhetsgränserna genom att kontrollera temperaturen eftersom det föreligger en relation mellan syrekonzentration och temperatur (Husa, 1964).

Om bränsleflödet i en diffusionsflamma ökar i hastighet kan den resulterande turbulenta och "luftutspädda" flammans lyftas upp från brännaren tills en ny stabil position i gasströmmen ovanför brännaren nås. Detta fenomen kallas avskild stabil flamma eller lift-off flamma. Vid ännu högre hastigheter blir flammans ostabil och slocknar. Lift-off hastigheten är större för bränslen med högre brännhastighet. Stabiliteten på flammans beror i tillägg på bränsletyp, syrekonzentration och hastighet även på designen av skorstenstoppen. Flammor producerar rök om bränsleblandningen är rik⁹. För att minska rökbildningen kan därför komponenter tillsättas som genom reaktioner konsumerar hydrogenatomer innan de har nått flammans, alternativt att tillföra mera syre. Eftersom flammans generellt i en fackla är en diffusionsflamma kommer den brännbara blandningen gå från att vara mager till rik i flammans. Vid den rika blandningen kan rök produceras. För att förhindra detta kan man främja luftdistributionen i flammans genom att tillföra energi som skapar turbulens vilket blandar bränningsgasen med fackelgasen innan den antänds. Denna energi kan finnas i gaserna i form av

⁹ Rik bränsleblandning uppnås då förhållandet bränsle/syre överstiger den stökiometriska koncentrationen.

tryck och hastighet, alternativt kan den tillföras genom ett annat medium såsom högtrycksånga. (Warnatz, et al., 2001)

Rökfria flammor som använder ånga kan producera höga ljud pga. överdriven ångmängd. Flamman blir instabil och alternerar mellan på och av. Ljudet karaktäriseras som lågfrekvent och sträcker sig därför en lång distans. Av detta skäl är det av vikt att inte heller överkonsumera ånginjektionen (Straitz, 1987).

Det är av vikt att flamman är stabil för att säkerställa en säker och pålitlig drift samt rätt förbränning/förstöring av flyktiga och brännbara komponenter i fackelgasen (American Petroleum Institute, 2014).

Termisk strålning från flamman ska evalueras. Termisk strålning på människor kan medföra allvarliga brännskador. Det är viktigt att ta olika faktorer i beaktning såsom omgivande miljö, effekten av flera flammor samtidigt och tidsduration av flammorna vid beräkning av termisk strålning. Detta ämne är väl utbredd och begränsningarna på termisk strålning från facklor är starkt reglerat men ligger utanför omfattningen av denna avhandling.

2.6.2.1 Vätskelås

Syftet med ett vätskelås i avlastningssystemet inkluderar:

- Att förhindra bakåtlöpe från facklan till fackelsystemet.
- Att hålla ett övertryck i systemet för att säkerställa att inget luftläckage till fackelsystemet sker samt att kunna använda ett återvinningssystem för fackelgasen (Heidari, et al., 2016).

Vätskelås är placerat mellan vätskeavskiljaren (eng. knockout drum) och fackelskorstenen, ofta i skorstenens botten. Den är storleksbestämd efter scenariot som ger störst gasavlastning. Vatten som huvudmedie i vätskelås är vanligt men andra fluider är också i bruk (American Petroleum Institute, 2014). Problem kan uppstå beroende på val av fluid och därför är det viktigt att dessa problem evalueras, t.ex. frysning av fluiden i kallt klimat. (Husa, 1964)

2.6.2.2 Vätskeavskiljare i fackelsystem

Fackelsystemet kräver generellt en vätskeavskiljare för att separera gas och vätska samt att kunna lagra all vätska som kan avlastas i en nödsituation. Avskiljaren placeras uppströms vätskelåset om sådant finns. Flera avskiljare kan dessutom användas om möjliga scenarion kan släppa ut stora mängder vätska.

Horisontella avskiljare används då stora mängder vätska kräver avlastning och/eller då gasflödet är högt. Tryckfallet över en horisontell avskiljare är generellt lägre än för en vertikal. De vertikala avskiljarna används då vätskemängden estimeras liten och/eller då begränsat utrymme finns tillgängligt (American Petroleum Institute, 2014, pp. 133-135).

2.7 Beräkningsmetoder i HYSYS

Detta avsnitt beskriver de olika beräkningsmetoderna för avsäkring som är tillgängliga i HYSYS. I säkerhetsanalysen i Aspen HYSYS kan man analysera övertrycksscenario och bestämma vilka händelser som kräver tryckavlastningsanordningar, bestämma storleken på dessa utefter gällande standarder samt generera lämplig dokumentation över analysen. Säkerhetsanalysen använder data från processimuleringen vid beräkningen för dimensionsbestämmelserna.

HYSYS beräknar först avlastningsmängden som ska ventileras ut genom tryckavlastningsanordningen. Detta gör den utifrån beräkningar på procesströmmarna från simuleringsmodellen samt efter de val användaren har gjort angående scenario och dess kringliggande faktorer. När mängden är bestämd beräknas tryckavlastningens krävda area. Dessa beräkningar är beroende av vilken fas avlastningsmediet har. HYSYS känner själv av vilken fas mediet är i, men användaren kan välja vilken om enfas eller tvåfas skall användas. Tvåfas kräver dock mer av programmet och beräkningstiden kan bli lång om tvåfas metoder har valts till varje säkerhetsventil och scenario. Det kan därför vara fördelaktigt att välja enfas då strömmen från modellen, eller avlastningsströmmen är känd att innehålla endast vätska eller gas. Då t.ex. gasavlastningsberäkning (avsnitt 2.7.1.2.1) har valts, då HYSYS har beräknat strömmen till tvåfas, används gasens egenskaper för att fastställa krävd mynningsarea till mängden tvåfas fluid som beräknats. HYSYS använder sig av standardevkvationer ifrån API 521 (American Petroleum Institute, 2014), alla ekvationer som presenteras nedan, avsnitt 2.7.1, är hämtade från denna standard, om inte annat anges. Litteraturen, i samma avsnitt, refereras till manualen för HYSYS (AspenTech, 2016).

2.7.1 Säkerhetsanalysen beräknar följande:

2.7.1.1 Avlastnings mängd:

Analysen har, utöver ordinära beräkningsmetoder, specifika beräkningsmetoder för följande scenarion (Se avsnitt 2.7.2 för scenariobeskrivningar):

- Tubbrott på värmeväxlare
- Fel på kontrollventil
- Externa pölbränder
- Termiska expansioner
- Fläktfel på luftkylare
- Fel på återflöde

2.7.1.2 Tryckavlastningsanordningens storlek:

Det är möjligt att analysera upp till 25 olika scenarion för varje tryckavlastningsanordning. Fasövergångsberäkningar på strömmarna som används till storleksbestämningen fastställer vilken beräkningsmetod som bör användas (enfas eller tvåfas). Ett manuellt val av referensström från HYSYS simuleringen görs för varje scenario. Beräkningsmetoderna kommer främst ifrån API 520 och är implementerbara för beräkning av storlek på mynningen vid gasavlastning, ångavlastning, vätskeavlastning samt tvåfasavlastning.

2.7.1.2.1 Gasavlastning:

HYSYS evaluerar automatiskt om flödet är kritiskt eller subkritiskt och applicerar den relevanta beräkningsmetoden. Storleken på fjäderbelastade balanserade ventiler är alltid beräknad efter ekvationen för kritiskt flöde (eq.2.7.2) och mottrycks korrektionsfaktorn, K_b korrigerad efter figur F2.7.1. Märk att vid 21 % tillåtet övertryck är $K_b = 1,0$.

Evaluering om flödet är kritiskt eller inte görs genom följande ekvation, eq.2.7.1(American Petroleum Institute, 2014):

$$P_{cf} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} * P_1 \quad (\text{eq.2.7.1})$$

Där:

P_{cf} = Trycket för kritiskt flöde i ventilen [bar]

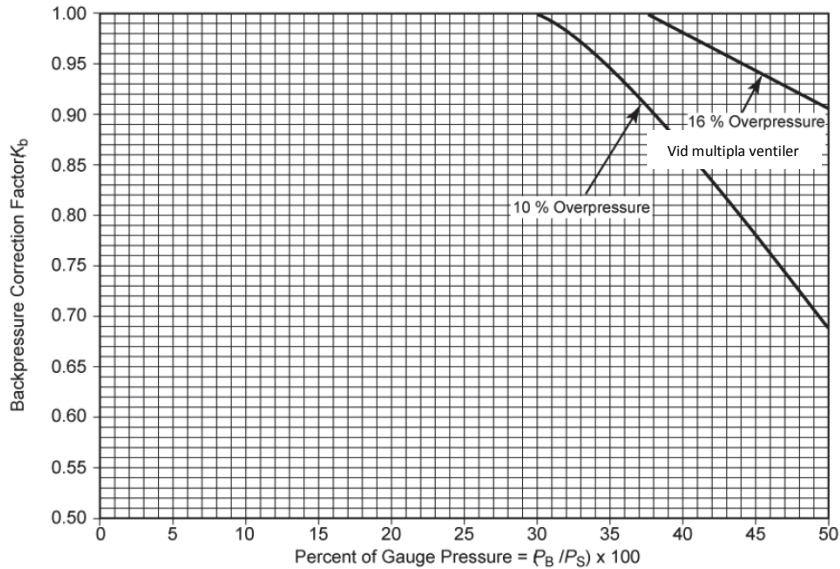
P_1 = Trycket uppströms ventilen [bar]

k = Förhållandet över specifik värmekapacitet ($\frac{C_p}{C_v}$)

P_2 = Totalt mottryck [bar]

Om $P_{cf} \geq P_2 \rightarrow$ Används ekvation eq.2.7.2a+b vid areabestämmelse

Om $P_{cf} < P_2 \rightarrow$ Används ekvation eq.2.7.3a+b vid areabestämmelse



Figur 2.10: Mottrycks korrektionsfaktor, K_b , för balanserade fjäderbelastade tryckavlastningsanordningar (gasfas)

P_B = Mottryck [kPa g] P_S = Öppningstryck [kPa g] (American Petroleum Institute, 2014)

Kritiskt flöde:

$$A = \frac{W}{C \times K_d \times P_1 \times K_b \times K_c} \sqrt{\frac{TZ}{M}} \quad (\text{eq.2.7.2a})$$

$$C = 0.03948 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (\text{eq.2.7.2b})$$

Subkritiskt flöde:

$$A = \frac{17.9 \times W}{F_2 \times K_d \times K_c} \sqrt{\frac{TZ}{M \times P_1 (P_1 - P_2)}} \quad (\text{eq.2.7.3a})$$

$$F_2 = \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right) r^{\frac{2}{k}} \times \frac{1-r^{\frac{k-1}{k}}}{1-r}} \quad (\text{eq.2.7.3b})$$

Där:

A = Beräknad mynningsarea [mm^2]

W = Avlastningsmängden genom säkerhetsventilen [kg/h]

P_1 = Uppströms avlastningstryck [kPa]

K_d = Effektiv avlastningskoefficient = 0,975 (tvåfas: 0,85, vätska: 0,65)

K_b = Korrektionsfaktor för mottryck som endast gäller för balanserad ventil. Se Figur 2.10 vilken är inbyggd i HYSYS

K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck uppströms säkerhetsventilen

$K_c = 1$ när inget sprängbläck finns

$K_c = 0.9$ när sprängbläck finns. HYSYS ändrar detta automatiskt då val av sprängbläck görs

T = Avlastningstemperatur på inloppsfluiden [K]

Z = Kompressibilitetsfaktor vid säkerhetsventilens inlopp. För avvikelse från ideell gas

M = Molekylvikt av gasen vid avlastningsförhållanden [g/mol]

k = Förhållande av specifik värmekapacitet $\left[\frac{C_p}{C_v}\right]$

C = En funktion av k vid avlastningstemperatur $\left[\frac{\sqrt{kg \cdot \frac{g}{mol} \cdot K}}{mm^2 \cdot h \cdot kPa}\right]$

F_2 = Koefficient för subkritiskt flöde

$r = P_2/P_1$

P_2 = Totalt mottryck [kPa]

2.7.1.2.2 Ång- samt vätskeavlastning

Ekvationerna som HYSYS använder för att storleksbestämma säkerhetsventiler som ska avlasta ånga eller vätska härstammar alla från en gemensam ekvation, eq.2.7.4a. Därefter är de delvis empiriskt bestämda med lämpliga dimensionssubstitueringar (Crowl & Tipler, 2013).

$$A = \frac{Q}{K_d \sqrt{2g}} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} \quad (\text{eq.2.7.4a})$$

Där:

A = Area [m²]

Q = Avlastningsmängd [m³/h]

K_d = Avlastningskoefficient (0,65)

g = Gravitationskonstant [kgm/s²]

ρ = Densitet [kg/m³]

Δ = Tryckdifferens [kPa]

2.7.1.2.3 Vätskeavlastning:

Vid vätskeavlastning beräknas arean enligt eq.2.7.4b-d (American Petroleum Institute, 2014)

$$A = \frac{11.78 \times Q}{K_d K_W K_c K_V} \sqrt{\frac{SG}{P_1 - P_2}} \quad (\text{eq.2.7.4b})$$

$$K_V = 0.9935 + \frac{2.878}{Re^{0.5}} + \frac{342.75}{Re^{1.5}} \quad (\text{eq.2.7.4c})$$

$$Re = \frac{Q(18800 \times SG)}{\mu \sqrt{A}} \quad (\text{eq.2.7.4d})$$

A = Beräknad mynningsarea [mm^2]

Q = Avlastningsmängden genom säkerhetsventilen [L/min]

P_1 = Uppströms avlastningstryck [kPa]

P_2 = Totalt mottryck [kPa]

K_d = Effektiv avlastningskoefficient = 0,65 (Gas: 0,975, tvåfas: 0,85)

K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck uppströms säkerhetsventilen, $K_c = 1$ när inget sprängbläck finns, $K_c = 0.9$ när sprängbläck finns. HYSYS ändrar detta automatiskt då val av sprängbläck görs

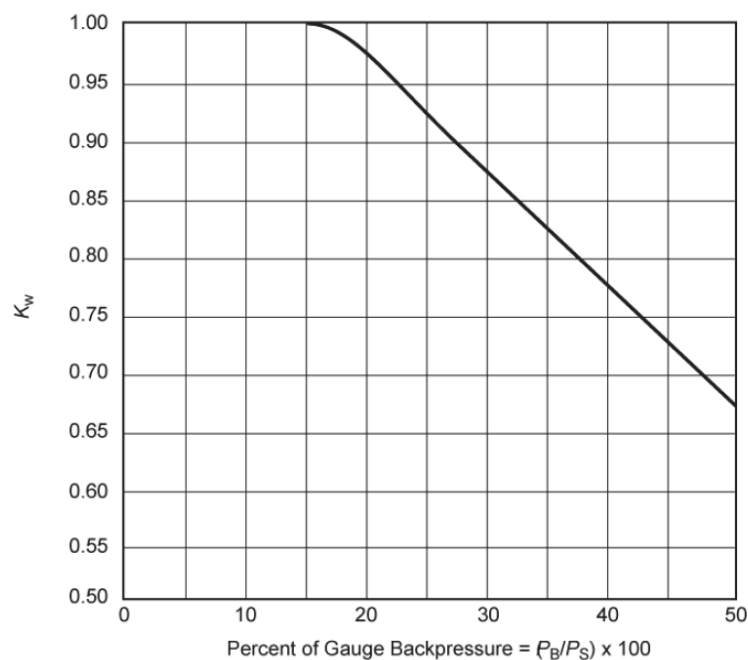
SG = Specifik gravitation av vätskan vid den flödande temperaturen refererat till vatten vid standard tillstånd

Re = Reynolds nummer

μ = Absolut viskositet vid flödande temperatur [cP]

K_w = Korrektionsfaktor för mottryck som endast gäller för balanserad ventil. Se Figur 2.11 vilken är inbyggd i HYSYS

K_v = Korrektionsfaktor för viskositet. HYSYS beräknar denna genom iteration



Figur 2.11: Mottrycks korrektionsfaktor, K_w , för balanserade fjäderbelastade tryckavlastningsanordningar (vätskefas).

P_B = Mottryck [kPa g] P_S = Öppningstryck [kPa g] (American Petroleum Institute, 2014)

2.7.1.2.4 Avlastning av ånga:

HYSYS evaluerar om flödet är kritiskt eller subkritiskt med hjälp av ekvation eq.2.7.1. För subkritiskt flöde används ekvation eq.2.7.3a+b. För kritiskt flöde beräknas krävd mynningsarea enligt eq.2.7.5(American Petroleum Institute, 2014):

$$A = \frac{190,5W}{P_1 K_d K_b K_c K_N K_{SH}} \quad (\text{eq.2.7.5})$$

om $P_1 \leq 10339 \text{ kPa} \rightarrow K_N = 1,0$

om $10339 \text{ kPa} < P_1 \leq 220570 \text{ kPa} \rightarrow K_N = \frac{0,02764 \times P_1 - 1000}{0,03324 \times P_1 - 1061}$

Där:

A = Beräknad mynningsarea [mm^2]

W = Avlastningsmängden genom säkerhetsventilen [kg/h]

P_1 = Uppströms avlastningstryck [kPa]

K_d = Effektiv avlastningskoefficient = 0,975 (tvåfas: 0,85, vätska: 0,65)

K_b = Korrektionsfaktor för mottryck som endast gäller för balanserad ventil. Se Figur 2.10 vilken är inbyggd i HYSYS

K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck uppströms säkerhetsventilen, $K_c = 1$ när inget sprängbläck finns, $K_c = 0.9$ när sprängbläck finns. HYSYS ändrar detta automatiskt då val av sprängbläck görs

K_N = Korrektionsfaktor för Napier ekvation

K_{SH} = Korrektionsfaktor för överhettad ånga (Se Appendix D) För mättad ånga vid alla tryck är $K_{SH} = 1,0$. För temperaturer över 649°C skall ekvation eq.1.3.1 användas vid storleksbestämmelse.

2.7.1.2.5 Tvåfasavlastning:

För vätskor på eller nära mätnadspunkten under avlastningsförhållanden är tvåfasflöden frekvent noterade. Dessa vätskor övergår ofta till gasfas vid avlastning pga. den signifikanta tryckskillnaden mellan inlopp- och utloppstryck i en säkerhetsventil (Schmidt & Egan, 2009). En korrekt metod för att storleksbestämma tryckavlastningsventiler kräver korrekt beräkning av massafluxen genom mynningen med en teoretisk modell vid specificerade avlastningsförhållanden. Mynningsarean bestäms sedan genom att dividera massaflödet med massafluxen, efter att ha multiplicerat denna teoretiska massafluxen med en empiriskt bestämd avlastningskoefficient. (Darby, 2004)

Det pågår en diskussion angående hur tryckavlastningsanordningar för tvåfasflöden skall storleksbestämmas. (Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017) (Darby, 2004) (American Petroleum Institute, 2014) (Schmidt & Egan, 2009).

Densitet och tryckrelationen för tvåfas system är komplext och inga värden för avlastningskoefficienten K_d finns tillgängliga. En uppsjö av "modeller" har tagits fram för att belysa detta problem. Eftersom de olika modellerna ger olika resultat beror avlastningskoefficienten som matchar modellen till den specifika ventilen på modellen som använts (Darby, 2004). I HYSYS finns två modeller som kan väljas, dessa beskrivs nedan.

2.7.1.2.5.1 Tvåfasavlastning direktintegrering

Direktintegreringsmetoden baserar sig på Homogeneous Equilibrium Method, HEM, som antar att blandningen uppträder som en enfas fluid med en, över de två faserna, volymmedeldensitet. Metoden baseras på antagandet att termisk och mekanisk jämvikt gäller då de två faserna passerar genom säkerhetsventilen. För avlastning med hög momentum av tvåfas system i mynningar längre än 10 cm är detta antagandet generellt giltigt. (Darby, 2004)

Inloppsmynningen i en avlastningsanordning antas vara den limiterande delen av en fullt öppen avlastningsanordning och kräver därför en modell som bestämmer flödeskapaciteten av

anordningen. För att bestämma maximalt massflöde genom en konvergerande mynning antas flödet vara adiabatisk och reversibelt. Den generella energibalansen för isentropiska flöden genom mynningar ger grunden för massflux beräkningen, eq.2.7.6 (American Petroleum Institute, 2014):

$$G^2 = \left[\frac{-2 \times \int_{P_o}^P v \times dP}{v_t^2} \right] max \quad (eq.2.7.6)$$

Där:

G = Massaflux [kg/s*m²)

v = Specifik volym av fluiden [m³/kg]

P = Stagnationstryck¹⁰ av fluiden [Pa]

Index:

o = Fluidegenskaper vid inloppsmynningen

t = Fluidegenskaper där mynningen är som smalast

Denna energibalans är oberoende av icke-idealitet och fluidkompressibilitet och är därför grunden till tvåfas flödesberäkning för homogen jämvikt.

När man har värdena för densiteten vid de olika stagnationstrycken från inloppet till halsen kan den numeriska integrationen beräknas för att fastställa maximal massaflux genom mynningen. HYSYS använder en termodynamisk modell och genererar värden genom att starta med fluiden vid inloppsbetingelser för att fastställa inloppets stagnationsentropi, S_o , för att sedan succesivt utföra isentropisk flashning vid låga tryck. Fluiden antas följa en isentropisk bana över detta omfång. Tryck- och densitetsdatapunkter genereras för succesivt lägre tryck tills det att massafluxkorrelationen når ett maximum (kritiska flödesförhållanden) eller då mottrycket i mynningen är nådd (det som inträffar först) Det är vid denna punkt som trycket vid den minsta arean i ventilen (halstrycket) tas. För ett känt halstryck, P_t , kan energibalansen skrivas som i ekvation eq.2.7.7a (American Petroleum Institute, 2014).

$$G^2 = (\rho_t^2) \times (-2 \times \int_{P_o}^{P_t} \frac{dP}{\rho}) \quad (eq.2.7.7a)$$

Integralen kan evalueras numeriskt för fluiden genom direkt summering över små tryckintervall med hjälp av Trapezoidal regeln (American Petroleum Institute, 2014):

$$\int_{P_o}^{P_t} \frac{dP}{\rho} \approx \sum_{i=0}^t 2 \times \frac{P_{i+1} - P_i}{\rho_{i+1} + \rho_i} \quad (eq.2.7.7b)$$

Där:

ρ = Generell massdensitet av fluiden vid givet tryck, P [kg/m³]

Index:

i =Initiala värden

t =Stagnationsvärden

Volymfraktionen av gasen i blandningen är relaterad till massafraktionen genom:

¹⁰ Stagnationstrycket är det tryck som en fluid uppnår då den isentropiskt nedbringas till noll hastighet (Norberg, 2010)

$$\frac{\alpha}{1-\alpha} = \frac{x_m}{1-x_m} \times \frac{\rho_l}{\rho_g} \quad (\text{eq.2.7.8})$$

Utifrån detta kan den generella massadensiteten för blandningen i termisk och mekanisk jämvikt beräknas, baserat på densiteten av de båda faserna:

$$\rho = (\alpha \times \rho_g) + (1 - \alpha)\rho_l \quad (\text{eq.2.7.9})$$

Där:

ρ = Densiteten av tvåfasblandningen [kg/m³]

ρ_g = Densiteten på gasen [kg/m³]

ρ_l = Densiteten på vätskan [kg/m³]

α = Volymfraktionen gas i blandningen

x_m = Massafraktion av gas i blandningen

Då massafluxen har beräknats kan den krävda arean beräknas genom ekvation eq.2.7.10 (American Petroleum Institute, 2014):

$$A = \frac{277.8 \times W}{K_d K_b K_c K_v G} \quad (\text{eq.2.7.10})$$

Där:

A = Krav på mynningsarea [mm²]

W = Avlastningsmängden genom säkerhetsventilen [kg/h]

K_d = Effektiv avlastningskoefficient = 0,85 (Gas: 0,975, vätska: 0,65)

K_b = Korrektionsfaktor för mottryck som endast gäller för balanserad ventil. Se fig. 1.1. Vilken är inbyggd i HYSYS

K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck uppströms säkerhetsventilen, $K_c = 1$ när inget sprängbläck finns. $K_c = 0.9$ när sprängbläck finns. HYSYS ändrar detta automatiskt då val av sprängbläck görs

K_v = Korrektionsfaktor för viskositet. HYSYS beräknar denna genom iteration.

G = Massaflux [kg/s*m²]

Denna beräkningsmetod i HYSYS antar att det inte är någon glidning över faserna. D.v.s. gasen glider inte på vätskan. Detta är sällan verklighet när faserna håller olika densiteter (IHS Markit, 2014) men har visat sig vara applicerbar vid tvåfas flöden i mynningar längre än 10 cm (Darby, 2004). Dock visar samma experiment att avlastningskoefficienten som bör användas skall följa samma värde som avlastningskoefficienten för vätska då flödet inte är kritiskt och som för gas då flödet är kritiskt. (Darby, 2004)

2.7.1.2.5.2 Tvåfasavlastning via Leung Omega metoden (Mixed A, B & C):

Vid Leung Omega metoden är varken termisk eller mekaniskt icke-jämvikt taget i beaktning (Schmidt & Egan, 2009). Omegaparameterns beräkning baseras på specifik volymdata från en fasförändringsberäkning. Detta refereras ofta till tvåpunktsmetoden eftersom fluidens egenskaper fastställs vid inloppsförhållande samt vid fasövergångsförhållande vid ett lägre tryck.

Omegaparametern är en korrelation mellan densiteten av tvåfasfluiden och trycket genom följande samband (American Petroleum Institute, 2014):

$$\omega = \frac{\frac{\rho_o-1}{\rho_x} = \frac{v_o}{v_x}}{\frac{P_o-1}{P_x}} = \frac{v_o}{v_x} \frac{P_x}{P_o-1} \quad (\text{eq.2.7.11})$$

Där:

ω = Omegaparameter

P_o = Inloppstrycket före fasövergången [kPa]

P_x = Fasövergångstrycket [kPa]

ρ_o = Densitet på tvåfasblandningen vid inloppet [kg/m^3]

ρ_x = Densitet på tvåfasblandningen vid flashen [kg/m^3]

v_o = Specifik volym på tvåfasblandningen vid inloppet [m^3/kg]

v_x = Specifik volym på tvåfasblandningen vid flashen [m^3/kg]

I de flesta fall utgör ett fasövergångstryck på 90 % av initialt tryck en resonabel korrelationsparameter. Denna metod kan användas för både flashande och icke-flashande flöden. Den är också ändamålsriktig till fluider både över och under den termodynamiska kritiska punkten i ett kondenserande tvåfas flöde. Metoden kan användas på vätskor som är mättade då de äntrar ventilen.

HYSYS bestämmer om flödet är kritiskt eller inte. Se ekvationerna/olikheterna eq.2.7.12a+b+c samt Figur 2.13 (American Petroleum Institute, 2014):

Kritiskt tryck:

$$P_c = \eta_c \times P_o \quad (\text{eq.2.7.12a})$$

Där:

P_c = Kritiskt tryck [kPa]

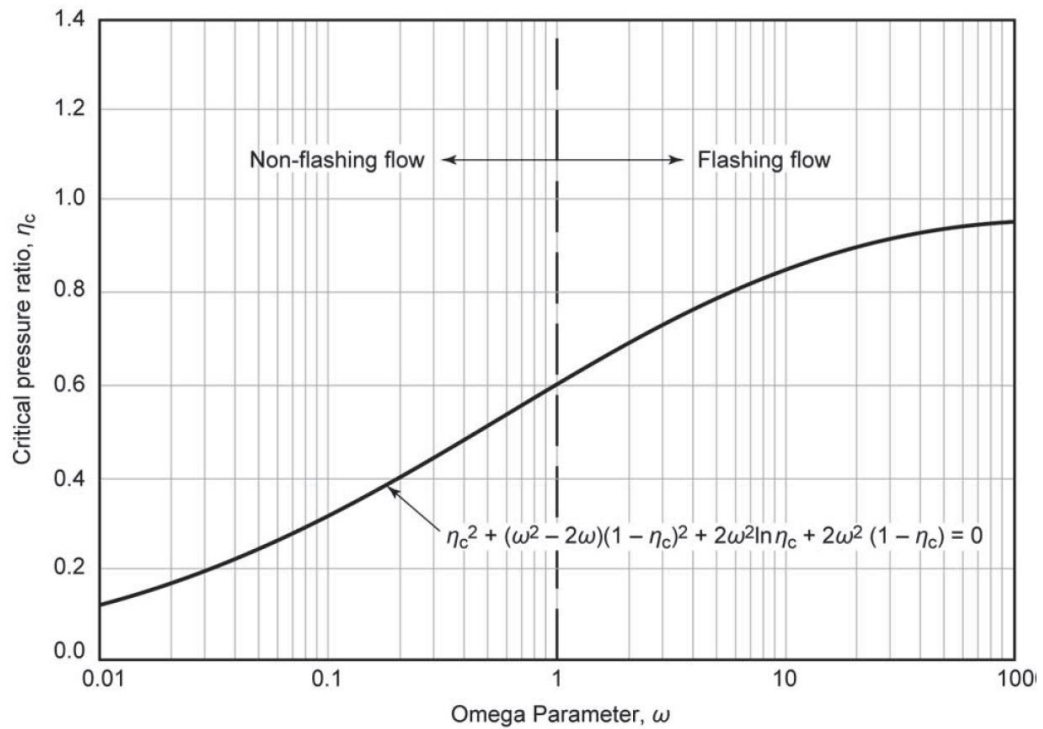
P_o = Inlopps tryck [kPa]

η_c = Kritiskt tryckratio, se fig 1.3.

$$P_c \geq P_2 \rightarrow \text{Kritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.12b})$$

$$P_c < P_2 \rightarrow \text{Subkritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.12c})$$

P_2 = Nedströms mottryck [pa]



Figur 2.13: Korrelation för kritiskt flöde för fasförändrande-, icke-fasförändrande system (American Petroleum Institute, 2014)

Härefter beräknas massafluxen (American Petroleum Institute, 2014):

För kritiskt flöde:

$$G = \eta_c \sqrt{\frac{P_o}{v_o \omega}} \quad (\text{eq.2.7.13})$$

För subkritiskt flöde:

$$G = \frac{\{-2 \times [\omega \ln \eta_a + (\omega - 1)(1 - \eta_a)]\}^{\frac{1}{2}}}{\omega \left(\frac{1}{\eta_a} - 1\right) + 1} \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \quad (\text{eq.2.7.14})$$

Där:

G = Massaflux [kg/s*m²]

P_o = Inlopps tryck [Pa]

v_o = Specifik volym på tvåfasblandningen vid inloppet [m³/kg]

η_c = Kritiskt tryckratio, se fig 1.3.

η_a = Mottrycksförhållande, $\eta_a = \frac{P_a}{P_o}$

P_2 = Nedströms mottryck [kPa]

Och till sist den behövda arean från ekvation: eq.2.7.10.

Alternativ A & B:

Dessa alternativ baseras på Leung Omega Metoden. De kan användas på avlastningsventiler som hanterar flashande och icke-flashande flöden. För flashande flöden måste tvåfas systemet bestå av mättad vätska och mättad gas, de får heller inte innehålla någon icke-kondenserbar gas. För icke-flashande flöden måste tvåfas systemet bestå av starkt underkyld vätska och antingen icke-kondenserbar gas, kondenserbar gas eller en blandning av dessa två.

HYSYS evaluerar automatiskt om flödet är kritiskt eller subkritiskt genom Figur 2.13 och eq.2.7.12a+b+c. Därefter används den tillhörande ekvationen för massflöde, eq.2.7.13 alternativt eq.2.7.14.

När valet av ventil är gjord kontrollerar HYSYS att tryck- och temperaturgränserna baserat på API521 inte överskrids för den valda ventilen. Om de är överskridna kommer ett varningsmeddelande upp.

Alternativ C:

Alternativ C baseras även den på Leung Omega Metoden. Den kan användas på avlastningsventiler som hanterar underkylda (mättade inkluderat) vätskor vid inloppsmynningen. Ingen kondenserbar eller icke-kondenserbar gas får finnas vid inloppet. Den underkylda vätskan övergår till gasfas antingen uppströms eller nedströms säkerhetsventilens hals beroende på hur underkyld vätskan är; se ekvationerna eq.2.7.16a+b+c samt Figur 2.14. HYSYS beräknar först den mättade Omega parametern, eq.2.7.15. Därefter beräknas om flödet är kritiskt eller subkritiskt genom ekvationerna eq.2.7.17a – eq.2.7.17e, se figur F2.7.3. Därefter beräknas massfluxen genom ekvation eq.1.17.1 alternativt eq.1.17.2 (American Petroleum Institute, 2014):

Mättade Omega parametern

$$\omega_s = 9 \left(\frac{\rho_{l0}}{\rho_g} - 2 \right) \quad (\text{eq.2.7.15})$$

Där:

ω_s = Mättade Omega parametern

ρ_{l0} = Vätskans densitet vid tryckavlastningsanordningens inlopp [kg/m^3]

ρ_g = Estimerade densiteten vid blandningens kokpunktstryck vid tryckavlastningsanordningens inloppstemperatur [kg/m^3]

Bestämmelse av underkyld region:

$$P_s \geq \eta_{st} P_0 \quad : \text{Låg underkyld region} \quad (\text{eq.2.7.16a})$$

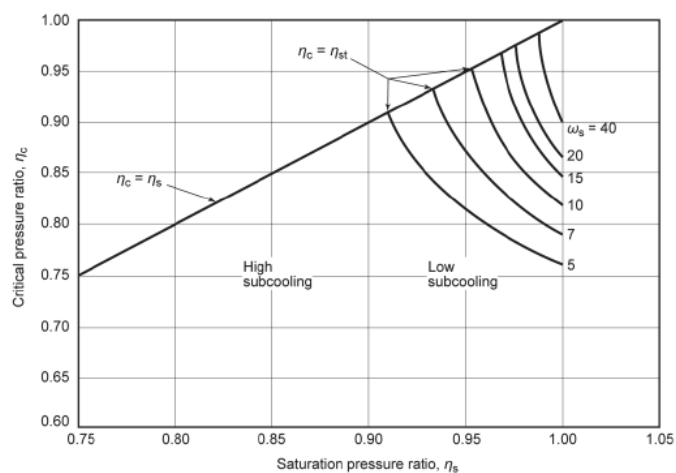
$$P_s < \eta_{st} P_0 \quad : \text{Hög underkyld region} \quad (\text{eq.2.7.16b})$$

$$\eta_{st} = \frac{2\omega_s}{1+2\omega_s} \quad (\text{eq.2.7.16c})$$

Där:

P_s = Mättnadstryck [kPa]

η_{st} = Övergångens mättade tryckratio



Figur 2.14: Korrelation för kritiskt flöde av underkyld vätska i inloppet (American Petroleum Institute, 2014)

Bestämelse av kritiskt eller subkritiskt flöde:

Kritiskt tryck:

$$P_c = \eta_c \times P_o \quad (\text{eq.2.7.17a})$$

Där:

P_c = Kritiskt tryck [kPa]

P_o = Inlopps tryck [kPa]

η_c = Kritiskt tryckratio, se Figur 2.14.

För Låg underkyld region:

$$P_c \geq P_2 \rightarrow \text{Kritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.17b})$$

$$P_c < P_2 \rightarrow \text{Subkritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.17c})$$

P_2 = Nedströms mottryck [pa]

För hög underkyld region:

$$P_s \geq P_2 \rightarrow \text{Kritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.17d})$$

$$P_s < P_2 \rightarrow \text{Subkritiskt flöde} \quad (\text{eq.2.7.17e})$$

Mättnads tryckratio:

$$\eta_s = \frac{P_s}{P_o} \quad (\text{eq.2.7.17f})$$

För:

$$\eta_s \leq \eta_{st} \quad : \quad \eta_c = \eta_s \quad (\text{eq.2.7.17g})$$

För:

$$\eta_s > \eta_{st} \quad : \eta_c = \eta_s \times \left(\frac{2\omega}{2\omega-1} \right) \times \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\eta_s} \times \left(\frac{2\omega-1}{2\omega} \right)} \right] \quad (\text{eq.2.7.17h})$$

$$\eta_a = \frac{P_a}{P_0} \quad (\text{eq.2.7.17i})$$

Där:

η_a = Subkritiskt tryckratio

P_2 = nedströms mottryck [kPa]

P_0 = Inlopps tryck [kPa]

Beräkning av massaflux:

Vid låg underkyld region används ekvation eq.1.17.1. Om flödet är kritiskt används η_c för η , om flödet är subkritiskt används η_a för η (American Petroleum Institute, 2014).

$$G = \frac{\left\{ 2(1-\eta_s) + 2 \left[\omega_s \eta_s \ln \left(\frac{\eta_s}{\eta} \right) - (\omega_s - 1)(\eta_s - \eta) \right] \right\}^{1/2}}{\omega_s \left(\frac{\eta_s - 1}{\eta_s} \right) + 1} \sqrt{P_0 \times \rho_{l0}} \quad (\text{eq.2.7.17j})$$

Vid hög underkyld region används ekvation eq.1.17.2. Om flödet är kritiskt används P_s för P , om flödet är subkritiskt används P_a för P .

$$G = \sqrt{2} \times [\rho_{l0}(P_0 - P)]^{1/2} \quad (\text{eq.1.7.17k})$$

Där:

G = Massaflux [kg/s*m²]

η = Mottrycksratio

η_a = Subkritiskt tryckratio

P_a = nedströms mottryck [kPa]

P_0 = Inlopps tryck [kPa]

η_c = Kritiskt tryckratio

P_s = Mättnadstryck [kPa]

η_{st} = Övergångens mättade tryckratio

ω_s = Mättade Omega parametern

ρ_{l0} = Vätskans densitet vid tryckavlastningsanordningens inlopp [kg/m³]

Areaberäkning (American Petroleum Institute, 2014):

$$A = 16.67 \frac{Q \times \rho_{l0}}{K_d K_b K_c K_v G} \quad (\text{eq.2.7.17l})$$

Där:

A = Krav på mynningsarea [mm²]

Q = Avlastningsmängden genom säkerhetsventilen [L/min]

K_d = Effektiv avlastningskoefficient = 0,65 för underkylda vätskor. 0,85 för mättade vätskor

K_b = Korrektionsfaktor för mottryck som endast gäller för balanserad ventil. Se Figur 2.10 Vilken är inbyggd i HYSYS

K_c = Korrektionsfaktor för installation i kombination med sprängbläck uppströms säkerhetsventilen

$K_c = 1$ när inget sprängbläck finns. $K_c = 0.9$ när sprängbläck finns. HYSYS ändrar detta automatiskt då val av sprängbläck görs.

K_v = Korrektionsfaktor för viskositet. HYSYS beräknar denna genom iteration

G = Massaflux [$\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$]

2.7.1.2.5.3 Jämförelse av de tillgängliga tvåfasberäkningarna

Storleksbestämelse av säkerhetsventiler har ofta baserat sig på Homogen jämviktsmetod, HEM. Denna metod är konservativ och kan leda till överdimensionerade säkerhetsventiler. Antagandet om homogent flöde i termisk jämvikt leder till kompressibilitetsfaktorer som endast beror på inloppsdatan. Dessa data finns ofta tillgänglig i industrin och kan därför vara ett enkelt val att välja. Leung Omega metoden är baserat på en grov uppskattning av data. Metoden tenderar att överestimera den specifika volymen av tvåfasflödet och underestimera massflödet genom en ventil. Schmidt och Egan har utfört cirka 3000 experiment och jämfört Leung Omega metoden med Homogena jämviktsmetoden samt två andra metoder som inte är behandlade i denna avhandling (HNE-DS samt ISO 4126-10). De konkluderar Leung Omega metoden inte är tillräcklig för att på ett säkert sätt storleksbestämma en säkerhetsventil och menar att den direkta integrerings metoden av energibalansen skall användas för bäst resultat (Schmidt & Egan, 2009).

2.7.2 Scenariobeskrivningar, HYSYS

2.7.2.1 Allmänt

För alla nödscevarion skall avlastningstemperaturen fastställas. Detta kan göras med ett manuellt värde, från referensströmmen eller via en gasfraktion. Med hjälp av gasfraktionen sätts ett värde mellan 0 och 1; temperaturen beräknas genom att fasförändra referensströmmen vid denna fraktion och avlastningstryck. När scenariot ska beräknas via specifika ekvationen beräknas också avlastningstemperaturen av HYSYS.

Avlastningstrycket beräknas från avlastningens öppningstryck plus tillåtet övertryck. Det totala mottrycket beräknas från det varierande pålagda mottrycket (som användaren själv får specificera) plus det uppbyggda mottrycket (som beräknas av HYSYS efter att utloppsledningens dimensioner har fastställts av användaren).

Vid varje scenario är det möjligt att ändra förvald referensström manuellt genom att trycka på "override" boxen och välja en annan ström i simuleringen.

2.7.2.2 Fel på kontrollventil

Detta scenario inträffar då kontrollventilen öppnas fullt. Processen vid lågtrycksidan måste avsäkras om den inte klarar av att hantera det extra flöde som en öppen ventil orsakar. Beräkningsmetoderna vid kontrollventilsfel innefattar kontrollventilens CV-beräkning samt gasgenombrotts scenario, som är ett av de vanligaste scenarierna. Beräkningar kan göras på flöden av alla modeller; gas, ånga, vätska, blandning A/B/C samt direkt integrering.

Referensströmmen skall sättas till den ström som går vid ventilens högtryckssida.

I HYSYS, när scenario typen har valts till "control valve failure", finns tre olika alternativ för att fastställa den krävda avlastningsmängden:

- ❖ – Manual; Användaren sätter själv en avlastningsmängd.
- ❖ – Reference; HYSYS använder flödesmängden i den valda referensströmmen som avlastningsmängd.
- ❖ – Calculated; HYSYS använder beräkningsmetoder för fyra olika metoder till att fastställa avlastningsmängden:
 - ANSA/ISA
 - PSV Plus
 - Universal Gas Sizing
 - Vendor Specific

För alla fyra skall det normala processflödet genom ventilen anges, detta är det flöde som vanligtvis går genom ventilen och kommer att subtraheras från den beräknade avlastningsmängden. Om inte referensströmmens värden skall användas måste tryck och temperatur vid högtryckssidan också anges. Det är möjligt att ändra referensström manuellt genom att trycka på "override" boxen och välja en annan ström.

Avlastningstemperaturen kan här inte sättas manuellt eller efter referensström. Den blir automatiskt beräknad, har ett värde tidigare fastställt ändrar HYSYS detta automatiskt. Dock kan temperaturen uppströms ventilen fastställas manuellt. Avlastningstemperaturen beräknas då efter detta värde.

2.7.2.2.1 ANSA/ISA Beräkningsmetod

Denna metod implementerar industristandarden ANSA/ISA S75.01 för storleksbestämmelser för ventiler. Här ska ventilens "recovery coefficient", "terminal pressure drop ratio", CV värde, samt geometriska rörfaktor specificeras. Dessa värden bestäms av ventiltillverkaren.

- Recovery coefficient, F_L : Indikerar tryckåterställningen mellan ventilens inlopp och utlopps ström. Desto högre värde desto större kan tryckförlusten vara innan kritiskt flöde inträffar. HYSYS sätter maximalt tillåten tryckförlust baserat på beräkningar för kritiska och subkritiska förhållanden:

Tryckförlusten vid kritiskt flöde för vätskor bestäms med hjälp av ISA 75.01.01:

$$\Delta P_{Choked} = F_L^2 (P_1 - F_F P_v) \quad (\text{eq.2.7.18a})$$

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \quad (\text{eq.2.7.18b})$$

Där:

ΔP_{Choked} = Tryckförlust vid kritiskt flöde [bar g]

F_L = Recovery coefficient för vätska

P_1 = Tryck uppströms ventilen [bar g]

$F_F = \eta_c$ = Vätskans kritiska tryckförhållande, se figur F2.7.4.

P_v = Vätskans ångtryck vid flödestemperatur [bar g]

P_c = Vätskans kritiska tryck [bar g]

Tryckförlusten vid normala förhållanden bestäms genom:

$$\Delta P = P_u - P_d \quad (\text{eq.2.7.19})$$

Där:

ΔP = Tryckförlust vid normal förhållanden [bar g]

P_u = Trycket uppströms ventilen [bar g]

P_d = Trycket nedströms ventilen [bar g]

Den lägsta av ΔP_{Choked} och ΔP används som den maximala tillåtna tryckförlusten för vätskeflöden genom en ventil.

- Terminal pressure drop ratio, X_T :

X_T är likvärdigt till F_L vid storleksbestämmelser för ventiler som handhar kompressibla fluider såsom gas- eller ångflöden. Tryckförlustförhållandet för kompressibla fluider vid normala förhållanden ges via eq.2.7.1. Den tillåtna tryckförlusten limiteras till det termala tryckförlustförhållandet, X_T , som ges via:

$$\Delta P_{max} = F_k X_T \quad (\text{eq.2.7.20})$$

Där:

ΔP_{max} = Maximalt tillåten tryckförlust [bar g]

$F_k = k/1.4$

k = Förhållandet över specifik värmekapacitet ($\frac{C_p}{C_v}$)

X_T = Recovery coefficient för kompressibla fluider

- C_v värde:

C_v värdet beskriver ventilens kapacitet. C_v -värdet definieras som vattenflödet (60F) i US gallon över en fullt öppen ventil med ett tryck av 1 psi.

- Geometrisk rörfaktor, F_p :

Den geometriska rörfaktorn är en dimensionslös faktor som estimerar påverkningen av installationer i rören (eng. fittings) expansioner och kontraktioner som är anslutna till ventilen.

Beräkningen för tvåfas-flöden enligt ANSA/ISA följer ekvationen:

$$f = (1 - vfrac)146.989F_p C_v \sqrt{p_l(P_u - P_d)} + vfrac \times 146.989F_p C_v Y \sqrt{xP_u \rho_v} \quad (\text{eq.2.7.21a})$$

$$x = \frac{P_u - P_d}{P_u} \quad (\text{eq.2.7.21b})$$

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_k X_T} \quad (\text{eq.2.7.21c})$$

Där:

f = Massaflöde [kg/h]

F_p = Geometrisk rörfaktor

C_v = Flödes koefficient vid 100 % öppen ventil

ρ_l = Vätskefasens densitet [kg/m³]

ρ_v = Gasfasens densitet [kg/m³]

P_u = Absoluttrycket uppströms ventilen [Bar]

P_d = Absoluttrycket nedströms ventilen [Bar]

x = Tryckförlust förhållande

Y = Gasexpansions faktor

$vpfrac$ = justerad molfraktion av gasfasen

$F_k = k/1.4$

k = Förhållandet över specifik värmekapacitet ($\frac{C_p}{C_v}$)

X_T = Recovery coefficient för kompressibla fluider

Den justerade molfraktionen $vpfrac$ beräknas enligt:

$vpfrac = 1$, om: molfraktionen gas i utloppet > än 0.1

$vpfrac = 0$, om: molfraktionen gas i utloppet = 0

$vpfrac = vpfrac/0,1$ om: $0 <$ molfraktionen gas i utloppet < 0.1

För kritiska flödesförhållanden används eq.2.7.20 för maximalt tillåten tryckförlust.

2.7.2.2.2 PSV Plus

Om simuleringsmodellen är byggd i en tidigare version än 9.0 av HYSYS väljs detta alternativ automatiskt när flödesmängden väljs att beräknas.

Recovery coefficient samt C_v värde skall specificeras, se under avsnitt 2.7.2.2.1, ANSA/ISA för begreppsförklaring.

För gas- och tvåfasflöden beräknas massaflödet enligt eq.2.7.22c eller eq.2.7.22d+e beroende på flödestypen som beräknas enligt eq.2.7.23a+b.

Kritiskt flöde om:

$$\Delta P \geq C_f^2 P_{inlet} \quad (\text{eq.2.7.22a})$$

$$\Delta P = P_{inlet} - P_{relief} \quad (\text{eq.2.7.22b})$$

Subkritiskt flöde:

$$W = \frac{3.22 C_v \Delta P (P_{inlet} + P_{relief}) \sqrt{SG}}{\sqrt{Z}} \quad (\text{eq.2.7.22c})$$

Kritiskt flöde:

$$W = \frac{3.22 C_F P_{inlet} C_v \sqrt{SG}}{\sqrt{Z}} \quad (\text{eq.2.7.22d})$$

$$SG = \frac{MW}{29} \times \frac{520}{T_{inlet}} \quad (\text{eq.2.7.22e})$$

Där:

W = Massaflöde [Kg/h]

C_v = Flödes koefficient vid 100 % öppen ventil

C_F = Kritisk flödesfaktor

P_{inlet} = Trycket vid inloppet till kontrollventilen [kPa]

P_{relief} = Avlastningstryck (öppningstryck + tillåtet övertryck) [kPa]

SG = Specifik gravitation relativt till luft uppströms kontroll ventilen

Z = Kompressibilitetsfaktor

MW = Molvikt [g/mol]

T_{inlet} = Flödestemperaturen vid inloppet till kontrollventilen [K]

För vätskeflöden beräknas massflödet enligt:

$$W_L = 500.45 Q_L SG \quad (\text{eq.2.7.23a})$$

Kontrollventilens kapacitet, Q_L , beror på flödestypen kritisk/subkritisk som evalueras från:

Kritiskt flöde om:

$$\Delta P \geq C_F^2 P_{inlet} - \Delta P_c \quad (\text{eq.2.7.23b})$$

$$\Delta P_c = P_{inlet} - P_v (0.96 - 0.28 \frac{\sqrt{P_v}}{\sqrt{P_c}}) \quad (\text{eq.2.7.23c})$$

Därefter beräknas kontrollventilens kapacitet från ekvation eq.2.7.24a alternativt eq.2.7.24b.

Subkritiskt flöde:

$$Q_L = C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{SG}} \quad (\text{eq.2.7.24a})$$

Kritiskt flöde:

$$Q_L = C_v C_F \sqrt{\frac{\Delta P_c}{SG}} \quad (\text{eq.2.7.24b})$$

Där:

W_L = Massaflöde [Kg/h]

Q_L = Kontrollventilens kapacitet [L/min]

ΔP = Tryckförlust [kPa]

C_v = Flödes koefficient vid 100 % öppen ventil

C_F = Kritisk flödesfaktor

SG = Specifik gravitation relativt till luft uppströms kontroll ventilen

ΔP_c = Kritiskt vätsketryckförlust [kPa]

P_v = Vätskans ångtryck [kPa]

P_{inlet} = Trycket vid inloppet till kontrollventilen [kPa]

2.7.2.2.3 Universal Gas Sizing metod

För gasflöden beräknas massflödet enligt:

$$f = v_{fracfac} 1.06 C_g \sqrt{\rho \times P_1} \times \sin(arg) \quad (\text{eq.2.7.25a})$$

$$arg = \frac{59.64}{C_1} \times \sqrt{1 - \frac{P_2}{P_1}} \times cp_{fac} \quad (\text{eq.2.7.25b})$$

$$C_1 = \frac{C_g}{C_v} \quad (\text{eq.2.7.25c})$$

$$cp_{fac} = \sqrt{\frac{0.4839}{1 - \left(\frac{2}{1+\gamma}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}} \quad (\text{eq.2.7.25d})$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{eq.2.7.25e})$$

För vätskeflöden beräknas massflödet enligt:

$$f = (1 - v_{fracfac}) \times 63.338 \times C_v \times \sqrt{\rho} \times \sqrt{P_1 - P_2} \quad (\text{eq.2.7.26})$$

Där:

f = Massflöde [kg/s]

P_1 = Trycket på inloppsströmmen [bar]

P_2 = Trycket på utloppsströmmen [bar]

$v_{fracfac}$ = Justerad molfraktion gas i utloppet

$v_{fracfac} = 1$ om: molfraktionen gas i utloppet > 0.1

$v_{fracfac} = 0$ om: molfraktionen gas i utloppet = 0

$v_{fracfac} = v_{frac}/0.1$ om: $0 <$ molfraktionen gas i utloppet < 0.1

v_{frac} = Molfraktionen gas i utloppet

C_g = Kritisk flödeskapacitet

C_v = Flödes koefficient vid 100 % öppen ventil

ρ = Fluidens densitet [kg/m³]

2.7.2.2.4 Vendor Specific

Med givna värden för uppströms- och nedströms tryck samt effektiv Cv värde räknar HYSYS ut flödesraten på gasen med hjälp av ekvationer för sex olika tillverkare. HYSYS använder en generell vätske-flödesekvation för alla sex ventiltyper (Fisher Liquid Flow Equation).

Beräkningsmetoder för följande ventiltillverkare finns tillgängliga:

- Masoneilan
- Mokveld
- Fisher
- Introl
- Valtek
- CCI Drag

För dessa beräkningsmetoder se Appendix E.

2.7.2.3 Tubbrott på värmeväxlare

Om det sker ett tubbrott på en värmeväxlare med stor tryckskillnad mellan tubströmmen och mantelströmmen uppstår ett stort flöde från hög- till lågtryckssidan. HYSYS beräknar den krävda avlastningsmängden i ett sådant tillfälle. Beräkningarna kan göras på flöden av alla tillgängliga modeller; gas, ånga, vätska, blandning A/B/C samt direkt integrering.

Den ström som går vid värmeväxlarens högtryckssida väljer HYSYS som referensström.

I HYSYS, när scenariotypen har valts till "Exchanger Tube Rupture", finns tre olika alternativ för att fastställa den krävde avlastningsmängden:

- ❖ – Manual; Användaren sätter själv en avlastningsmängd.
- ❖ – Reference; HYSYS använder flödesmängden i den valda referensströmmen som avlastningsmängd.
- ❖ – Calculated; HYSYS använder olika beräkningsmetoder beroende på vilken typ av flöde som går på hög- respektive lågtryckssidan. Detta evalueras automatsikt och behöver inte väljas utav användaren.

Vid val "calculated" ska flödesriktningen bestämmas; från tub till skal eller från skal till tub. Beroende på vilken riktning som bestäms ändras flödeskoefficienten, C. Denna flödeskoefficient kan ändras manuellt men de bakomliggande beräkningsmetoderna skiljer sig åt beroende på flödesriktningen om någon av strömmarna är i gas- eller tvåfas. Därför bör flödesriktningen anges korrekt. Flödeskoefficienten kan ha ett värde mellan 0 och 10^{36} (Skrivs i HYSYS på formen 1e36), detta från Crane's TP-410 A-20.

Avlastningstemperaturen kan här inte sättas manuellt eller efter referensström. Den blir automatiskt beräknad, har ett värde tidigare fastställt ändrar HYSYS detta automatiskt och indikerar att den istället är beräknad. Dock kan temperaturen på högtrycksströmmen fastställas manuellt. Avlastningstemperaturen beräknas då efter detta värde. Detta gäller även för trycket på högtrycksströmmen.

Tubens innerdiameter ska fastställas och därefter beräknas förutom krävd avlastningsmängd och area också:

- Tryckdifferensen mellan hög- och lågtrycksström (med indikation på om flödet är kritiskt)
- Gasfasens densitet
- Gasfasens värmeöverföringskoefficient, k
- Vätskefasens densitet
- Gasförhållande

2.7.2.3.1 HYSYS beräkningsunderlag

(Alla parameterar för beräkning av tubbrott på värmeväxlare beskrivs på sid 49)

Gasfas på högtryckssidan och gasfas på lågtryckssidan

Avlastningstemperaturen avgörs genom isentalpisk fasövergång från det högre trycket till avlastningstrycket.

$$P_{choked} = P_{hps} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{eq.2.7.27a})$$

$$\text{Om } P_{choked} > P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{choked} \quad (\text{eq.2.7.27b})$$

$$\text{Om } P_{choked} < P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{relief} \quad (\text{eq.2.7.27c})$$

Flöde från mantel till tub:

$$W_v = 1.891 \left(1 - 0.317 \frac{\Delta P}{P_{hps}} \right) d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_v} \quad (\text{eq.2.7.28a})$$

Flöde från tub till mantel:

$$W_v = 1.891 \left(1 - 0.400 \frac{\Delta P}{P_{hps}} \right) d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_v} \quad (\text{eq.2.7.28b})$$

Vätskefas på högtryckssidan och vätskefas på lågtryckssidan

$$W_L = 1.891 d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_L} \quad (\text{eq.2.7.29})$$

Vätskefas på högtryckssidan och två- eller gasfas på lågtryckssidan

$$P_{choked} = P_{hps} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{eq.2.7.30a})$$

$$\text{Om } P_{choked} > P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{choked} \quad (\text{eq.2.7.30b})$$

$$\text{Om } P_{choked} < P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{relief} \quad (\text{eq.2.7.30c})$$

Gasfasen:

Flöde från mantel till tub:

$$W_v = 1.891 \left(1 - 0.317 \frac{\Delta P}{P_{hps}} \right) d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_{vc}} \quad (\text{eq.2.7.31a})$$

Flöde från tub till mantel:

$$W_v = 1.891 \left(1 - 0.400 \frac{\Delta P}{P_{hps}} \right) d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_{vc}} \quad (\text{eq.2.7.31b})$$

Vätskefasen:

$$W_L = 1.891 d^2 C \sqrt{\Delta P \rho_{Lc}} \quad (\text{eq.2.7.32})$$

Gasförhållandet bestäms genom tryck-entalpi flash från (T_{hps}, P_{hps}) till den största av P_{relief} eller P_{choked} .

W_v och W_L itereras tills gasförhållandet, R , har nåtts.

Tvåfas på högtryckssidan och två- eller gasfas på lågtryckssidan

$$P_{choked} = P_{hps} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{eq.2.7.33a})$$

$$\text{Om } P_{choked} > P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{choked} \quad (\text{eq.2.7.33b})$$

$$\text{Om } P_{choked} < P_{relief} : \Delta P = P_{hps} - P_{relief} \quad (\text{eq.2.7.33c})$$

Gasfasen:

Flöde från mantel till tub:

$$W_v = 1.891 \left(1 - 0.317 \frac{\Delta P}{P_{hps}} \right) d^2 C v \sqrt{\Delta P \rho_v} \quad (\text{eq.2.7.34a})$$

Flöde från tub till mantel:

$$W_v = 1.891(1 - 0.400 \frac{\Delta P}{P_{hps}})d^2 C_v \sqrt{\Delta P \rho_v} \quad (\text{eq.2.7.34b})$$

Vätskefasen:

$$W_L = 1.891d^2 C_v \sqrt{\Delta P \rho_L} \quad (\text{eq.2.7.35})$$

Gasförhållandet bestäms genom tryck-entalpi flash från (T_{hps} , P_{hps}) till den största av P_{relief} eller P_{choked} .

W_v och W_L itereras tills gasförhållandet, R, har nåtts.

Där:

W_v = Avlastningsmängd [kg/h]

W_L = Avlastningsmängd [kg/h]

ΔP = $P_{hps} - P_{relief}$ [bar g]

ρ_l = Densiteten på referensströmmens vätskefas vid P_{hps} och T_{hps} [kg/m^3]

ρ_{lc} = Densiteten på referensströmmens vätskefas vid P_{choked} och T_{choked} [kg/m^3]

ΔP_{choked} = Trycket vid kritiskt flöde [bar g]

P_{hps} = Trycket på högtrycksströmmen [bar g]

P_{relief} = Avlastningstrycket [bar g]

d = Inre diameter av tuben [mm]

C_v = Flödeskoefficient [USgal/min]

ρ_v = Densiteten på referensströmmens gasfas vid P_{hps} och T_{hps} [kg/m^3]

ρ_{vc} = Densiteten på referensströmmens gasfas vid P_{choked} och T_{choked} [kg/m^3]

T_{hps} = Temperatur på högtrycksströmmen [K]

k = Förhållandet över specifik värmekapacitet ($\frac{C_p}{C_v}$)

2.7.2.4 Pölbrand

En pölbrand är en brand som inträffar utanför processenheterna. Värms ett kärl upp utifrån ökar trycket inne i kärlet och kärlet kan behöva tryckavlastas. I HYSYS är det möjligt att beräkna avlastningsmängden för bränder runt kärl med gas, vätska eller superkritisk fluid.

Vid val av referensström skall den ström som bäst reflekterar matningen till den skyddade processenheten väljas. HYSYS beräknar då avlastningsfluidens egenskaper vid övertrycksförhållanden.

I HYSYS, när scenariotypen har valts till "Fire", finns tre olika alternativ för att fastställa den krävda avlastningsmängden:

- ❖ – Manual; Användaren sätter själv en avlastningsmängd.
- ❖ – Reference; HYSYS använder flödesmängden i den valda referensströmmen som avlastningsmängd.
- ❖ – Calculated; HYSYS använder olika beräkningsmetoder beroende på vilken modell som används för att skydda kärlet mot övertryck.

Vid brandscenario byter HYSYS automatiskt övertrycket till 21 % och det blir möjligt att fylla i informationen angående tanken och fluiden för att programmet ska beräkna avlastningen.

I HYSYS finns fyra olika beräkningsmetoder för brandscenario, vilka beskrivs nedan. Gemensamt för dessa scenarion är att information angående kärlet skall specificeras, de värden som är

fördefinierade, t.ex. flammhöjd och max väggtemperatur, följer API 521 men är möjliga att ändra på om önskvärt. Max väggtemperatur som är fördefinierad har värdet 593C, detta är rekommenderat för kärl av kolstål. Om kärlet har en design av annat material ska max väggtemperatur basera sig på hållfastheten av materialet. Specifikationen om dränering och brandbekämpning påverkar konstanten i värmeffluxekvationen (eq.2.7.39). Det är upp till användaren att bestämma vad som är tillräcklig dränering, men det skall vara designat till att transportera bort flambara/brännbara vätskor från kärlet. För exempel se API 2510.

Den exponerade arean refererar till kärlets area som direkt utsätts för flammorna. För vertikala kärl som är utrustade med kjolar ska alternativet "Vertical (No Bottom Head)" väljas vid specificering av kärlet. Då exkluderas arean under kjolen vid beräkningarna eftersom kjolen skyddar kärlet mot direkt påverkan av flammor. Detta val påverkar dock inte "Exposed Volume"; denna är alltid totala volymen av kärlet och används vid beräkning för tiden från brandens start.

Avlastningsmängden minskar om isolering finns runt kärlet och kan skydda det från branden. Omgivningsfaktor, "Environmental Factor", kan specificeras manuellt eller beräknas via HYSYS. Om den ska beräknas ska parametrar angående isoleringen runt kärlet anges.

Omgivningsfaktor:

$$F = \frac{k_t(904 - T_{relief})}{66570\delta_{ins}} \quad (\text{eq.2.7.36})$$

Där:

F = Omgivningsfaktor

k_t = Isoleringens termala konduktivitet vid medeltemperatur [W/m*K]

T_f = Temperaturen av tankinnehållet vid avlastningsförhållandet [C°]

δ_{ins} = Tjockleken på isoleringen [m]

För att få använda omgivningsfaktor F mindre än 1 måste täckplåten på isoleringen tåla minst 904°C och kunna motstå vattenstrålarna från eventuella brandkanoner (American Petroleum Institute, 2014).

Att dimensionera med $F = 1$ underlättar i många fall procedurerna vid avisolering under drift. En ny beräkning behöver inte göras och detta kan t.ex. medverka till att förkorta eventuella stopptider (Rahimi, 2007).

2.7.2.4.1 Anledningen till högre tillåtet övertryck vid brandscenario

Vid brandscenario är tillåtet övertryck 21 % över MAWP, till skillnad från andra scenarion där det är satt till 10 % över MAWP, enligt API520. Detta pga. att syftet inte är att skydda utrustningen på samma sätt som i de andra fallen. Från att värme har tillförts kärlet tar det en tid innan all vätska kokar. Om fluiden i kärlet, och värmen, var perfekt blandade hade endast uppvärmning och max kokning varit observerat. Med denna brist av perfekt blandning i kärlet kommer säkerhetsventilen öppna sig långt innan all vätska i kärlet har haft tid till att värmas upp till dess kokpunkt. Trycket ökar därför även efter att säkerhetsventilen har öppnat sig. Avlastningsfluiden i detta första stadie kommer att vara i tvåfas. Storleksbestämmelsen på ventilen som följer gasmetoden är korrekt när en tillräckligt stor gasvolym har avlastats via tvåfas flöde innan trycket har stigit från 1,1 till 1,21 gånger öppningstrycket för säkerhetsventilen. Eftersom avlastningsfluiden efter detta håller gasfas

(Simpson, 2003). Flera resultat visar att trycket i de flesta vätskefyllda kärnen som har säkerhetsventiler storleksbestämda efter gasflöde är långt under de krävda värdena från ASME, och därmed API, under brandscenario. Därför är det oftast väl underbyggt att ignorera tvåfas flöden när bestämmelse av säkerhetsventil i dessa scenarion skall göras, då denna metod oftast är tillräcklig. (Simpson, 2003)

2.7.2.4.2 Gasfas (Unwetted)

Om referensströmmen är i gasfas under normala driftförhållanden kan avlastningsmängden beräknas genom "unwetted" metoden. Detta medför att kärlet avsäkras för termisk expansion pga. branden.

För att beräkna avlastningstemperaturen finns två alternativ; "Ideal Gas Assumption" (som följer API 521) samt "Ref Stream Equation of State".

Ideal gas Assumption beräknas genom den ideella gaslagen

$$PV=nRT \quad (\text{eq.2.7.37a})$$

och

$$T_1 = \frac{P_1}{P_n} T_n \quad (\text{eq.2.7.37b})$$

Där:

P = Tryck [Pa]

V = Volym [m^3]

n = Antal mol

R = Allmänna gaskonstanten = 8,314 J/mol*K

T = Temperatur [K]

T_1 = Avlastningstemperatur [K]

P_1 = Avlastningstryck [kPa]

P_n = Normalt gasdrifttryck [kPa]

T_n = Normal gasdrifttemperatur [K]

Vid Referens Stream Equation of State beräknar HYSYS avlastningstemperaturen baserat på fasövergång av referensströmmen vid drifttryck och -temperatur vid konstant densitet till avlastningsförhållanden.

Beräkning av avlastningsmängd:

$$F' = \frac{C_9}{CK_D} \left[\frac{(T_W - T_1)^{1.25}}{T_1^{0.6506}} \right] \quad (\text{eq.2.7.38a})$$

$$C = C_{10} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (\text{eq.2.7.38b})$$

Om $F' < 182$:

$$W_{relief} = C_{13} C A' \sqrt{\frac{MP_1}{T_1}} \quad (\text{eq.2.7.38c})$$

Om $F' \geq 182$:

$$W_{relief} = C_{12} \sqrt{M \times P_1} \left(\frac{A'(T_w - T_1)^{1.25}}{T_1^{1.1506}} \right) \quad (\text{eq.2.7.38d})$$

Där:

C_9 = Konstant = 0,2772

K_D = Avlastningskoefficient för ventilen

T_w = Max väggtemperatur [K]

T_1 = Absolut gastemperatur, vid uppströms avlastningstryck. (från eq.1.43.1b) [K]

C_{10} = Konstant = 0,0395 [(kg-mol-K)^{0.5}/(mm²-kPa-h)]

k = Förhållandet över specifik värmekapacitet vid avlastningsförhållanden ($\frac{C_p}{C_v}$)

M = Relativ mol massa av gasen

C_{12} = Konstant = 0,2772

C_{13} = Konstant = 182

P_1 = Uppströms avlastningstryck [kPa]

A' = Exponerad area av kärlet [m²]

Arean beräknas därefter genom eq.2.7.2a+b alt. Eq2.7.3a+b.

2.7.2.4.3 Vätskefas (Wetted)

Detta alternativ väljs när fluiden i kärlet är i vätskefas. Avlastningsmängden beräknas genom att estimeras den latent värmen av multikomponentvätskan baserat på den energi som krävs att vaporisera en given molfraktion. Den latent värmen kan också specificeras manuellt.

Vid angivande av initial % vaporisering och final % vaporisering ges det intervall och molfraktion som den latent värmen skall beräknas efter. Ett fördefinierat, konservativt värde är från 0-10%.

Mest restriktivt är valet att inte "sensible heat" skall vara med i estimeringen av den latent värmen. Detta gör att fluiden beräknas övergå till gas tidigare, vid en lägre temperatur, då all värmeförsörjning antas gå till fasförändringen.

Eftersom att även stora rör och dyl. ska ingå i den vätande ytan vid beräkningar för brand har HYSYS kompenserat för detta genom att man kan lägga till "extra area". Här får användaren själv specificera hur stor area stora rör och dyl. som innefattas av branden har.

Beräkningsunderlag

$$Qa = CFA_{ws}^{0.82} \quad (\text{eq.2.7.39})$$

Där:

Qa = värme absorption till den vätande ytan. [W]

C = Konstant. Om brandbekämpning och dränering finns; $C = 43200$. Om brandbekämpning och dränering inte finns; $C = 70900$

F = Omgivnings faktor. (Se eq.1.45.1)

A_{ws} = Kärlets vätande yta [m²]

Arean beräknas därefter genom eq.2.7.2a+b alt. Eq2.7.3a+b.

2.7.2.4.4 Semi-Dynamic Flash

Om gas och vätska finns vid avlastningsförhållanden kommer temperaturen på vätskefasen öka stegvis och övergå till gasfas vid avlastningstryck. Den motsvarande vätande ytan, värmeabsorptionsrate och gasegenskaper för varje steg kommer att granskas för att bestämma det steg som blir det limiterande för storleksbestämelse på avlastningsventilen.

Detta alternativ kan användas vid avlastningsberäkning för kärl som endast innehåller vätskefas vid avlastning. Alternativet används främst till kärl med multikomponentvätska med ett brett kokpunktsintervall. Beräkningen är en tidsberoende simulering av branden.

Som i supercritical alternativet är det endast möjligt att analysera ett kärl under brand.

Det är möjligt att ändra antalet fasövergångar för att öka noggrannheten på beräkningen. Detta görs i "Edit Flash Table". Vid semi dynamic flash avlastningsberäkning kan beräkningarna vara tidskrävande för HYSYS, om antalet flashningar ökar, ökar även beräkningstiden ytterligare. Avlastningsfluidens komposition och egenskaper baserar sig på det tidssteg som kräver störst avlastningsarea.

Beräkningsunderlag:

För en brand runt ett kärl med vätska är den krävda avlastningsraten mindre än gasgenereringsraten eftersom en del av gasen som genereras ackumuleras i den extra volym som bildas i kärlet då vätskan övergår till gas. För att tillgodoräkna detta fenomen är den krävda avlastningsmängden multiplicerad med en korrektionsfaktor som beror på de relativa densiteter av gasen och vätskan i kärlet:

$$W = W_g \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l} \right) \quad (\text{eq.2.7.40})$$

Där:

W = Krävd avlastningsmängd [kg/h]

W_g = Gasgenereringsrate [kg/h]

ρ_l = Densitet på vätskefasen [kg/m³]

ρ_g = Densitet på gasfasen [kg/m³]

Stegvis beräkning:

1. HYSYS använder fasövergång vid konstant bulkdensitets av kärlets innehåll vid avlastningstryck för att bestämma avlastningsförhållandena.
2. Baserat på steg 1 fasövergår HYSYS stegvis den kvarvarande vätskan till sluttemperatur.
3. HYSYS bestämmer den vätande ytan.
4. HYSYS beräknar värmeinputraten baserat på följande ekvation eq.2.7.39.
5. Baserat på energin som krävs att fasövergå den initiala strömmen använder HYSYS följande ekvation:

$$\Delta t = \frac{Q_{flash}}{\dot{q}} \quad (\text{eq.2.7.41a})$$

6. Baserat på den förflutna tiden använder HYSYS följande ekvation:

$$W = \frac{W_{vap}}{\Delta t} \quad (\text{eq.2.7.41b})$$

7. Därefter bestäms den behövda avlastningsarean genom ekvation eq.2.7.2a+b.
8. Steg 1-7 repeteras med den genererade vätskan i föregående flash som input till nästa.
9. HYSYS beräknar den krävda avlastningsarean och fluidkomposition baserat på den högsta avlastningsmängden från fasövergångsberäkningarna.

Där:

W = Krävd avlastningsmängd [kg/h]

W_g = Gasgenereringsrate [kg/h]

ρ_l = Densitet på vätskefasen [kg/m³]

ρ_g = Densitet på gasfasen [kg/m³]

Δt = tidsintervall [s]

2.7.2.4.5 Supercritical (Följer inte API520)

Detta alternativ används vid beräkning av avlastningsmängd för kärl som endast innehåller enfas fluid vid avlastningsförhållanden. Det vill säga; utan fasförändring under branden.

Supercriticalalternativet kan användas för vätskor om någon del av fluiden är i vätskefas under driftförhållande men all fluid är gas/supercritisk fluid vid avlastningsförhållanden. Den kan också användas om fluiden är superkritisk vid driftförhållanden men fasen identifieras som vätska istället för gas. I detta tillfälle byter identifikationen från vätska till gas under beräkningen även om fasen är den samma utan fasförändring. Ett varningsmeddelande i HYSYS kommer att visas för att informera om detta.

Supercriticalmetoden skall inte användas om fluiden är i tvåfas under den första beräkningen. HYSYS kommer i detta tillfälle falla sin beräkning och visa ett felmeddelande. Metoden kan heller inte användas om fluiden helt övergår från vätska till gas under ett steg.

Vid supercriticalalternativet är det endast möjligt att beräkna brandscenario runt ett kärl.

”Gas Correction Factor” ska specificeras om värdet skiljer sig från det fördefinierade värdet på 1.0. Gaskorrektionsfaktorn påverkar också värmeffluxen, (eq.2.7.39). Denna faktor indikerar hastighetsförhållandet av olika gasers flöden.

Det är möjligt att ändra antalet flashningar för att öka noggrannheten på beräkningen. Detta görs i ”Edit Flash Table”. Vid supercritical avlastningsberäkning kan beräkningarna vara tidskrävande för HYSYS, om antalet flashningar ökar, ökar även beräkningstiden ytterligare. Avlastningsfluidens komposition och egenskaper baserar sig på det steg som kräver störst avlastningsarea.

För mer information och beräkningsmetod, se Appendix F.

2.7.2.5 Termisk expansion av vätska

Enheter som är stumfyllda med vätska kan även vid liten temperaturändring ge mycket höga tryck trots små volymförändringar. Flänspackningar, ventiler mm. kan läcka om inte säkerhetsventiler är installerade. Rör för kondenserade gaser ska alltid avsäkras.

Förångning sker om mediets ångtryck, vid värmekällans temperatur, är högre än avlastningstrycket.

Gasfyllda enheter ger en liten tryckökning vid värmning och avsäkras normalt inte för termisk expansion i andra fall än vid brandscenarion.

Beräkning:

$$q = \frac{\alpha_v \phi}{1000 \gamma C_p} \quad (\text{eq.2.7.42})$$

Där:

q = Flödes hastighet vid flödande temperatur [m³/s]

α_v = Kubisk expansionskoefficient för vätskan vid den förväntade temperaturen [1/C°]

\emptyset = Total värmeöverföringsrate [W]

γ = Vätskans relativa densitet i respekt till vatten

C_p = Specifik värmekapacitet av vätskan [J/kg*K]

Aren beräknas därefter med ekvation eq.2.7.4a+b+c

2.7.2.6 Luftkylarfel

När scenariotyp har valts till "Fan failure" och avlastningsmängden ska beräknas av HYSYS ska kondensationsraten vid normal drift anges. På detta värde baseras beräkningen för avlastningsmängd.

$$W = W_d \left(1 - \frac{f\%}{100}\right) \quad (\text{eq.2.7.43})$$

För parametrar se under återflödesfel, avsnitt 2.7.2.7

2.7.2.7 Återflödesfel

När scenariotyp har valts till "Reflux failure" och avlastningsmängden ska beräknas av HYSYS ska gasgenereringsraten från kolumnen vid normal drift anges. På detta värde baseras beräkningen för avlastningsmängd.

$$W = W_d f_s \quad (\text{eq.2.7.44})$$

Där:

W = Krävd avlastningsrate [kg/h]

W_d = Luftkylarens kondensationsrate/gasgenereringsrate från kolumnen [kg/h]

$F\%$ = Procentuell del av raten som fortfarande kondenseras genom naturlig konvektion [%]

f_s = Säkerhetsmultiplikator

2.7.3 Bestämmelse av storlek på tryckavlastningsanordning

Storleksbestämmelse av säkerhetsventiler ska göras för alla tänkbara nödsценарion. Då avlastningsmängden och fluidegenskaperna för ett scenario är bestämt beräknar HYSYS automatiskt den nödvändiga avlastningsarean baserat på den valda metoden. Därefter kan användaren välja den säkerhetsventil från de fördefinierade storlekarna ur API 526.

2.7.4 Fastsättande av tryck och tryckfall på in- och utloppsledning

När alla scenarion är definierade och storlekarna beräknade ska det dimensionerade scenariot, "Sizing Case", väljas. Scenariot som kräver störst area ska väljas. Efter att detta val är gjort kan fastsättande av in- och utloppsledning, "Line Sizing", göras. Om det limiterande scenariot byts ut efter detta fastsättande måste in- och utloppsledningen definieras även här då definieringen följer scenariot och inte säkerhetsventilen. När dimensionerna fastställs beräknas tryckfallet på in- respektive utloppsledningen till säkerhetsventilen. Beräkningsmetoden som valts för storleksbestämmelse på ventilen (vapor, liquid, steam, mixed A/B/C, direct integration) påverkar beräkningsmetoderna för tryckfallen.

In- och utloppsstorleksbestämmelse kan göras för både en- och tvåfassystem. Ett varningsmeddelande kommer att visas i HYSYS om mottrycket från utloppsledningen överskrider det maximalt tillåtna övertrycket.

HYSYS ser till så att in- och utloppsledningens tryckfall och hastighetskriterier uppfylls och visar värdena för detta tillsammans ledningarnas fluidegenskaper.

2.7.4.1 In- och utloppsberäkning för enfassystem

Flödes hastigheten i beräkningarna kan väljas till manuell (användaren skriver in önskat värde), krävd (HYSYS använder den krävda flödes hastigheten för scenariot) eller erforderlig (HYSYS använder den flödes hastighet som säkerhetsventilen har kapacitet för). Det är inte möjligt att göra olika val på in- respektive utloppsstryckfallet därför ska den sistnämnda ska väljas för att vara konsistent med API.

Dimensioneringar för in- och utloppsledningen skall fastställas, notera att säkerhetsventilens in- och utloppsfläns automatiskt blir specificerade.

Tryckfallet på inloppsledningen får inte överstiga 3 % av öppningstrycket för säkerhetsventilen*. Tryckfallet på utloppsledningen får inte överstiga ett specificerat totalt mottryck, vilket är en fraktion av öppningstrycket beroende på typ av ventil; 10 % för konventionella ventiler*, 50 % för balanserade ventiler* samt 75 % för pilotstyrda ventiler*, plus det pålagda mottrycket.

Medelhastigheten i utloppet får inte överstiga 50 % av ljudhastigheten* och vid slutet av ledningen får inte hastigheten överstiga 90 % av ljudhastigheten*.

*Dessa restriktioner kan justeras via "settings" och "global settings" menyn.

Beräkningsunderlag:

Tryckfall för vätskor:

$$\Delta P = 0.02 \frac{f_f L \rho v^2}{d} \quad (\text{eq.2.7.45})$$

Där:

ΔP = Tryckfall [kPa]

f_f = Fanning friktions faktor

L = Rörlängd, inkl. likvärdig längd [m]

ρ = Densitet [kg/m^3]

d = Diameter [m]

v = Flödes hastighet [m/s]

Tryckfall för gaser:

Först beräknas den limiterande kritiska förhållandet via:

$$P^* = P_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{eq.2.7.46})$$

Där:

P^* = Tryck vid kritiska förhållanden [Bar g]

P_0 = Stagnationstrycket; trycket vid utloppet av säkerhetsventilen (totalt mottryck), beräknas genom iteration [bar g]

$k = C_p/C_v$

Det största av trycket vid kritiska förhållanden och det totala mottrycket används sedan för att beräkna tryckfallet genom ekvation eq.2.7.45 med medelvärdesdensiteten upp- och nedströms som värde i ekvationen och i beräkning av hastigheten.

2.7.4.2 In- och utloppsberäkning för flerfassystem

För flerfassystem finns två metoder tillgängliga, om beräkningsmetod mixed A, B eller C har valts.

– Förenklad Leung Metod

– Rigorös Homogen tvåfasmetod

Då direktintegrationsmetoden är vald är endast homogen tvåfasmetoden tillgänglig.

Förenklad Leung metod:

In och utloppslängderna beräknas så att maximalt tryckfall är 3 %. Resultatet från beräkningen ger den maximala likvärdiga längden för in- och utloppsledningarna för att inte överskrida de maximala tryckfallsgränserna:

$$L = \frac{D}{4f} \left[\frac{1}{G^{*2}} \left[\frac{\eta_2 - \eta_1}{1 - \omega} - \frac{\omega}{(1 - \omega)^2} \ln \frac{(1 - \omega)\eta_2 + \omega}{(1 - \omega)\eta_1 + \omega} \right] + \ln \left[\frac{(1 - \omega)\eta_2 + \omega}{(1 - \omega)\eta_1 + \omega} \times \frac{\eta_1}{\eta_2} \right] \right] \quad (\text{eq.2.7.47a})$$

$$G^* = \frac{G}{\sqrt{\frac{P_0}{v_0}}} \quad (\text{eq.2.7.47b})$$

$$P_c = \frac{w}{A} \sqrt{\omega P_0 v_0} \quad (\text{eq.2.7.47c})$$

$$\omega = \frac{\frac{P_0 - 1}{P_x} = \frac{v_x - 1}{v_0}}{\frac{P_0 - 1}{P_x} = \frac{P_0 - 1}{P_x}} \quad (\text{eq.2.7.47d})$$

Om $P_0 \geq P_c \rightarrow$ använd P_c för P_0 i ekvationeneq.2.7.47b

Där:

L = Likvärdig längd [m]

D = Diameter på röret [m]

f = Fanning friktions faktor. Antas vara konstant över rörets längd.

G = Massflux [kg/h*mm²]

P_0 = Referensförhållandets absoluttryck [kg/m³]

v_0 = Referensförhållandets specifika volym [m³/kg]

$\eta_1 = P_1 * v_0$

$\eta_2 = P_2 * v_0$

P_1 = Rörets inloppstryck [kPa]

P_2 = Rörets utloppstryck [kPa]

A = Tvärsnittsarea [m^2]

Rigorös Homogen tvåfasmetod:

In och utloppslängderna beräknas så att maximalt tryckfall är 3 %. Denna metod använder Darcys ekvation (eq.2.7.45) med en medeldensitet för de två faserna.

Beräkna likvärdig längd:

Olika rörinstallationer på in- och utloppsledningarna gör att tryckfallet ökar. För att räkna med dessa är de interpreterade som en extra längd i ledningen. De fördefinierade värdena för de olika typerna i HYSYS är tagna ur "Crane-Flow of fluids" men de är möjliga att specificera av användaren. Dessa värden används sedan för att ta fram en likvärdig längd. Denna längd beror på friktion och rördiameter, vid justering av dem justeras även likvärdig längd.

Expansion och kontraktion på rörledning:

Det är möjligt att lägga till expansion och/eller kontraktioner på in- och utloppsledningarna. Diametrarna på dessa "nya" rör skall specificeras. HYSYS tar dock endast längden på den ursprungliga diametern i beaktning. Den nya diametern utgör alltså endast en övergång, expansion eller kontraktion, dess längd berör inte beräkningarna.

3. Utrustning och tillgänglig data

I huvudsak har simuleringsprogrammet HYSYS från Aspen Tech varit den utrustning som används under del I och II av arbetet. Under del III har simuleringsprogrammet Aspen Flare System Analyser, även detta från Aspen Tech, använts. Som komplement har jag nyttjat Microsoft Word och -Excel.

Förutom data och dokument presenterat i litteraturförteckningen har följande information varit tillgängligt på Preemraff för arbetet:

- Information gällande säkerhetsventilerna; Typ av ventil, öppningsarea (som följer API standard) samt öppningstryck
- ABBs beräkningar för säkerhetsventiler, scenarion och tryckfallsberäkningar
- P&ID (Process & Instrumentdiagram), med tillhörande designkriterier för de olika enheterna
- Isometriska ritningar över Isokrackern samt fackelsystemet
- Parametrar för utrustning som pumpar, ventiler och värmeväxlare på Isokrackern
- Fluidkomponenter samt egenskaper på fluidströmmarna enligt design
- Fluidkomponenter samt egenskaper på fluidströmmarna enligt drift från labbresultat 4 juli 2017
- Designade driftförhållanden
- Aktuella och historiserade driftförhållanden från raffinaderiets datasystem (InfoPlus21)

4. Metod

4.1 Generellt

Kännedom angående Isokrackeranläggningen är essentiellt för att kunna fastställa de scenarion som skulle kunna orsaka övertyck i enheterna. Dessutom krävs en generell kunskap om processsäkerhet, tryckavlastningsanordningar och avlastningssystem för att få en helhetlig bild av ett avlastningsförlopp och vilka processer som då sker.

Krav satta från myndigheter och Preemraff själva angående tryckavlastningsanordningar har varit betydande att få kännedom om för att dels fastslå övertryckscenarion, men främst för att kunna evaluera beräkningsmetoderna i HYSYS, som även dessa har varit ett grundläggande kriterier att studera.

Material till detta har samlats in internt på Preemraff Lysekil samt i diverse förordningar, manualer, artiklar och böcker (se avsnitt Referenser).

Därefter har arbetet med simuleringen fortgått i tre olika delar. Se nedan.

4.2 Del I

Första steget i simuleringsprogrammet, HYSYS Aspen Tech V9, var att sätta upp en modell över Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil. Eftersom det är säkerhetsventilerna som är det centrala i arbetet har endast torn, kärl, värmeväxlare, luftkylare, pumpar och dylikt som har en koppling, direkt eller indirekt, till en säkerhetsventil tagits med i modellen. Flödesdiagram, dimensioner och specifikationer är hämtade ur enhetens P&IDs från enhetsregistret.

Modellering av massbalansen och energibalansen i anläggningen har varit den grundläggande delen av arbetet. Modellen behövs för att ge information om flödesmängder, temperaturer, tryck samt egenskaper av fluider i olika delar av processen.

Målet med första delen i arbetet var att simulera nödsценarion i modellen där beräkningarna på säkerhetsventilerna motsvarade samma beräkningar som vid design av enheten. Dessa beräkningar är gjorda av ABB Lummus Global B.V. Data från enhetens licensgivare, "Chevron Research and Technology Company", användes. Anledningen till att återskapa redan gjorda beräkningar var för att förstå ABBs resonemang bakom scenariona, verifiera modellen och att utreda HYSYS tillvägagångssätt och procedurer vid storleksbestämmelser för säkerhetsventiler. Detta var en viktig del av arbetet för att validera HYSYS beräkningsmetoder och få tillit till den byggda modellen.

Som termodynamisk modell för simuleringen valdes en s.k. Equation of State modell (EOS). En EOS-modell fungerar bra för system med kolväten och vätgas (Sandelin, 2017). En utvärdering av modeller baserade på Peng-Robinson (PR), Grayson-Streed (GS) och Soave-Redlich-Kwong (SRK) utfördes. SRK valdes för den gav det bästa resultatet som svarade till design data. För processdelarna innehållande en aminlösning användes en termodynamisk modell speciellt utvecklat för detta ändamål i HYSYS (Acid Gas – Liquid treating).

Komponenterna till simuleringen valdes för att motsvara komponenterna i CLG design data. Data för strömmarna i designdata var given i en förenklad form för tyngre komponenter, som ett intervall av komponenter motsvarande erhållna produkter. Se Tabell 4.1: Definierade komponenter från CLG. För att kunna utföra en simulering måste dessa förenklade data omformas till ett större antal s.k.

pseudokomponenter. Pseudokomponenter är ett antal kokpunktsintervaller, som ges motsvarande fysikaliska egenskaper (molvikt, densitet osv). I HYSYS kan dylika pseudokomponenter genereras från data som kokpunktsfördelningskurva samt densitet. Matningen till enheten genererades av en typisk destillationskurva och densitet. Reaktorutloppet genererades av destillationskurvor samt densitet för alla produkter. Utgångspunkten för dessa data togs från licensorns data, (se Tabell 4.2: Definierade egenskaper på strömmarna från CLG) men justerades senare för att anpassa simuleringen till design data. Detta förfarande valdes för att försäkra att sammansättningen blir närmast korrekt. Dessa produkter sammanställdes till en ström med hjälp av HYSYS.

Mindre tyngd lades på definition av matningen för att endast två säkerhetsventiler finns före reaktorerna. Det saknades jämförelsedata för dessa säkerhetsventiler i licensor datat. Därför beräknades dessa säkerhetsventiler enbart i del II.

Tryck och temperatur på strömmarna har tagits ur licensorns data och angivits i simuleringen.

Tabell 4.1; Definierade komponenter och komponentgrupper från CLG

Komponent [kg/h]	Komponent [kg/h]
H ₂	Norm-C ₅
NH ₃	Naphta
H ₂ S	Kerosene
H ₂ O	Diesel
C ₁	Unconverted Oil
C ₂	MDEA
C ₃	FEED
Iso-C ₄	

Tabell 4.2; Definierade egenskaper på strömmarna från CLG

Flow Mass [kg/h]	Liquid K [W/m-K]
Flow Molar [kg-moles/h]	Liquid Specific Heat [kJ/kg-°C]
Flow Standard [Sm ³ /h]	Surface tension [dyne/cm]
Flow Condition [m ³ /h]	Liquid vapor pressure [barA]
Temperature [°C]	Vapor density [kg/m ³]
Pseudo Critical Temperature [°C]	Vapor Viscosity [cP]
Pressure, [barG]	Vapor K [W/m-K]
Pseudo Critical Pressure [barA]	Vapor Specific Heat [kJ/kg-°C]
Weight % Vaporized	Vapor mol weight [g/mol]
Liquid Deg API	Enthalpy [kJ/kg]
Liquid density [kg/m ³]	Enthalpy [GJ/h]
Liquid viscosity [cP]	

Då modellen av Isokrackeranläggningen var färdigbyggd och med de för ändamålet relevanta processenheter och strömmar genom modellen kunde likställas med strömmarna som definierats från CLG modellerades säkerhetsventilerna. I HYSYS görs detta i en säkerhetsanalys som hämtar data från huvudsimuleringen.

Alla säkerhetsventilerna placerades ut på deras respektive processenhet. Typ, storlek samt öppningstryck på ventilerna preciserades utifrån verklig data från Isokrackerens enhetsregister. Härfter definierades varje nödsscenario som är aktuell för respektive säkerhetsventil. Dessa scenarion är fastställda efter ABBs resonemang.

Referensströmmarna för scenariorna bestämdes efter övervägande av vilken ström som kommer kräva avlastning. Parametrar såsom Cv värde för ventiler, dimensioner för kärl och mängden som kondenserar i luftkylare specificerades. HYSYS beräknar därefter en avlastningsmängd och i tillägg den krävda mynningsarean efter vald beräkningsmetod beroende på vilken fas som ska avlastas.

Eftersom HYSYS inte kan beräkna att avlastningsströmmens faser separeras i t.ex. separationskärl innan den flödar genom säkerhetsventilen har beräkningsmetoden för krävd mynningsarea manuellt valts till "gas" i dessa fall. Alternativet hade varit att definiera en separat ström, och i vissa fall även ett separat kärl, vid avsäkringstryck för användning som referensström. Nackdelen med detta alternativ är att beräkningen inte uppdateras vid förändrade driftförhållanden, varvid det första alternativet valdes.

När alla nödsценarion definierats för varje säkerhetsventil valdes det scenariot som krävde störst avlastningsarea som de begränsade scenariot. Utifrån detta scenario fastställdes in- och utloppsledningarna till och från säkerhetsventilen för att HYSYS skulle beräkna tryckförlusten i dessa ledningar. Dimensionsfastställelsen av dessa gjordes med hjälp av data från de isomeriska ritningarna över Isokracker enheten.

När alla säkerhetsventilerna var beräknade sammanställdes dess data i HYSYS och därefter jämfördes resultatet med ABBs beräkningar. Se avsnitt 5. Resultat.

Modellen delades i två delar. Anledningen till detta var att separera delarna med olika termodynamiska system (en huvuddel och en amin del). Strömmarna som binder ihop modellerna är manuellt inmatade med data från respektive modell.

4.3 Del II

Del två av arbetet gick ut på att simulera det aktuella flödet genom anläggningen. Aktuellt driftsätt på enheten innebär en högre konverteringsgrad än vid enhetsdesign.

Från provtagningsresultat och massbalanser en aktuell dag, 4 juli 2017, har matningen till enheten samt reaktorutloppet komponerats ihop på samma sätt som i del I av arbetet. Denna dag valdes för att den representerade en hög konvertering.

Strömmarna matades in i den färdiga modellen från del I med säkerhetsventilerna redan på plats. Därefter har tryck, temperatur och flödesmängd korrigeras mest möjligt efter värden från aktuell driftdata för den aktuella dagen. Modellen beräknade flödet bra vilket tyder på att rätt matningskomponenter har definierats.

Av samma anledning som i del I är modellen uppdelad i två delar, en huvuddel och en amin del. Strömmarna som binder ihop modellerna är manuellt inmatade med data från respektive modell.

I tillägg till de scenarion som ABB har beräknat är ytterligare några scenarion beräknade som antas vara möjliga. Dessutom är de två säkerhetsventiler som ligger uppströms reaktorerna simulerade. Se avsnitt 5. Resultat.

Resultatet från de två delarna jämfördes för att analysera hur stor inverkan driftsättet har på krävda avlastningsmängder och -areor. Se avsnitt 7. Slutsats.

4.4 Del III

Tredje delen av arbetet var att simulera scenariona som kan ge upphov till övertryck i fackelsystemet. Till detta är simuleringsprogrammet Aspen Flare System Analyzer Version 9 använt. Det verkliga fackelsystemet modellerades i programmet med hjälp av isometriska ritningar som anger rördimensioner och placering av säkerhetsventilerna. ICR-anläggningen delar fackelsystem med HPU-anläggningen men, endast ICR stammen beräknades i detta arbete.

Till programmet lästes data från HYSYS filerna i del II in. De scenarion som kan ge en simultan avlastning evaluerades och användes som input i modellen. De scenarion där avlastningsfluiden inte kunde fastställas (se avsnitt 6.3) har molvikten manuellt matats in med värde från HYSYS modellen. Typiska fall för totalavlastning från en enhet kan vara:

- Brand
- Strömavbrott
- Instrumentluft avbrott
- Kylvatten avbrott

ICR enheten har inget kylvattensystem så de tre första fallen evaluerades.

Till dessa flöden har ytterligare flöden som går till fackelstammen lagts till. Dessa innefattar flödet från tre behållare som är trycksatta med vätgas eller bränningsgas och tryckreglerar till fackelstammen (V-8109 genom 81-PCV-49, V-8101, V-8121 genom 81-PCV240) samt gasflödet från gastätningen från en kompressor (C8101).

Resultatet granskades och redovisas i Figur 5.1 - 5.14, avsnitt 5.3 Resultat Del III.

5. Resultat

5.1 Del I

5.1.1 Resultatvärden

I detta avsnitt följer resultatet av övertryck i ICR-anläggningen på Preemraff Lysekil. Resultatet av HYSYS modellen efter designdata jämfört med data från ABB är sammanställt i Tabell 5.1 – 5.18. En kort analys angående bakomliggande orsaker till övertryck samt skillnaderna beräkningarna emellan HYSYS och ABB finns beskrivet i avsnitt 6.1. Gällande tryckfallsberäkningarna är två värden från HYSYS beräkningar sammanställda, "HYSYS beräknat flöde" samt "HYSYS erforderligt flöde". HYSYS beräknat flöde är tryckfallsberäkningen baserat på det beräknade avlastningsflödet vid det limiterande fallet. HYSYS erforderligt flöde är tryckfallsberäkningen baserat på det maximala flödet som aktuell säkerhetsventil kan släppa igenom. Den sistnämnda är, under drift, inte aktuell men kunde vara en god indikation till val av in- och utloppsrör vid nydesign av processenheter. Då tillsammans med max tillåtet tryckfall som i sin tur baserar sig på öppningstrycket av säkerhetsventilen.

81-SV-01 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 1 185,8 mm² (K)

Öppningstryck: 135,8 bar g

Tabell 5.1; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-01 A/B

81-SV-01 A/B	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8101				
Avlastningsmängd (50 % av normal kondensationsrate)		13 572 kg/h	14 060 kg/h	+ 4 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		266 mm ²	295 mm ²	+ 11 %
Kompressorfel, C-8101				
Avlastningsmängd	ABB/HYSYS	28 195,7 kg/h	26 657,3 kg/h	- 6 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		¹¹	573 mm ²	-
Blockerat utlopp				
Avlastningsmängd		42 882 kg/h	49 440 kg/h	+ 15 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Vätska	Vätska/Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		216 mm ²	169 mm ²	- 22 %
Brand¹²				
Avlastningsmängd		12 832 kg/h	14 470+0 = 14 470 kg/h	+ 13 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		70 mm ²	115+0 = 115 mm ²	+ 64 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-01 A/B

Tabell 5.2; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-01 A/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	2,872 bar	1,119 bar	5,086 bar	4,074 bar
Utloppsledning	8,778 bar	1,466 bar	4,477 bar	67,5 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

¹¹ ABB har ingen beräkning på krävd mynningsarea i detta scenario. HYSYS modellen är simulerad efter "start of run" och då ABBs beräkning för "end of run" ger större avlastning är det endast detta värde som arean är beräknad efter.

¹² Här är brand runt både V-8102 och V-8104 evaluerat. HYSYS har en funktion för beräkningar med flera kärl utsatta för brand samtidigt men det är inte möjligt vid beräkningsmetod semidynamisk flashning. Därför är två scenarion betraktade i HYSYS och därefter summerade.

81-SV-02 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $10\,322,5 * 2 = 20\,645 \text{ mm}^2$ (R)

Öppningstryck: 19,1 bar g

Tabell 5.3; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-02 A/B/C

81-SV-02 A/B/C	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Överfyllnad/Blockerat utlopp				
Avlastningsmängd		306 141 kg/h	293 600 kg/h	- 4 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska	Vätska/Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		4 292 mm ²	2 755 mm ²	- 36 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-4 A/B				
	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		138 401 kg/h	167 900 kg/h	+ 21 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		18 038 mm ²	20 420 mm ³	+ 13 %
Brand				
Avlastningsmängd		12 422 kg/h	49 230 kg/h	+ 296 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas/gas	
Krävd mynningsarea		685 mm ²	1 629 mm ²	+ 138 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-02 A/B/C

Tabell 5.4; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-02 A/B/C

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,332 bar	0,332bar	0,342 bar	0,573 bar
Utloppsledning	1,650 bar	0,334bar	0,342 bar	9,150 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-03 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 4 116,1 mm² (P)

Öppningstryck: 19,6 bar g

Tabell 5.5; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-03 A/B

81-SV-03 A/B	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8102				
Avlastningsmängd		4 946 kg/h	2 932 kg/h	- 41 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		344 mm ²	252 mm ²	- 26 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-12 A/B				
Avlastningsmängd	ABB/HYSYS	34 697 kg/h	23 980 kg/h	- 31 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		3 935 mm ²	3 015 mm ²	- 24 %
Överfyllnad/Blockerat utlopp				
Avlastningsmängd		45 399 kg/h	49 450 kg/h	+ 9 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Vätska	Vätska/Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		622 mm ²	403 mm ²	- 35 %
Brand				
Avlastningsmängd		6 330 kg/h	14 590 kg/h	+ 130 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		412 mm ²	608 mm ²	+ 48 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-03 A/B

Tabell 5.6; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-03 A/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,611 bar	0,470 bar	0,872 bar	0,588 bar
Utloppsledning	2,282 bar	0,962 bar	1,694 bar	9,140 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-05 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 325 mm² (G)

Öppningstryck: 14,7 bar g

Tabell 5.7; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-05 A/B

81-SV-05 A/B	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Lokalt strömavbrott	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		1 435 kg/h	1 137 kg/h	- 21 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		224 mm ²	203 mm ²	- 9 %
Brand				
Avlastningsmängd		1 108 kg/h	1 864 kg/h	+ 68 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		103 mm ²	190 mm ²	+ 84 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-05 A/B

Tabell 5.8; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-05 A/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,184 bar	0,048 bar	0,120 bar	0,441 bar
Utloppsledning	1,521 bar	0,411 bar	0,899 bar	6,950 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-06 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 127 mm² (E)

Öppningstryck: 14,7 bar g

Tabell 5.9; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-06 A/B

81-SV-06 A/B	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Bakåtflöde				
Avlastningsmängd		164,8 kg/h	159,8 kg/h	- 3 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		28 mm ²	29 mm ²	+ 4 %
Brand				
	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		728 kg/h	719 kg/h	- 1 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		73 mm ²	74 mm ²	+1 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-06 A/B

Tabell 5.10; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-06 A/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,135 bar	0,147 bar	0,416 bar	0,441 bar
Utloppsledning	0,126 bar	0,064 bar	0,172 bar	6,950 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-10 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $10\,323 * 2 = 20\,626 \text{ mm}^2$ (R)

Öppningstryck: 10,3 bar g

Tabell 5.11; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-10 A/B/C

81-SV-10 A/B/C	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8120				
Avlastningsmängd		73 715 kg/h	101 000 kg/h	+ 37 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas/gas	
Krävd mynningsarea		6 063 mm ²	7 935 mm ²	+ 31 %
Överfyllnad/Blockerat vätskeutlopp				
Avlastningsmängd		258 725 kg/h	343 100 kg/h	+ 33 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska	Vätska/Vätska	
Krävd mynningsarea		4 969 mm ²	8 712 mm ²	+ 75 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-24 A/B				
Avlastningsmängd	ABB/HYSYS	108 019 kg/h	90 590 kg/h	- 16 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		15 530 mm ²	12 640 mm ²	- 19 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-48				
Avlastningsmängd		15 936 kg/h	15 640 kg/h	- 2 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas, Ånga	Gas, Ånga/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		2 832 mm ²	2 490 mm ²	- 12 %
Blockerat gasutlopp				
Avlastningsmängd		5 800 kg/h	4 009 kg/h	- 31 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		478 mm ²	379 mm ²	- 21 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-10 A/B/C

Tabell 5.12; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-10 A/B/C

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,321 bar	0,154 bar	0,407 bar	0,309 bar
Utloppsledning	3,121 bar	0,184 bar	0,442 bar	4,750 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-11 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $16\,774 * 2 = 33\,548 \text{ mm}^2$ (T)

Öppningstryck: 10,3 bar g

Tabell 5.13; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-11 A/B/C

81-SV-11 A/B/C	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8121				
Avlastningsmängd		102 076 kg/h	102 100 kg/h	0 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		17 607 mm ²	21 340 mm ²	+ 21 %
Blockerat gasutlopp				
	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		145 823 kg/h	145 900 kg/h	0 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		25 146 mm ²	30 480 mm ²	+ 21 %
Brand				
Avlastningsmängd		33 776 kg/h	19 980 kg/h	- 41 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		3 568 mm ²	3 720 mm ²	+ 4 %
Återflödesfel				
Avlastningsmängd		55 743 kg/h	56 930 kg/h	+ 2 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		7 481 mm ²	9 330 mm ²	+ 24 %
Fel på kontrollventiler				
Avlastningsmängd		11 302 kg/h	6 215 kg/h	- 45 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		2 501 mm ²	1 246 mm ²	- 50 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-11 A/B/B

Tabell 5.14; Resultat HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-11 A/B/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,092 bar	0,014 bar	0,017 bar	0,105 bar
Utloppsledning	0,404 bar	0,068 bar	0,082 bar	1,050 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-14 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $16\,774 * 2 = 33\,548 \text{ mm}^2$ (T)

Öppningstryck: 8,9 bar g

Tabell 5.15; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-14 A/B/C

81-SV-14 A/B/C	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Brand				
Avlastningsmängd		2 411 kg/h	2 345 kg/h	- 3 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		297 mm ²	281 mm ²	- 3 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-29 A/B	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		127 118 kg/h	99 810 kg/h	- 21 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		30 127 mm ²	26 960 mm ²	- 11 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-29 A/B				
Avlastningsmängd		10 200 kg/h	7 730 kg/h	- 24 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Tvåfas	
Krävd mynningsarea		2 552 mm ²	2 248 mm ²	- 12 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-14 A/B/C

Tabell 5.16; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-14 A/B/C

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,309 bar	0,043 bar	0,066 bar	0,267 bar
Utloppsledning	1,156 bar	0,301 bar	0,442 bar	4,050 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-15 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 2 800 mm² (N)

Öppningstryck: 5,9

Tabell 5.17; Resultat ABB/HYSYS 81-SV-15 A/B

81-SV-15 A/B	Dimensionerande scenario	ABB	HYSYS	Avvik
Blockerat utlopp	ABB/HYSYS			
Avlastningsmängd		10 744 kg/h	9 845 kg/h	- 8 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		2 422 mm ²	2 298 mm ²	- 5 %
Brand				
Avlastningsmängd		252,2 kg/h	240,4 kg/h	- 5 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas/Gas	
Krävd mynningsarea		48 mm ²	61 mm ²	+30 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-15 A/B

Tabell 5.18; Resultat ABB/HYSYS tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-15 A/B

Tryckfall	ABB	HYSYS beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,153 bar	0,040 bar	0,059 bar	0,159 bar
Utloppsledning	0,146 bar	0,125 bar	0,181 bar	2,250 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

5.2 Del II

5.2.1 Resultatvärden

Resultatet från Del II är sammanställt i tabell 5.19–5.38. Samma argumentation för övertryckscenarion är använt.

81-SV-01 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 1 185,8 mm² (K)

Öppningstryck: 135,8 bar g

Tabell 5.19; Resultat 81-SV-01 A/B

81-SV-01 A/B	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8101				
Avlastningsmängd (50 % av normal kondensationsrate)		16 390 kg/h	14 060 kg/h	+ 17 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		370 mm ²	295 mm ²	+ 25 %
Kompressorfel, C-8101	Högkon./Design			
Avlastningsmängd		38 049,9 kg/h	26 657,3 kg/h	+ 43 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		884 mm ²	573 mm ²	+ 54 %
Blockerat utlopp				
Avlastningsmängd		49 960 kg/h	49 440 kg/h	+ 1 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Vätska (Fasövergång)	Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		164 mm ²	169 mm ²	- 3 %
Brand¹³				
Avlastningsmängd		4315 + 0 = 4315 kg/h	14 470 + 0 = 14470 kg/h	- 70 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		18 + 0 = 18 mm ²	115 + 0 = 115 mm ²	- 84 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-01 A/B

Tabell 5.20; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-01 A/B

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	2,861 bar	1,119 bar	5,135 bar	4,074 bar
Utloppsledning	3,013 bar	1,466 bar	4,492 bar	67,5 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

¹³ Här är brand runt både V-8102 och V-8104 evaluerat. HYSYS har en funktion för beräkningar med flera kärl utsatta för brand samtidigt men det är inte möjligt vid beräkningsmetod semidynamisk flashning. Därför är två scenarion betraktade i HYSYS och därefter summerade.

81-SV-02 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $10\,322,5 * 2 = 20\,645 \text{ mm}^2$ (R)

Öppningstryck: 19,1 bar g

Tabell 5.21; Resultat 81-SV-02 A/B/C

81-SV-02 A/B/C	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Överfyllnad/Blockerat utlopp				
Avlastningsmängd		288 800 kg/h	293 600 kg/h	- 2 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska (Fasövergång)	Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		2 583 mm ²	2 755 mm ²	- 6 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-4 A/B	Högkon./Design			
Avlastningsmängd		156 900 kg/h	167 900 kg/h	- 7 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		20 150 mm ²	20 420 mm ³	- 1 %
Brand				
Avlastningsmängd		16 390 kg/h	49 230 kg/h	- 67 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		373 mm ²	1 629 mm ²	- 77 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-02 A/B/C

Tabell 5.22; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-02 A/B/C

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,275 bar	0,332bar	0,342 bar	0,573 bar
Utloppsledning	0,281 bar	0,334bar	0,342 bar	9,150 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-03 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 4 116,1 mm² (P)

Öppningstryck: 19,6 bar g

Tabell 5.23; Resultat 81-SV-03 A/B

81-SV-03 A/B	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8102				
Avlastningsmängd		2 929 kg/h	2 932 kg/h	0 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		244 mm ²	252 mm ²	- 3 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-12 A/B				
Avlastningsmängd	Högkon./Design	25 840 kg/h	23 980 kg/h	+ 8 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		3 538 mm ²	3 015 mm ²	+ 17 %
Överfyllnad/Blockerat vätskeutlopp				
Avlastningsmängd		52 660 kg/h	49 450 kg/h	+ 6 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska (Fasövergång)	Vätska (Fasövergång)	
Krävd mynningsarea		426 mm ²	403 mm ²	+ 6 %
Brand				
Avlastningsmängd		11 220 kg/h	14 590 kg/h	- 23 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		518 mm ²	608 mm ²	- 15 %
Blockerat gasutlopp				
Avlastningsmängd		3 644 kg/h	-	-
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		328 mm ²	-	-

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-03 A/B

Tabell 5.24; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-03 A/B

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,672 bar	0,470 bar	0,820 bar	0,588 bar
Utloppsledning	1,308 bar	0,962 bar	1,678 bar	9,140 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-05 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 325 mm² (G)

Öppningstryck: 14,7 bar g

Tabell 5.25; Resultat 81-SV-05 A/B

81-SV-05 A/B	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Lokalt strömavbrott	Hötkonv./Design			
Avlastningsmängd		1 209 kg/h	1 137 kg/h	+ 6 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		234 mm ²	203 mm ²	+ 15 %
Brand				
Avlastningsmängd		1 878 kg/h	1 864 kg/h	+ 1 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		192 mm ²	190 mm ²	+ 1 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-05 A/B

Tabell 5.26; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-05 A/B

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,064 bar	0,048 bar	0,121 bar	0,441 bar
Utloppsledning	0,530 bar	0,411 bar	0,901 bar	6,950 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-06 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 127 mm² (E)

Öppningstryck: 14,7 bar g

Tabell 5.27; Resultat 81-SV-06 A/B

81-SV-06 A/B	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Bakåtföde				
Avlastningsmängd		133 kg/h	159,8 kg/h	- 17 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		23 mm ²	29 mm ²	- 21 %
Brand				
	Höggkon./Design			
Avlastningsmängd		719 kg/h	719 kg/h	0 %
Avlastningsfluidens fas (Beräkningsmodell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		74 mm ²	74 mm ²	0 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-06 A/B

Tabell 5.28; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-06 A/B

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,147 bar	0,147 bar	0,416 bar	0,441 bar
Utloppsledning	0,064 bar	0,064 bar	0,172 bar	6,950 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-10 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $10\,323 \cdot 2 = 20\,626 \text{ mm}^2$ (R)

Öppningstryck: 10,3 bar g

Tabell 5.29; Resultat 81-SV-10 A/B/C

81-SV-10 A/B/C	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8120				
Avlastningsmängd		109 800 kg/h	101 000 kg/h	+ 9 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		8 890 mm ²	7 935 mm ²	+ 12 %
Överfyllnad/Blockerat vätskeutlopp				
Avlastningsmängd		341 500 kg/h	343 100 kg/h	0 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska	Vätska	
Krävd mynningsarea		8 548 mm ²	8 712 mm ²	- 2 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-24 A/B				
Avlastningsmängd	Högkon./Design	91 830 kg/h	90 590 kg/h	+ 1 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		12 470 mm ²	12 640 mm ²	- 1 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-48				
Avlastningsmängd		14 080 kg/h	15 640 kg/h	- 10 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas, Ånga	Gas, Ånga	
Krävd mynningsarea		2 241 mm ²	2 490 mm ²	- 15 %
Blockerat gasutlopp				
Avlastningsmängd		4 565 kg/h	4 009 kg/h	+ 14 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		421 mm ²	379 mm ²	+ 11 %

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-10 A/B/C

Tabell 5.30; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-10 A/B/C

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,150 bar	0,154 bar	0,406 bar	0,309 bar
Utloppsledning	0,179 bar	0,184 bar	0,442 bar	4,750 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-11 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $16\,774 * 2 = 33\,548 \text{ mm}^2$ (T)

Öppningstryck: 10,3 bar g

Tabell 5.31; Resultat 81-SV-11 A/B/C

81-SV-11 A/B/C	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Fel på luftkylare, EA-8121				
Avlastningsmängd		110 700 kg/h	102 100 kg/h	+ 8 %
Avlastningsfluidens fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		23 110 mm ²	21 340 mm ²	+ 8 %
Blockerat gasutlopp				
Avlastningsmängd	Höggkon./Design	158 100 kg/h	145 900 kg/h	+ 8 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		33 010 mm ²	30 480 mm ²	+ 8 %
Brand				
Avlastningsmängd		17 720 kg/h	19 980 kg/h	- 11 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		3 591 mm ²	3 720 mm ²	- 3 %
Återflödesfel, P-8126				
Avlastningsmängd		35 490 kg/h	56 930 kg/h	- 38 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		5 752 mm ²	9 330 mm ²	- 38 %
Fel på kontrollventiler				
Avlastningsmängd		5 153 kg/h	6 215 kg/h	- 17 %
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		1 040 mm ²	1 246 mm ²	- 17 %
Fel på pump, P-8127 (Överfyllnad)				
Avlastningsmängd		131 100 kg/h	-	-
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Vätska (Fasövergång)	-	
Krävd mynningsarea		2 196 mm ²	-	-
Återflödesfel, Top Reflux				
Avlastningsmängd		35 200 kg/h	-	-
Avlastningsfluidens fas (Beräknings modell/estimerat)		Gas	-	
Krävd mynningsarea		7 349 mm ²	-	-

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-11 A/B/C

Tabell 5.32; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-11 A/B/C

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,016 bar	0,014 bar	0,017 bar	0,105 bar
Utloppsledning	0,080 bar	0,068 bar	0,082 bar	1,050 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-14 A/B/C

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: $16\,774 \cdot 2 = 33\,548 \text{ mm}^2$ (T)

Öppningstryck: 8,9 bar g

Tabell 5.33; Resultat 81-SV-14 A/B/C

81-SV-14 A/B/C	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Brand				
Avlastningsmängd		2 418 kg/h	2 345 kg/h	+ 3 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		293 mm ²	281 mm ²	+ 4 %
Fel på kontrollventil, 81-LCV-29 A/B	Högkonv./Design			
Avlastningsmängd		91 860 kg/h	99 810 kg/h	- 8 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		26 950 mm ²	26 960 mm ²	0 %
Fel på kontrollventil, 81-FCV-29 A/B				
Avlastningsmängd		7 298 kg/h	7 730 kg/h	- 6 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		2 250 mm ²	2 248 mm ²	0 %
Blockerat utlopp/Överfyllnad				
Avlastningsmängd		36 970 kg/h	-	-
Avlastningsfluiden fas		Vätska (Fasövergång)	-	
Krävd mynningsarea		283 mm ²	-	-
Fel på kontrollventil, 81-LCV-32				
Avlastningsmängd		547 kg/h	-	-
Avlastningsfluiden fas		Gas	-	
Krävd mynningsarea		169 mm ²	-	-

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-14 A/B/C

Tabell 5.34; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-14 A/B/C

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,043 bar	0,043 bar	0,066 bar	0,267 bar
Utloppsledning	0,303 bar	0,302 bar	0,446 bar	4,050 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-15 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 2 800 mm² (N)

Öppningstryck: 5,9 bar g

Tabell 5.35; Resultat 81-SV-15 A/B

81-SV-15 A/B	Dimensionerande scenario	Högkonvertering	Design	Avvik
Blockerat gasutlopp	Design			
Avlastningsmängd		6 791 kg/h	9 845 kg/h	- 31 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		1 632 mm ²	2 298 mm ²	- 29 %
Brand				
Avlastningsmängd		240 kg/h	240,4 kg/h	0 %
Avlastningsfluiden fas		Gas	Gas	
Krävd mynningsarea		61 mm ²	61 mm ²	0 %
Fel på kontrollventil 81-PCV-118	Högkonv.			
Avlastningsmängd		26 170 kg/h	-	-
Avlastningsfluiden fas		Gas	-	
Krävd mynningsarea		6 081 mm ²	-	-

Tryckfallsberäkningar in- och utlopp 81-SV-15 A/B

Tabell 5.36; Resultat tryckfall in- och utloppsledning 81-SV-15 A/B

Tryckfall	Högkonvertering beräknat flöde	Design beräknat flöde	HYSYS erforderligt flöde	Max tillåtet*
Inloppsledning	0,021 bar	0,040 bar	0,060 bar	0,159 bar
Utloppsledning	0,066 bar	0,125 bar	0,181 bar	2,250 bar

*Max tillåtet tryckfall på inloppsledningen beräknas som 3 % av öppningstrycket. Max tillåtet tryckfall på utloppsledningen beräknas som 50 % av öppningstrycket minus pålagt mottryck. Enligt API520.

81-SV-29 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 1 185,8 mm² (K)

Öppningstryck: 16 bar g

Tabell 5.37; Resultat 81-SV-29 A/B

81-SV-29 A/B	Högkonvertering
Brand	
Avlastningsmängd	2 045 kg/h
Avlastningsfluiden fas	Gas
Krävd mynningsarea	30 mm ²

Inget tryckfall har beräknats för 81-SV-29 A/B i HYSYS pga. att HYSYS inte kan beräkna tryckfall för brandscenarion där metod superkritisk är vald till beräkning av avlastningsmängd.

81-SV-30 A/B

Typ av säkerhetsventil: Balanserad fjäderbelastad ventil

Öppningsarea: 830,3 mm² (J)

Öppningstryck: 16 bar g

Tabell 5.38; Resultat 81-SV-30 A/B

81-SV-30 A/B	Högkonvertering
Brand	
Avlastningsmängd	0 kg/h
Avlastningsfluiden fas	-
Krävd mynningsarea	0 mm ²

Inget tryckfall har beräknats för 81-SV-30 A/B i HYSYS pga. att obefintlig avlastningsmängd har beräknats.

5.3 Del III

Scenariona som kan ge upphov till simultana avlastningar från säkerhetsventilerna till fackelsystemet är beskrivet i avsnitt 4.4. Gällande brand har inte inläsning av brandfall implementerats i Flare System Analyser. Eftersom brandscenariona i regel ger liten avlastning (se avsnitt 5.2) och standard är att endast beräkna att branden breder ut sig 230-460m² ger detta scenario ändå inte störst begränsning på fackelsystemet.

Gällande strömavbrott har både lokala och totalt strömavbrott evaluerats där det sistnämnda har visat sig ge störst avlastning.

Även instrumentfel har evaluerats, men efter noggrannare undersökning har det visat sig att detta simultana scenario inte är sannolikt. Dels kommer inte alla ventilerna stängas av samma anledning, dvs. de utgör inte samma scenario, dels kommer inte mängden avlastningsfluid bli så stor nedströms den föregående säkerhetsventilen. Istället har det enskilda fall som ger störst avlastning simulerats i fackelsystemet. Denna avlastning sker vid blockerat gasutlopp på T-8121 och innefattar säkerhetsventiler 81-SV-11 A/B/C (2 i drift, 1 reserv).

Eftersom Isokrackeranläggningen inte har kylvattensystem är kylvattenavbrott irrelevant.

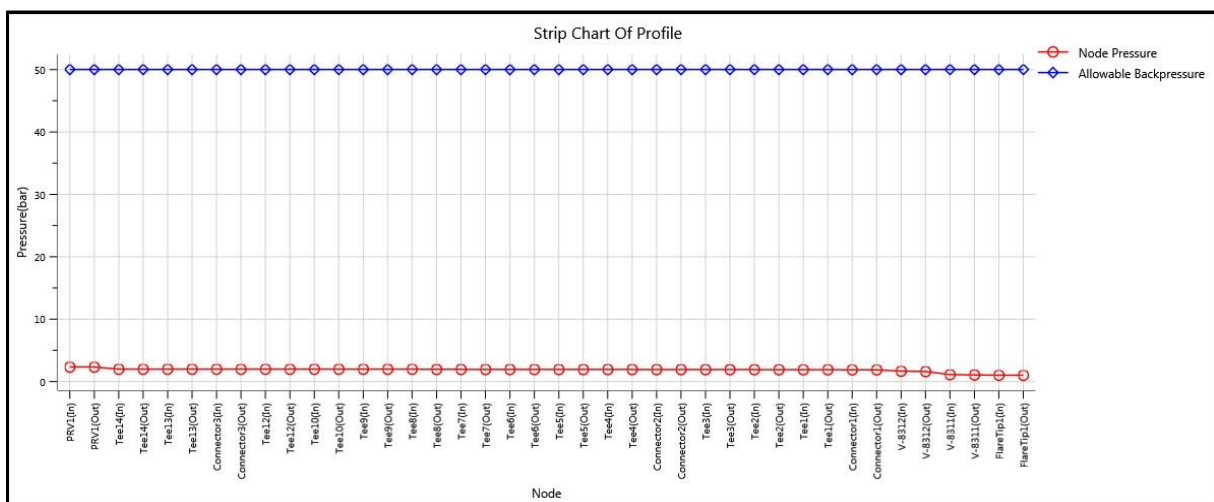
I Tabell 5.39 sammanställs de säkerhetsventiler som beräknas avlasta fluid med tillhörande scenario i tillfälle ett strömavbrott skulle inträffa.

Strömavbrott

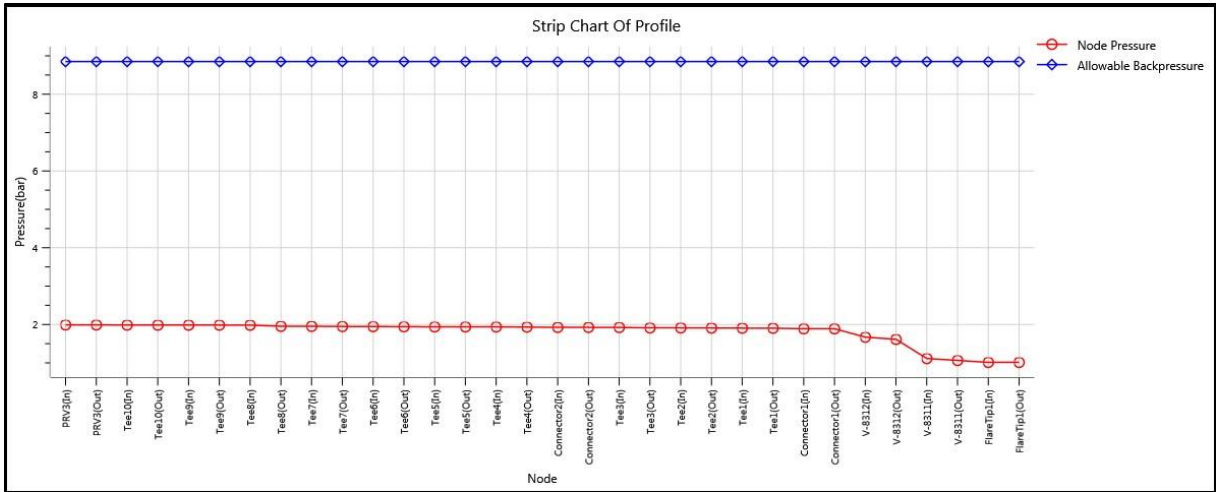
Tabell 5.39 Avlastningsfall vid strömavbrott

Säkerhetsventil	Scenario
81-SV-01 A	Fel på luftkylare, EA-8101
81-SV-03 A	Fel på luftkylare, EA8102
81-SV-05 A	Fel på kontrollventil
81-SV-10 A	Fel på luftkylare, EA-8120
81-SV-11 A	Fel på luftkylare, EA-8121

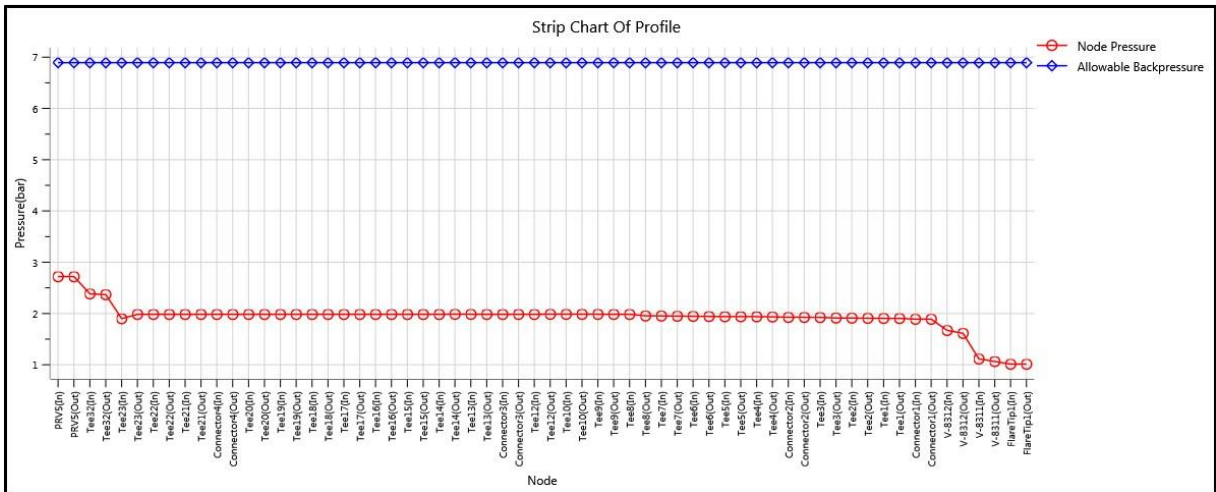
Nedan följer resultatet för tryckbegränsningarna från denna simulering.



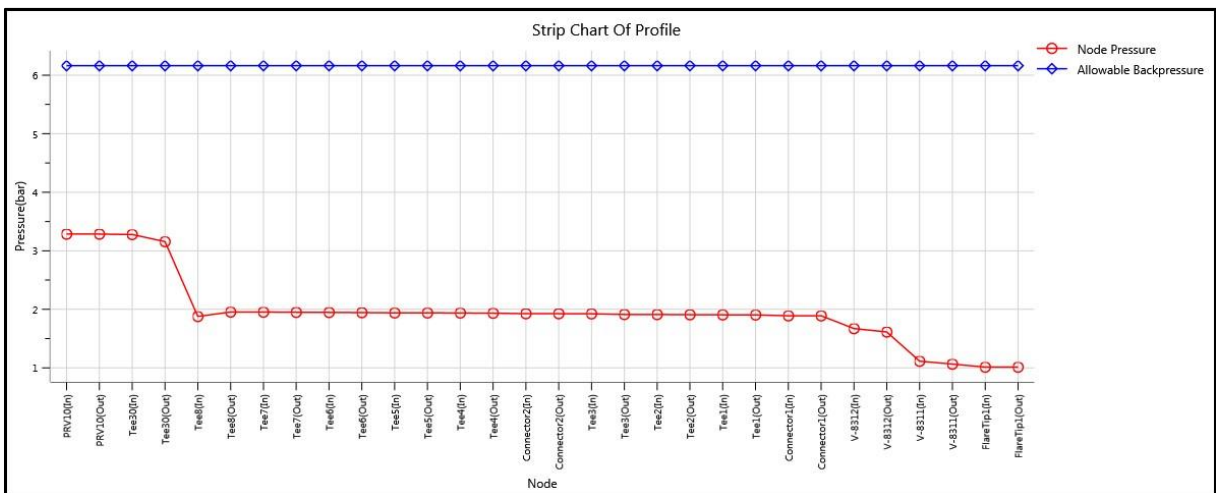
Figur 5.1: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-01 A



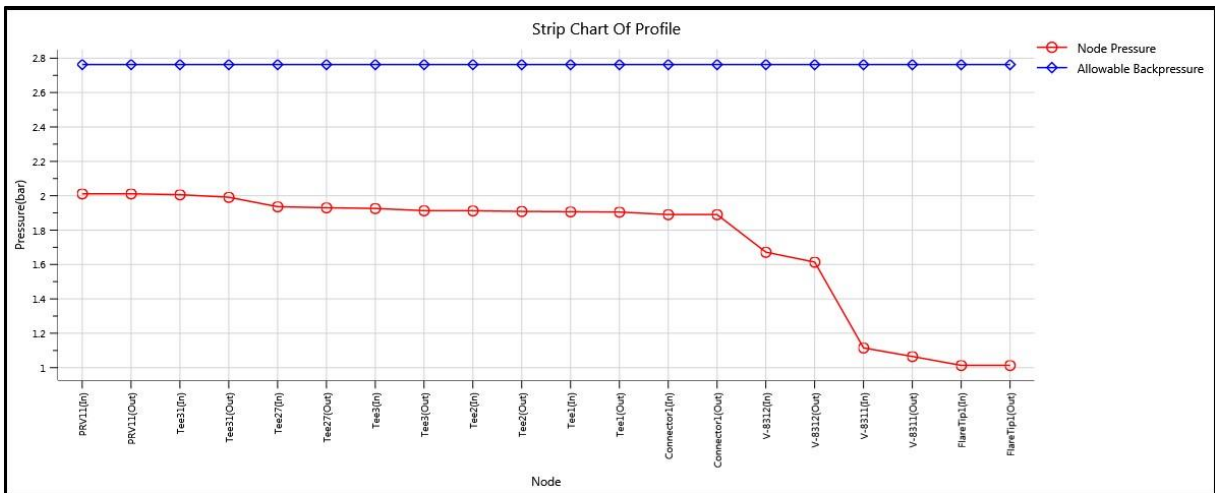
Figur 5.2: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-03 A



Figur 5.3: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-05 A

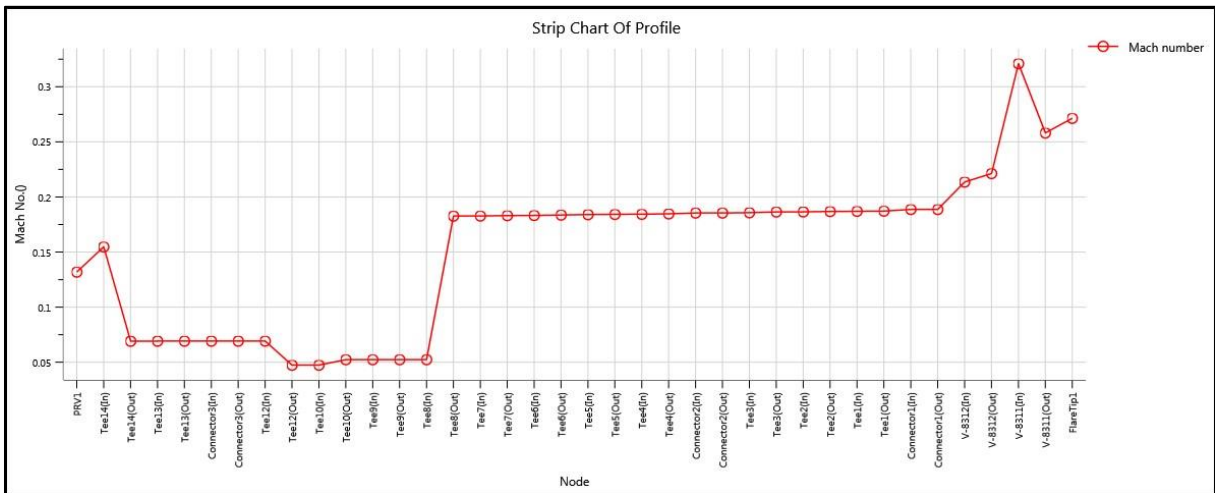


Figur 5.4: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-10 A

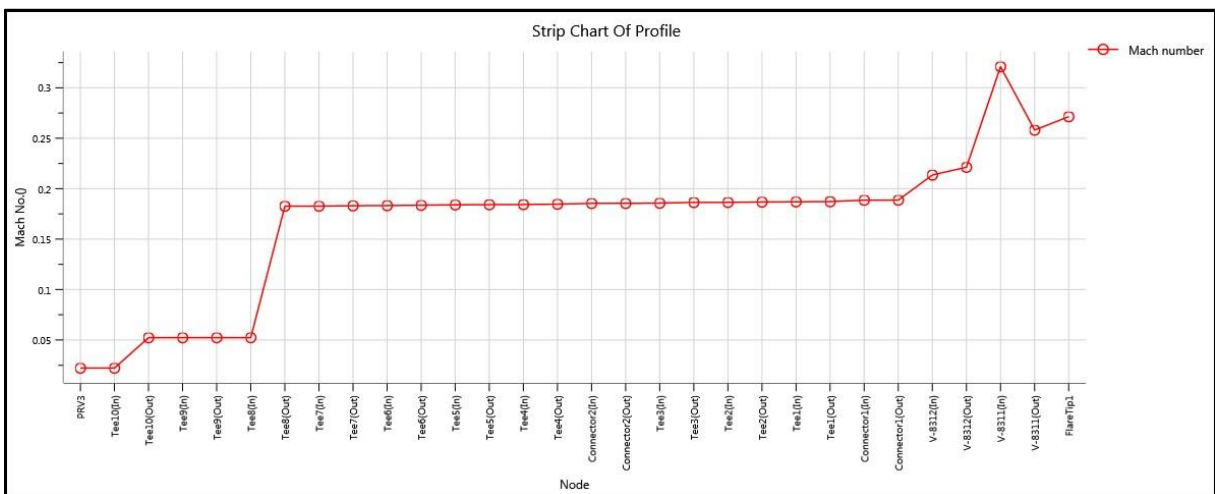


Figur 5.5: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-11 A

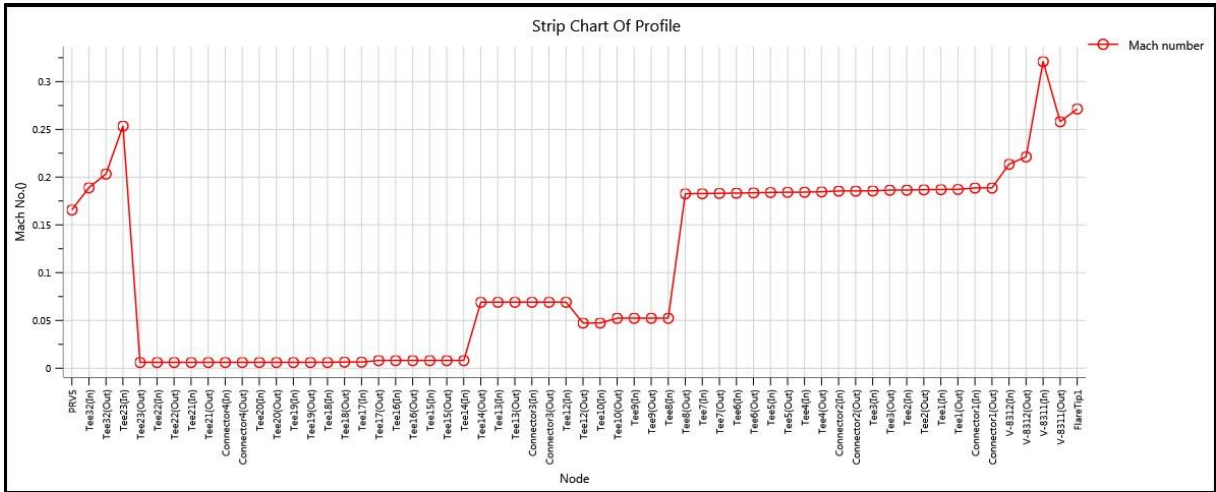
Nedan följer resultatet för hastighetsbegränsning (Mach Nr) från denna simulering.



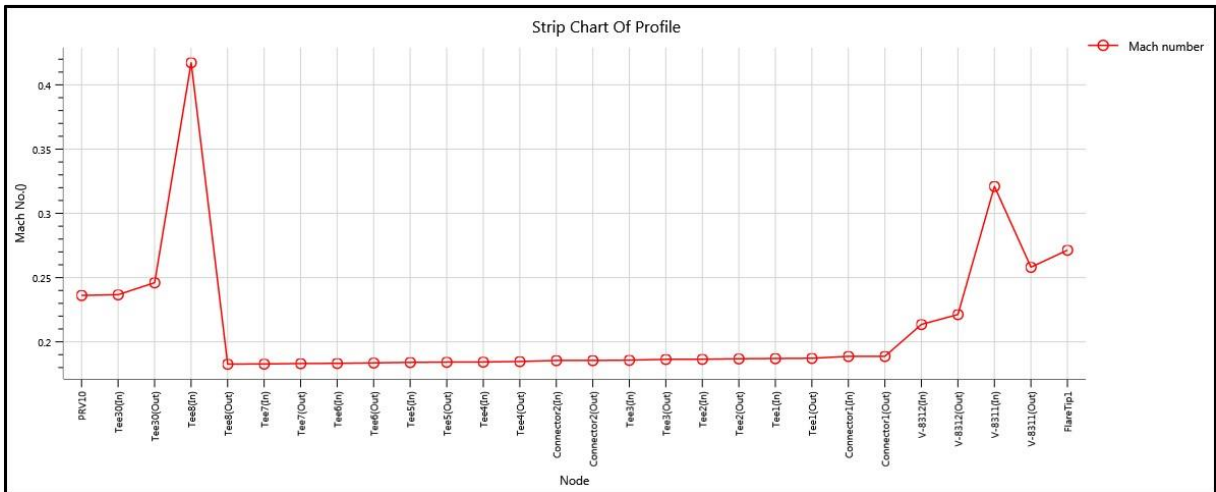
Figur 5.6: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-01 A



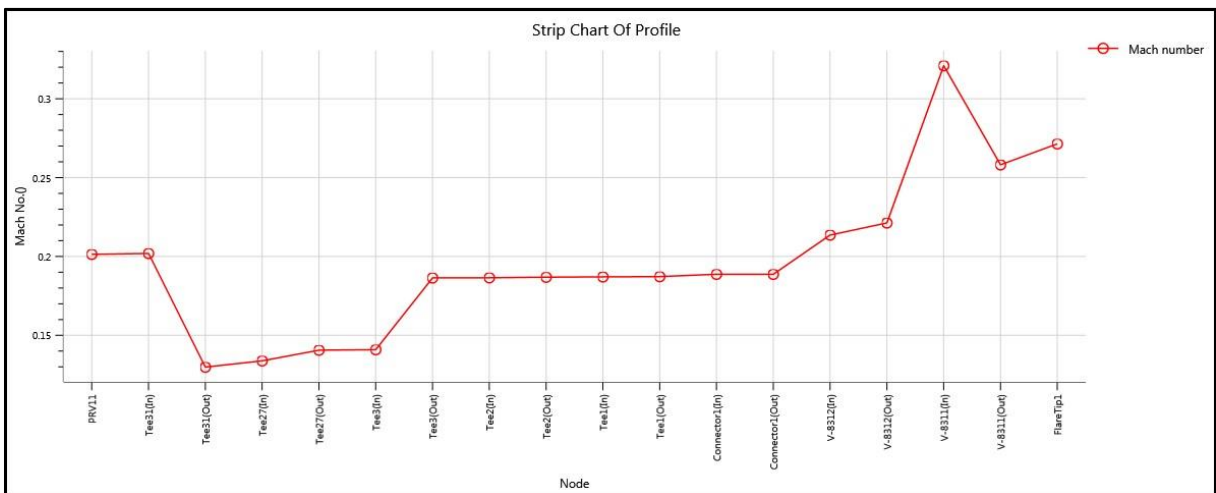
Figur 5.7: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-03 A



Figur 5.8: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-05 A



Figur 5.9: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-10 A



Figur 5.10: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-11 A

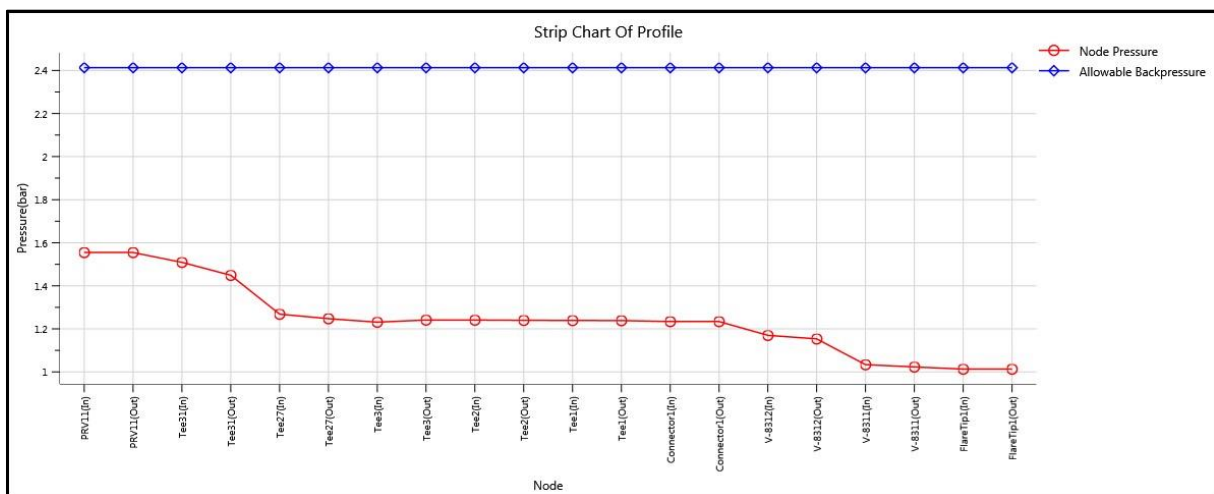
Instrumentluft bortfall, Värsta fallet

I Tabell 5.40 sammanställs de säkerhetsventiler som beräknas avlasta fluid med tillhörande scenario för den avlastning som är störst på Isokrackeranläggningen.

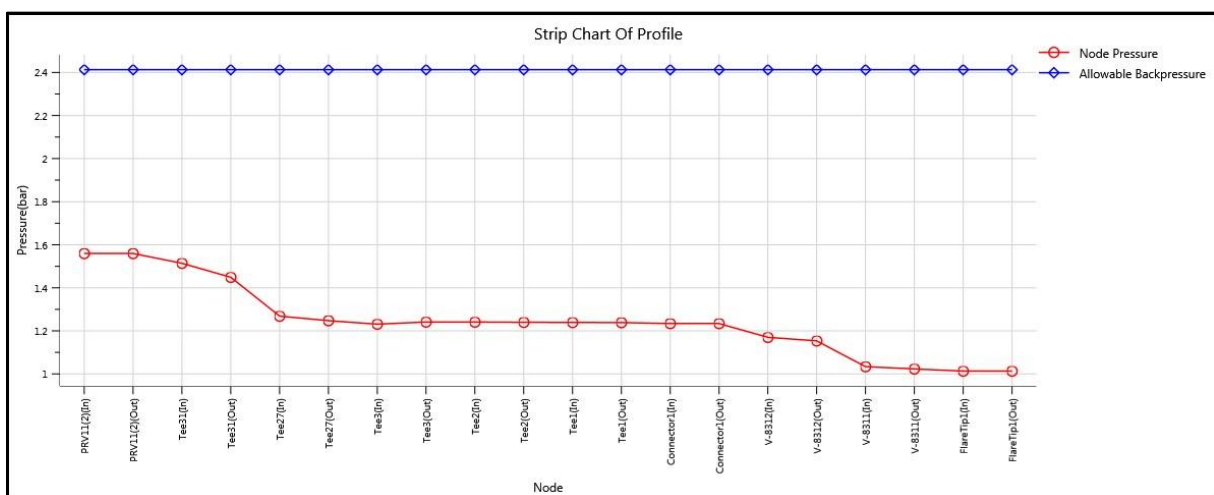
Tabell 5.40. Avlastningsfall vid blockerat gasutlopp, T-8121.

Säkerhetsventil	Scenario
81-SV-11 A	Blockerat utlopp
81-SV-11 B	Blockerat utlopp

Nedan följer resultatet för tryckbegränsningarna från denna simulering.

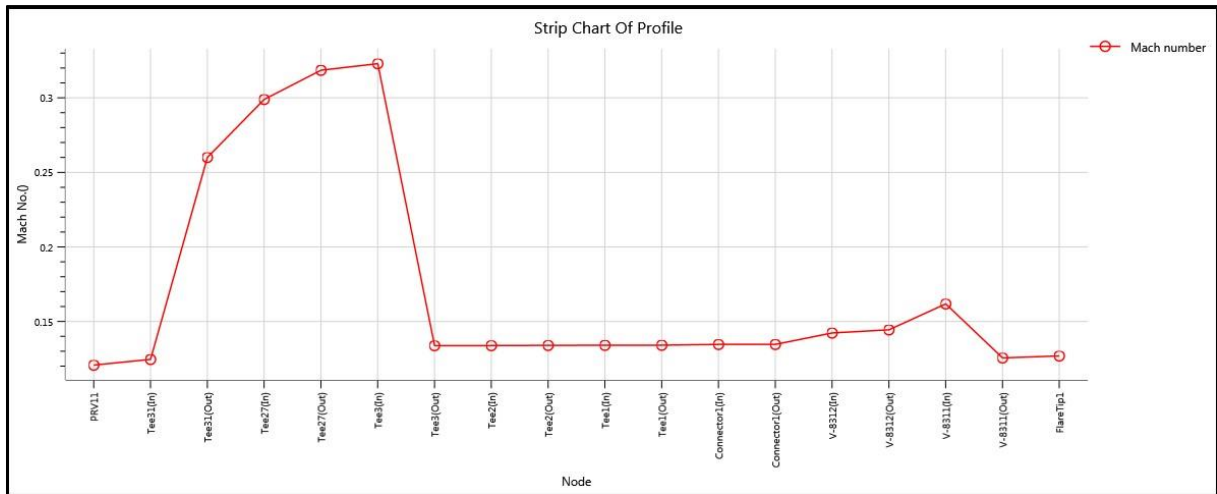


Figur 5.11: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-11 A

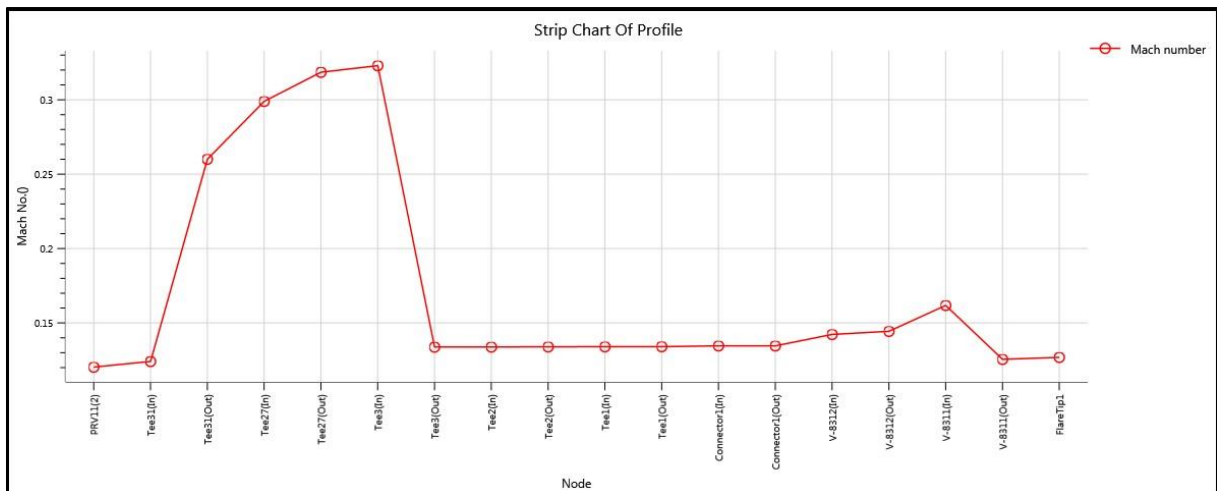


Figur 5.12: Tryckprofil fackelstammen från 81-SV-11 B

Nedan följer resultatet för hastighetsbegränsning (Mach Nr) från denna simulering.



Figur 5.13: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-11 A



Figur 5.14: Ma.nr profil fackelstammen från 81-SV-11 B

6. Diskussion

Detta avsnitt diskuterar HYSYS och Aspen Flare System Analyzer som verktyg i arbetet. De reflektioner angående programmet som är gjort under arbetets gång samt dess fördelar och nackdelar. Avsnittet börjar med en kort bakgrund till orsaken till övertrycket samt en diskussion angående skillnaderna mellan HYSYS beräkningar och ABB:s beräkningar i resultatet från del I. Detta för att kunna verifiera HYSYS modellen och studera olikheterna mellan de båda modellerna.

6.1 Analys av jämförelse ABB/HYSYS

81-SV-01 A/B

Luftkylarfel, EA-8101

Vid lokalt strömavbrott kan luftkylaren EA-8101 delvis sluta fungera. Kondensationsraten vid normal drift är 37450kg/h. Eftersom 50 % av luftkylaren är kopplad till backupströmsystemet kommer 50 % av dess kapacitet fortfarande vara i drift.

50 % funktionalitet på EA-8101 är estimerat, både av ABB och av HYSYS. Skillnaden i avlastningsmängd beror på skillnaden av kondensationsraten mellan modellerna. HYSYS beräknar krävd mynningsarea något större än ABB vilket troligtvis beror på den något lägre molvikten i denna modell.

Fel på kompressor, C-8101

Detta scenario är beräknat efter lokalt strömavbrott som orsakar att utloppen från V-8104 stängs då alla ventiler är designade att stänga vid fel. Matning och kväve fortsätter att strömma in. Avlastningsmängden är beräknad på totalt flöde in i processen men med gas/vätske förhållandet vid normal drift då det är dessa konditioner som först kommer att ändra V-8104.

Beräkningarna för avlastningsmängd följer samma metod. I HYSYS är beräkningen manuell, med värden hämtade från modellen:

Volymprocenten av gas in i V-8104 av totalt in i ICR ger gasavlastningsmängden vid hänsyn till densiteten på strömmen till V-8104.

Massaflödet och volymprocenten mellan modellerna samsvarar. Skillnaden ligger i att ström 126 har något olika densiteter.

Blockerat utlopp

V-8104 har två utlopp som kan blockeras. På var av dessa sitter en ventil, ventilen 81-LSV-12 A/B som sitter på vätskeutloppet har högst normalflöde och blir därmed det limiterade fallet.

Ventilen 81LSV12 A/B har normalflöde 42882kg/h och blir därmed avlastningsmängden.

(Ventilen 81LCV15 A/B på vattenutloppet har normalflöde 19171kg/h).

HYSYS indikerar att fluiden fasövergår över säkerhetsventilen, därför är direktintegrationsmetoden vald i HYSYS beräkningarna. Avlastningsmängden är större i HYSYS, pga. strömmen som vanligtvis går ut vid blockeringen är större. Däremot är krävd mynningsarea mindre än ABBs. Referensströmmen är vätskeutloppsströmmen från V-8104, ström 128. Temperatur och tryck är lika. Viskositeten skiljer sig åt, direktintegrationsmetoden använder värdet 1.0 för viskositetskorrektionsfaktorn, om ABB använt någon annan beräkningsmetod kan detta vara skälet till avviket men det är inte rimligt att det skulle

utgöra så stora skillnader. Fluiden fasövergår över säkerhetsventilen och det krävs därför en större area. Pga. komponentskillnaderna i ström 128 för de båda modellerna fasövergår olika mycket över ventilen. En möjlig förklaring till avviket är att ABBs ström fasövergår i större utsträckning än vad HYSYS ström gör, och kräver därför en större area trots mindre avlastningsmängd.

Brand

Vid brand runt V-8102 och/eller V-8104 övergår vätskan i kärlet till gas, trycket ökar och avlastning krävs.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8104 hämtade från P&ID. Brandbekämpning antas vara tillgänglig.

Att resultaten skiljer sig åt i detta scenario beror troligtvis på skillnader i beräkningsmetod. HYSYS använder metoden "semi dynamic flash" som är ett rigoröst alternativ till "wettedmetoden". Det är gjort enskilda brandfall för både V-8102 samt V-8104 med referensströmmar 147 respektive 128. Detta pga. att HYSYS inte kan beräkna "semi dynamic flash" för mer än ett kärl åt gången. Resultatet för HYSYS kärl V-8102 ger ingen avlastningsmängd. Vilken/vilka referensströmmar ABB har använt är inte känt men vid antagandet att de är samma som i HYSYS skiljer sig inte egenskaperna så pass stort att de reflekteras i så stora skillnader i resultat. Specifik värmekapacitet, som är mest avgörande pga. volymförändring vid fasövergång, håller närmast samma värde.

Totalt strömavrott:

Vid totalt strömavbrott skulle alla utlopp på V-8104 stängas då alla ventiler är designade att stänga vid fel. Makeup kvävet kommer att stängas av vilket betyder att reaktorerna endast konsumerar den recirkulerade gasen. Följaktligen sjunker trycket under designtryck på V-8104 och en avlastning för detta scenario är inte fordrad.

81-SV-02 A/B/C

Överfyllnad/blockerat utlopp

Om vätskeutloppet blockeras kommer V-8103 överfyllas. Detta är en konsekvens av att 81-FCV-24 stänger. Eftersom konsekvenserna är större vid blockerat vätskeutlopp i jämförelse med blockerat gasutlopp är beräkningen gjord efter detta.

ABB har inte tagit hänsyn till den fluiden som vid normal drift går ut i gasutloppet. Detta blir ett s.k. double Jeopardy och är inte API standard. Detta är anledningen till att avlastningsmängden skiljer sig åt. Avlastningsströmmen i HYSYS inkluderar inte gasströmmen vid normal drift, vilket ABB gör, och kräver då en mindre avlastningsmängd. Att areaberäkningarna skiljer sig mer än avlastningsmängden beror troligtvis på att fluiden övergår till gas över säkerhetsventilen. Beroende på fluidens egenskaper (ström 154) sker denna övergång i olika grad.

Fel på kontrollventil, 81-LCV-4 A/B

Om kontrollventilen mellan högtrycksdelen och lågtrycksdelen öppnas maximalt kommer matningsströmmen till V-8102, ström 121, att flöda genom dess vätskeutlopp och genom ventilen. Vätskeutloppet på V-8103, ström 154, beräknas inte vara blockerat i detta scenario men eftersom fluiden som nu strömmar in i kärlet har ett högre tryck än designtrycket, krävs att all denna fluiden avlastas.

I detta scenario är samma Cv värde inmatat i båda modellerna. Referensströmmen, ström 121, håller samma massflöde i båda modellerna men avlastningsmängden beräknas ändå vara större i HYSYS modellen. Densiteten och molvikten samsvarar också. Referensströmmen är i tvåfas med likvärdiga mängder gas mellan modellerna. Anledningen till avviket har inte kunnat lokaliseras. HYSYS använder egenskaperna för gasen i strömmen vid beräkning av mynningsarea till avlastningsmängden. Hur ABB har beräknat detta är inte känt.

Brand:

Vid brand runt V-8103 övergår vätskan till gas i kärlet, trycket ökar och avlastning krävs.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8103 hämtade från P&ID, beräkningsmetoden är Semi-Dynamisk flash (5 gas-vätska jämvikter) med brandbekämpning tillgänglig.

ABB uppger inte om sin beräkningsmetod men preciserar en del ingångsparametrar och mellanliggande resultat som de använt i beräkningen. Något som skiljer sig stort är avlastningsfluidens temperatur. ABB estimerar denna till 346 °C medan HYSYS beräknar den till ca 500 °C. Detta betyder att avlastningsmängden blir mindre för ABB än för HYSYS just för att den beräknar avlasta tidigare, när mindre mängd vätska har vaporiserats som resultat av branden.

81-SV-03 A/B

Fel på luftkylare, EA-8102:

Skulle luftkylaren EA-8102 falla hade mer gas anträt V-8105 vilket betyder att trycket ökar och avlastning krävs. Säkerhetsventilen för det här scenariot måste kunna avlasta den gasen som luftkylaren är designad att kondensera (exkl. kondensering pga. naturlig konvektion).

ABB har beräknat att luftkylaren kondenserar hela strömmen in i luftkylaren, ström 148. Detta är inte fallet. Enligt ABBs beräkningar kondenseras mindre gas än i HYSYS. Detta gör att avlastningsmängderna skiljer sig stort. Hade ABB använt rätt kondenseringsrate hade avlastningsmängderna blivit närmare varandra då det i båda tillfällena har räknat med 30 % naturlig konvektion och att luftkylarens normala kapacitet reduceras med 70 %.

Båda beräkningsmetoderna för krävd mynningsarea innefattar gasavlastning. En möjlig orsak till att resultaten inte följer samma avvik som avlastningsmängd är att avlastningstemperaturen inte beräknats till samma värde. ABB beräknar den till 150°C medans HYSYS beräknar den till 242°C. Detta medför att areaberäkningen i HYSYS blir större.

Fel på kontrollventil, 81-LCV-12 A/B

Flödet till V-8105 kommer ifrån 4 olika källor, alla med kontrollventiler med likvärdiga tryckfall. (Två från V-8104, en från P-8102 och en från V-8106.) Den ventil med högst Cv värde kommer att ge den högsta avlastningsmängden, dvs LCV-12A/B med Cv = 13USGPM

Då kontrollventilen fallerar kommer högtrycksfluiden, ström 126, antra V-8105 med lägre designtryck. Säkerhetsventilen är designad att avlasta denna ström exklusiv den ström som vanligtvis går i gasutloppet på V-8105.

Referensströmmen för beräkningarna är ström 126. Strömmarna håller närmast samma massflöde i de båda modellerna. ABB har inte tagit hänsyn till den fluiden som vid normal drift går ut i gasutloppet. Detta blir ett s.k. double Jeopardy och är inte API standard. Detta medför att avlastningsmängden beräknas större i ABBs modell än i HYSYS. Densiteten är något högre i ABBs

beräkningar och utgör även den en liten ökning i jämförelse med HYSYS gällande avlastningsmängd. HYSYS indikerar att fluiden övergår till gas över säkerhetsventilen. Denna övergång sker sannolikt i olika grad de två modellerna emellan och utgör differensen mellan avlastningsmängd och areaberäkningen. I tillägg är molvikten något lägre i HYSYS jämfört med ABB vilket ger en större area.

Överfyllnad/Blockerat utlopp

Om vätskeutloppet, ström 152, blockeras kommer V-8105 överfyllas. Detta är en konsekvens av att 81-FCV-27 stänger. Eftersom konsekvenserna är större vid blockerat vätskeutlopp i jämförelse med blockerat gasutlopp är beräkningen gjord efter detta.

HYSYS modellens ström 152 håller ett massflöde på 9 % högre än ABB. Konsekvensen av detta är att HYSYS beräknar 9 % större avlastningsmängd än ABB. Avlastningstemperaturerna samsvarar men densiteten är något högre i HYSYS och ger en mindre area. HYSYS indikerar att fluiden fasövergår över säkerhetsventilen. Fasövergången sker sannolikt i olika grad de två modellerna emellan och utgör ett skäl till differensen i areaberäkningen.

Brand

Vid brand runt V-8105 fasövergår vätskan till gas i kärlet, trycket ökar och avlastning krävs.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8105 hämtade från P&ID. "Wetted" beräkningsmetod är vald då fasen är vätska, under kritisk punkt. Brandbekämpning antas vara tillgänglig.

Att avlastningsmängden skiljer sig åt i detta scenario beror på skillnader i komponenterna på fluiden som ska värmas upp av branden, förångas, öka trycket och därefter avlastas. Egenskaperna är den avgörande faktorn här.

81-SV-05 A/B

Lokalt strömavbrott

Om pumpen, P-8103, skulle fallera är ett bakflöde från T-8101 möjligt. Tre backventiler reducerar flödet med 99 % men avlastning krävs då fluiden håller ett högre tryck än designtrycket på V-8109.

Modellerna använder ström 130 som referensström pga. att det endast är gasen som kräver avlastning. Kärlet, V-8109, är tillräckligt stort för att lagra vätskan som då inte måste avlastas. I HYSYS modellen är beräkningen gjord med hjälp av metoden "fel på kontrollventil". Därefter är den krävda avlastningsmängden estimerad att vara 1 % av det beräknade värdet då tre backventiler reducerar flödet. Detta i enlighet med ABBs estimering.

Massflöde och egenskaper på referensströmmarna samsvarar gott mellan modellerna och därmed har avviket i beräknad avlastningsmängd inte lokaliserats.

Avlastningsströmmen i HYSYS modellen har en molvikt 24 % lägre än vad ABB uppgett. Detta medför att avlastningsmängden i HYSYS beräknas vara större än i ABBs beräkningar.

Brand

Vid brand runt V-8109 förångas vätskan i tanken. Gasen som bildas kräver avlastning för att inte orsaka övertryck i kärlet.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8109 hämtade från P&ID. "Wetted" beräkningsmetod är vald. Brandbekämpning antas vara tillgänglig. Fluidens specifika värmekapacitet skiljer sig mellan modellerna. Fluiden i ABBs beräkningar är 3,46 respektive 3,34 kJ/kg- °C för beräkningarna i HYSYS. Detta betyder att mer värmeöverföring krävs för att fasomvandla vätskan till gas i ABBs modell och avlastningsmängden blir därför mindre. Avviket i avlastningsarea skiljer sig ytterligare vilket sannorlikt kommer ifrån att modellerna har olika komponenter i avlastningsströmmen. Dessa finns inte dokumenterade i ABBs beräkningar.

81-SV-06 A/B

Bakåtlöde

Vid lokalt strömvabrott som medför att P-8102 fallerar orsakas bakåtlöde till V-8108. Flödet limiteras av kontrollventil 81-FCV-43 och därefter reduceras flödet av tre backventiler med 99 %. Dock kommer trycket i V-8108 att stiga över designtryck och avlastning krävs.

I HYSYS har beräkningen gjorts genom att använda kontrollventilsberäkning med CV=17,2 USGPM. 1 % av detta resultat har använts i HYSYS som manuellt inmatad avlastningsmängd. Avlastningsmängden beräknas relativt likt, dock är massflödet på referensström 122 högre i HYSYS än i ABBs modell vilket teoretiskt skulle medföra större avlastningsmängd vilket inte är fallet. Densiteten är dessutom högre i HYSYS modellen som ytterligare skulle medföra större avlastning pga. större flöde genom ventilen. HYSYS molvikt är högre än ABBs, men cp/cv värdet är lägre. Med antagandet att andra parametrar är samma skulle krävd mynningsarea i HYSYS var 28 % högre än ABB. Så är inte fallet. Skillnaden har inte lokaliserats.

Brand

Vid brand runt V-8108 förångas vattnet i kärlet, trycket ökar och avlastning krävs.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8105 hämtade från P&ID. "Wetted" beräkningsmetod är vald då fasen är vätska, under kritisk punkt. Brandbekämpning antas vara tillgänglig. Resultaten från detta scenario är relativt lika de båda modellerna emellan. Detta beror på att strömmen in i V-8108, Ström 145, är lika i ABB och HYSYS beräkningar. Den innehåller endast vatten och håller samma flödesmängd, tryck och temperatur. Vilken beräkningsmetod ABB använt är inte känt men då resultaten från beräkningarna samsvarar antas liknande metod vara nyttjat.

Fel på kontrollventil, 81-LCV-43

Då trycket uppströms ventilen är mindre än öppningstrycket på säkerhetsventilen kan detta inte ge något avlastningsscenario.

Överfyllnad/Blockerat utlopp

Eftersom det tar drygt 3 timmar att fylla upp V-8108 vid blockerat vätskeutlopp antas att operatören hinner åtgärda problemet innan avlastning är aktuell. Ett blockerat gasutlopp motverkas av kvävgasflöde som ser till att trycket håller sig innanför gränserna. Därför anses detta scenario inte behöva avlastningsanordning.

81-SV-10 A/B

Fel på luftkylare, EA-8120

30 % av luftkylarens kondensationsrate beräknas vara kvar pga. naturlig konvektion i de båda beräkningarna. Anledningen till avviket i avlastningsmängd beror på skillnader i kondensationsraterna.

Krävd mynningsarea ur beräkningarna skiljer sig på samma vis som avlastningsmängden. Molvikt, kompressabilitet och Cp/Cv värde skiljer sig åt men dessa tar ut varandra. Sannolikt är samma beräkningsmetod använd av modellerna.

Överfyllnad/Blockerat vätskeutlopp

Vid blockerat vätskeutlopp på T-8120, ström 212, kommer V-8102 först att överfyllas av referensström 155 och sen avlastar säkerhetsventilen.

Här är det strömmen in till T-8120, ström 155, som avgör avlastningsmängden. Dock har ABB, i tillägg till mängden i gasutloppet, även subtraherat mängden som går ut ifrån vätskeutloppet på V-8120 från avlastningsmängden. HYSYS modellen har inte gjort detta då den mängden går tillbaka in i T-8120 som återflöde. HYSYS har inte subtraherat gasmängden från V-8120 men denna är förhållandevis liten, 1 %, till totalflödet att den kan negligeras. Dessutom ligger detta tillägget på restriktiva sidan. Detta ger avviket i avlastningsmängd. Att krävd mynningsarea beräknats större i HYSYS beror troligtvis på skillnader i specifik gravitet då detta har störst inverkan på areaberäkningar vid vätskeavlastning. dock har inte ABB dokumenterat detta värde så det går inte att fastställa.

Fel på kontrollventil 81-FCV-24 A/B

Vid oönskat öppnande av kontrollventilen kommer högtrycksfluiden äntra strippertornet T-8120. Tornet är tillräckligt stort för att samla all vätskan men gasen från V-8103 kommer sedan bryta sig igenom ventilen och kräva avlastning.

Referensströmmen, 147A, har 10 % mindre massflöde i HYSYS jämfört med ABB. Detta medför att avlastningsmängden i HYSYS beräknas vara 10 % mindre. Densiteten är dessutom lägre i HYSYS än i ABBs beräkning och ger ytterligare minskning i avlastningsmängd. Avviket i mynningsarea mellan modellerna följer avviket i avlastningsmängd. Egenskaperna på avlastningsfluiden samsvarar inte helt (molvikt, kompressabilitet och Cp/Cv värde) men tar ut varandra. Troligtvis är samma beräkningsmetod för mynningsarean använd.

Fel på kontrollventil 81-FCV-48 samt dess bypass

Ventilerna sitter på ström 280 som tillför tornet, T-8120, strippingånga.

Om dessa två ventiler öppnas fullt kommer varm högtrycksånga äntra tornet. Denna ånga kräver avlastning.

Strömmen in i båda modellerna, ström 280, innehåller varm vattenånga. Eftersom strömmarna är definierade lika är enda skillnaden i resultat på avlastningsmängd pga. ventilberäkningarna. Dock skiljer värdet sig mycket lite. Den krävda mynningsarean skiljer sig heller inte stort men variationerna här beror troligen på beräkningsmetod. Trycket in i tornet som ABB har använt sig av är inte känt och skiljer sig sannolikt från HYSYS. Detta bidrar också till avvikande resultat.

Blockerat gasutlopp

Gasutloppet från V-8120 blockeras om 81PC77 oavsiktligt stängs.

Det är okänt var maximala gasflödet som ABB rapporterar är hämtad från. HYSYS modellen använder referensströmmen 203 och får därmed dess massflöde som avlastningsmängd. Avviket i mynningsarea är mindre än för avlastningsmängd. Detta beror på att strömmen i HYSYS har lägre molvikt (30 % lägre) än strömmen i ABBs beräkning, förutsatt att ABB också använder ström 203 som referensström. Lägre molvikt innebär en större volym som kräver avlastning och därmed en större area.

Brand

Då alla torn och kärl som använder sig av säkerhetsventilen (T-8120, V-8120 samt V-8124) ligger på en höjd över 7,6m antas inte brand vara ett aktuellt scenario efter API standard då beräkningen görs på flammor upp till 7,6m.

81-SV-11 A/B/C

Fel på luftkylare, EA-8121

Om luftkylaren EA-8121 fallerar kommer dess kapacitet fortfarande fungera med 30 % pga. naturlig konvektion. Dess kapacitet är beräknad efter vad den vid normal drift kondenserar, dvs 145 900kg/h. Den gas som inte kondenserar kräver avlastning.

Avlastningsmängderna är beräknade på samma vis, med 30 % av kapaciteten fortfarande i bruk. Modellerna hamnar nära varandra pga. att kondensationsraterna kunde jämföras. Krävd mynningsarea skiljer sig åt pga. olika komponenter i referensströmmen. Referensströmmen i ABB har en högre molvikt än i HYSYS vilket gör att HYSYS beräknar arean större.

Blockerat gasutlopp

Vid fallerande av P-8122 A/B eller oavsiktlig stängning av 81-FCV-63 kommer V-8121 att bli överfyllt. Om V-8121 överfylls kommer gasutloppet på T-8121 att blockeras. Hela gasflödet måste då avlastas.

Avlastningsmängden är beräknad på samma vis, genom att endast använda gasflödet ut från T-8121 som avlastningsmängd. Dessa värden stämmer överens modellerna emellan. Krävd mynningsarea skiljer sig åt pga. olika komponenter i referensströmmen. Det är samma referensström som i fallet med värmeväxlare EA-8121. Resultaten har därför samma avvik fallen emellan.

Brand

Vid brand runt T-8121, T-8122 samt T-8123 förångas vätskan i tornen och gasen kräver avlastning för att inte orsaka övertryck över designvärdet i enheterna. V-8121 ligger på en höjd av 8,5m och beräknas inte vara påverkad av branden.

För HYSYS modellen är specifikationer för T-8121, T-8122 samt T-8123 hämtade från P&ID. "wetted" beräkningsmetod är vald då fasen är vätska. Brandbekämpning antas finnas på plats. Att avlastningsmängden skiljer sig åt i detta scenario beror på skillnader i komponenterna på fluiden som ska värmas upp av branden. ABB beräknar att mer fluid övergår till gasfas och kräver avlastning än vad HYSYS gör. Olika komponenter får också olika stor volymökning i gasfas som ökar trycket och

därefter avlastas. Egenskaperna är den avgörande faktorn här och är anledningen till att avlastningsmängd och mynningsarea skiljer sig på olika vis.

Återflödesfel

Vid fallerande av P-8126 eller blockerat återflöde sker ingen "pump around". Avlastningen blir differensen mellan gasen som äntrar T-8121 gasen som går ut. Kondenseringen uteblir.

Modellerna har ungefärligt lika stort gasflöde in i T-8121 samt kondenseringsrate. Därav beräknas avlastningsmängden till jämförbara värden. HYSYS modellen beräknar en större mynningsarea än ABB. Detta beror på att gasen i HYSYS modellen håller en lägre molvikt än gasen i ABBs beräkningar. En lägre molvikt kräver en större avlastningsarea pga. större volym per vikt.

Fel på bottenventil från T-8120

Om bottenventilen på T-8120 fallerar kommer vätskenivåen i detta tornet falla. Strömmen som går in i T-8120, ström 155, flödar då igenom vätskeutloppet och äntrar T-8121. Avlastningsmängden blir den gas som referensströmmen (155) innehåller.

I HYSYS modellen är en manuell avlastningsmängd inmatad. Detta pga. att det är gasmängden i referensström 155 som kräver avlastning i tillfälle bottenventilen fallerar. ABB har använt sig av samma beräkningsmetod. Strömmarnas egenskaper samsvarar och differensen mellan avviket i avlastningsmängd och mynningsarea är litet.

81-SV-14 A/B/C

Brand

Vid brand runt T-8124 samt V-8122 kommer vätskan förångas och kräver avlastning för att undvika tryck över designvärde på enheterna.

HYSYS använder sig av referensström 272. Eftersom endast en referensström är möjlig att specificera, trots flera processenheter, blir resultatet inte helt verkligt. En del av avviket från ABB kommer ifrån skillnader i latent värme. Det krävs mer energi att förånga vatten än kolväte, därför får modellen med mest kolväte i referensströmmen (ABB) störst avlastningsmängd. Dock skiljer sig resultaten lite och det är ingen differens mellan avviken i avlastningsmängd och area.

Fel på kontrollventil, 81-LCV-29 A/B

Om bottenventilen på T-8101 fallerar och öppnar maximalt sker gasgenomträngning från T-8101 till T-8104 och avlastning krävs för gasen som äntrar tornet.

Anledningen till avviket i avlastningsmängd har inte lokaliserats. Massflöde och egenskaper samsvarar förutsatt att ström 130 är vald som referensström.

Molvikten på avlastningsströmmen i ABBs beräkningar är högre än i HYSYS modellen. Detta betyder att volymen och därmed avlastningsarean ökar i HYSYS beräkningarna, med skillnad i avlastningsmängd inkluderat.

Fel på kontrollventil, 81-FCV-29 A/B

Vid fallerande av 81-FCV-29 kommer högtrycksgas tränga igenom till T-8124 och kräver avlastning för att undvika tryck över designvärde på tornet.

Anledningen till avviket i avlastningsmängd har inte lokaliserats. Massflöde och egenskaper samsvarar förutsatt att ström 131 är vald som referensström.

Molvikten på avlastningsströmen i ABBs beräkningar är högre än i HYSYS modellen. Detta betyder att volymen och därmed avlastningsarean ökar i HYSYS beräkningarna, med skillnad i avlastningsmängd inkluderat.

81-SV-15 A/B

Blockerat utlopp

Om gasutloppet på V-8123 blockeras kommer gasen från T-8124 orsaka att trycket stiger över designtrycket på kärlet och avlastning krävs.

Avlastningsmängderna reflekterar mängden gas som går ut från V-8123, referensström 207. ABB har en något större gasström här därav blir avlastningsmängden större. Avviket i mynningsareaberäkningarna följer praktiskt taget samma mönster som avlastningsmängden. Detta tyder på att komponenterna i referensströmmarna är likvärdiga.

Brand

Vid brand runt V-8123 ökar volymen av gasen i kärlet, trycket ökar och avlastning krävs.

För HYSYS modellen är specifikationer för V-8123 hämtade från P&ID. Pga. tekniska problem med HYSYS har inte komponenterna i matningsströmmen till V-8123 blivit korrekt inmatade. Detta käril innehåller främst amin från aminabsorbent T-8124. I modellen har ström 145 valts som referensström. Denna ström innehåller enbart vatten. Anledningen till detta val är att aminlösning till 80 % innehåller vatten. Avlastningsmängden stämmer gott överens mellan modellerna men krävd mynningsarea är beräknad större i HYSYS. MDEA, metyldietanolamin, har en molvikt på 119,16 g/mol medan vatten endast har 18,02 g/mol detta är troligtvis anledningen till att modellerna avviker.

Tryckfallsberäkningar

Tryckfallsberäkningarna samsvarar inte i närheten mellan modellerna. HYSYS beräknar tryckfallet mycket lägre än vad ABB har gjort. Detta gäller främst i utloppsledningen. Vid evaluering av HYSYS tryckfallsberäkningar ser man att höjdskillnader inte är med i modellen. Att HYSYS inte har med denna höjdskillnad har mindre inverkan när flödet är i gasform (låg densitet, $\Delta P = \rho * g * h$) men vid tvåfas och vätska gör det stor skillnad. Att det inte är möjligt att korrekt ange expansioner och kontraktioner i in- och utloppsledningar är en stor nackdel. Detta gör också att tryckfallet beräknas inkorrekt.

Eftersom HYSYS i de flesta fall har estimerat avlastningsfluiden till tvåfas blir dessa beräkningar inte tillförlitliga. HYSYS beräknar flödes hastigheten långt mindre än vad den i praktiken är med tanke på att HYSYS oftast menar att tvåfasfluid flödar. Om enbart gas flödar i ledningarna är flödes hastigheten större och ger ett högre tryckfall.

6.2 HYSYS som verktyg

Efter ett omfattande arbete med simuleringsprogrammet HYSYS Aspen Tech 9.0 har en del reflektioner gjorts. Fokus i arbetet har legat på säkerhetsventilsberäkningen och därmed i verktyget "säkerhetsmiljön" i HYSYS.

HYSYS är ett vedertaget verktyg för simulering av mass- och energibalanser i raffineringsindustrin. Att kunna beräkna även säkerhetsventilerna i samma program är en fördel. Genom att få processvärdena överförda inom programmet är behändigt och risken för fel vid dataöverföring minskar. De scenarion som programmet stödjer får man ytterligare hjälp med beräkningarna, t.ex. vid felande kontrollventil kan flödet genom ventilen med givet CV värde beräknas i programmet. Beräkningen av själva säkerhetsventilarean sker smidigt och programmet har formler för både vätske-, gas och tvåfasfall. Dessutom om man gör förändringar i t.ex. processförhållandena så uppdateras även säkerhetsventilsberäkningarna.

Det bör dock påpekas att det inte alltid är så enkelt. Det faktum att mass- och energibalanserna beräknas för temperatur och tryck vid normalt processläge men avsäkringarna fungerar vid avsäkringstryck och ofta då även vid en annan temperatur leder till komplikationer. Detta leder till att man i praktiken ändå hamnar i en situation där man för var och en säkerhetsventil får skapa data för strömmen i det specifika avsäkringsfallet. Dessutom kan inte alla avsäkringsfall behandlas av programmet och då kan manuella beräkningar behövas. Vid ändring av processdata bör dessa manuella beräkningar uppdateras och här uppstår då en risk för fel då en del av data uppdateras men en del ska manuellt korrigeras.

Vid beräkning av avlastningsmängd vid fel på luftkylare och återflödesfel baserar sig beräkningarna endast på kondensationsmängd/gasgenereringsmängd vid normal drift. Då trycket byggs upp kommer kondensationsmängden öka och gasgenereringsmängden minska vilket medför att avlastningsmängden minskar. HYSYS beräkningar är alltså konservativa i dessa fall.

Vid beräkningsmetoder "wetted" och "unwetted" i brandscenario beräknar HYSYS att blandningen i kärlet är perfekt. D.v.s. att övergången från initial och maximal kokning är omedelbar. Detta blir restriktivt eftersom det praktiskt taget sker en stegvis övergång mellan dessa stadier.

Tryckfallsberäkningarna i HYSYS är preliminära så det rekommenderas att verifiera beräkningarna med en alternativ beräkningsmetod. Möjligheterna att beskriva rörsystemet i programmet är begränsat, t.ex. om olika rördimensioner existerar kan endast två segment definieras. I mera komplicerade rörsystem måste man alltså göra beräkningarna manuellt med någon annan metod.

En del instabilitetsproblem uppstod under arbetets gång. De kan ge upphov till fördröjda tidsplaner och även risk för fel uppkommer. I detta arbete behövdes t.ex. modellverifieringen upprepas pga. ett sådant fall.

En fördel som är viktig är att efter beräkningarna är utförda kan man generera rapporter som innehåller bl.a. behandlade avsäkringsfall, beräknade avsäkringsmängder och krävd area. Organisationen kan då dokumentera avsäkringen på anläggningen på ett bra sätt.

6.3 Aspen Flare System Analyzer som verktyg

I detta avsnitt beskrivs de reflektioner som har gjorts angående programmet som verktyg.

Det är relativt enkelt och intuitivt att bygga upp en modell i programmet, dock krävs ett mer omfattande arbete för att kunna säga något om dess tillförlitlighet.

Inmatningen av data från HYSYS är en ny funktion i simuleringsprogrammet, det är enkelt och flera filer kan användas samtidigt. I detta fall var inmatningen dock inte helt komplett och det krävdes manuella inmatningar av avlastningsströmmarnas molvikter för att en beräkning kunde utföras.

6.4 Angående arbetets resultat

En reflektion från resultatet av arbetet är att flera säkerhetsventiler på Isokrackeranläggningen använder <30 % av deras kapaciteter vid vissa scenarion. För att de ska erhålla ett stabilt flöde vid mindre avlastningar samtidigt som de fortfarande kan tjäna de scenarion som kräver stor avlastning, är ett förslag att byta ut dessa ventiler och istället ersätta dem med fler, mindre, säkerhetsventiler. Då med något skilda öppningstryck specificerade. Praxis har hittills varit att alltid fastställa storleken på säkerhetsventiler efter det mest limiterande fallet, men tekniskt sett hade den föreslagna lösningen kunnat medföra en ökad livslängd på säkerhetsventilerna då klappringsrisken reduceras.

7. Slutsats

7.1 HYSYS beräkningsmetoder

Då undersökning angående HYSYS beräkningsmetoder gjordes fastställdes det att detta är förenligt med de standarder och krav som gäller på Preemraff Lysekil.

7.2 Del I

Från resultatet av del I i arbetet kan man utläsa att det är en del skillnader beräkningsmodellerna emellan. Med tanke på den tillgängliga förenklade data som fanns till hands för att modellera enheten efter designvärden på strömmarna, härstammar skillnaderna mest troligt från att komponenterna inte helt stämmer överens mellan ABBs och HYSYS beräkningar. Sammansättningen på strömmen har stor inverkan på avlastningsmängden.

Att avlastningsmängden skiljer sig åt beror i de flesta fall på att masströmmarna mellan ABB:s och HYSYS beräkningar inte är helt de samma. Detta med undantag från brandscenariona. Därför är det mest intressant att titta på differensen mellan avviket från avlastningsmängd och krävd mynningsarea, som säger något om eventuella beräkningskillnader i det sistnämnda. Arealen är dessutom direkt proportionerlig till avlastningsmängden, så vid två exakt likadana strömmar (komponenter och driftvariabler) skulle en dubbelt så stor avlastningsmängd i den ena, resultera i en dubbelt så stor area i denna.

Nu är inte strömmarna exakt likadana och därför följer de inte detta mönster. Temperaturen, kompressibiliteten, molvikten och förhållandet mellan specifik värmekapacitet (C_p/C_v) skiljer sig åt i de flesta fallen. Avlastningsscenario där referensströmmarna har varit enkla att fastställa komponenterna på, såsom vatten i systemet för vattentvätt och strippången i strippertornet, beräknar modellerna relativt likt.

Vid flera beräkningar gällande kontrollventiler har avviket inte lokaliserats. Det är okänt vilken beräkningsmetod som ABB har använt sig av. Dock är avvikena relativt små med tanke på att strömmarna inte är exakt återgivna. Därför anses HYSYS beräkningsmetod gällande kontrollventiler vara tillförlitligt.

Efter avvägning angående dessa parameterar tycks ändå modellernas beräkningsmetoder samsvara tillräckligt. Undantaget är vid brandscenario. ABB har inte dokumenterat sin beräkningsmetod gällande brandscenariona men med tanke på dessa stora avvikelser beräknas de troligtvis efter olika metoder. Även HYSYS information angående beräkningsmetoder vid brand är begränsade och refereras inte alltid till API.

Tryckfall

Tryckfallsberäkning i HYSYS är preliminär. Programmet har begränsade möjligheter vid dessa beräkningar. Vid mer komplicerade problem krävs alternativ beräkningsmetod som t.ex. manuellt med hjälp av Crane. I detta arbete har tryckfallsberäkningen blivit underdimensionerad för fall där HYSYS beräknat strömmen till tvåfas, men vid avlastningstryck ska den vara i endast gasfas.

Dessutom ska uppmärksamhet angående tryckfallsberäkningarna då brandscenario utgör det limiterande scenariot tas. Även vid dessa fall, t.ex. för 81-SV-06 A/B, behöver tryckfallet endast

beräknas vid 10 % tryckstegring. HYSYS följer inte detta beräkningssätt utan använder den tryckstegring som är tillåtet vid tryckfallsberäkningarna. Detta gör beräkningarna konservativa.

Eftersom att vid exempelvis ett blockerat utlopp sker tryckuppbyggnaden vid källan till tryckökningen och ett tryckfall från denna blockering till säkerhetsventilen kommer att ske. Då detta kan medföra att designtrycket i enheten överskrids utan att säkerhetsventilen öppnar är det av vikt att evaluera dessa problem. I HYSYS är det möjligt att dimensionera inloppet till säkerhetsventilen från den skyddade enheten men detta görs endast på de limiterande scenariot. Här kan alltså tryckfallet i inloppsröret överskridas.

I HYSYS är det inte möjligt att använda erforderlig kapacitet på säkerhetsventiler för beräkning av tryckfall uppströms och krävd kapacitet nedströms så som man kan göra när den avlastas till ett stängt system. Detta gör det mer konservativt än vad som krävs eftersom att man då måste använda den erforderliga kapaciteten för att vara konsistent med API. En lösning till detta är att generera två resultat, ett med krävd kapacitetet och en mer erforderlig kapacitet som variabel. Detta är dock inte möjligt när resultatet ska överföras till simuleringsprogrammet Aspen Flare System Analyzer. Men eftersom syftet med detta program är limiterat till utloppsledningarna kan då den krävda kapaciteten på säkerhetsventilerna användas som variabel i HYSYS simuleringen.

Då hänsyn till ovanstående i avsnitt 7.2 tas, är slutsatsen att verktyget "säkerhetsmiljön" i HYSYS Aspen Tech 9.0 är tillförlitlig till att storleksbestämma säkerhetsventiler i de fall som är evaluerade i denna avhandling, även vid driftsätt med högre konvertering. Undantaget brandscenario där mer arbete för att säkerställa beräkningsmetoderna krävs. Dock är tryckfallsberäkningen i HYSYS enligt erfarenheten från detta arbete inte tillförlitlig. Här rekommenderas ett annat tillvägagångssätt. Det måste dock understrykas att resultatet från ABB inte är säkerställt. Det ska inte ses på som något facit. Men då jämförelser har gjorts, inte bara modellerna emellan, utan också mot formler specificerade i API som är standard, kan ändå HYSYS beräkningsmetod gällande avlastningsmängd och säkerhetsventilsstorlek anses som tillförlitligt.

7.3 Del II

Provresultaten av matning, produkter och vätgas är noggrannare specificerat i massbalanserna än i Chevrons data. Därför är modellen i del II mer likt verkligheten än modellen i del I.

Avlastningsmängder och krävda mynningsareor skiljer sig mer eller mindre mellan del I och del II då konverteringsgraden och driftsättet ändrar sig såsom modellerat. Högre konvertering medför mer lätta komponenter och därmed ökar avlastningen för scenarion som berör strömmar vilka normalt går ut som gasfas från enheterna. Vid första separationen (V-8102) går mer fluid över i toppen och ger större avlastningar på 81-SV-01 A/B respektive mindre avlastningar på 81-SV-02 A/B. Senare i processen är avlastningsmängd och krävd mynningsarea snarare beroende på scenario. Det går mer fluid i toppen på strippertornet och fraktioneringstornet vilket därmed ger en större avlastning vid luftkylarproblem och blockerade gasutlopp.

Samtliga säkerhetsventiler utom 81-SV-15 A/B, har av modellen beräknats vara tillräckliga för det aktuella körsätt som Preemraff Lysekil har på Isokrackeranläggningen. Dock vid blockerat gasutlopp på fraktioneringstornet beräknar HYSYS att säkerhetsventilen, 81-SV-11 A/B/C, är på gränsen till för liten (krävd mynningsarea är >95 % av erforderlig mynningsarea).

Vad gäller 81-SV-15 A/B beräknar HYSYS att säkerhetsventilen är för liten då den inte har kapacitet för ett fel på kontrollventil 81-PCV-118. Dock kan informationen gällande denna säkerhetsventil ifrågasättas. Cv värdet är satt till 540 men den har ett definierat maxflöde på 15 655 kg/h. Vid gällande förhållanden i tryck, temperatur och densitet är detta inte rimligt. ABB har inte gjort några beräkningar gällande detta scenario med argumentationen att avlastningsmängden blir mindre än vid andra scenarion. Konklusionen är att detta scenario kräver mer undersökning och rätt data på ventilen för att fastställa en avlastningsmängd och därmed area.

Sammanfattningsvis är slutsatsen att säkerhetsventilerna på Isokrackeranläggningen som har modellerats håller tillräcklig kapacitet för aktuellt driftsätt, förutsatt att korrekt data för scenarion kring 81-SV-15 A/B samlas in och beräknar säkerhetsventilen tillräcklig.

7.4 Del III

Resultatet från simuleringen i Aspen Flare System Analyzer visar att fackelstammen har tillräcklig kapacitet, gällande tryck- och hastighetsgränser, till det aktuella driftsättet på Isokrackeranläggningen. Ett Mach nummer upp till 0,5Ma är ansett som max och inget scenario överskrider denna gräns någonstans i fackelsystemet. Inte heller tryckfallen överskrider de maximala värdena.

Åtgärder

Säkerhetsventiler 81-SV-11 A/B/C ligger på gränsen till för små vid det aktuella körsättet. De är acceptabelt men det föreslås att, vid eventuell installation av nya säkerhetsventiler här, installera fler, mindre, säkerhetsventiler i parallell så att tre ventiler kan vara i drift samtidigt och därmed öka kapaciteten. Detta pga. att det inte finns någon säkerhetsventil av större storlek definierad av API, men är dessutom också fördelaktigt för att säkerställa ett stabilt flöde även vid mindre avlastningar.

Då säkerhetsventilerna som är installerade i parallell har samma specificerade öppningstryck på enheten kan detta medföra att tryckförlusten på den ena påverkar trycket på den andra. För att inte detta ska medföra problem bör detta tas i beaktning. Öppningstrycken på ventilerna, som är installerade i parallell, rekommenderas alltså specificeras på nytt och då hålla lite skilda öppningstryck för att kompensera för detta tryckfall.

Eftersom att fackelsystemet tjänar ett stort intervall av olika avlastningsmängder bör jämförelse göras mellan att köra en fackelstam med kostnaderna att dela upp stammen i två eller fler system. Multipla stammar kan resultera i en längre total längd av rör, men största delarna av den kommer vara av mindre diameter än vad som krävs för ett singelsystem. Vid enbart en stam kommer oftast det lägsta avlastningstrycket begränsa mottrycket. Om man eliminerar de avlastningar som ger ett lågt mottryck medför de att rören kan dimensioneras mycket mindre pga. de högre mottrycken som då kan tillåtas.

Till sist rekommenderas det, vid varje förändrat körsätt på någon som helst anläggning inom raffinaderiet, att nya beräkningar gällande säkerhetsventilerna och fackelsystemet alltid ska genomföras.

Referenser

American Petroleum Institute, 2014. *API Standard 520(1)*, s.l.: s.n.

American Petroleum Institute, 2014. *API Standard 520(2)*, s.l.: s.n.

American Petroleum Institute, 2014. *API Standard 521*, s.l.: s.n.

ASME International (BPVC), 2004. *2004 ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE*, Three Park Avenue, New York: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.

AspenTech, 2016. *HYSYS Manual*. s.l.:s.n.

Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017. *Guidelines for pressure relief and effluent handling systems*. New York: Wiley.

Center for chemical process safety of the American institute of chemical engineers, 2017. *Guidelines for pressure relief and effluent handling systems*. New York: Wiley.

Crowl, D. A. & Louvar, J. F., 2011. *Chemical Process Safety, 3rd edition*. s.l., Pearson Education, Inc, pp. 4-13.

Crowl, D. A. & Tipler, S. A., 2013. Sizing Pressure-Relief Devices. *AIChE*.

Darby, R., 2004. On two-phase frozen and flashing flows in safety relief valves Recommended calculation method and the proper use of the discharge coefficient. *Journal of Loss Preventions in the Process Industries*, pp. 255-259.

Dustin, J. S., 2014. Safety Instrumented Systems in Lieu of Pressure Relief Valves. *Process Safety Progress*, pp. 345-349.

Eckhoff, R. K., 2016. *Explosion hazards in the process industries*. s.l.:Gulf Professional Publishing.

Hallin Malin, Preem, 2014. *Säkerhet Hälsa Miljö*, Lysekil: Preem.

Heidari, M., Ataei, A. & Rahdar, M. H., 2016. Development and analysis of two methods for power generation from flare gas. *Applied Thermal Engineering*, Volume 104, pp. 687-696.

Howells, P., 2010. *Preemraff Lysekil, ICR*, Lysekil: Preemraff.

Husa, H. W., 1964. How to Compute Safe Purge Rates. *American Oil Company*, 43(5), pp. 179-182.

IHS Markit, 2014. *ih.com*. [Online]

Available at:

http://www.fekete.com/SAN/WebHelp/FeketeHarmony/Harmony_WebHelp/Content/HTML_Files/Reference_Material/Calculations_and_Correlations/Pressure_Loss_Calculations.htm

[Accessed 13 9 2017].

Inspecta academy, 2015. *Avsäkring och processdesign*. Göteborg, Inspecta academy, pp. 3.1-12.

Kandell, P., 1981. Program sizes pipe and flare manifold for compressible flow. *Chemical engineering Vol.88*, pp. 89-93.

- Leung, J. & Grolmes, M. A., 1987. The Discharge of Two-phase Flashing Flow in a Horizontal Duct. *AIChE Journal*, 33(3), pp. 524-527.
- Makaryants, G. M., 2017. Fatigue failure mechanisms of a pressure relief valve. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, pp. 1-13.
- Melhem, G. A., 2006. Relief System's last line of defense, only line of defence?. *Process Safety Progress*, pp. 290-297.
- Melhem, G. A., 2013. A Systematic Approach to Relief and Flare Systems evaluation. *Process Safety Progress*, pp. 230-238.
- Nordin, P., Lackman, T., Lindblad, U. & Johannesson, Å. A., 2010. *Introduktion till Processsäkerhet*. u.o., Intressentföreningen för processsäkerhet, pp. 2-37.
- Preem AB, 2016. s.l.:s.n.
- Rahimi, S., 2007. Relief Rate Calculation; External Fire (Part 2). *Hydrocarbon Processing*, pp. 1-4.
- Sandelin, F., 2017. *Processingenjör* [Interview] (5 oktober 2017).
- Schmidt, J. & Egan, S., 2009. Case Studies of Sizing Pressure Relief Valves for Two-Phase Flow. *Chemical Engineering Technology*, pp. 263-272.
- Simpson, L. L., 2003. Fire Exposure of Liquid-Filled Vessels. *Process Safety Progress*, pp. 27-32.
- Smith, D., Burgess, J. & Powers, C., 2011. Relief Device inlet pipe: Beyond the 3 percent rule. *Hydrocarbon Processing*, pp. 59-63.
- Stockholms Initiativet, 2011. *Klimatupplysningen.se*. [Online]
Available at: <http://www.klimatupplysningen.se/2011/10/03/solinstralning-uppe-nere/>
[Accessed 20 09 2017].
- Straitz, J. F., 1987. Flare echnology safety. *Chemical Engineering Progress*, Volume 83, pp. 53-62.
- The American Society of Mechanical Engineers, n.d. *ASME*. [Online]
Available at: <https://www.asme.org/about-asme/standards>
[Accessed 26 april 2017].
- Warnatz, J., Maas, U. & Dibble, R. W., 2001. *Combustion*. 3 ed. s.l.:Springer Science & Business Media.
- Åvall Jonas, Preem, 2016. *SA401 Anläggningssäkerhet*, Lysekil: Preem.

Innehåll Appendix

A. Flödesschema Isokrackeranläggning Preemraff Lysekil

B. Avlastningskoefficient, K_d

C. Riktlinjer för beräkning av avlastning under utvalda scenarion

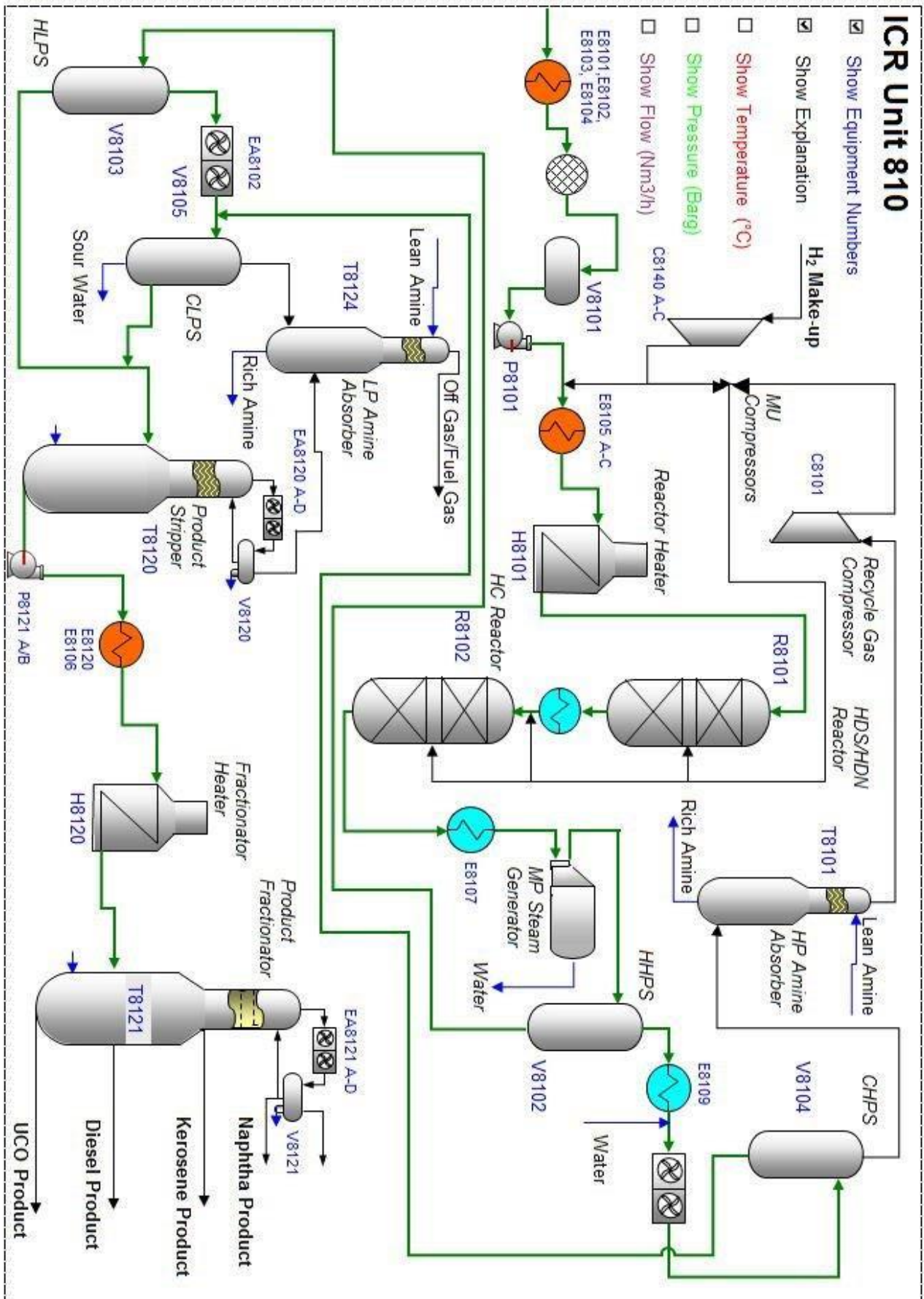
D. Korrektionsfaktor för överhettad ånga vid storleksbestämmelse för säkerhetsventil

E. HYSYS beräkningsmetoder för kontrollventilsfel vid val "vendor specific"

F. Brandscenario med beräkningsmetod "supercritical"

G. HYSYS Modell av Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil

A. Flödesschema Isokrackeranläggning Preemraff Lysekil



B. Avlastningskoefficient, K_d

Avlastningskoefficienterna i ekvationerna har ett fast värde för en specifik ventil och typ av flöde. Denna är fastställd av tillverkaren från en del tester där den praktiska massfluxen genom ventilen jämförs med den teoretiska massfluxen. Efter att ett medelvärde har bestämts multipliceras detta med 0.9 för att ge en 10 % säkerhetsfaktor till koefficienten.

Avlastningskoefficienten tar hänsyn till alla deviationer i flödet från ett ideellt flöde i en ideell konfiguration (friktionslös). Avlastningskoefficientens värde är uppmätt under fullt turbulenta flöden men då systemet avviker från detta korrigeras det genom korrektionsfaktorn för viskositet, K_v . Avlastningskoefficienten för gas skiljer sig ifrån avlastningskoefficienten för vätska beroende på att de är uppmätta under olika flödestillstånd, kritiskt vs subkritiskt.

Den högsta flödeshastigheten genom ventilen sker nedströms den mest restriktiva flödesvägen, t.ex. mynningsutloppet eller halsen på ventilen. Hastigheten på flödet kan nå ljudhastighet om fluiden är kompressibel. I dessa fall uppstår en tryckdiskontinuitet och en tryckförändring nedströms denna diskontinuitet har ingen effekt på flödet i mynningen (en expansionschock uppstår där fluiden lämnar mynningen). Flödeshastigheten kontrolleras nu enbart av trycket uppströms mynningen – flödet är kritiskt. Varken friktionsförlust eller flödesresistensen nedströms ventilen påverkar flödeshastigheten och avlastningskoefficienten K_d är nära 1.0.

Avlastningskoefficienten för gas, K_{dG} , rapporteras vanligtvis endast för kritiskt flöde. Är flödet subsoniskt rekommenderas avlastningskoefficienten för vätska (subkritiskt) att användas. Värdena för K_{dG} är uppmätta genom användandet av luft eller nitrogen som testfluid. Kritiskt flöde är antagit och det har då visat sig att K_{dG} hamnar strax under 1.0. Värden från 0,975 för väldesignade ventiler har rapporterats. Värdet kan inte helt nå 1.0 på grund utav att det alltid är lite friktion i mynningen just där kritiskt flöde uppstår.

Värdena för K_{dL} (vätskeavlastningskoefficient) är uppmätta genom användandet av vatten. Här är massfluxen inte oberoende av mynningens utloppstryck som i fallet för gaser i kritiskt flöde, därför att vätskor inte blir kritiskt (de är inte kompressibla). Här influerar även flödesresistensen i ventilhuset i tillägg till flödesresistensen i mynningen på flödeshastigheten. Värdena för K_{dL} reflekterar därför inte bara mynningens inflytande på flödet utan hela ventilhuset inklusive ventilens lyftextension och flödesresistensen i delarna nedströms mynningen. Detta gör att K_{dL} värdena är betydligt mindre än K_{dG} värdena. K_{dL} värdena rapporteras oftast från 0.6 till 0.75 beroende på ventildesign, ventillyft och flödesresistens i ventilhuset.

Avlastningskoefficienten för tvåfas avlastning är inte ännu fastställt. Därför gäller samma princip som för enfasflöden, vilket gör beräkningen mest konservativ. Är flödet kritiskt används gasavlastningskoefficienten, K_{dG} , medans vätskeavlastningskoefficienten, K_{dL} används om flödet inte är kritiskt och då hela ventilhuset inverkar. Processimuleringsprogrammet HYSYS har istället av ett fast värde på 0.85 fördefinierat men detta värde är möjligt att för användaren manuellt fastställa. (American Petroleum Institute, 2014)

C. Riktlinjer för beräkning av avlastningsmängd under utvalda scenarion

Tabell B3.1; Riktlinjer för beräkning av avlastningsmängd under utvalda scenarion (American Petroleum Institute, 2014)

Item No.	Condition	Section	Liquid-relief Guidance ^a	Vapor-relief Guidance ^a
1	Closed outlets	4.4.2	Maximum liquid pump-in rate	Total incoming steam and vapor plus that generated therein at relieving conditions
2	Cooling-water failure to condenser	4.4.3	—	Total vapor to condenser at relieving conditions
3	Top-tower reflux failure	4.4.3	—	Total incoming steam and vapor plus that generated therein at relieving conditions less vapor condensed by sidestream reflux
4	Sidestream reflux failure	4.4.3	—	Difference between vapor entering and leaving equipment at relieving conditions
5	Lean-oil failure to absorber	4.4.4	—	None, normally
6	Accumulation of noncondensables	4.4.5	—	Same effect in towers as found for Item 2; in other vessels, same effect as found for Item 1
7	Entrance of highly volatile material	4.4.6	—	Use alternative means of protection to avoid scenario. See Item 15 for heat exchanger tube rupture guidance
	a) Water into hot oil	4.4.6.1	—	
	b) Light hydrocarbons into hot oil	4.4.6.2	—	
8	Overfilling	4.4.7	Maximum liquid pump-in rate	—
9	Failure of automatic controls	4.4.8	—	Analyze on a case-by-case basis
	a) Inlet control devices and bypasses	4.4.8.3		
	b) Outlet control devices	4.4.8.4		
	c) Fail-stationary valves	4.4.8.5		
	d) Choke valves	4.4.8.6		
10	Abnormal process heat or vapor input	4.4.9	—	
	a) Abnormal process heat input	4.4.9.1		Estimated maximum vapor generation including noncondensables from overheating
	b) Inadvertent valve opening	4.4.9.2		
	c) Check valve failure	4.4.9.3		
11	Internal explosions or transient pressure surges (e.g. water, steam, or condensate hammer)	4.4.10	Not controlled by conventional PRDs but by avoidance of circumstances	Not controlled by conventional PRDs but by avoidance of circumstances
12	Chemical reaction	4.4.11	—	Estimated gas/vapor generation from both normal and uncontrolled conditions; consider two-phase effects
13	Hydraulic expansion	4.4.12		
	a) Cold-fluid shut in	4.4.12	See 4.4.12	—
	b) Lines outside process area shut in	4.4.12	See 4.4.12	—

D. Korrektionsfaktor för överhettad ånga vid storleksbestämmelse för säkerhetsventil

Tabell B1.1: Korrektionsfaktor överhettad ånga

Öppningstryck [kPag]	Temperatur [°C]									
	149	204	260	316	371	427	482	538	593	649
103	1	0.98	0.93	0.88	0.84	0.8	0.77	0.74	0.72	0.7
138	1	0.98	0.93	0.88	0.84	0.8	0.77	0.74	0.72	0.7
276	1	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.7
414	1	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.7
551	1	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.7
689	1	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.7
827	1	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
965	1	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1103	1	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1241	1	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1379	1	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1516	1	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1654		1	0.95	0.9	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1792		1	0.95	0.9	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
1930		1	0.96	0.9	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
2068		1	0.96	0.9	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.7
2413		1	0.96	0.9	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.7
2757		1	0.96	0.91	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.7
3446		1	0.96	0.92	0.86	0.82	0.78	0.75	0.73	0.7
4136		1	0.97	0.92	0.87	0.82	0.79	0.75	0.73	0.7
5514			1	0.95	0.88	0.83	0.79	0.76	0.73	0.7
6893			1	0.96	0.89	0.84	0.78	0.76	0.73	0.71
8616			1	0.97	0.91	0.85	0.8	0.77	0.74	0.71
10339				1	0.93	0.86	0.81	0.77	0.74	0.71
12063				1	0.94	0.86	0.81	0.77	0.73	0.7
13786				1	0.95	0.86	0.8	0.76	0.72	0.69
17232				1	0.95	0.85	0.78	0.73	0.69	0.66
20679					1	0.82	0.74	0.69	0.65	0.62

E. HYSYS beräkningsmetoder för kontrollventilsfel vid val ”vendor specific”

Ekvationerna i Appendix E är hämtade ur manualen för HYSYS AspenTech (AspenTech, 2016).

Beräkningsmetoder för följande ventiltillverkare finns tillgängliga:

- Masoneilan
- Mokveld
- Fisher
- Introl
- Valtek
- CCI Drag

Gemensamma parametrar för alla tillverkare:

F_v = Gas- eller ångmassflöde [kg/hr]

C_v = Flödes koefficient

P_u = Absoluttrycket uppströms ventilen [Bar]

P_d = Absoluttrycket nedströms ventilen [Bar]

$$pcv = \frac{\% C_v}{100} \quad (\text{eq.E.1a})$$

Om $pcv > 1.0$: sätts $pcv = 1$

$$G = \frac{M_w}{28.96} \quad (\text{eq.E.1b})$$

$$\Delta P = P_u - P_d \quad (\text{eq.E.1c})$$

HYSYS beräknar att vätskeflöden vid fel på kontrollventiler, alltid är kritiska flöden.

För parametrar se E.7

E.1 Masonelian

$$F_v = temp \times P_u \times (Y - 0.148Y^3) \quad (\text{eq.E.2a})$$

$$temp = \frac{0.397771 \times 27.32 \times C_v \times C_f \times M_w}{\sqrt{G \times (t + 273.15) \times z}} \quad (\text{eq.E.2b})$$

$$Y = \frac{1.63 \sqrt{\Delta P / P_u}}{C_f} \quad (\text{eq.E.2c})$$

Om $Y < 1.5$ är flödet subkritiskt

Om $Y \geq 1.5$ är flödet kritiskt; Y sätts till 1.5

$$C_f = a - b \times pcv + c \times pcv^2 - d \times pcv^3 + e \times pcv^4 \quad (\text{eq.E.2d})$$

Parametrarna a , b , c , d och e beror på ventil typen. Se A.10

För andra parametrar se E.7

A.2 Mokveld

$$F_v = temp \times P_u \times (Y - 0.148Y^3) \quad (\text{eq.E.3a})$$

$$temp = \frac{0.392666 \times 27.32 \times C_v \times C_f \times M_w}{\sqrt{G \times (t + 273.15) \times z}} \quad (\text{eq.E.3b})$$

$$Y = \frac{1.63 \sqrt{\Delta P / P_u}}{C_f} \quad (\text{eq.E.3c})$$

Om $Y < 1.5$ är flödet subkritiskt

Om $Y \geq 1.5$ är flödet kritiskt; Y sätts till 1.5

$$C_f = a - b \times pcv + c \times pcv^2 - d \times pcv^3 + e \times pcv^4 \quad (\text{eq.E.3d})$$

Parametrarna a , b , c , d och e beror på ventil typen. Se E.10

För andra parametrar se E.7

E.3 Fisher

$$F_v = vk_1 \times C_v \times P_u \times \sin(\text{abs}(vk_2)) \times C_1 \times 3600 \quad (\text{eq.E.4a})$$

$$vk_1 = 0.0004444 \sqrt{\frac{M_w}{t + 273.15} + 10^{-6}} \quad (\text{eq.E.4b})$$

$$vk_2 = \frac{59.6379}{C_1} \sqrt{1.0 - P_r} \quad (\text{eq.E.4c})$$

$$P_r = \frac{P_d}{P_u} \quad (\text{eq.E.4d})$$

Om $P_r > 1.0 \times 10^{-6}$ sätts P_r till 1.0×10^{-6}

Om $vk_2 \leq \pi/2$ är flödet subkritiskt

Om $vk_2 > \pi/2$ är flödet kritiskt och vk_2 sätts till $\pi/2$.

För parametrar se E.7

E.4 Introl

$$F_v = \frac{0.994053 V H_{factor}}{K_x} \times C_v \times 27.32 \times \sqrt{\text{abs}(\Delta P \times D_{vap}) + 10^{-6}} \quad (\text{eq.E.5a})$$

$$F_k = \frac{C_p / C_v}{1.4} \quad (\text{eq.E.5b})$$

$$dP_{limit} = bar_cf^2 \times \sqrt{F_k} \times introlR \times P_u \quad (\text{eq.E.5c})$$

Om $\Delta P \leq dP_{limit}$ är flödet subkritiskt.

Om $\Delta P > dP_{limit}$ är flödet kritiskt. ΔP sätts = dP_{limit} .

$$temp = \frac{-S_2}{F_k S_2} \quad (\text{eq.E.5d})$$

$$K_x = S_1 \left(1 - \frac{\Delta P}{P_u \times bar_cf^2}\right)^{temp} \quad (\text{eq.E.5e})$$

Om $K_x < 1.0$ sätts $K_x = 1.0$

$$C_f = a - b \times pcv + c \times pcv^2 - d \times pcv^3 + e \times pcv^4 \quad (\text{eq.E.5f})$$

Parametrarna bar_cf , $introlR$, S_1 , S_2 , VH_{factor} , a , b , c , d och e beror på ventil typen. Se E.9.
För andra parametrar se E.7

E.5 Valtek

$$F_v = 3.464 \times C_v \times 27.32 \times P_u \times Y \times \sqrt{abs\left(\frac{X_p \times MW}{z(t+273.15)}\right) + 10^{-6}} \quad (\text{eq.E.6a})$$

Om $z < 0.1$ sätts $z = 0.1$

$$F_k = \frac{C_p/C_v}{1.4} \quad (\text{eq.E.6a})$$

Om $P_u > 10^{-6}$ sätts $X_p = \Delta P/P_u$

Om $abs(X_p) < 10^{-6}$ sätts $X_p = 10^{-6}$

Om $P_u \leq 10^{-6}$ sätts $X_p = X_t * F_k$

Om $X_p > X_t * F_k$ är flödet kritiskt och $X_p = X_t * F_k$

Om $F_k < 10^{-6}$ sätts $F_k = 10^{-6}$

Om $X_t < 10^{-6}$ sätts $X_t = 10^{-6}$

$$Y = \text{Gasexpansionsfaktor} = 1.0 - \frac{X_p}{3F_k X_t}$$

Parametern X_t beror på ventiltyp, se E.9. För andra parametrar se E.7

A.6 CCI Drag

$$F_v = 3.453134 \times C_v \times 27.32 \times \sqrt{\frac{MW}{(t+273.15) \times z + 10^{-6}}} \times Y \times P_u \times \sqrt{X_p} \quad (\text{eq.E.7a})$$

Om $z < 0.1$ sätts $z = 0.1$

$$F_k = \frac{C_p/C_v}{1.4} \quad (\text{eq.E.7b})$$

Om $F_k < 10^{-6}$ sätts $F_k = 10^{-6}$

Om $P_u > 10^{-6}$ sätts $X_p = \Delta P/P_u$ och eq.63 gäller:

$$Y = 1.0 - \frac{X_p}{3F_k} \quad (\text{eq.E.7c})$$

Annars sätts $X_p = 0.0$ och $Y = 1.0$

För parametrar se E.7

E.7 Parametrar för de olika ventiltypernas ekvationer (Appendix E):

$Open\%$ = Ventilens procentuella öppning [%]

ρ_{cv} = Fraktion av relaterad C_v

M_w = Molvikt av gasfasten uppströms ventilen [g/mol]

G = Parameter = $M_w/28.96$ [g/mol]

ΔP = Tryckförlust över ventilen [Bar a]

C_v = Flödes koefficient

P_u = Absoluttrycket uppströms ventilen [Bar a]

P_d = Absoluttrycket nedströms ventilen [Bar a]

Y = Gasexpansions faktor

C_f = Ventilens kritiska flödesfaktor

$Temp, vk_1, vk_2$ = Temporära variabler

$C_1 = C_g/C_v$ (en parameter som är en funktion av ventilstorlek och in- och utloppsstorlek).

t = Gasfasens temperatur uppströms ventilen [K]

z = Kompressibilitetsfaktor på gasfasen uppströms ventilen

F_v = Ång- eller gasflödes hastighet [kg/h]

P_r = Tryckratio; P_d/P_u

dP_{limit} = Maximal tryckförlust [Bar a]

K_x = Expansions korrektionsfaktor

D_{vap} = Densitet i gasfasen [kg/m³]

VH_{factor} = Återuppvärmningsfaktor, beroende på antal trimsteg på ventilen

X_t = Tryckförlust faktor (ventilberoende)

X_p = Förhållande av tryckförlust mot inloppsstryck

E.8 HYSYS förförande vid hantering av multifas-flöden vid "vendor Specifik" alternativ

För att noggrant beräkna multifasflöden beräknas både gasfasflödet och vätskefasflödet med en inverkande faktor på det totala flödet. Det totala flödet är därefter justerat med en korrektionsfaktor, F_m . Beräkningen itereras fram till att full konvergens har skett till slutgiltigt totalflöde, F_{total} .

$$\alpha_l = \frac{F_l}{C_v} \quad (\text{eq.E.9a})$$

$$\alpha_v = F_v \times \frac{C_1}{C_g} \quad (\text{eq.E9b})$$

$$V_{mf} = \frac{V_f \times M_w^v}{V_f \times M_w^v + (1 - V_f) \times M_w^l} \quad (\text{eq.E9c})$$

$$V_{gas} = \frac{V_{mf}/D_{vap}}{\frac{V_{mf}}{D_{vap}} + (1 - V_{mf})/D_{liq}} \quad (\text{eq.E9d})$$

$F_m = f(V_{gas})$ är en funktion av V_{gas} som baserar sig på följande data:

$V_{gas} [15] = \{0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.85, 0.9, 0.925, 0.95, 0.99, 1.0\}$

$F_m [15] = \{0, 0.092, 0.184, 0.276, 0.371, 0.469, 0.576, 0.711, 0.876, 0.965, 1.0, 0.980, 0.91, 0.50, 0\}$

$$Denom = \alpha_v \times (1 - V_{mf}) + \alpha_l V_{mf} \quad (\text{eq.E.9e})$$

Om $V_{mf} = 0$ ger $F_{total} = \alpha_l * C_{vr}$

Om $V_{mf} = 1.0$ ger $F_{total} = \alpha_v * C_{vr}$

Om $0 < V_{mf} < 1.0$ ger F_{total} :

$$F_{total} = \frac{\alpha_v \times \alpha_l \times C_v / Denom}{1 + Fm} \quad (\text{eq.E.9f})$$

Där:

F_l = Massaflöde för vätskefasen [kg/h]

F_v = Massaflöde för gasfasen [kg/h]

C_v = Standard vätskekapacitetskoefficient

C_g = Kritisk flödeskapacitet för gasfasen

$C_1 = C_g / C_v$ (en parameter som är en funktion av ventilstorlek och in- och utloppsstorlek).

$C_{vl} = C_v$ = Standard vätskekapacitetskoefficient

$C_{vg} =$ Standard gaskapacitetskoefficient = C_g / C_1

$C_{vr} =$ Standard tvåfaskapacitetskoefficient

V_{mf} = Massfraktion gas

V_f = Molfraktion av gas

$M_w^v =$ Gasfasens molvikt [g/mol]

$M_w^l =$ Vätskefasens molvikt [g/mol]

$\alpha_l, \alpha_v =$ Parametrar

$Denom =$ Denominator av α_l och α_v

$V_{gas} =$ Volymfraktion av gas

$Fm =$ funktion av volymfraktionen gas

$D_{vap} =$ Massadensitet av gasfasen [kg/m³]

$D_{liq} =$ Massadensitet av vätskefasen [kg/m³]

$F_{total} =$ Tvåfas massflöde [kg/h]

E.10 Parametrar a, b, c, d, e, bar_cf, introLR, S₁, S₂ och $V_{Hfactor}$ för alternativ; vendor specific, vid beräkningar av massflöde vi kontrollventilsfel

Masonelian; parameterar a, b, c, d och e:

Valve Type	a	b	c	d	e
DP GLOBE : V-PORT	0.998	0.1179	0.2632	0.2583	0.09324
40000, 41000 SERIES	0.9989	0.262	0.5573	0.6765	0.3059
SP GLOBE: FLOW-TO-OPEN	0.9986	0.3776	0.833	0.9673	0.4137
CAMFLEX: FLOW-TO-OPEN	0.9985	0.5354	0.963	0.9487	0.3729
SPLIT BODY: FLOW-TO-OPEN	0.9917	0.9523	2.543	3.474	1.646
CAMFLEX: FLOW-TO-CLOSE	0.9982	0.5302	0.3471	0.2068	0.07264
BUTTERFLY (MINITORK)	0.906	0.5169	0.3805	0.1185	2.98E-06
CONTROL BALL	0.9187	0.2269	-0.6245	-0.6672	-0.1311
SPLIT BODY: FLOW-TO-CLOSE	0.5439	0.7677	7.184	12.14	5.944
GLOBE: CONTOURED	0.6308	0.5227	6.545	11.36	5.626
GLOBE: FLOW-TO-CLOSE	0.547	0.9956	8.523	13.73	6.526

Mokveld; parameterar a, b, c, d och e:

Valve Type	a	b	c	d	e
RZD-R	0.9929	2.805	6.916	7.639	3.03
RZD-RES	0.891	1.427	2.826	2.785	1.049
RZD-RVX	0.6918	2.563	9.101	12.03	5.244
RZD-REVX	0.9512	1.212	3.197	3.661	1.456
RZD-RCX	0.9275	-0.00013	0.4872	0.3888	0.04661

Introl; parameterar a, b, c, d och e:

Valve Type	a	b	c	d	e
1. SERIES 10 FLOW-TO-OPEN	0.9993	0.325	0.5843	0.5971	0.2389
2. SERIES 20 FLOW-TO-OPEN&CLOSE	0.5331	-1.086	-0.03679	2.082	1.407
3. SERIES 10 FLOW-TO-CLOSE	0.5049	-0.1387	4.115	7.965	4.076
4. SERIES 60A	0.9184	0.1115	-0.5018	-0.1855	0.1311
5. SERIES 60	0.9194	0.07341	-1.228	-1.403	-0.4458
6. SERIES 10 HF	1	0	0	0	0
7. SERIES 20 H	1	0	0	0	0
8. SERIES 10 HFD	1	0	0	0	0
9. SERIES 20 HFD	1	0	0	0	0
10. SERIES 10 HFT	1	0	0	0	0
11. SERIES 20 HFT	1	0	0	0	0

Introl; parametrar bar_cf, introIR, S₁, S₂ och VH_{factor}

Ventil typ	bar_cf	InroIR	S ₁	S ₂	S ₃	max Kx	VH_factor
For single stage trims from valve types 1-7	1.33*Cf	0.47	1	0.65	0.92	1.6	1.0
For two stage trims from valve types 8-9	1.18*Cf	0.65	0.97	0.53	0.9	1.8	1.0+0.33*(ΔP/Pu)
For three stage trims from valve types 10-11	1.11*Cf	0.75	0.9	0.6	1	2	1.0+0.48*(ΔP/Pu)

Valtek; parameter X_t

Valve Type	Value of X _t
MARK ONE FLOW-TO-OPEN	0.75
MARK TWO FLOW-TO-OPEN	0.75
MARK ONE FLOW-TO-CLOSE	0.7
MARK TWO FLOW-TO-CLOSE	0.7
VECTOR ONE 60 DEG	0.38
VECTOR ONE 90 DEG	0.2
DRAGON TOOTH	1

F. Brandscenario med beräkningsmetod "supercritical"

Ekvationerna i Appendix E är hämtade ur manualen för HYSYS AspenTech (AspenTech, 2016).

F.1

Vid beräkning av avlastningsmängd med metoden "supercritical" i HYSYS följs inte API standard vid beräkning för säkerhetsventiler. Dock är detta ett möjligt val i simuleringsprogrammet.

Beräkningsmetoden följer metoden för trycksänkning av enheter enligt API.

Vid trycksänkning för enheter som är berörda av brand skall gas avlastas med en hastighet som kompenserar:

1. Gasgenerationen från vätskan pga. värmeförsel från branden.
2. Gasexpansionen under trycksänkningen
3. Vätska som övergår till gas under trycksänkning (gäller när systemet innehåller vätska på eller nära mättnadstemperatur).

Om systemet som ska avlastas inkluderar mer än ett kärl ska gasmängden för varje kärl beräknas med hänseende på punkt 1-3 ovan. Detta gäller speciellt om olika relativa molvikter, latent värme, tjockleken på isolering och fasövergångstemperaturer gäller. Värmeförseln till enheter under brand är generellt beräknad enligt eq.2.7.39. med dessa följande modifikationer och begränsningar kan användas:

- a) Utbredden av branden är en funktion av design och funktioner som stänger inne en brand i ett område. Även om områdets storlek kan variera har experiment visat att en brand på 230-460m² inte påverkar designen av huvud avlastningssystemet i processareor där avlastningsfluid avlastas in i samma system.
- b) Under en brand beräknar man att alla strömmar in och ut från systemet samt alla inre värmekällor i processen har upphört. Därför är gasgenereringen endast en funktion av värmen som absorberas från branden samt den latent värmen av vätskan.

För att beräkna gasmängden som genererats av branden ska branden antas pågå under tryckavlastningen. Massan gas som genereras under trycksänkingsintervaller i en tank, i, kan bestämmas genom ekvation eq.F.1.

$$(m_f * t)_i = t \left(\frac{Q}{L} \right)_i \quad (\text{eq.F.1})$$

För parametrar se F.3

F.2 Gas från densitetsförändring samt fasövergång från vätska

Beräkningen av gasmängd från gasens densitetsförändring samt fasövergång från vätska pga.

trycksänkning kan inte helt separeras då de är beroende av varandra. För att fastställa

gasgenerationen måste mängden vätska och gas i systemet vara känt. Detta inkluderar all vätska och gas i någon direkt ansluten facilitet i och utanför brandområdet som inte kan isoleras från branden.

Följande antaganden kan göras:

- a) Vätskemängden i en fraktionskolonn kan estimeras till den normala kolumnbotten och avdrags kapaciteten plus en uppehållsvolym per botten som är lik dammhöjden plus 50mm.
- b) Normala driftnivåer kan användas via beräkning av kvantiteter

- c) För värmeväxlare: en tredjedel av skaldelen kan antas vara ockuperad av tuber. För kondensorer och värmeväxlare i gasservice¹⁴: 80 % av volymen skall antas vara gas, resten vätska.
- d) All vätska i värmare skall inkluderas oberoende av temperatur. Om värmaren är i gasservice skall 80 % av tubvolymen över normal gasgenereringsvärde antas vara i gasfas.

När vätske- och gasmängden är bestämd i systemet kan gasmassan som skall avlastas från ett gasområde i en tank, i , bestämmas, för att kompensera för den minskade gasdensiteten vid lägre tryck, genom ekvation eq.F.2.

$$(q_{m,d} * t)_i = 0,1205 * V_i \left[\left(\frac{\rho * M}{Z * T} \right)_a - \left(\frac{\rho * M}{Z * T} \right)_b \right]_i \quad (\text{eq.F.2})$$

För parametrar se F.3

Eftersom beräkningen av gasgenerationen från fasövergång pga. trycksänkning beror på vätskemängden och vätskans egenskaper, är eq.F.2 giltig även för denna del. I system som innehåller vätska vid mättade betingelser måste vätskans temperatur sänkas för att erhålla den nödvändiga trycksänkningen. För att minska trycket, kan man avlasta gas med en hastighet lik gasgenereringen som orsakas av värmetillförseln från branden för att kompensera för fasövergången av viss vätska. Utan detta steg kan inte trycket sänkas. Endast vätska som är på eller i närheten av mättnadstemperaturen ska tas i beaktning för denna fasövergång.

Två metoder finns för att bestämma raten gas som måste avlastas för att minska temperaturen inom ett tidsintervall, t , till en punkt där vätskans ångtryck är lik det slutgiltiga trycket. Ekvation eq.F.3a samt eq.F.3b tillämpas endast till relativt rena kemikalier och kolväten med smalt kokpunktsintervall. Mängden som genomgår fasförändring i en tank, i , i systemet kan konservativt estimeras genom att likställa värmen från den gasen som genererats av fasförändringen med värmeförlusten av den genomsnittliga vätskemängden, eq.F.3a.

$$(q_{m,v} * t)_i * \lambda_i \approx \left[(q_{m,a} * t)_i - \frac{Q_i * t}{2\lambda_i} - \frac{(q_{m,v} * t)_i}{2} \right] * (C_p)_i (T_a - T_b)_i \quad (\text{eq.F.3a})$$

Omskrivning ger:

$$(q_{m,v} * t)_i \approx \left[(q_{m,a} * t)_i - \frac{Q_i * t}{2\lambda_i} \right] * \left[\frac{2(C_p)_i (T_a T_b)_i}{2\lambda_i + (C_p)_i (T_a T_b)_i} \right] \quad (\text{eq.F.3b})$$

För parametrar se F.3

Samma procedur kan göras stegvis med mindre temperaturintervaller för en mer rigorös beräkning.

Eftersom egenskaperna på vätskan ändrar sig då en del övergår till gasfas kan en blandning av kolväten med ett brett kokpunktsintervall inte använda eq.F.3a/eq.F.3b ovan. Om inte fluiden är specificerad mer kan en serie av förenklade adiabatiska fasförändringsberäkningar (adiabatic flash calculations) göras mellan initialt och slutgiltigt tryck, med negligering av brandens samtida effekt. Detta är en stegvis procedur som ger en massafraktion från fasförändringen från vätskemängden, som initialt var i systemet, under den krävda trycksänkningen. Detta görs genom ekvation eq.F.4 med tillhörande jämvikts fasdiagram:

¹⁴ Designat att generera gas från vätska

$$(\Delta T_n)_i = \left[\frac{L_n(\Delta q_{m,v} * t)_n}{((\Delta q_{m,L} * t)_{n-1} - (\Delta q_{m,v} * t)_n) * (C_P)_n} \right] \quad (\text{eq.F.4})$$

För parametrar se F.3

Denna process antar att gasen som genereras i varje steg är helt avlastad från systemet innan nästa steg startar. Korrektionen för branden görs genom eq.F.5 där genomsnittet av den kvarvarande vätskan används.

$$(q_{m,v} * t)_i \approx \left[(q_{m,a} * t)_i - \frac{Q_i * t}{2L_i} \right] w_i \quad (\text{eq.F.5})$$

För parametrar se F.3

Massprocenten som har övergått från vätska till gas antas vara samma som volymprocenten. Genom att anta detta fasövergår stegvis en del av vätskan (ca 5 %) under varje steg. Eftersom den kvarvarande vätskan har en mättnads- temperatur och tryck längs 5 % fasövergångslinjen i fasdiagrammet och temperaturändringen har fastställts genom eq.F.4 är också tryckförändringen känd.

Processen upprepas i små steg tills trycket, P_b , vid slutet av tryckavlastningen är uppnått. Massafraktionen x_i , av den initiala vätskan i kärlet, i , vid tryck P_b bestäms från fasdiagrammet. Substitueras x_i till eq.F.5 för den sista termen i eq.F.3b ges den estimerade mängden vätska som fasövergått som resultat av trycksänkningen under en samtidig brand. (American Petroleum Institute, 2014)

F.3 Parametrar för ekvationer i avsnitt F.1-F.2

C_p = Genomsnittlig specific värme av vätskan [kJ/kg·K]

L = Genomsnittlig latent värme av vätskan [kJ/kg]

m = Massa vätska [kg]

M = Relativ molvikt av gasen

P = Absoluttryck [kPa]

q_m = Massflöde av gasen [kg/h]

Q = Total värmeabsorption till den vätade ytan [kJ/h]

T = Vätskans eller gasens temperatur [K]

t = Trycksänkningens tidsintervall [h] (oftast antagen till 0,25h)

V = Tillgänglig volym för gasen [m³]

W = Massafraktionen av initial vätska som genomgått fasförändring

Z = Kompressibilitetsfaktor

λ = Latent värme av vätskan [kJ/kg]

Index:

a = Initiala förhållanden vid starten av trycksänkningen, antagen att vara mättad gas-vätske jämvikt med hänseende till temperatur och tryck.

b = Förhållanden vid trycksänkningens slut.

d = Relateras till densitetsförändringen av gasen pga. trycksänkningen

f = Relateras till fasförändringen från branden

i = Relateras till det individuella kärlet i systemet om fler än ett käril är involverat

L = Relateras till vätskan

v = Relateras till vätskans fasförändring eller gasgenerationen från trycksänkningen

x = Totalt antal kärli i systemet

Beräkningsmetod:

1. Strömdata samlas in; $P_{\text{relief}}, T_{\text{drift}}, \Delta T = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{drift}}}{n_{\text{tot}}}, V, a, f, n$ (eq.F.6a)

2. Uppdatera iterationsräkningen; $n = n+1$ (eq.F.6b)

3. Värmeinput beräknas: $Q = G_{\text{gasfac}} * C * F * a^{.82}$ (eq.F.6c)

4. Fluidens fysiska egenskaper beräknas: $V/\text{kg}, H/\text{kg}, S/\text{kg}, \frac{\Delta V}{\Delta H}$

5. Avlastningsmängden beräknas: $\frac{V}{h} = Q \frac{\Delta V}{\Delta H} \quad \frac{m}{h} = \frac{V/h}{V/\text{kg}}$ (eq.F.6d, e)

6. Tiden sedan brandstart beräknas: $\left(\frac{V}{\text{kg}}\right)_{\text{avg}} = \frac{V_{n+1} + V_n}{2}$ (eq.F.6f)

$$t_{n+1} = t_n + m \frac{\Delta H}{60 Q} \quad (\text{eq.F.6g})$$

HYSYS väljer det värdet på tiden, t , som kräver störst area i ekvation eq.F.6i nedan

7. Isentropisk massaflux beräknas: $S_0 = S_b$

$$G = \frac{\sqrt{2 \left(\frac{H_0}{\text{kg}} - \frac{H_b}{\text{kg}} \right)}}{\frac{V_b}{\text{kg}}} \quad (\text{eq.F.6h})$$

8. Avlastningsarean beräknas

$$A = \frac{m/h}{G K_b K_c K_d K_v} \quad (\text{eq.F.6i})$$

Där:

a = Area i kärlet som är i kontakt med vätska [m^2]

f = Omgivningsfaktor

G_{gasfac} = Gas korrektions faktor

G = Teoretisk avlastnings massaflux [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

H = Avlastnings- eller kärfluidsentalpi [kJ]

K_b = Avlastningsventilens kapacitetskorrektions faktor pga. mottryck

K_c = Avlastningsventilens kombinationsfaktor för sprängbläck

K_d = Avlastningsventilens effektiva avlastningskoefficient

K_v = Avlastningsventilens viskositets korrektionsfaktor

m = Avlastnings- eller kärfluidsmassa [kg]

n = Antal iterationer

n_{tot} = Antal flashningar

Q = Avlastningsscenariots värmeinput [kJ]

P = Tryck [hPa]

S = Avlastnings- eller kärfluidsentropi [kJ/K]

t = Tid sedan starten av branden [s]

T_{max} = Max temperatur för itereringen [K]

T_n = Temperatur vid flashning n [K]

T_{drift} = Normal drifttemperatur för kärlet [K](obs, denna är specificerad under specifikationerna för kärlet, det är inte referensströmmens drifttemperatur)

V = Fluidhastighet genom avlastningsventilen [m/s]

Index:

Avg = Average, genomsnittlig

b = Vid avlastningsventilens utlopp

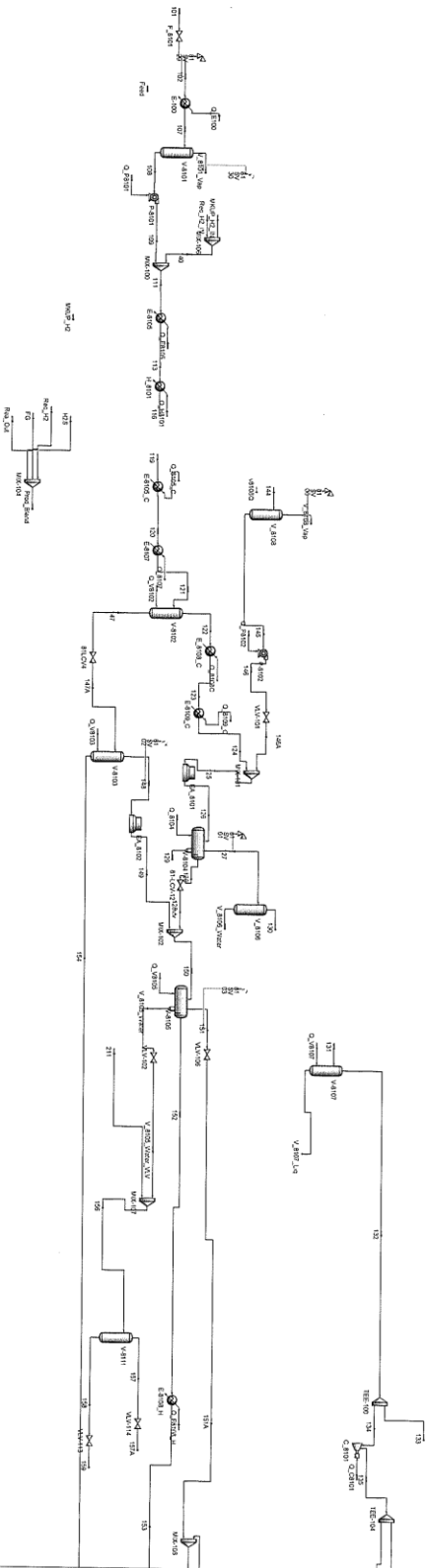
0 = Vid avlastningsventilens inlopp

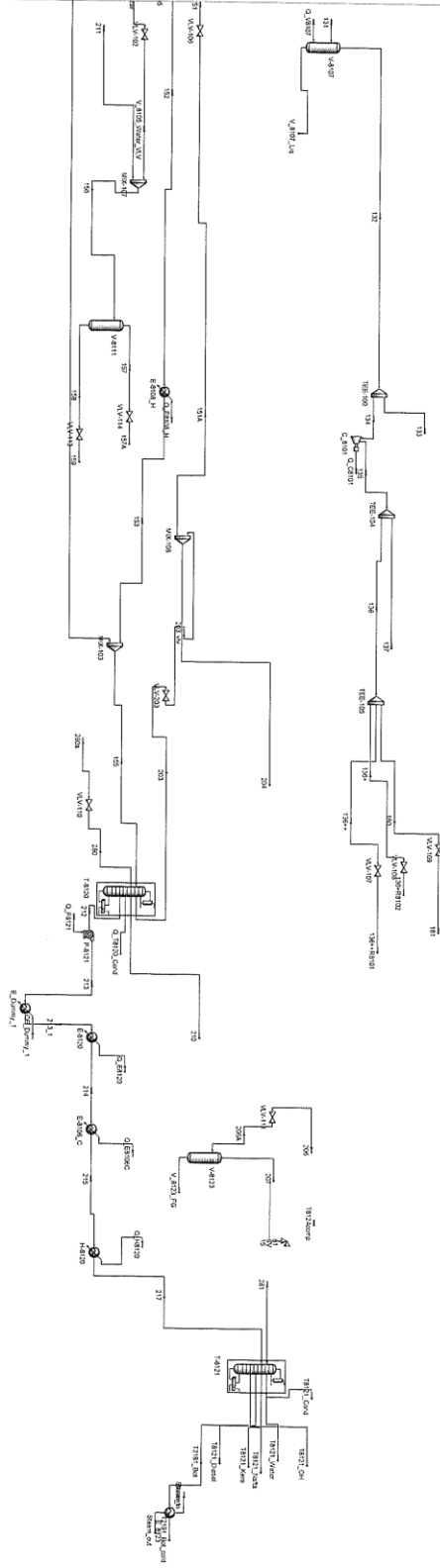
G. HYSYS Modell av Isokrackeranläggningen på Preemraff Lysekil

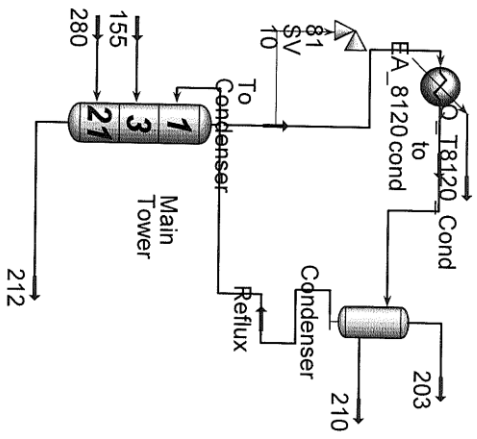
Thu Oct 12 14:42:03 2017

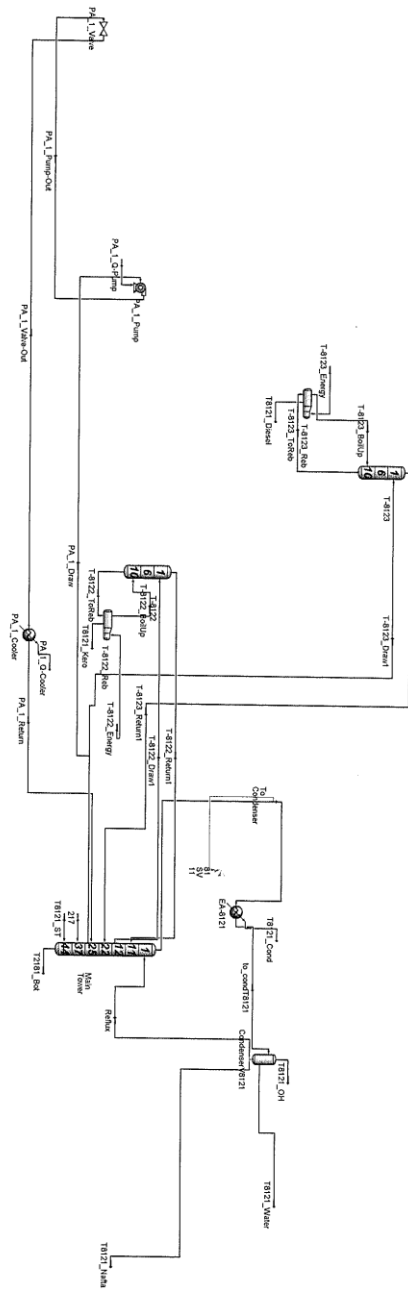
Case: Final_High_Case_main.nsc

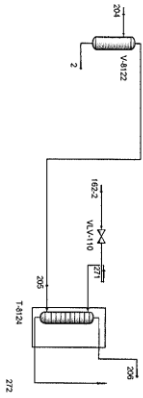
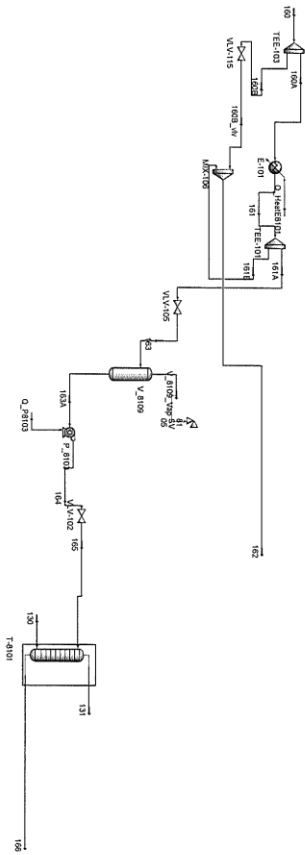
Flowsheet: Case (Main)











Thu Oct 12 14:48:10 2017

Case: final_high_case_aminhsc

Flowsheet: Case (Main)

