

# Modellering och simulering av det evaporativa bränslesystemet i en personbil

**Examensarbete** utfört inom  
ämnesområdet **fordonssystem**

av

**Johan Ikonen**

LiTH-ISY-EX--05/3656--SE

15 april 2005



# Modellering och simulering av det evaporativa bränslesystemet i en personbil

**Examensarbete** utfört inom ämnesområdet  
**fordonssystem** vid **Linköpings Tekniska Högskola**  
för **Volvo Personvagnar AB**

av  
**Johan Ikonen**

LiTH-ISY-EX--05/3656--SE

Handledare: **Marcus Klein**  
Linköpings Universitet


**Marcus Myrén**  
Volvo Personvagnar AB

**Håkan Larsson**  
Volvo Personvagnar AB

Examinator: **Erik Frisk**  
Linköpings Universitet

Linköping, 15 april 2005



 <b>LINKÖPINGS UNIVERSITET</b>	<b>Avdelning, Institution</b> Division, Department	<b>Datum</b> Date 2005-04-15
	Institutionen för systemteknik 581 83 LINKÖPING	

<b>Språk</b> Language <input checked="" type="checkbox"/> Svenska/Swedish <input type="checkbox"/> Engelska/English	<b>Rapporttyp</b> Report category <input type="checkbox"/> Licentiatavhandling <input checked="" type="checkbox"/> Examensarbete <input type="checkbox"/> C-uppsats <input type="checkbox"/> D-uppsats <input type="checkbox"/> Övrig rapport _____	<b>ISBN</b>  <b>ISRN</b> LITH-ISY-EX--05/3656--SE  <b>Serietitel och serienummer</b> <b>ISSN</b> Title of series, numbering              _____
--	--	---

**URL för elektronisk version**  
<http://www.ep.liu.se/exjobb/isy/2005/3656/>

<b>Titel</b> Title  <b>Författare</b> Author	Modellering och simulering av det evaporativa bränslesystemet i en personbil  Modeling and simulation of the evaporative fuelsystem in an automobile  Johan Ikonen
--	--

**Sammanfattning**  
**Abstract**

This thesis work has been performed at the department of diagnosis and dependability at Volvo Car Company, Torslanda. The background of this project is based on interest in ascertaining how different factors possibly can affect a diagnosis method, which has been developed to find leaks in the fuel tank and evaporation system. According to the OBD II requirements leaks with an orifice diameter larger or equal to 0,5 mm, must be detected. The idea of the diagnosis method is to create an over pressure in the system with an air-pump. The current through the pump is measured and correlates to the power consumed by the pump. As the power is a function of the pressure difference over the pump, the pump current correlates to the pressure in the tank. Thus, the pump current can be used as a measure of the impenetrability. Changes in the system pressure, not caused by the pump, are accordingly disturbances to the method. The object of this work was to develop mathematical models, describing the lapse where the system is pressurized by the pump under the influence of different physical factors. The model is for instance considering variations in temperature and height, flow resistance in lines and valves, component characteristics, fuel evaporation, leaks etc. Furthermore the pump current is treated by the diagnosis evaluation algorithm with purpose to judge whether there is a leak in the system. The model has been implemented in Matlab/Simulink and it can consequently be used in dynamic simulations according to the over pressure leakage detection concept. Numerical experiments can be done in purpose to examine how changes in environmental conditions or component characteristics will affect the diagnosis method. Good agreement has been found between measurements and simulated results. The diagnosis function produces correct decisions under different conditions with disparity in leak sizes, additionally confirming the reliability of the model.

**Nyckelord**  
**Keyword**  
 Leakage diagnosis, overpressure, airflow, evaporation, temperature, modeling, simulation



## Abstract

This thesis work has been performed at the department of diagnosis and dependability at Volvo Car Corporation, Torslanda. The background of this project is based on interest in ascertaining how different factors possibly can affect a diagnosis method, which has been developed to find leaks in the fuel tank and evaporation system. According to the OBD II requirements leaks with an orifice diameter larger or equal to 0,5 mm, must be detected. The idea of the diagnosis method is to create an over pressure in the system with an air-pump. The current through the pump is measured and correlates to the power consumed by the pump. As the power is a function of the pressure difference over the pump, the pump current correlates to the pressure in the tank. Thus, the pump current can be used as a measure of the impenetrability. Changes in the system pressure, not caused by the pump, are accordingly disturbances to the method.

The object of this work was to develop mathematical models, describing the lapse where the system is pressurized by the pump under the influence of different physical factors. The model is for instance considering variations in temperature and height, flow resistance in lines and valves, component characteristics, fuel evaporation, leaks etc. Furthermore the pump current is treated by the diagnosis evaluation algorithm with purpose to judge whether there is a leak in the system.

The model has been implemented in Matlab/Simulink and it can consequently be used in dynamic simulations according to the over pressure leakage detection concept. Numerical experiments can be done in purpose to examine how changes in environmental conditions or component characteristics will affect the diagnosis method. Good agreement has been found between measurements and simulated results. The diagnosis function produces correct decisions under different conditions with disparity in leak sizes, additionally confirming the reliability of the model.

**Keywords:** Leakage diagnosis, overpressure method, airflow, evaporation, temperature, modeling, simulation





## Sammanfattning

Examensarbetet har utförts på avdelningen för diagnos och säkerhet hos Volvo Personvagnar AB, Torslanda. Bakgrunden till arbetet är att man vill undersöka hur olika faktorer påverkar en diagnosmetod som har till uppgift att hitta eventuellt läckage i tanksystemet hos en bensindriven bil. Enligt lagkrav ska hål med en diameter på minst 0,5 mm kunna detekteras. Metoden bygger på att systemet trycksätts med hjälp av en luftpump. Härigenom kan pumpens strömförbrukning utnyttjas som ett mått på systemets täthet. Tryckförändringar som inte genereras av pumpen är således störningar för metoden.

Målet med arbetet var att utveckla matematiska modeller som beskriver förloppet där systemet trycksätts under inverkan av olika fysikaliska faktorer. Modellen tar därför hänsyn till exempelvis temperaturvariationer, höjdskillnader, strömningsmotstånd, komponentkaraktäristik, evaporering, läckage etc. Den simulerade pumpströmmen behandlas även av systemets diagnosfunktion vars uppgift är att bedöma förekomsten av eventuellt läckage.

Modellen har sedan implementerats i Matlab/Simulink och kan således användas i simuleringar med läckdiagnosförlopp. Syftet med modellen är att den genom simuleringar kan ge en approximativ bedömning av hur metoden påverkas under olika förhållanden eller vid förändring av karaktäristik eller geometri hos systemets komponenter. Vid jämförelser mot mätdata uppvisar modellen en god överrensstämmelse. Den implementerade diagnosfunktionen gör korrekta bedömningar vid simuleringar under olika betingelser, vilket ytterligare verifierar modellens tillförlitlighet.

**Nyckelord:** Läckdiagnos, övertrycksmetoden, luftflöde, evaporering, temperatur, modellering, simulering

## Nomenklatur

$A$	area	[m <sup>2</sup> ]
$C$	molkoncentration per liter	[mol/liter]
$c_v$	spec. värmekapacitet för konstant volym	[J/kgK]
$c_p$	spec. värmekapacitet för konstant tryck	[J/kgK]
$D$	displacement	[cm <sup>3</sup> /varv]
$D_{ij}$	diffusionskoefficient	[m <sup>2</sup> /s]
$d$	diameter	[m]
$F$	kraft	[N]
$f_l$	frikationsfaktor	
$g$	gravitationskonstanten	[m/s <sup>2</sup> ]
$i$	ström	[A]
$k_B$	Boltzmanns konstant	[J/K]
$l$	längd	[m]
$m$	massa	[kg]
$\dot{m}$	massflöde	[kg/s]
$M$	molmassa	[kg/kmol]
$n$	molantal	[kmol]
$p$	tryck	[Pa]
$Q$	flöde	[m <sup>3</sup> /s]
$q$	värmefflöde	[J/s]
$r$	radie	[m]
$R$	gaskonstanten (individuella)	[J/kgK]
$R_M$	gaskonstanten (absoluta)	[J/kmolK]
$R(Q)$	flödesmotstånd	[Ns <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> ]
$Re$	Reynolds tal	
$S$	bränsleytans area	[m <sup>2</sup> ]
$T$	temperatur	[K]
$V$	volym	[m <sup>3</sup> ]
$V^L$	molvolym	[cm <sup>3</sup> /mol]
$w$	fluidhastighet	[m/s]
$x$	molkoncentration i vätskefasen	
$y$	molkoncentration i gasfasen	
$z$	höjd över havet	[m]

$\xi$	förlustkoefficient	
$\delta$	gränsskiktstjocklek	[m]
$\lambda$	värmeledningstal	[W/mK]
$\rho$	densitet	[m <sup>3</sup> /V]
$\nu$	kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$	värmeövergångstal	[W/m <sup>2</sup> K]
$\Phi$	fugacitetskoefficient	
$\gamma$	aktivitetskoefficient	
$\tau$	livslängden på ett ytelement	[s]
$\mu$	luftens molekylmassa	[u]
$\psi$	temperaturkorrigering	
$\delta$	parameter för löslighet	[(J/cm <sup>3</sup> ) <sup>1/2</sup> ]
$\phi$	volymkoncentration	
$\beta$	kompressionsmodul	[Pa]
$\kappa$	polytropexponent	



# Innehåll

<b>1</b>	<b>INLEDNING</b>	<b>1</b>
1.1	BAKGRUND	1
1.2	SYFTE OCH MÅL	1
1.3	ARBETETS GENOMFÖRANDE	2
1.4	RAPPORTENS STRUKTUR	2
<b>2</b>	<b>METODER OCH SIMULERINGSVERKTYG</b>	<b>3</b>
2.1	MODELLERING AV SYSTEM	3
2.1.1	<i>Tillvägagångssätt</i>	3
2.1.2	<i>Modellvalidering</i>	4
2.2	SIMULERING	4
2.2.1	<i>Simulink</i>	4
<b>3</b>	<b>MODELLERING AV SYSTEMET</b>	<b>6</b>
3.1	BESKRIVNING AV SYSTEMET	6
3.1.1	<i>Fysikaliska aspekter</i>	7
3.1.2	<i>Modellens inparametrar</i>	8
3.2	LÄCKDIAGNOSPUMPEN	8
3.2.1	<i>Modellering av pumpen</i>	9
3.3	DIAGNOSFUNKTIONEN	10
3.3.1	<i>Funktionsbeskrivning</i>	11
3.3.2	<i>Avgränsningar</i>	14
3.3.3	<i>Modellering av diagnosfunktionen</i>	15
3.4	LEDNINGAR	15
3.4.1	<i>Beskrivning av dynamiken</i>	16
3.4.2	<i>Strömningsförluster</i>	17
3.4.3	<i>Förgreningar</i>	19
3.4.4	<i>Påfyllningsrör och recirkulationsledning</i>	19
3.5	TEMPERATURMODELLEN	22
3.5.1	<i>Härledning av värmeövergångstalen</i>	24
3.5.2	<i>Tanktemperaturen vid luftinflöde</i>	26
3.5.3	<i>Beräkning av värmekapaciteten</i>	27
3.6	GEOMETRIMODELLEN	28
3.6.1	<i>Elasticitet</i>	28
3.7	BRÄNSLEMODELLEN	29
3.7.1	<i>Evaporering</i>	30
3.7.2	<i>Beräkning av mättnadstrycket</i>	33
3.7.3	<i>Aktivitetskoefficienterna</i>	34
3.7.4	<i>Beräkning av den effektiva diffusionskoefficienten</i>	34
3.8	GASVOLYMEN	35
<b>4</b>	<b>RESULTAT OCH VALIDERING</b>	<b>36</b>
4.1	JÄMFÖRELSE AV UTSIGNALER	36
4.2	TEMPERATUR OCH EVAPORERING	39
4.3	STRÖMNINGSFÖRLUSTER	43
<b>5</b>	<b>SLUTSATSER</b>	<b>44</b>
<b>6</b>	<b>FÖRSLAG TILL FORTSATT ARBETE</b>	<b>45</b>
	<b>REFERENSER</b>	<b>46</b>
	<b>BILAGA A – PARAMETRAR I MODELLEN</b>	<b>47</b>
	<b>BILAGA B – HÄRLEDNING AV DIFFUSIONSGRADIENTEN</b>	<b>52</b>
	<b>BILAGA C – MODELLEKVATIONER</b>	<b>54</b>



# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

I takt med att kraven på utsläpp från bilar har skärpts, har man börjat införa hårdare gränsvärden för utsläppen från bränslesystemen. USA var det första landet som införde lagar mot luftföroreningar orsakade av emissioner och de spelar fortfarande en ledande roll. För att förbättra bland annat säkerheten och miljövänligheten har man arrangerat diagnosystem i bilarna på så sätt att föraren tvingas ta in bilen på verkstad då felaktigheter som t ex ökar avgasutsläpp eller innebär säkerhetsrisker uppstår. Detta system kallas för OBD (On-Board Diagnosis) och i händelse av fel ska en lampa kallad MIL (Malfunction Indicator Lamp) tändas för att ge föraren uppmärksamhet. Ett diagnosystem har till uppgift att detektera fel och helst isolera fel, dvs. peka ut vilken komponent som är felaktig.

Enligt lagkraven får bränsleångor inte läcka ut från bränsletanken. Den teknik som används för att kontrollera utsläppen från tanken bygger på att ventilationen mot atmosfären sker genom en kanister fylld med aktivt kol. Bensinångorna leds till kanistern som absorberar bränslet. Om kanistern mättas kan ångorna börja läcka ut. Den måste därför regenereras med jämna mellanrum genom purgesystemet som suger in luft från omgivningen genom en pump (eller diagnosventil) via kanistern. Det uppfångade bränslet kan därmed frigöras och följa med insugsluften genom motorn och förbrännas (se fig. 1 avsnitt 3.1). Om ett hål i tanken eller dess anslutningsledning uppstår så kommer dock utsläppen att ske okontrollerat. En sådan läcka måste därför detekteras av bilens diagnosystem.

De emissionsgrundade lagarna (OBD-II från 2000) kräver att ett hål med 0,5 mm diameter ska kunna detekteras. En metod som kan användas i läckdiagnos syfte är "undertrycksmetoden" som utnyttjar purge-förloppet beskrivet ovan. Det undertryck som uppstår i tanken vid purgning ger upphov till tryckvariationer som blir olika för en tät respektive läckande tank. Med hjälp av en givare mäts trycket och ger på så sätt beslutsunderlag åt diagnosfunktionen. Detta är en passiv metod, dvs. systemet övervakas utan påverkan. Metoden är dock behäftad med problem i form av att den inte anses vara tillräckligt noggrann. På Volvo PV har man istället utvecklat en metod som mäter förändringen i ström hos en läckdiagnospump. Denna ersätter diagnosventilen och har till uppgift att skapa ett övertryck i systemet. I ett läckagefritt system genererar pumpen en snabbare och större tryckökning än i fallet då en läcka har uppstått. Eftersom strömförändringen hos pumpen blir proportionell mot övertrycket i tanken kan denna användas som ett mått på systemets täthet. Detta kallas för en aktiv diagnosmetod eftersom systemet exciteras i syfte att finna läckage.

## 1.2 Syfte och mål

Målet med detta examensarbete är att utveckla numeriska modeller för det evaporativa systemet bestående av ledningar, ventiler, kanister, läckdiagnospump samt tank och bränsle. Det modellerade systemet ska även övervakas av diagnosfunktionen. Tryckförändringar som inte genereras av pumpen är störningar för metoden. Därför ska även hänsyn tas till faktorer som påverkar trycket i systemet. Modellen ska sedan implementeras och simuleras i Matlab/Simulink. Syftet med modellen är att man genom simuleringar med läckdiagnoscykler kan testa hur diagnosmetoden påverkas av varierande förhållanden eller vid förändring av karaktäristik eller geometri hos systemets komponenter.

### **1.3 Arbetets genomförande**

Examensarbetet har utförts på avdelningen för diagnos och säkerhet, Volvo Personvagnar AB, Göteborg. Arbetet inleds med studier av systemet och diagnosmetoden för att skapa en god förståelse för de ingående komponenterna och deras funktioner. Nästa steg är att lista faktorer som är av betydelse för ett läckdiagnostest för att i största möjliga mån integrera dessa i modellen. När helhetsbilden står klar börjar arbetet med att ta fram de matematiska samband som beskriver systemet och dess dynamik. Detta görs med hjälp av studier av litteratur som behandlar de fysikaliska aspekterna. För att specificera den matematiska beskrivningen krävs sedan att modellekvationernas parametrar bestäms. Dessa fås delvis genom användning av tabellverk men även från mätresultat. De färdiga delmodellerna implementeras i Simulink och testas var för sig innan de knyts samman till en komplett modell. Hela modellen kan avslutningsvis verifieras och valideras mot kända data under olika betingelser.

### **1.4 Rapportens struktur**

Rapporten avspeglar arbetets uppläggning. Inledningsvis ges en allmän beskrivning om olika principer vid modellering samt en kort orientering om simuleringsprogrammet. Kapitel tre behandlar sedan själva modelleringen av systemet samt hur olika fysikaliska faktorer integreras. Här ges även en övergripande beskrivning av systemet. Observera att de teoretiska resultaten endast ges i detta kapitel. Värdena på modellens parametrar är samlade i bilaga A. I kapitel 4 följer en resultatdiskussion varvat med resultat från valideringen. Avslutningsvis ges några förslag till fortsatt arbete. I bilaga C finns även modellens grundläggande ekvationer samlade.



## 2 Metoder och simuleringsverktyg

### 2.1 Modellering av system

En matematisk modell av ett system är ett verktyg som vi använder för att besvara frågor om systemet utan att behöva genomföra experiment. De matematiska relationerna i modellen beskriver sambanden mellan fysikaliska storheter som kan observeras i systemet [1]. Exempel på sådana relationer vi känner till är Ohms lag och Newtons kraftlag. Ohms lag är ett exempel på ett statiskt samband, dvs. variablerna förändras momentant med tiden. För att fånga dynamiken i ett system krävs differentialekvationer. Dessa karaktäriseras av tidsderivator som gör att variablerna även påverkas av tidigare värden på insignalen. Om det är möjligt att lösa ut ekvationens derivata så att den beror på de variabler vars derivator finns utlösta samt på externa signaler, så får man en tillståndsekvation. Ekvationens form blir:

$$\dot{x} = f(x, u)$$

där  $x$  utgör de fysikaliska variablerna och kallas för systemets tillstånd. Externa signaler betecknas med ett  $u$ . Tillståndsmodeller ger stora fördelar eftersom de matematiska egenskaperna är väl utforskade och det finns effektiva numeriska lösningsmetoder. Tillståndsekvationer är egentligen ett specialfall av den mer allmänna differentialalgebraiska tillståndsmodellen eller DAE-modellen.

Den matematiska modellen utgör alltid en approximation av motsvarande fysikaliska system. Modellerna som används utgör ofta en kompromiss mellan kraven på exakthet och matematisk enkelhet. Hur denna kompromiss görs, dvs. hur modellen ser ut, bestäms av de förutsättningar under vilka det aktuella systemet arbetar. Det är således viktigt att skaffa sig en känsla för graden av noggrannhet som kan tilltros resultatet av analysen och förstå de problem som uppstår då man försöker skaffa sig en exaktare modell [1].

#### 2.1.1 Tillvägagångssätt

För att konstruera modeller finns det i princip tre typer av tillvägagångssätt [1]:

I **fysikaliskt modellbygge**, eller "white-box" modellering, använder man de naturlagar som beskriver systemet, vilket kräver fullständig teoretisk kunskap om det objekt som skall modelleras. Detta kan ofta vara arbetskrävande men ger i gengäld en flexibel modell samt ökad förståelse av hur det tekniska systemet fungerar.

**"Black-box" modellering** innebär att mätdata från systemkomponenter används för att beskriva en delmodell. Dessa kallas för "black-box" modeller eftersom man bara beskriver sambandet mellan in- och utsignaler. Parametrarna i dessa modeller har i princip ingen fysikalisk tolkning.

I **semifysikaliskt modellbygge** använder man "black-box" modellering som komplement till fysikaliskt modellbygge och får en "grey-box" modell. Dessa modeller är delvis bestämda så tillvisso att det behövs identifieringsmetoder för att skatta vissa parametrar. Ofta är dessa de mest kraftfulla och robusta modellerna.

### 2.1.2 Modellvalidering

Begreppet modellvalidering innebär att man fastställer om en modell har den önskvärda egenskapen att vara giltig. En giltig modell är sådan att den hjälper till att lösa problem med avseende på sitt syfte. Den kan inte ge en sann beskrivning av ett system eftersom exakthet aldrig kan uppnås. Däremot önskar man minimera modellens avvikelser gentemot systemet så att den blir tillräckligt bra för den aktuella tillämpningen. Det finns olika sätt att studera modellens förmåga att reproducera systemets uppträdande. Naturligt är att jämföra systemets och modellens utsignaler då samma insignal appliceras. Inverkan av modellapproximationer och modellparametrar kan också utvärderas genom att man gör förändringar i delsystem och undersöker hur utsignalen ändras. Blir variationerna stora bör man överväga att lägga ner mer tid på denna del [1].

En modell är endast giltig inom det område för vilken den validerats. Å andra sidan kan modellens syfte vara att studera systemegenskaper där valideringsmöjligheter saknas eftersom t ex systemet inte existerar eller att mätdata inte finns för olika arbetspunkter. Detta ställer stora krav på modellens trovärdighet. Det är alltid sunt att förhålla sig kritisk till en modell.

## 2.2 Simulering

Simulering innebär att man gör numeriska experiment på modellen. Därigenom fås ett billigt och tidsbesparande alternativ till att experimentera med systemet. Fler fördelar uppenbarar sig: I produktutvecklingssyfte kan värdefull information fås för framtagning av prototyper. Hypotetiska undersökningar kan göras genom att t ex införa fel på komponenter eller ändra deras karaktäristik. Vissa försök kan inte omsättas i praktiken eftersom det skulle kunna innebära fara för människor och/eller systemet. Med simuleringar kan man istället förutsäga hur systemet kommer att bete sig. Man skall dock alltid ha i åtanke att slutsatserna av simuleringsresultaten aldrig kan bli noggrannare än vad modellen är.

### 2.2.1 Simulink

Ett välutvecklat och användbart simuleringsverktyg är Simulink, vilket är en "toolbox" till programmet Matlab. Simulink har ett grafiskt användargränssnitt vilket innebär att modellen implementeras med färdiga eller användardefinierade funktionsblock. Dessa block kopplas sedan samman med pilar, som representerar in- och utsignaler, så att en önskad modell bildas. För att få en god översikt och struktur på sin modell kan man med fördel använda subsystem för olika delmodeller. På så sätt fås en hierarkisk uppbyggnad som på ett överskådligt sätt visar hur modellens delar samverkar.

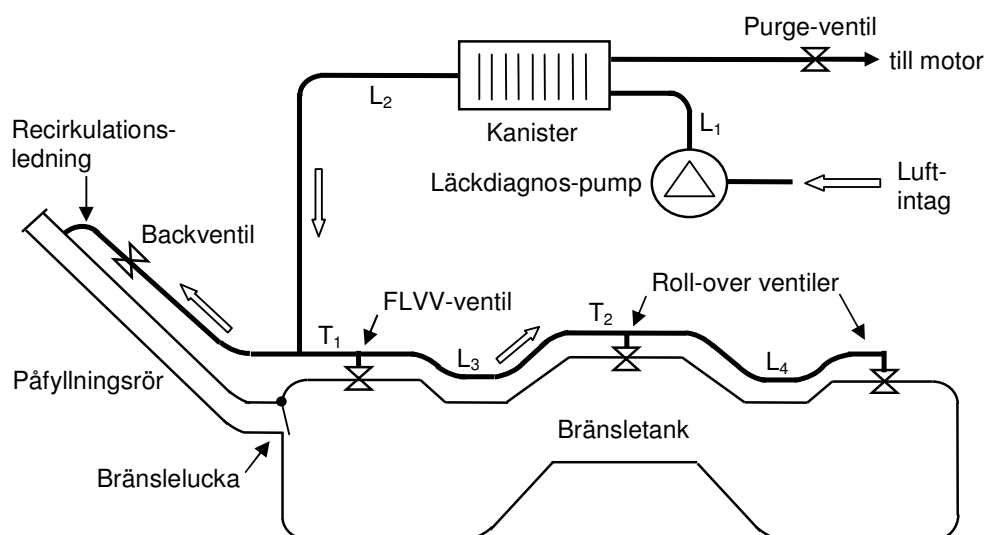
När den implementerade modellen simuleras genomför programmet numerisk integration av förekommande differentialekvationer. Som tidigare nämnts har en tillståndsbeskrivning bland annat fördelen att de numeriska metoderna blir effektiva samt att det existerar en entydig lösning. Användaren kan själv välja en av de lösningsalgoritmer som Matlab/Simulink erbjuder. Detta bör också göras eftersom algoritmerna har olika prestanda och är lämpade för olika typer av system. Modellens karaktär bestäms av de tidskonstanter som är förknippade med systemet. Dessa anger i vilken tidsskala systemets variabler förändras. System innehållande differentialekvationer med mycket spridda tidskonstanter kallas för styva. I ett styvt problem skiljer det åtminstone tre till fyra tiopotenser på tidskonstanterna. Man kan då välja att använda en implicit flerstegslösare, t ex ode15s, som medelvärdesbildar under den

snabba dynamiken. Följden blir att algoritmen kan använda en längre steglängd för i princip samma noggrannhet och därigenom blir simuleringstiden avsevärt kortare. Om inget val av lösare görs använder programmet ode45, vilket är en explicit en-steps lösare, dvs. värdet i en punkt beräknas endast med hjälp av värdet i föregående punkt. Denna lösaren väljer därför i allmänhet en väldigt kort steglängd, vilket förlänger simuleringstiden men lämpar sig väl för snabb dynamik. Om ode45 används för styva problem kan dess egenskaper ge svängningar i simuleringsspåret som inte finns i den egentliga lösningen. För problem som inte är styva är ode45 oftast ett lämpligt val. Ett tips i sammanhanget är att pröva några av lösarna för att se om de ger samma lösningstid och utsignal. Det finns även möjlighet att kartlägga vilka delar av modellen som kostar mest tid genom att aktivera "profile" i verktygsmenyn. Efter simuleringen fås en sammanställning som visar lösningstider och utnyttjande av kapacitet för modellens funktioner.

### 3 Modellering av systemet

#### 3.1 Beskrivning av systemet

Den totala systembeskrivningen kommer att bestå av ett antal delmodeller i enlighet med de komponenter och fysikaliska aspekter som är förknippade med ett läckdiagnostest baserat på övertrycksmetoden. För att ge en överblick över systemet visas en skiss nedan (observera att den ej är skalenlig):



figur 1: Grov skiss över det evaporativa systemet.

Tanken har en "sadelformad" konstruktion för att ge utrymme åt kardanaxeln och avgasröret som löper under bilen. Tanken är således konstruerad för fyrhjulsdrivna modeller. Tre ventiler, FLVV- (Fuel Level Vent Valve) och roll-over-ventilerna, är placerade på olika ställen på tankens ovansida för att möjliggöra trycksättning då bilen står i sådan lutning att bränslet blockerar någon av luftvägarna. Dessa ventiler, samt backventilen, förhindrar att bränsle kommer ut ur tanken om bilen skulle hamna uppochner. Recirkulationsledningen och bränsleluckan skyddar mot att bränsle trycks ut ur påfyllningsröret vid tankning. Eftersom den bränslefria volymen minskar stiger tanktrycket. I bensinpumparnas slangar finns därför övertrycksskydd som bryter bränsleflödet om trycket i tanken blir för högt, dvs. när den börjar bli full. Recirkulationsledningen möjliggör avkänningen av tanktrycket eftersom påfyllningsröret blockeras av bränsle. I figuren har ledningar och förgreningar markerats med L respektive T, till vilka senare hänvisningar sker.

I följande avsnitt behandlas delmodellerna enligt den hierarkiska struktur de har implementerats. Det innebär att kapitelindelningen görs efter följande sju enheter:

Läckdiagnospumpen

Diagnosfunktionen

Ledningssystemet

Temperaturmodellen

Geometrimodellen

Bränslemodellen

Gasvolymen

Matematiska modeller ställs upp utifrån de fysikaliska samband som beskriver de dynamiska och statiska förloppen. Vidare behandlas även hur parametrar har bestämts, samt vilka approximationer och antaganden som gjorts.

#### 3.1.1 Fysikaliska aspekter

Diagnosfunktioner kan utvecklas på olika sätt men har oftast gemensamt att deras utsignaler jämförs mot tröskelvärden. Om funktionsvärdet överstiger tröskelnivån ges felutslag, annars inte. En svårighet i diagnossammanhang ligger ofta i att bestämma tröskelnivån så att inga falsklarm ges, utan att feldetekteringen för den skull går förlorad. I ett idealt system utan störningar skulle det vara mycket enkelt att finna tröskelvärden som ger perfekta diagnoser. Verkligheten är dock inte ideal i bemärkelsen att icke önskvärda effekter och störningar alltid påverkar resultatet. I modelleringshänseende är det därför viktigt att försöka integrera de fysikaliska källor som ger upphov till dessa störningar.

I fallet med läckdiagnos är det systemtrycket som indirekt avgör diagnosens utsaga. Som bekant skapas ett övertryck i systemet genom att luft pumpas in. För att minimera oönskad påverkan körs ett läckdiagnostest först efter att motorn stängts av. Trycket i tanken påverkas emellertid av fler faktorer och det är dessa som utgör störningar för diagnosmetoden. Nedan listas de viktigaste faktorerna som påverkar tryckupbyggnaden i ett läckagefritt system:

Komponenternas karaktäristik

Temperatur

Bränslevolym

Evaporering (förångning av bränsle)

Atmosfärstryck

Initialt tanktryck

Ventillägen

Bränsletyp

Inbördes variationer hos pumpar

Tankens elasticitet

I följande avsnitt ges motiveringar till varför just dessa faktorer bedöms vara av vikt. Vidare redogörs det för hur de olika faktorerna integreras i modellen.

#### 3.1.2 Modellens inparametrar

Det är alltid fördelaktigt med så få inparametrar som möjligt ur användarsynpunkt. Inparametrarna till modellen är intuitivt lätta att förstå och vissa startvärden måste alltid anges. Detta för att initialt sätta de tillstånd som råder i tanken efter körning. Själva simuleringen avspeglar en läckdiagnoscykel som tar sin början efter att motorn stängts av, för att därefter pågå i en till sju minuter beroende på förhållandena.

Erforderliga inparametrar till hela systemet är följande:

**Temperaturer:** omgivningstemperatur, bränsletemperatur, markttemperatur och temperatur i icke bränslefyllt volym.

**Tryck:** atmosfärstryck och tanktryck.

**Bränsletyper:** "FAS2", "winter fuel" eller "indolene fuel"

**Övrigt:** Bränslevolym, ventillägen, diameter på simulerad läcka (i tank eller tanklocket), bilens höjd över havet, pumptyp.

Förklaringar till parametrarna ges i kommande avsnitt. Modellerna har nominella värden med utgångspunkt från ett tanksystem benämnt P1 AWD lev II. Beteckningen P1 avser den plattform som Volvo S40 och V50 byggs utifrån. AWD anger att tanken är konstruerad för de fyrhjulsdrivna varianterna och lev II anger att systemet följer specificerade emissionskrav. För att effektivisera parametersättningen finns en M-fil genom vilken inparametrarna anges.

### 3.2 Läckdiagnospumpen

Pumpen är en så kallad vingpump vilken arbetar efter följande princip [2]: Pumphuset har ett inlopp och ett utlopp och innehåller en rotor med fyra vingar eller blad. Rotorn drivs av en likströmsmotor med konstant inspänning på 12 V. Rotorn är asymmetrisk placerad i pumphuset vilket gör tryckökningen möjlig. Vingarna som är radiellt fastsatta på rotorn, trycks utåt pumphusets vägg då rotation sker. Mellan vingarna, pumphusets vägg och rotorn finns således sektioner eller hålrum där luft kan ansamlas. Följande sektioner kan definieras:

OTI: Open to inlet

CTIO: Closed to inlet and outlet

OTO: Open to outlet

Vid inloppet fylls OTI med luft. Rotationen medför att luften hamnar i CTIO-läge, dvs. luften inestängs i pumphuset. Rotorns asymmetriska placering gör att sektionens volym minskar vid ytterligare rotation. När sedan sektionen når OTO-läge har volymminskningen genererat den önskade tryckökningen. Läckflödet för vingpumpar definieras som den mängd av en fluid som läcker från OTO-volymen till OTI-volymen per tidsenhet. Läckaget beror på spelrum mellan roterande och fasta delar, fluidens karaktäristik samt på tryckdifferensen mellan OTO och OTI. För läckdiagnospumpen innebär detta att den efter ett tag når en arbetspunkt där

dess levererade flöde är lika stort som läckflödet. Det sker vid ett övertryck på ungefär 6-7 kPa. I ett diagnostest behöver man emellertid inte komma upp i maxtryck som vi senare ska se. Att belasta pumpen maximalt är ej heller önskvärt eftersom det påfrestar bilbatteriet i onödan. Vidare ökar slitaget och därmed förkortas även livslängden. Emissionsrelaterade komponenter har stora kvalitetskrav gällande hållbarhet och funktionsduglighet.

Ordet "pump" är egentligen inte en helt korrekt benämning i sammanhanget. Pumpar som arbetar enligt ovanstående princip ska egentligen kategoriseras som kompressorer. I rapporten följer vi dock den inofficiella benämningen och använder således ordet "pump". Syftet med pumpen är att detektera läckor med en diameter större än 0,5 mm enligt gällande OBD II lagstiftning. I fortsättningen syftar vi alltid till diametern när det gäller storleken på en läcka. Pumpen arbetar efter följande princip:

Efter att bilens motor stängts av så startar den med att pumpa luft genom en intern referensläcka på 0,5 mm. Pumpens last och därmed matningsström beror på referensläckans storlek. Avläsning av referensströmmen görs då signalen stabiliserats. Sedan slår en riktningssventil om och pumpen börjar trycksätta systemet. Pumpströmmen ökar till följd av tryckökningen i systemet vilken i sin tur beror på eventuellt läckage. Detektion av läckage kan sedan ske genom att uppmätt ström jämförs med referensströmmen. Hur strömmen varierar i olika fall behandlas mer ingående i avsnittet om diagnosfunktionen. Eftersom pumpen är en emissionsrelaterad komponent finns det även krav på att den diagnostiseras. I undersökningen kontrolleras det att referensströmmen ligger inom ett visst intervall, att strömmen inte fluktuerar onormalt mycket, samt att riktningssventilen slår om.

#### 3.2.1 Modellering av pumpen

Pumpen modelleras som en "black-box", där sambandet mellan in- och ut signaler beskrivs. Det motiveras av att dynamiken hos pumpens motor är väsentligt snabbare än systemets dynamik. Det är då en god approximation att modellera pumpen med statiska samband. För en noggrannare utredning skulle det även krävas information om friktionsförluster, läckflöde, motorkonstanter etc. vilket inte finns tillgängligt. I modelleringssyfte är det lämpligt att låta systemtrycket,  $p_{sys}$ , som upplevs av pumpen utgöra insignal. Beroende på trycket åtgår det en viss pumpeffekt. Med hjälp av mätdata har följande linjära samband verifierats:

$$i(t) = a_1 p_{sys}(t) + a_2 \quad (3.2.1)$$

På samma sätt behövs ett samband som relaterar pumpströmmen,  $i$ , till det levererade flödet,  $Q$ . Sambandet blir olinjärt och beskrivs av ett andragradspolynom enligt:

$$Q(t) = b_1 i^2(t) + b_2 i(t) + b_3 \quad (3.2.2)$$

Parametrarna  $a_i$  och  $b_i$  har bestämts på experimentell väg och eftersom det alltid förekommer inbördes skillnader emellan komponenter har mätningar utförts på flera pumpar. Man kan således få en "medelvärdespump" där parametrarna kan bestämmas med minsta kvadraten uppskattningar genom att minimera residualvektorerna, dvs parametervektorn  $k$  bestäms som lösning till minimeringsproblemet:

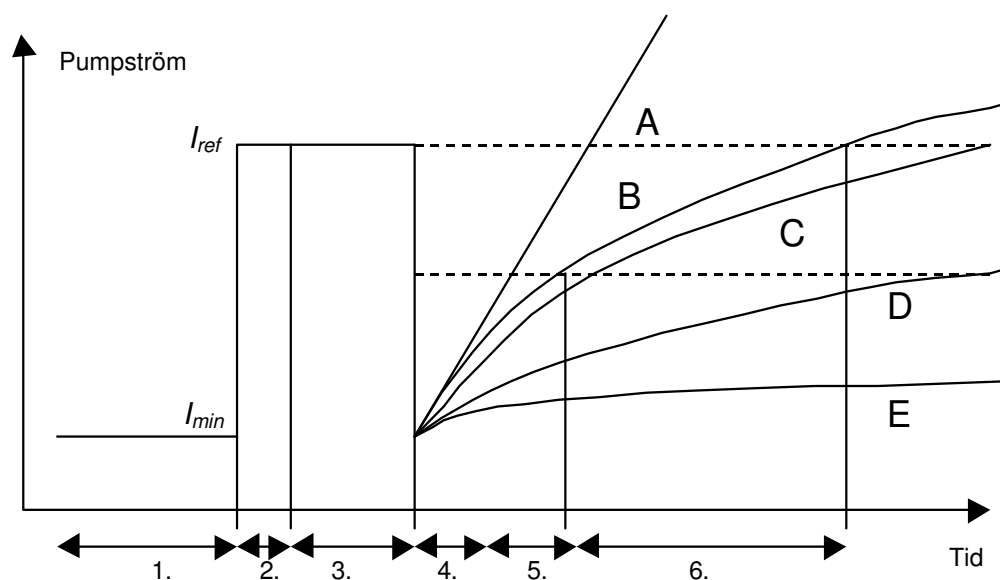
$$\min_k \|b - Ak\|_2 \quad (3.2.3)$$

där  $A$  är en  $m \times n$ -matris och  $b$  är en vektor i  $R^m$  och  $k$  är en vektor i  $R^n$ . Modellanvändaren har även möjlighet att simulera med en max- eller minpump. Max- och minpumpar karakteriseras av att de har en relativt hög respektive låg referensström. Detta beror på interna skillnader hos pumparna vilket i princip endast medför skillnader hos parametrarna  $a_1$  och  $a_2$  i ekv. 3.2.1.

Observera att i ovanstående resonemang avses det relativa trycket, dvs. trycket som pumpen upplever i relation till atmosfärstrycket,  $p_{atm}$ . En begränsning vid utnyttjandet av black-box modeller är att de kan bli "endimensionella" om modellen bygger på variationer hos en insignal. Ett visst systemtryck ger specifika utsignaler hos strömmen och flödet. Eftersom pumpmodellen bygger på mätningar gjorda i rumstemperatur råder en viss osäkerhet beträffande det levererade flödet för andra temperaturer. I det ovanstående resonemanget utgår vi från att kompressionsarbetet kostar lika mycket energi för alla temperaturer. Man bör även ha i åtanke att luft undgår relativt stora densitetsförändringar inom ramen för "normala" temperaturintervall. En effekt av det är att lufttrycket inte ökar mer än knappt 20 Pa vid en temperaturförändring från  $-10$  till  $+40$  C°, dvs slutvärdet på trycket av pumpens kompression bör inte påverkas nämnvärt av varierande temperaturer. Däremot kommer temperaturens inverkan på densiteten ge upphov till skillnader hos luftflödet. Det behandlas mer ingående i avsnitt 3.4.1 där flödesekvationen härleds.

### 3.3 Diagnosfunktionen

I avsnittet om läckdiagnospumpen behandlades hur pumpen arbetar. Vi ska här titta närmare på hur pumpströmmen varierar under olika förlopp och hur det utnyttjas i diagnossyfte. Som tidigare nämnts är kravet att en läcka större än 0,5 mm ska kunna upptäckas. Man vill även separera grovläckor från finläckor. De förstnämnda är större eller lika med 1,0 mm, medan en finläcka har en storlek mellan 0,5 och 0,99 mm. I diagrammet nedan visas hur strömmen varierar för fem olika fall samt de tidssekvenser som beskriver förloppet.



figur 2: Pumpströmmens principiella utseende för några olika fall.



Sekvens 1 är en tidsfördröjning efter att motorn stängts av. Syftet är att systemet ska stabiliseras innan mätningen påbörjas. I läge 2 startar pumpen med att pumpa mot referensläckan varvid vissa transienter inledningsvis uppstår. Även tredje sekvensen är en tidsfördröjning för att säkerställa att transienterna ebbat ut. När signalen är tillräckligt stabil bestäms värdet på referensströmmen,  $I_{ref}$ . I läge 4 slår riktningssventilen om och pumparbetet riktas mot systemet. På samma sätt som ovan sker en kort fördröjning innan signalen mäts så att transienter ej ska inverka. I femte sekvensen väntar diagnossystemet på att den filtrerade signalen ska passera gränsvärdet som är relaterad till en 1,0 mm läcka. Om ingen grovläcka hittas, går mätningen in i fas 6 för att undersöka förekomsten av en eventuell finläcka, dvs. 0,5 mm. Diagnossystemet undersöker då om pumpströmmens derivata är tillräckligt stor och om gränsvärdet överskrids [3].

De olika strömkurvorna som visas i figur 2 kan relateras till följande situationer:

- A Inget läckage.
- B Tryckuppbyggnaden sker långsammare än i fallet A, vilket kan bero på en mindre mängd bränsle i tanken alternativt en liten läcka < 0,5 mm.
- C Strömkurvan närmar sig referensvärdet för en 0,5 mm läcka.
- D Strömkurvan närmar sig referensvärdet för en 1,0 mm läcka.
- E Strömmen stabiliserar sig och når aldrig första gränsvärdet. Troligtvis pga en stor läcka.

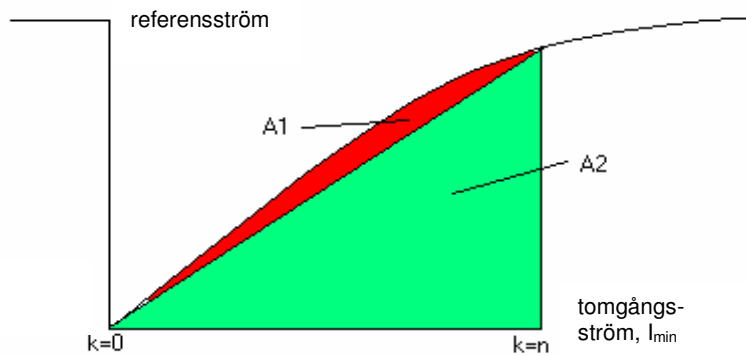
#### 3.3.1 Funktionsbeskrivning

För att normera beräkningarna används den relativa pumpströmmen,  $I_{rel}$ , vilken fås ur:

$$I_{rel}(n) = \frac{I(n) - I_{min}}{I_{ref} - I_{min}} \quad (3.3.1)$$

där  $I(n)$  anger den samplade strömmen och  $I_{min}$  är den minsta strömmen som fås direkt efter att pumpens riktningssventil slagit om. Normeringen innebär att mätningarna blir oberoende av varierande värden på  $I_{ref}$  och  $I_{min}$  hos pumparna.

Idén med algoritmen är att den jämför den relativa strömmens ackumulerade värde, dvs arean under kurvan, med arean av den ortogonala triangel som bildas under kurvan (se figur 3). Areaförhållandet jämförs sedan med värdet på  $I_{rel}(n)$  och dess derivata.



figur 3: Areaförhållandet för den relativa strömmen.

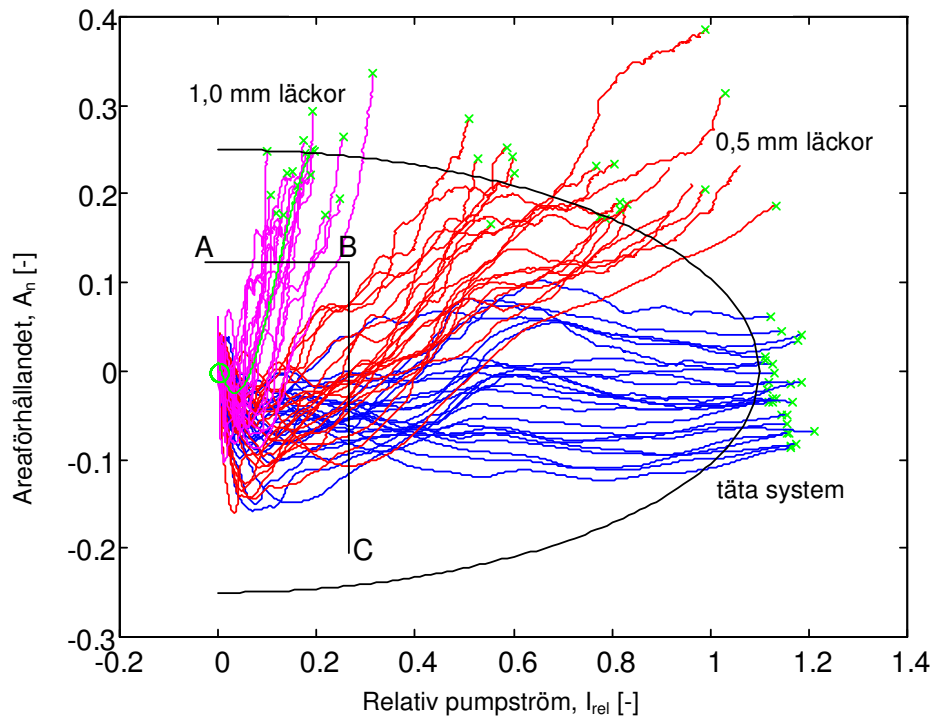
Med figurens införda beteckningar blir den integrerade relativa strömmen således:

$$A_{\text{int}} = A_1 + A_2 \quad (3.3.2)$$

där  $A_2$  utgör triangelns area. Areaförhållandet  $A_n$  beräknas sedan för varje sampel enligt:

$$A_n = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A_{\text{int}}}{A_2} - 1 = \frac{2 \sum_{k=1}^n I_{\text{rel}}(k)}{n I_{\text{rel}}(n)} - 1 \quad (3.3.3)$$

För att skilja ett läckande system från ett tätt används sambandet mellan areaförhållandet  $A_n$  och den relativa pumpströmmen. Några olika fall illustreras i figur 4 där  $A_n$  ges som funktion av  $I_{\text{rel}}$ .



figur 4:  $A_n$  som funktion av  $I_{rel}$  för 1,0 och 0,5 mm läckage, samt täta system.

Alla mätsekvenser startar i origo och slutar vid de markerade kryssen. Ellipsen i figuren utgör den gräns efter vilken diagnosbeslutet tas. Enligt definitionen av en ellips sker detta således när:

$$\left(\frac{I_{rel}(n)}{C_{Irel}}\right)^2 + \left(\frac{A_n(n)}{C_{An}}\right)^2 > 1 \quad (3.3.4)$$

där  $C_{Irel}$  och  $C_{An}$  är designparametrar för funktionen. För att skilja på grov- och finläckor använder funktionen specificerade värden  $C_{AB}$  och  $C_{BC}$  (linjerna AB och BC i fig. 4) samt en tidsfaktor  $C_{time}$ . Villkoren för att detektera en grovläcka blir [3]:

*If* ( $A(n) \geq C_{AB} \ \& \ I_{rel}(n) \leq C_{BC} \ \& \ n < C_{time}$ ) *or* ( $A(n) < C_{AB} \ \& \ I_{rel}(n) \leq C_{BC} \ \& \ n \geq C_{time}$ )

*Leakage*  $\geq 1,0$  mm found

*Elseif* ( $I_{rel}(n) > C_{BC}$ )

*No leakage*  $\geq 1,0$  mm found

*End if*

Det betyder i princip att  $A_n(I_{rel})$  ska skära linjen  $AB$  före  $BC$  för att en grovläcka ska detekteras. Den andra möjligheten är att det tar lång tid innan linjerna skärs. Att skilja täta system från system med finläckor är dock svårare. För bedömningen används ett testvärde som är en linjärkombination av  $A_n$  och dess derivata med avseende på  $I_{rel}$ , dvs:

$$Testvalue = C_a A_n + C_b A'_n(I_{rel}) \quad (3.3.5)$$

där  $C_a$  och  $C_b$  är designparametrar. Pseudokoden för en finläcka blir [3]:

```

If  $\left(\frac{I_{rel}(n)}{C_{Irel}}\right)^2 + \left(\frac{A_n(n)}{C_{An}}\right)^2 > 1$  then
    Testvalue =  $C_a A_n + C_b A'_n(I_{rel})$ 
    If Testvalue >  $C_{faultlimit}$ 
        Leakage  $\geq 0,5$  mm found
    Else
        No leakage  $\geq 0,5$  mm found
    End if
End if

```

där  $C_{faultlimit}$  är tröskelvärdet för en 0,5 mm läcka. Observera även att beslutet inte tas förrän ellipsgränsen har passerats, såvida det inte handlar om en grovläcka.

#### 3.3.2 Avgränsningar

Diagnossystemet testar under vissa betingelser baserat på lagkrav. Under följande förhållanden ska systemet kunna köras [3]:

På höjder under 2500 m. Med ökande höjd så minskar omgivningens tryck vilket resulterar i hög avdunstning och ökad koncentration av kolväte i kanistern. Om systemet testar i detta läge kommer kanistern att dräneras vilket påverkar tanktrycket och därmed även diagnosresultatet.

Endast då motorn är avstängd. När ett fordon körs och bensinpumpen arbetar så genererar det skvalp i tankutrymmet vilket påverkar avdunstningen. Detta har till följd att trycket varierar, vilket genererar fluktuationer i pumpströmmen.

För att undvika fastfrysning av rörliga delar körs diagnosen endast vid temperaturer över 0 °C. Vid temperaturer över +35 °C görs heller inget test pga ökad evaporering.

Bränsleandelen i tanken ska vara mellan noll och 85% av full tankvolym. Vid högre andel är volymen för evaporering liten och tryckupbyggnaden kommer att ske snabbt och svårkontrollerat. För att bestämma bränslemängden används tankens båda nivågivare (anm. i sadeltankar finns två givare, annars en). Systemet måste dock kunna vara oberoende av dessa i händelse av att någon blir felaktig. Om detta sker används pumpströmmen för en mer grov bedömning av bränslemängden. Pumpen sätter igång som vanligt men visar det sig att

tryckuppbyggnaden sker väldigt snabbt, pga en hög bränslenivå och/eller extrem evaporering, så avbryts testet.

#### 3.3.3 Modellering av diagnosfunktionen

Diagnosfunktionen implementeras som ett simulinkblock helt enligt den pseudokod som beskriver algoritmen. Delmodellens insignal är pumpströmmen och dess två ut signaler är kopplade till varsin siffervisare som visar en "etta" vid grovläcka respektive finläcka, annars "noll". Förutom koden finns följande tillägg i modellen:

Insignalen filtreras först genom ett besselfilter av lågpasstyp för att eliminera högfrekventa signaler.

Signalen A/D-omvandlas sedan med en sampeltid på 0,1 s.

Modellen testar aldrig en referensläcka. Värdena på  $I_{ref}$  är konstanta för respektive pump. Detta kräver dock att korrektionsfaktorn  $\psi(T)$  multipliceras till referensströmmen för att kompensera för temperaturskillnader (se avsnitt 3.4.1). Modellen sätter dock värdet av  $I_{min}$  efter en viss tidsfördröjning så att signalen hinner stabiliseras. Först därefter börjar  $I_{rel}$  och  $A_n$  beräknas.

Uppräkningar och tidsfördröjningar sker med hjälp av räknare med uppräkning vid varje sampel.

Derivatan av  $A_n$  filtreras i systemet, därför finns även ett diskret lågpasfilter i modellen.

Vad som ej framgår av koden är att  $A_n$ :s värde ej används i evalueringen under de första sekunderna. I början blir värdet större än  $C_{AB}$  ( $< 1$ ) vilket inses genom att betrakta ekv. (3.3.3). Villkoren för grovläckage kommer följaktligen att uppfyllas på felaktiga grunder. Signalen för  $A_n$  har därför inledningsvis en övre mättnadsgräns för att förhindra det.

### 3.4 Ledningar

Tillståndet i en ledning eller ett rör kan beskrivas med parametrarna flöde, tryck och densitet. Kontinuitetsekvationen för strömningen i ett rör ger vid stationär strömning, dvs in- och utflöde är lika stort, att:

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot w_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2 \quad (3.4.1)$$

Index 1 och 2 representerar ledningens in- och utlopp. I modellen approximeras luften som en ideal gas där tillståndsförändringar sker adiabatiskt och strömningen är endimensionell. Det första antagandet bygger på att systemtrycket vid ett läckagetest är flera tiopotenser lägre än det kritiska trycket för luft, vilket innebär att luften utan vidare kan anses vara ideal. Luft har en hög kompressibilitet vilket har en stor inverkan på pneumatiska system. En tumregeln säger dock att kompressibla effekter är försumbara för strömningshastigheter under 0,3 Mach (ca 100 m/s) [4]. Strömningshastigheter över 100 m/s skulle i grova tal innebära flöden över 10 liter/s i detta fallet, vilket är långt över vad diagnosumpen klarar leverera. Utan mottryck genererar pumpen ett flöde på ungefär 1 liter/min. Modellen kan därför anses stämma bra med den verkliga situationen.

### 3.4.1 Beskrivning av dynamiken

När pumpen börjar arbeta uppstår tryckskillnader,  $\Delta p$ , mellan rörets ändar. Detta genererar en kraft som i sin tur accelererar luften. Om rörets area är  $A$ , blir kraften  $\Delta p \cdot A$ . Massan som ska accelereras är  $\rho \cdot l \cdot A$ , där  $l$  är rörets längd och  $\rho$  är luftens densitet. Kraftlagen ger då:

$$\Delta p(t) \cdot A = \rho \cdot l \cdot A \frac{d}{dt} w(t) \quad , \quad \text{där } w \text{ är luftens hastighet. Eftersom flödet } Q(t) = w(t) \cdot A \text{ blir}$$

$$\Delta p(t) = \frac{\rho \cdot l}{A} \cdot \frac{d}{dt} Q(t) \quad \text{eller ekvivalent} \quad Q(t) = \frac{A}{\rho \cdot l} \cdot \int_0^t \Delta p(\tau) d\tau \quad (3.4.2)$$

Observera att i resonemanget ovan har luften approximerats som inkompressibel eftersom densiteten betraktas som konstant. Att i ekv. (3.4.2) låta densiteten få ett tidsberoende skulle leda till en svårlöst icke-linjär DAE-modell. En relaxering är istället att använda gaslagen i beräkningen av densiteten vilket leder till:

$$\rho(t) = \frac{p_{atm} + \Delta p(t)}{R_{air} \cdot T} \quad (3.4.3)$$

Ur ekv. 3.4.2 och 3.4.3 framgår det hur temperaturen påverkar flödet genom densiteten. En förändring av luftens temperatur från t ex  $0 \text{ C}^\circ$  till  $+30 \text{ C}^\circ$  ger ungefär 10 % förändring av densiteten vilket påverkar flödet i samma grad. Enligt diskussionen om pumpflödet bör vi följaktligen även normera denna med avseende på temperaturen. Korrektionstermen, med vilken pumpflödet ska multipliceras, blir:

$$\psi(T) = \frac{\rho(T = 293K)}{\rho(T)} = \frac{1.189}{1.4598 \cdot 10^{-5} T^2 - 0.0127T + 3.6567} \quad (3.4.4)$$

För att inkludera olika höjders inverkan beräknas atmosfärstrycket,  $p_{atm}$ , på höjden  $z$  meter över havet, med barometer ekvationen [6]:

$$p_{atm} = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{\mu \cdot g \cdot z}{k_B \cdot T_{atm}}\right) \quad (3.4.5)$$

där  $p_0$  anger atmosfärstrycket vid havsnivån.

Vidare behövs en relation som beskriver tryckuppbyggnaden i röret. Eftersom röret kan ses som en volym i vilken trycket varierar beroende på in- och utflöde kan ett samband med utgångspunkt från ideala gaslagen härledas. Det gäller att:

$$pV = mRT \quad (3.4.6)$$

där  $R$  är den individuella gaskonstanten för luft. När luft pumpas in i en konstant volym sker en förändring av tryck, massa och temperatur. Om vi differentierar ekv. 3.4.6 med avseende på förändringen och betraktar  $R$  som konstant fås:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dV}{V} + \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (3.4.7)$$

Vidare antas tillståndsförändringen vara polytropisk vilket ger ett förhållande mellan tryck och temperatur för små förändringar:

$$\frac{dT}{T} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{dp}{p} \quad (3.4.8)$$

Ekv. 3.4.7 och 3.4.8 ger för en konstant volym:

$$\frac{dp}{p} = \kappa \cdot \frac{dm}{m} \quad (3.4.9)$$

Derivering av 3.4.6 med avseende på tiden ger tillsammans med ekv. 3.4.9:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa p}{m} \cdot \frac{dm}{dt} \Rightarrow \frac{dp}{dt} = \frac{\kappa RT}{V} \cdot \frac{dm}{dt} \quad (3.4.10)$$

Förändringen av massa känner vi som massflödet, vilket kan skrivas som produkten mellan densiteten och flödet,  $\Delta Q$ , genom ledningen, dvs:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa RT \rho}{V} \cdot \Delta Q \quad \text{eller ekvivalent} \quad p(t) = \frac{\beta}{V} \int_0^t \Delta Q(\tau) d\tau \quad (3.4.11)$$

där  $\kappa RT \rho = \kappa p = \beta$  kallas för kompressionsmodulen. Polytropexponenten  $\kappa$  varierar mellan 1 och 1.4 för luft beroende på processen man avser att modellera. I detta fallet blir systemtrycket lågt och temperaturen påverkas inte nämnvärt vilket medför att  $\kappa$  har värdet ett i modellen [9]. Kompressionsmodulen kan därmed skrivas som:

$$\beta(t) = p_{atm} + \Delta p(t) \quad (3.4.12)$$

Med ekv 3.4.2 och 3.4.11 kan dynamiken i en ledning beskrivas.

#### 3.4.2 Strömningsförluster

Strömningsförluster som uppstår i ventiler och kanistern kan allmänt uttryckas som en funktion av volymflödet  $Q$ , densiteten  $\rho$  och specifika parametrar. Om differenstrycket över en komponent är  $\Delta p_f$ , kan strömningsförlusten generellt uttryckas som:

$$\Delta p_f = R(Q) \cdot Q \quad (3.4.13)$$

där  $R(Q)$  utgör en flödesresistans som beror på komponentens karaktäristik. Friktion i rör och ledningar utgör även en resistans för strömningen. Den friktionsrelaterade resistansen beror på faktorer som strömningssätt, dvs laminär eller turbulent strömning, rörets ytbeskaffenhet och mediets viskositet [4]. I förekommande fall kommer strömningen vara laminär vilket visar sig

då Reynoldstalet:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3.4.14)$$

beräknas för värsta tänkbara fallet. För  $\text{Re} < 2300$  är strömningen laminär och för  $\text{Re} > 2300$  är strömningen turbulent. För att beräkna strömningsförlusterna kan följande betraktelsesätt användas:

Tryckförlusten kan väntas vara proportionell mot rörlängden,  $l$ , mellan de betraktade snitten och omvänt proportionell mot diametern,  $d$ . Med hänsyn till dimensionsbetraktelser kan  $\Delta p_f$  också förväntas vara proportionell mot produkten  $\rho \cdot w^2$ . Härav erhålles följande samband för flödesresistansen [5]:

$$R(Q) = f \cdot \frac{\rho \cdot l}{d \cdot A^2} \cdot |Q| \quad (3.4.15)$$

där friktionsfaktorn  $f$  beror av strömningssättet och ytojämnheter i ledningen. Allmänt gäller att ytojämnheter ej påverkar  $f$  vid laminär strömning, men vid turbulent strömning inverkar ytan mycket på  $f$  [4]. Vid laminärt strömningssätt kan friktionsfaktorn beräknas enligt:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.4.16)$$

Med hjälp av ekv. 3.4.14-16 kan vi uttrycka tryckförlusten som:

$$\Delta p_f(t) = \frac{64 \cdot \nu \cdot l}{d^2 \cdot A} \rho(t) \cdot |Q(t)| \quad (3.4.17)$$

#### 3.4.2.1 Ventiler mm

Vid sidan av rena friktionsförluster erhålls också engångsförluster från rörkrökar, ventiler, areaändringar mm [4]. Engångsförluster,  $R_v$ , kan modelleras genom uttrycket

$$R_v(Q) = \xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot A^2} \cdot |Q| \quad (3.4.18)$$

där  $\xi$  utgör en förlustkoefficient för den komponent som orsakar förlusten.

Engångsförlusterna beräknas baserat på hastigheten före förluststället. Detta gäller utom vid inströmning från tanken där hastigheten kan antas vara noll, varför hastigheten i röret används, samt vid areareduktion då hastigheten i den smala rörsektionen används.

Förlustkoefficienten,  $\xi$ , för areaändringar ges nedan:

$$\text{Areaökning:} \quad \xi = (1 - A_1 / A_2) \quad (3.4.19)$$

$$\text{Areaminskning:} \quad \xi = 0,4(1 - (A_2 / A_1)^2) \quad (3.4.20)$$



För en rörkrök beror förlusten främst på krökningsvinkeln och radien. I dessa fall används tabellerade värden för  $\xi$ . För strömningsförluster genom ventiler används den allmänna formeln:

$$R_v(Q) = a + b \cdot |Q|^c \quad (3.4.21)$$

där konstanterna  $a$ ,  $b$  och  $c$  har bestämts empiriskt alternativt med uppgifter från tillverkaren.

#### 3.4.2.2 Kanistern

Flödesresistansen genom kanistern beror i huvudsak på hur fylld den är, vilket i sin tur beror på senaste purgningstillfälle före det att motorn stängts av. För att beräkna tryckfallet över kanistern har mätningar gjorts enligt följande princip:

Kanistern fylls med butangas (enligt lagkrav), vilket approximativt motsvarar det evaporerade kolvätaet. Sedan kopplas en diagnospump på, varvid kanistern dräneras. Tryckfallet och flödet över kanistern kan således mätas för olika kanisterladdningar, vilka fås genom att kanisterns vikt mäts under hela förloppet. Flödesresistansen kan därefter beräknas empiriskt genom att utgå från den allmänna formeln 3.4.21 där konstanterna  $a$ ,  $b$  och  $c$  bestäms ur mätdata.

#### 3.4.3 Förgreningar

Förgreningarna modelleras med angränsande ledningar mot tanken. I modellen finns två förgreningar vilka markerats med  $T_1$  respektive  $T_2$  i figur 1. Vidare gäller Kirchhoffs lag, dvs precis efter förgreningssambanden och före första förluststället blir sambanden:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad \text{och} \quad p_T = p_1 = p_2 = \dots = p_n \quad (3.4.22)$$

där  $n$  anger antalet ledningar efter förgreningen. Indexet  $T$  syftar till tillståndet i förgreningssambanden. Det aktuella trycket i förgreningssambanden kan då uttryckas som:

$$p_T(t) = \frac{\Delta p(t) + p_{atm}}{V_T} \cdot \int_0^t (Q_T(\tau) - Q_1(\tau) - \dots - Q_n(\tau)) d\tau \quad (3.4.23)$$

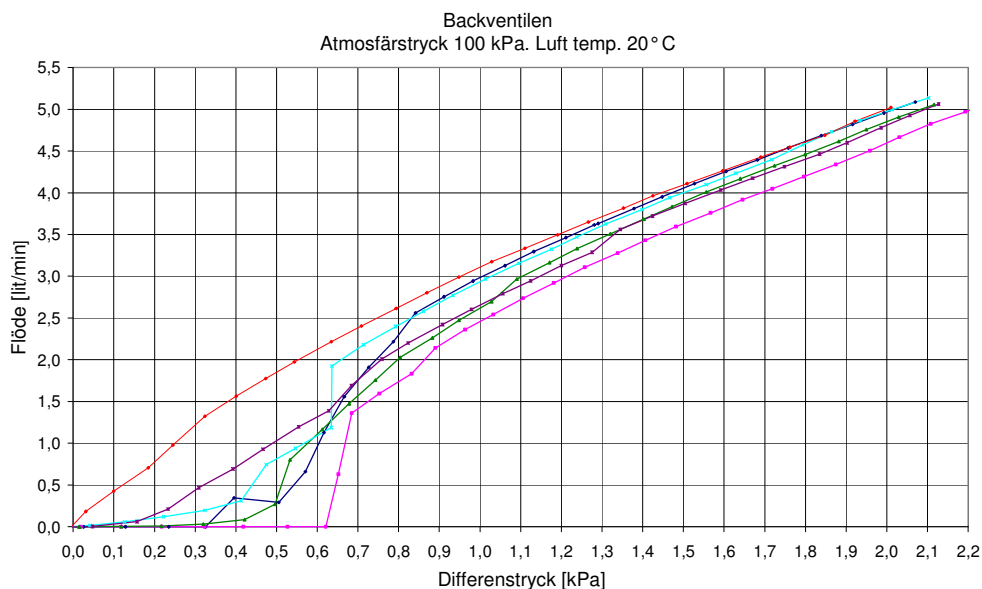
där flödena  $Q_i$  utgör insignaler till förgreningen.

#### 3.4.4 Påfyllningsrör och recirkulationsledning

Recirkulationsledningen är en av ledningarna som utgår från förgrening  $T_1$ . Ett syfte med detta är att kunna detektera läckage vid t ex tankloppet då ett vätskelås har uppstått, dvs när bränslet i tanken blockerar inloppet till påfyllningsröret. Om bilen står på ett horisontalt underlag blockeras påfyllningsröret då bränslemängden överstiger ungefär 85 %, vilket motsvarar ungefär 53 liter och enligt kriterierna i avsnitt 3.3.2 körs inget läckagetest. Däremot kan bilen stå i sådan lutning att vätskelåset uppstår trots en mindre bränslemängd. Modellen måste således kunna hantera fallen med vätskelås. Om man anger en bränslemängd större än 53 liter så simulerar modellen automatiskt ett vätskelås och för volymer under 53 liter finns möjligheten att välja detta. I normalfallet utan vätskelås är trycket i påfyllningsröret naturligtvis detsamma som i tanken.

### 3. Modellering av systemet

I recirkulationsröret sitter det dessutom en backventil som öppnar då differensstrycket överstiger ungefär 4 hPa, vilket följer tillverkarens specifikationer. Ett differensstryck av betydelse uppstår endast då vätskelås har uppstått. Öppningstrycket,  $p_0$ , varierar dock i praktiken med en stor spridning. I figur 5 nedan visas flödet genom ventilen för sex olika fall:



figur 5: Flödet genom backventilen för olika differensstryck.

Ur figuren framgår det att flödet är likartat i samtliga fall för differensstryck över 7 hPa. Under detta värde beror genomströmningen på ventilens öppningstryck, vilket varierar från 0 till 6 hPa. Den modellerade backventilen har ett öppningstryck på 4 hPa och är behäftad med en viss dynamik eftersom den har en viss öppningstid beroende på differensstrycket. Under själva öppningsförloppet ökar flödet inledningsvis kraftigt för att sedan mattas av. Flödet genom ventilen modelleras därför med en linjär differentialekvation av första ordningen. Blir differensstrycket större än 7 hPa, ersätts differentialekvationen av ett linjärt samband. För backventilen gäller således:

$$Q_{FP}(t) = k_1(1 - \exp(-k_2^{-1}t)) \quad \text{om} \quad p_0 < p(t) < 7 \text{ hPa} \quad (3.4.24)$$

$$Q_{FP}(t) = c_1 p(t) + c_2 \quad \text{om} \quad p(t) \geq 7 \text{ hPa} \quad (3.4.25)$$

$$Q_{FP}(t) = 0 \quad \text{annars} \quad (3.4.26)$$

Tidskonstanten,  $k_2$ , anger hur snabbt genomflödet ökar från 0 till värdet  $0,63k_1$ , där  $k_1$  är det genomsnittliga flödet vid differensstrycket 7 hPa. Differensstrycket ökar inte snabbare än den tryckökning som pumpen genererar. Tidskonstanten approximeras därför av tiden det tar att öka trycket 1 hPa i ett system med mer än 53 liter bränsle. I Simulink modelleras differentialekvationen med motsvarande Laplacetransform, dvs:

$$Q_{FP}(s) = \frac{k_1}{1 + k_2 s} \quad (3.4.27)$$

För att kunna simulera läckage i tanklocket vid vätskelås kan en inparameter,  $d_{leak}$ , användas. Med denna anger användaren storleken på läckans diameter. Ett läckage medför att luft och bensinångor flödar ut om systemtrycket är högre än atmosfärstrycket. Utflödet kan modelleras med utgångspunkt från Bernoullis utvidgade ekvation [5]:

$$p_{FP} + \frac{1}{2} \rho_{FP} w_{FP}^2 + \rho_{FP} g z_{FP} = p_{atm} + \frac{1}{2} \rho_{atm} w_{atm}^2 + \rho_{atm} g z_{atm} + \Delta p_f \quad (3.4.28)$$

Flödet i påfyllningsröret kan försummas varvid  $w_{FP} = 0$ . Vidare anger  $p_{FP}$  det relativa trycket gentemot omgivningen, så att  $p_{atm} = 0$ . Förlusttermen  $\Delta p_f$  representerar irreversibla tryckförluster som uppstår vid utströmningen. I praktiken har aldrig ett hål väl avrundade kanter vilket ger upphov till vissa flödesförluster beroende på att strömningen framför öppningen även har radiella och inåtriktade hastighetskomponenter. Relationen reduceras följaktligen till:

$$p_{FP} + \rho_{FP} g z_{FP} = \frac{1}{2} \rho_{atm} w_{atm}^2 + \rho_{atm} g z_{atm} + \Delta p_f \quad (3.4.29)$$

Förlusttermen följer principen om engångsförluster och kan således tecknas som:

$$\Delta p_f = \xi \frac{\rho_{atm} w_{atm}^2}{2} \quad (3.4.30)$$

Använder vi sedan att  $Q = wA$  och referensnivån  $z_{atm} = z_{FP} = 0$  tillsammans med ekv. 3.4.29-30 blir utflödet:

$$Q_{leak}(t) = A \sqrt{2 \frac{p_{FP}(t)}{\rho_{atm} (1 + \xi)}} \quad \text{där} \quad A = \frac{\pi \cdot d_{leak}^2}{4} \quad (3.4.31)$$

Flödet korrigeras således till att gälla för det icke ideala fallet genom att det multipliceras med kontraktionskoefficienten:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \quad (3.4.32)$$

Förlustkoefficienten  $\xi$  har ett ungefärligt värde av 0,5 i fall då utströmningen sker ur stora behållare med små hål [5], vilket ger att  $\mu \approx 0,8$ .

Vid vätskelås är bränsleytan i tankröret liten så tryckuppbyggnad pga evaporering får anses vara försumbart. Därmed följer att gasen approximeras som luft. Tryckuppbyggnaden i påfyllningsröret vid vätskelås kan avslutningsvis modelleras som:

$$\frac{dp_{FP}(t)}{dt} = \frac{p_{FP}(t) + p_{atm.}}{V_{FP}} (Q_{FP}(t) - Q_{leak}(t)) \quad (3.4.33)$$

där  $Q_{FP}$  och  $Q_{leak}$  ges av ekvationerna 3.4.24-26 respektive 3.4.31.

### 3.5 Temperaturmodellen

En av de viktiga faktorerna för tryckuppbyggnaden är som nämnts temperaturen. Temperaturen i systemets gasfyllda delar är den avgörande faktorn för trycket. Denna påverkas i sin tur av omgivningens temperaturvariationer som t ex utetemperatur, bränsletemperatur, marktemperatur och avgasrörets temperatur. På samma sätt som tryckvariationer ger upphov till ett flöde, så skapas ett värme flöde mellan två punkter med olika temperaturer. Allt enligt naturens strävan efter jämvikt. Värme flödet,  $q$ , som tillförs en kropp innebär att temperaturen ökar allt eftersom:

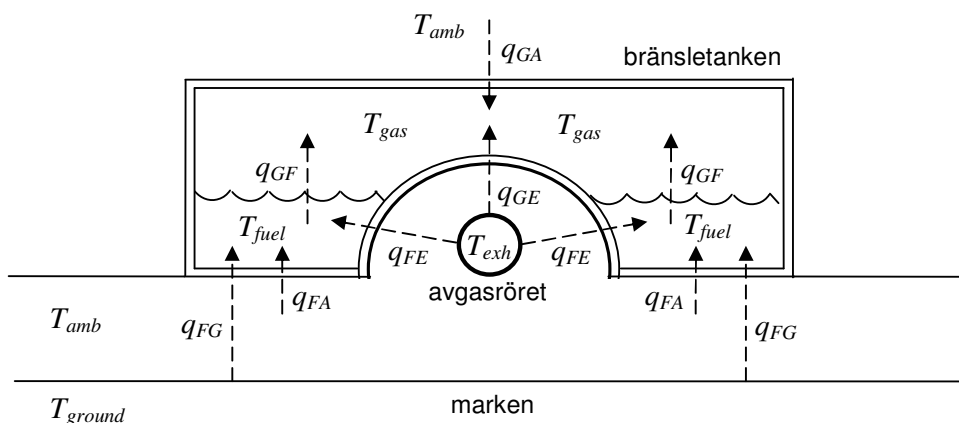
$$T(t) = \frac{1}{C} \int_0^t q(\tau) d\tau \quad (3.5.1)$$

där värmekapaciteten  $C=cm$  är kroppens specifika värmekapacitet multiplicerat med massan. Värmetransporten mellan olika kroppar sker genom ledning, strålning och/eller konvektion. Värme flödet kan definieras som [4]:

$$q(t) = K \cdot \Delta T(t) = \alpha \cdot A \cdot \Delta T(t) \quad (3.5.2)$$

där  $A$  är kroppens tvärsnittsarea och  $\alpha$  är värmeövergångstalet. I principskissen, figur 6, visas hur värme flödet modelleras. Vissa approximationer har gjorts: Värme flödet antas vara endimensionellt och vinkelrätt mot kroppens angränsande yta. Detta innebär att ingen hänsyn tas till tankens "olikformade" konstruktion. Värmelagringen sker homogent i hela kroppen. Gaser är praktiskt taget transparenta för värme strålning vilket betyder att strålningen passerar genom gasen utan att absorberas av den. Strålning inuti tankutrymmet har därför inte modellerats. Under tidsrymden av ett diagnosförlopp sker ingen drastisk avsvälning av avgasrörets temperatur. Den kan till och med öka något efter att bilen stängts av eftersom fartvindens avkylande effekt upphört. Avgasrörets temperatur approximeras därför som konstant. Vidare försummas temperaturpåverkan i ledningssystemet.

### 3. Modellering av systemet



figur 6: Värmeflödet i och omkring tanken.

I figuren ovan har ingen hänsyn tagits till att den in pumpade luften kan ha en annan temperatur än den i tanken. Hur detta modelleras visas senare i avsnittet. Tankens "sadel" betraktas som en halvcirkelformad kanal i vilken avgasröret utgör en strålningskälla. Kardanaxeln som löper parallellt med avgasröret är ej utritad. Enligt figurens införda beteckningar kan följande värmebalanser ställas upp:

$$\frac{dT_{fuel}(t)}{dt} = \frac{1}{C_{fuel}} (q_{FG}(t) + q_{FA}(t) + q_{FE}(t) - q_{GF}(t)) \quad (3.5.3)$$

$$\frac{dT_{gas}(t)}{dt} = \frac{1}{C_{gas}} (q_{GF}(t) + q_{GA}(t) + q_{GE}(t)) \quad (3.5.4)$$

där värmeflödena ges av:

$$q_{FG}(t) = K_{FG} (T_{fuel}(t) - T_{ground}) \quad (3.5.6)$$

$$q_{FA}(t) = K_{FA} (T_{fuel}(t) - T_{amb}) \quad (3.5.7)$$

$$q_{GF}(t) = K_{GF} (T_{gas}(t) - T_{fuel}(t)) \quad (3.5.8)$$

$$q_{GA}(t) = K_{GA} (T_{gas}(t) - T_{amb}) \quad (3.5.9)$$

$$q_{GE}(t) = K_{GE} (T_{gas}(t) - T_{exhaust}) \quad (3.5.10)$$

$$q_{FE}(t) = K_{FE} (T_{fuel}(t) - T_{exhaust}) \quad (3.5.11)$$

Indexeringen i ovanstående ekvationer anger värmeflödets riktning. Exempelvis betyder *FG* att värmeflödet är riktat mot bränslet (*Fuel*) från marken (*Ground*). Enligt definitionen i ekv. 3.5.2 är *K* lika med produkten av värmeövergångstalet och den genomflödande arean. Areorna

på tankskalet är konstanter och har hämtats ur ritningar. Bränsleytans area kommer däremot att variera beroende på bränslemängden. Ytans area är en insignal från geometrimodellen vilken behandlas i nästa kapitel. Bränslemängden avgör även hur stor del av sadelns yta som omges av bränsle kontra gas/luft.

#### 3.5.1 Härledning av värmeövergångstalen

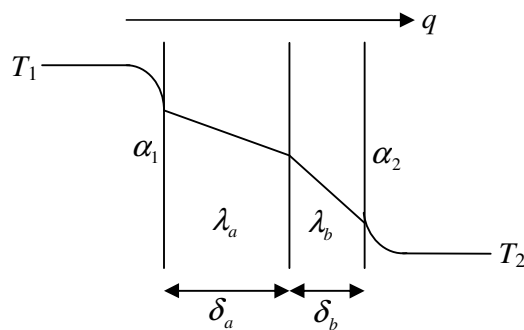
Värmeövergångstalet beror av olika storheter som såsom ytans dimension och geometri, strömningsförhållande omkring ytan samt ett antal ämneskonstanter för det strömmande mediet. Nedan följer hur  $\alpha$  har modellerats för ekv. 3.5.6-11.

För  $q_{FA}$ ,  $q_{GA}$ ,  $q_{FE}$ ,  $q_{GE}$  och  $q_{FG}$  gäller det att flödet ska passera tankväggen. Det värmeflöde som medelst ledning transporteras genom planparallella skikt kan uttryckas som [5]:

$$q(t) = \frac{A}{\sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \cdot (T_1(t) - T_2(t)) \quad (3.5.12)$$

där  $\delta_i$  och  $\lambda_i$  betecknar det  $i$ :te skiktets tjocklek respektive värmeledningstal.

Värmeledningstalen finns tabellerade för en mängd olika material. Ekv 3.5.12 måste dock modifieras något för modellen eftersom  $T_1$  och  $T_2$  endast avser temperaturen utanför de yttersta skikten. Närmast ytorna uppträder även värmetransport genom konvektion. Figur 7 nedan visar det principiella utseendet för temperaturprofilen i en vägg med två skikt; a och b.



figur 7: Temperaturprofilen i en vägg med två skikt.

Värmeövergångstalen  $\alpha_{FA}$  och  $\alpha_{GA}$  får därmed följande utseende:

$$\frac{1}{\alpha_{FA,GA}} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3.5.13)$$

där  $\alpha_1$  och  $\alpha_2$  är kopplade till konvektionen. Tanken som modelleras har en vägg bestående av sex stycken skikt med en sammanlagd tjocklek av 5 mm. Skikten utgörs av plasttypen

polyetylen med varierande densitet. Skillnaderna i densitet är emellertid så små att samtliga skikt approximeras som en typ av polyetylen. Värmeövergångstalen  $\alpha_1$  och  $\alpha_2$  varierar beroende på mediets strömning och typ. Om vi med  $\alpha_1$  avser konvektionen vid tankens utsida så har denna samma värde för  $\alpha_{FA}$  och  $\alpha_{GA}$ . Tankens omgivande medium, dvs luften antas vara stillastående runt alla sidorna. Däremot skiljer sig  $\alpha_2$  för de bägge fallen eftersom konvektionen sker mot antingen bränslet eller gas/luft blandningen. För  $\alpha_{FA}$  används ett tabellerat värde för konvektion i bränsleblandningar. I det andra fallet för  $\alpha_{GA}$  är övergången i praktiken lika stor på insidan som utsidan varmed  $\alpha_1 = \alpha_2$ .

Värmeövergångstalen  $\alpha_{FG}$ ,  $\alpha_{FE}$  och  $\alpha_{GE}$  blir något annorlunda gentemot ovanstående eftersom strålningsbidraget från marken respektive avgasröret även beaktas. I princip gäller ekv. 3.5.15 med skillnaden att  $\alpha_1$  baseras på strålning istället för konvektion. För dessa värmeövergångstal införs därför beteckningen  $\alpha_S = \alpha_1$ . Med ledning av Stefan-Boltzmanns lag kan vi sluta oss till att värmeflödet från marken till tankens undersida bör vara proportionell mot differensen  $T_{ground}^4 - T_{tank}^4$ . Flödet påverkas även av ytornas storlek och emissionstal. Konsekvensen blir att flödet kan tecknas som:

$$q(t) = \sigma \cdot F_{GT} \cdot A_{tank} (T_{ground}^4 - T_{tank}^4(t)) \quad (3.5.14)$$

där  $\sigma$  är Stefan-Boltzmanns konstant och  $F_{GT}$  är en funktion av ytornas emissionstal. Ekv. 3.5.16 kan dock inte användas på denna formen eftersom vi inte avser att beräkna temperaturen på tankväggen. Sambandet för värmeflödet  $q_{FG}$  skall anges enligt ekv. 3.5.6 där temperaturdifferensen gäller skillnaden mellan bränslet och marken. Om ekv. 3.5.14 skrivs på formen:

$$q(t) = \alpha_S \cdot A_{tank} (T_{ground} - T_{tank}(t)) \quad (3.5.15)$$

kan värmeövergångstalet  $\alpha_S$  identifieras ur ekv. 3.5.15, dvs:

$$\alpha_S(t) = F_{GT} \cdot \sigma \frac{T_{tank}^4(t) - T_{ground}^4}{T_{tank}(t) - T_{ground}} \quad (3.5.16)$$

Ekv. 3.5.16 kan nu användas i ekv. 3.5.15 som tillsammans med ekv. 3.5.14 ger värmeflödet  $q_{FG}$ . Temperaturen på tankens undersida,  $T_{tank}$ , är dock inte känd och därför approximeras den som en medeltemperatur enligt:

$$T_{tank}(t) = \frac{T_{amb}(t) + T_{fuel}(t)}{2} \quad (3.5.17)$$

För strålningsutbytet mellan två parallella plana ytor kan faktorn  $F$  beräknas som:

$$F_{GT} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{tank}} + \frac{1}{\epsilon_{ground}} - 1} \quad (3.5.18)$$

Emissionstalet  $\varepsilon$  beror av ytmaterialet och dess färg men har även ett svagt temperaturberoende vilket vi bortser ifrån. Ovanstående resonemang blir principiellt likartat för fallet med värmestrålning från avgasröret. Värmeövergångstalen  $\alpha_{FE}$  och  $\alpha_{GE}$  följer ekv. 3.5.13 utseende där  $\alpha_1$  ersätts med  $\alpha_s$ . Skillnaden mellan de båda beror på att konvektionen inuti tanken antingen sker mot bränslet och/eller gasen, dvs.  $\alpha_2$  är olika. Faktorn  $F$  blir något annorlunda eftersom strålningsutbytet sker mellan två koncentrisk ytor med olika areor, dvs. avgasröret och "sadeln". Strålningen från avgasrörets undersida antas inte påverka tanken. En korrektionsterm för areaskillnaderna införs i ekv. 3.5.18 som får utseendet:

$$F_{GT} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{exhaust}} + \frac{A_{exhaust}}{A_{saddle}} \left( \frac{1}{\varepsilon_{saddle}} - 1 \right)} \quad (3.5.19)$$

Dessutom sitter det en tunn skyddsplåt av räfflad aluminium i sadeln. Värmeledningen genom sadeln mot tankutrymmet sker således via två planparallella skikt; aluminium och polyetylen (jfr. fig. 6). I praktiken finns det även en beläggning av smuts på tankens undersida vilket påverkar värmeledningen och emissionstalet. I värmeledningssyfte bortser vi från detta, däremot korrigeras emissionstalet.

För värmeflödet,  $q_{GF}$ , mellan bränslet och gasen betraktas endast överföring genom konvektion. Värmeövergångstalet vid egenkonvektion kan beräknas ur uttrycket [4]:

$$\alpha_{GF} = K_1 \left( \frac{T_{fuel} - T_{gas}}{L} \right)^{1/4} \quad (3.5.20)$$

där  $K_1$  kallas för egenkonvektionstalet och finns tabellerat för olika medier. För egenkonvektion i gaser gäller approximativt att  $K_1$  följer sambandet:

$$K_1 = -0.0012T_{gas} + 1.8086 \quad (3.5.21)$$

vid trycket  $p \approx 1 \text{ atm}$  och  $T_{gas} \in [-50, 50] \text{ }^\circ\text{C}$ . Konstanten  $L$  är en karaktäristisk längd vilken approximeras av tankens längd. Utseendet av ekv. 3.5.20 kan anta olika former vilket bestäms av värdet av produkten mellan de dimensionslösa Grashof- och Prandtl-talen. Med hjälp av dessa kan antalet variabler reduceras genom att de storheter som påverkar värmeövergången sammanförs till grupper eller dimensionslösa tal. Grashof- och Prandtl-talen behandlas ej mer ingående här.

#### 3.5.2 Tanktemperaturen vid luftinflöde

En ytterligare faktor för temperaturen i gasvolymen är då tanken trycksätts med luft där det gäller att  $T_{air} \neq T_{gas}$ . Här sker ett kontinuerligt massflöde av luft med ett resulterande värmeflöde mellan bensinångorna och den tillströmmande luften genom påtvingad konvektion. Som en konsekvens av Daltons lag kan gas/luft blandningens temperatur beräknas som en viktad medeltemperatur baserad på luftens och bensinångornas inbördes molantal. Enligt Daltons lag är trycket  $p$  för en blandning av ideala gaser lika med summan av partialtrycken  $p_i$ , dvs:



$$p_{air/gas} = p_{air} + p_{gas} \quad (3.5.22)$$

Med hjälp av allmänna gaslagen kan ekv. 3.5.22 skrivas som:

$$\frac{n_{air/gas} \cdot R \cdot T_{air/gas}}{V} = \frac{n_{air} \cdot R \cdot T_{air}}{V} + \frac{n_{gas} \cdot R \cdot T_{gas}}{V} \quad (3.5.23)$$

vilken med viss omskrivning ger:

$$T_{air/gas}(t) = \frac{n_{air}(t) \cdot T_{air} + n_{gas}(t) \cdot T_{gas}(t)}{n_{air}(t) + n_{gas}(t)} \quad (3.5.24)$$

där det använts att en blandnings molantal är lika med summan av komponenternas. Bensinångornas molantal,  $n_{gas}$ , fås som insignal från bränslemodellen. För att beräkna den inströmmande luftens molantal integreras massflödet in i tanken, vilket ger luftens massa:

$$m_{air}(t) = \int_0^t \dot{m}_{air}(\tau) d\tau \quad \text{så att molantalet fås ur} \quad n_{air}(t) = \frac{m_{air}(t)}{M} \quad (3.5.25)$$

där  $M$  är luftens molmassa. Initialt gäller att molantalen beräknas ur:

$$n_{air} = \frac{R \cdot T_{init} \cdot p_{atm}}{V_{gas}} \quad \text{och} \quad n_{gas} = \frac{R \cdot T_{init} \cdot p_{init}}{V_{gas}} \quad (3.5.26)$$

där den initiala tanktemperaturen  $T_{init}$  samt det relativa tanktrycket  $p_{init}$  anges av användaren. En konsekvens av det är att tankens gasvolym endast består av luft vid simuleringens början om  $p_{init}$  sätts till noll. Ett eventuellt övertryck,  $p_{init} > 0$ , beror följaktligen endast på evaporation vilket är rimligt.

#### 3.5.3 Beräkning av värmekapaciteten

Ett ämnes värmekapacitet är ett mått på dess förmåga att lagra värme. Värmekapaciteten är en produkt mellan ämnets specifika värmekapacitet och massan. Modellen hanterar, som tidigare nämnts, tre typer av bränsle. Bränsletyperna består i modellen av sju grupper eller komponenter i vilka bränslets kolväteföreningar har delats upp. Bränsletyperna får sin individuella karaktäristik genom variationer i komponenternas molkoncentration. Vi tittar närmare på det i avsnitt 3.7 om bränslemodellen. Den specifika värmekapaciteten för en gas- eller vätskeblandning, med  $i$  stycken komponenter kan uttryckas som:

$$c_{p,gas} = \sum_i (\xi_i \cdot c_{p,i}) \quad (3.5.27)$$

där  $\xi_i$  och  $c_{p,i}$  är masskoncentrationen (komponent  $i$ :s andel av totala massan) respektive specifika värmekapaciteten för komponent  $i$ . Indexet " $p$ " syftar till att  $c$  beräknas för ett konstant tryck. Det finns även en motsvarighet för konstant volym,  $c_v$ , vilken kanske känns mer naturlig eftersom det är trycket som förändras och inte tankvolymen. Detta kan dock korrigeras med sambandet:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.5.28)$$

För ideala gaser är  $c_p$  rena temperaturfunktioner som finns tabellerade, dvs vi tar ej hänsyn till dissociation. De gasformiga bränslekomponenternas specifika värmekapaciteter beräknas ur sambandet [17]:

$$c_{p,gas}(T) = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 \quad (3.5.29)$$

där koefficienterna  $a_1, \dots, a_5$  är ämnesspecifika. För bränslets vätskeformiga komponenter gäller analogt [17]:

$$c_{p,fuel}(T) = b_1 + b_2 \cdot T + b_3 \cdot T^2 + b_4 \cdot T^3 \quad (3.5.30)$$

I båda fallen är ekvationernas giltighetsområde inom temperaturintervallet 200-500 Kelvin. För luft förändras  $c_p$  marginellt vid olika temperaturer och approximeras därför som konstant.

För masskoncentrationen gäller att:

$$\xi_i = \frac{m_i}{m_{total}} = \frac{n_i \cdot M_i}{\sum_i n_i \cdot M_i} \quad (3.5.31)$$

där  $m_i$  är den  $i$ :te komponentens massa i gasfasen. Molantalet  $n_i$  beräknas i bränslemodellen och molmassan  $M_i$  stämmer numeriskt överens med komponentens molekylvikt. Med ekv. 3.5.27 och 3.5.31 kan den specifika värmekapaciteten för gas/luft blandningen uttryckas som:

$$c_{p,air/gas} = \frac{\sum_i n_i \cdot M_i \cdot c_{p,i}}{\sum_i n_i \cdot M_i} \quad (3.5.32)$$

För bränslets värmekapacitet,  $c_{p,fuel}$ , är uttrycket analogt med skillnaden att masskoncentrationen uttrycks med respektive komponents massa. Densiteten för bränslet kan anses vara konstant och är givet i samband med valet av bränsletyp.

### 3.6 Geometrimodellen

Syftet med att ha en separat geometrimodell är att man härigenom enkelt kan byta tanksystem. I modellen används endast värden utgående från ett P1 AWD lev II system. Delmodellens utsignaler är bränslearean i tanken samt volymen av tankens gasfyllda del, vilka beror på bränslemängden i tanken. Med hjälp av ritningsprogrammet Catia V5 har bränsleytans area bestämts för tio olika bränslevolymer i tanken. Mellan de bestämda volymerna beräknas bränsleytans area med linjär interpolation.

#### 3.6.1 Elasticitet

När tanken trycksätts kommer den att deformeras något beroende på plastens elastiska egenskaper. Volymändringen som uppstår påverkar i sin tur tanktrycket. Vid "låga" tryck

råder det, för de flesta materialen, ett linjärt samband mellan dragspänningen och normaltöjningen. Detta betyder i princip att materialet deformeras proportionellt i förhållande till applicerat tryck. En tank har emellertid en sådan konstruktion att ovanstående samband inte kan tillämpas eftersom deformationen sker åt alla håll. Motståndet mot deformationen ökar rimligen allteftersom trycket ökar. I modellen används därför experimentella värden där tankens flexning har uppmätts vid övertryck. Den "platta" strukturen gör att deformationen blir mest påtaglig på tankens under- och översida. Mätresultaten har sedan använts för att uttrycka sambandet mellan volymförändringen och tryckökningen, vilket blir på formen:

$$\Delta V = c_1 \cdot \Delta p^2 + c_2 \cdot \Delta p \quad (3.6.1)$$

Black-box modelleringen innebär dock en viss inflexibilitet för modellens utnyttjande. Ett materials benägenhet att deformeras ökar även med temperaturen. Eftersom ovanstående mätningar är gjorda i rumstemperatur blir det en viss avvikelse mellan den verkliga volymökningen och modellens värde då t ex extremt låga temperaturer simuleras.

#### **3.7 Bränslemodellen**

Bensin innehåller ungefär 200 kemiska komponenter där olika typer av kolväte utgör huvudingrediensen. Mindre mängder av  $N_2$ ,  $H_2S$  och  $CO_2$  finns också representerade men kan bortses ifrån ur termodynamisk synvinkel. En av de viktigaste egenskaperna hos bensin är dess flyktighet (evaporering). Bensin behöver en viss minsta flyktighet, annars kan inte tändstiften antända gas/luft blandningen i cylindrarna vid kall start. Flyktigheten regleras genom blandning av olika fraktioner vid bensinframställningen i raffinaderierna. Avdunstningen ökar olika snabbt för olika blandningar med ökande temperatur. Vid kallt klimat används därför vinter bränsle som är mer lättflyktigt än sommarblandningen (FAS II). I modellen är bensinens kolväteföreningar uppdelade i sju grupper beroende på flyktighet, vilket är ett vanligt förfaringssätt inom petroleumbranschen [8]. Grupperna kommer att behandlas som diskreta komponenter i beräkningarna och utgörs av:

nC3	propan
iC4	isobutan
nC4	n-butan
iC5	isopentan
nC5	n-pentan
C6	2-3-dimetylbutan
C+	toluen

Mellan bränslet och den icke bränslefyllda delen av tanken,  $V_{gas}$ , sker energiutbyte genom konvektion. Som en form av konvektion räknas diffusion med fasändring, dvs evaporering. Om mättningsångtrycket i bränslet vid ytan är större än partialtrycket av ånga i tanken så diffunderar ångan från ytan ut i tanken. Evaporering i ett multikomponentsystem är en tämligen komplicerad företeelse som beror på en mängd faktorer.

### 3.7.1 Evaporering

I modellen antas det att övergången från vätska till gas är en endimensionell process samt att bensinångan är en ideal gas. Tryckgradienten för ett flerkomponentsystem i ett tankutrymme med volymen  $V_{gas} = V_{tank} - V_{fuel}$  kan uttryckas:

$$\frac{\partial p_{gas}}{\partial t} = f(T_{fuel}) \sum_i \frac{S_{fuel}}{V_{gas}} \cdot \frac{D_{i,eff}}{l} \cdot (p_{i,sat} - p_i) \quad (3.7.1)$$

där  $S_{fuel}$  anger bränsleytans area,  $p_{i,sat}$  och  $p_i$  är mättnads- respektive partialtrycket för komponent  $i$ ,  $D_{i,eff}$  är den effektiva diffusionskoefficienten,  $f$  är en funktion av bränsletemperaturen. I ekv. 3.7.1 betraktas bensinångornas komponenter som ideala gaser vilket är ett allmänt betraktelsesätt för låga tryck. Antagandet att komponenterna i gasfasen är ideala är en god approximation eftersom trycket i tanken maximalt blir flera tiopotenser lägre än kritiska trycket för respektive komponent. Enligt Daltons lag kan partialtrycken,  $p_i$ , summeras vilket ger det totala tryckbidraget,  $p_{gas}$ , från förångningen. Ekv. 3.7.1 härleds nedan:

I denna modell av ett multikomponentsystem används index  $i$  för vätskefasen och  $j$  för gasfasen. Övergången från vätska till gas antas vara en endimensionell process enligt Fick's första ekvation:

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} = -S_{fuel} \cdot D_{ij} \cdot \left( \frac{\partial C_i}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (3.7.2)$$

där  $z$ -axeln är vinkelrät mot bränsleytan. I ekv. 3.7.2 beräknas molövergången med hjälp av diffusionskoefficienten  $D$ , vätskeytans area  $S_{fuel}$ , samt gasens molkoncentration per volymsenhet,  $C$  [11]. Mha kontinuitetsekvationen:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \frac{1}{S_{fuel}} \cdot \frac{\partial^2 n_i}{\partial z \partial t} = 0 \quad (3.7.3)$$

kan ekv. 3.7.2 uttryckas som:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} = D_{ij} \cdot \frac{\partial^2 C_i}{\partial z^2} \quad (3.7.4)$$

Ett uttryck för molkoncentrationen per volymenhet för komponent  $i$  kan fås genom att lösa ekv. 3.7.4 med t ex Laplacetransformering med följande specificerade randvillkor [11]:

$$t = 0, \quad z > 0, \quad C_i = C_{i, bulk}$$

$$t > 0, \quad z = 0, \quad C_i = C_{i, sat}$$

$$t > 0, \quad z \gg 0, \quad C_i = C_{i, bulk}$$

där  $C_{i, bulk}$  är gasens molkoncentration per liter och  $C_{i, sat}$  är molkoncentrationen per liter vid ytan. Ekv. 3.7.3 ger mha randvillkoren och ideala gaslagen sambandet:

$$\frac{\partial C_i}{\partial z} = -\frac{1}{R \cdot T \cdot \sqrt{\pi \cdot D_{ij} \cdot t}} \cdot (p_{i,sat} - p_i) \cdot \exp\left(-\frac{z^2}{4 \cdot D_{ij} \cdot t}\right) \quad (3.7.5)$$

I bilaga B görs en mer noggrann utredning av hur ekv. 3.7.4 tillsammans med randvillkoren ger ekv. 3.7.5. Ur ekv. 3.7.4 kan gradienten för gasens molkoncentration identifieras mha ekv. 3.7.2. För  $z = 0$  kan ekv. 3.7.2 således skrivas som:

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} = \frac{S_{fuel} \cdot D_{ij}}{R \cdot T \cdot \sqrt{\pi \cdot D_{ij} \cdot t}} \cdot (p_{i,sat} - p_i) \quad (3.7.6)$$

Tidsskalan,  $t$ , för diffusionen skattas genom att använda teorin för omsättning vid ytan (the surface renewal theory) enligt Danckwerts [13]. Enligt teorin utgörs vätska/gas ytan,  $S_{fuel}$ , av en mängd ytelement. Dessa element är aktiva i diffusionsprocessen under en begränsad tid,  $\tau$ , där livslängden antas vara exponentialfördelad enligt:

$$f(t) = \frac{1}{\tau} \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (3.7.7)$$

Diffusionen från bränsleytan under en tid  $t \gg \tau$ , kan då uttryckas som:

$$\begin{aligned} \frac{\partial n_i}{\partial t} &= \frac{S_{fuel} \cdot D_{ij}}{R \cdot T \cdot \sqrt{\pi \cdot D_{ij}}} \cdot (p_{i,sat} - p_i) \cdot \int_0^t \frac{1}{\tau \cdot \sqrt{t}} \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) dt \\ &= \frac{S_{fuel}}{R \cdot T} \cdot \frac{\sqrt{D_{ij}}}{\sqrt{\tau}} \cdot (p_{i,sat} - p_i) \quad (3.7.8) \end{aligned}$$

Nackdelen med teorin är att livslängden måste bestämmas experimentellt för noggranna resultat. En inte allt för stor relaxering i sammanhanget är istället att använda filmteorin genom vilken livslängden kan uttryckas som [14]:

$$\tau = \frac{l^2}{D_{ij}} \quad (3.7.9)$$

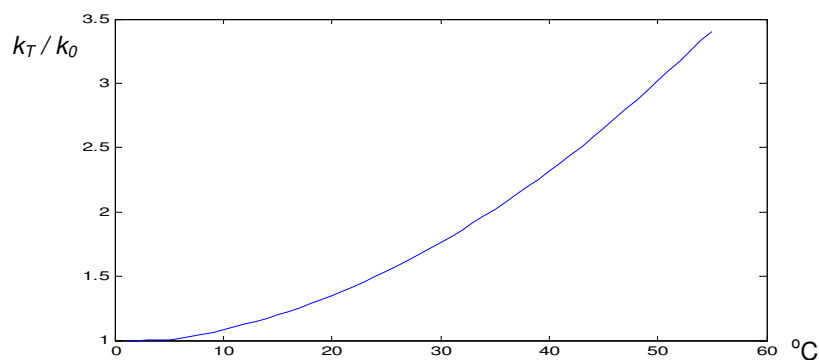
där  $l$  är tjockleken på det tunna skiktet, i gränslaget mellan gasen och bränslet, där gasen är mättad. I modellen används värdet 0,01 cm vilket anses vara ett typiskt värde och därmed det mest korrekta i sammanhanget. Observera att tjockleken anges i cm vilket kan inses med hjälp av dimensionsbetraktelser. Graden av evaporering kan härigenom uttryckas som:

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} = \frac{S_{fuel}}{R \cdot T} \cdot k_0 (p_{i,sat} - p_i) \quad \text{där} \quad k_0 = \frac{D_{ij}}{l} \quad (3.7.10)$$

Med hjälp av ideala gaslagen kan ekv. 3.7.10 uttryckas som:

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} = \frac{S_{fuel}}{V_{gas}} \cdot k_0 (p_{i,sat} - p_i) \quad (3.7.11)$$

Evaporering är ett mycket komplext område och tillgängliga data är ytterst begränsade. Man är därför oftast tvungen att använda de teoretiska formler som finns och där så är möjligt göra empiriska korrektioner. Enligt Cussler [11] måste  $k_0$  även korrigeras för ökande temperaturer genom att en mer temperaturberoende faktor  $k_T$  införs. Sambandet mellan  $k_T$  och  $k_0$  för olika temperaturer visas i figur 8.



figur 8: Temperaturkorrigering av  $k$

Sambandet gäller approximativt för bensenblandningar och har bestämts på empirisk väg. Relationen kan skrivas som:

$$k_T = f(T_{fuel}) \cdot k_0 \quad \text{där} \quad f(T_{fuel}) = a + bT_{fuel}^c \quad (3.7.12)$$

Observera att  $T_{fuel}$  avser den relativa temperaturen gentemot omgivningen. Diffusionsprocessen är en form av energiomvandling i enlighet med termodynamikens första huvudsats. Som vi såg i avsnitt 3.5 är just temperaturskillnaderna den drivande faktorn för att energiöverföring ska äga rum, vilket motiverar ovanstående korrektion.

Summeras partialtrycken för samtliga komponenter  $i = 1, \dots, 7$  så fås det totala diffusionstrycket,  $p_{gas}$  (se ekv. 3.7.1). Det ska tilläggas att modellen inte tar hänsyn till den bränslefilm som bildas på tankens väggar av skvalpet vid körning. Sannolikt kommer denna ytan bidra till evaporeringen eftersom tankskalet inte sällan är varmare än själva bränslet pga yttre temperaturpåverkan. Att bestämma bidraget till tryckökningen från bränslefilmen är komplicerat eftersom det inte går att säga att hur bilens framfart påverkar skvalpet och därmed bränslefilmens area.

## 3.7.2 Beräkning av mätnadstrycket

När ett jämviktstillstånd uppnås så att antalet molekyler som lämnar bränsleytan är lika med antalet som tillfaller så sägs gasen vara mättad. Mättnadstrycket  $p_{i,sat}$  för komponent  $i$ , med given bränsleblandning, beror på vätskeytans temperatur, systemets tryck och molkoncentrationer i faserna. Sambandet för komponent  $i$ , i en gas/vätske blandning ges av [7]:

$$\Phi_i \cdot y_i \cdot p_{gas} = \gamma_i \cdot x_i \cdot p_{i,sat} \quad (3.7.13)$$

där  $\Phi$  är fugacitetskoefficienten som anger hur mycket partialtrycket för en komponent i gasfasen avviker från idealet. I detta fallet är  $\Phi = 1$  eftersom gasblandningen antas vara ideal. Vid inte alltför höga tryck gäller att en blandning av ideala gaser också uppför sig som en ideal gas, vilket är en konsekvens av Daltons lag.

Aktivitetskoefficienten  $\gamma$  är en korrektionsfaktor som anger hur mycket en komponent i vätskefasen avviker från idealet. Molekylernas växelverkan i en bränsleblandning är inte likartad pga olika kolvätesammansättningar så  $\gamma$  måste beräknas. Vidare är  $x_i$  och  $y_i$  molkoncentrationen i vätske- respektive gasfasen,  $p_{i,sat}$  är mätnadstrycket för komponent  $i$  för en blandning och  $p_i$  är partialtrycket i gasfasen. För beräkning av mätnadstrycket i en blandning används Raoult's lag med aktivitetskoefficient:

$$p_{i,sat} = \gamma_i \cdot x_i \cdot p_{i,sat}^* \quad (3.7.14)$$

där  $p_{i,sat}^*$  är mätnadstrycket över den rena (ej utblandade) komponenten vilken kan beräknas ur en modifierad variant av Antoine's ekv [7]:

$$\log_{10}(p_{i,sat}^*(T)) = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log_{10}(T) + D \cdot T + E \cdot T^2 \quad (3.7.15)$$

för ämnesspecifika konstanter A,..., E. Med Raoult's lag beräknas även det initiala partialtrycket för komponent  $i$ :

$$p_i = \gamma_i \cdot x_i \cdot p_{gas,init} \quad (3.7.16)$$

När aktivitetskoefficienterna är beräknade kan molhalterna  $y_i$  beräknas för en given temperatur och givet tryck enligt:

$$y_i = \frac{p_i}{p_{gas}(T)} \quad (3.7.17)$$

vilket är en konsekvens av Daltons lag.

### 3.7.3 Aktivitetskoefficienterna

Följande idéer introducerades av van der Waals och van Laar, Hildebrand och Scatchard oberoende av varandra [13]. De visade att för blandningar i ett multikomponentsystem med icke-polära molekyler (t ex kolväte), så kan aktivitetskoefficienten  $\gamma_k$  för komponent  $k$ , i ett system med  $i$  komponenter, uttryckas som:

$$R \cdot T \cdot \ln \gamma_k = V_k^L (\delta_k - \bar{\delta})^2 \quad (3.7.18)$$

$$\text{där } \bar{\delta} = \sum_i \phi_i \cdot \delta_i \quad (3.7.19)$$

där  $\delta_i$  är parametern för den  $i$ :te komponentens löslighet vilka finns tabellerade. Vid temperaturen  $T$  anger  $V_i$  är den  $i$ :te komponentens molvolym. Observera att gaskonstanten ska uttryckas genom enheten J/molK och är således lika med 8,314. Volymkoncentrationen  $\phi_k$  ges av:

$$\phi_k = \frac{x_k \cdot V_k^L}{\sum_i x_i \cdot V_i^L} \quad (3.7.20)$$

där summationerna i ekv. 3.7.19 och 3.7.20 även inkluderar komponent  $k$ . Med ledning av ekv. 3.7.18 beräknas aktivitetskoefficienterna i modellen som:

$$\gamma_k = \exp\left(\frac{V_k^L (\delta_k - \bar{\delta})^2}{R \cdot T}\right) = \exp\left(\frac{c_k}{T}\right) \quad (3.7.21)$$

dvs. aktivitetskoefficienterna är endast funktioner av temperaturen. Notera även att dessa alltid har ett värde som är större eller lika med ett.

### 3.7.4 Beräkning av den effektiva diffusionskoefficienten

Den effektiva diffusionskoefficienten,  $D_{i,eff}$ , beskriver det diffusionsmotstånd som upplevs av komponent  $i$ . Enligt Wilke [16] varierar den med totaltrycket för en given temperatur och ges av sambandet

$$D_{i,eff} = \sum_{j \neq i} D_{ij} \frac{1 - y_i}{y_j} \quad (3.7.22)$$

där  $y_j$  är molkoncentrationen för komponent  $j$ . För att kunna använda ekv. 3.7.22 måste de binära diffusionskoefficienterna,  $D_{ij}$ , beräknas för samtliga kombinationer ( $i, j$ ) av växelverkande komponenter. I enkla system, utan extrema temperaturer eller tryck, kan Hirschfelders ekvation användas [15]. Den anses ge en noggrannhet på 6 %.



$$D_{ij} = 0,018829225 \cdot \frac{T^{1,5} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_i} + \frac{1}{M_j}}}{p_{tot} \cdot \sigma_{ij} \cdot \Omega_{ij}} \quad (3.7.23)$$

M är molmassan,  $\sigma_{ij}$  och  $\Omega_{ij}$  är konstanter som kan beräknas enligt:

$$\sigma_{ij} = 0,5 \cdot (\sigma_i + \sigma_j) \quad \text{där} \quad \sigma_i = 2,44 \cdot \left( \frac{T_{C,i}}{p_{C,i}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.7.24)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{a}{b + (k_B \cdot \frac{T}{\varepsilon_{ij}})^c} + d \quad \text{där} \quad \varepsilon_{ij} = \sqrt{\varepsilon_i \cdot \varepsilon_j} \quad \text{och} \quad \frac{\varepsilon_i}{k_B} = 1,18 \cdot T_{B,i} \quad (3.7.25)$$

$T_{B,i}$  är temperaturen för kokpunkten och  $k_B$  är Boltzmanns konstant. Kritiska trycket  $p_C$  anges i enheten atm. Notera även att  $D_{ij} = D_{ji}$  vilket leder till att de binära diffusionskoefficienterna blir 21 till antalet för ett system med sju komponenter.

### 3.8 Gasvolymen

I denna delmodellen kommer en tryckuppbyggnad (eller trycksänkning) simuleras. Insignalerna som bidrar till tryckökningen kommer från bränslemodellen, ledningssystemet samt temperatur- och geometrimodellen. Därmed har vi samtliga variabler som krävs för att beräkna tanktrycket genom gaslagen. Bidraget till trycksänkning fås ur ett simulerat hål vars diameter,  $d_{leak}$ , sätts som inparameter. Utflödet modelleras analogt som i fallet med läckage i tanklocket (se avsnitt 3.4.5).

Vid inflöde med trycksatt luft sker en utblandning med den evaporerade gasen. Här antas att utblandningen är homogen och sker momentant vid inflöde. Enligt Daltons lag kan vi summera tryckkomponenterna vilket medför att tryckgradienten för lufttrycket i tanken, då luften ensam utfyller hela gasblandningen, kan adderas till diffusionstrycket, dvs:

$$\frac{\partial p_{tank}}{\partial t} = \frac{\partial p_{gas}}{\partial t} + \frac{\partial p_{air}}{\partial t} - \frac{\partial p_{leak}}{\partial t} \quad (3.8.1)$$

där  $p_{gas}$  ges av ekv. 3.7.1 och för  $p_{air}$  används sambandet som beskriver tryckuppbyggnaden i en volym, vilket härleddes i avsnitt 3.4.1.

## 4 Resultat och validering

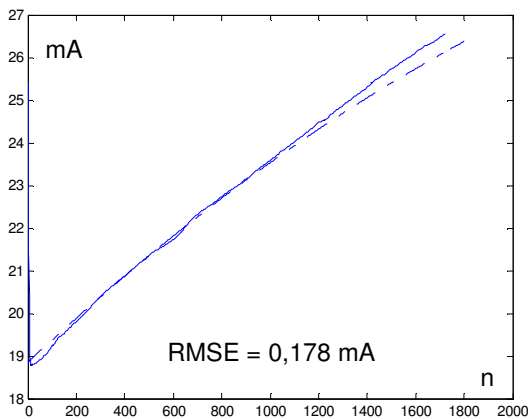
### 4.1 Jämförelse av ut signaler

Ett omfattande arbete ligger bakom bestämningen av diagnosfunktionens parametrar. Detta görs i huvudsak med hjälp av specialutvecklad mjukvara som har preparerats i särskilda testbilar. För att säkerställa att funktionerna levererar rätt beslut krävs det att datasättningen bygger på mätvärden som inhämtats från olika klimatområden och på varierande höjder. I läckdiagnos-sammanhang tas diagnosbeslutet endast med avseende på pumpströmmen vilket betyder att metoden måste vara robust mot omgivningens påverkan.

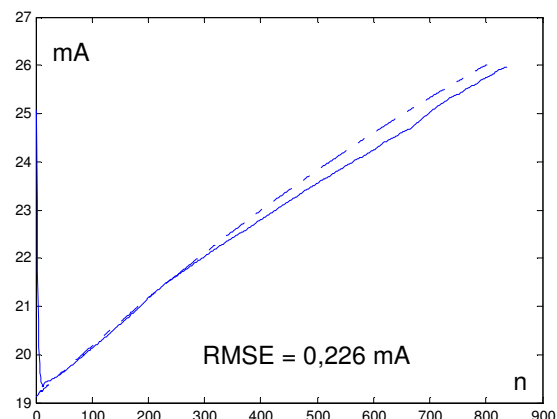
För valideringen av modellen finns det följaktligen en mängd mätningar att tillgå när det gäller signalerna i diagnosfunktionen. Inledningsvis jämförs den simulerade pumpströmmen med verkliga mätningar för ett antal situationer. För att få objektiva spridningsmått på simuleringarnas avvikelse från mätningarna används RMSE (Root Mean Square Error):

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (s_i - m_i)^2}$$

där  $s_i$  och  $m_i$  anger värdet av simuleringen respektive mätningen för det  $i$ :te samplet. Kvadratrotutdragningen motiveras av att samma dimension erhålles som för de givna värdena. Nedan visas ett antal fall med varierande läckstorlekar under olika temperaturförhållande vid "havsnivån". I simuleringarna används FAS II bränsle under varma förhållanden och vinterbränsle i motsvarande kalla.



figur 9a: Simulering och mätning;  
5 liter, 37 grader, ingen läcka.



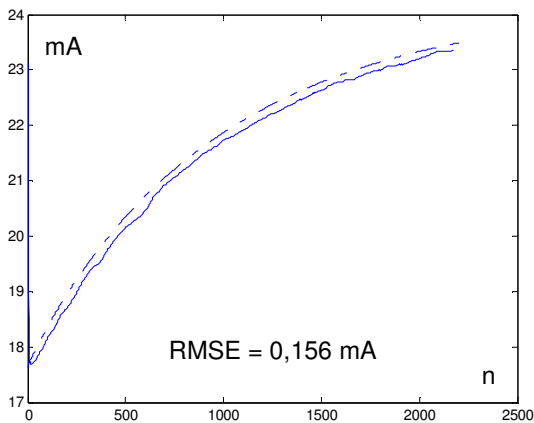
figur 9b: Simulering och mätning;  
51 liter, 37 grader, ingen läcka.

Simuleringsresultatet visar god överensstämmelse med mätningarna i täta system. De heldragna linjerna visar verkligt uppmätta strömkurvor och de punktstreckade visar den

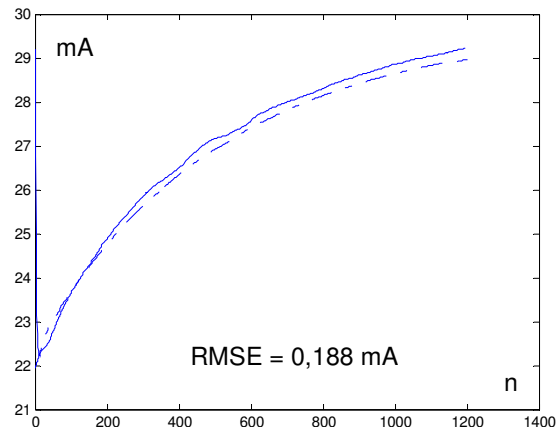
## 4. Resultat och validering

simulerade strömmen. Observera att samplings tiden är 0,1 s, samt att skalorna varierar. Det bör poängteras att inbördes variationer hos pumparna gör att tiden för tryckkuppbyggnaden, samt slutvärdet, oftast varierar något. Därför jämförs simuleringsresultaten med mätningar där pumparna har samma differens mellan referensströmmen,  $I_{ref}$ , och tomgångsströmmen,  $I_{min}$ . Att det finns inbördes variationer, inom rimliga gränser, saknar betydelse eftersom strömmen normeras mot differensen. Själva grundidén bygger ju på att pumpströmmen uppvisar ett linjärt förhållande gentemot systemtrycket. De simulerade kurvorna har även anpassats i höjdlid för att jämförelsen ska bli enklare. I modellen är tomgångsströmmen ungefär 18 mA och i verkliga system varierar denna typiskt mellan 16 och 20 mA.

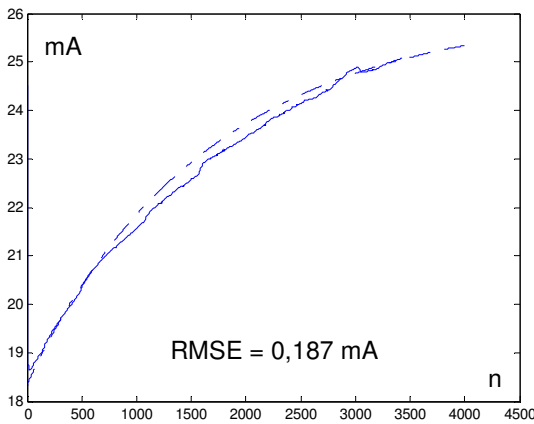
För att kunna göra tester med läckage använder man speciella tanklock med önskad håldiameter. Nedan visas fyra jämförelser där 0,5 mm läckor har använts.



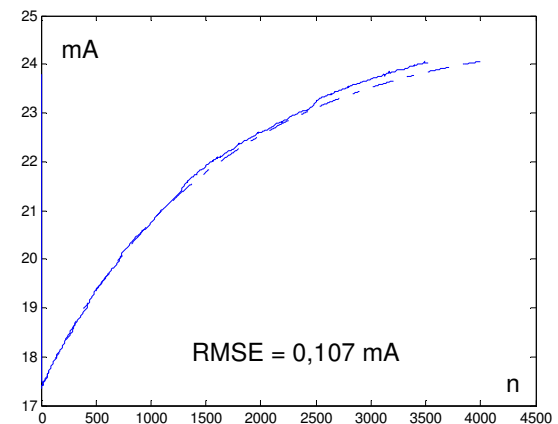
figur 10a: Simulering och mätning;  
40 liter, 0 grader, 0,5 mm läcka.



figur 10b: Simulering och mätning;  
50 liter, 34 grader, 0,5 mm läcka.



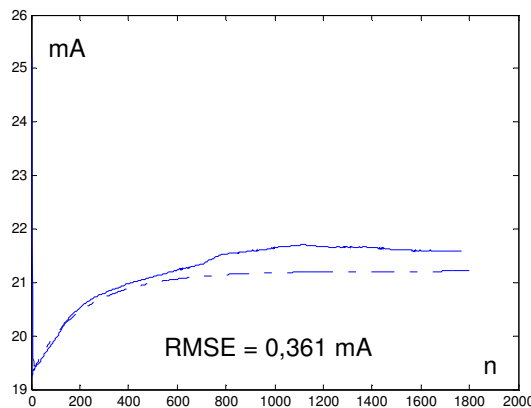
figur 11a: Simulering och mätning;  
7 liter, 37 grader, 0,5 mm läcka.



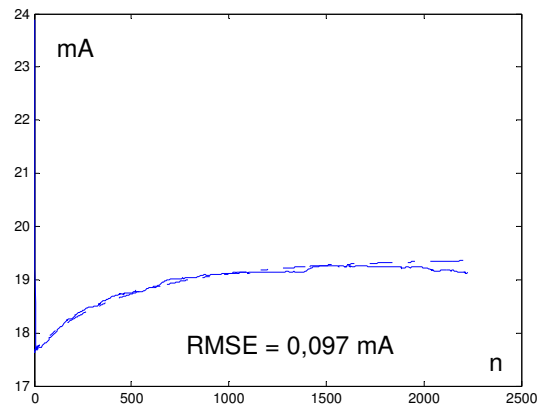
figur 11b: Simulering och mätning;  
3 liter, 0 grader, 0,5 mm läcka.

## 4. Resultat och validering

Simuleringarna visar även bra överensstämmelse i fallen med en 0,5 mm läcka. En korrigering fick dock göras: Det visade sig att resultatet blev bra först när värdet 0,6 användes för kontraktionskoefficienten i Bernoullis utvidgade ekvation (se avsnitt 3.4.4). En fullständigare teori visar emellertid att värdet 0,6 är att föredra i fall då utströmning sker ur stora behållare med små hål [10]. Anledningen till det kan vara att det finns vissa restriktioner vid utnyttjandet av ekvationen. Dels bygger värdet av kontraktionskoefficienten på empiriska mätningar och kommer sannolikt att variera för olika hålareor. I Bernoullis ekvation utgår man även ifrån att flödet är stationärt i alla punkter längs strömlinjen samt att viskösa effekter kan försummas vilket är ytterligare relaxeringar från det icke ideala fallet.



figur 12a: Simulering och mätning;  
40 liter, 35 grader, 1,0 mm läcka.

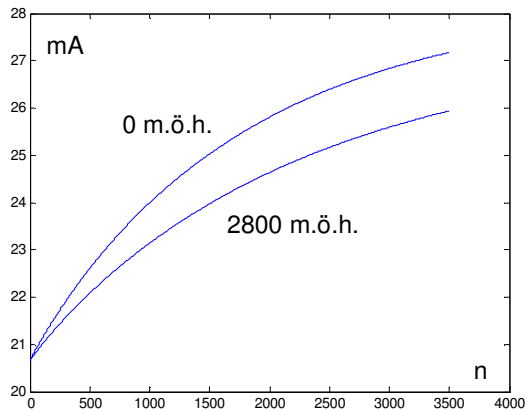


figur 12b: Simulering och mätning;  
3 liter, 0 grader, 1,0 mm läcka.

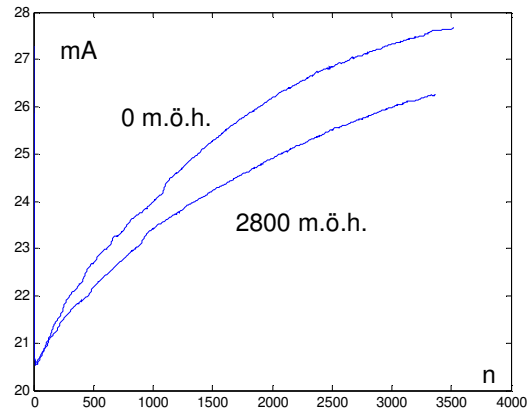
Figureerna ovan visar två fall med 1 mm läcka. Överensstämmelsen är ganska god men något mer osäker i dessa fall. Tendensen vid mätningar med större hålareor är att olika bränslemängder med varierande temperaturer ger större variationer än vad simuleringarna visar. Detta kan bero på osäkerheter kring kontraktionskoefficientens värde och/eller evaporativa effekter som blir tydligare för större hål eftersom trycket i dessa fall blir lägre. Figur 12a visar ett fall med varmt och relativt mycket bränsle, dvs villkoren för snabb tryckuppbyggnad pga evaporation är goda. Orsaken till den relativt stora avvikelsen vid jämförelsen är dock svår att ge någon entydig förklaring till. Den kan bero på olika faktorer som t ex mätfel och/eller störningar.

Simuleringar på hög höjd har visat sig fungera bra. I dessa förhållande är luften tunn och trycket orkar inte upp till samma nivåer som för motsvarande mätningar vid havsnivån. Figureerna 13a och 13b visar strömkurvorna för simuleringar och mätningar gjorda på 0 och 2800 m höjd. Vid en jämförelse blir RMSE = 0,295 mA för simuleringen vid havsnivån och 0,277 mA för motsvarande simulering på 2800 m höjd.

## 4. Resultat och validering



figur 13a: Simuleringar på 0 och 2800 m höjd, 9 liter, 16 grader.



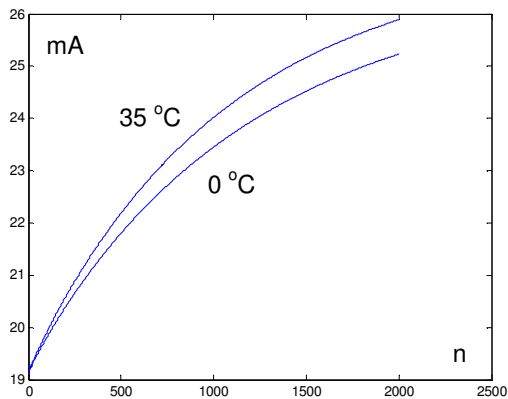
figur 13b: Mätningar på 0 och 2800 m höjd, 9 liter, 16 grader.

Enligt avgränsningarna i avsnitt 3.3.2 körs inga tester på höjder över 2500 meter, på grund av hög avdunstning. Atmosfärstrycket har minskat med ungefär 20 % på denna höjden.

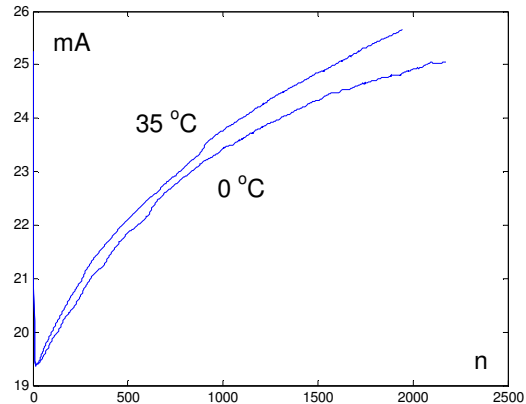
### 4.2 Temperatur och evaporering

Tyvärr finns det ingen information att tillgå när det gäller evaporering eller temperaturförlopp i tanken under ett läckagetest. För att kunna göra en noggrann validering av temperatur- och evaporeringsmodellerna krävs mätdata och därmed utrustning som inte står till buds inom ramen för detta arbetet. Den indirekta effekten kan naturligtvis skönjas ur pumpströmmen som visar skillnader för olika fall. Generellt kan man skönja en viss skillnad mellan varma och kalla mätningar, vilket dock inte alltid lyser igenom eftersom pumparna varierar. Slutvärdet hos strömmen blir inte sällan 0,5-1 mA högre för varma mätningar än för motsvarande kalla. Det motsvarar en tryckskillnad på ungefär 0,5 kPa. För att belysa skillnaderna visas två plottar nedan där figur 14a visar två simuleringar med samma bränslemängd i olika temperaturer och figur 14b visar motsvarande mätningar.

#### 4. Resultat och validering



figur 14a: Simuleringar 0 och 35 grader, 35 liter, 0,5 mm läcka.



figur 14b: Mätningar 0 och 35 grader, 35 liter, 0,5 mm läcka.

Modellen hanterar temperaturskillnader på ett tillfredsställande sätt. RMSE blir 0,222 mA för det varma fallet och 0,166 mA för det kalla. Skillnaderna i trycket, eller strömmen om man så vill, beror till stor del på skillnaderna i densiteten för olika temperaturer vilket i sin tur ger förändringar hos flödet. Därtill ska effekterna av en ökande evaporation för högre temperaturer tilläggas. En konsekvens av ovanstående är att en mätning i ett varmt system uppfattas som tätare än i det kalla fallet. Arealförhållandet,  $A_n$ , blir mindre för en varm mätning eftersom strömkurvan inte böjer av i samma takt som för motsvarande kurva i ett kallt system. En intressant aspekt i sammanhanget är att titta på det relativa testvärdet vilket motsvarar uppmätt testvärde i förhållande till den kalibrerade tröskelnivån då beslutet tas. I avsnitt 3.3.1 såg vi att beslutet gällande finläckor tas först när  $A_n(I_{rel})$  når ellipsgränsen. Förhållandet vid gränsen kan definieras som:

relativa testvärdet = simulerat (eller uppmätt) testvärde / kalibrerat testvärde

I tabell 1 anges intervall, inom vilka det relativa testvärdet varierar beroende på pumptyp, bränslemängd och temperatur för det verkliga systemet. Intervallen relaterar till ett tätt system samt system med läckstorlekarna 0,4 och 0,5 mm. Intervallen jämförs även med det simulerade resultatet.

#### 4. Resultat och validering

Läcka:	Simuleringsresultat (relativt testvärde)												Mätningar
	5 liter						50 liter						Intervall för det relativa testvärdet.
	0 °C			35 °C			0 °C			35 °C			
min	med	max	min	med	max	min	med	max	min	med	max		
Tätt	0,25	0,42	0,65	0,24	0,40	0,62	0,22	0,40	0,63	0,20	0,37	0,59	0,18–0,70
0,4mm	0,77	0,96	1,20	0,69	0,87	1,10	0,75	0,94	1,20	0,66	0,85	1,09	0,65–1,12
0,5mm	1,17	1,33	1,54	1,03	1,20	1,41	1,16	1,33	1,55	1,02	1,18	1,40	1,06–1,55

tabell 1: Simulerat testvärde i förhållande till uppmätt.

En nackdel med mätresultaten är att de olika intervallen inte specificerar de aktuella förhållande under vilka mätningarna gjordes. Det kan dock konstateras att de simulerade värdena ligger innanför motsvarande intervall. Vidare kan man urskilja vissa tendenser ur simuleringsresultaten: Max- och minpumparna har i allmänhet högre respektive lägre värden än medelpumpen, vilket även förklarar spridningen hos mätningarna. Notera även att en maxpump ofta detekterar en 0,4 mm läcka, vilket anses godtagbart. För läckor  $\leq 0,3$  mm vill man dock inte att feldetektering sker. Man vill undvika större servicekostnader än nödvändigt eftersom lagkraven endast avser läckor  $\geq 0,5$  mm.

En ytterligare intressant aspekt är att skillnaderna hos värdena blir större för olika temperaturer än vad de blir för olika bränslemängder, vilket belyser det inledande resonemanget. Man ser även att skillnaderna hos värdena, med avseende på temperaturen, ökar för ökande läckstorlek. Det bör även påpekas att värdena ökar för simuleringar på högre höjder (se figur 14a-b). Simuleringar med exempelvis medelvärdespumpen på 2000 m höjd ger likartade värden som för användandet av maxpumpen på marknivå. Systemet upplevs med andra ord som tätare i dessa fall.

För att separera grovläckor från finläckor används värdena  $C_{AB}$  och  $C_{BC}$ , samt en tidsfaktor  $C_{time}$  (se avsnitt 3.3.1). För grovläckor finns inte motsvarande undersökningar med relativa testvärden eftersom funktionen kontinuerligt jämför  $A_n$  och  $I_{rel}$  mot de kalibrerade gränserna. Som ett mått kan man tänka sig att använda det simulerade värdet av  $C_{AB}$  då  $A_n(I_{rel})$  skär linjen  $AB$  och jämföra med kalibrerade värdet. Vi nöjer oss dock med att visa den minsta håldiametern som krävs för att modellen ska detektera en grovläcka.

#### 4. Resultat och validering

	5 liter						50 liter					
	0 °C			35 °C			0 °C			35 °C		
	Min	Med	Max	Min	Med	Max	Min	Med	Max	Min	Med	Max
$d_{\min}$ [mm]	0,87	0,90	0,92	0,93	0,96	1,00	0,91	0,94	0,97	0,99	1,03	1,06

tabell 2: Minsta simulerade håldiametern för detektering av grovläckage.

Generellt sett visar de simulerade resultaten att modellen uppfattar en 1,0 mm läcka som en aning större. Det anses emellertid acceptabelt att en 0,9 mm läcka detekteras som grov. Samtidigt bör man ha i åtanke att jämförelserna görs med hundradels millimetrar och att exakthet är omöjligt att uppnå i varken kalibreringar eller simuleringar. Det kan även här noteras att temperaturen har större inverkan än vad bränslemängden har.

När det gäller temperaturförloppen i tanken sker det rimligen inga drastiska förändringar under de minuter ett läckagetest pågår dvs. slutresultatet styrs till största del av de initialvärden som anges. Omgivningens påverkan hinner helt enkelt inte bli så påtaglig. Den största temperaturförändringen fås när tanken trycksätts med luft vars temperatur skiljer sig från den i tankutrymmet. Ett sådant fall kan t ex uppstå när ett fordon med varmt bränsle ställs i ett svalt garage. Den avgörande faktorn för tryckuppbyggnaden i tankutrymmet är dock inte själva temperaturen i sig, utan den resulterande evaporeringen den medför. Enligt resonemanget i avsnitt 3.7.1 är avdunstningen starkt kopplad till bränsletemperaturen samt dess skillnad gentemot omgivande temperatur. Man bör även ha i åtanke att själva trycksättningen hämmar evaporeringen något. Nedan visas en tabell där den modellerade tryckökningen, orsakad av evaporering, ges för olika bränsletyper, bränslemängder och temperaturer.

Bränsletyp	Värdena anger tryckbidraget i Pa, orsakad av evaporering, under ett 20 s intervall. Bränsletemperaturen är 10 °C högre än omgivningstemperaturen.								
	5 liter			25 liter			50 liter		
	0 °C	15 °C	30 °C	0 °C	15 °C	30 °C	0 °C	15 °C	30 °C
FAS II	0	2	9	1	5	14	3	14	50
Indolen	<1	3	11	1	6	19	4	16	63
Vinter	1	6	20	2	10	35	7	31	111

tabell 3: Tryckbidraget från evaporering under ett 20 s intervall.



Vi ser att vinterbränsle evaporerar ungefär dubbelt så mycket som FAS II vilket ska underlätta vid kallstart vid låga temperaturer. Problemet med en stor avdunstning är att system med läckor kan uppfattas som täta, företrädesvis under varma förhållanden. I låga temperaturer är påverkan obefintlig vilket framgår av tabellen. Skulle det förekomma ett läckage  $> 0,5$  mm i tanken så kommer aldrig tanktrycket bli högre än omgivningstrycket. När man testar med preparerade tanklock kan det inledningsvis mycket väl råda ett visst övertryck i systemet förutsatt att bränsleluckan är tät. Övertrycket blir dock aldrig högre än vad backventilens öppningsvärde medger.

### 4.3 Strömningsförluster

Enligt tidigare resonemang uppträder friktions- och engångsförluster i rör och ventiler. För isothermiska tillämpningar kan vi enkelt göra en approximativ bedömning av tryckfallet i en godtycklig ledning i systemet. Om strömningen betraktas som inkompressibel, vilket inte innebär någon större approximation från det icke ideala fallet, kan vi teckna tryckfallet som (se avsnitt 3.4.2):

$$\Delta p_f = \sum_n \left( \frac{64 \cdot \nu \cdot l}{d^2 \cdot A} \rho \cdot Q \right)_n + \sum_m \left( \xi \frac{1}{2 \cdot A^2} \rho \cdot Q^2 \right)_m$$

där  $n$  anger antalet ledningar med varierande dimension och  $m$  anger antalet engångsförluster. Betraktar vi sedan en ledning med goda förutsättningar att få ett stort tryckfall så visar det sig att förlusten inte blir större än ca 10 Pa. Att inte tryckfallet blir mer påtagligt beror uteslutande på storleksordningen hos det levererade flödet. Utan mottryck ger pumpen ett flöde på ungefär 1 liter/minuten ( $= 1,67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ). På förekommen anledning har det även visat sig att det inte blir något nämnvärt tryckfall över kanistern, vilket kan tyckas förvånande. Antag vidare att vi har en situation där endast en roll-over ventil är öppen mot tanken och övriga stängda. Skillnaden i relativa testvärdet, jämfört med det normala fallet, blir ändå försumbar. Flödet ökar visserligen i ledningen med den öppna ventilen men förlusterna är så marginella att resultatet knappt påverkas. Det bör understrykas att samtliga förlustställen trots allt återfinns i modellen. Önskar man ändra på komponenternas karaktäristik eller geometri kan tryckfallet bli mer påtagligt än i det nuvarande systemet.

### 5 Slutsatser

Utifrån det genomförda modelleringsarbetet, samt simuleringarna, kan vi avslutningsvis göra en del intressanta bedömningar. Simuleringsresultaten överrensstämmer i allmänhet väl med den verkliga situationen. För att få ett objektiva mått på det simulerade resultatets avvikelse gentemot de mätningar som gjorts så används RMSE (Root Mean Square Error). De jämförelser som presenteras i rapporten visar situationer för olika temperaturer och bränslevolymer samt på varierande höjder och för olika läckstorlekar. Jämförelserna har baserats främst på pumpströmmen med anledning av att valideringsmöjligheterna härav blir större.

Generellt sett ligger värdena på RMSE mellan 0,1 och 0,3 mA. En orsak till avvikelsen är inbördes variationer hos pumparna. I modellen är pumpen en "black-box" vars in- och utsignalsamband bygger på mätningar gjorda på flera pumpar. I det verkliga systemet kan de interna skillnaderna hos pumparna mycket väl resultera i att de ovanstående avvikelserna förekommer. Man kan även notera att avvikelsen ökar något med ökande läckstorlek, vilket inte enbart kan relateras till variationer hos pumparna. Det kan t ex bero på icke ideala effekter som modellen inte tar hänsyn till. För exempelvis täta system och system med läckor med en diameter på 0,5 mm blir avvikelsen i allmänhet liten. System med 1,0 mm läckor upplevs av modellen som något tätare än vad motsvarande mätningar medger.

De fysikaliska faktorerna som påverkar systemet har en varierande verkan på tryckuppbyggnaden. Den bränslefria volymen har naturligtvis störst inverkan på hur snabbt tryckuppbyggnaden sker, vilket i sin tur är avgörande för hur länge ett läckagetest pågår. Vid jämförelser mellan mätningar gjorda i olika temperaturförhållanden kan man notera en viss skillnad hos pumpströmmen. Tryckuppbyggnaden sker något snabbare under varma förhållanden (ca 30-35 °C) än i motsvarande kalla (ca 0°C). Strömmens slutvärde blir vid jämförelse ungefär 0,5-1 mA större i de förstnämnda fallen. Effekten av en ökande evaporation för högre temperaturer är en bidragande orsak. Temperaturen har även en stor inverkan på luftens densitet, vilket i sin tur påverkar luftflödet och därmed tryckuppbyggnaden. Modellen hanterar temperaturskillnader väl och RMSE-värdet blir sällan över 0,3 mA. Detta gäller även för simuleringar som ska avspegla mätningar utförda på hög höjd. Atmosfärstrycket blir lägre vilket i sin tur påverkar tryckuppbyggnaden. Pumpströmmens slutvärde blir ungefär 1-1,5 mA lägre på 2500 m höjd än vad motsvarande simuleringar och mätningar visar vid havsnivån. När det gäller strömningsförlusterna i ledningssystemet så blir dessa i allmänhet små. En obelastad pump levererar ett luftflöde på ungefär 1 liter/minuten, vilket är relativt lågt. Storleksordningen hos flödet är den helt avgörande faktorn i sammanhanget.

I modellen används samma parametervärden för diagnosfunktionen som för det verkliga systemet. För simuleringar med läckstorlekar omkring 0,5 mm stämmer funktionens utsignal mycket väl överens med motsvarande mätresultat. Modellen detekterar dock i allmänhet grovläckage för simulerade läckor  $\geq 0,9$  mm, vilket kan relateras till den ökande avvikelsen mellan simuleringarna och mätningarna. Det anses emellertid acceptabelt att läckstorlekar ner till 0,9 mm detekteras som grova. Mot bakgrund av det kan vi avslutningsvis sluta oss till att den modellerade diagnosfunktionen levererar korrekta beslut för simuleringar med olika läckstorlekar.

## 6 Förslag till fortsatt arbete

Den matematiska modellen utgör alltid en approximation av motsvarande fysikaliska system. En modell kan alltid utvecklas till att bli noggrannare men aldrig exakt. Man bör ha i åtanke att en vidareutveckling kan bli tidskrävande ställt i relation till den eventuella vinsten som görs. I denna modellen finns ett par saker som skulle kunna göras mer genomgripande:

Pumpen är modellerad som en "black-box" och är följaktligen något oflexibel. Modellen har visserligen en temperaturkompensering, som kan verifieras noggrannare. Ett större arbete skulle härvid vara att göra en fullständig modell över pumpen. Den nuvarande modellen har emellertid visat sig fungera bra så vinsten blir troligtvis inte stor. Tankens flexibilitet har även nämnts ha ett temperaturberoende som ej är modellerat. Man skulle kunna göra en noggrannare analys om huruvida deformationen påverkas av olika temperaturer.

En ytterligare intressant aspekt skulle vara att verifiera det evaporativa bidraget till tryckökningen i systemet. Att täcka alla fall är mer eller mindre omöjligt men önskvärt vore åtminstone att mäta effekten vid relativt höga temperaturer för några olika bränsletyper. Ett indirekt mått på evaporeringen skulle kunna fås genom att väga kanistern efter en bestämd tid. Det enklaste sättet är naturligtvis att använda tryckgivare i tanken. Den yttre temperaturpåverkan på bränslet är ytterliggare aspekter som avgör avdunstningens storlek. Som framgår av modellen finns det en mängd faktorer som påverkar bränsletemperaturen så en fullständig verifiering skulle bli omfattande.

Till syvende och sist har vi ändå sett att simuleringsresultaten visar god överrensstämmelse med tillgänglig mätdata. Fokus på vidareutveckling av modellen borde kanske istället ligga på att göra den mer allmängiltig för andra tanksystem. Det största arbetet ligger i så fall i att finna data om komponenternas geometri och karaktäristik. Med ledning av modell-ekvationerna kan en konvertering till andra system göras relativt enkelt. En lite större förändring krävs dock om man ej avser att använda en sadeltank.

## Referenser

- [1] L Ljung och T Glad: *Modellbygge och simulering*, Studentlitteratur, Lund 2004
- [2] I.J. Karassik: *Pump Handbook -2 nd edition*, Mc Graw-Hill cop., New York, 1986
- [3] A Lingenhult: *New leakage diagnosis evaluation algorithm*, Interndokument, Volvo Göteborg, 2000
- [4] I Ekroth och E Granryd: *Tillämpad termodynamik*, AB Grafiska Gruppen, Stockholm 1999
- [5] K Storck, M Karlsson m fl: *Formelsamling i termo- och fluidodynamik*, Institutionen för konstruktions- och produktionsteknik, Linköping, LiTH-IKP-S-508, 2003
- [6] C Nordling och J Österman: *Physics Handbook*, Studentlitteratur, Lund 1999
- [7] B Poling, J Prausnitz m fl: *The Properties of Gases and Liquids - Fifth edition*, Mc Graw-Hill cop., New York, 2001
- [8] Svensk Standard: *Petroleumproducts. Determination of vapour pressure. Reid method*, SIS 15 5141 Utgåva 3, 1999
- [9] M Elmroth m fl: *Numerical models for simulation of fuel vapour, heat- and mass transport in evaporative systems*, Interndokument, Volvo Göteborg, 1997
- [10] D Young, R Munson m fl: *Fluid Mechanics - 2 nd edition*, R.R. Donnelley & Sons, USA, 2000
- [11] E.L. Cussler: *Diffusion, Masstransfer in Fluid Systems – 2 nd edition*, Cambridge University Press, 1997
- [12] P.V. Danckwerts: *Significance of Liquid-Film Coefficients in Gas Absorption*, Ind. Eng. Chem., No. 1460, 1971
- [13] P.B. Whalley: *Two-phase flow and mass transfer*, Oxford Univ. Press, 1996
- [14] H.L. Toor och M.J. Marchello: *Film-Penetration Model for Mass and Heat Transfer*, A.I.Ch.E. Journal, No. 1,97, 1958
- [15] J.O. Hirschfelder m fl.: *Molecular Theory of Gases and Liquids*, New York cop., 1954
- [16] C.R. Wilke och D Fairbanks: *Diffusion Coefficients in Multicomponent Gas Mixtures*, Ind. Eng. Chem., No. 3,471-475, 1980
- [17] C.L. Yaws: *Chemical Properties Handbook*, Mc Graw-Hill cop., New York, 1999

## BILAGA A – Parametrar i modellen

I denna bilaga ges samtliga parametrar och koefficienter som används i modellen. Parametrarna har bestämts genom experiment, eller hämtats från specifikationer eller tabellverk [5,9,17]. Av sekretesskäl anges inte parametrarna till diagnosfunktionen.

### Pumpmodellen:

Pumptyp	$a_1$	$a_2$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$I_{ref}^1$	$I_{min}^1$	$I_{diff}^1$
Medel	0,255	0,177	0,0031046	-0,001376	1,2997	23,8	17,7	6,1
Min-	0,148	0,177	0,0031046	-0,001376	1,2997	21,7	17,7	4,0
Max-	0,398	0,177	0,0031046	-0,001376	1,2997	25,7	17,7	8,0

<sup>1)</sup> Dessa värden har ett visst temperaturberoende och varierar något. Värdena i tabellen ges i mA och avser rumstemperatur.

### Egenskaper hos luft:

Densitet och kinematisk viskositet för olika temperaturer:

Temperatur [°C]	- 40	- 20	0	20	40	60
Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]	1,49	1,38	1,276	1,189	1,113	1,046
Kin. viskositet [m <sup>2</sup> /s]	10,0·10 <sup>-6</sup>	11,6·10 <sup>-6</sup>	13,4·10 <sup>-6</sup>	15,2·10 <sup>-6</sup>	17,2·10 <sup>-6</sup>	19,1·10 <sup>-6</sup>

Specifik värmekapacitet,  $c_p$ : 1005 J/kg °C  
 Molmassa,  $M$ : 28,97 kg/kmol  
 Specifika gaskonstanten,  $R$  (torr luft): 287 J/kg °C

### Komponenter:

Komponent	längd [mm]	diameter [mm]	Engångsförluster (totala) <sup>1</sup>	Volym [liter]	Reynoldstalet <sup>2</sup>
L <sub>1</sub>	172	16,0	0,1	0,035	88
Kanistern	–	–	–	2,3+0,15	–
L <sub>2</sub>	625	13,5	0,5	0,089	105
T <sub>1</sub>	–	–	–	0,1	–
Recirk. rör <sup>3</sup>	580+1010	6,0 och 14,4	0,5+1,0	0,016+0,164	235 och 98
L <sub>3</sub>	350	13,5	1,5	0,050	105
L <sub>4</sub>	920	6,0	0,2	0,026	235

## Bilaga A – Parametrar i modellen

T <sub>2</sub>	–	–	–	0,017	–
L <sub>5</sub>	110	6,0	0,2	0,003	235
L <sub>6</sub>	480	6,0	0,8	0,014	235

- 1) Värdena anger det totala förlustvärdet i komponenten.  
 2) Reynoldstalet är relaterat till ett flöde på 1 lit/min i rumstemperatur.  
 3) Recirkulationsröret är modellerat som två rörsektioner

Koefficienter för ventilströmning:

FLVV: –

Roll-over ventilerna:  $a = 5,67 \cdot 10^{-7}$   $b = 2,5 \cdot 10^{-9}$   $c = 0$

Backventilen:  $c_1 = 4,534 \cdot 10^{-8}$   $c_2 = 0$   $k_1 = 4,534 \cdot 10^{-5}$   $k_2 = 1,5$

Tankvolym: 65,5 liter

Elasticitetskoefficienter (tanken):  $c_1 = 1,5305 \cdot 10^{-7}$   $c_2 = 0$

Påfyllningsrör (volym): 0,83 liter

Bränslearean i tanken för olika bränslemängder:

Volym [liter]	1	5	11	18	26	34	43	53	58
Area [ cm <sup>2</sup> ]	1610	2700	3100	3200	3290	3410	3930	4060	2245

### Bränslemodellen:

Indexering  $i = 1, \dots, 7$  av bränslets komponenter följer samma ordning som den i avsnitt 3.7 angivna.

Molkoncentrationen  $x_i$  i bränsletyperna:

Molkoncentration	Fas II	Indolene	Vinter
$x_1$	$1 \cdot 10^{-6}$	$0,11 \cdot 10^{-2}$	$0,39 \cdot 10^{-2}$
$x_2$	$0,32 \cdot 10^{-2}$	$0,86 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$
$x_3$	$0,6 \cdot 10^{-2}$	$2,3 \cdot 10^{-2}$	$6,8 \cdot 10^{-2}$
$x_4$	$14 \cdot 10^{-2}$	$5,2 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$
$x_5$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$15 \cdot 10^{-2}$	$3,8 \cdot 10^{-2}$
$x_6$	$11 \cdot 10^{-2}$	$7,9 \cdot 10^{-2}$	$23 \cdot 10^{-2}$
$x_7$	$72,78 \cdot 10^{-2}$	$68 \cdot 10^{-2}$	$57 \cdot 10^{-2}$

Volymkoncentrationen  $\phi_i$  i bränsletyperna:

Volymkoncentration	Fas II	Indolene	Vinter
$\phi_1$	$6,99 \cdot 10^{-7}$	$7,60 \cdot 10^{-4}$	$0,26 \cdot 10^{-2}$
$\phi_2$	$0,29 \cdot 10^{-2}$	$0,77 \cdot 10^{-2}$	$2,61 \cdot 10^{-2}$

Bilaga A – Parametrar i modellen

$\phi_3$	$0,54 \cdot 10^{-2}$	$2,03 \cdot 10^{-2}$	$5,86 \cdot 10^{-2}$
$\phi_4$	$15,14 \cdot 10^{-2}$	$5,56 \cdot 10^{-2}$	$6,27 \cdot 10^{-2}$
$\phi_5$	$1,57 \cdot 10^{-2}$	$15,91 \cdot 10^{-2}$	$3,94 \cdot 10^{-2}$
$\phi_6$	$10,83 \cdot 10^{-2}$	$9,46 \cdot 10^{-2}$	$28,89 \cdot 10^{-2}$
$\phi_7$	$71,63 \cdot 10^{-2}$	$66,19 \cdot 10^{-2}$	$54,18 \cdot 10^{-2}$

Aktivitetskoefficienterna beräknas ur ekv. 3.7.21 där parametrarna  $c_i$  anges nedan:

$c_i$	Fas II	Indolene	Vinter
$c_1$	149,1	137,6	104,7
$c_2$	113,8	102,5	70,9
$c_3$	83,8	74,2	47,9
$c_4$	151,6	137,3	97,1
$c_5$	101,8	90,2	58,4
$c_6$	122,3	108,8	71,6
$c_7$	18,7	23,9	44,4

Några kemiska egenskaper som använts för bränslekomponenterna:

Komponent	beteckning	molekylvikt	$T_{\text{kritisk}}$ [K]	$p_{\text{kritisk}}$ [atm]	molvolym [cm <sup>3</sup> /mol]	löslighet [(joule/cm <sup>3</sup> ) <sup>0,5</sup> ]
propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1	370	42,5	75,642	13,091
isobutan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,14	408	36,5	97,70	14,027
n-butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,12	425	38,0	96,553	14,453
isopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,15	461	33,8	117,098	13,858
n-pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,15	470	33,6	116,126	14,439
2-3 dim. but.	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,18	500	31,5	131,050	14,353
toluen	C+	92,14	593	41,0	106,556	18,346

Antoine koefficienter i enlighet med ekv. 3.7.15 (avvikelse < 1%):

C <sub>i</sub> H <sub>j</sub>	A	B	C	D	E	$T_{\text{intervall}}^1$ [K]
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	21,4469	$-1,4627 \cdot 10^3$	$-5,2610 \cdot 10^0$	$3,2820 \cdot 10^{-11}$	$3,7249 \cdot 10^{-6}$	[85,370]
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	31,2541	$-1,9532 \cdot 10^3$	$-8,8060 \cdot 10^0$	$8,9246 \cdot 10^{-11}$	$5,7501 \cdot 10^{-6}$	[113,408]
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	27,0441	$-1,9049 \cdot 10^3$	$-7,1805 \cdot 10^0$	$-6,6845 \cdot 10^{-11}$	$4,2190 \cdot 10^{-6}$	[134,425]
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	29,2963	$-2,1762 \cdot 10^3$	$-7,8830 \cdot 10^0$	$-4,6512 \cdot 10^{-11}$	$3,8997 \cdot 10^{-6}$	[113,460]

## Bilaga A – Parametrar i modellen

C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	33,3239	-2,4227·10 <sup>3</sup>	-9,2354·10 <sup>0</sup>	9,0199·10 <sup>-11</sup>	4,1050·10 <sup>-6</sup>	[143,470]
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	33,6319	-2,5524·10 <sup>3</sup>	-9,3142·10 <sup>0</sup>	1,4759·10 <sup>-10</sup>	3,9140·10 <sup>-6</sup>	[145,500]
C+	34,0775	-3,0379·10 <sup>3</sup>	-9,1635·10 <sup>0</sup>	1,0289·10 <sup>-11</sup>	2,7035·10 <sup>-6</sup>	[151,592]

<sup>1)</sup> Anger temperaturintervallet inom vilket ekvationen är giltig.

Parametrar i Hirschfelders ekvation: a = 0,844964 b = 0,211566 c = 1,22656 d = 0,742598

### Temperaturmodellen:

Koefficienter för specifik värmekapacitet enligt ekv. 3.5.31 Giltighetsområdet är åtminstone 200-500 K:

C <sub>i</sub> H <sub>j</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	28,277	1,16·10 <sup>-1</sup>	1,9597·10 <sup>-4</sup>	-2,3271·10 <sup>-7</sup>	6,8669·10 <sup>-11</sup>
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	6,772	3,4147·10 <sup>-1</sup>	-1,0271·10 <sup>-4</sup>	-3,6849·10 <sup>-8</sup>	2,0429·10 <sup>-11</sup>
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	20,056	2,8153·10 <sup>-1</sup>	-1,3143·10 <sup>-5</sup>	-9,4571·10 <sup>-8</sup>	3,4149·10 <sup>-11</sup>
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-0,881	4,7498·10 <sup>-1</sup>	-2,4797·10 <sup>-4</sup>	6,7512·10 <sup>-8</sup>	-8,5343·10 <sup>-12</sup>
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	26,671	3,2324·10 <sup>-1</sup>	4,2820·10 <sup>-5</sup>	-1,6639·10 <sup>-7</sup>	5,6063·10 <sup>-11</sup>
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	-1,477	5,5644·10 <sup>-1</sup>	-2,4802·10 <sup>-4</sup>	4,1433·10 <sup>-8</sup>	2,4035·10 <sup>-13</sup>
C+	-24,097	5,2187·10 <sup>-1</sup>	-2,9827·10 <sup>-4</sup>	6,1220·10 <sup>-8</sup>	1,2576·10 <sup>-12</sup>

Koefficienter för specifik värmekapacitet enligt ekv. 3.5.32:

C <sub>i</sub> H <sub>j</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	T <sub>intervall</sub> [K]
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	59,642	3,2831·10 <sup>-1</sup>	-1,5377·10 <sup>-3</sup>	3,6539·10 <sup>-6</sup>	[86,333]
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	71,791	4,8472·10 <sup>-1</sup>	-2,0519·10 <sup>-3</sup>	4,0634·10 <sup>-6</sup>	[115,367]
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	62,873	5,8913·10 <sup>-1</sup>	-2,3588·10 <sup>-3</sup>	4,2257·10 <sup>-6</sup>	[136,383]
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	91,474	4,4852·10 <sup>-1</sup>	-1,6859·10 <sup>-3</sup>	3,1342·10 <sup>-6</sup>	[114,414]
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	80,641	6,2195·10 <sup>-1</sup>	-2,2682·10 <sup>-3</sup>	3,7423·10 <sup>-6</sup>	[144,423]
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	96,237	6,1920·10 <sup>-1</sup>	-2,1286·10 <sup>-3</sup>	3,3811·10 <sup>-6</sup>	[146,450]
C+	83,703	5,1666·10 <sup>-1</sup>	-1,4910·10 <sup>-3</sup>	1,9725·10 <sup>-6</sup>	[179,533]



**Parametrar för värmeöverföring:**

$$\delta_{\text{polyetylen}} = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad \lambda_{\text{polyetylen}} = 0,35 \text{ W/(mK)}$$

$$\delta_{\text{aluminium}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad \lambda_{\text{aluminium}} = 210 \text{ W/(mK)}$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4) \text{ Stefan Boltzmanns konstant}$$

$$\text{Fri konvektion i gaser: } \alpha = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Fri konvektion i bränsle: } \alpha = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Emissionstal:

$$\text{Asfalt: } \varepsilon_{\text{ground}} = 1$$

$$\text{Tanken (svart): } \varepsilon_{\text{tank}} = 0,95$$

$$\text{Avgasröret: } \varepsilon_{\text{exh}} = 0,95$$

## BILAGA B – Härledning av diffusionsgradienten

Här ges en mer ingående härledning av ekv. 3.7.5, utgående från ekvationen för diffusion samt tillhörande villkor:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} = D_{ij} \cdot \frac{\partial^2 C_i}{\partial z^2} \quad (\text{B.1})$$

$$\text{Initialvillkor: } t = 0: C_i(z, 0) = C_{i, \text{bulk}} = C_i \quad (\text{i})$$

$$\text{Randvillkor: } z = 0: C_i(0, t) = C_{i, \text{sat}} \quad (\text{ii})$$

$$z \gg 0: C_i(z, t) = C_i \quad (\text{iii})$$

Laplacetransformering av B.1 med avseende på tiden ger:

$$L\{C_{zz}\} = \frac{1}{D_{ij}} L\{C_t\} \Rightarrow \frac{d^2}{dz^2} L\{C(z, t)\} = \frac{1}{D_{ij}} (sL\{C(z, t)\} - C(z, 0)) \quad (\text{B.2})$$

Vilket med initialvillkoret ( i ) ger:

$$\frac{d^2}{dz^2} L\{C(z, t)\} - \frac{s}{D_{ij}} \left( L\{C(z, t)\} - \frac{C_i}{s} \right) = 0 \quad (\text{B.3})$$

Lösningen av differentialekvationen B.3 med avseende på  $L\{C(z, t)\}$  blir:

$$L\{C(z, t)\} = A(s) \exp\left(\sqrt{\frac{s}{D_{ij}}} z\right) + B(s) \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{D_{ij}}} z\right) + \frac{C_i}{s} \quad (\text{B.4})$$

Vidare ger villkor ( iii ) att  $C_i(z, t)$  har ett begränsat värde. Låter vi  $z \rightarrow \infty$  måste följaktligen  $A(s) = 0$ , dvs:

$$L\{C(z, t)\} = B(s) \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{D_{ij}}} z\right) + \frac{C_i}{s} \quad (\text{B.5})$$

Laplacetransformering av villkor ( ii ) ger:

$$L\{C(0, t)\} = \frac{C_{i, \text{sat}}}{s} \quad (\text{B.6})$$

dvs, för  $z = 0$  kan  $B(s)$  bestämmas ur ekv. B.5:

$$B(s) = \frac{C_{i, \text{sat}}}{s} - \frac{C_i}{s} \quad (\text{B.7})$$

vilket leder till att:

$$L\{C(z,t)\} = \frac{C_{i,sat} - C_i}{s} \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{D_{ij}}}z\right) + \frac{C_i}{s} \quad (\text{B.8})$$

Inversen av B.8 kan fås ur ett tabellverk [6] och ges av:

$$L^{-1}\{C(z,t)\} = C(z,t) = (C_{i,sat} - C_i) \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{D_{ij}t}}\right) + C_i \quad (\text{B.9})$$

där  $\operatorname{erfc}(\theta)$  definieras som:

$$\operatorname{erfc}(\theta) = 1 - \operatorname{erf}(\theta) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\theta \exp(-\eta^2) d\eta \quad (\text{B.10})$$

Derivering av B.9 med avseende på  $z$  ger tillsammans med ekv. B.10:

$$\frac{\partial C_i}{\partial z} = (C_{i,sat} - C_i) \frac{\partial}{\partial z} \left( 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{z}{2\sqrt{D_{ij}t}}} \exp(-\eta^2) d\eta + C_i \right) \quad (\text{B.11})$$

Med hjälp av Leibniz regel gällande differentiering av funktioner under integraltecken får vi slutligen:

$$\frac{\partial C_i}{\partial z} = (C_{i,sat} - C_i) \frac{1}{\sqrt{\pi D_{ij}t}} \exp\left(\frac{-z^2}{4D_{ij}t}\right) \quad (\text{B.12})$$

där gaslagen sedan kan användas för att få ekv. B.12 i enlighet med ekv 3.7.5.

## BILAGA C – Modellekvationer

Nedan ges en översikt av modellens ingående ekvationer:

Komponent	Ledning $L_i$ $i = 1, \dots, 6$
Ekvationer	$Q_i(t) = \frac{A_i}{\rho_{air} \cdot l_i} \cdot \int_0^t (p_i(\tau) - p_{i+1}(\tau) - p_f(\tau)) d\tau$ $p_i(t) = \frac{p_i(t) + p_{atm}}{V_i} \cdot \int_0^t (Q_i(\tau) - Q_{i-1}(\tau)) d\tau$ $p_f = \frac{64 \cdot \nu \cdot l_i}{d_i^2 \cdot A_i} \rho \cdot Q + \sum_m \left( \xi \frac{1}{2 \cdot A_i^2} \rho \cdot Q^2 \right)_m + p_{valve,loss}$ $\rho(t) = \frac{p_{atm} + \Delta p(t)}{R \cdot T}$ $p_{atm} = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{\mu \cdot g \cdot z}{k_B \cdot T_{atm}}\right)$
Insignaler	$Q_{i-1}, p_{i+1}$
Utsignaler	$Q_i, p_i$
Parametrar	$A_i, l_i, d_i, V_i, T_{atm}, z, \xi$ samt ev. koefficienter för ventilflöde
Tillstånd	$p, Q$
Komponent	Förgrening $T_1, T_2$
Ekvationer	$p_T(t) = \frac{\Delta p(t) + p_{atm}}{V_T} \cdot \int_0^t (Q_{i-1}(\tau) - Q_{i+1}(\tau) - \dots - Q_{i+n}(\tau)) d\tau$ $p_{atm} = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{\mu \cdot g \cdot z}{k_B \cdot T_{atm}}\right)$
Insignaler	$Q_{i-1}, Q_{i+1}, \dots, Q_{i+n}$
Utsignaler	$p_T$
Parametrar	$T_{atm}, V_T$

Tillstånd	$p$
Komponent	Påfyllningsrör ( $FP$ ) och recirkulationsledning ( $rec$ )
Ekvationer	$p_{rec}(t) = \frac{p_{rec}(t) + p_{atm}}{V_{rec}} \cdot \int_0^t (Q_{T1}(\tau) - Q_{FP}(\tau) - Q_{losses}(\tau)) d\tau$ $p_{FP}(t) = \frac{p_{FP}(t) + p_{atm}}{V_{FP}} \cdot \int_0^t (Q_{FP}(\tau) - Q_{leak}(\tau)) d\tau$ $p_{atm} = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{\mu \cdot g \cdot z}{k_B \cdot T_{atm}}\right)$ $Q_{FP}(t) = k_1(1 - \exp(-k_2^{-1}t)) \quad \text{om} \quad p_{open} < p_{rec}(t) - p_{FP}(t) < 7 \text{ hPa}$ $Q_{FP}(t) = c_1 p(t) + c_2 \quad \text{om} \quad p_{rec}(t) - p_{FP}(t) \geq 7 \text{ hPa}$ $Q_{FP}(t) = 0 \quad \text{annars}$ $p = p_{FP} \quad \text{om} \quad V_{fuel} \geq 53,03 \text{ l}, \quad p = p_{tank} \quad \text{annars}$ $Q_{leak}(t) = \mu \cdot A \sqrt{2 \frac{p_{FP}(t)}{\rho_{atm}}} \quad A = \frac{\pi \cdot d_{leak,FP}^2}{4}$ $\rho_{atm}(T_{atm}) = 1.4598 \cdot 10^{-5} T_{atm}^2 - 0.0127 T_{atm} + 3.6567$
Insignaler	$Q_{TI}, p_{tank}$
Utsignaler	$p_{rec}$
Parametrar	$p_{open}, d_{leak,FP}, T_{atm}, V_{rec}, V_{FP}, \mu, k_1, k_2, c_1, c_2$
Tillstånd	$p, Q$
Komponent	DM-TL pumpen
Ekvationer	$i(t) = a_1 p(t) + a_2$ $Q(t) = b_1 i^2(t) + b_2 i(t) + b_3$

$$Q_{pump}(t) = \psi(T) \cdot Q(t)$$

$$\psi(T) = \frac{\rho(T = 293K)}{\rho(T)} = \frac{1.189}{1.4598 \cdot 10^{-5} T^2 - 0.0127T + 3.6567}$$

Insignaler	$p_{sys}$
Utsignaler	$Q_{pump}(t)$ , $i_{pump}(t)$
Parametrar	$a_1$ , $a_2$ , $b_1$ , $b_2$ , $b_3$ , $T_{amb}$
Tillstånd	–

Komponent Temperaturmodell

$$\frac{dT_{fuel}(t)}{dt} = \frac{1}{C_{fuel}} (q_{FG}(t) + q_{FA}(t) + q_{FE}(t) - q_{GF}(t))$$

$$\frac{dT_{gas}(t)}{dt} = \frac{1}{C_{gas}} (q_{GF}(t) + q_{GA}(t) + q_{GE}(t))$$

$$q_{FG}(t) = K_{FG} (T_{fuel}(t) - T_{ground})$$

$$q_{FA}(t) = K_{FA} (T_{fuel}(t) - T_{amb})$$

$$q_{GF}(t) = K_{GF} (T_{gas}(t) - T_{fuel}(t))$$

$$q_{GA}(t) = K_{GA} (T_{gas}(t) - T_{amb})$$

$$q_{GE}(t) = K_{GE} (T_{gas}(t) - T_{exhaust})$$

$$q_{FE}(t) = K_{FE} (T_{fuel}(t) - T_{exhaust})$$

$$\frac{1}{\alpha_{FA,GA}} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}$$

$$\alpha_s(t) = F_{GT} \cdot \sigma \frac{T_{tan k}^4(t) - T_{ground}^4}{T_{tan k}(t) - T_{ground}}$$

$$\alpha_{GF} = K_1 \left( \frac{T_{fuel} - T_{gas}}{L} \right)^{1/4}$$

$$c_{V, gas} = \frac{\sum_i n_i \cdot M_i \cdot c_{V,i}}{\sum_i n_i \cdot M_i}$$

$$c_{V, fuel}(t) = \sum_i \frac{m_i}{m_{tot}} \cdot c_{V,i}$$

$$T_{air/gas}(t) = \frac{n_{air}(t) \cdot T_{air} + n_{gas}(t) \cdot T_{gas}(t)}{n_{air}(t) + n_{gas}(t)}$$

Insignaler

$$Q_{tank}(t), S_{fuel}(V_{fuel}), V_{gas}, n_{gas}(t)$$

Utsignaler

$$T_{gas/air}$$

Parametrar

$$T_{air}, T_{fuel, init}, T_{gas, init}, x_i, m_i, \delta_i, \lambda_i, \varepsilon_i, a_i, b_i$$

Tillstånd

$$T_{fuel}, T_{gas}$$

Komponent

Bränsleblandning

Ekvationer

$$\frac{\partial p_{gas}}{\partial t} = f(T_{fuel}) \sum_i \frac{S_{fuel}}{V_{gas}} \cdot \frac{D_{i,eff}}{l} \cdot (p_{i,sat} - p_i)$$

$$D_{i,eff}(t) = \sum_{j \neq i} D_{ij}(t) \frac{1 - y_i(t)}{y_j(t)}$$

$$D_{ij} = C_D \frac{T^{1,5}(t)}{p_{tot}(t)} \quad (\text{se 3.7.23-25 för } C_D)$$

$$p_{i,sat} = \gamma_i \cdot x_i \cdot p_{i,sat}^*$$

$$R \cdot T \cdot \ln \gamma_k = V_k^L (\delta_k - \bar{\delta})^2$$

$$\log_{10}(p_{i,sat}^*(T)) = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log_{10}(T) + D \cdot T + E \cdot T^2$$

$$y_i(t) = \frac{p_i(t)}{p_{gas}(t)}$$

Insignaler

$$p_{tank}, S_{fuel}, T_{gas/air}, V_{gas}$$

## Bilaga C – Modellekvationer

---

Utsignaler	$p_{gas}, n_i$
Parametrar	$x_i, \phi_i, p_{gas,init}, p_{i,sat}, T_{fuel,init}, T_{gas,init}, A, \dots, E$
Tillstånd	$p_i$
Komponent	gasvolym
Ekvationer	$\frac{\partial p_{tank}(t)}{\partial t} = \frac{\partial p_{gas}(t)}{\partial t} + \frac{\partial p_{air}(t)}{\partial t} - \frac{\partial p_{leak}(t)}{\partial t}$ $p_{air}(t) - p_{leak}(t) = \frac{p_{tank}(t) + p_{atm}}{V_{gas} + \Delta V} \int_0^{\tau} (Q_{tank}(t) - Q_{leak}(t)) d\tau$ $\Delta V = c_1 \cdot \Delta p^2 + c_2 \cdot \Delta p$ $Q_{leak}(t) = \mu \cdot A \sqrt{2 \frac{p_{tank}(t)}{\rho_{atm}}} \quad A = \frac{\pi \cdot d_{leak,tank}^2}{4}$ $\rho_{atm}(T_{atm}) = 1.4598 \cdot 10^{-5} T_{atm}^2 - 0.0127 T_{atm} + 3.6567$
Insignaler	$p_{gas}, Q_{tank}, V_{gas}, T_{gas/air}$
Utsignaler	$p_{tank}$
Parametrar	$p_{gas,init}, d_{leak,tank}, c_1, c_2, \mu$
Tillstånd	$p_{tank}$