Avgasbromsning med variabel turbingeometri

utformning av bypassventil för reglering av turbininloppstryck

GUSTAV STENBERG

KTH Industriell teknik
och management

Examensarbete
Stockholm, Sverige 2008

Avgasbromsning Med Variabel Turbingeometri

Utformning av bypassventil för reglering av turbininloppstryck

av

Gustav Stenberg

Examensarbete MMK 2008:3 MFM116
KTH Industriell teknik och management
Maskinkonstruktion
SE-100 44 STOCKHOLM

KTH Industriell teknik och management	**Examensarbete MMK 2008:3 MFM116** **Avgasbromsning Med Variabel Turbingeometri** **Utformning av bypassventil för reglering av turbininloppstryck** Gustav Stenberg	
Godkänt 2008-02-14	Examinator Hans-Erik Ångström	Handledare Ylva Björklund
	Uppdragsgivare Scania CV AB	Kontaktperson Ylva Björklund

Sammanfattning

Detta arbete undersöker möjligheten att avgasbromsa med en turbo utrustad med variabel turbingeometri (VGT). Då många av Scanias motorer är utrustade med VGT-turbo innebär detta att det skulle kunna ges möjlighet till att rationalisera bort avgasbromsspjället till fördel för VGT-bromsning.

Konceptet som skall undersökas är att reglera turbininloppstrycket med en bypassventil förbi turbinen, likt en extern wastegate.

För att dimensionera denna bypassventil inför tillverkning samt för att undersöka bypassventilens inverkan på motorn utfördes simuleringar i GT-Power. Därefter validerades konceptet med VGT-bromsning och bypassventil i motorprov på en Scania V8. Resultaten från motorprovet visar på en mycket god avgasbromsprestanda. Med en självöppnande bypassventil vid 2400 rpm, helt stängd VGT erhålles 6,3 bar turbininloppstryck vilket resulterar i en bromseffekt på 360 kW ISO-netto och ca 16 kg/min i luftmassflöde genbom motorn. Denna lösning påvisar lika god prestanda som dagens avgasbroms med spjäll. Att reglera turbininloppstrycket med en bypassventil går även det mycket bra. Fördelen med att avgasbromsa med VGT:n visar sig vara att man får ett massflöde genom motorn som är ungefär dubbelt så högt jämfört med avgasbromsning med spjäll. Vad som däremot innebär svårigheter är det faktum att man för vissa driftspunkter befinner sig på god turbin och kompressorverkningsgrad, vilket kan innebära ett högt laddtryck vid vissa driftspunkter. Ett högt turbininloppstryck i kombination med detta laddtryck visar sig innebära begränsningar då fria ventillyft hos avgasventilen uppträder, vilket resulterar i höga cylindertryck.

Sammanfattningsvis ser konceptet mycket lovande ut då systemets prestanda är mycket bra och utförandet kan göras relativt enkelt med en minskad belastning och i bästa fall besparing av antalet komponenter på motorn.

KTH Industriell teknik och management

Master of Science Thesis MMK 2008:3 MFM116

Exhaust Braking With Variable Geometry Turbine

Gustav Stenberg

Approved	Examiner	Supervisor
2008-02-14	Hans-Erik Ångström	Ylva Björklund
	Commissioner	Contact person
	Scania CV AB	Ylva Björklund

Abstract

This thesis work is investigating the possibility to exhaust brake using a turbo with variable turbine geometry (VGT). Today, several Scania engines are equipped with VGT which means that an exclusion of the exhaust brake used today would be possible in favour to VGT-braking.

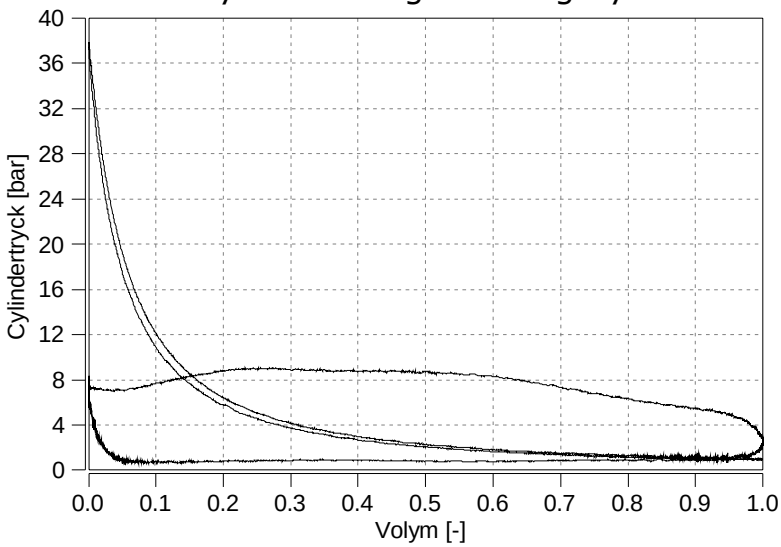
The concept which is going to be investigated in this thesis is VGT-braking and using a bypass valve, similar to an external wastegate to control the turbine inlet pressure. To investigate how this bypass construction affected the engine and as a tool to dimension the geometry of the bypass valve, simulations were made in the engine simulation software GT-Power. These results founded the base for the specification of requirements that resulted in the bypass valve used in this test. The concept VGT-braking with a bypass valve was evaluated in an engine test on a Scania V8 engine. The results from this test show that this concept delivers the same performance as today's engine brake and that is possible to control the turbine inlet pressure with a bypass valve like the one used in this test. With the self opening bypass valve we achieve at 2400 rpm 6,3 bar in turbine inlet pressure and 360kW ISO-net braking power and have approx. 16 kg/min mass flow through engine. The benefit of VGT-braking compared to today's exhaust brake is the substantially higher mass flow through the engine, about twice as high. On the other hand, the fact that we get an increase in boost for certain points where we have a high compressor and turbine efficiency. A high turbine inlet pressure in combination with a high boost may cause difficulties related to valve lifts that is not caused by the camshaft. This means that we get very high cylinder pressures. All in all, this concept looks very promising according to performance and the design could be made pretty simple with in the best case a reduction of engine parts.

Innehåll

1. Introduktion 7
1.1 Bakgrund 7
1.2 Uppgiftsbeskrivning 8
1.3 Metod 8
2 Systembeskrivning 9
2.1 Motor 9
2.2 Turbo 9
2.2.1 Aktuatorns funktion 10
3 Konstruktion av bypassventiler 11
3.1 Dimensionering av bypassventil i GT-Power 12
3.1.1 Beskrivning av modellen 12
3.1.2 Resultat 14
3.2 Tillverkning av egen ventil 17
3.2.1 Dimensionering av bypassventilens sätesdiameter. 18
3.2.2 Styrning av bypassventil 19
3.2.3 Val av fjädrar till bypassventil 20
4 Utförande 23
4.1 Förberedelser motor 23
4.1.1 Turbogrenrör 23
4.1.2 Givare monterade på motorn 24
4.2 Upplägg av motorprov 25
5. Resultat 27
5.1 Jämförande körning, avgasbromsning med spjäll 27
5.2 Bypassventil styrd 32
5.2.1 Öppen/stängd bypass 32
5.2.2 Stängning av bypass 38
5.2.3 Hysteres vid öppning/stängning VGT 44
5.2.4 Körning med PID-regulator 46
5.3 Fjäderbelastad självöppnande ventil 49
5.3.1 Stängning av VGT 49
5.3.2 Hysteres hos den självöppnande ventilen 53
5.3.3 Bromsning 1600-2400rpm för olika VGT-pos. 55
5.4 Tillslag av VGT utan bypassventil 61
5.4.1 Tillslag VGT 1600-2400 rpm 61
6 Slutsats 65
Bilaga 1 Kravspecifikation på bypassventil 66
Bilaga 2 Protokoll och körjournal 68

1. Introduktion

För att ett tungt fordon skall kunna möta marknadens efterfrågan och lagkrav krävs någon form av tillsatsbroms utöver fordonets färdbroms. Detta är för att avlasta färdbromsen och därmed minska driftskostnaden och underlätta bromsning av lastat fordon vid till exempel långa utförslöpor. Scania har som tillsatsbroms förutom en hydraulisk retarder även en avgasbroms. Denna avgasbroms består av ett spjäll i avgassamlaren, nedströms turbinen, som skapar ett högt avgasmottryck som kolven måste arbeta mot för att evakuera gasen ut ur förbränningsrummet. Detta höjer gasväxlingsarbetet markant, detta arbete illustreras i ett pV-diagram (figur 1) av den eftersträvansvärt stora ytan under gasväxlingscykeln.



Figur 1. *pV-diagram över en avgasbromsningscykel.*

1.1 Bakgrund

Scania har valt att utrusta ett flertal av motorerna med turboaggregat med variabel turbingeometri. Denna turbin har en variabel turbingeometri som är möjlig att använda som avgasbroms genom att stänga inloppet till turbinen så pass mycket att ett högt turbininloppstryck erhålls. Detta sätt att avgasbromsa kallas i fortsättningen VGT-bromsning. I och med denna funktion är motorns traditionella avgasbromsspjäll överflödigt eftersom samma strypning kan skapas i turbininloppet när detta stängs. Problemet som kvarstår är själva regleringen av turbininloppstrycket. Det är nämligen det aktuella avgasmottrycket, det vill säga det tryck som kolven måste arbeta emot för att evakuera gasen ut ur förbränningsrummet, som är direkt proportionellt mot avgasbromseffekten.

Ett för lågt avgasmottryck vid avgasbromsning ger en för låg bromseffekt och ett för högt mottryck utsätter en rad ingående

motorkomponenter för alltför stora påfrestningar. Detta innebär att en god kontroll alternativt noggrann reglering av turbininloppstrycket är ett krav som måste uppfyllas. Ett sätt att utföra denna turbininloppstrycksreglering och den metod som skall undersökas här är att sätta en bypassventil likt en extern wastegate i turbogrenröret. Denna bypassventil skall leda förbi en del av avgasflödet förbi turbinen och tillbaka i avgassamlaren nedströms turbinen i syfte att vid behov kontrollerat reducera turbininloppstrycket. För att skilja det avgasmottryck som är intressant vid avgasbromsning från det tryckfall i avgassystemet man normalt menar när man pratar om avgasmottryck används i fortsättningen den mer korrekta benämningen turbininloppstryck för att beskriva det tryck före turbinen som är av intresse.

1.2 Uppgiftsbeskrivning

Detta examensarbete går ut på att studera VGT-bromsning och att konstruera en bypassventil för reducering och reglering av turbininloppstrycket vid avgasbromsning med hjälp av turbinens variabla inloppsgeometri. Detta har inte utförts tidigare och provet syftar till att öka kunskapen kring VGT-bromsning samt att prova funktionen hos de olika bypassventiler som tagits fram för detta ändamål.
Vad som har varit av vikt under arbetets gång är att undersöka systemets snabbhet, repeterbarhet, precision samt dess konsekvenser för turbo och motorprestanda under avgasbromsning.

1.3 Metod

Arbetet initierades med en litteraturstudie över avgasbromsning av 4-takts dieselmotorer för tunga fordon. Detta för att få inblick i vilka principer som används samt deras fördelar respektive nackdelar. Denna studie följdes upp av litteratur rörande turboöverladdning då turbon och dess egenskaper är en mycket kritisk komponent i systemet som helhet.
Inledningsvis så användes motorsimuleringsprogrammet GT-Power utgivet av Gamma Technologies Inc. för att ge en förståelse i hur VGT-bromsning påverkar motorprestanda och vilka resultat det förväntas resultera i. GT-Power används även som ett dimensioneringsverktyg för att uppskatta den flödeskapacitet samt de egenskaper som den aktuella bypassventilen bör ha gällande reglernoggrannhet. Utifrån dessa simuleringar sammanfattades en kravspecifikation på en bypassventil. Efter kontakt med en rad olika företag togs beslutet att konstruera och tillverka dessa ventiler inom Scania. Bypassventilerna användes senare i ett motorprov. Syftet med detta motorprov var att validera och utvärdera konceptet, det vill säga att undersöka om VGT-bromsning med en bypassventil kan uppfylla kraven på precision, snabbhet, repeterbarhet mm.

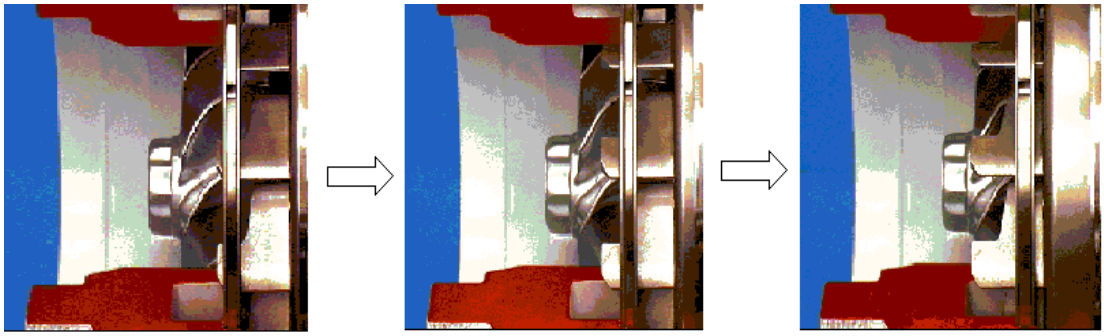
2 Systembeskrivning

2.1 Motor

Motorn som användes vid detta prov är en Scania V8 med 16,35 liters slagvolym. Avgassamlarna har utformningen 8-4-1, dvs. från varje cylinder går de ihop till fyra för att slutligen sammanföras i turbogrenröret till en enkelportsturbin.

2.2 Turbo

Turbon som används i detta prov kommer från CTT (Cummins Turbo Technologies) och har variabel turbingeometri. Beteckningen VGT som kommer att användas i fortsättningen kommer från engelskans *Variable Geometry Turbine*. Det finns två huvudsakliga varianter av variabel turbingeometri för turboladdare. En variant kallad ”pivoting vanes” eller VNT (Variable Nozzle Turbine) är att vrida ledskenorna, det vill säga de skenor som styr luftflödet in i turbinen, i turbininloppet för att på så sätt öka/minska inloppsarean samt vinkeln på luftflödet i förhållande till turbinhjulet. Den andra varianten, kallad ”sliding wall” den som används på motorn i detta prov flyttar hela ledskeneringen och minskar på så sätt turbininloppsarean. För illustration av detta se figur 2.

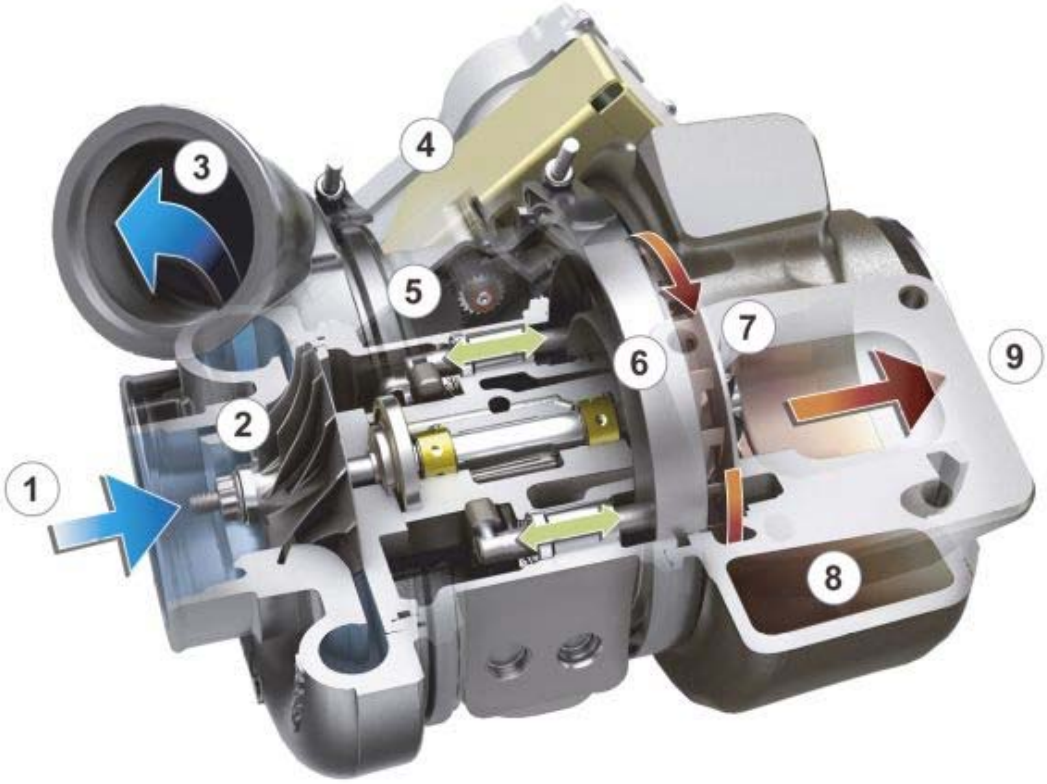


Figur 2. *Illustration av stängningsförloppet av ledskeneringen i turbinen.*

Se figur 3 på följande sida för en övergripande bild över turbons konstruktion och komponenter. En minskning av turbininloppsarean resulterar i ett högre turbininloppstryck, ett högre tryckförhållande över turbinen ger ett högre turbovarvtal och således också ett högre laddtryck vilket i sin tur ökar luftmassflödet genom motorn. I stället för turbininloppsarea kommer uttrycken VGT-gap eller VGT-position att användas i fortsättningen, där VGT-gap är gapet mellan den rörliga ledskeneringen och turbinhusets så kallade shroud plate, den fasta vägg som ledskenorna löper in genom, mätt i millimeter, och VGT-position är ett mått på hur stängd VGT:n är i procent av helt stängd. Helt öppet turbininlopp betecknas 0 % (det vill säga 0 % stängd) och helt stängd 97,1 %, då detta motsvarar det minsta fysiska gap på 0,56 mm som konstruktionen tillåter.

2.2.1 Aktuatorns funktion

Aktuatorn som manövrerar ledskeneringen är en elektrisk stegmotor som via ett länkage för ledskeneringen steglöst mellan öppet och stängt läge.
Tiden det tar att flytta ledskeneringen från fullt öppet läge till helt stängd är i storleksordningen 0,1 sekund.
En kritisk faktor för VGT-turbon är belastningen på aktuatorn, parametern betecknas ”Motor Effort”. Det finns gränsvärden specificerade för denna och belastningen är övervakad under hela provet.

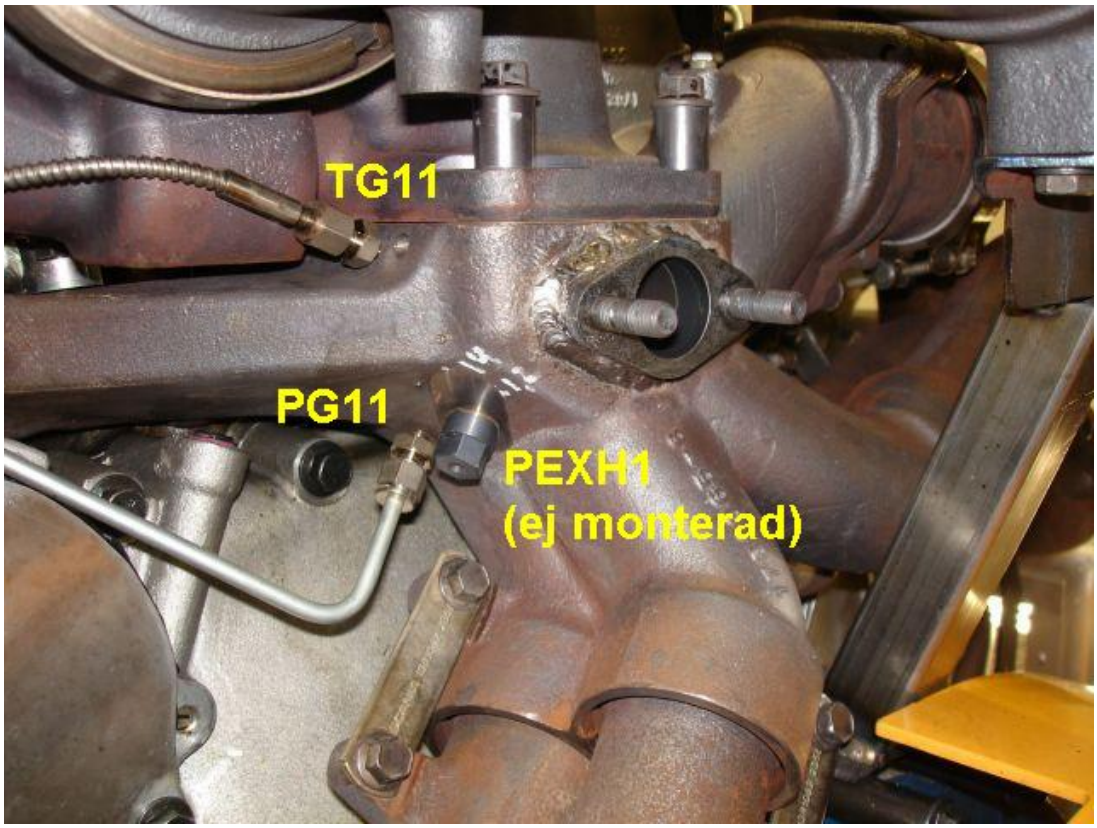


Figur 3. *Den aktuella turbon i genomskärning.*

Figur 3 illustrerar den turbo som användes i motorprovet. I figuren ses kompressorn till vänster och turbinen till höger, med dess ledskenering (6), shroud-plate (7) och aktuator (4).

3 Konstruktion av bypassventiler

I arbetet med de egenkonstruerade bypassventillösningarna så har två huvudspår funnits. Först och främst skulle en reglerbar bypassventil tas fram som skulle kunna erbjuda ett tillräckligt högt flöde för att säkerställa att kritiska turbininloppstryck ej uppstår, samtidigt som den skulle erbjuda god reglernoggrannhet. Gällande regleringen av bypassventilen så fastställdes börvärdet på turbininloppstryck till 5 bar.
Utöver denna bypassventil skulle även en icke styrd, fjäderförspänd bypassventil som öppnas av turbininloppstrycket konstrueras.
Vid detta arbete har hela tiden en tanke om ett modulsystem på de konstruerade detaljerna funnits. Tanken är att det ska gå enkelt att byta bypassventil vid motorprovet samt att det skall vara samma infästning så att man enkelt kan testa olika konfigurationer. Därför svetsades en anslutning fast på avgassamlaren vid turbofoten (se figur 4) där de olika bypassventilerna skall fästas. Avgasåterföringen sker efter huset för avgasbromsen i provcellens första rör för avgasanslutningen. Motorns ordinarie avgasbroms sitter kvar på motorn, denna används endast som referens och används ej vid VGT-bromsning.



Figur 4. *Turbogrenrör med uttag för bypassventil. Notera tryck (PG11) och temperaturgivare (TG11) samt pluggen där den senare beskrivna vevvinkelupplösta (PEXH1) givaren monteras.*

3.1 Dimensionering av bypassventil i GT-Power

För att kunna utreda ventilens inverkan på motorn vid avgasbromsning samt för att kunna dimensionera ventilens erforderliga kapacitet användes motorsimuleringsprogrammet GT-Power.
Modellen som användes är framtagen och kalibrerad mot motorprovresultat för den aktuella generationen av Scanias V8 och anpassad för avgasbromsning genom att ta bort en rad för detta ändamål överflödiga funktioner.
Nya uppmätta turbinmappar erhölls från CTT för låga flöden, detta eftersom det är de mest stängda lägena på turbininloppet som är av intresse vid avgasbromsning. Dessa mappar extrapoleras vid simuleringen av GT-Power till de höga tryckförhållanden som råder vid VGT-bromsning.

3.1.1 Beskrivning av modellen

Se figur 5 för en schematisk bild av de komponenter som har konstruerats i GT-Power för detta koncept.

3.1.1.1 Läckage

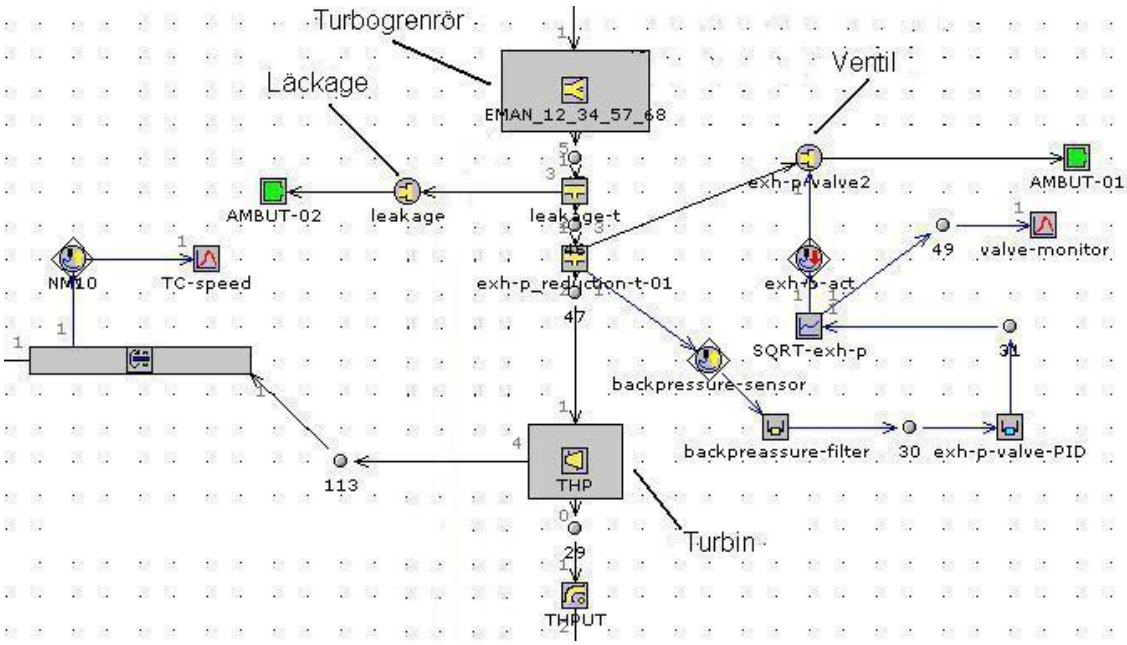
Första åtgärden för att erhålla en verklighetstrogen modell under VGT-bromsning var att ansätta villkor för att kunna kvantifiera läckaget i avgassamlarna under dessa höga turbininloppstryck.
Efter en diskussion med medarbetare rörande uppskattning av avgassamlarnas täthet och resultat från traditionell avgasbromsning med denna motortyp formulerades villkoret att maximalt uppnåbart turbininloppstryck i modellen skulle vara 10 bar relativtryck. Utifrån detta kriterium konstruerades en läckagearea hos modellen i form av ett hål i utloppet på turbogrenröret uppströms turbinen. Hålets area motsvarar det läckage som resulterade i 10 bars turbininloppstryck vid högsta motorvarvtal, 2400 rpm, och VGT:n helt stängd, det vill säga 97,1 %. Denna läckagearea skall motsvara det samlade läckaget från alla skarvar i hela avgassamlaren. Detta hål modellerades i form av ett ”OrificeConn” – objekt, ett objekt som fungerar som en mynning med variabel mynningsdiameter. Detta objekt innehar en förlustkoefficient. Denna koefficient är ett mått på hur det teoretiska massflödet motsvarar det verkliga. Det vill säga att om värdet är satt till 1 så är det teoretiska massflödet lika med det verkliga och om förlustkoefficienten är 0, då är flödet genom strypningen noll. I detta fall så sattes förlustkoefficienten till 1, eftersom syftet med hålet endast var att göra en förenkling av ett ganska svåruppskattat läckage.

3.1.1.2 Modellering av bypassventil

Uttaget för ventilen är placerat direkt i anslutning till den volym som skall motsvara turbogrenröret. Detta modellerades i form av en

T-anslutning med en strypning i det anslutande röret. Strypningen modelleras även här med ett ”OrificeConn” – objekt och skall motsvara den ventil som skall reglera turbininloppstrycket. Även här är förlustkoefficienten satt till 1, då det är den effektiva ventilarean som är av intresse. Tryckfallet över ventilen är något som tas i åtanke vid tillverkandet av den fysiska ventilen inför motorprovet.
I modellen så har dock ej avgaserna letts tillbaka in i avgassystemet efter bypassventilen (se figur 5), detta påverkar ej resultatet nämnvärt och skulle huvudsakligen orsaka en ökad beräkningstid för programmet och en mer komplicerad modell.

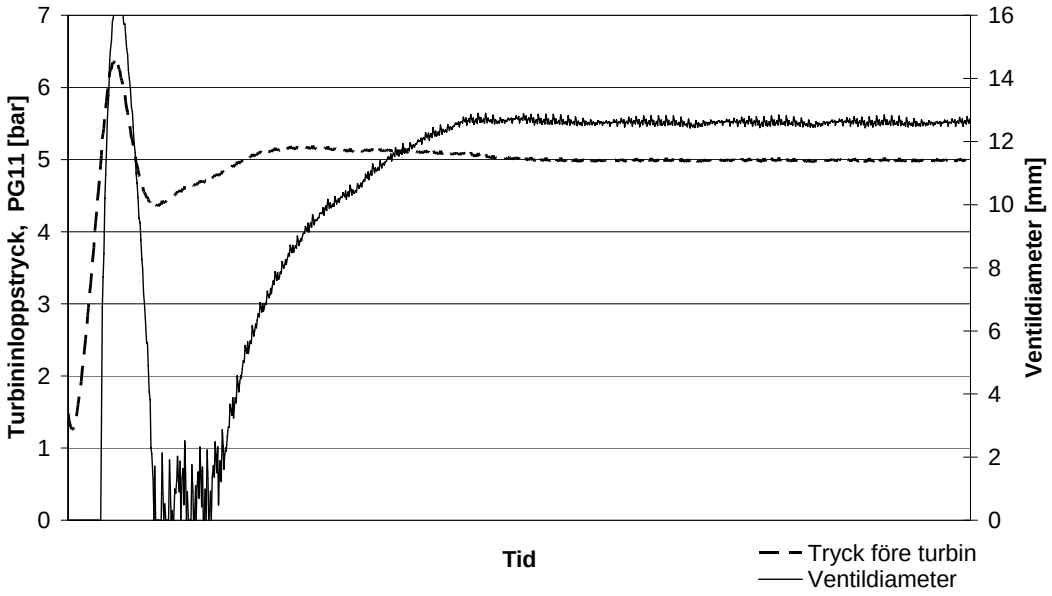
För att bestämma den erforderliga kapaciteten på ventilen konstruerades i GT-Power en PI - regulator som reglerar tvärsnittsarean i det ovan nämnda ”OrificeConn”-objektet mot ett önskat turbininloppstryck. Denna metod användes för att finna vilken tvärsnittsarea på bypassventilen som i ett stationärt fall krävs för att hålla turbininloppstrycket på en viss nivå. Gällande regulatorn i modellen så konstruerades den och dess förstärkningar med hjälp av en av Gamma Technologies utgiven manual ”GT-Power PI Controller Spreadsheet”. Då det inte fanns några krav gällande regulatorns snabbhet eller förmåga att hantera transienter visade sig denna funktion fungera mycket bra för att finna stationära lösningar hos systemet. Värt att nämnas är att denna regulator inte på något sätt är representativ för en fysisk konstruktion utan endast är ett verktyg för att få modellen att konvergera mot ett önskat turbininloppstryck.



Figur 5. *Schematisk bild över ventil och läckage i GT-Powermodellen. Observera att här är även ventilens turbininloppstrycksregulatorfunktion med.*

3.1.2 Resultat

Simuleringarna i GT-Power syftade till att bestämma en minsta erforderlig diameter på bypassventilen samt att ge en inblick i hur en dylik ventil påverkar motorn.
Det driftsfall som var dimensionerande för ventilen var motorvarvtal 2400 rpm och helt stängd VGT (97,1 %). Detta fall medförde enligt figur 6 att en ventildiameter på 12,5 mm vid förlustfri strömning. Observera att PI–regulatorn inte på något sätt är optimerad utöver den ursprungliga konstruktionen utförd efter manualen. Samtliga omtalade tryck är relativtryck.



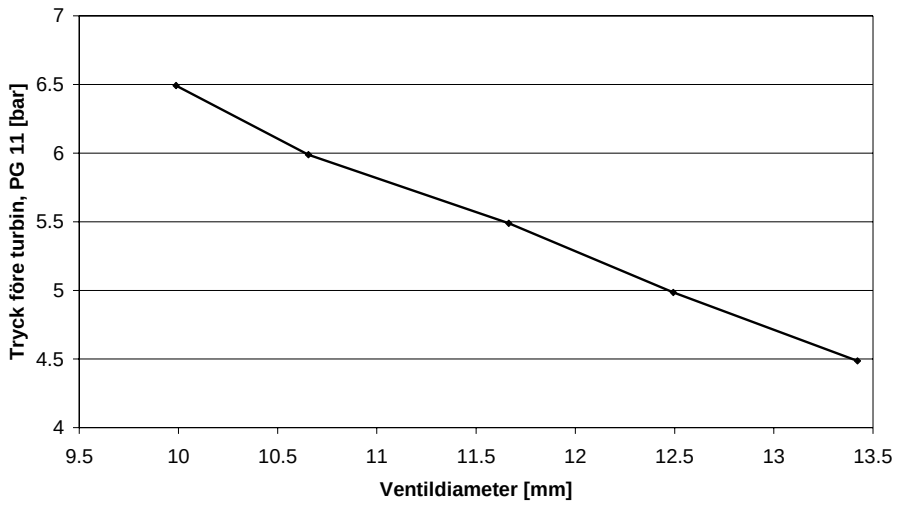
Figur 6. *Graf illustrerande tryck före turbin, PG11 och ventildiameter för steady state.*

Detta ger en utgångspunkt för fortsatt analys, för denna driftspunkt erhölls tillstånd enligt tabell 1 i GT-Power.

Tabell 1. *Driftsfall vid 2400 rpm med börvärde på turbininloppstryck 5 bar och stängd VGT.*

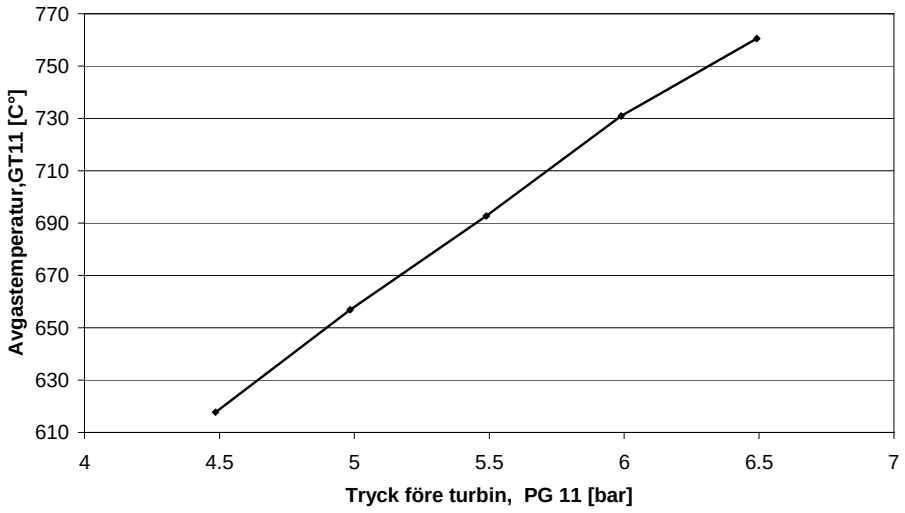
VGT-pos. [%]	Tryck före turbin [bar]	Avgastemperatur [°C]	Turbovarvtal [rpm]	Laddtryck [bar]	Massflöde motor [kg/min]	Massflöde ventil [kg/min]
97,1	5	660	24 500	-0, 04	13,2	5,9

Utifrån detta gjordes även en känslighetsanalys på hur trycket före turbinen varierar med ventildiametern. Resultatet för detta presenteras i figur 7.



Figur 7. *Turbininloppstryck PG11, som funktion bypassventilens diameter.*

Figuren 7 konstruerades i syfte att illustrera ett mått på känsligheten hos systemet med avseende på bypassventilens effektiva diameter, det vill säga den diameter som motsvarar den effektiva tvärsnittsarean som krävs för att reducera trycket före turbinen till den önskade nivån.



Figur 8. *Avgastemperatur, TG11, som funktion av tryck före turbin, PG11.*

Gällande avgastemperaturen i figur 8 bör det nämnas att GT-Powers värmeavledningsmodell inte är kalibrerad för detta förfarande, vilket innebär att nivån på temperaturen i figur 8 är med stor sannolikhet är högre än den uppmätta. Dessutom kommer temperaturgivaren i provet att leda värme till godset i turbogrenröret och därmed visa på en för låg avgastemperatur. Dock är beteendet i figur 8 av intresse eftersom vi kan råka ut för ogynnsamt höga avgastemperaturer vid höga turbininloppstryck.

Utifrån dessa resultat kan en kravspecifikation på bypassventilen sammanfattas. Först och främst så bör ventilen ha en minsta effektiv tvärsnittsarea som motsvarar ett cirkulärt hål med diametern 12,5 mm för att under rådande förhållanden erbjuda ett sådant massflöde så att trycket före turbinen, PG11, begränsas till 5 bar.
Reglernoggrannheten hos bypassventilen bör vara god då systemet är relativt känsligt för förändringar i tvärsnittsarean. Om man ser till alternativet att använda en tallriksventillösning till bypassventilen så kan man till exempel relatera ventildiametern till lyfthöjd hos ventilen. Räknar man på gardinarean, det vill säga den area som friläggs när tallriksventilen lyfter från sätet vid ett visst lyft hos en tallriksventil med 16 mm sätesdiameter, så skiljer det lite drygt 1 mm i lyfthöjd mellan 5 bar och 6,5 bar i tryck före turbin enligt ovanstående exempel med stängd VGT. Eftersom bypassventilen kan tänkas utsättas för höga tryck och därmed höga temperaturer (se figur 8) så är kraven på temperaturtålighet samma som för turbinen, det vill säga 760°C.

En kravspecifikation (se bilaga 1) författades och skickades ut till en rad potentiella leverantörer av liknande lösningar.

3.2 Tillverkning av egen ventil

Utifrån den konstruerade kravspecifikationen så påbörjades även arbetet med att bygga en bypassventil internt på Scania. Under en diskussion med Thomas Åkerblom (KETL) kom det fram att Scania Engines använder en tryckluftsaktuerad ventil från Borg Warner som extern wastegate, se figur 9, i vissa applikationer. Det är en tallriksventil som stängs av en fjäder och öppnas genom en tryckklocka.

Figur 9. *Den wastegate som den egenkonstruerade bypassventilen är baserad på. Notera tryckanslutningen till höger i bilden som går till wastegatens tryckklocka.*

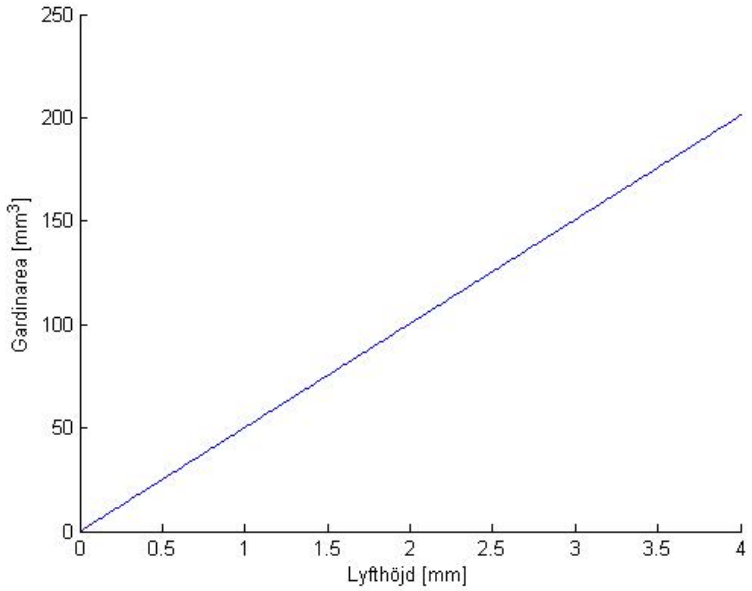
Det fanns två nackdelar med denna ventil, för det första var själva ventildiametern för stor. För det andra så är denna typ av wastegate endast avsedd att öppna/stänga vilket innebär att den inte borde erbjuda tillräcklig reglernoggrannhet på grund av den förmodade låga fjäderkonstanten. Egentligen är denna wastegate inte demonterbar vilket innebär att det inte går att byta fjädern.
Dock så visade det sig att det går att med en svarv sticka av den fläns som håller ihop de båda halvorna av huset och tillverka en v-klämma för att hålla ihop delarna, klämman ses i figur 9 med en slangklämma som håller ihop de två delarna. Ritning på denna klämma som tillverkades finns i bilaga 2.
När detta stod klart så kunde både ventildiametern reduceras samt fjädern bytas. Fördelen med denna typ av bypassventil är att den kan användas för båda ventilkoncepten som skall undersökas. Detta eftersom om man väljer en fjäder tillräckligt vek, så kan man få gastrycket att pressa upp ventilen. Vad som nu återstår är hur denna lösning skall monteras på motorn, dimensionering av den fysiska ventilens sätesdiameter samt finna ett sätt att kontrollera ventilen via en tryckregulator.

3.2.1 Dimensionering av bypassventilens sätesdiameter

Enligt motorsimuleringarna beskrivna i kapitel 3.1 är den teoretiska erforderliga sätesdiametern 12,5 mm, vilket innebär en area på cirka 123 mm^2. Detta är förutsatt förlustfri strömning vilket innebär att den verkliga arean blir större. Dessutom är detta den area som krävs för att hålla turbininloppstrycken på en nivå av 5 bar vid massflöden enligt fallet i tabell 1, för ett lägre turbininloppstryck krävs en större sätesdiameter enligt figur 7.

På grund av att förlusterna i ventilens utformning är mycket svåra att uppskatta utan att göra en tryckfallsmätning valdes att skala upp arean 50 % utifrån simuleringarnas förlustfria resultat. Detta beslut grundar sig dels på fysiska begränsningar gällande hur mycket ventilen gick att bearbeta ner i diameter samt erfarenheter från diskussion med Dr. Björn Lindgren (NMEG). Detta resulterar i en sätesdiameter på ca 16 mm vilket senare provkördes i GT-Power med gott resultat.

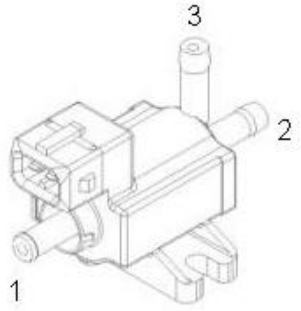
Denna fysiska ventildiameter gör att med den area på bypassventilen som vid tidigare nämnt driftsfall gav ett turbininloppstryck på 5 bar resulterar med denna fysiska fjäder i ett ventillyft på lite drygt 2,5 mm förutsatt att den effektiva flödesarean förändras linjärt över lyftet, se figur 10. Detta är dock en förenkling som är mer tillförlitlig vid högre tryckförhållanden över ventilen. Dock ger den ett mått på vilken noggrannhet som är önskvärd gällande ventillyft.



***Figur 10**. Frilagd gardinarea som funktion av lyfthöjd för en tallriksventil med 16 mm diameter*

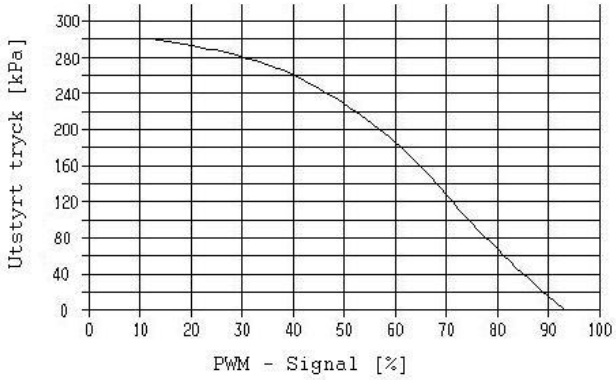
3.2.2 Styrning av bypassventil

För att styra denna wastegate användes en solenoidventil från Pierburg som återfinns hos Scania Engines för att där styra en wastegate. Ventilen är trevägs, vilket innebär att man applicerar tryck på anslutning 1, erhåller sitt utstyrda tryck på anslutning 3 och anslutning 2 är en överströmningskanal (se figur 11).



Figur 11. *Den ventil från Pierburg som användes för att styra bypassventilen*

För denna ventil finns en specifikation hur trycket beror på den PWM-signal som man matar ventilen med. För en PWM-signal med en pulsvidd på 100 % är ventilen helt stängd och för en pulsvidd på 0 % är den helt öppen. Utstyrt tryck som funktion av PWM återfinns i figur 12. Ventilen är märkt för att matas med 3 bar på ingång 1 enligt figur 11, då erhålles mellan 0 och 2,9 bar på utgång 3. För att styra denna solenoidventil användes möjligheten till en PWM-utgång på motorns befintliga styrenhet. Pinnarna som användes var B7_3 och B7_8 Detta är en MultiAct utgång som kan leverera en PWM-signal med olika frekvenser. För att nyttja denna utgång konsulterades Tommy Sahi (NESE) som ordnade en mjukvara med kalibrering med stöd för denna utgång. I denna konstruerades även en PID-regulator som skall reglera PWM-signalen till denna solenoidventil återkopplat mot turbininloppstrycket, mätt med motorns egen turbininloppstrycksgivare.



Figur 12. *Utstyrt tryck som funktion av PWM till soleniodventilen.*

3.2.3 Val av fjädrar till bypassventil

3.2.3.1 Hård fjäder för styrt utförande

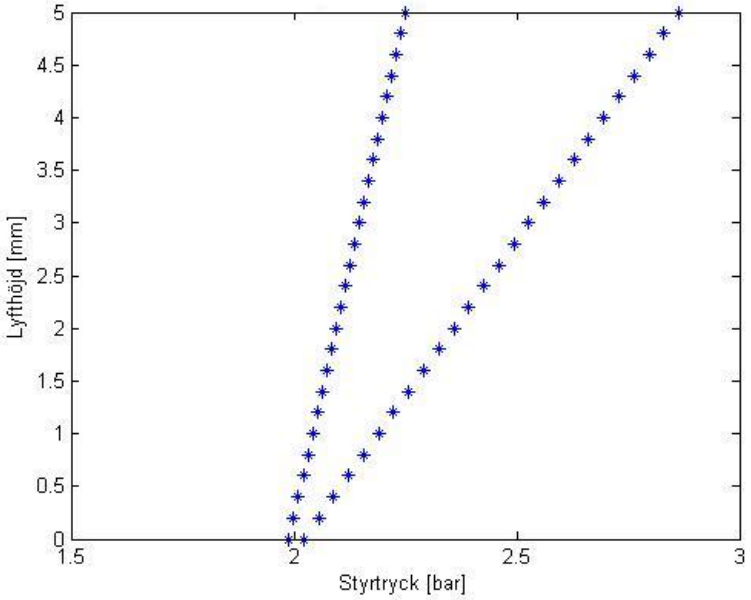
För att finna en fjäder som dels erbjöd tillräckligt hög fjäderkraft för att se till att bypassventilen inte öppnar oavsiktligt men samtidigt erbjuder en god reglerförmåga valdes en fjäder med hög fjäderkonstant men som inte behövde komprimeras så mycket vid monteringen för att utöva samma fjäderkraft. Fördelen med att ha en högre fjäderkonstant är den att det kräver en större tryckdifferens i bypassventilens tryckklocka för en viss lyfthöjd. Detta leder till en bättre noggrannhet vid regleringen av ventillyftet. Dessutom bör en fjäder väljas så att solenoidventilen befinner sig i sitt linjära regleområde (se figur 12) där trycket är proportionellt mot det utstyrda trycket för en enklare reglering. Med kraven enligt tabell 2 söktes efter lämplig fjäder hos en rad leverantörer.

Tabell 2. *Krav på fjäder till bypassventil vid styrt utförande.*

Max ytterdiameter	30 mm
Min innerdiameter	41 mm
Inspänd längd	48 mm
Minsta fjäderkraft vid inspänd längd	300 N
Fjäderkonstant	> 25 N/mm

Utifrån denna specifikation så köptes en fjäder in från Lesjöfors AB med artikelnummer 1921.

Figur 13 visar skillnaden i tryck som funktion av ventillyfthöjd för den modifierade bypassventilens ordinarie fjäder med fjäderkonstant 8.7 N/mm respektive den nya fjädern med en fjäderkonstant på 28 N/mm. Observera att båda fjädrarna utövar samma kraft vid stängt läge men de har olika längd obelastade. Fjäderkraft i inspänt läge är ca 340 N för båda fjädrarna.



Figur 13. *Styrtryck till bypassventil som funktion av lyfthöjd för två olika fjädrar. Linjen till vänster illustrerar orginalfjädern med en låg fjäderkonstant och linjen till höger är den nya fjädern med en högre fjäderkonstant.*

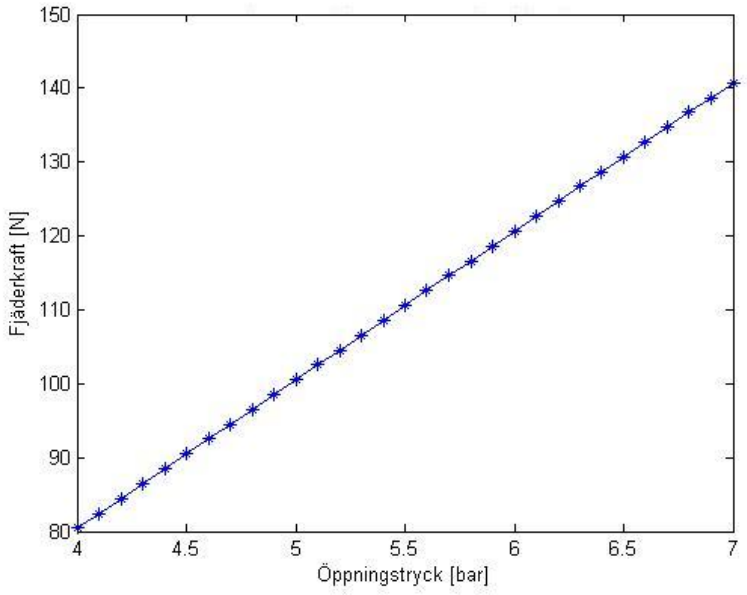
Med denna fjäder monterad behövs ett styrtryck till wastegatens tryckklocka på ungefär 2,9 bar för att öppna bypassventilen fullt, se figur 13. Detta är ungefär vad den valda soleniodventilen levererar vid ett pålagt tryck om 3 bar. På grund av detta valdes att mata solenioidventilen med 4 bar i stället, detta visade sig höja hela kurvan i figur 12 med ca 1 bar vilket uppfyller de nya kraven med en viss marginal. Dessutom befinner dig det utstyrda trycket från solenoidventilen inom det linjära området vilket är önskvärt. Dock ökar osäkerheten gällande ventilens hållbarhet då vi överskrider dess konstruktionsgräns men risken för att den skulle gå sönder bedöms vara låg.

3.2.3.2 Vek fjäder avstämd för självöppning

Gällande fjädern som var avsedd för den självöppnande bypassventilen så valdes en fjäder vars kraft i förhållande till sätesdiametern skulle leda till att ventilen självöppnar vid ett turbininloppstryck på 5 bar. Förhållandet mellan inspänd kraft och öppningstryck beskrivs i ekvation 1. Observera att det tryck som räknas med här är det statiska och är en förenkling av verkligheten då vi har pulser i turbogrenröret.

$$p = \frac{F}{A} \Rightarrow F = p \cdot A$$
$$F = p \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \qquad (1)$$

Där *D* är ventilens sätesdiameter, *p* är det tryck i MPa vid vilket turbininloppstrycket skall utöva lika stor kraft på ventilen som fjäderkraften *F* enligt ekvation 1. Resultatet av denna beräkning illustreras i figur 14.



Figur 14. *Fjäderkraft som funktion av önskat öppningstryck för bypassventilen.*

Enligt figur 14 krävs en fjäderkraft på cirka 100 N för att ventilen skall hållas stängd upp till 5 bar statiskt tryck.
En fjäder som visade sig vara lämpad för detta ändamål återfanns lite oväntat och hastigt i ett skrotat termostathus då någon passande fjäder för detta ändamål inte hade hittats hos någon fjädertillverkare. Fjädern hade mått som efter en liten anpassning i form av en enkel bricka i bypassventilens hus passade och förhållandet gällande längd och fjäderkonstant resulterade i en fjäderkraft på ca 110 N i inspänt läge vilket skulle motsvara ca 5,4 bars öppningstryck.

4 Utförande

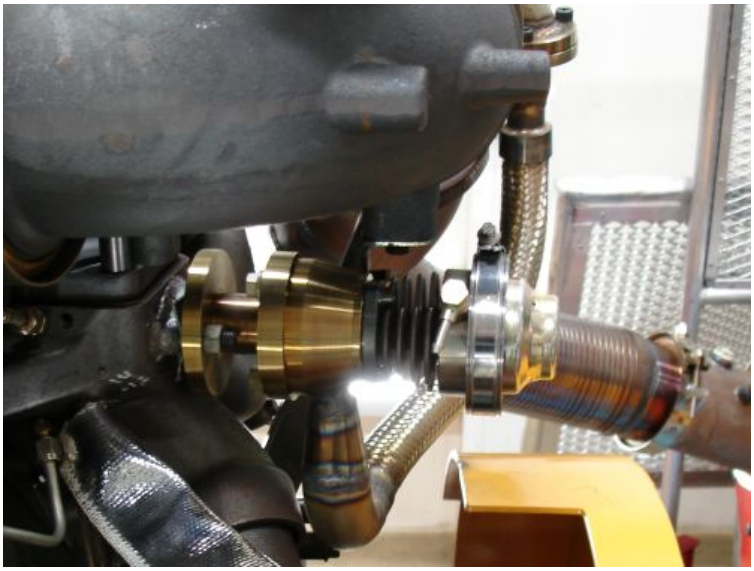
Motorprovet ägde rum vecka 50 och 51 i provcell F5. Syftet med provet var att få en inblick i möjligheten/potentialen att bromsa med VGT och en extern bypassventil. Detta är något som erfarenheten är mycket begränsad kring och därför fick mycket arbete läggas på att konstruera en provplan som var så heltäckande som möjligt gällande vilka moment som skulle köras, dessutom måste det finnas rum för förändringar av provförfarandet beroende på resultatet från provet.

4.1 Förberedelser motor

Arbetet med att förbereda motorn initierades tidigt i och med att detaljer skulle tillverkas till den bypassventil som skulle monteras i turbogrenröret. Konstruktör till dessa detaljer är Stefan Wallerman (NMEG).
Det som skulle göras var att konstruera ett fäste för bypassventilen med hus för avgasåterföring samt ett ventilsäte och att svarva ner ventiltallrikens diameter för att passa sätet. Dessutom skulle ett hål tas upp i turbofoten och en stos svetsas på för att fästa bypassventilen i.

4.1.1 Turbogrenrör

Gällande placeringen av bypassventilens anslutning i turbogrenröret så togs hålet upp på just detta ställe (se figur 4) av två anledningar. För det första är det den placering som är enklast med tanke på att svetsa dit den stos som bypassventilen skall fästas i och för det andra så är det en strömningsvak (enligt samtal med Magnus Carlsson NMEG) vid innerradien på turbofoten vid normal drift av motorn vilket borde minimera ventilens inverkan på motorprestanda vid normal körning. Detta påstående förstärktes senare under provet då det visade sig att vid lägre tryck i turbofoten (<2 bar) hade en öppning av bypassventilen mycket liten inverkan på motorn Figur 15 visar bypassventilen monterad på motorn.



Figur 15. *Bypassventil med hus och avgasåterföring monterad på motorn.*

4.1.2 Givare monterade på motorn

Utöver ordinarie givare monterades även en vevvinkelupplöst givare i turbogrenröret samt vevvinkelupplösta flushmonterade cylindertrycksgivare (flushmonterad innebär att den är monterad direkt i förbränningsrummet) på cylinder 1 och cylinder 8. Alla tre vevvinkelupplösta givare är vattenkylda piezoelektriska givare från Kistler Instrumente AG. De för detta prov mest intressanta mätvariablerna är listade i tabell 3.

Tabell 3. *Viktiga mätvariabler för motorprov.*

AE06	VGT–position återkopplat [%]
EE_VIN01	Motor effort [-]
EM06	Bromsat effekt ISO-netto [kW]
MD16	Bromsat moment ISO-netto [Nm]
NM00	Motorvarvtal [varv/min]
NM10	Turbovartal [varv/min]
PEXH1	Tryck före turbin, vevvinkelupplöst [bar.abs]
PG11	Tryck före turbin [bar]
PL21	Tryck efter kompressor [bar]
PM21	Cylindertryck cylinder 1, flushmonterad, vevvinkelupplöst [bar]
PM28	Cylindertryck cylinder 8, flushmonterad, vevvinkelupplöst [bar]
PM31	Gasväxlingsmedeltryck cylinder 1 [bar]
PM38	Gasväxlingsmedeltryck cylinder 8 [bar]
QL01	Luftmassflöde [kg/min]
TG11	Temperatur före turbin [°C]

TL21	Temperatur efter kompressor [°C]
TO05	Oljetemperatur efter oljekylare [°C]
TW54	Vattentemperatur före motor [°C]

De konstruktionsgränser som kan finnas risk att överskrida finns listade i tabell 4.

Tabell 4. *Viktiga konstruktionsgränser att ta hänsyn till vid detta prov.*

Variabel	**Komponent**
NM10	Turbovarvtal
PM2x	Cylindertryck, cylinder x
TL21	Temperatur efter kompressor
TG11	Avgastemperatur
PG11	Turbininloppstryck

4.2 Upplägg av motorprov

Motorprovet utfördes i provcell F5 med start den 14/12 och avslutades den 21/12. Provförfarandet var tvunget att vara flexibelt då själva förfarandet i stor grad kunde påverkas av de erfarenheter som inhämtades under provets gång. Dessutom var avgassamlarnas täthet en osäkerhetsfaktor som gjorde att det inte var möjligt att på förhand avgöra vilka turbininloppstryck som var realistiska att nå.

Målet med provet var i huvudsak att undersöka metodiken att avgasbromsa med VGT:n samt funktionen hos de bypassventiler som är konstruerade för att kontrollera turbininloppstrycket.

Provet utförs i huvudsak vid tre olika motorvarvtal, 1000 rpm, 1800 rpm och 2400 rpm i nämnd ordning. 1000 rpm ger en bra startpunkt för att försiktigt undersöka beteendet och visa lågvarvsegenskaper, 1800 rpm erbjuder i bil den bästa kompromissen mellan retarder och avgasbromseffekt och 2400 rpm är det varvtal där avgasbromsprestanda är definierad och dessutom det högsta motorvarvtal som körs.

De utförda körningarna i motorprov finns listade på följande sida för överblick.

Styrd bypassventil

- VGT-svep från 50 % till helt stängd (97,1 %) för motorvarvtalen 1000, 1800 och 2400 rpm
- Stängningsförloppet vid stängning av bypassventilen undersöks vid 1800 rpm och 2400 rpm.
- Hysteresen vid stängning kontra öppning av VGT:n undersöks för 2400 rpm.
- Slutligen provas regulatorfunktionen för turbininloppstryck vid 2400 rpm

Självöppnande fjäderbelastad ventil

- VGT-svep från 70 % till helt stängd för 2400 rpm
- Hysteresen vid stängning kontra öppning av VGT:n undersöks för motorvarvtalen 1800 rpm och 2400 rpm
- Slutligen utförs ett varvtalssvep från motorvarvtal 1600 rpm till 2400 rpm vid VGT-positioner mellan 80 % och helt stängd.

Tillslag av VGT utan bypassventil

- VGT:n stängdes från 0 % till helt stängd i ett steg för motorvarvtal från 1600 rpm till 2400 rpm.

Utöver detta gjordes även en körning med vanlig avgasbroms med spjäll som referens.

Gällande provets utförande finns alla körningar listade och beskrivna i bilaga 3 med protokollnummer. Samtliga mätningar föregås av varmkörning tills kylvattentemperaturen (TW54) når 80°C. EGR-spjället är stängt vid samtliga mätningar För de stationära mätningar som utförts gäller 1 min och 15 sekunder styr och stabiliseringsfas och 30 sekunder mätfas.

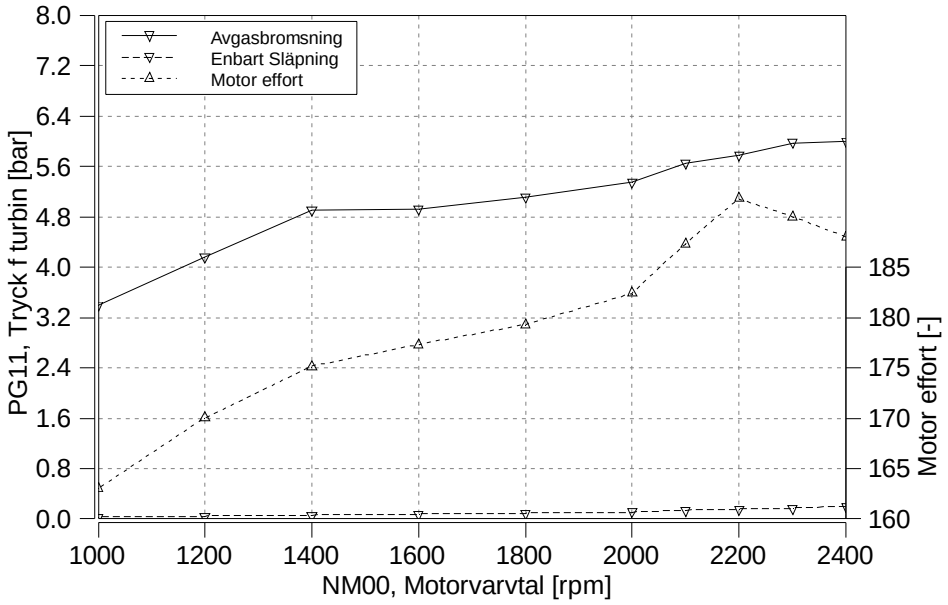
5. Resultat

Här presenteras resultaten från motorprovet, samtliga omtalade tryck är relativtryck i bar och temperaturer är redovisade i °C.

5.1 Jämförande körning, avgasbromsning med spjäll

Avgasbromsning med ett spjäll i avgassamlaren nedströms turbinen är den teknik som används i produktion i dag. Den kommer här att beskrivas i form av resultat från ett standardprov bestående av tillslag i varje mätpunkt från motorvarvtal 2400 rpm ner till 1000 rpm. Detta kommer att tjäna som en referens under fortsättningen av denna rapport. Dessutom visas även kurvor med endast släpning, det vill säga med VGT:n öppen och avgasbromsspjället helt öppet.

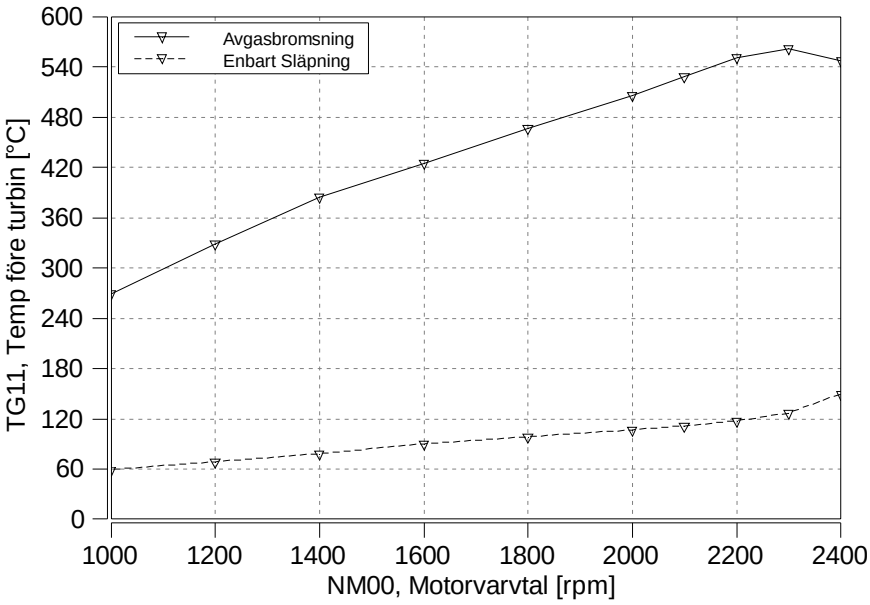
Vid avgasbromsning med spjäll stänger man VGT:n till en position av 85 %, detta för att undvika det undertryck som erhålles efter kompressorn med oljeöverdrag över kompressorns axeltätningar som följd.



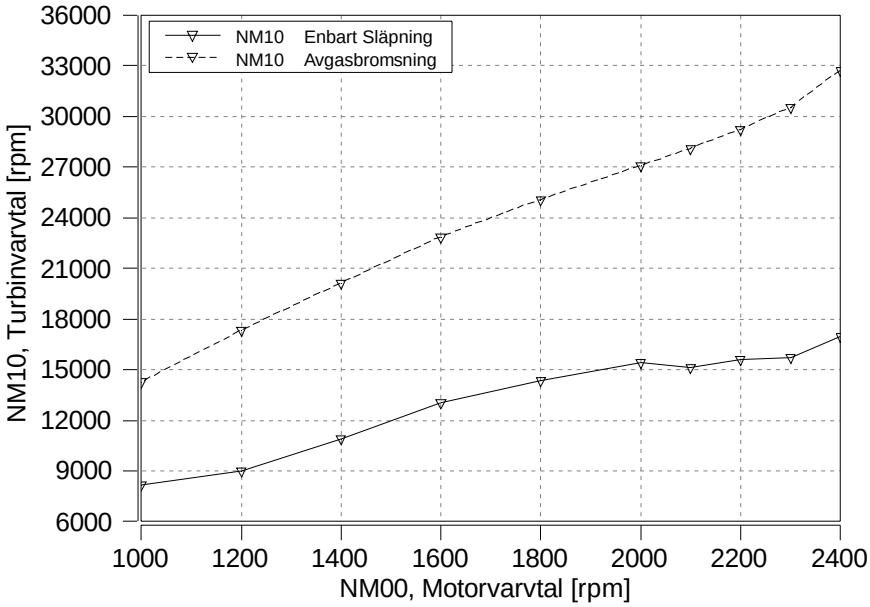
Figur 16. *Turbininloppstryck som funktion av motorvarvtal för avgasbromsning och släpning.*

Även vid avgasbromsning talar man om turbininloppstryck trots att hela turbinen är trycksatt. Det är värt att poängtera att motor effort, det vill säga belastningen på aktuatorn är förhållandevis hög under denna typ av avgasbromsning.

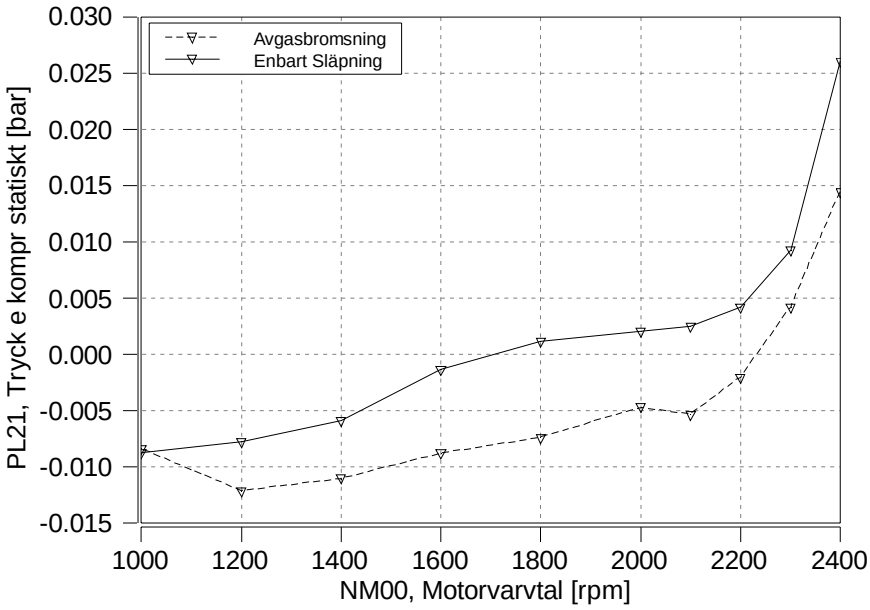
I detta kapitel följer en presentation av intressanta parametrar vid avgasbromsning illustrerade i figur 16 – 24, dock utan kommentarer då analysen ej omfattat vanlig avgasbromsning med spjäll utan endast belyst skillnader mellan avgasbromsning med spjäll och VGT-bromsning.



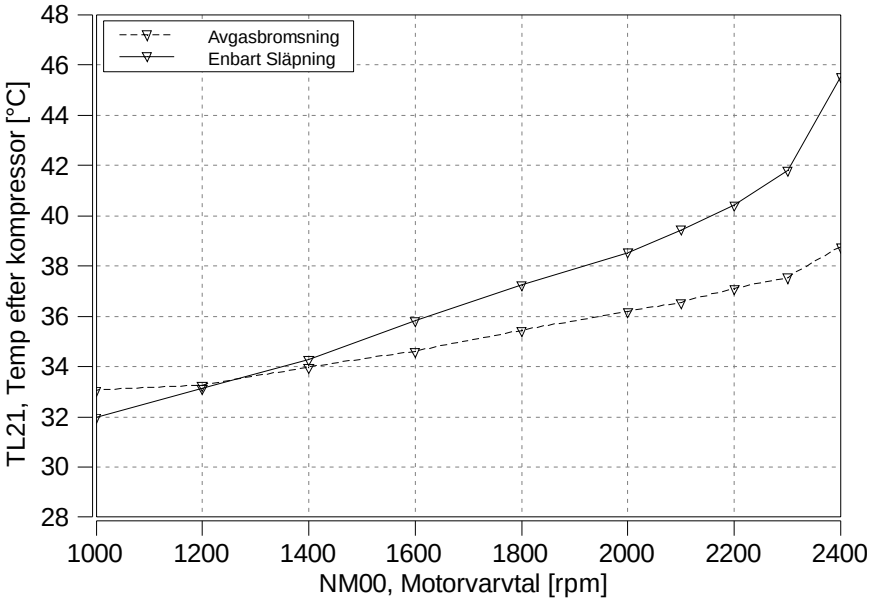
Figur 17. *Turbininloppstemperatur som funktion av varvtal för avgasbromsning och släpning.*



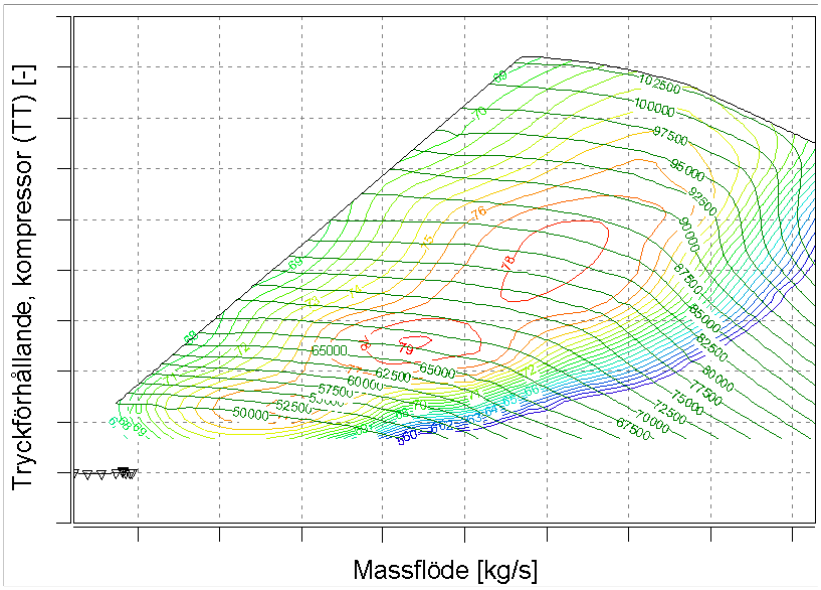
Figur 18. *Turbovarvtal som funktion av motorvarvtal för avgasbromsning och släpning.*



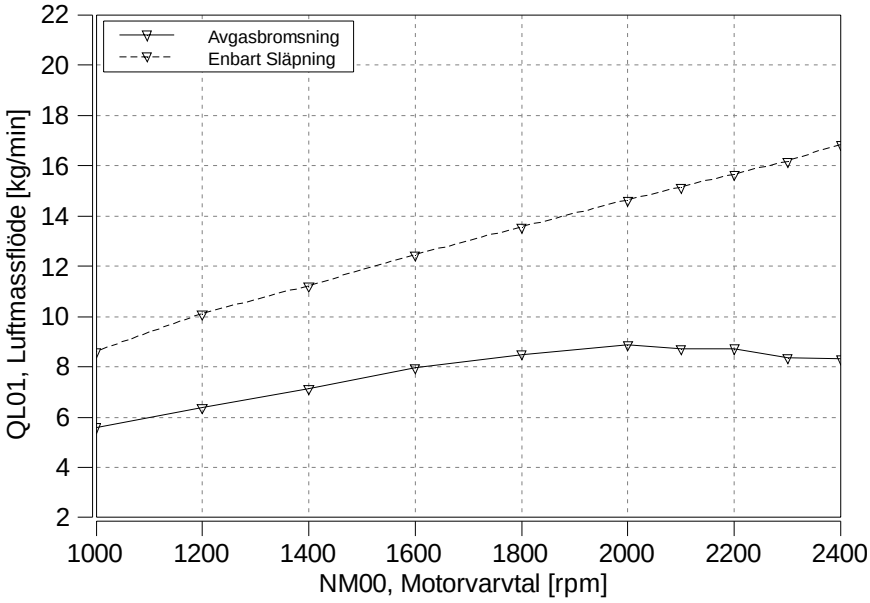
Figur 19. *Laddtryck som funktion av motorvarvtal för avgasbromsning respektive släpning notera det undertryck som uppstår efter kompressorn.*



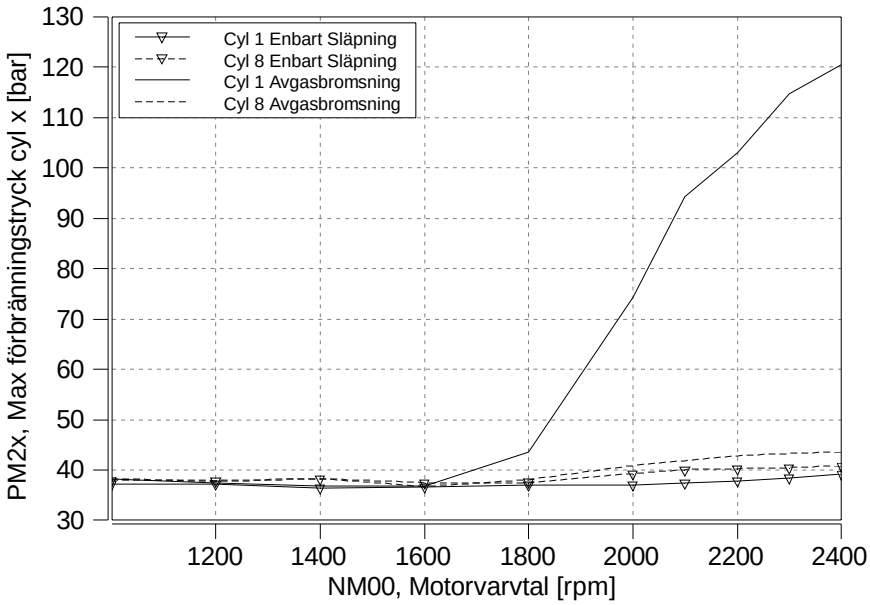
Figur 20. *Temperatur efter kompressorn som funktion av motorvarvtal för avgasbromsning respektive släpning.*



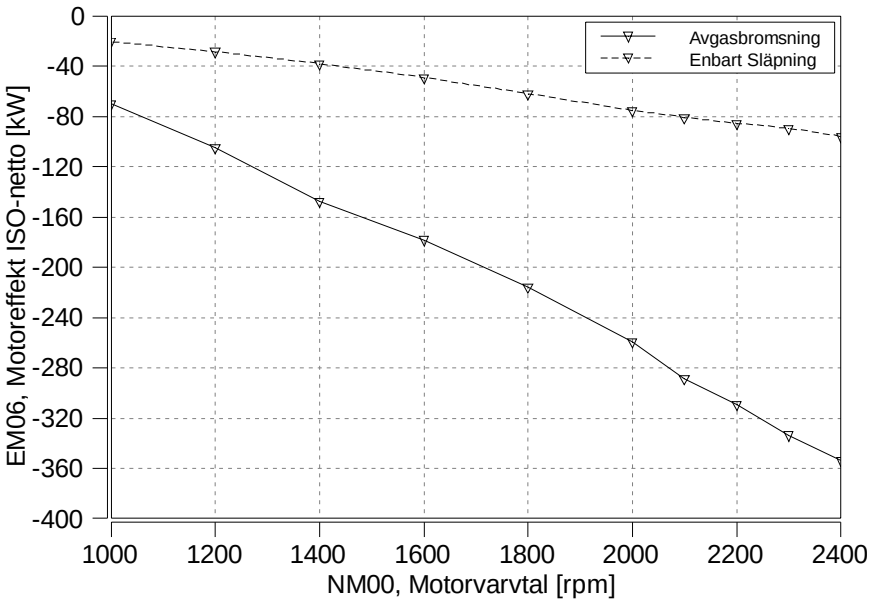
Figur 21. *De aktuella driftspunkterna inritade i kompressormapen.*



Figur 22. *Luftmassflödet genom motorn som funktion av varvtal för avgasbromsning respektive släpning.*



Figur 23. *Maximalt cylindertryck för cylinder 1 och cylinder 8 som funktion av motorvarvtal för avgasbromsning respektive släpning.*



Figur 24. *Bromsad motoreffekt som funktion av varvtal för avgasbromsning respektive släpning.*

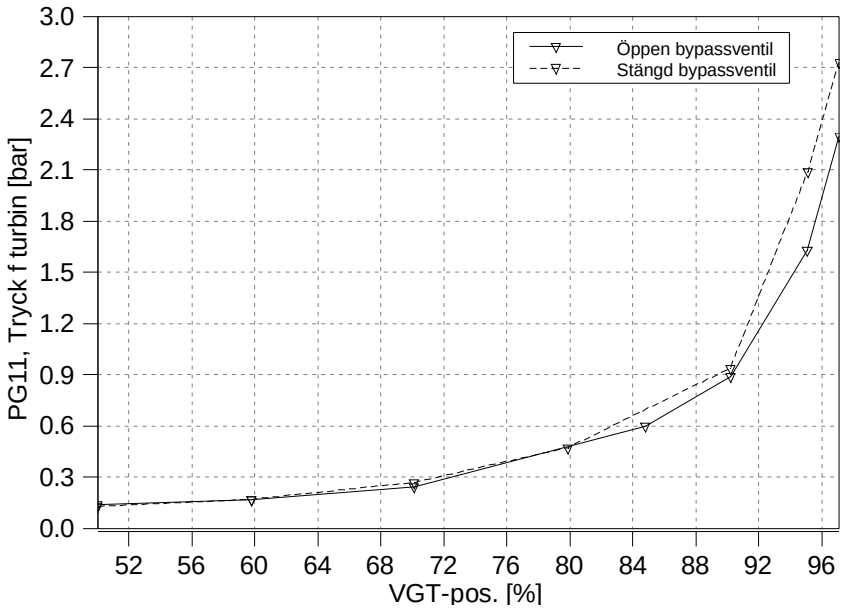
5.2 Bypassventil styrd

Här används bypassventilen med hård fjäder och styrd av solenoidventilen beskriven i kap 3.2.2. Som första punkt körs bypassventilen helt öppen därefter helt stängd för olika VGT–positioner. Därefter undersöks stängningsförloppet av bypassventilen vid olika VGT–positioner med en kontinuerlig mätning. I nästa punkt utförs en körning för att undersöka systemets hysteres vid stängning jämfört med öppning av VGT:n.

5.2.1 Öppen/stängd bypass

Som första punkt (enligt punktlista i kap 4.2) utfördes mätningar med först helt öppen, därefter helt stängd bypassventil för olika VGT-positioner från öppet till stängt läge. Detta syftar till en kartläggning av de turbininloppstryck som är möjliga att nå för olika VGT–positioner med denna bypassventillösning. För en beskrivning av VGT:n hänvisas till kapitel 2.2. Dessutom ges, vid detta förfarande, möjlighet att på ett säkert sätt upptäcka eventuella kritiska situationer som kan uppstå. Här presenteras resultaten för motorvarvtal 1000, 1800 och slutligen och mer ingående för 2400 rpm där resultaten är som mest intressanta.

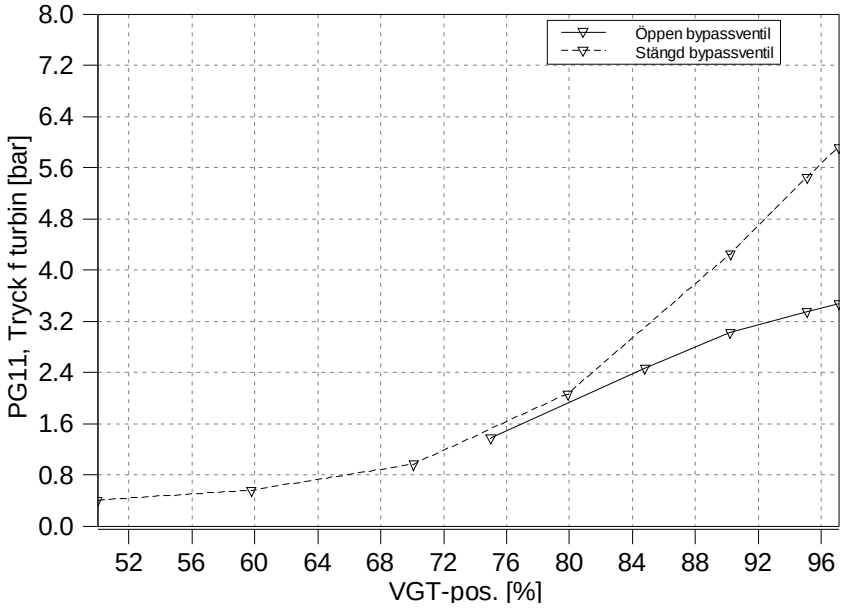
5.2.1.1 Motorvarvtal 1000 rpm



Figur 25. *Tryck före turbin som funktion av VGT-position vid 1000 rpm*

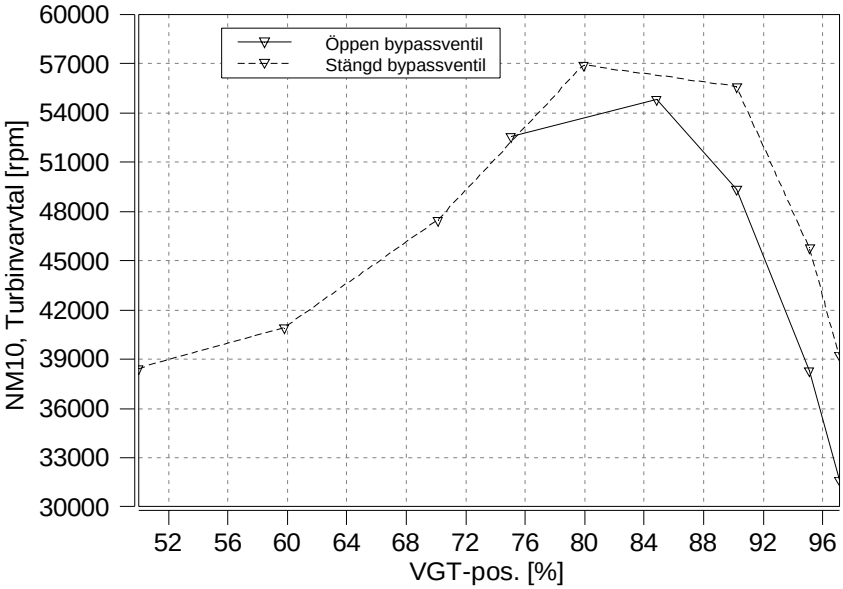
Enligt figur 25 har bypassventilen inte så stor inverkan på motorn vid 1000 rpm. Turbininloppstrycket är förhållandevis lågt och det finns vid detta driftsfall inget behov av att sänka det ytterligare.

5.2.1.2 Motorvarvtal 1800 rpm



Figur 26. *Tryck före turbin som funktion av VGT-position vid 1800 rpm.*

I figuren 26 ses skillnaden i turbininloppstryck vid öppen respektive stängd bypassventil. Då skillnaden i turbininloppstryck mellan öppet och stängt läge fortfarande bedömdes vara liten påbörjades körningen med öppen bypassventil först vid 75 % stängd VGT. Enligt figuren 26 så börjar bypassventilens funktion vid cirka 2 bar i turbininloppstryck därefter skiljer sig kurvorna kraftigt, fallet med öppen bypassventil ser ut att plana ut medan tryckökningen snarare accelererar med bypassventilen stängd vid fortsatt stängning av VGT:n.

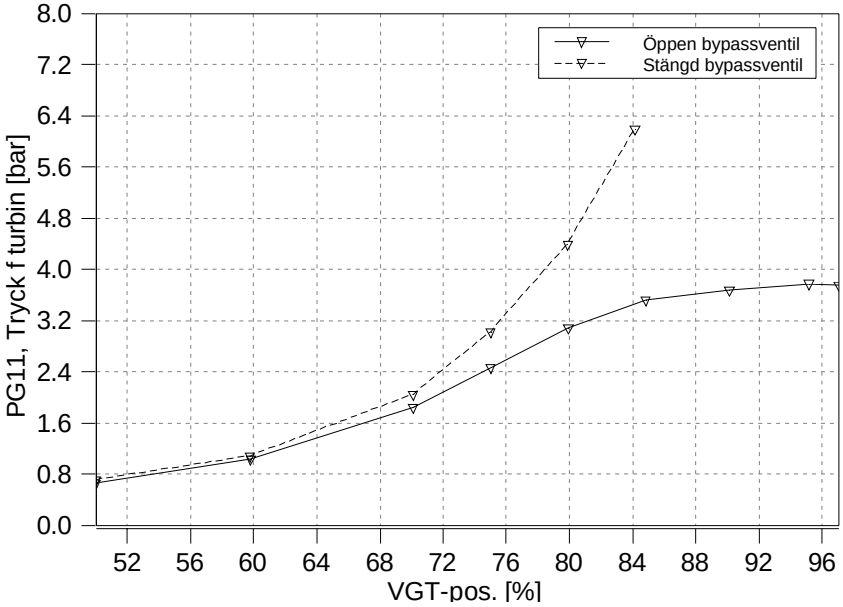


Figur 27. *Turbovarvtal för 1800 rpm som funktion av VGT-position.*

Figur 27 visar hur turbovarvtalet ökar vid en stängning av VGT:n för att ha sitt maximum vid 80-90 % VGT-position. Därefter sjunker turbovarvtalet kraftigt. Detta beror på att turbinverkningsgraden sjunker kraftigt vid små VGT-gap och turbininloppet uppträder förenklat uttryckt som en strypning. Denna egenskap hos turbinverkningsgraden återspeglar sig även ibland annat motorns massflöde som härefter skall redovisas för 2400 rpm motorvarvtal.

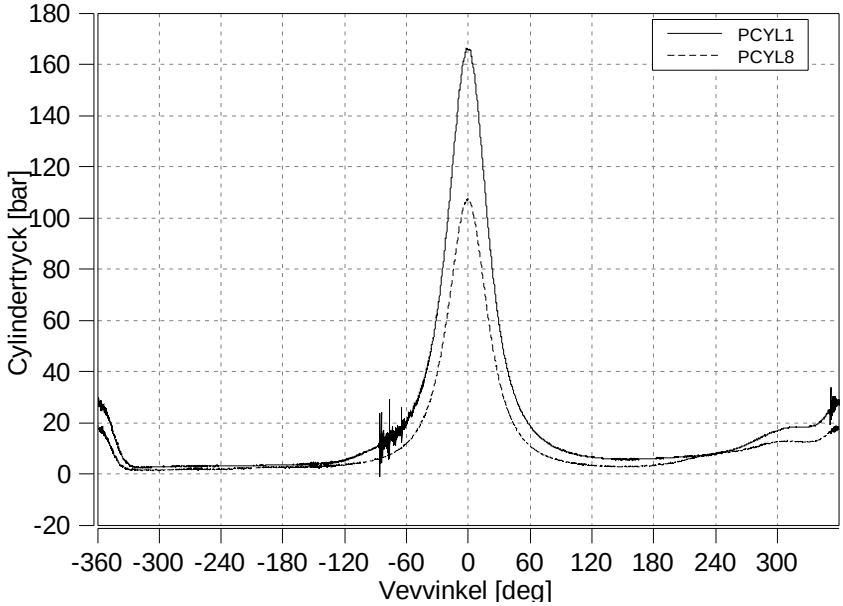
5.2.1.3 Motorvarvtal 2400 rpm

Det är här vid 2400 rpm som bypassventilen är dimensionerad och det är här som den har störst effekt.



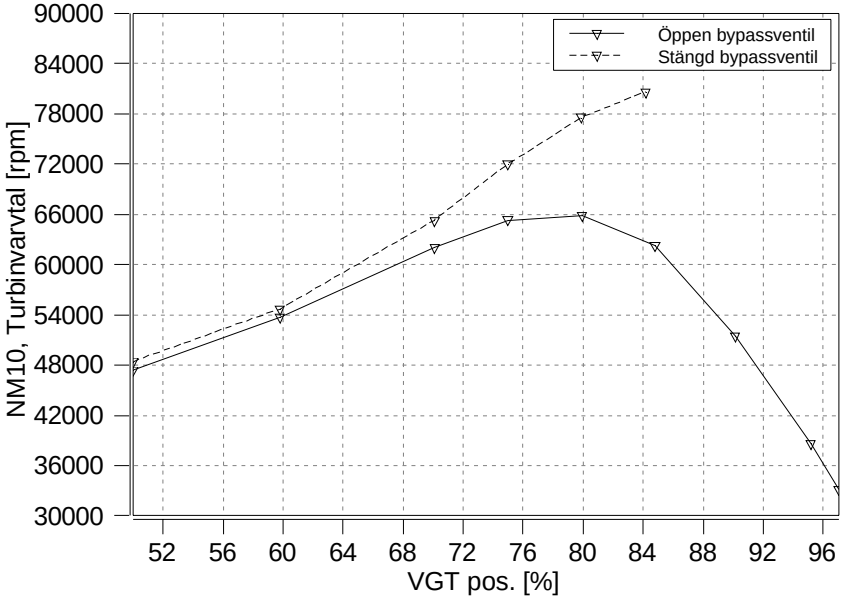
Figur 28. *Tryck före turbin som funktion av VGT-position för 2400 rpm*

I figur 28 börjar enligt tidigare de två fallen skilja sig åt vid ett turbininloppstryck på cirka 2 bar. I detta fall med ett betydligt högre massflöde (se figur 33) får vi ett intressant scenario vid stängd bypassventil. Anledningen till att körningen avbröts vid 85 % VGT-position beror på att gränsen för maximalt tillåtet cylindertryck överskreds vid 90 % stängd VGT och mätningen kunde ej genomföras. Orsaken till detta beror på att man vid avgasbromsning kan råka ut för att få fria ventillyft på avgasventilen. Fria ventillyft innebär att på grund av tryckskillnaden mellan det höga trycket i avgassamlaren och det låga trycket i cylindern under insugningstakten så tvingas avgasventilen upp något och släpper in en liten mängd varma avgaser tillbaka in i cylindern. Denna extra massa av dessutom varma gaser leder till ett förhöjt tryck under kompressionstakten. Ett enkelt sätt att urskilja fria ventillyft är genom att titta på cylindertrycket som funktion av vevvinkeln då man vid fria ventillyft får ett förhöjt maximalt cylindertryck, Pmax.

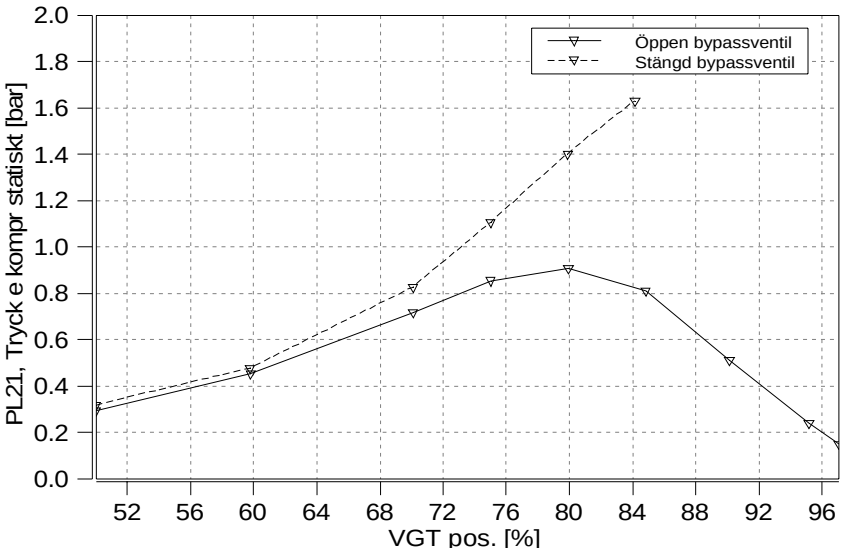


Figur 29. *Cylindertryck som funktion av vevvinkel vid det sista driftsfall med stängd bypassventil som ses i figur 28, notera skillnaden i maximalt cylindertryck mellan cylindrarna.*

I figur 29 syns att Pmax, för cylinder 1 som är mest utsatt för fria ventillyft, är klart högre än för cylinder 8 som är tämligen skonad från dessa. På grund av att det finns mer massa i cylindern och att temperaturen dessutom är högre på grund av den förhöjda halten restgas erhålls en kraftigare tryckstegring med en liten ”störning” i början vid cirka -80 vevvinkelgrader i figur 29. Som tidigare nämnts så är luftmassflödet genom motorn högre vid VGT-bromsning än vid vanlig avgasbromsning med spjäll på grund av det högre laddtrycket.

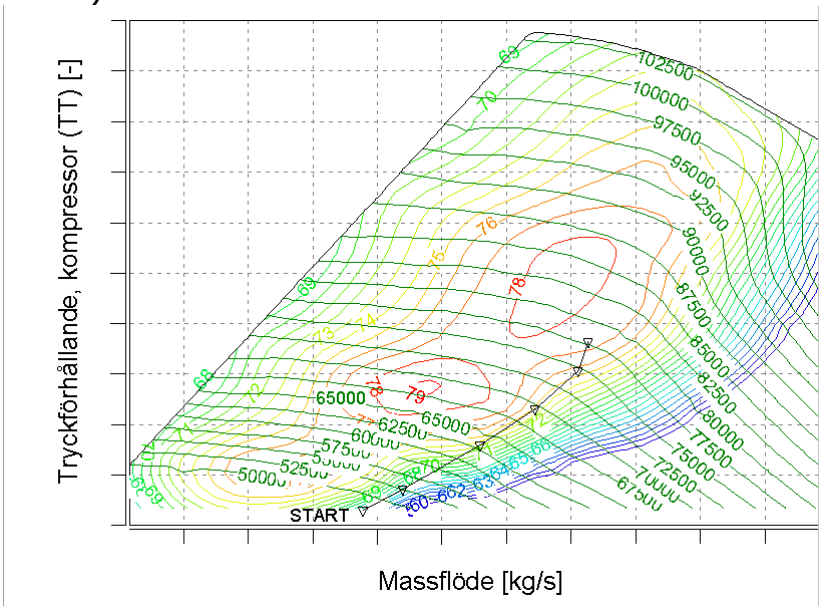


Figur 30. *Turbovarvtal vid öppen respektive stängd bypassventil.*



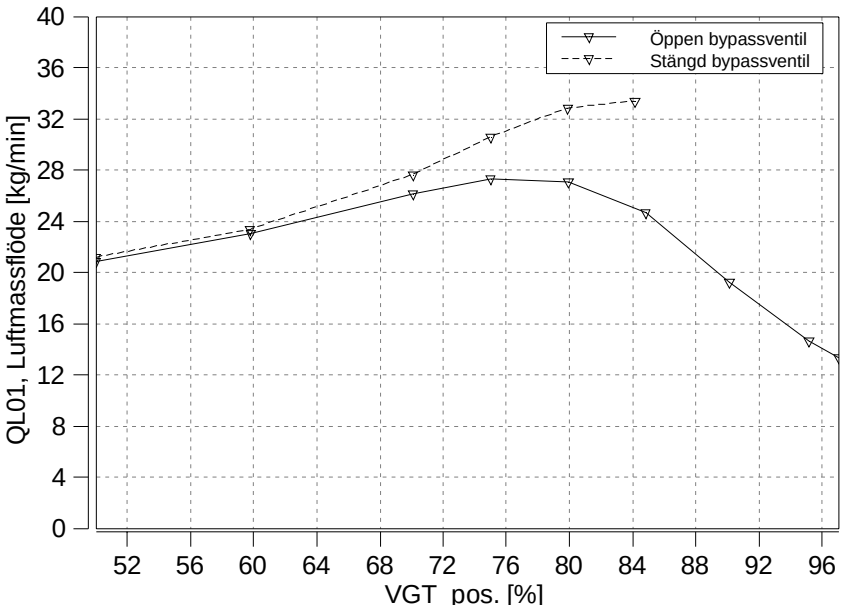
Figur 31. *Laddtryck vid öppen respektive stängd bypassventil.*

På grund av de högre massflödena (figur 33) orsakade av det högre turbinvarvtalet (figur 30) och laddtrycket (figur 31) är turbininloppstemperaturen inte lika hög som vid avgasbromsning med spjäll. Luftmassflödet är vid detta förfarande nästan tre gånger större vid VGT-bromsning än vid vanlig avgasbromsning med spjäll (se kapitel 5.1)



Figur 32. *Kompressormapp för stängning av VGT och stängd bypassventil.*

I figur 32 är VGT-position 50 % utmärkt med ”START” och därefter går driftskurvan uppåt i mappen för en stängning av VGT-positionen. Här ser vi anledningen till varför vi erhåller en sådan ökning av laddtryck vid en stängning av VGT:n vid dessa driftsförhållanden. Driftskurvan är på väg mot en punkt i mappen med mycket hög verkningsgrad. Detta höga laddtryck ger i sin tur upphov till de höga cylindertryck som utgör begränsningen i detta provet.



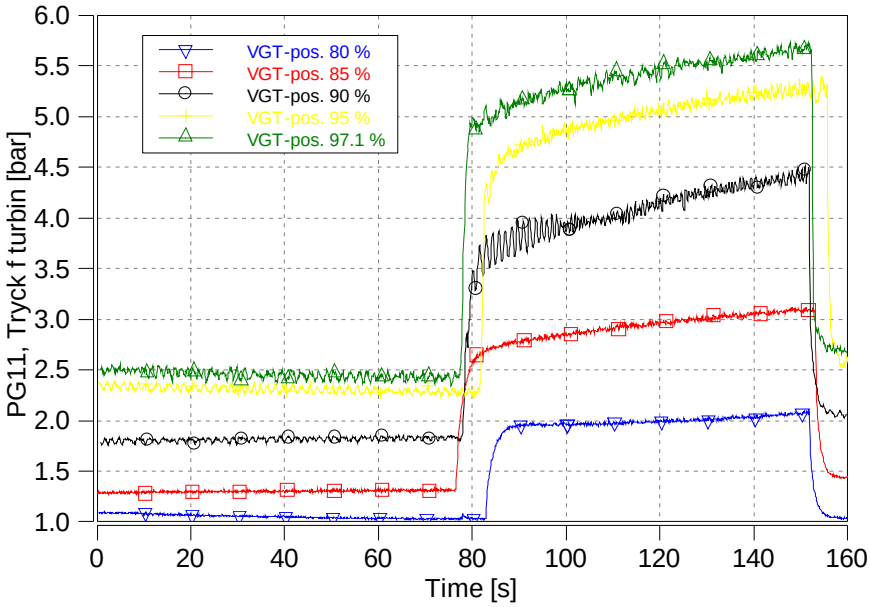
Figur 33. *Luftmassflöde genom motorn som funktion av VGT-position vid 2400 rpm vid öppen respektive stängd bypassventil.*

En VGT-position på 85 % innebär således att man vid detta driftsförhållande befinner sig på en hög turbinverkningsgrad och en hög kompressorverkningsgrad och får således ett högt laddtryck, vilket i sin tur ökar cylindertrycket. Detta kombinerat med det höga turbininloppstryck som råder är uppenbarligen en situation som bör undvikas på grund av de höga cylindertryck som uppträder vid fria ventillyft. Dessutom att stänga VGT:n ytterligare ett steg till 90 % förvärrar bara situationen med ett fortfarande högt laddtryck och ännu högre turbininloppstryck som följd. Dock borde laddtrycket motverka uppkomsten av fria ventillyft då det är tryckdifferensen över ventiltallriken som öppnar ventilen. Denna tryckdifferens minskar ju med det högre cylindertryck som laddtrycket ger upphov till under insugningstakten. Frågan är dock vad som händer när vi stänger VGT:n helt och därmed försämrar turbinverkningsgraden radikalt med följden att laddtrycket reduceras. Vi vet att turbinverkningsgraden enligt de inledande simuleringarna utförda i GT-Power för en helt stängd VGT ligger vid dessa flöden i storleksordningen <10 %. Detta kommer att undersökas vidare i kapitel 5.4.

5.2.2 Stängning av bypass

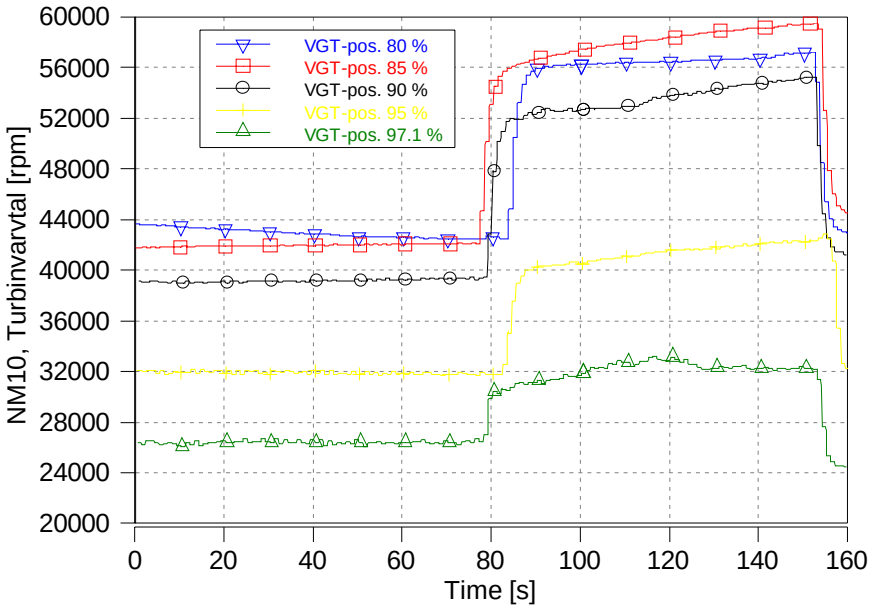
När det nu står kartlagt hur förhållandena ser ut för helt öppen respektive helt stängd bypassventil, då är frågan hur själva stängningsförloppet för en viss VGT-position ser ut. Här finns möjligheten att undersöka de punkter som ej undersöktes i kapitel 5.1. För att undersöka förloppet kördes motorn på först 1800 rpm respektive 2400 rpm och vid respektive varvtal stängdes VGT:n från öppen till olika alltmer stängda lägen från 80 % till helt stängd. De resultat som visas i följande figurer är kontinuerliga mätningar, det vill säga att givarnas signal är samplad med en viss frekvens, oftast 10 Hz och varje värde sparas i stället för att vid som en vanlig stationär mätning, beräkna ett medelvärde över 30 sekunder (se kapitel 4.2).

5.2.2.1 Motorvarvtal 1800rpm



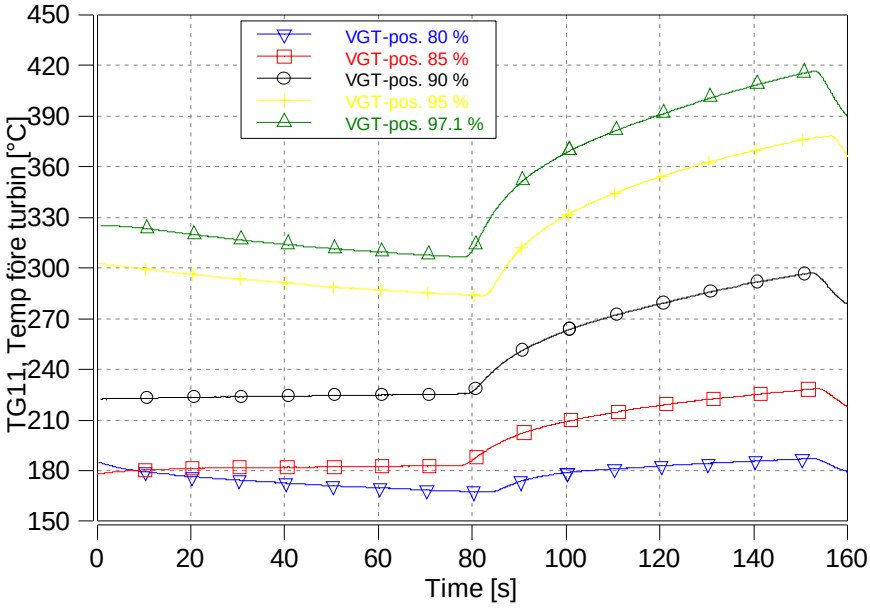
Figur 34. *Tryckuppbyggnaden före turbinen vid stängning av bypassventilen för olika VGT–positioner och motorvarvtal 1800 rpm.*

Tryckuppbyggnaden sker som väntat mycket fort enligt figur 34. Detta då vi har ett förhållandevis högt massflöde genom motorn. Dock så planar turbininloppstrycket inte ut inom mätperioden för de mer stängda VGT-positionerna trots att turbovarvtalet (se figur 35) och laddtrycket har stabiliserat sig förhållandevis bra. Detta beror till stor del på att temperaturen innan turbinen fortfarande ökar och ännu inte stabiliserats. Det faktum att avgastemperaturens stabilisering är förhållandevis långsam är något som måste tas i åtanke, se figur 36 som visar temperaturen före turbinen under stängningsförloppet.



Figur 35. *Turbovarvtalet för olika VGT–positioner vid stängning av bypassventilen.*

Turbovarvtalet hinner stabilisera sig förhållandevis bra men på grund av den fortgående temperaturökningen i turbininloppet så kommer turbininloppstrycket att sakta fortsätta stiga ytterligare.

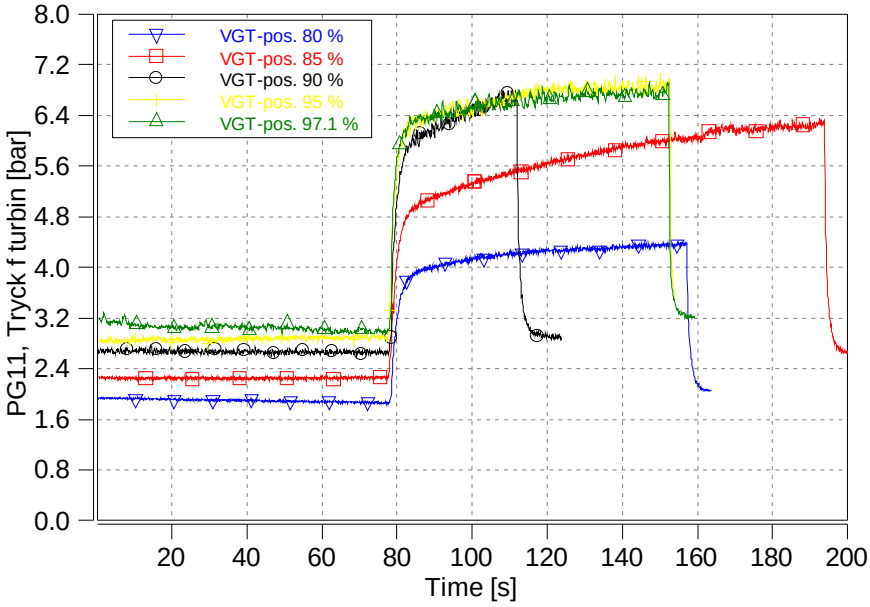


Figur 36. *Temperaturförloppet i före turbinen vid stängning av bypassventilen för olika VGT-positioner.*

I figur 36 är det tydligt att temperaturen har en mycket större ”tröghet” än tryck vid dessa förlopp vilket avspeglar sig framförallt i trycket före turbinen.

5.2.2.2 *Motorvarvtal 2400 rpm*

Vid 2400 rpm kunde vi inte undersöka alla önskade punkter i det inledande provet vilket kommer att göras här om konstruktionsgränserna tillåter. Här finns möjlighet att testa alla punkter eftersom vi kan gå till alla punkter med öppen bypassventil och därefter undersöka stängningsförloppet för en viss VGT-position med en kontinuerlig mätning enligt tidigare förfarande vid 1800 rpm.

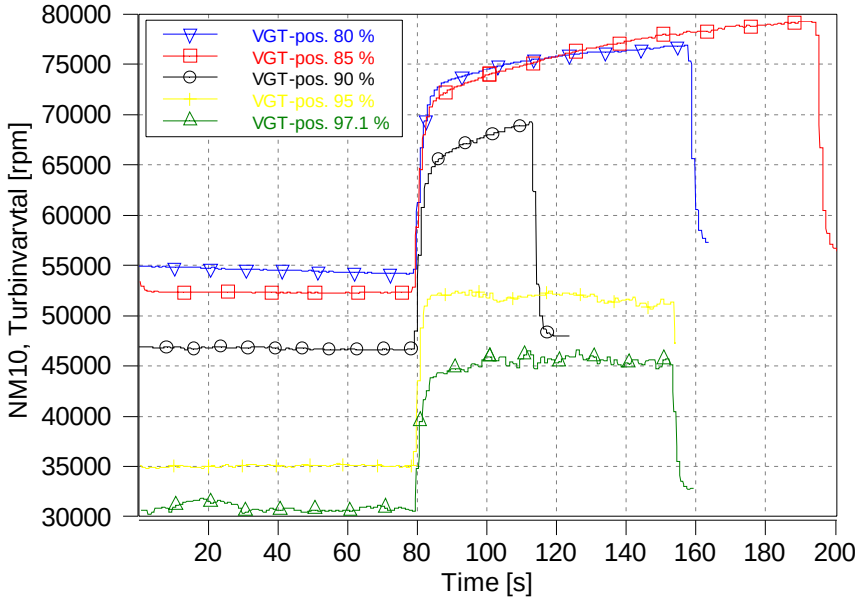


Figur 37. Tryckuppbyggnad före turbinen för olika VGT–positioner, vid 2400 rpm

Enligt figur 37 uppnår vi samma tryck före turbin som vid vanlig avgasbromsning med spjäll redan vid 85 % VGT-position. Detta beror på att vi har ett massflöde genom motorn som är nästan fyra gånger större. Därefter ökar trycket före turbinen ytterligare vid 90 % VGT-position men på grund av det avtagande massflödet genom motorn (se figur 40) ökar det inte ytterligare för en vidare stängning av VGT:n och för helt stängd VGT-position minskar trycket före turbinen marginellt.

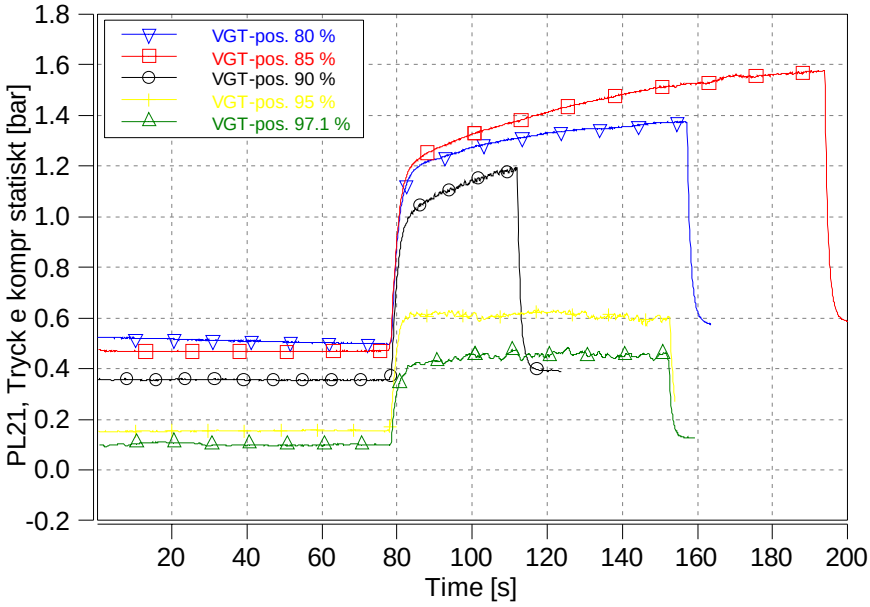
Anledningen till att körningen vid 90 % VGT-position avbröts beror återigen på att gränsen för maximalt cylindertryck överskreds i cylinder 1. I detta läge hade vi ett turbininloppstryck på 6,7 bar och ett laddtryck på ca 1,2 bar vilket i kombination med fria ventillyft leder till att cylindertrycket överskrider 180 bar. Detta visar sig återigen vara en begränsning vid VGT-bromsning och innebär att det finns VGT–positioner som resulterar i höga turbinverkningsgrader vid höga motorvarvtal som inte är önskvärda att befinna sig i.

Turbovarvtalet ökar vid en stängning av VGT:n, illustrerat i figur 38. Dock gäller detta endast till en viss gräns. I figur 38 ses att för VGT-position 80 % och 85 % är turbovarvtalet ungefär lika för att därefter minska med minskande VGT-position. Detta tyder på att turbinen fungerar mer som en strypning vid en mycket stängd VGT-position.

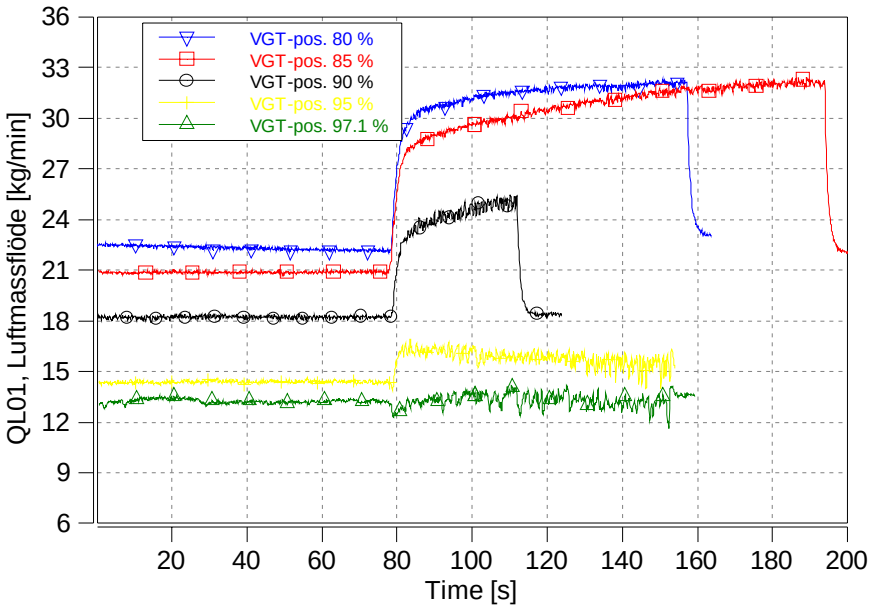


Figur 38. *Turbovarvtal för de olika VGT-positionerna vid stängning av bypassventilen.*

Således avtar även laddtrycket vid mycket stängda VGT–positioner. Figur 39 visar att laddtrycket går från lite drygt 1,5 bar vid 85 % VGT-position för att minska till ca 0,4 bar vid helt stängt läge. Det höga laddtrycket som beror på den högre turbinverkningsgraden vid något öppnare VGT-positioner resulterar i ett högre massflöde genom motorn, enligt figur 40.

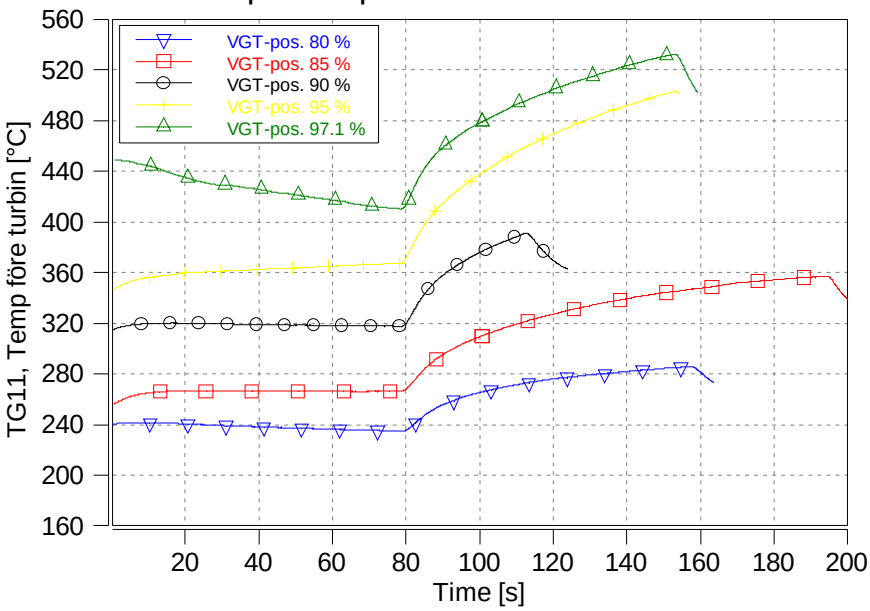


Figur 39. *Laddtrycket för de olika VGT-positionerna vid stängning av bypassventilen.*

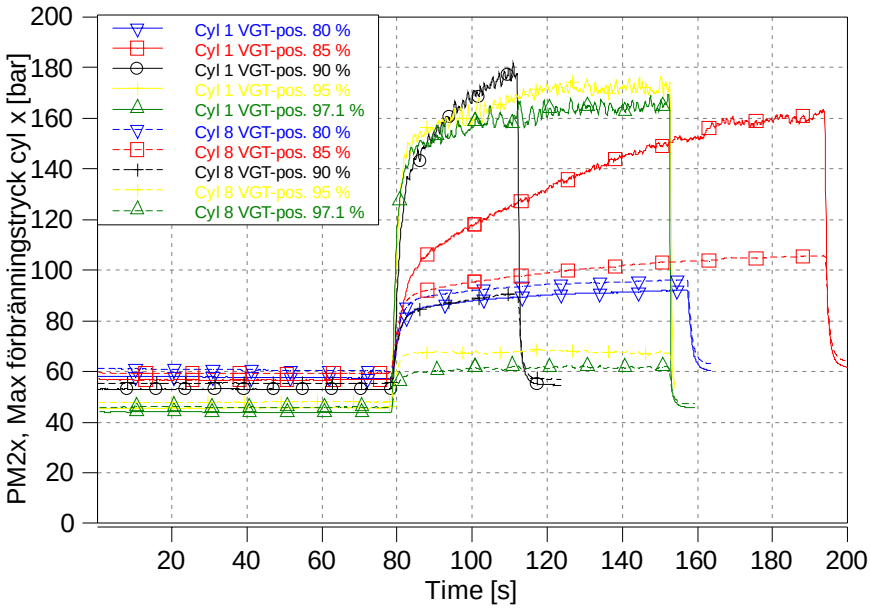


Figur 40. *Luftmassflödet genom motorn för olika VGT–positioner. Notera att massflödet är nästan lika för 80 % & 85 % VGT-position för att därefter minska*

En konsekvens av att luftmassflödet (figur 40) genom motorn är högre är att avgastemperaturen är lägre för samma avgasbromseffekt, se figur 41. Detta borde vara positivt med tanke på temperaturen hos spridarspetsarna.

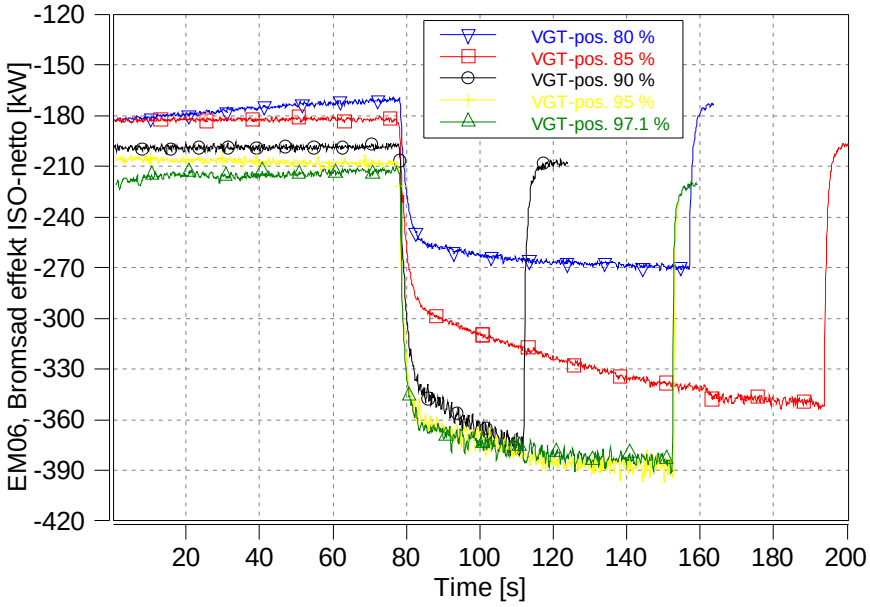


Figur 41. *Temperatur före turbin för de olika VGT-positionerna.*



Figur 42. *Cylindertrycket för olika VGT–positioner för cylinder 1 och cylinder 8.*

Dock är det maximala cylindertrycket mycket högt vilket påverkar i spridarspetstemperaturen i motsatt riktning. I figur 42 ses skillnaden mellan cylindrarna gällande maximalt cylindertryck. I tidigare prov utförda av Ylva Björklund (NMEG) (M16/236) samt GT-Powerstudie (M16/225) även den utförd av Ylva Björklund, är sannolikheten för fria ventillyft på cylinder 8 mycket liten och kan därmed tjäna som en referens gällande omfattningen av fria ventillyft hos övriga cylindrar där cylinder 1 är värst drabbad.

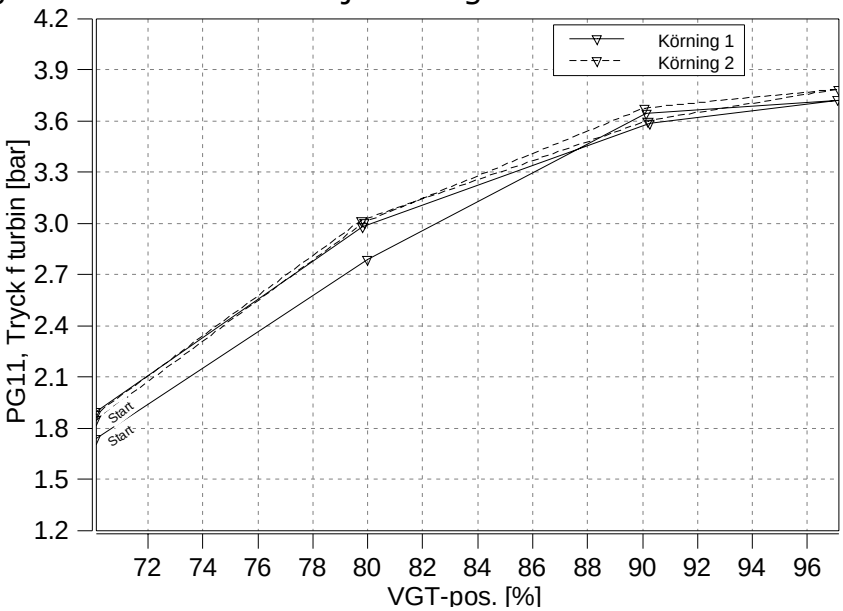


Figur 43. *Utbromsad motoreffekt ISO-netto för olika VGT-positioner.*

För jämförelse så i detta fall där vi har ett tryck före turbin på ca 6,8 bar som mest erhåller vi en utbromsad motoreffekt på nästan 400 kW ISO-netto enligt figur 43.

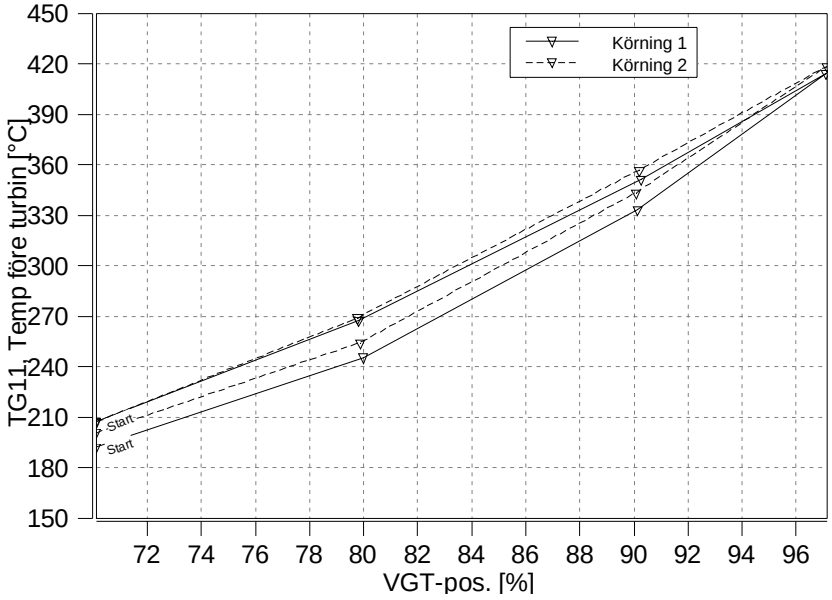
5.2.3 Hysteres vid öppning/stängning VGT

För att få ett mått på systemets hysteres gällande skillnaden i turbininloppstryck mellan stängning respektive öppning av VGT:n utfördes en körning vid 2400 rpm med bypassventilen öppen. Tillvägagångssättet var att successivt stänga VGT:n för att därefter öppna den igen. Anledningen till att provet kördes med öppen bypassventil var att med stängd bypassventil så skulle för höga cylindertryck ha erhållits, se kapitel 5.2.1.3. Denna rutin utfördes två gånger och redovisas i följande figurer.



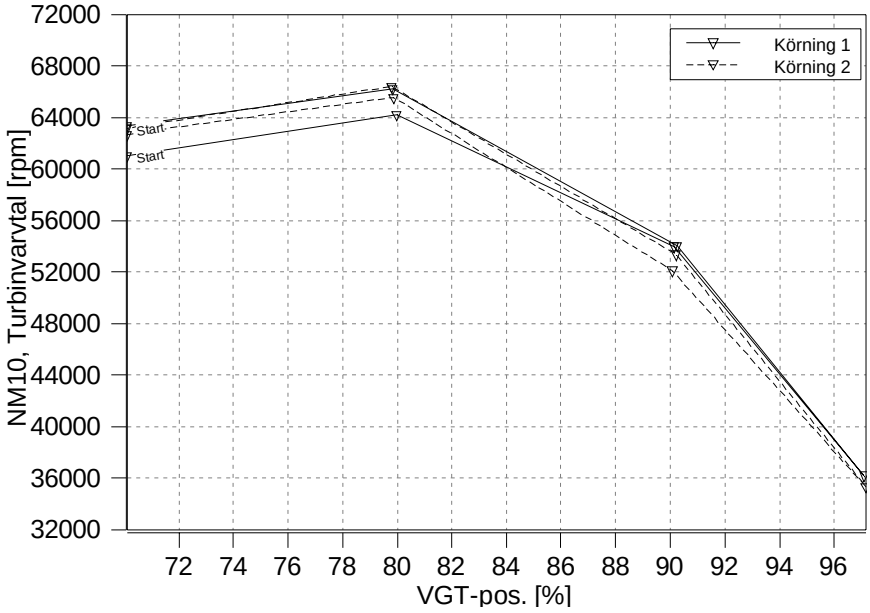
Figur 44. *Tryck före turbin som funktion av VGT-position för två körningar.*

Hysteresen i turbininloppstryck är mycket låg (figur 44) jämfört med avgasbromsning med spjäll, där hystereskravet är ≤0,5 bar. Dock visar första körningens två första punkter på viss avvikelse.



Figur 45. *Temperatur före turbin som funktion av VGT-position*

Samma avvikelse återfinns i temperatur innan turbinen enligt figur 45. Anledningen till denna skillnad är inte fastställd.



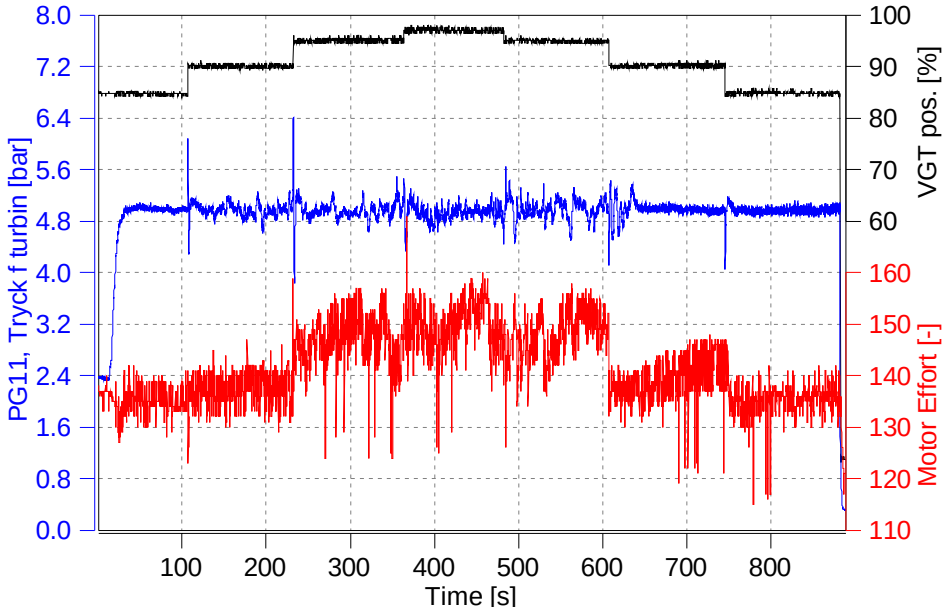
Figur 46. *Turbovarvtalet som funktion av VGT-position för de två körningarna.*

Turbovarvtalet visar även det på liten hysteres, se figur 46, frånsett den tidigare observerade avvikelsen som på grund av skillnaden i tryckförhållande över turbinen samt temperatur före turbinen följer utseendet hos tryck och temperatur före turbinen.

Överlag så är således hysteresen mycket låg hos systemet och repeterbarheten verkar bra under detta förfarande. I nästa avsnitt så kommer samma förfarande att utföras med en styrd ventil som skall hålla turbininloppstrycket konstant under samma förfarande som vid detta prov.

5.2.4 Körning med PID-regulator

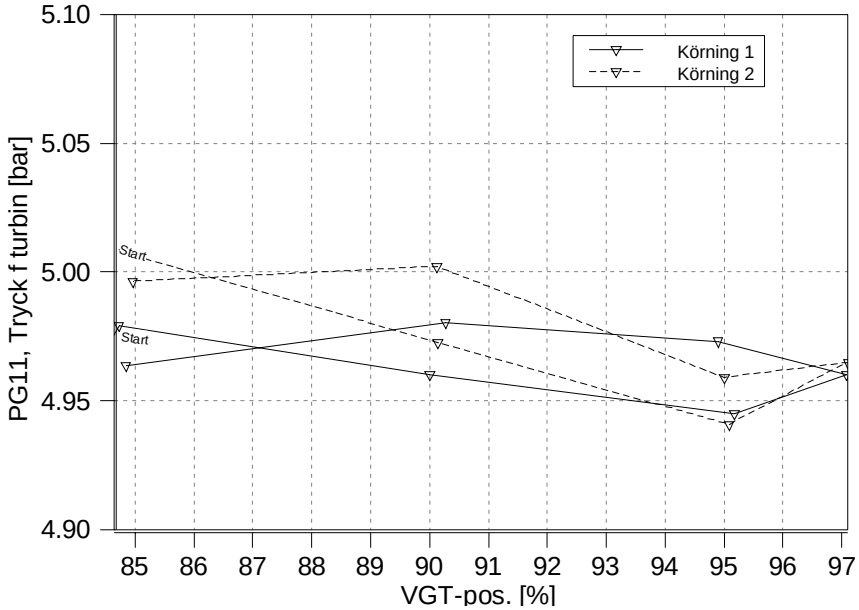
Det sista som kvarstod att prova med denna bypassventillösning var att styra ventilen med en PID-regulator återkopplat mot turbininloppstrycket. Denna konstruktion finns beskriven i kapitel 3.2.2. Här kördes motorn på 2400 rpm och för de VGT-positioner som kan ge ett tryck före turbinen på minst 5 bar. Detta gjorde att vi började vid 85 % stängd VGT och gick successivt till helt stängd VGT för att därefter öppna den igen igen. Förloppet spelades in med en kontinuerlig mätning samtidigt som stationära mätningar genomfördes. Två olika körningar genomfördes med samma förlopp, enda skillnaden mellan dessa två körningar är att förstärkningen på PID-regulatorns D-del är något högre i andra körningen. Detta innebär att regulatorns utsignal uppträder något långsammare med mindre svängning till följd. Figuren 47 visar VGT-position, turbininloppstryck och belastningen på aktuatorn.



Figur 47. *Recorder av provförloppet med VGT-position inritad överst. Börvärde för tryck före turbin var 5 bar.*

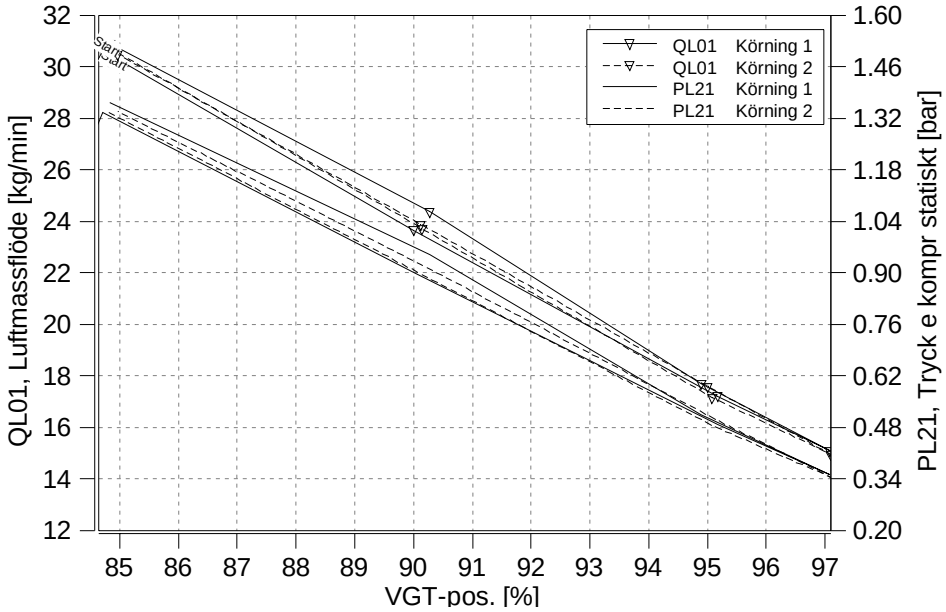
Enligt figur 47 fungerar denna lösning mycket bra och lyckas hålla trycket före turbin till den önskade nivån och medelvärdet har en noggrannhet på ± 0,06 bar utifrån börvärdet. Dock så ligger medelvärdet på 4,98 bar vilket innebär att vi har ett visst statiskt fel. Men då det är principen av en mer intrikat reglering som skall testas så har mycket lite tid ägnats åt att optimera regulatorn.
Enligt figur 47 är belastningen på aktuatorn (Motor effort) förhållandevis låg men väldigt fluktuerande. Gällande nivåer på motor effort under vanlig avgasbromsning med spjäll hänvisas till figur 16 i kapitel 5.1. Om denna fluktuerande belastning är speciellt påfrestande för aktuatorn bör utredas.

Den stationära mätningen i figur 48 visar att medelvärdet av trycket före turbinen är varierar mycket lite under körningen.



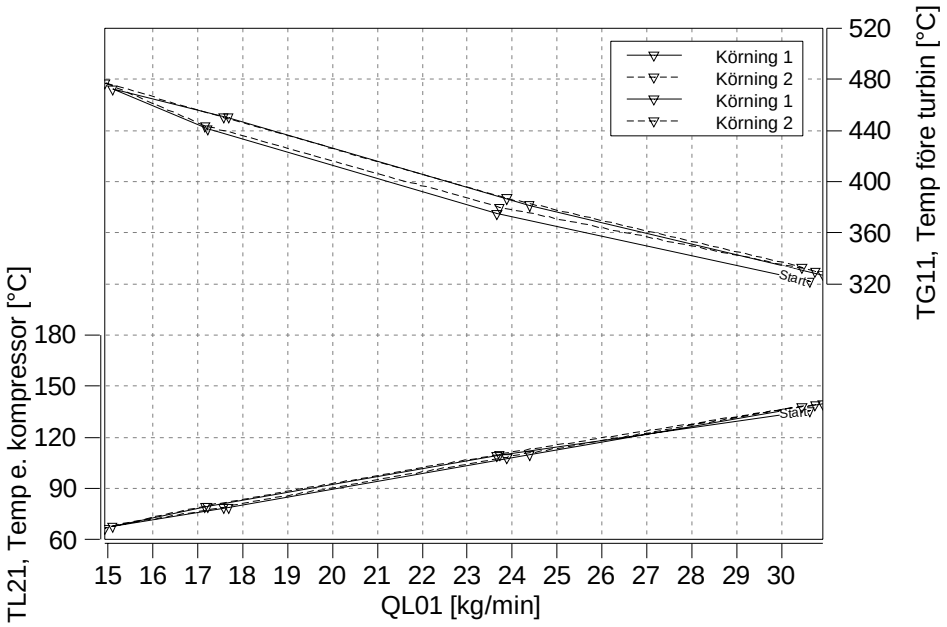
Figur 48. *Turbininloppstrycket för de båda körningarna som funktion av VGT-position.*

Med denna lösning där turbininloppstrycket är konstant för VGT-positioner mellan 85 % till helt stängd har vi därmed hela tiden samma avgasbromseffekt. Det som här händer vid stängning av VGT:n är att vi minskar laddtrycket genom en försämrad turbinverkningsgrad och därmed luftmassflödet genom motorn enligt figur 49.



Figur 49. *Luftmassflödet genom motorn och laddtrycket för de båda körningarna.*

Tidigare omtalades det aktuella luftmassflödets inverkan på avgastemperaturen. I detta fall där vi har ett konstant turbininloppstryck och således en konstant avgasbromseffekt och vid dessa fall endast ändrar luftmassflödet genom motorn följer således avgastemperaturen detta.



Figur 50. *Avgastemperatur och laddluftstemperatur för de båda körningarna som funktion av luftmassflöde genom motorn. Stängning av VGT:n innebär att vi går från höger till vänster i figuren.*

Överst i figur 50 ses att temperaturen före turbinen är omvänt proportionell mot luftmassflödet genom motorn. Detta betyder att det är eftersträvansvärt att ha ett stort luftmassflöde genom motorn för att hålla avgastemperaturen nere och på så sätt minska den termiska belastningen på komponenter på motorns varma sida. Dock så innebär ett högre luftmassflöde ett högre laddtryck för samma motorvarvtal. Detta gör att temperaturen före kompressorn ökar proportionellt med luftmassflödet enligt den undre delen av figur 50. Det skall understrykas att detta inte på något sätt är något problem då vi under detta prov inte varit nära konstruktionsgränsen för maximalt tillåten temperatur efter kompressorn. Dessutom är laddluftkylaren så effektiv och dess verkningsgrad ökar med massflödet så luften i inloppsportarna blir svalare på grund av det högre luftmassflödet vid högre laddtryck.

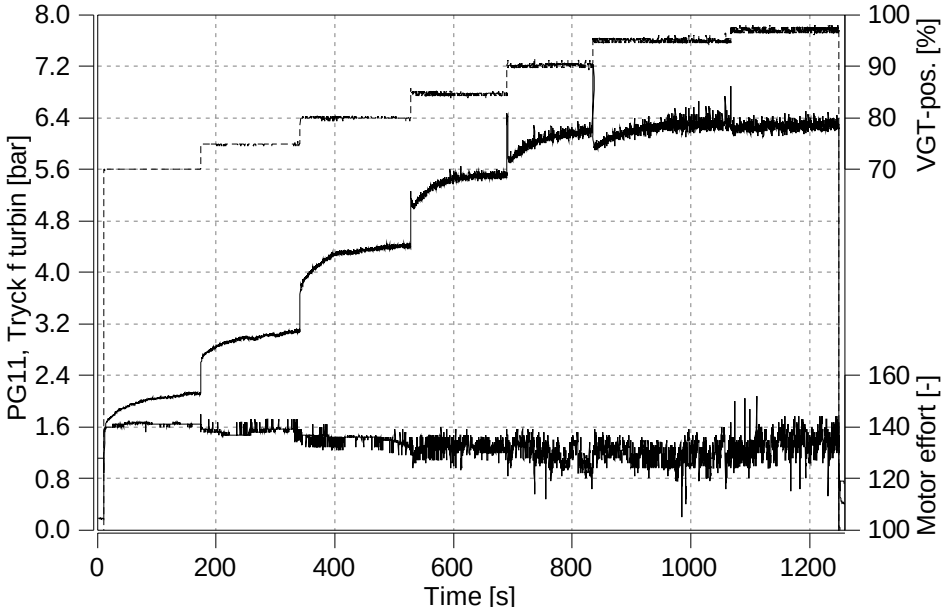
5.3 Fjäderbelastad självöppnande ventil

Här används samma bypassventil som har använts i de tidigare proven fast med skillnaden att den stängande fjädern i bypassventilen nu är utbytt mot en betydligt vekare fjäder som är avstämd att ge efter och låta ventilen öppnas av turbininloppstrycket vid ca 5,4 bar statiskt tryck. Denna konstruktion finns beskriven i kapitel 3.2.3.2. Önskemålet är att den ska agera som en säkerhetsventil och hålla turbininloppstrycket på en kontrollerad nivå.
För att undersöka funktionen hos denna lösning har VGT-svep utförts för 2400 rpm motorvarvtal, turbininloppstrycksregleringens hysteres har undersökts samt varvtalssvep körts för olika VGT-positioner.

5.3.1 Stängning av VGT

5.3.1.1 Motorvarvtal 2400 rpm

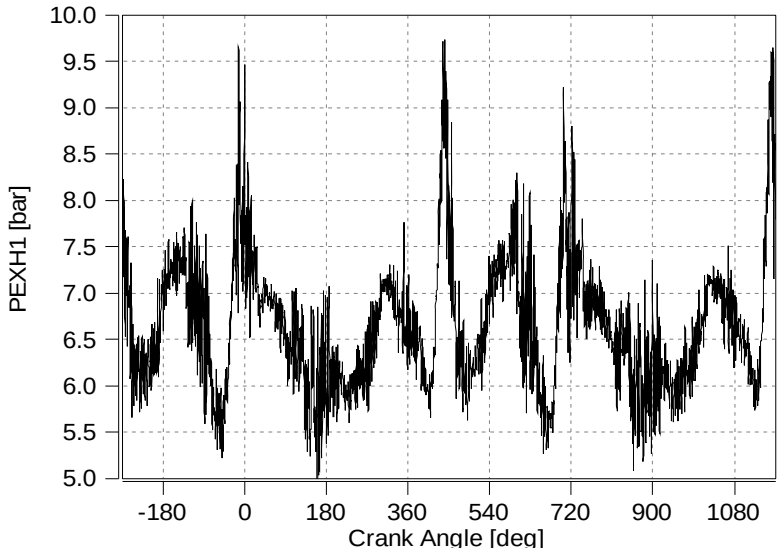
För att illustrera förloppet och dess inverkan på turbininloppstrycket visas i figur 51 en kontinuerlig mätning som illustrerar provförfarandet. I figuren ses hur VGT:n successivt stängs och turbininloppstrycket ökar. Dessutom finns belastningen på aktuatorn med i form av motor effort.



Figur 51. *Turbininloppstryckets uppbyggnad vid stängning av VGT:n*

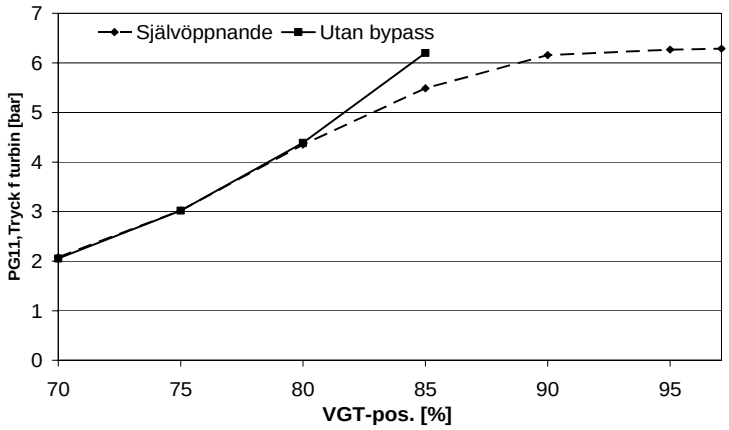
Enligt figur 51 fungerar bypassventilen nu som en tryckbegränsare. I detta utförande begränsas nu trycket i avgassamlaren till strax över 6 bar. När ventilen öppnar är lite svårt att avgöra, men enligt figur 51 blir själva linjen som visar turbininloppstrycket ”tjockare” vid ett turbininloppstryck på cirka 5 bar vilket borde tyda på att fjädern börjar öppna. Eftersom vi har pulser i turbininloppet där

ventilen sitter kommer således ventilen att öppna innan det avstämda trycket eftersom fjädern är avstämd till att hålla emot ca 5,4 bar i statiskt tryck. Pulserna i avgassamlaren har i detta fall en maximal nivå som överskrider 5,4 bar, men samtidigt innehar den en viss tröghet på grund av ventilens och fjäderns massa vilket borde innebära att det inte öppnas av enstaka tryckspikar som överskrider det avsedda öppningstrycket utan kräver att det statiska trycket är i närheten av öppningstrycket. Dessutom när ventilen börjar öppna lite så borde trycket sjunka snabbt lokalt runt ventiltallriken vilket leder till att ventilen stängs igen. Figur 52 visar trycket i turbininloppet vevvinkelupplöst. Observera att trycket här är absoluttryck.



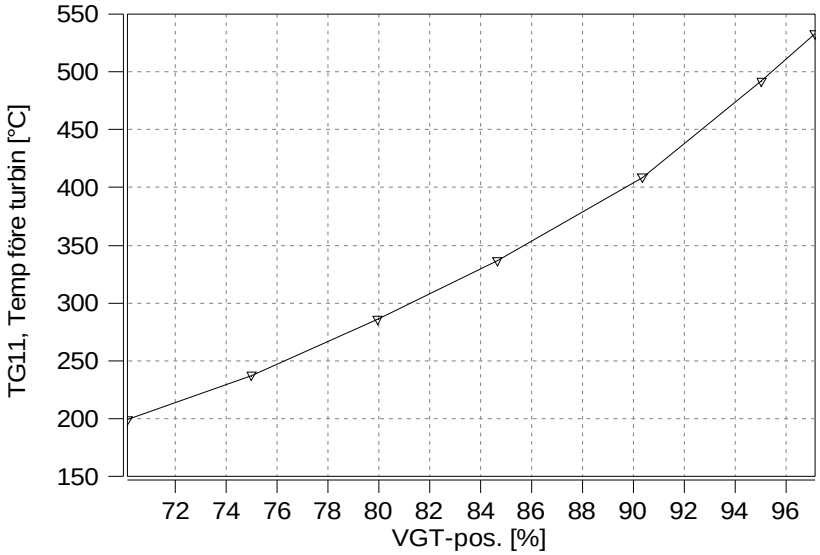
Figur 52. *Vevvinkelupplöst tryck som visar absoluttrycket före turbinen.*

I figur 52 är medeltrycket under mätningen 5,5 bar (relativtryck) vid en VGT-position på 85 %. I detta fall öppnas bypassventilen och leder avgaser förbi turbinen och enligt figur 53 börjar kurvorna skilja sig vid VGT-position 80 %



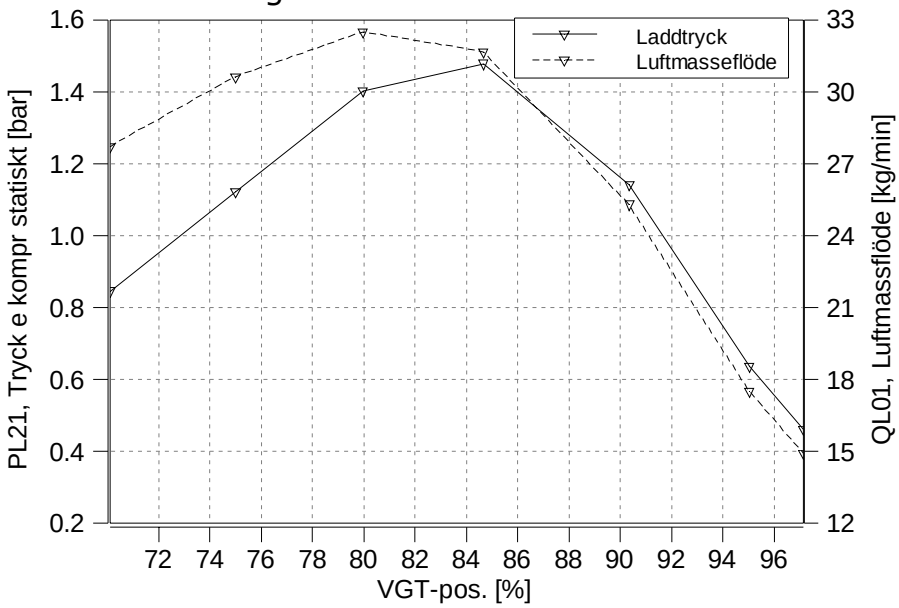
Figur 53. *Turbininloppstryck för fjäderbelastad självöppnande ventil och utan bypassventil*

Figur 53 visar att upp till en VGT-position på 80 % är trycken i turbininloppet identiska men efter det skiljer de sig. Men det faktum att det statiska trycket i turbininloppet understiger det önskade öppningstrycket behöver nödvändigtvis inte innebära att ventilen inte rör på sig (vibrerar eller svänger) eller öppnas lite. Dock visar det faktum att det statiska trycket är lika på att inget massflöde av vikt sker genom bypassventilen.



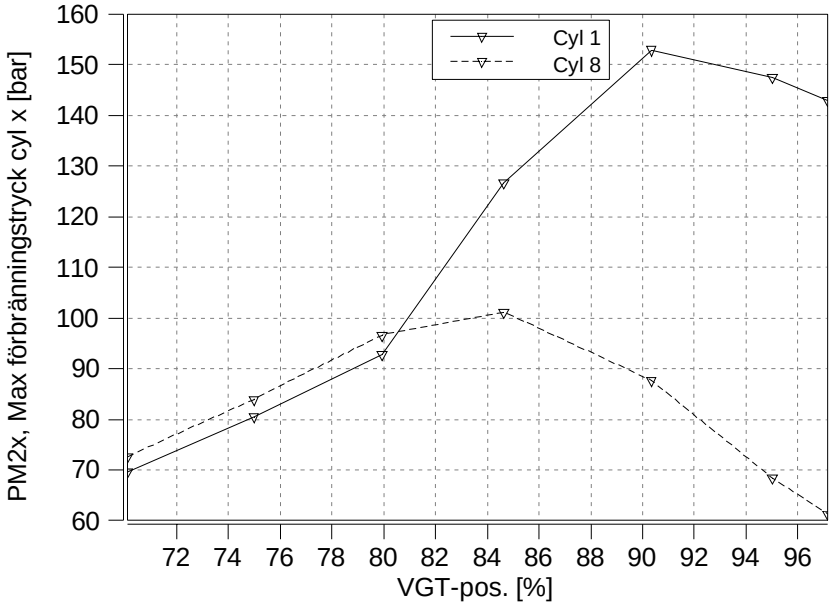
Figur 54. *Temperatur före turbin som funktion av VGT-position.*

Figur 54 visar avgastemperaturens ökning vid en mer stängd VGT-position och det faktum att vi erhåller en markant högre avgastemperatur vid de små massflöden (se figur 55) som uppträder vid helt stängd turbin.



Figur 55. *Laddtryck och luftmassflöde genom motorn som funktion av VGT-position.*

I detta fall får vi i likhet med tidigare maximalt turbovarvtal mellan 80 % till 85 & VGT-position vilket här gjorde att vi för 85 % VGT-position erhöll ett maximalt laddtryck på 1,5 bar. Men här kommer aldrig turbininloppstrycket att bli kritiskt högt som i fallet utan bypassventil enligt figur 53. Enligt figur 56 räddar denna typ av bypassventil motorn från de kritiskt höga cylindertryck som en stängning av VGT:n vid 2400 rpm orsakade tidigare utan bypassventil.

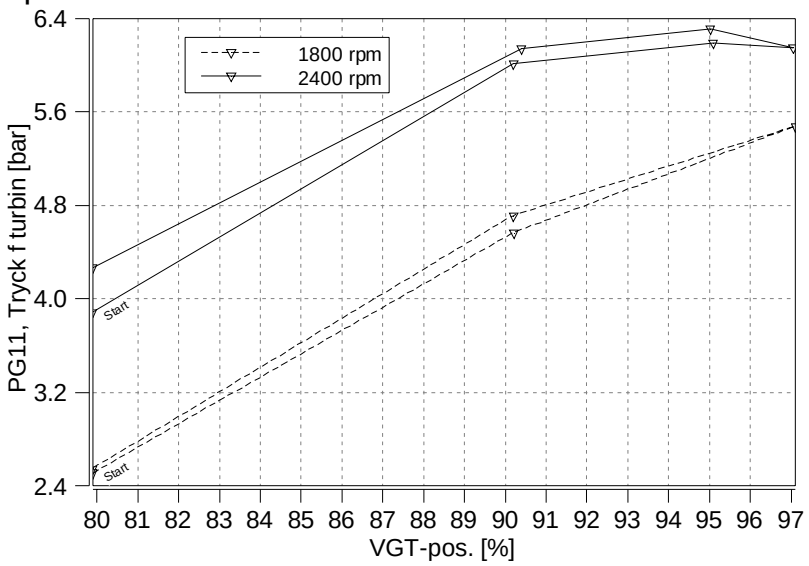


Figur 56. *Maximalt cylindertryck som funktion av VGT-position.*

I första fallet utan bypassventil erhölls cylindertryck på lite drygt 160 bar för cylinder 1 vid en VGT-position på 85 % medan i detta fall då bypassventilen reducerar turbininloppstrycket erhålls strax över 125 bar för VGT-position 85 % och vid 90 % som inte gick att köra utan bypassventil når vi lite drygt 150 bar för cylinder 1. I figur 56 ses även att cylindertrycket sjunker något vid de allra mest stängda VGT-positionerna på grund av det låga laddtrycket vid dessa VGT-positioner.

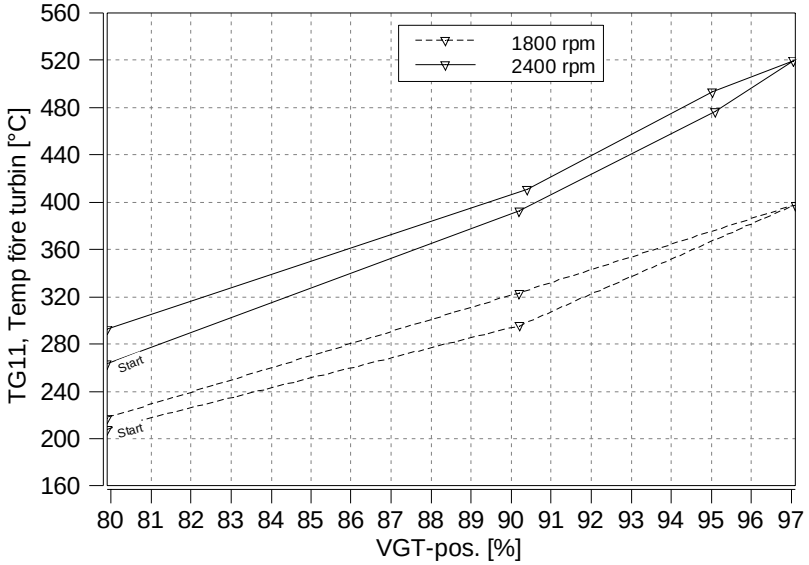
5.3.2 Hysteres hos den självöppnande ventilen

Figur 57 visar trycket i turbininloppet för stängning och öppning av VGT:n med bypassventilen i självöppnande utförande för 1800 rpm och 2400 rpm motorvarvtal.



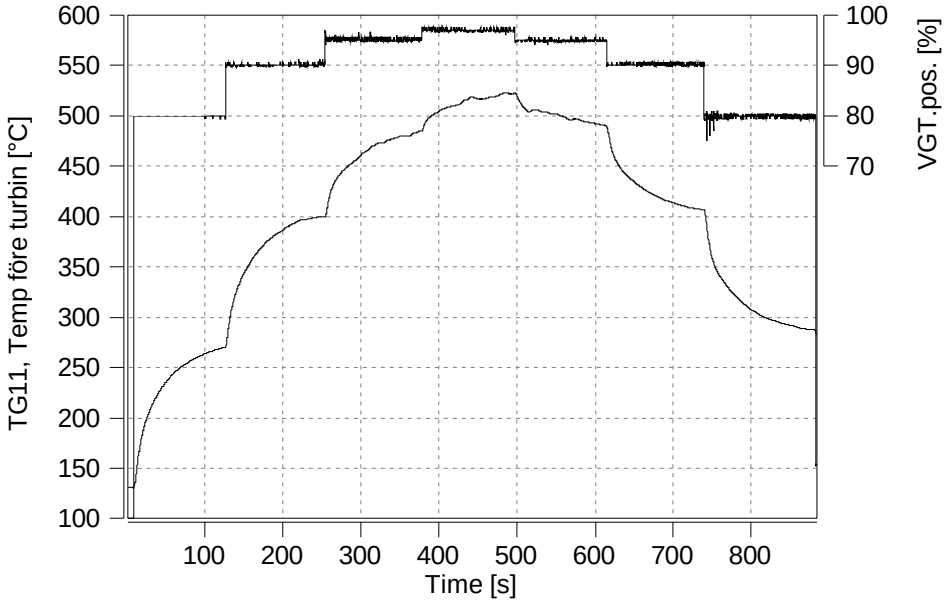
Figur 57. *Turbininloppstryck som funktion av VGT-position för 1800 rpm respektive 2400 rpm motorvarvtal.*

Först och främst så kan man konstatera ur figur 57 att ventilen stänger igen när turbininloppstrycket sjunker då den med all säkerhet inte har börjat öppna vid första punkten (<4 bar) och trycket dessutom är högre på vägen tillbaka när VGT:n öppnas igen. Anledningen till denna tryckskillnad, att trycket är nästan 0,4 bar högre (krav ≤0,5 bar) när VGT:n öppnas igen efter stängt läge beror på att avgastemperaturen höjs under stängning och enligt figur 58 är den högre under öppningsförloppet.



Figur 58. *Avgastemperaturen som funktion av VGT-position för de två motorvarvtalen.*

Eftersom temperaturen kräver längre tid för att stabilisera sig kommer temperaturen att vara något högre under öppningsförloppet eftersom man hela tiden rör sig från en högre temperatur till en lägre. Den kontinuerliga mätningen i figur 59 visar temperaturförloppet under körningen vid motorvarvtal 2400 rpm.



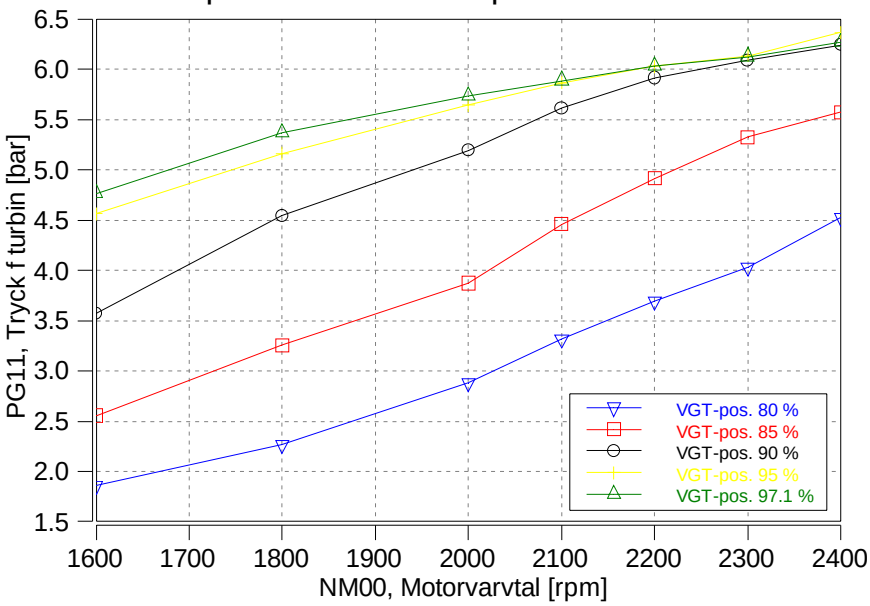
Figur 59. *Temperaturförloppet under körningen vid 2400 rpm motorvartal.*

Anledningen till att hysteresen är större här jämfört med det tidigare provet i kap 5.2.3 beror på det tidigare provet utfördes med helt öppen bypassventil vilket innebär att man där inte nådde samma turbininloppstryck som i det här fallet medför högre temperaturer.

Dock var meningen med provet att undersöka om det fanns några svårigheter att få bypassventilen att stänga igen efter att den öppnats men så var alltså inte fallet.

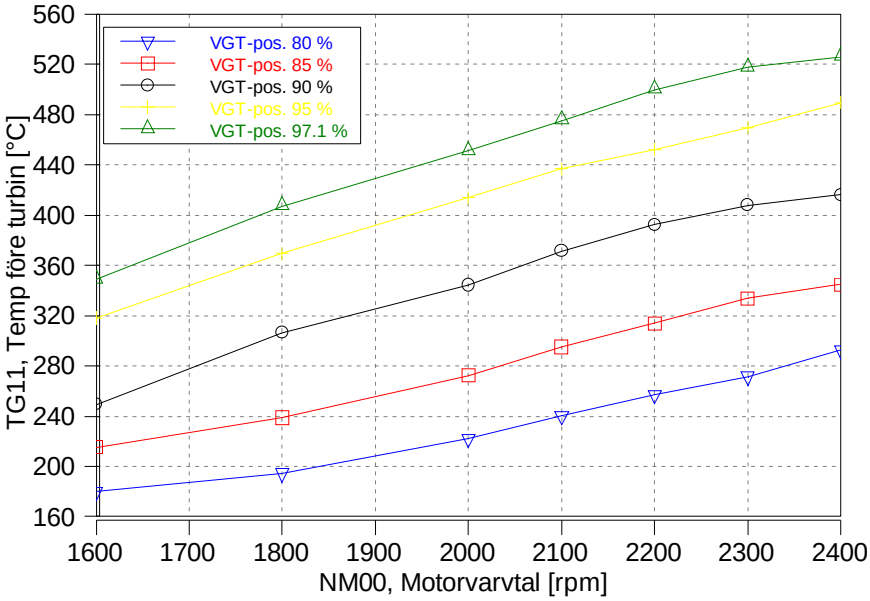
5.3.3 Bromsning 1600-2400rpm för olika VGT-pos.

Denna självöppnande bypassventil har visat sig fungera bra för att reducera trycket i turbininloppet och genom det rädda motorn från bland annat höga turbininloppstryck och för höga cylindertryck vid 2400 rpm. Vad som då är kvar att undersöka är dess beteende över hela varvtalsregistret. Detta gjordes genom ett varvtalssvep från 1600 rpm till 2400 rpm för olika VGT-positioner.



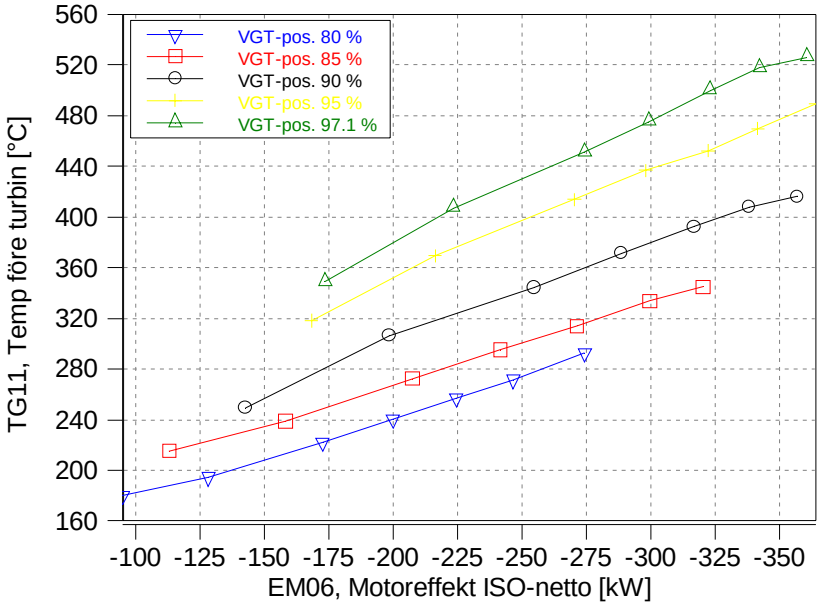
Figur 60. *Turbininloppstryck som funktion av motorvarvtal för olika VGT-positioner.*

Figur 60 visar att turbininloppstrycket för de mest stängda VGT-positionerna konvergerar mot ca 6,3 bar för höga motorvarvtal och för positionen 85 % stängd VGT kommer bypassventilen att öppna och begränsa trycket som annars skulle ha blivit ca 0,6 bar högre än fallet i figur 60 enligt resultaten i kapitel 5.2.



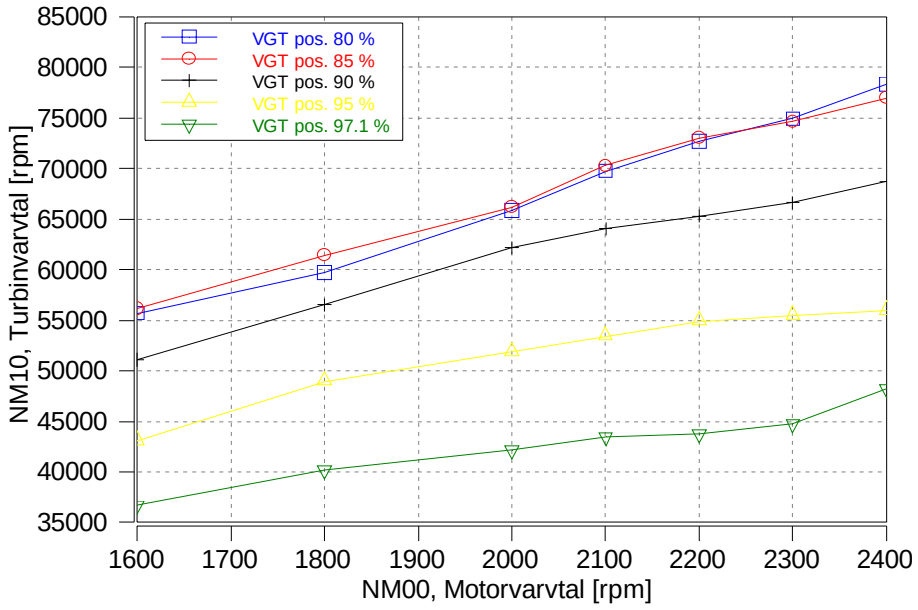
Figur 61. *Avgastemperatur som funktion av motorvarvtal för olika VGT-positioner.*

Avgastemperaturen är enligt tidigare konsekvent lägre vid VGT-bromsning (se figur 61) än vid vanlig avgasbromsning med spjäll på grund av de högre luftmassflödena genom motorn. Luftmasseflödet finns illustrerad i figur66.

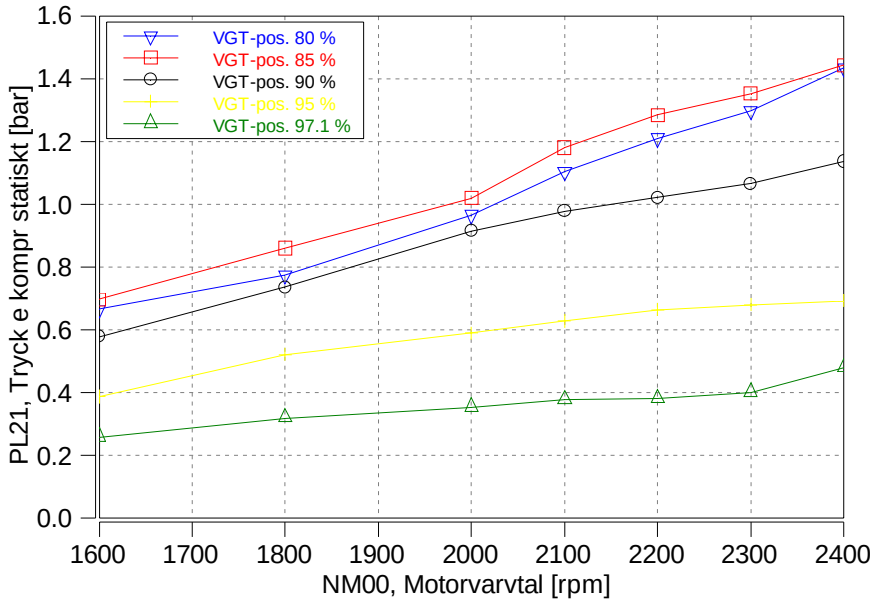


Figur 62. *Avgastemperatur som funktion av bromseffekt för olika VGT-positioner med ökande varvtal.*

Dessutom har vi för en viss bromseffekt möjlighet att påverka luftmassflödet genom att variera VGT-positionen. I figur 62 ses hur avgastemperaturen ökar för en given bromseffekt med en stängning av VGT:n. Detta faktum att det finns möjlighet att erhålla en lägre avgastemperatur för samma bromseffekt, för de 2 mest stängda VGT-positionerna dessutom vid samma varvtal, är intressant då det borde påverka den uppvärmning av spridarspetsarna som erhålles på grund fria ventillyft. Detta eftersom gasen som släpps in i cylindern baklänges har en lägre temperatur. Dock ökar luftens densitet med sjunkande temperatur vilket innebär att om gasen är kallare så ökar massan gas. Detta borde således påverka spridarspetstemperaturen i motsatt riktning på grund av det högre cylindertryck detta orsakar. I samband med detta måste det förhöjda cylindertryck (se figur 66) beaktas som erhålles för en mer öppen VGT-position på grund av de högre laddtryck detta medför enligt figur 64.



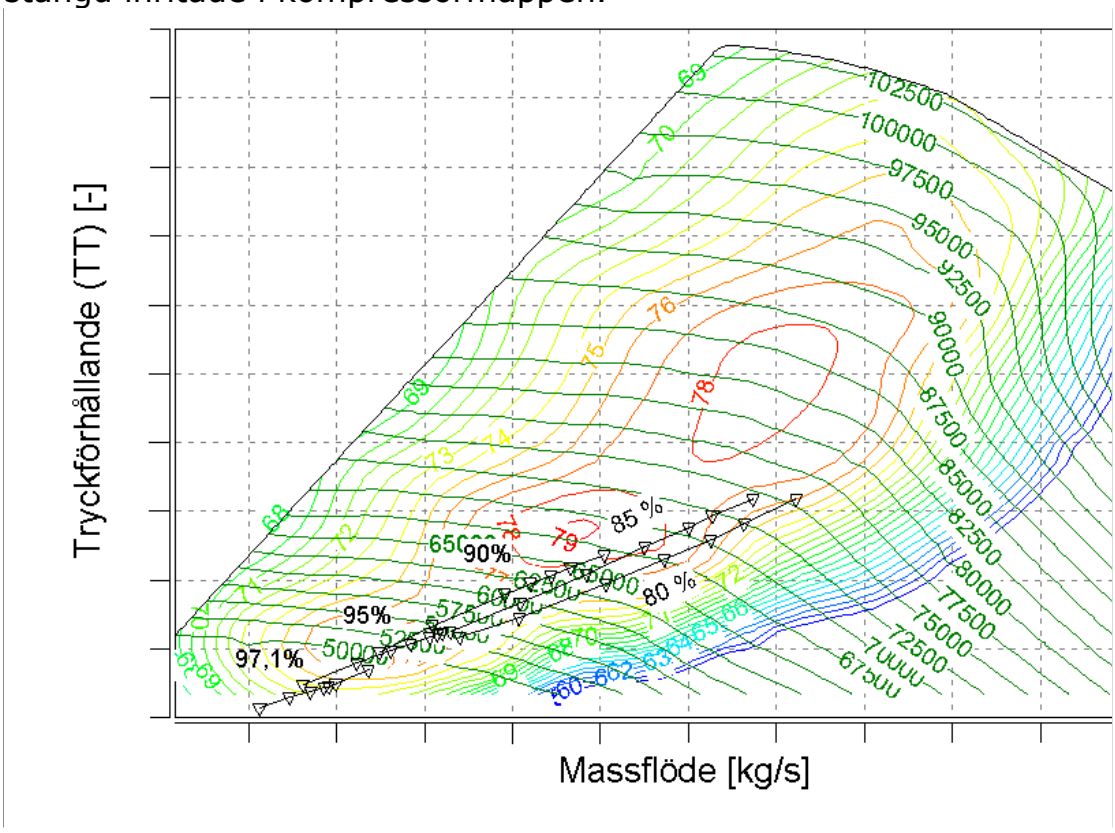
Figur 63. *Turbovarvtal som funktion av motorvarvtal för de olika VGT-positionerna.*



Figur 64. *Laddtryck som funktion av motorvarvtal för de olika VGT-positionerna.*

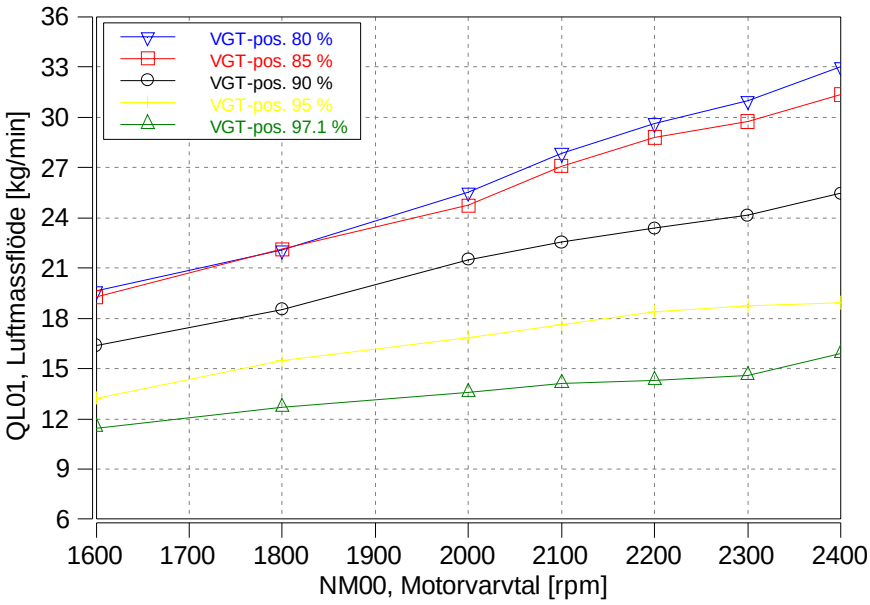
I figurerna 63 och 64 ses turbovarvtal och laddtryck i nämnd ordnig. I enlighet med tidigare resultat genererar VGT-position 80 % och 85 % högst turbovarvtal och laddtryck. I detta fall ligger laddtrycket för den mest stängda VGT-positionen över hela varvtalsregistret mellan 0,15 och 0,5 bar, detta innebär att vi inte råkar ut för de väldigt höga cylindertryck som tidigare var ett problem samtidigt som vi har ett visst laddtryck vilket innebär att luftmassflödet genom motorn är högre än vid vanlig avgasbromsning med spjäll.

I figur 65 ses varvtalssvepet för VGT-positionerna 80 % till helt stängd inritade i kompressormappen.



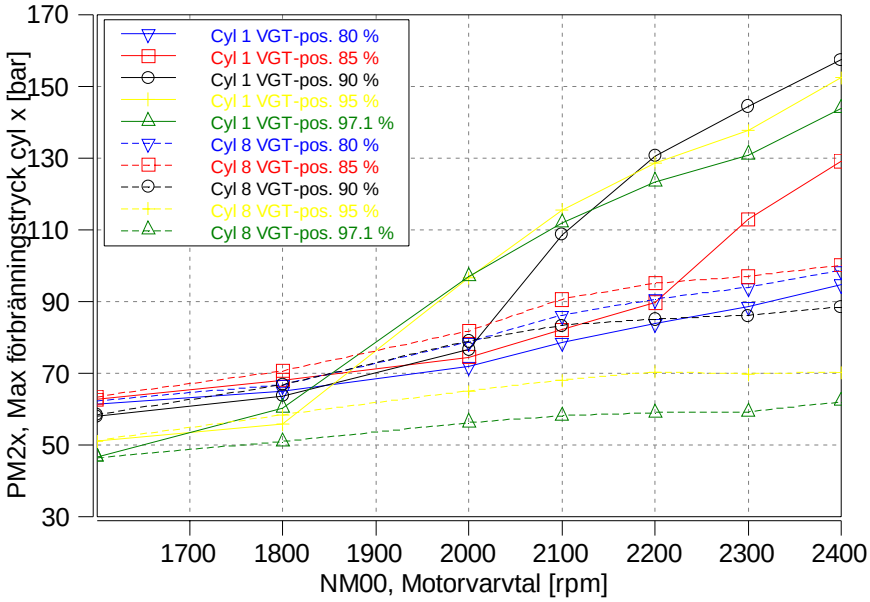
Figur 65. *Kompressormapp med varvtalssvep för samtliga körda VGT-positioner inritade.*

I kompressormappen (figur 65) är varvtalssvepen från 1600 rpm till 2400 rpm inritade för VGT-positionerna 97,1 %, 95 % och 90 % där den mest stängda positionen, 97,1 % är längst ned och övriga fortsätter uppåt och ger högre och högre laddtryck på grund av att vi rör oss genom kompressormappen mot allt högre verkningsgrad. Jämfört med vanlig avgasbromsning med spjäll så befinner vi här oss i punkter med betydligt högre kompressorverkningsgrad och därmed får vi ett betydligt högre laddtryck. På grund av detta laddtryck som erhålls över hela varvtalsregistret så har vi högre cylindertryck på alla cylindrar vid VGT-bromsning men utmärkande här för cylinder 1, den heldragna linjen i figur 67, är att vi får fria ventillyft som utmärker sig i figur 67 genom en ökning i cylindertryck. Den streckade linjen i figur 67 är cylindertrycket för cylinder 8 som inte är drabbad av fria ventillyft och kan därmed tjäna som en referens.

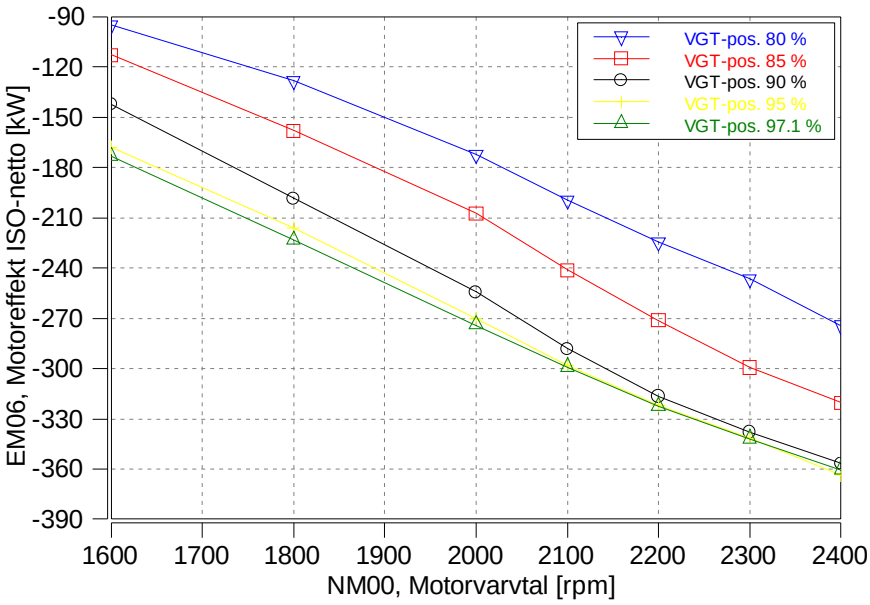


Figur 66. *Luftmassflöde genom motorn som funktion av motorvarvtal för olika VGT-positioner.*

I figur 66 ses att luftmassflödet genom motorn är som högst vid en VGT-position mellan 80 – 85 %. För en helt stängd VGT-position är luftmassflödet cirka det dubbla jämfört med avgasbromsning med spjäll. Cylindertrycken för dessa fall återfinns i figur 67.

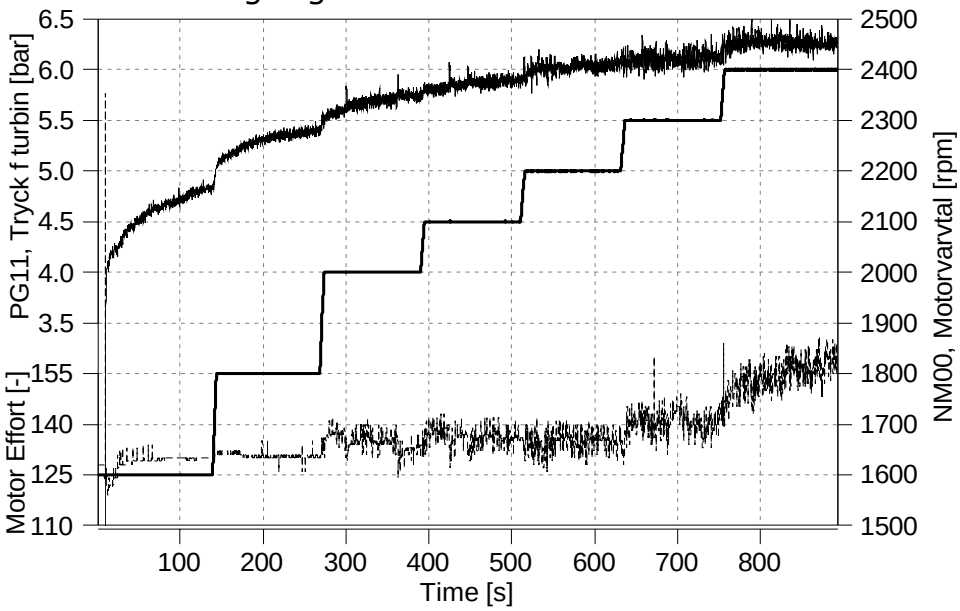


Figur 67. *Maximalt cylindertryck som funktion av motorvarvtal för olika VGT-positioner.*



Figur 68. *Utbromsad motoreffekt som funktion av motorvarvtal.*

På grund av att turbininloppstrycket ligger på nästan samma nivå för de tre mest stängda VGT-positionerna tack vare den självöppnande ventilen, kommer en liknande bromseffekt erhållas för de tre fallen enligt figur 68.



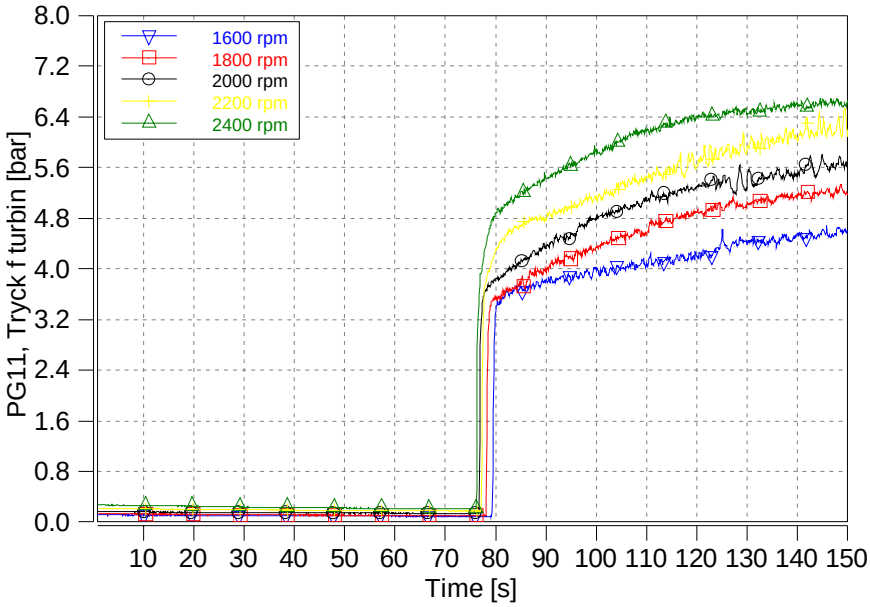
Figur 69. *Bromsförloppet för ett varvtalssvep mellan 1600 rpm till 2400 rpm för helt stängd VGT-position med ökande varvtal.*

I figur 69 illustreras bromsförloppet från motorvarvtal 1600 rpm till 2400 rpm. VGT-positionen är helt stängd vilket innebär att vi har ett lågt laddtryck och därmed ett lågt massflöde genom motorn. Enligt den kontinuerliga mätningen i figur 69 reduceras turbininloppstrycket från ca 1800 rpm och hålls på en för motorn acceptabel nivå. Det faktum att VGT-aktuatorns ”motor effort” är låg tolkas som att påfrestningarna på VGT-mekanismen är ringa.

5.4 Tillslag av VGT utan bypassventil

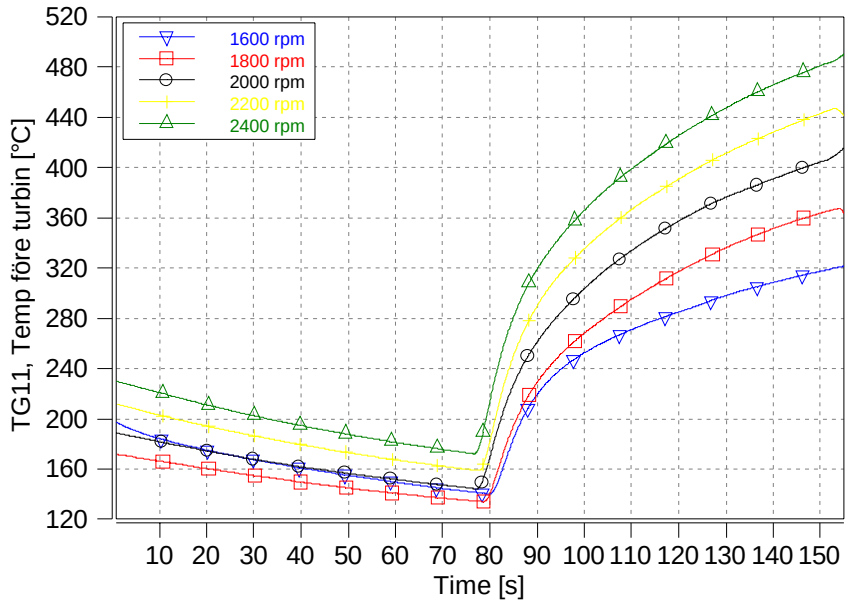
Vi har i de tidigare resultaten sett att en VGT-position mellan 80 % och 90 % kan generera en farlig driftspunkt för motorn medan turbinen fungerade mer som en strypning för mer stängda VGT-positionerna. På grund av detta verkar det mycket intressant att snabbt passera det kritiska området. Således i detta prov stängs VGT:n från helt öppet läge till helt stängt läge vid motorvarvtal mellan 1600 rpm och 2400 rpm. Detta prov utförs för att kartlägga tryckuppbyggnaden i turbininloppet samt undersöka turbons beteende gällande varvtal och laddtryck vid tillslag från helt öppen VGT-position. Ingen form av bypassventil används i detta fall vilket innebär att turbininloppstrycket skulle kunna bli väldigt högt, dock borde vi enligt tidigare resultat inte erhålla ett speciellt högt laddtryck vilket borde hålla det maximala cylindertrycket på en ”rimlig” nivå.

5.4.1 Tillslag VGT 1600-2400 rpm



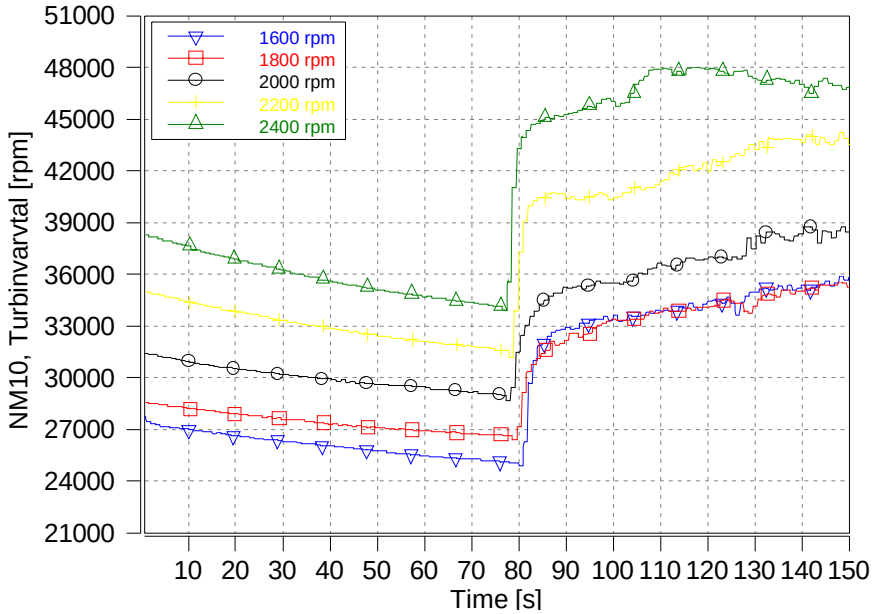
Figur 70. *Stängning av VGT:n till helt stängt läge vid motorvarvtal 1600 rpm till 2400 rpm.*

Vid detta förfarande, illustrerat i figur 70, får vi för alla fall en mycket snabb inledande tryckuppbyggnad på cirka 3,5 bar inom loppet av 0,5 sekunder, därefter skiljer sig fallen åt. För motorvarvtalet 2400 rpm når vi 5 bar inom 5 sekunder och når ett maximalt tryck på 6,6 bar efter ungefär en minut. Då har turbininloppstrycket stabiliserats och enligt figur 72 som visar turbovarvtalet har även det funnit jämvikt, vad som däremot påverkar scenariot är avgastemperaturen som ännu inte stabiliserats.



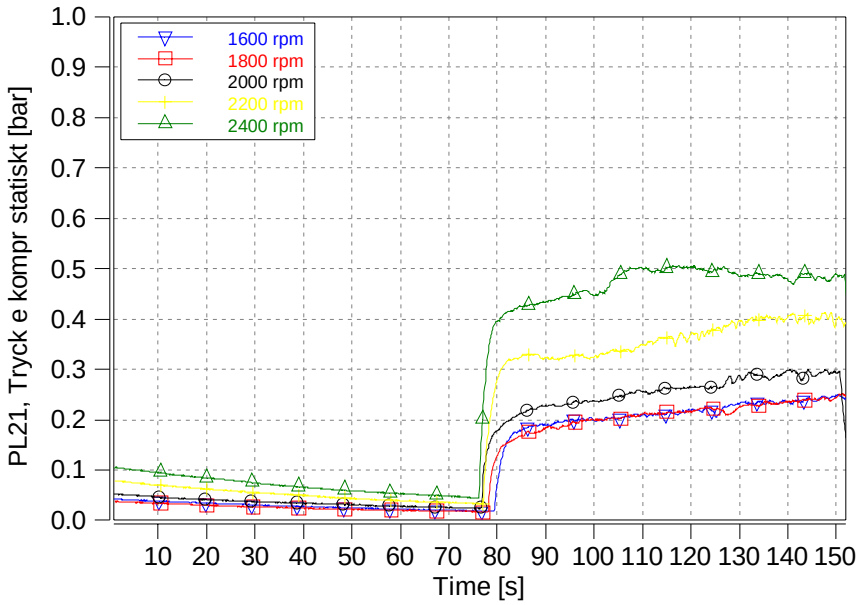
Figur 71. *Avgastemperatur för stängningsförloppet för de olika motorvarvtalen.*

Enligt tidigare resultat har avgastemperaturen påvisat en stor tröghet för att stabilisera sig och detta fall är inget undantag. Enligt figur 71 ökar avgastemperaturen i samtliga fall men för de två lägsta varvtalen börjar temperaturen närma sig fortfarighet.



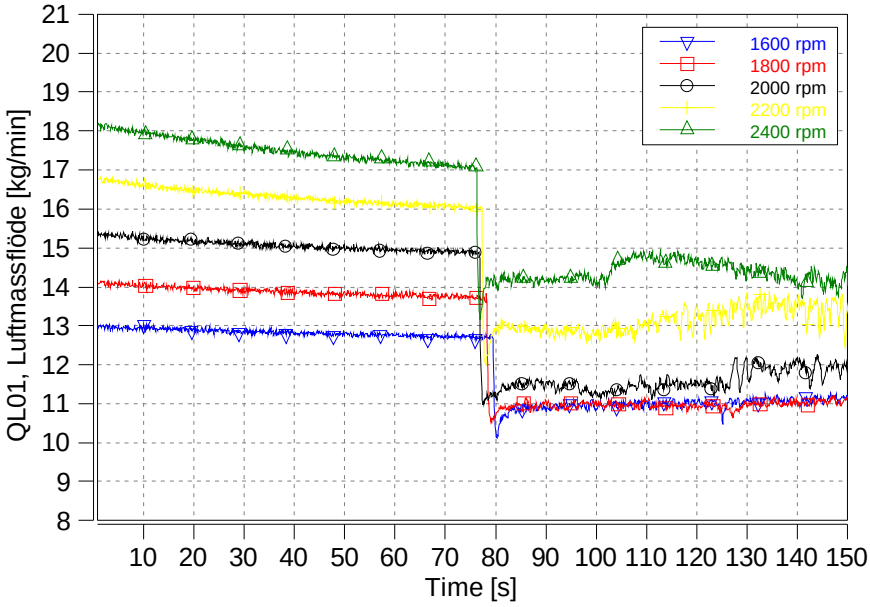
Figur 72. *Turbovarvtalet för stängningsförloppet av VGT:n vid olika motorvarvtal.*

Här i figur 72 ser turbovarvtalet ut att ha stabiliserats för 2400 rpm medan det fortfarande ökar något för de lägre varvtalen enligt den tidigare figuren för turbininloppstrycket uppbyggnad.



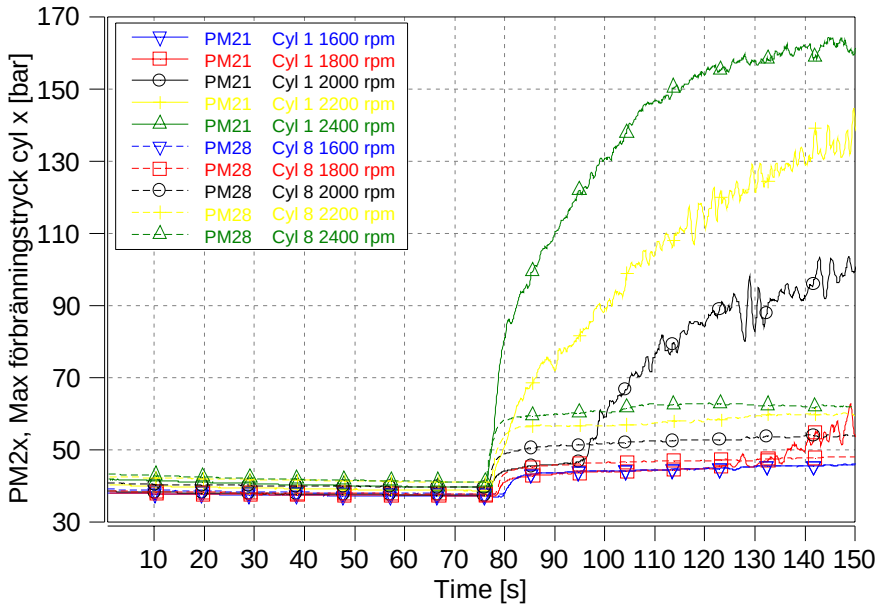
Figur 73. *Laddtryck för stängningsförloppet vid de olika varvtalen.*

I detta fall där VGT-positionen är helt stängd erhålls enligt figur 73 cirka 0,5 bars laddtryck för motorvarvtal 2400 rpm och därefter är laddtrycket avtagande med motorvarvtalet och har halverats vid 1600 rpm. Dock ökar laddtrycket fortfarande något när mätningen avslutas.



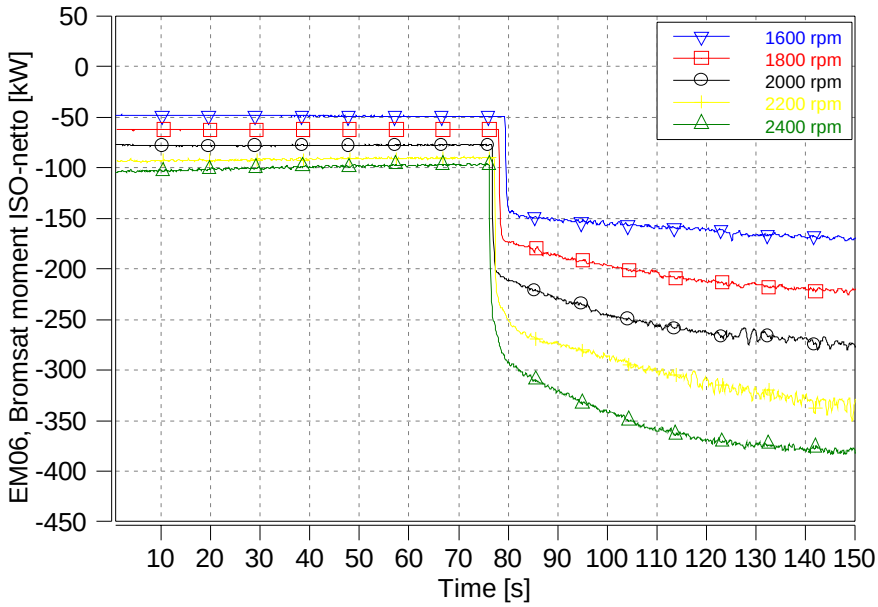
Figur 74. *Luftmassflöde genom motorn under stängningsförloppet av VGT:n vid motorvarvtal 1600 rpm till 2400 rpm.*

Luftmassflödet genom motorn följer varvtal och laddtryck och i figur 74 ses att massflödet vid en stängning av VGT:n stabiliseras på cirka 14 kg/min för motorvarvtal 2400 rpm. Värt att nämnas är att luftmasseflödet i samtliga fall är högre än vid avgasbromsning med spjäll, se kapitel 5.1. Dock ger detta laddtryck att vi även här får förhöjda cylindertyck i samband med fria ventillyft enligt figur 75.



Figur 75. *Cylindertryck för cylinder 1 och cylinder 8 under stängningsförloppet för de olika motorvarvtalen.*

I figur 75 visar den heldragna linjen trycket i cylinder 1 som är värst drabbad av höga cylindertryck på grund av fria ventillyft och den streckade linjen visar trycket i cylinder 8 som är skonad från fria ventillyft. Här ser vi att vi uppnår vid motorvarvtal 2400 rpm ett maximalt cylindertryck på cirka 160 bar hos cylinder 1 medan cylinder 8 för samma driftsfall ligger på lite drygt 60 bar.



Figur 76. *Utbromsad motoreffekt vid de olika varvtalen*

Vid stängning av VGT:n från helt öppet läge till helt stängt läge, illustrerat i figur 76, erhålls 300 kW bromseffekt inom 6 sekunder och kravet på bromseffekt vid 2400 rpm, 320 kW ISO-netto uppnås inom 14 sekunder.

6 Slutsats

Avgasbromsning med VGT medför en del nya utmaningar jämfört med att avgasbromsa med ett spjäll nedströms turbinen som utförs i dag. Den stora utmaningen är det faktum att turbon är en kritisk komponent som i hög grad påverkar hela gasväxlingssystemet. Detta visar sig i provet genom att man vid VGT-bromsning förutom ett högt avgasmottryck erhåller ett högt laddtryck för vissa driftspunkter, dessutom påverkar laddtrycket avgasmottrycket eftersom ett ökat laddtryck leder till ett ökat luftmassflöde genom motorn. Det ökade laddtrycket har dock inte visat sig påverka uppkomsten av fria ventillyft nämnvärt men har däremot lett till höga cylindertryck då fria ventillyft inträffar.
Med detta som bakgrund visar det sig vara mest fördelaktigt att stänga VGT:n till en position mycket nära helt stängd som inte resulterar i ett högt laddtryck. Problemet som kvarstår är hur turbininloppstrycket skall regleras.
Den bypassventil som användes i provet fungerar mycket väl och spåret med en mer intrikat reglering visar på en mycket god precision gällande turbininloppstryck. Men frågan är om denna komplicerade lösning är nödvändig? Ur en motortillverkares perspektiv är enkelhet att föredra framför en mer komplicerad (läs dyr) lösning. Därför är det mest intressanta spåret den självöppnande fjäderbelastade bypassventil som provats. Denna lösning fungerar som en begränsning för turbininloppstrycket och det är ju i realiteten det som efterfrågas. Dock kvarstår den produktionstekniska lösningen av en sådan ventil men det är endast konceptet med denna typ av bypassventil som skall utvärderas i detta arbete. Gällande påfrestningar på turbon vid detta förfarande bör nämnas att belastningen på VGT-aktuatorn är lägre men något mer fluktuerande vid VGT-bromsning än vid avgasbromsning med spjäll.

Det mest fördelaktiga tillvägagångssättet vid VGT-bromsning är således att stänga VGT:n helt eller till den position nära helt stängd där laddtrycket inte medför höga cylindertryck samtidigt som kravet på önskat turbininloppstryck uppfylls och låta bypassventilen reducera turbininloppstrycket till en viss maximal tillåten nivå. Fördelen med att inte stänga VGT:n till en helt stängd position är det ökade massflöde som detta medför och den sänkning av bland annat avgastemperatur detta ger.

Sammanfattningsvis står det klart att konceptet med VGT-bromsning i detta utförande uppfyller kraven gällande avgasbromsprestanda och kan vara ett mycket gott alternativ till dagens avgasbroms.

Bilaga 1 Kravspecifikation på bypassventil

SPECIFICATION OF REQUIREMENTS CONCERNING EXHAUST BACKPRESSURE CONTROLLING VALVE PROTOTYPE

1 INTRODUCTION

My name is Gustav Stenberg, and I am performing my Master of Science thesis work at Scania; group Gas exchange Performance (NMEG) in Södertälje. My work considers a predevelopment concept study of exhaust braking with VGT-turbo, or more specific; controlling the exhaust backpressures that arise during the exhaust braking with the VGT-turbo. This controlling is going to be actuated by an evacuating bypass valve. The new concept is going to be demonstrated in an engine test week 48. A prototype of this valve needs to be manufactured until week 46 (mid November). The purpose of this test is to evaluate the concept of VGT-turbo braking and different valve prototypes.

2 DESIGN

The way of attaining the exhaust backpressure with the VGT-turbo is to cover the inlet of the turbine with the sliding nozzle ring and thereby reduce the turbine inlet area. A problem with this procedure is that the accuracy in the regulation of the sliding nozzle ring in these closed positions is not quite meeting our demands. It has shown to be very hard to obtain the same backpressure during repeated runs.
The solution of this problem that I was requested to examine is to shut the VGT-turbo inlet until the target pressure is exceeded and then reduce the pressure in the exhaust manifold to the desired level by the bypass valve placed at the inlet of the turbine. The valve is going to let a certain amount of the mass flow to bypass the turbine and be led back in to the exhaust manifold downstream the turbine. This will guarantee that the exhaust backpressure is sufficient and not exceeded.
This will consequently demand that the valve offer a continuously variable action and a sufficient flow fully opened. The accuracy of the regulation is not yet known but is assumed to be a crucial factor. It is also important that the pressure drop is low and and no leakage occurs when the valve is closed. Both mechanical and a more intricate controlling of the valve are of interest.

3 REQUIREMENTS OF THE VALVE

- Maximum equivalent valve area: Ø 12.5 mm / 122.7 mm^2
- Maximum opening pressure 10 bar
- Maximum mass flow through bypass valve at 5 bar 6 kg / min
- Maximum operating temperature 760°C

4 CONTACT INFORMATION

Gustav Stenberg
gustav.stenberg@scania.com +46-8-553 890 04

Ylva Björklund – Supervisor
ylva.bjorklund@scania.com +46-8-553 515 03

Roger Olsson – Head of unit
roger.olsson@scania.com +46-8-553 838 27

Postal address: SE-151 87 Södertälje

Bilaga 2 Protokoll och körjournal

Protokoll och körjournal 17-778 XXX						
0						
Cert	Motor/cellbyte/Händelse					
Prot.	Cell	Motornr.	Datum	Kommentar	Info	Indi-filer lagrade på T:
000	F5	ID772	2007-12-14	Avgasbromsning tillslag 2400 rpm punkt 4	Skräp	Ja
001	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms öppen ventil 1000 rpm	Stäng VGT	Ja
002	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms öppen ventil 1800 rpm	Stäng VGT	Ja
003	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms öppen ventil 2400 rpm	Stäng VGT	Ja
004	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms stängd ventil 1000 rpm	Stäng VGT	Ja
005	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms stängd ventil 1800 rpm	Stäng VGT	Ja
006	F5	ID772	2007-12-14	VGT broms stängd ventil 2400 rpm 95 % 97.1% kördes aldrig pga av fria ventillyft	Stäng VGT	Ja
007	F5	ID772	2007-12-17	Hysteresprov 1800 rpm stängd ventil	Stäng / Öppna VGT	Ja
008	F5	ID772	2007-12-17	Hysteresprov 2400 rpm öppen ventil	Stäng / Öppna VGT	Ja
009	F5	ID772	2007-12-17	Hysteresprov 2400 rpm öppen ventil	Stäng / Öppna VGT	Ja
010	F5	ID772	2007-12-17	(Regulator) 1800 rpm	Stäng / Öppna VGT	Ja
011	F5	ID772	2007-12-18	Regulator 2400 varv börvärde 5bar	Stäng / Öppna VGT	Ja
012	F5	ID772	2007-12-18	Regulator 2400 varv börvärde 5.03 bar	Stäng / Öppna VGT	Ja
013	F5	ID772	2007-12-18	Regulator 2400 varv börvärde 5.03 bar	Stäng / Öppna VGT	Ja
014	F5	ID772	2007-12-18	Transienter 1800 rpm	Avgassamlare kanske trasig	Nej
015	F5	ID772	2007-12-18	Transienter 1800 rpm	Avgassamlare kanske trasig	Nej
016	F5	ID772	2007-12-18	Transienter 2400 rpm (avgassamlare upptäcktes trasig efter prov)	Avgassamlare kanske trasig	Nej
017	F5	ID772	2007-12-18	1000 rpm fjäderbelastad självöppande (ej lyckad)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Ja
018	F5	ID772	2007-12-18	1800 rpm fjäderbelastad självöppande (ej lyckad)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Ja
019	F5	ID772	2007-12-18	2400 rpm fjäderbelastad självöppande (ej lyckad)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Ja
020	F5	ID772	2007-12-18	2400 rpm fjäderbelastad självöppande (ej lyckad med PX01)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Ja
021	F5	ID772	2007-12-18	Fjäderbelastad självöppnande (ej lyckad)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Nej
022	F5	ID772	2007-12-18	Fjäderbelastad självöppnande (ej lyckad)	Skräp / Öppnar ej som den ska	Nej
023	F5	ID772	2007-12-19	GT-ventil 1800 rpm öppen	Skräp	Ja
024	F5	ID772	2007-12-19	GT-ventil 2400 rpm öppen	Skräp	Ja
025	F5	ID772	2007-12-19	1800 rpm fjäderbelastad självöppande (bra fjäder)	Stäng VGT	Ja

026	F5	ID772	2007-12-19	2400 rpm fjäderbelastad självöppande (bra fjäder)	Stäng VGT	Ja
027	F5	ID772	2007-12-19	test		Nej
028	F5	ID772	2007-12-20	1800 rpm hysteres självöppnande (bra fjäder)	Stäng / Öppna VGT	Ja
029	F5	ID772	2007-12-20	2400 rpm hysteres självöppnande (bra fjäder)	Stäng / Öppna VGT	Ja
030	F5	ID772	2007-12-20	1800 rpm fjäderbelastad självöppande (bra fjäder) REPRIS	Stäng / Öppna VGT	Ja
031	F5	ID772	2007-12-20	Släpningskurvor		Ja
032	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 80 % 1600 rpm - 2400 rpm	Vavtalssvep	Ja
033	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 85 % 1600 rpm - 2400 rpm (avgassamlare gick sönder, upptäcktes senare i 034. Provet återfinns i port. 038)	Skräp	Ja
034	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 90 % 1600 rpm - 2400 rpm 2 mätningar på 2000 rpm (trasig avgassamlare åtgärdas, stag byts)	Skräp	Ja
035	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 90 % 1600 rpm - 2400 rpm	Vavtalssvep	Ja
036	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 95 % 1600 rpm - 2400 rpm	Vavtalssvep	Ja
037	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 97.1 % 1600 rpm - 2400 rpm	Vavtalssvep	Ja
038	F5	ID772	2007-12-20	Fjäderbelastad självöppnande VGT 85 % 1600 rpm - 2400 rpm (omkörning)	Vavtalssvep	Ja
039	F5	ID772	2007-12-20	Avgasbromsning, tillslag i varje punkt. Dåligt avgasmottryck.	Skräp	Ja
040	F5	ID772	2007-12-20	VGT tillslag 1600 rpm & 1800 rpm gick avgassamlare sönder	Skräp	Ja
041	F5	ID772	2007-12-21	Avgasbromsning tillslag i varje punkt. Justerad avgasbroms.		Ja
042	F5	ID772	2007-12-21	Stängning av bypassventil 1800 rpm. Förfarande, ställ in varvtal och VGT, vänta 75s för att därefter stänga bypassventilen.	Stängningsfölopp av bypass olika VGT	Ja
043	F5	ID772	2007-12-21	Stängning av bypassventil 2400 rpm. Förfarande, ställ in varvtal och VGT, vänta 75s för att därefter stänga bypassventilen.	Stängningsfölopp av bypass olika VGT	Ja
044	F5	ID772	2007-12-21	VGT tillslag 1600 rpm - 2400 rpm	Helt öppen till helt stängd VGT för olika varvtal	Ja