



LUND UNIVERSITY

Regenerativ värmeväxling utan renblåsning

Jensen, Lars

2011

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Jensen, L. (2011). *Regenerativ värmeväxling utan renblåsning*. (TVIT; Vol. TVIT-7065). Avd Installationsteknik, LTH, Lunds universitet.

Total number of authors:

1

General rights

Unless other specific re-use rights are stated the following general rights apply:

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

Read more about Creative commons licenses: <https://creativecommons.org/licenses/>

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

LUND UNIVERSITY

PO Box 117
221 00 Lund
+46 46-222 00 00

Regenerativ värmeväxling och renblåsning

Lars Jensen

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet, 2011
Rapport TVIT--11/7065



Lunds Universitet

Lunds Universitet, med nio fakulteter samt ett antal forskningscentra och specialhögskolor, är Skandinaviens största enhet för forskning och högre utbildning. Huvuddelen av universitetet ligger i Lund, som har 100 400 invånare. En del forsknings- och utbildningsinstitutioner är dock belägna i Malmö, Helsingborg och Ljungbyhed. Lunds Universitet grundades 1666 och har idag totalt 6 000 anställda och 41 000 studerande som deltar i ett 90-tal utbildningsprogram och ca 1000 fristående kurser erbjudna av 88 institutioner.

Avdelningen för installationsteknik

Avdelningen för Installationsteknik tillhör institutionen för Bygg- och miljöteknologi på Lunds Tekniska Högskola, som utgör den tekniska fakulteten vid Lunds Universitet. Installationsteknik omfattar installationernas funktion vid påverkan av människor, verksamhet, byggnad och klimat. Forskningen har en systemanalytisk och metodutvecklande inriktning med syfte att utforma energieffektiva och funktionssäkra installationssystem och byggnader som ger bra inneklimat.

Nuvarande forskning innefattar bl a utveckling av metoder för utveckling av beräkningsmetoder för godtyckliga flödessystem, konvertering av direktelvärmda hus till alternativa värmesystem, vädring och ventilation i skolor, system för brandsäkerhet, alternativa sätt att förhindra rökspredning vid brand, installationernas belastning på yttre miljön, att betrakta byggnad och installationer som ett byggnadstekniskt system, analysera och beräkna inneklimatet i olika typer av byggnader, effekter av brukarnas beteende för energianvändning, reglering av golvvärmsystem, bestämning av luftflöden i byggnader med hjälp av spårgasmetod. Vi utvecklar även användbara projekteringsverktyg för energi och inomhusklimat, system för individuell energimätning i flerbostadshus samt olika analysverktyg för optimering av ventilationsanläggningar hos industrin.

Regenerativ värmeväxling och renblåsning

Lars Jensen

© Lars Jensen, 2011
ISRN LUTVDG/TVIT--11/7065--SE(29)

Avdelningen för installationsteknik
Institutionen för bygg- och miljöteknologi
Lunds tekniska högskola
Lunds universitet
Box 118
221 00 LUND

Innehållsförteckning

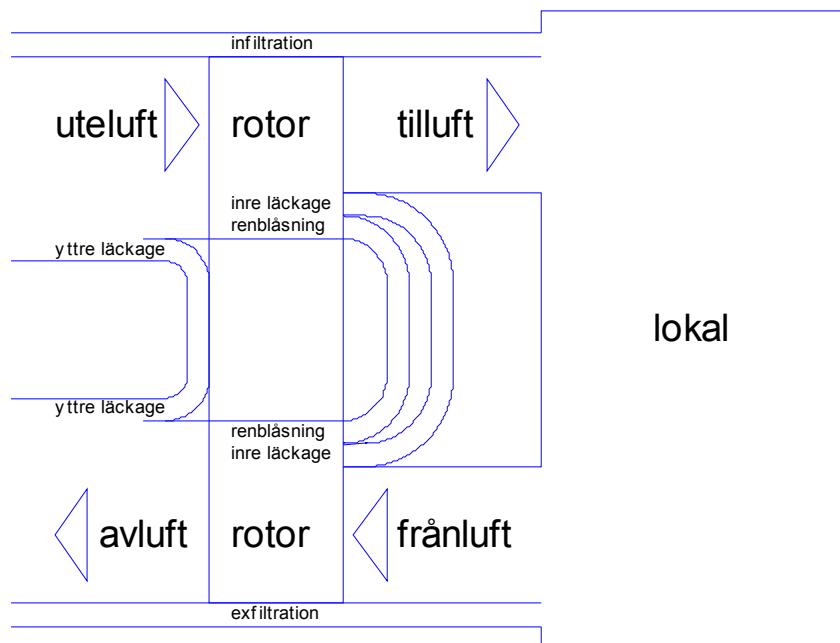
1 Inledning och problemställning	5
2 Flödes- och varvtalsberoende renblåsning	9
3 Flödesberoende läckage	19
4 Flödesberoende renblåsning enkelsektor	21
5 Flödesberoende renblåsning dubbelsektor	25
6 Avslutning och slutsatser	29

1 Inledning och problemställning

Syftet med denna arbetsrapport är att undersöka renblåsningens funktion för roterande ventilationsvärmeartervinnare som funktion av olika ingående komponenters nominella tryckfall och olika flöden på uteluft/tilluftssida och frånluft/avluftsida. Både fallet med enkelsektor och dubbelsektor kommer att undersökas. Hur renblåsning påverkas av varvtal och ventilationsflöde undersöks i avsnitt 2. Hur läckage mellan frånluft och tilluft påverkas av tilluftsflöde och frånluftsflöde tas upp i avsnitt 3. Hur renblåsningens funktion påverkas av tilluftsflöde och frånluftsflöde behandlas för enkelsektor i avsnitt 4 och för dubbelsektor i avsnitt 5.

Nackdelen med en roterande värmeväxlare är att det finns läckage mellan uteluft-avluft och tilluft-frånluft och ett renblåsningensflöde från uteluftsidan via två rotorpassager till avluften, vilket visas i Figur 1.1. Renblåsning kan också ske med en rotorpassage från uteluft till frånluft. Det finns också läckage mellan uteluft-tilluft och mellan frånluft-avluft, vilka inte redovisas i Figur 1.1. Läckaget och renblåsningen ökar luftflödena och därmed elbehovet.

Kostnadsvinsten med bättre ventilationsvärmeartervinning med rotorvärmväxlare än med plattvärmväxlare kan bli noll på grund av merkostnaden för det större elbehovet, vilket redovisas i arbetsrapport TVIT—08/7033.



Figur 1.1 Principskiss för olika luftflöden och några läckage.

Renblåsningsflödet q_r och rotorns överföringsflöde q_δ kan skrivas som följer:

$$q_r = A s v \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1.1)$$

$$q_\delta = A d n \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1.2)$$

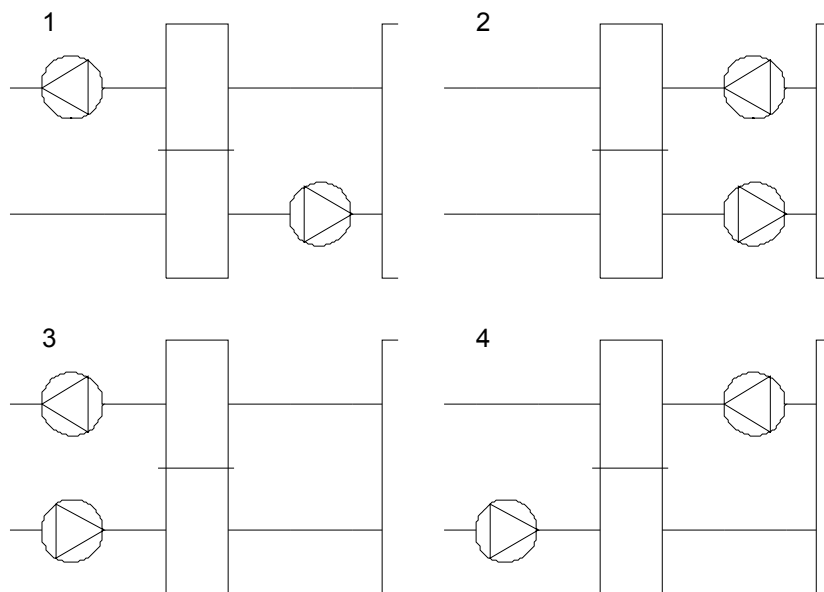
där

A	rotorns luftvärsnitt, m^2
d	rotordjup, m
s	sektorandel för renblåsning, -
v	genomblåsningshastighet, m/s
n	rotorvarvtal, /s

En enkel regel är att renblåsningsflödet skall vara lika stort eller större än rotorns överföringsflöde. Likhet mellan (1.1) och (1.2) bestämmer minsta sektorandel s enligt (1.3). Rotor djup 0.2 m, lufthastighet 2 m/s och varvtal 10/60 varv/s ger en sektorandel på 1/60 ger 6° .

$$s = n d / v \quad (-) \quad (1.3)$$

Fläktplaceringen kan ske på fyra olika sätt enligt Figur 1.2. Den bästa lösningen för att förhindra läckage från frånluft-avlufsidan till uteluft-tillufsidan är att placera tilluftsfläkt före rotorn som i fall 3 i Figur 1.2. Fläktar med höga utloppshastigheter passar inte för att placeras före en rotor utan i övergången till kanalsystemet med liknande lufthastighet. Kammarfläktar kan placeras före en rotor. Den vanligaste lösningen är fall 1 i Figur 1.2.



Figur 1.2 Möjliga fläktplaceringar kring en regenerativ värmewäxlare.

Den stora risken för återföring av partiklar är läckage kring rotorn vid olämpliga tryckförhållanden. Det som bestämmer tryckförhållandena är följande sex tryckfall, vilka anges med beteckningar och siffervärden enligt nedan:

uteluftssystem	Δp_{us}	50 Pa
tilluftsfilter	Δp_{uf}	120 Pa
tilluftsrotorsektor	Δp_{ur}	100 Pa
frånluftssystem	Δp_{fs}	200 Pa
frånluftsfilter	Δp_{ff}	80 Pa
frånluftsrotorsektor	Δp_{fr}	100 Pa

Tryckfallen för rotorsektorer och filter är normalt ganska lika eftersom flödena är ganska lika. Det som skapar skillnaden i tryck kring rotorn är frånluftssystemets tryckfall som är större än själva uteluftsintaget.

Kravet för att förhindra återföring är att de olika tryckfallen enligt ovan skall uppfylla följande olikheter, vilket också framgår av Figur 1.3:

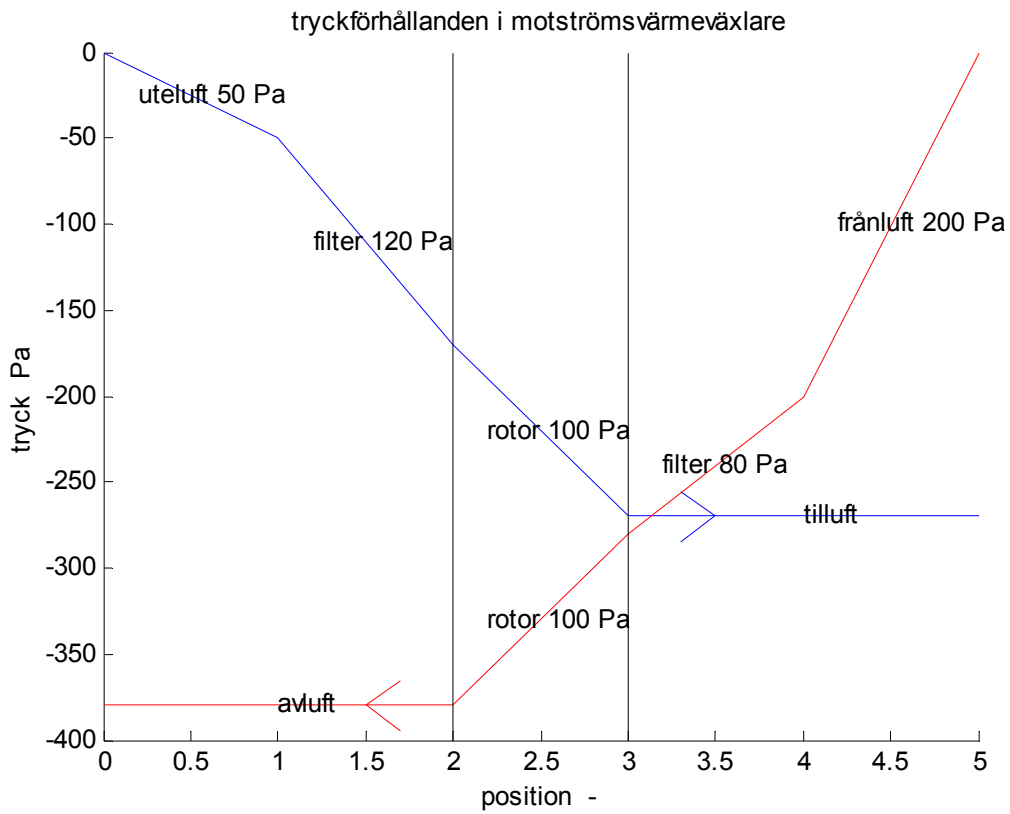
$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} + \Delta p_{fr} \quad \text{uteluft/avlufside} \quad (1.4)$$

$$\Delta p_{us} + \Delta p_{uf} + \Delta p_{ur} < \Delta p_{fs} + \Delta p_{ff} \quad \text{frånluft/tillufside} \quad (1.5)$$

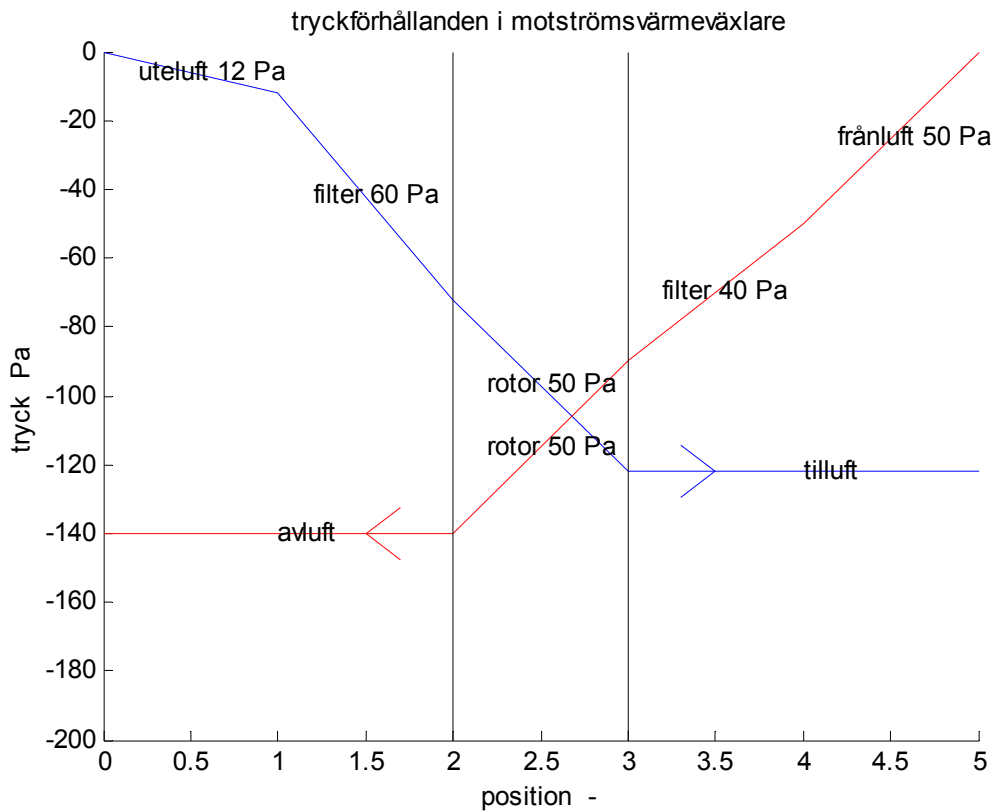
Det inses av Figur 1.3 att frånluft/tillufside med position 3 är den avgörande olikheten (1.5). Olikheten (1.4) uppfylls alltid om olikheten (1.5) uppfylls. De två kraven (1.4) och (1.5) kan siffermässigt för det aktuella fallet skrivas som $170 < 380$ Pa respektive $270 < 280$ Pa.

Kurvorna i Figur 1.3 gäller givetvis endast för ett flödesfall och vid en halvering av flödena kan bilden bli en helt annan. Tryckfallen för uteluftsintag och frånluftssystem blir bara en fjärdedel medan de halveras för filter och rotor under förutsättning att tryckfallen är kvadratiska respektive linjära i flödet. Fallet med vid en halvering av flödena redovisas i Figur 1.4 och återföring inträffar. Olikheten för uteluft/avlufside (1.4) $72 < 140$ Pa uppfylls medan olikheten för frånluft/tillufside (1.5) $122 < 90$ Pa inte gör det.

Det önskade läckageflödet för roterande värmeväxlare anses av tillverkare vara omkring 0.02-0.05 av ventilationsflödet. Renblåsningensflödet antas förenklat vara 0.05 av ventilationsflödet. Om rotorn arbetar med en större tryckskillnad mellan tilluft och frånluft för att undvika återluft i form av läckage från frånluft till tilluft, är genomströmningshastigheten i renblåsningsspektorn större än i rotorn för övrigt. Detta innebär att renblåsningensflödet kan vara betydligt större än det nominella beräknat efter renblåsningsspektorns storlek. Renblåsningensflödet och renblåsningsspektorn är anpassat för rotorns högsta varvtalet. Egentligen borde renblåsningensflödet eller renblåsningsspektorn ändras med varvtalet. En stillastående rotor behöver inget renblåsningensflöde och ingen renblåsningsspektorn.



Figur 1.3 Tryckförhållanden och tryckfall vid normal drift.



Figur 1.4 Tryckförhållanden och tryckfall vid halverat flöde.

2 Flödes- och varvtalsberoende renblåsning

I detta avsnitt undersöks fallet med lika flöden för tilluft och frånluft, vilka båda är normaliserade till ett. Undertrycket för uteluft före rotor, tilluft efter rotor, frånluft före rotorn och avluft efter rotorn kan beräknas för det normaliserade och nominella flödet q enligt nedan med ingående tryckfall för uteluftssystem Δp_{ku} , för frånluftssystem Δp_{kf} , för filter Δp_f samt för rotor Δp_r . Flödesexponenten är k för Δp_{ku} och Δp_{kf} , f för filter Δp_f samt r för rotor Δp_r .

$$p_u = \Delta p_{ku} q^k + \Delta p_f q^f \quad (\text{Pa}) \quad (2.1)$$

$$p_t = \Delta p_{ku} q^k + \Delta p_f q^f + \Delta p_r q^r \quad (\text{Pa}) \quad (2.2)$$

$$p_f = \Delta p_{kf} q^k + \Delta p_f q^f \quad (\text{Pa}) \quad (2.3)$$

$$p_a = \Delta p_{kf} q^k + \Delta p_f q^f + \Delta p_r q^r \quad (\text{Pa}) \quad (2.4)$$

De två drivande undertryckskillnaderna för enkel- och dubbelsektor kan skrivas som följer:

$$p_f - p_u = (\Delta p_{kf} - \Delta p_{ku}) q^k \quad (\text{Pa}) \quad (2.5)$$

$$p_a - p_u = (\Delta p_{kf} - \Delta p_{ku}) q^k + \Delta p_r q^r \quad (\text{Pa}) \quad (2.6)$$

Renblåsningshastigheten relativt hastigheten kopplad till det normaliserade flödet kan skattas med (2.5-6) tryckfall för en och två rotorpassager.

$$\Delta p_r v_{es}^r = (\Delta p_{kf} - \Delta p_{ku}) v_q^k \quad (-) \quad (2.7)$$

$$2 \Delta p_r v_{ds}^r = (\Delta p_{kf} - \Delta p_{ku}) v_q^k + \Delta p_r v_q^r \quad (-) \quad (2.8)$$

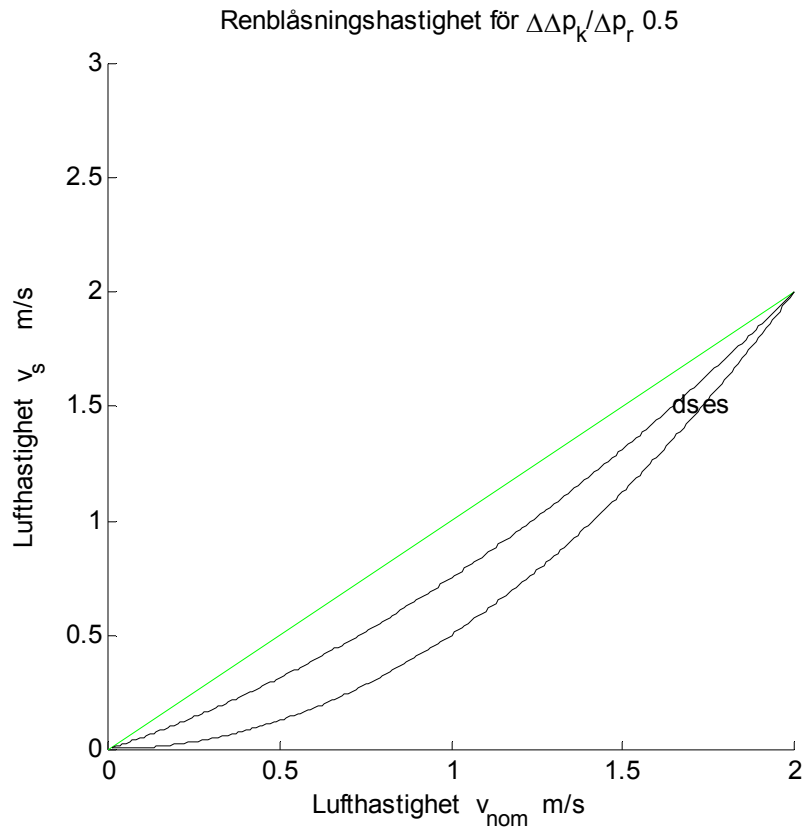
De två uttrycken (2.7-8) kan skrivas om genom att införa kvantiteten $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ som:

$$\Delta \Delta p_k \Delta p_r = (\Delta p_{kf} - \Delta p_{ku}) / \Delta p_r \quad (-) \quad (2.9)$$

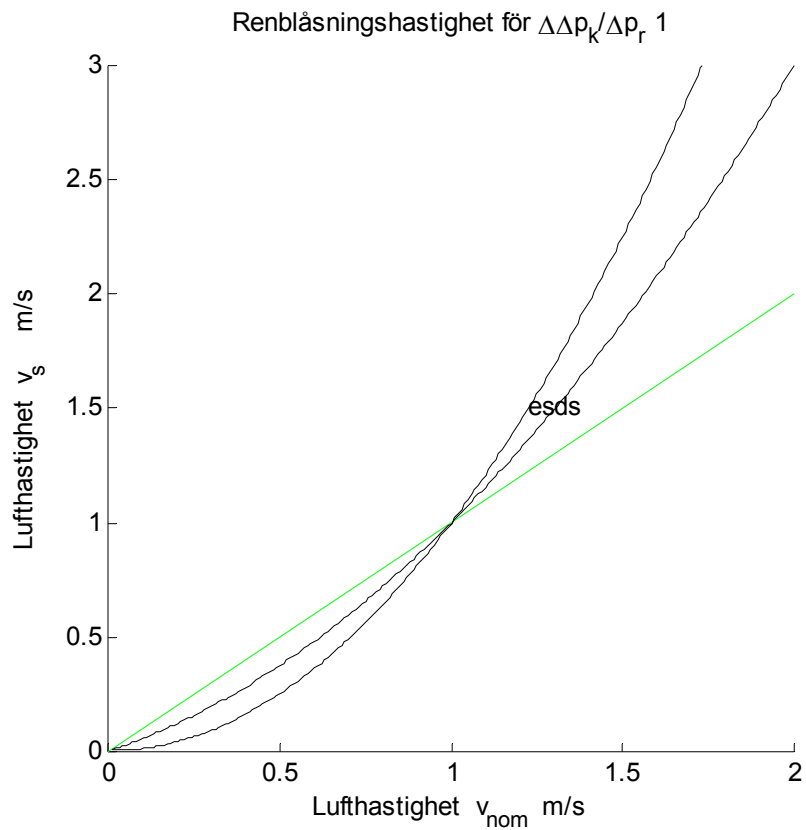
$$v_{es}^r = \Delta \Delta p_k \Delta p_r v_q^k \quad (-) \quad (2.10)$$

$$v_{ds}^r = (\Delta \Delta p_k \Delta p_r v_q^k + v_q^r) / 2 \quad (-) \quad (2.11)$$

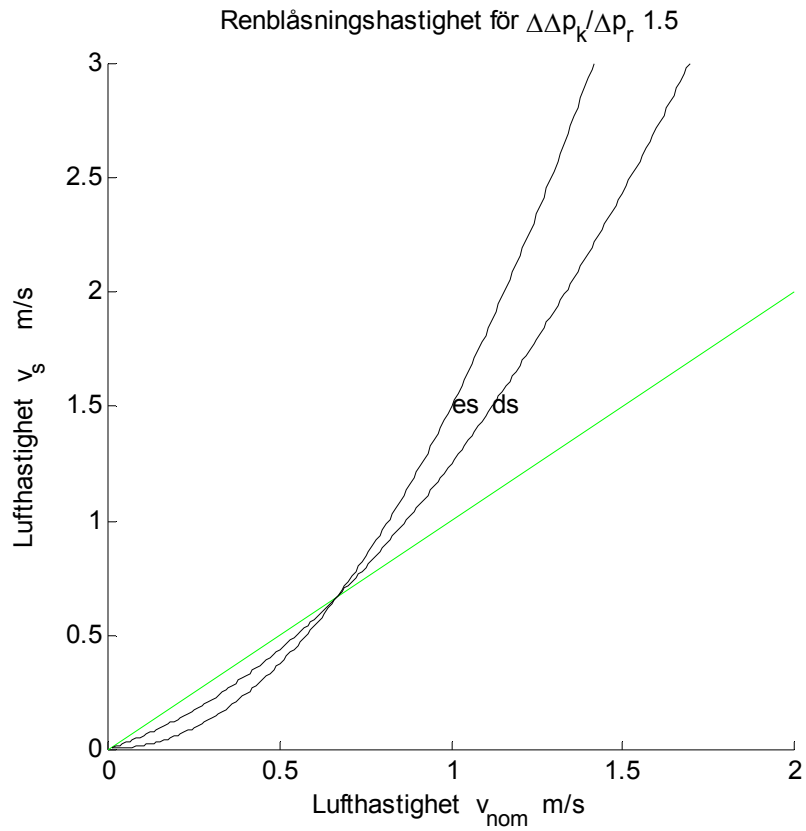
Hur renblåsningshastigheten varierar som funktion av systemhastigheten v_{nom} redovisas för tre olika värden på kvantiteten $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 och 1.5 i Figur 2.1-3 för både enkelsektor och dubbelsektor. Högsta systemhastighet är satt till 2 m/s. Kurvorna visar att renblåsningshastigheten är lägre än systemhastigheten för $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5 i Figur 2.1, men betydligt högre för $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 1.0 och 1.5 i Figur 2.2 respektive 2.3. Hur renblåsningshastigheten påverkas av tryckfallskvoten $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ redovisas för enkelsektor i Figur 2.4 och för dubbelsektor i Figur 2.5. Kurvorna i Figur 2.4 och 2.5 visar att tryckfallskvoten $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ har stor betydelse.



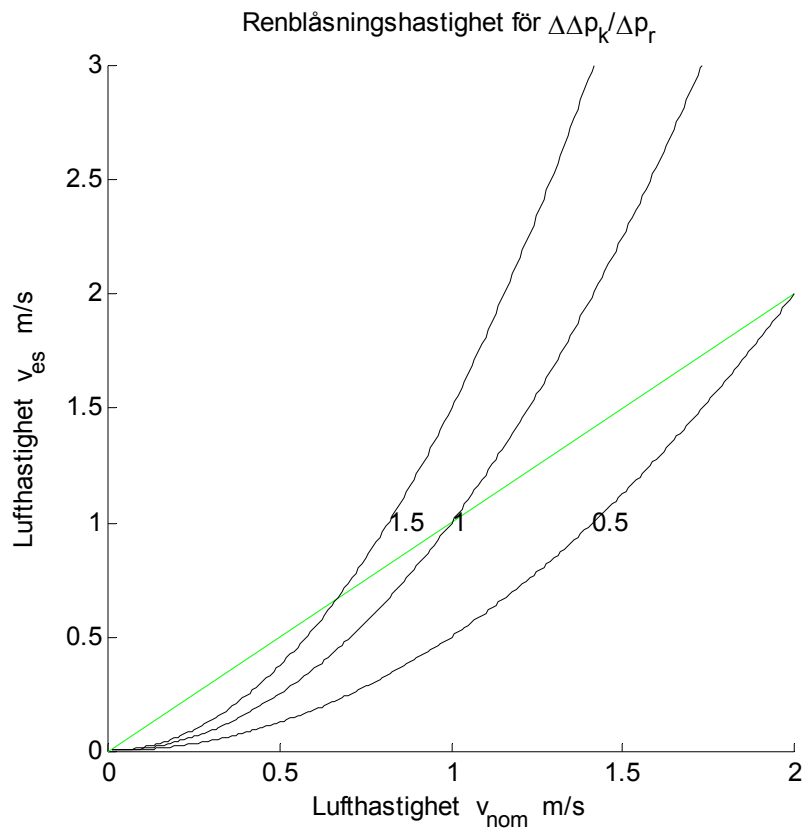
Figur 2.1 Renblåsningshastighet för enkel- och dubbelsektor som funktion av v_{nom} .



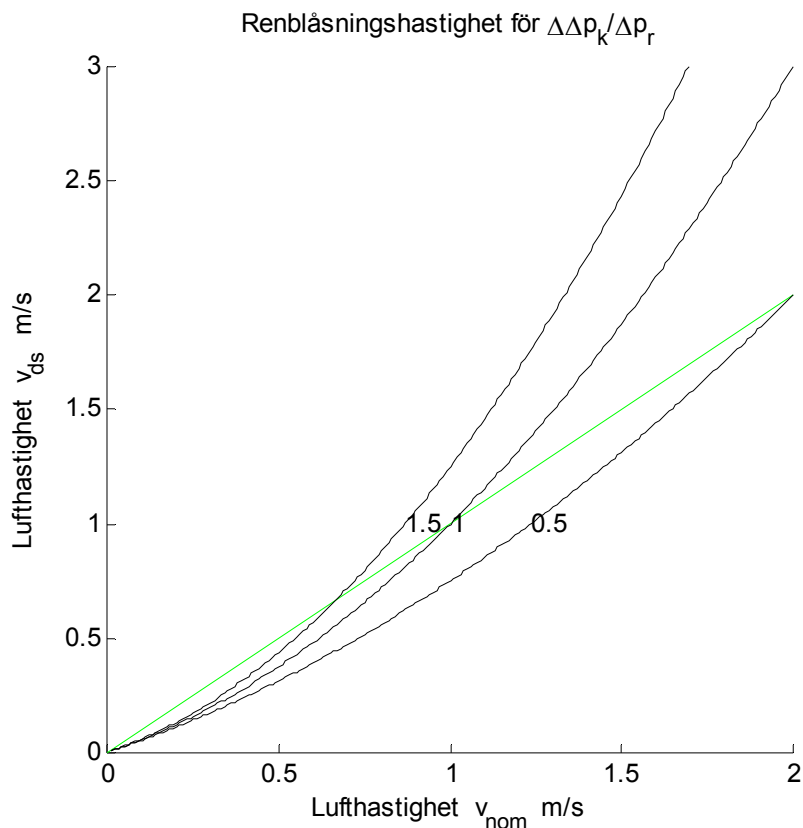
Figur 2.2 Renblåsningshastighet för enkel- och dubbelsektor som funktion av v_{nom} .



Figur 2.3 Renblåsningshastighet för enkel- och dubbelsektor som funktion av v_{nom} .



Figur 2.4 Renblåsningshastighet för enkelsektor som funktion av v_{nom} .



Figur 2.5 Renblåsningshastighet för dubbelsektor som funktion av v_{nom} .

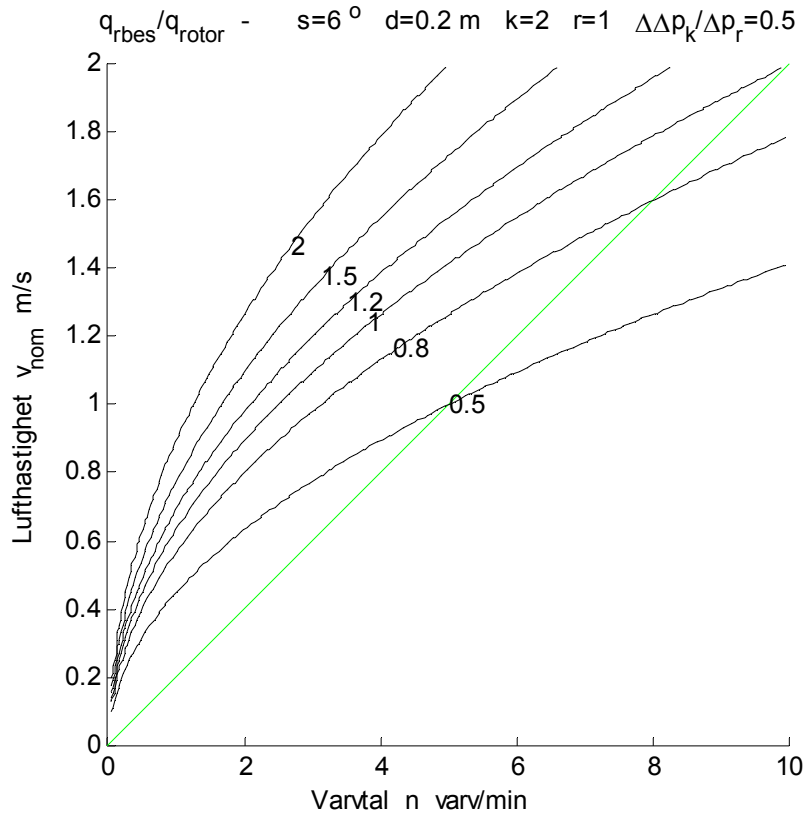
Renblåsningens flöde varierar med och beror på ventilationsflödet, vilket visas i Figur 2.1-5 för olika tryckfallskvoter och för både enkel- och dubbelsektor. Ett krav på renblåsningens flöde är att det skall vara större än rotorns överföringsflöde. Rotorns överföringsflöde är direkt beroende på varvtalet.

Kvoten mellan renblåsningens flöde och rotorns överföringsflöde är ett enkelt sätt att visa renblåsningens funktion. Kvoten är lika med ett för gränsfallet och benämns som relativt renblåsningens flöde. Detta görs med isodiagram med varvtalet som x-axel och ventilationens lufthastighet som y-axel för ett tolv fall i Figur 2.6-17, vilka är alla kombinationer mellan enkel- och dubbelsektor, sektorvinkel 6° och 9° samt tryckfallskvot 0.5, 1 och 1.5 enligt Tabell 2.1. Enkelsektor visas överst och dubbelsektor nederst på samma sida. Ventilationens högsta lufthastighet är 2 m/s. Sektorvinkeln är 6° och har beräknats med (1.3) med följande data rotor djup 0.2 m, lufthastighet 2 m/s och varvtalet 10/60 varv/s. Sektorvinkeln 9° ger viss marginal.

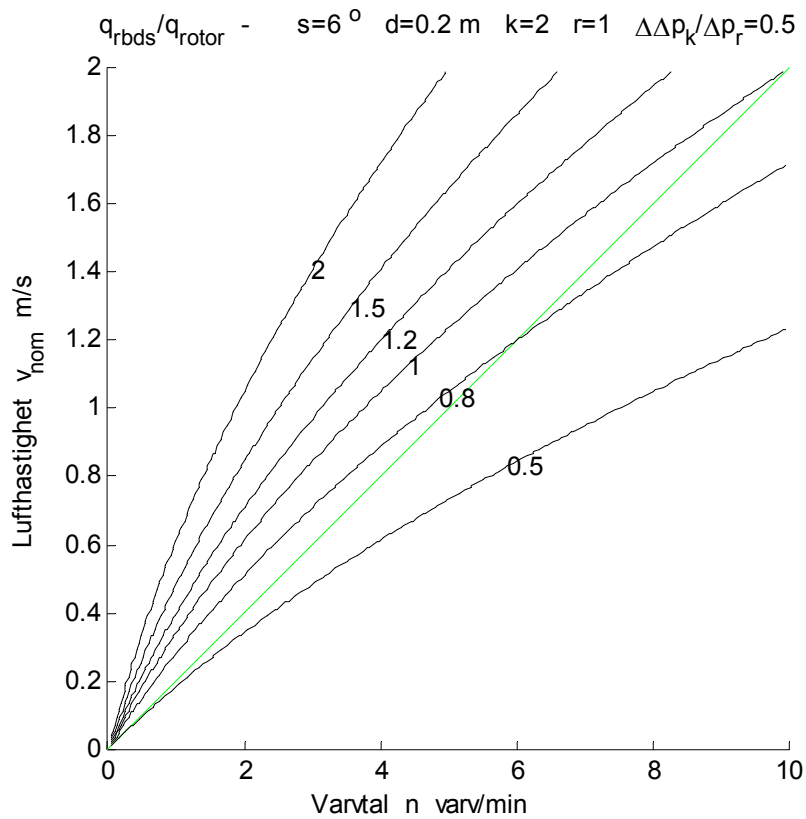
Tabell 2.1 Figurfall för kvoten mellan renblåsningens flöde och rotorns överföringsflöde

$\Delta\Delta p_k / \Delta p_r$	6° enkelsektor	6° dubbelsektor	9° enkelsektor	9° dubbelsektor
0.5	2.6	2.7	2.8	2.9
1.0	2.10	2.11	2.12	2.13
1.5	2.14	2.15	2.16	2.17

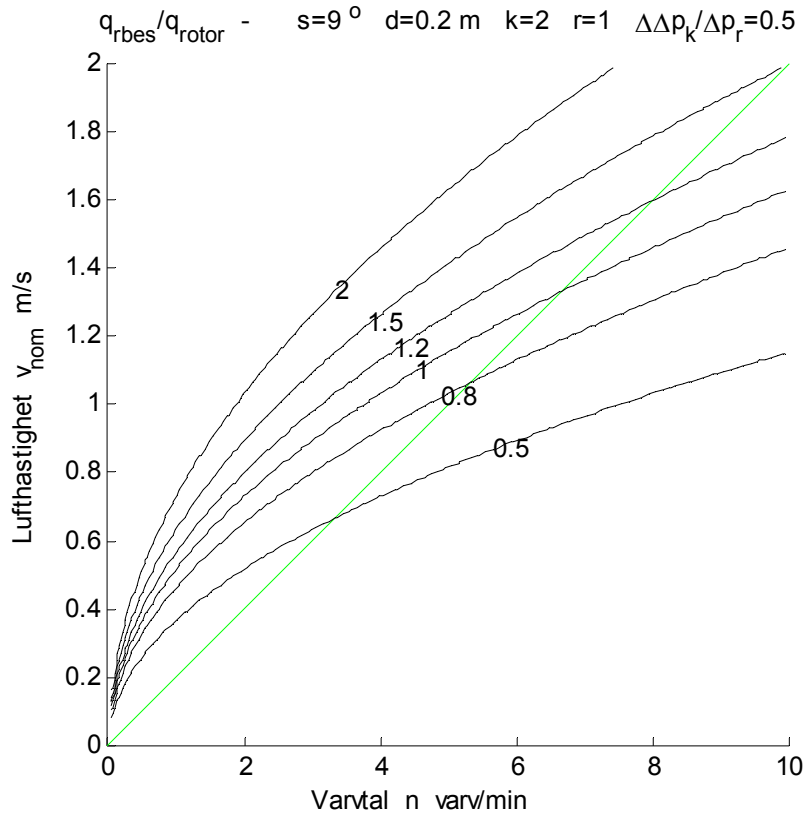
Alla kurvorna i Figur 2.6-17 visar att som väntat att renblåsningens funktion förbättras med minskande varvtalet och att den försämras med minskande ventilationsflöde samt att sektorvinkeln 9° är bättre än 6° . Andra slutsatser är att dubbelsektor är bättre än enkelsektor samt att renblåsningens funktion förbättras med ökande tryckfallskvot $\Delta\Delta p_k / \Delta p_r$ enligt (2.9).



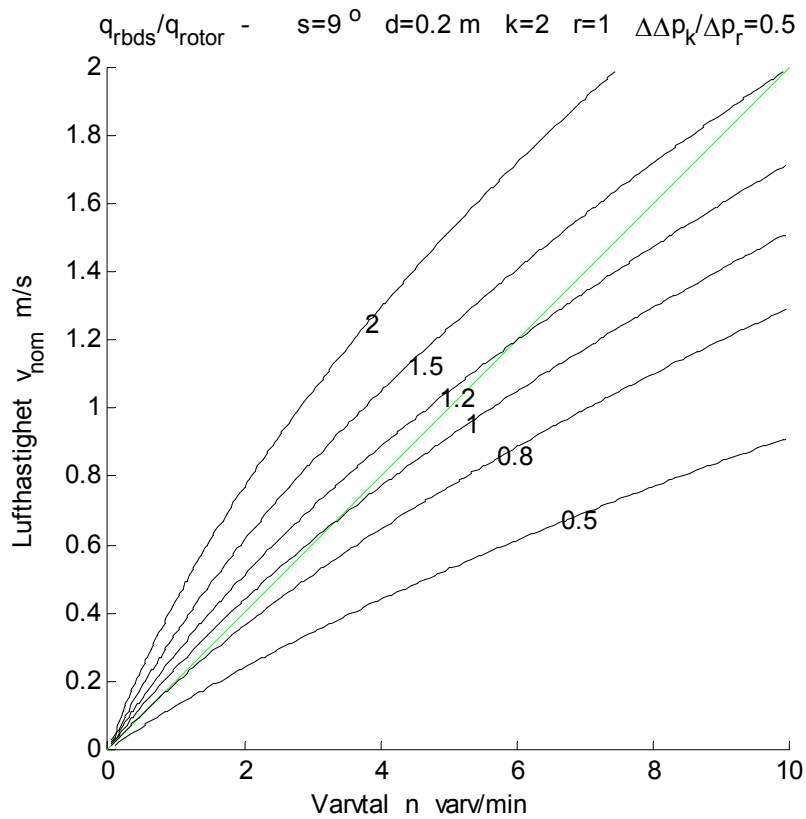
Figur 2.6 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



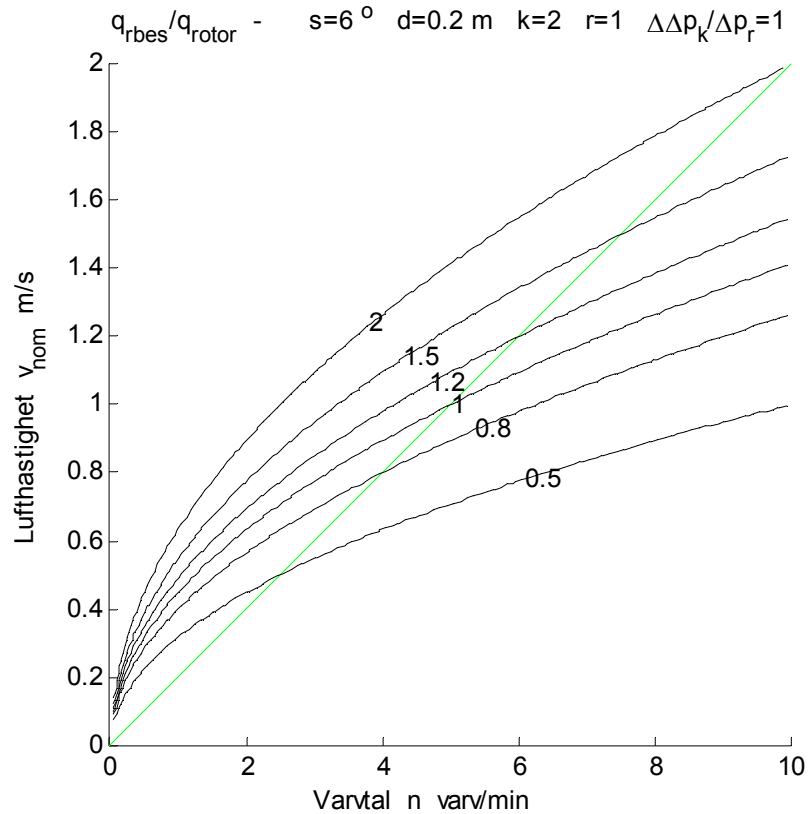
Figur 2.7 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.



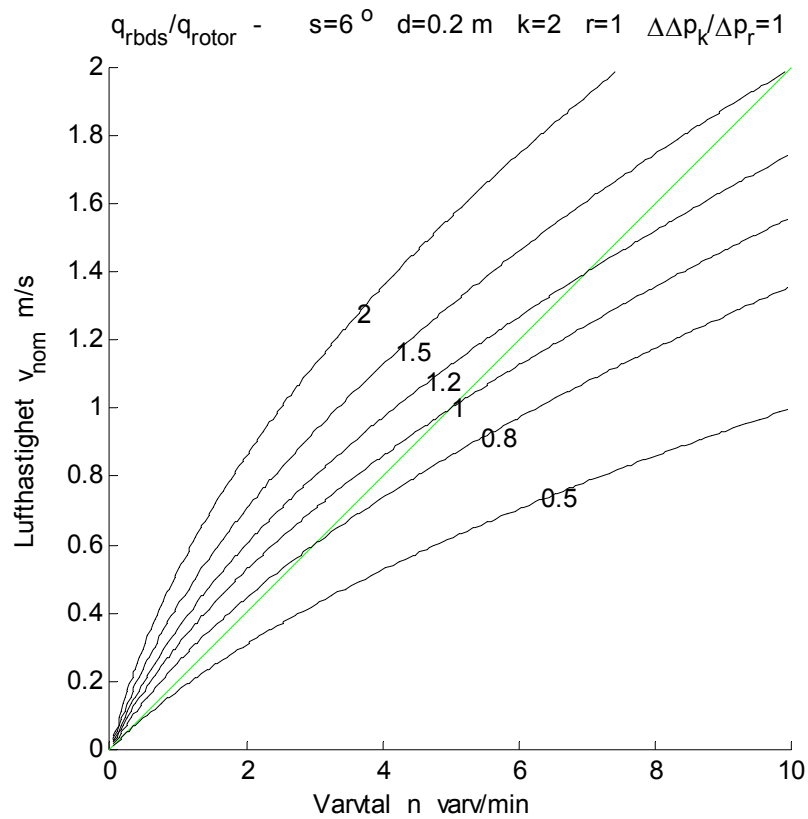
Figur 2.8 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



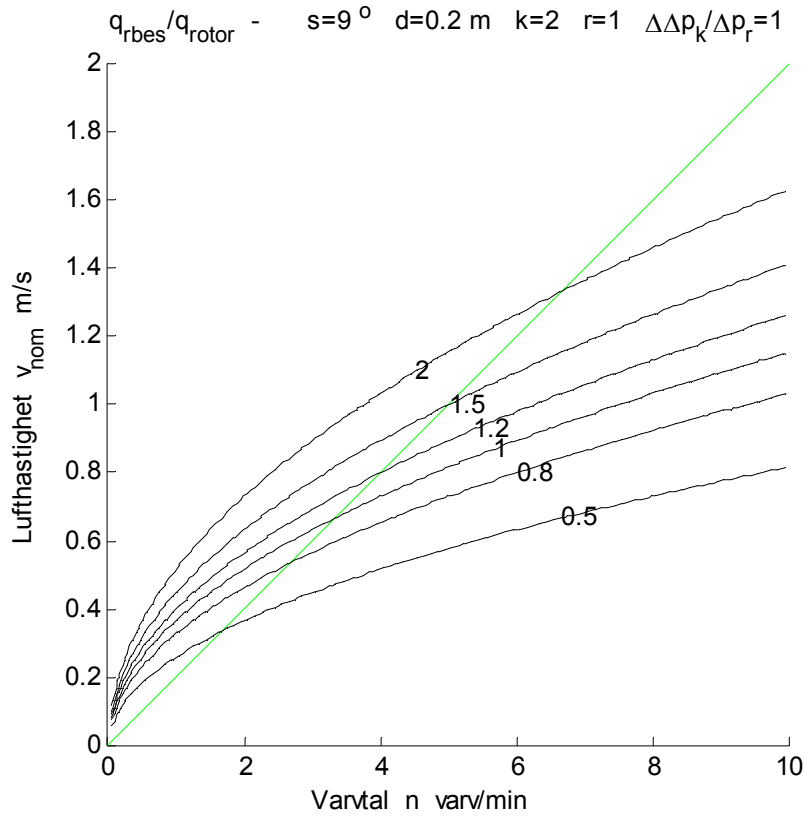
Figur 2.9 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.



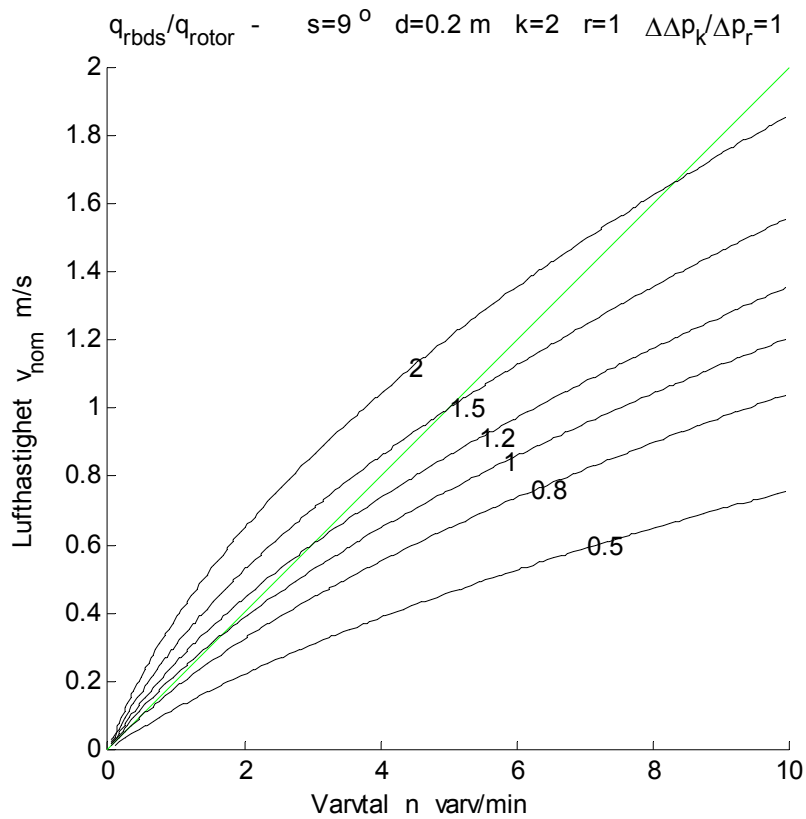
Figur 2.10 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



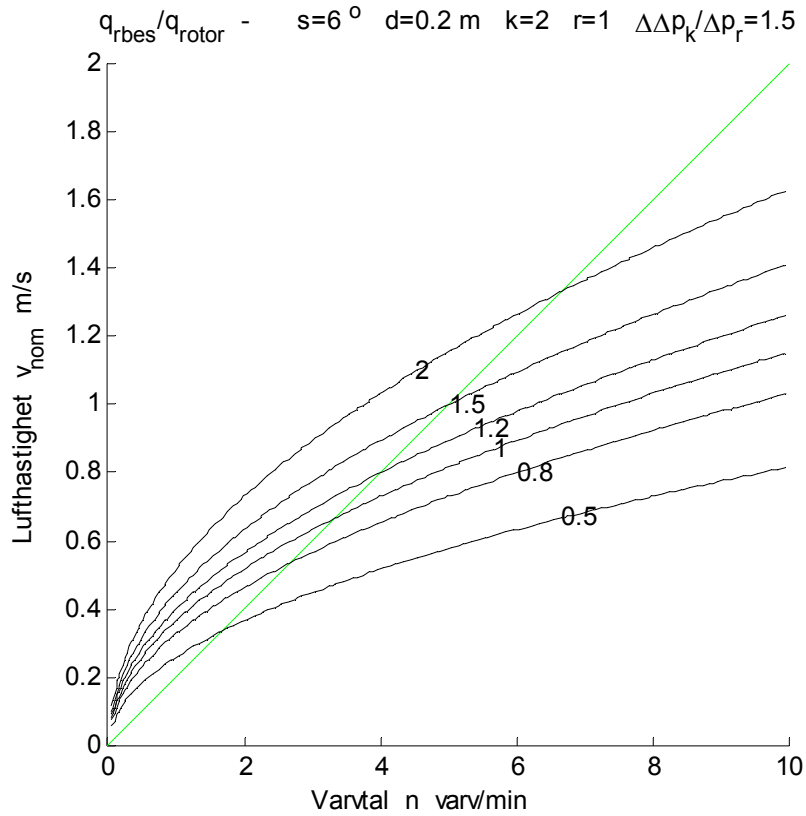
Figur 2.11 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.



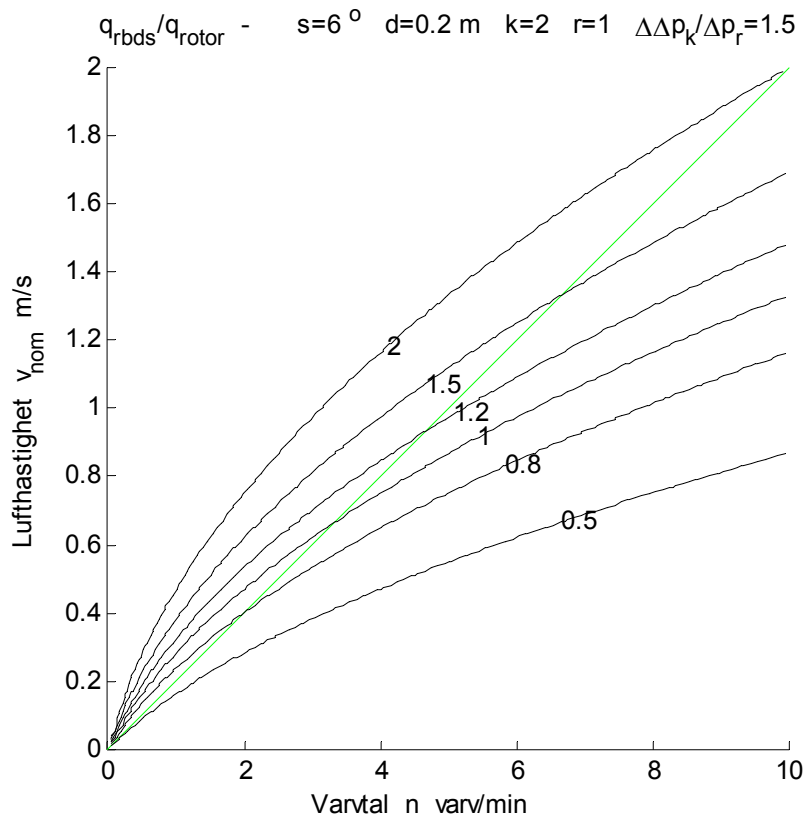
Figur 2.12 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



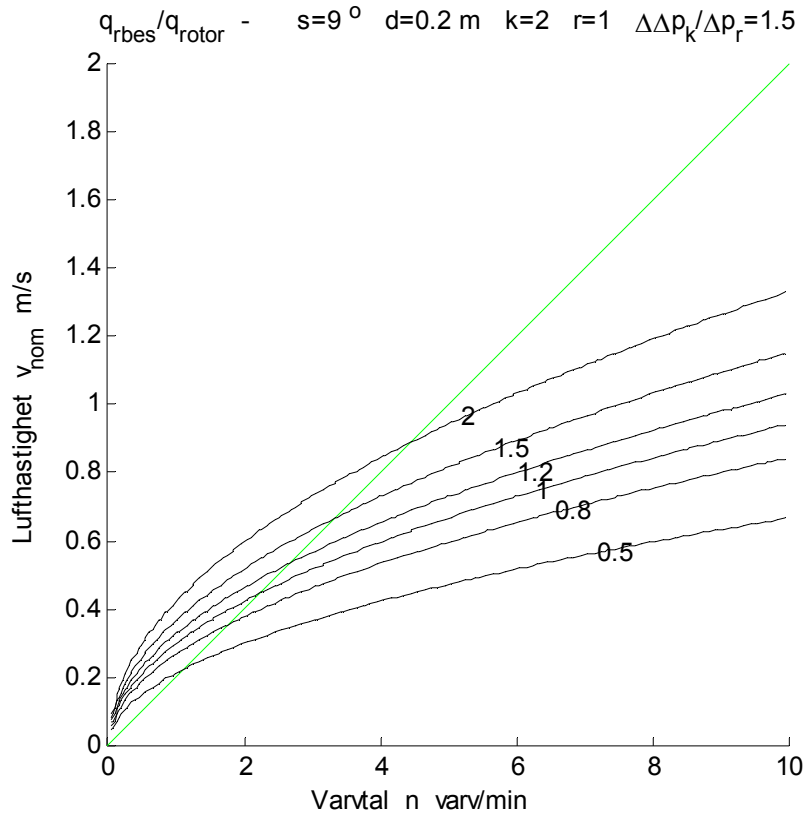
Figur 2.13 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.



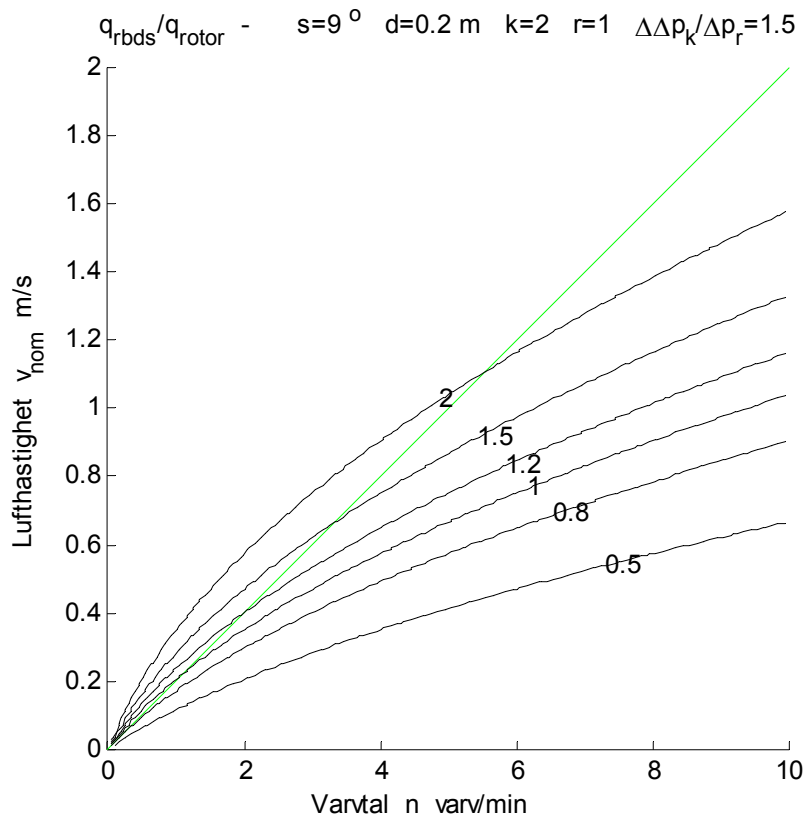
Figur 2.14 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



Figur 2.15 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.



Figur 2.16 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet enkelsektor.



Figur 2.17 Relativt renblåsningsflöde som funktion av varvtal och lufthastighet dubbelsektor.

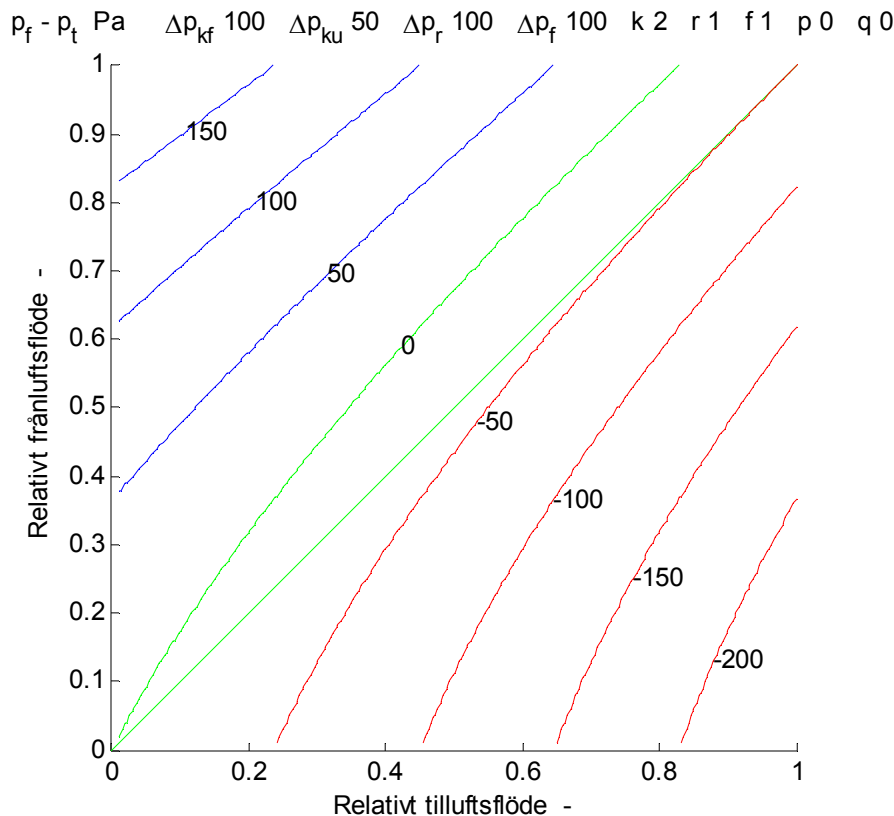
3 Flödesberoende läckage

Läckaget från frånluft till tilluft beror på tryckskillnaden mellan frånluft och tilluft. Undertrycket i tilluften efter rotor och i frånluften före rotorn kan skattas med två enkla uttryck som beskriver olika ingående tryckfall. Undertrycket behandlas som positiva värden. Flödena för frånluft och tilluft är normaliserade. Nominellt tryckfall för frånluftssystem, uteluftssystem, filter och rotor anges med parametrarna, Δp_{kf} , Δp_{ku} , Δp_f respektive Δp_r med 100/150/200, 50, 100 respektive 100 Pa samt motsvarande flödesexponenter är k , k , f respektive r .

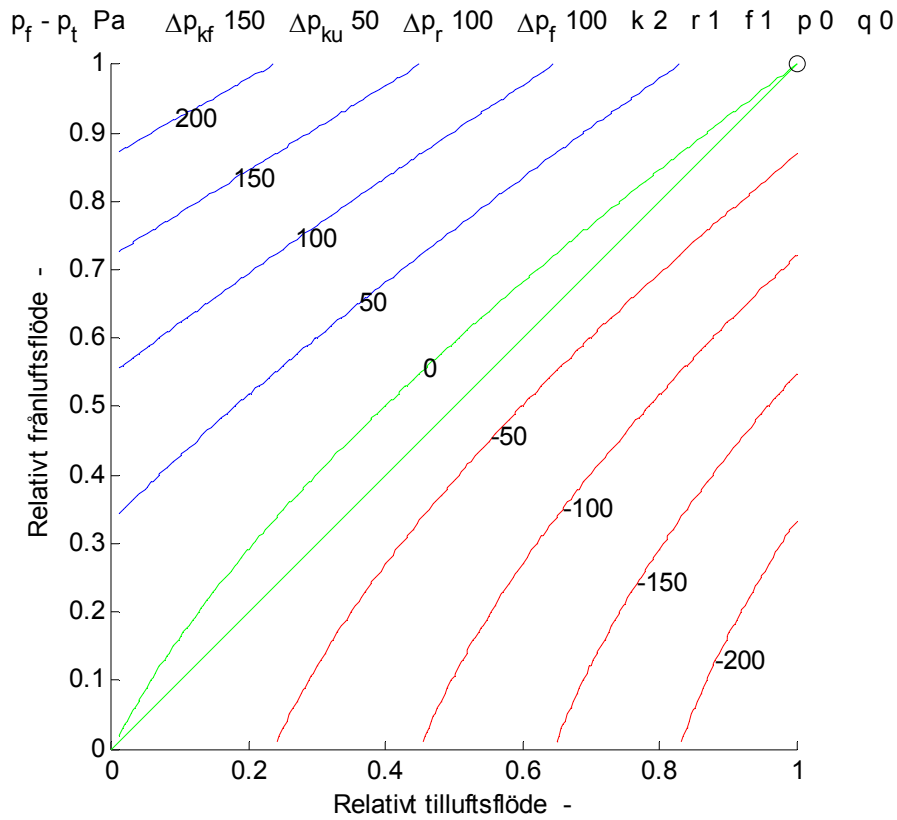
$$p_f = \Delta p_{kf} q_f^k + \Delta p_f q_f^f \quad (\text{Pa}) \quad (3.1)$$

$$p_t = \Delta p_{ku} q_t^k + \Delta p_f q_t^f + \Delta p_r q_t^r \quad (\text{Pa}) \quad (3.2)$$

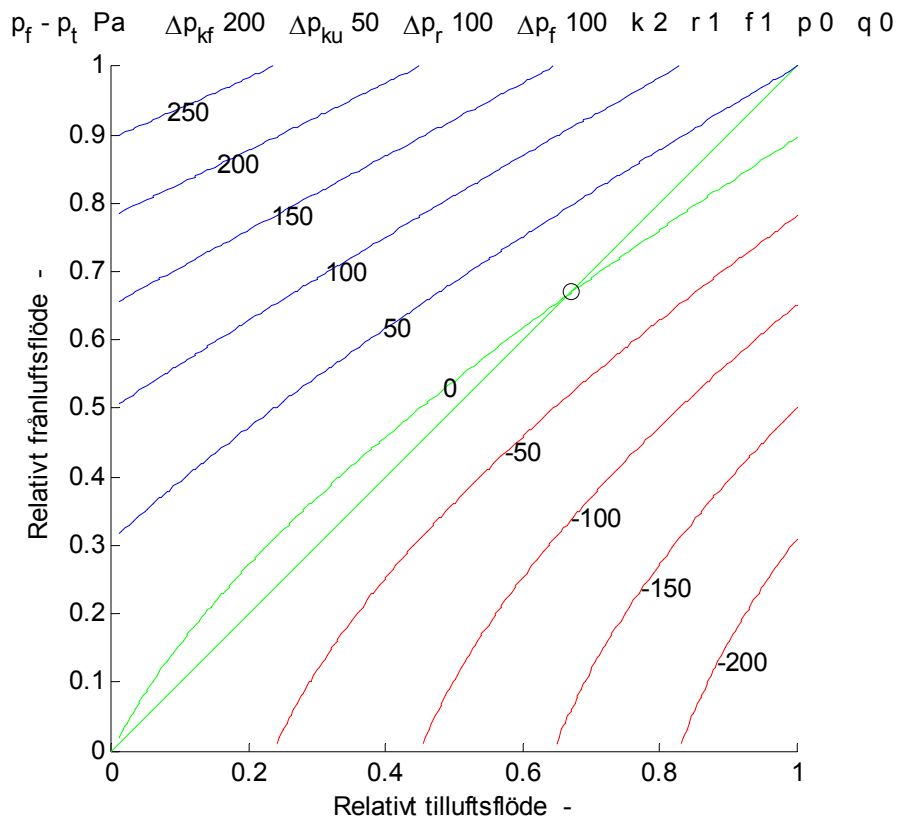
Hur skillnaden i undertryck mellan frånluft och tilluft beror på relativt frånluftsflöde och dito tilluftsflöde redovisas i Figur 3.1-3 för olika tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 respektive 1.5 enligt (2.9) samt för ett normalt fall med kvadratiska tryckförluster för kanalsystem och linjära tryckförluster för filter och rotor. Fallen i Figur 3.1 och 3.2 har oönskat läckage vid nominella luftflöden. Isolinjerna i Figur 3.3 visar att om luftflödena minskas lika blir skillnaden i undertryck negativ med oönskat läckage som följd.



Figur 3.1 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5.



Figur 3.2 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för tryckfallskvot $\Delta\Delta p_k / \Delta p_r = 1.0$.



Figur 3.3 Skillnad i undertryck mellan frånluft och tilluft för tryckfallskvot $\Delta\Delta p_k / \Delta p_r = 1.5$.

4 Flödesberoende renblåsning enkelsektor

Renblåsningen från uteluft till frånluft beror på tryckskillnaden. Undertrycket i frånluften efter rotor och i uteluften före rotorn kan skattas med två enkla uttryck som beskriver olika ingående tryckfall. Undertrycket behandlas som positiva värden. Flödena för frånluft och tilluft är normaliserade. Tryckfall för frånluftssystem, uteluftssystem, filter och rotor anges med parametrarna, Δp_{kf} , Δp_{ku} , Δp_f respektive Δp_r . Nominella tryckfall vid nominella flöden anges med siffervärden 100/150/200, 50, 100 respektive 100 Pa samt motsvarande flödesexponenter är k , k , f respektive r , vilka här är 2, 2, 1 respektive 1. Tre olika tryckfall för frånluftssystemet kommer att testas. De två undertrycken och samband för renblåsningens hastighet kan skrivas som:

$$p_u = \Delta p_{ku} q_t^k + \Delta p_f q_t^f \quad (\text{Pa}) \quad (4.1)$$

$$p_f = \Delta p_{kf} q_f^k + \Delta p_f q_f^f \quad (\text{Pa}) \quad (4.2)$$

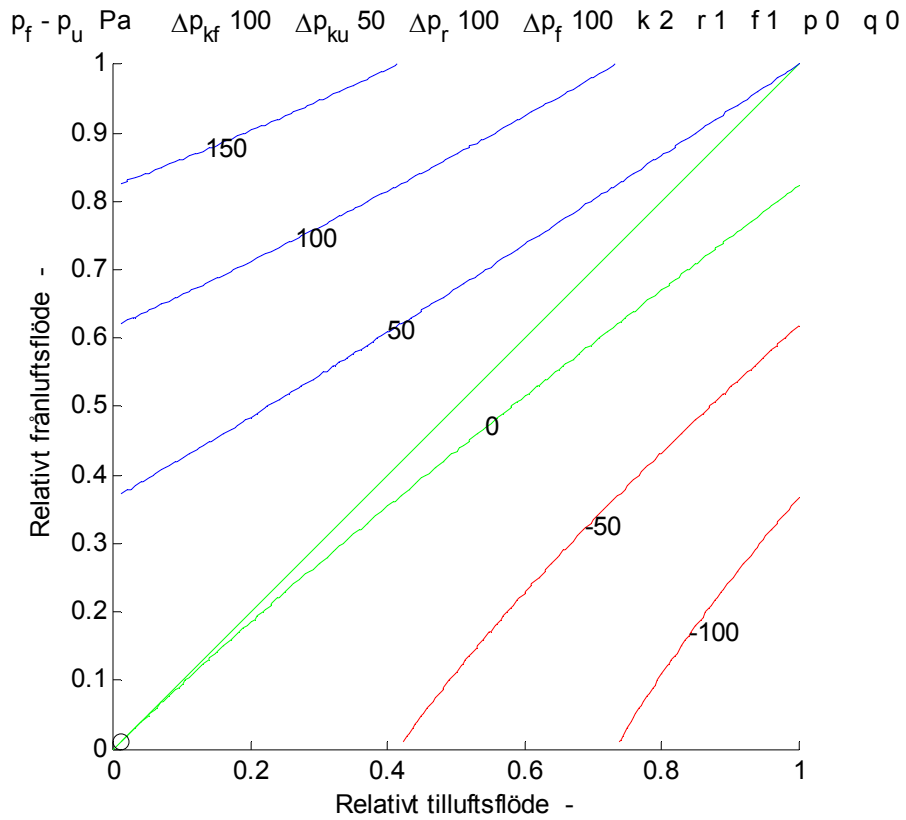
$$p_f - p_u = \Delta p_r v_{es} / 2 \quad (\text{Pa}) \quad (4.3)$$

Rotortryckfallet är Δp_r för lufthastigheten 2 m/s och en rotorpassage. En förenkling är att olika läckageflöde försummas jämfört med tilluftsflödet och frånluftsflödet. Någon inverkan av varvtal undersöks inte, eftersom syftet är att bara bestämma lufthastigheten för renblåsningen och hur den påverkas av de två ventilationsflödena för tilluft och frånluft.

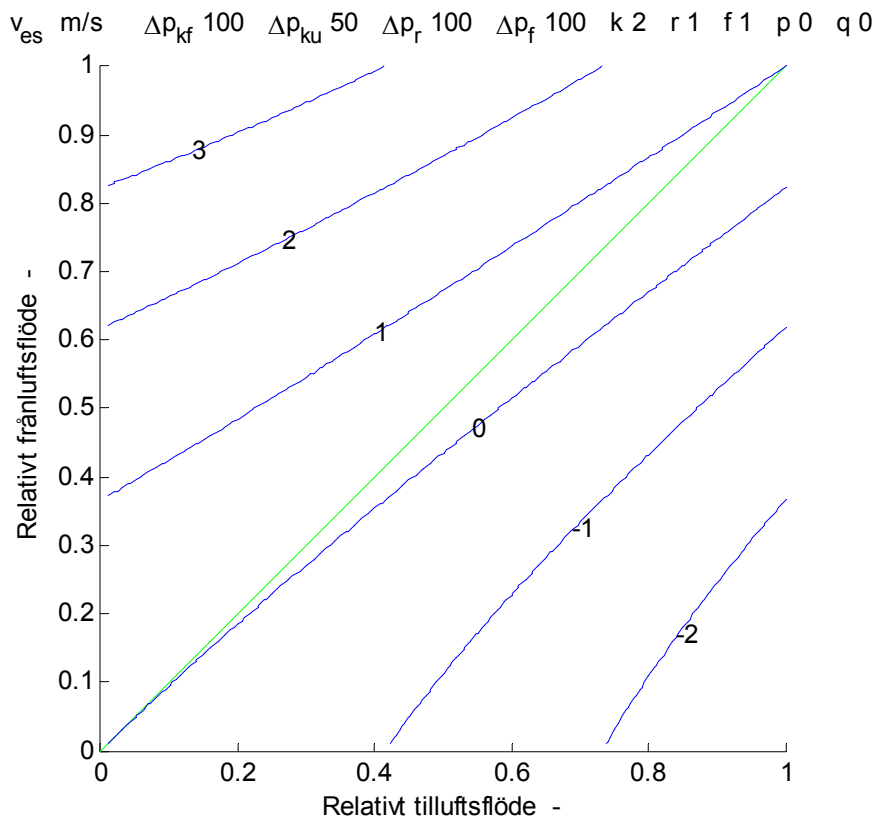
Hur skillnaden i undertryck mellan frånluft och uteluft beror på relativt frånluftsflöde och dito tilluftsflöde och den resulterande renblåsningshastigheten redovisas i Figur 4.1-6 för olika tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 respektive 1.5 enligt (2.9) samt för ett normalt fall med kvadratiska tryckförluster för kanalsystem och linjära tryckförluster för filter och rotor. Undertryckskillnad och renblåsningshastighet redovisas parvis på samma sida för varje tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ enligt (2.9).

Isolinjerna visar att om frånluftsflöde och tilluftsflöde minskas lika kommer skillnaden i undertryck att minska betydligt. Renblåsningen kan bli ofullständig.

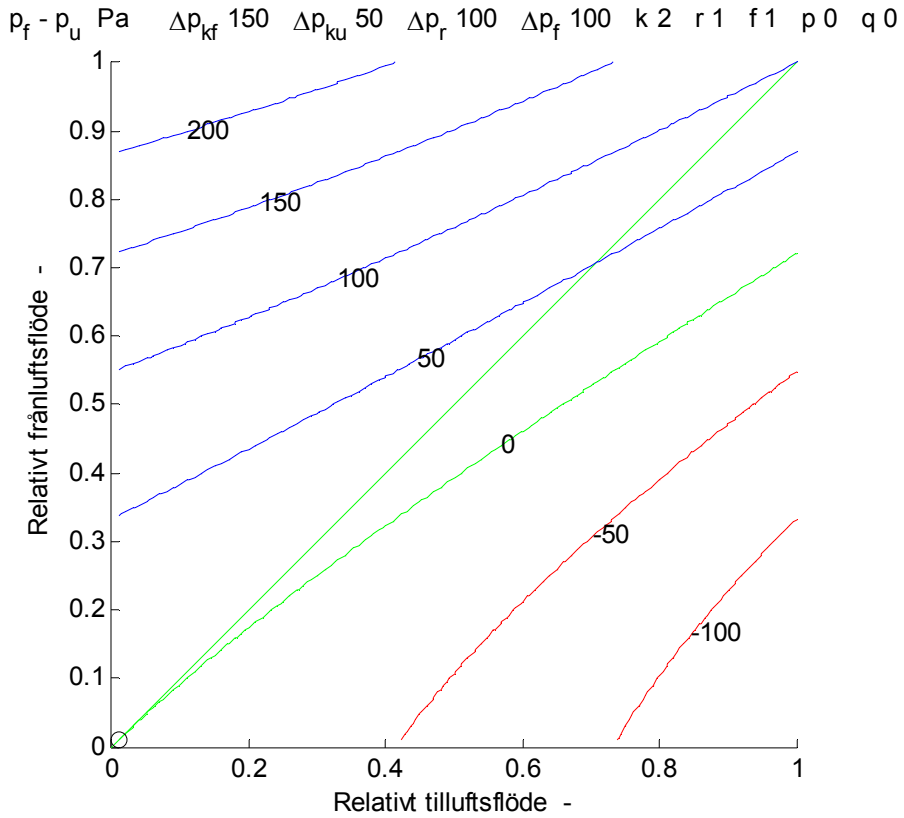
De tre tryckfallskvoterna $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 och 1.5 enligt (2.9) visar att renblåsningshastigheten påverkas betydligt för nominella flöden med siffervärdena 1, 2 respektive 3 m/s. Det första fallet har en hastighet som bara är hälften än den nominella huvudhastigheten 2 m/s. Detta innebär att renblåsningens funktion måste säkras med en större renblåsningss sektor.



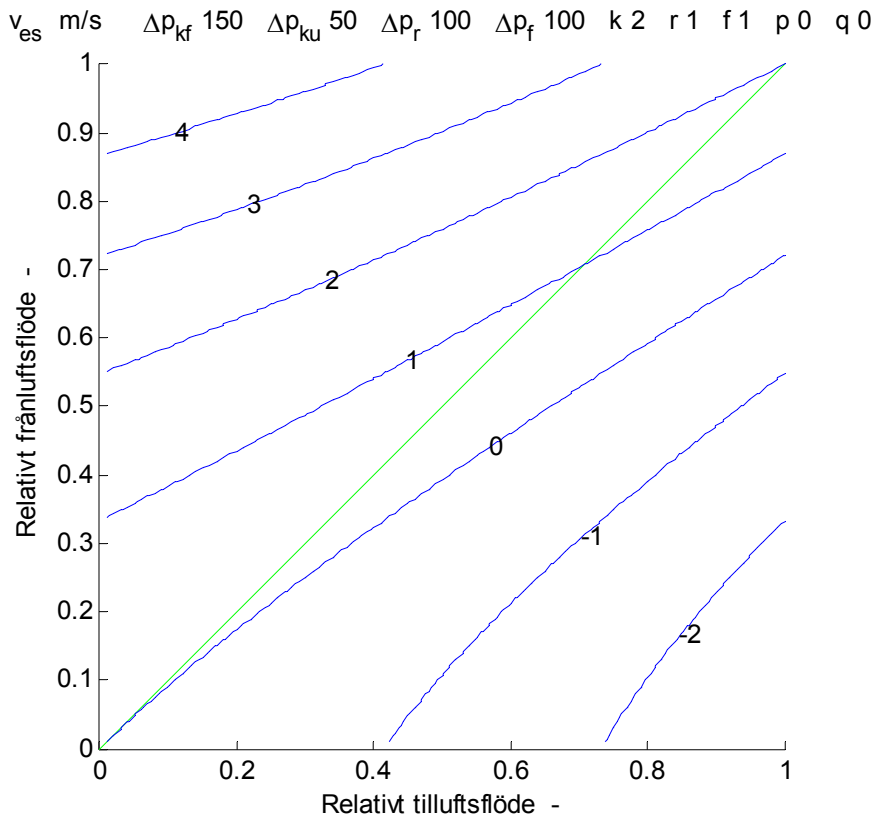
Figur 4.1 Skillnad i undertryck mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 0.5.



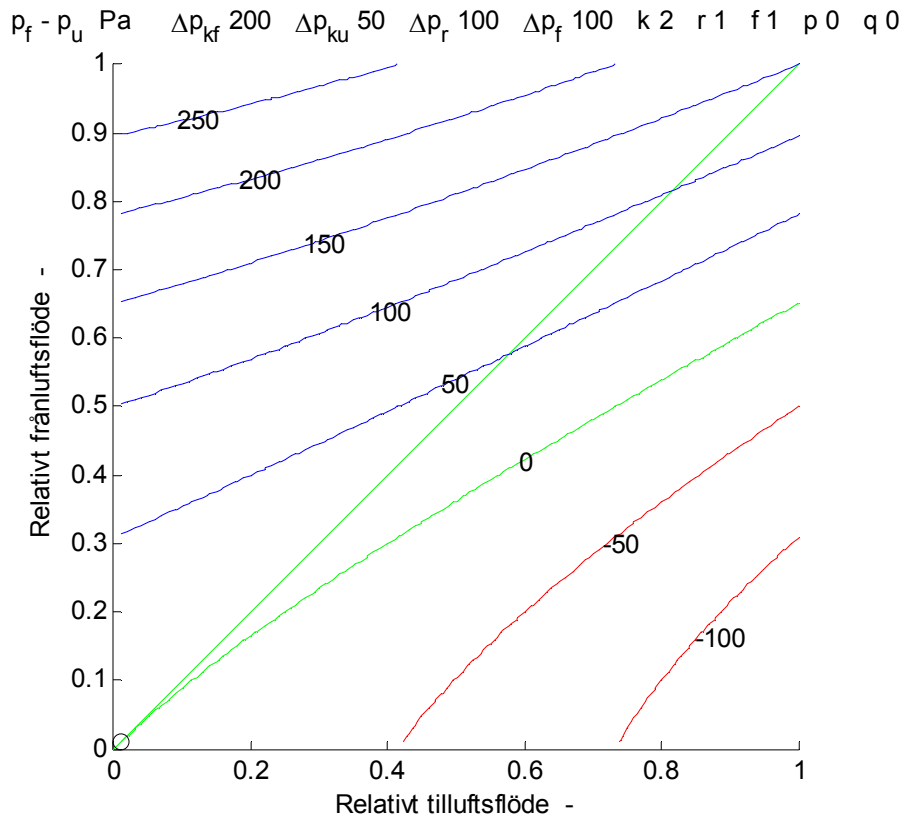
Figur 4.2 Lufthastighet i renblåsning mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 0.5.



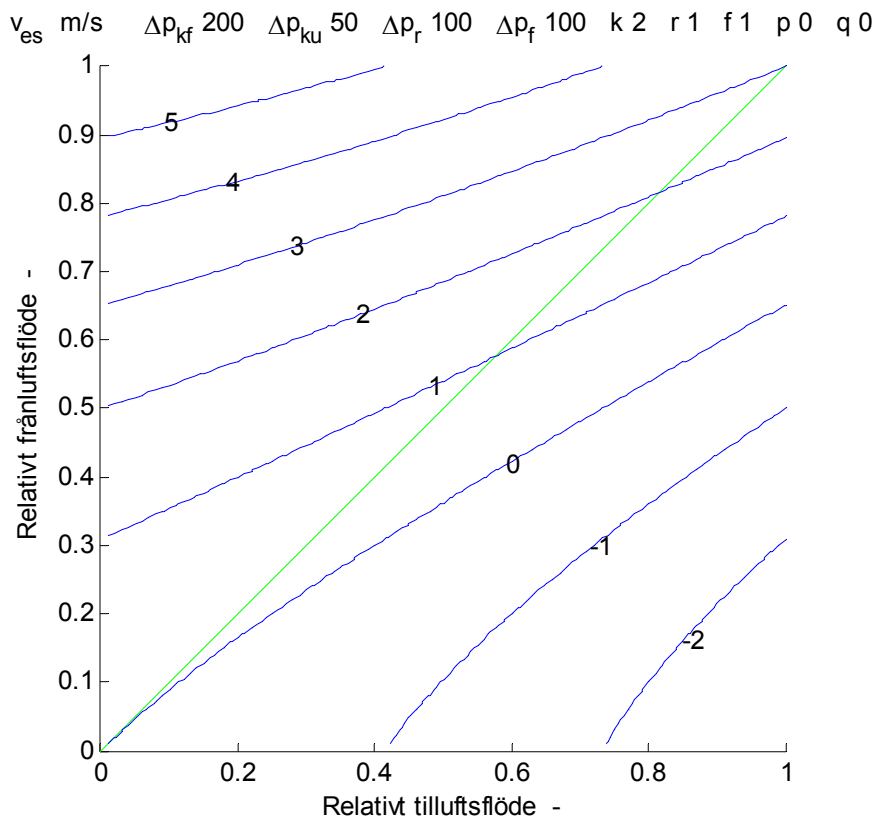
Figur 4.3 Skillnad i undertryck mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.0.



Figur 4.4 Lufthastighet i renblåsning mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.0.



Figur 4.5 Skillnad i undertryck mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.5.



Figur 4.6 Lufthastighet i renblåsning mellan frånluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.5.

5 Flödesberoende renblåsning dubbelsektor

Renblåsningen från uteluft till avluft beror på tryckskillnaden. Undertrycket i avluften efter rotor och i uteluften före rotorn kan skattas med två enkla uttryck som beskriver olika ingående tryckfall. Undertrycket behandlas som positiva värden. Flödena för frånluft och tilluft är normaliserade. Tryckfall för frånluftssystem, uteluftssystem, filter och rotor anges med parametrarna, Δp_{kf} , Δp_{ku} , Δp_f respektive Δp_r . Nominella tryckfall vid nominella flöden anges med siffervärden 100/150/200, 50, 100 respektive 100 Pa samt motsvarande flödesexponenter är k , k , f respektive r , vilka här är 2, 2, 1 respektive 1. Tre olika tryckfall för frånluftssystemet kommer att testas. De två undertrycken och samband för renblåsningens hastighet kan skrivas som:

$$p_u = \Delta p_{ku} q_t^k + \Delta p_f q_t^f \quad (\text{Pa}) \quad (5.1)$$

$$p_a = \Delta p_{kf} q_f^k + \Delta p_f q_f^f + \Delta p_r q_f^r \quad (\text{Pa}) \quad (5.2)$$

$$p_a - p_u = 2 \Delta p_r v_{ds} / 2 \quad (\text{Pa}) \quad (5.3)$$

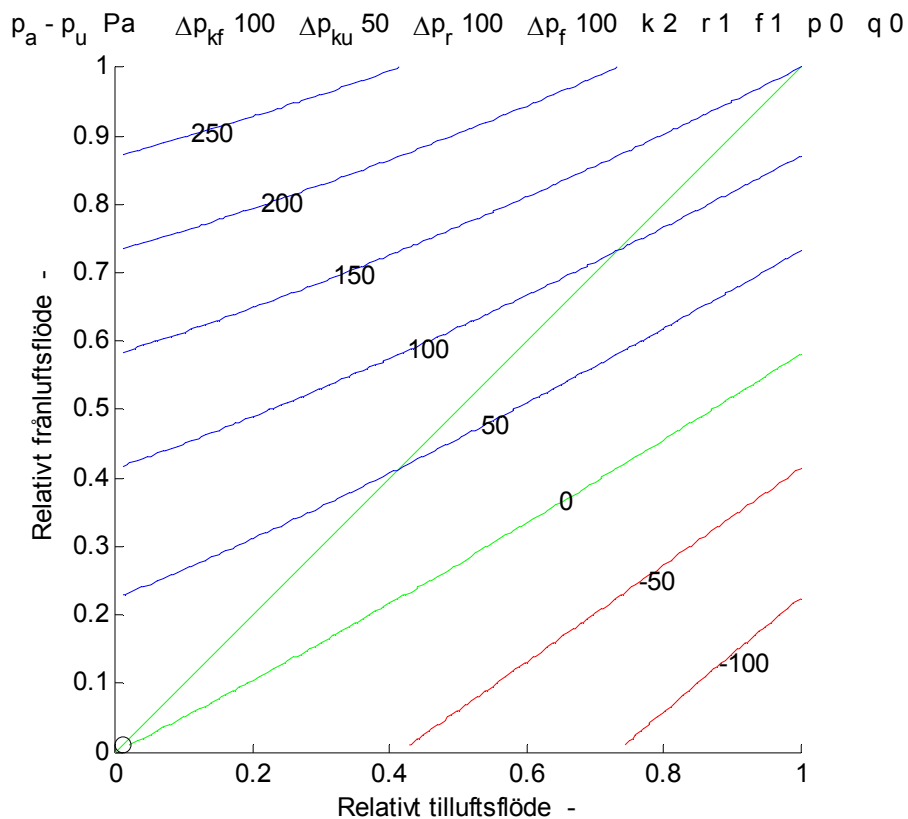
Rotortryckfallet är $2 \Delta p_r$ för lufthastigheten 2 m/s och två rotorpassager. En förenkling är att olika läckageflöde försummas jämfört med tilluftsflödet och frånluftsflödet. Någon inverkan av varvtal undersöks inte, eftersom syftet är att bara bestämma lufthastigheten för renblåsningen och hur den påverkas av de två ventilationsflödena för tilluft och frånluft.

Hur skillnaden i undertryck mellan avluft och uteluft beror på relativt frånluftsflöde och dito tilluftsflöde och den resulterande renblåsningshastigheten redovisas i Figur 4.1-6 för olika tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 respektive 1.5 enligt (2.9) samt för ett normalt fall med kvadratiska tryckförluster för kanalsystem och linjära tryckförluster för filter och rotor. Undertryckskillnad och renblåsningshastighet redovisas parvis på samma sida för varje tryckfallskvot $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ enligt (2.9).

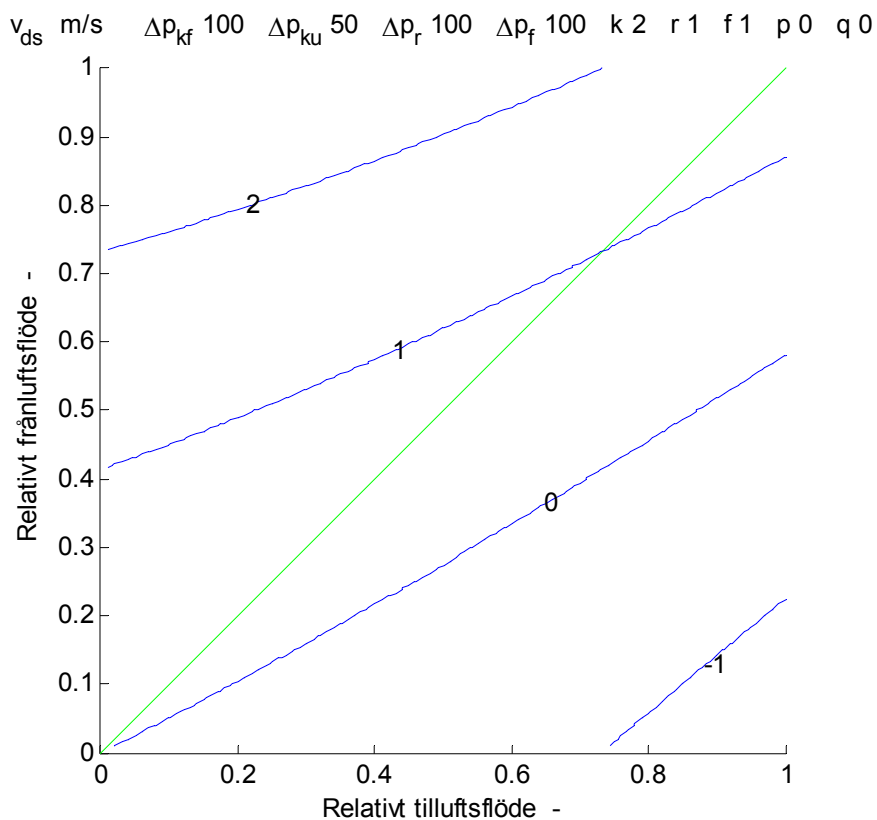
Isolinjerna visar att om frånluftsflöde och tilluftsflöde minskas lika kommer skillnaden i undertryck att minska betydligt. Renblåsningen kan bli ofullständig.

De tre tryckfallskvoterna $\Delta \Delta p_k \Delta p_r$ 0.5, 1.0 och 1.5 enligt (2.9) visar att renblåsningshastigheten påverkas betydligt för nominella flöden med siffervärdena 1.5, 2.0 respektive 2.5 m/s. Det första fallet har en hastighet som är 0.75 av den nominella huvudhastigheten 2 m/s. Detta innebär att renblåsningens funktion måste säkras med en större renblåsningssektor.

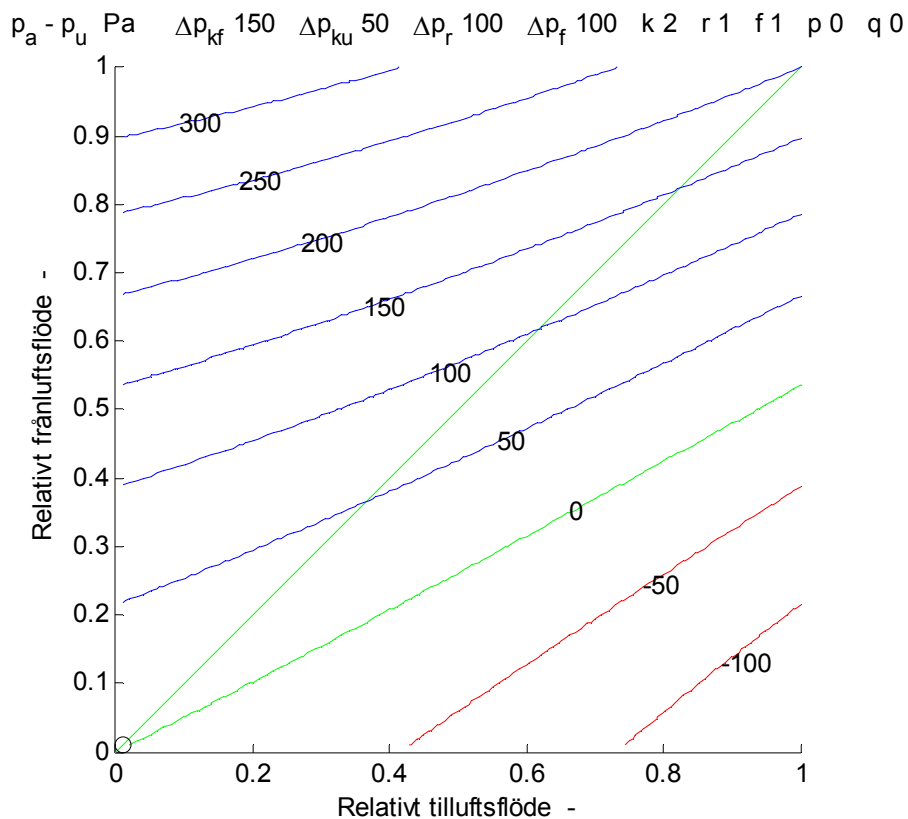
Jämförelse med föregående fall med en enkelsektor visar att tryckskillnaden är betydligt större här för en dubbelsektor och därmed blir renblåsningshastigheten betydligt högre för samma tilluftsflöde och frånluftsflöde.



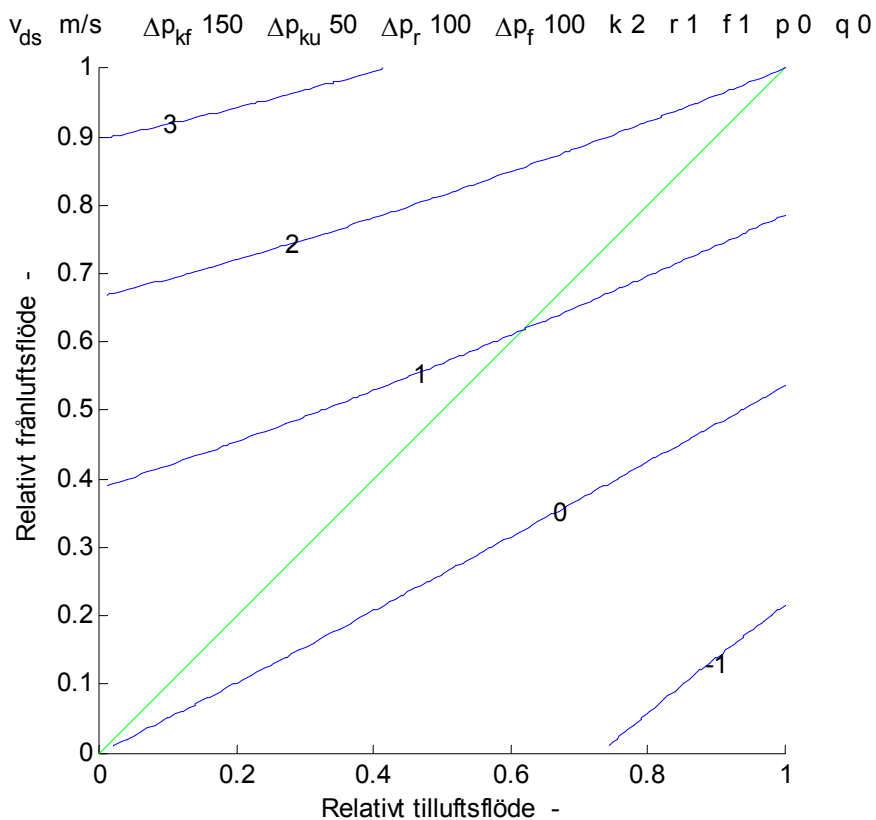
Figur 5.1 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r 0.5$.



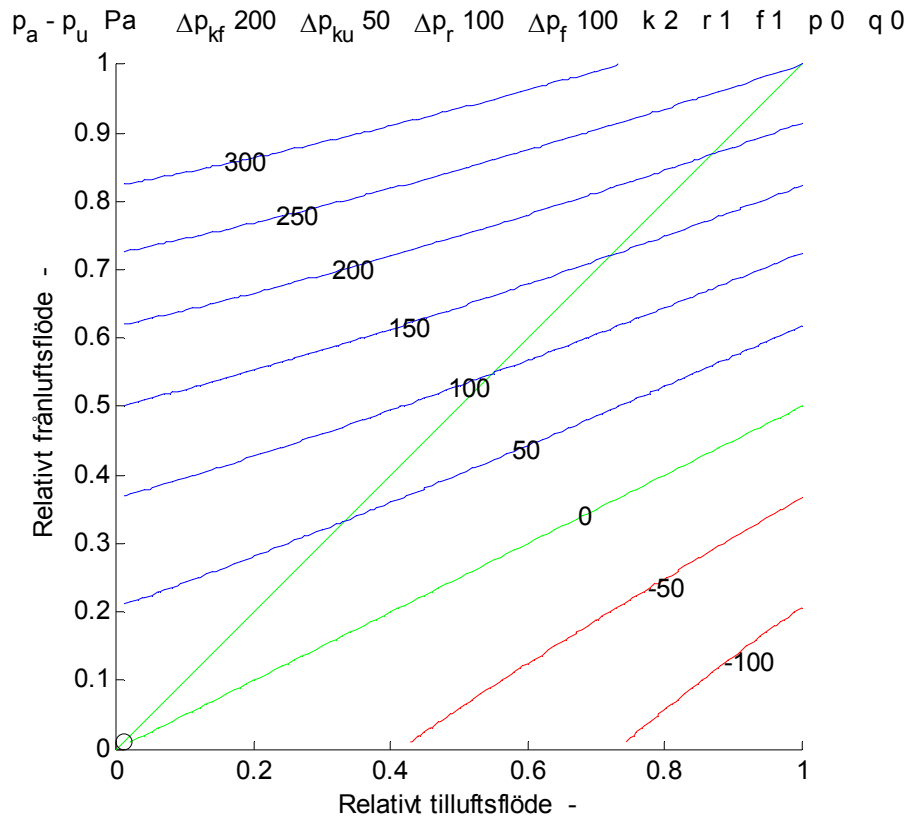
Figur 5.2 Lufthastighet i renblåsning mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r 0.5$.



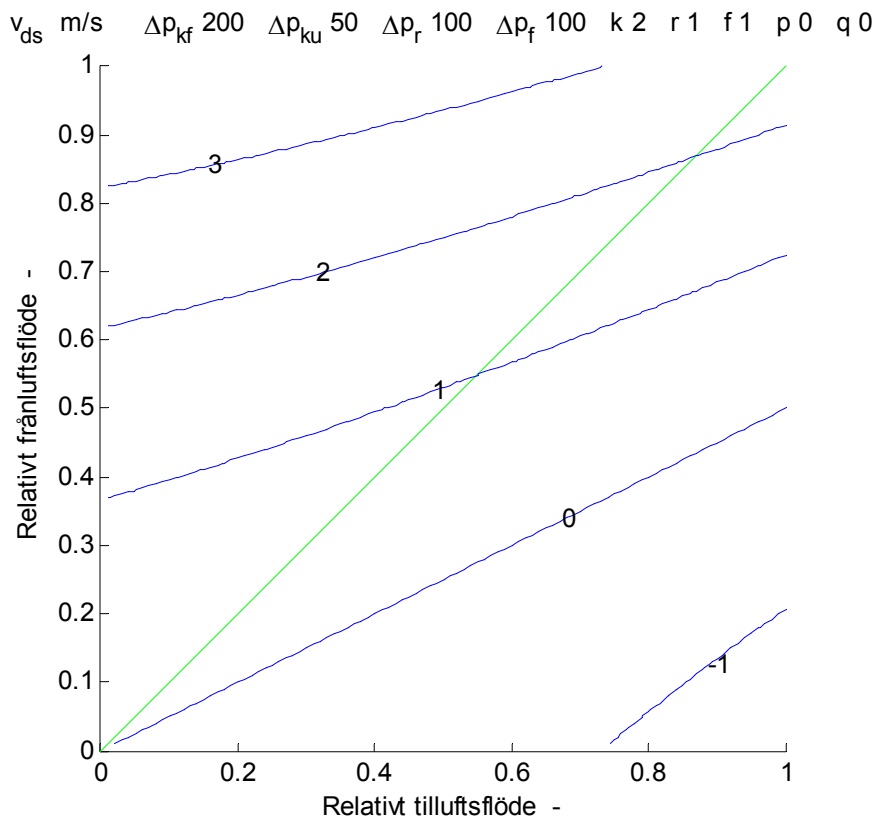
Figur 5.3 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.0.



Figur 5.4 Lufthastighet i renblåsning mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.0.



Figur 5.5 Skillnad i undertryck mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.5.



Figur 5.6 Lufthastighet i renblåsning mellan avluft och uteluft för $\Delta\Delta p_k \Delta p_r$ 1.5.

6 Avslutning och slutsatser

Renblåsningens funktion för både enkelsektor och dubbelsektor samt läckage mellan frånluft och tilluft har undersökts med enkla modeller för några parameterfall, vilka kan beskrivas med en tryckfallskvot enligt (2.9) som är skillnaden mellan frånluftssystemets och uteluft-systemets tryckfall utan filter dividerat med rotorns tryckfall allt för nominella flöden.

Beräkningar har skett förenklat med kvadratiska tryckfall för frånluftssystem och uteluft-system, med linjära tryckfall för filter och rotor. De nominella tryckfallen för frånluftsfiler och uteluftsfiler har varit lika. Endast huvudflödena för tilluft och frånluft har ingått i beräkningarna. Läckageflödena och renblåsningens flödet har försumrats i för hållande till huvudflödena. De erhållna resultaten gäller för de aktuella modellerna och valda parametrarna.

I avsnitt 2 visas att renblåsningens funktion kan bli otillräcklig när ventilationsflödet är lägre än den nominella samtidigt som rotorn arbetar med högt varvtal. Dubbelsektor är bättre än enkelsektor. Hög tryckfallskvot enligt (2.9) är bättre än låg.

I avsnitt 3 visas hur läckaget mellan frånluft och tilluft påverkas av olika frånluftsflöden. Tryckfallskvoten enligt (2.9) måste vara 1.5 för att läckage skall gå rätt väg. Värdet 1.0 fallerar för lika ventilationsflöden mindre än de nominella. Kurvorna visar också att fall med mindre frånluftsflöden än tilluftsflöden ökar risken för läckage.

I avsnitt 4 och 5 visar att om frånluftsflöde och tilluftsflöde minskas lika kommer skillnaden i undertryck att minska betydligt. Renblåsningen kan bli ofullständig. De tre tryckfallskvoterna $\Delta\Delta p_k/\Delta p_r$ 0.5, 1.0 och 1.5 enligt (2.9) visar att renblåsningens hastighet påverkas betydligt och för tryckfallskvoten 0.5 enligt (2.9) blir renblåsningens hastighet mindre än huvudhastigheten 2 m/s. Detta innebär att renblåsningens funktion måste säkras med en större renblåsningssktor. Renblåsningens hastighet betydligt högre för dubbelsektor jämfört med enkelsektor.

En huvudslutsats är att renblåsningens funktion måste upprätthållas även när variabla ventilationsflöden förekommer. Låga ventilationsflöden innebär nödvändigtvis inte låga varvtal.

En andra huvudslutsats med alla svårigheter med renblåsningens funktion är kanske att slopa den helt. Detta resulterar i en begränsad återluft som är varvtalsberoende, vilket kan kompenseras med att det nominella tilluftsflödet utökas med rotorns varvtalsberoende överföringsflöde. Filter finns alltid i frånluften före en rotor, vilket medför att återluften är lika filtrerad som uteluften om samma filtertyp. Medelflödet över ett år utan renblåsning och med flödeskompensering blir lägre än med ett konstant flöde och en renblåsningssktor anpassad för högsta varvtal.

En tredje huvudslutsats är att hela problematiken med läckage, renblåsning och ekonomi är väl värt en betydligt mer detaljerad analys än denna undersökning med några få genomlysningar med ett fåtal parametrar samt så även fallet utan renblåsning.