

CAPÍTULO IV - RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 – *Iter* a ser seguido no Capítulo dos Resultados e Discussões

No Capítulo dos Resultados e Discussões, o texto tratará sequencialmente dos seguintes temas:

- a) Apresentação e discussão, numa fase prévia, dos resultados obtidos através da simulação de validação da metodologia. Essas simulações foram feitas nas condições do trabalho de DABIR (1983). Este trabalho conta com medidas experimentais confiáveis que serviram de validação do uso da técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) pertinentes ao estudo dos hidrociclones;
- b) Apresentação e discussão da influência de cada variável geométrica na performance dos hidrociclones filtrantes (D_i , D_o , L , θ) baseadas nas simulações realizadas via FLUENT[®]. Por sua vez, as simulações em CFD para os hidrociclones filtrantes e convencionais, segundo o planejamento composto central, estarão contidas nos *Apêndices B e C*;
- c) Apresentação dos dados experimentais dos hidrociclones filtrantes e convencionais, segundo o planejamento composto central adotado, os quais deverão estar dispostos em tabelas e estas por sua vez, contidas nos *Apêndices D e E*. Nesta ocasião, serão apresentadas e discutidas as superfícies de resposta obtidas para os hidrociclones filtrantes no sentido de otimizar o número de Euler e a eficiência total de coleta, bem como eleger a configuração ideal para tal propósito;
- d) Apresentação e discussão duma análise comparativa entre os hidrociclones filtrantes e os seus respectivos convencionais, demonstrando o porquê em regra, a filtração é um fenômeno benéfico no processo de separação sólido-líquido;
- e) Apresentação numa fase final e dispositiva dos resultados experimentais referentes aos hidrociclones filtrantes de Bradley, Rietema, Krebs e Demco, sendo os dois primeiros reestudados nesta tese e os dois últimos catalogados do trabalho de ARRUDA (2003) - dados experimentais contidos no *Apêndice F*. Nesta oportunidade, as superfícies de resposta obtidas nesta tese serão validadas para os hidrociclones filtrantes pertencentes a tais *famílias* convencionais.

4.2 - Simulações com o Hidrociclone segundo as Dimensões sugeridas por DABIR (1983)

Na seção dedicada às simulações, as técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) foram direcionadas para duas etapas específicas. A primeira delas consistiu na simulação de um hidrociclone de acordo com as dimensões geométricas e condições operacionais utilizadas por DABIR (1983). Já a segunda etapa, compreendeu a aplicação das técnicas de CFD a hidrociclones oriundos do planejamento de experimentos sugerido para esta tese, tanto na concepção convencional quanto na filtrante.

A justificativa para a proposta anteriormente apresentada, de duas fases aparentemente distintas, é de fácil compreensão. Indiscutivelmente, o objetivo central desse trabalho foi o estudo do escoamento em hidrociclones filtrantes mediante a aplicação das técnicas de CFD e em conformidade com o planejamento de experimentos (tanto é que a inspiração para a realização das simulações foi a considerável quantidade de dados experimentais a respeito de hidrociclones coletados neste trabalho).

Todavia, os dados experimentais obtidos nesta tese foram por sua natureza, do tipo que simbolizaram o sistema como um todo ou no máximo caracterizaram uma determinada corrente do hidrociclone. Foram na verdade, informações que não entraram no mérito das particularidades do escoamento interno.

Em outros termos, perfis internos experimentais de velocidade em hidrociclones eram escassos na literatura e não se dispunha neste trabalho de nenhuma medida experimental de velocidade dentro dos separadores. Nesse panorama, uma vez realizadas as simulações nos hidrociclones, tanto convencional quanto filtrante, o máximo que se teria para confirmá-las, seriam as variáveis globais do sistema (razão de líquido, a queda de pressão, a eficiência total de coleta de sólido), como de fato foram empregadas.

Partindo destas considerações, foi preliminarmente desenvolvida uma etapa de treinamento e validação, que apresentasse pelo menos, algum perfil fluidodinâmico em nível de comparação e de verificação da metodologia utilizada na simulação. Para tanto, o trabalho experimental de DABIR (1983) mostrava-se adequado aos fins almejados, já que o mesmo efetuou algumas medidas de perfis de velocidade do fluido no interior de um hidrociclone, através de anemometria a *laser doppler*.

Uma vez esclarecido o motivo da adoção desta primeira etapa nos trabalhos de simulação, são apresentadas na Tabela 4.1, as principais dimensões geométricas do hidrociclone utilizado por DABIR (1983) em suas medidas.

Recapitulando, as simulações foram realizadas bidimensionalmente em condições de simetria em relação ao eixo central de cada um dos equipamentos, totalizando aproximadamente 75000 células computacionais. O líquido escolhido foi água a 25°C de temperatura.

Tabela 4.1 - Dimensões geométricas do hidrociclone utilizado por DABIR (1983)

D_c (cm)	D_i (cm)	D_o (cm)	D_u (cm)	h (cm)	L (cm)	ℓ (cm)	θ
7,80	2,18	2,65	1,27	5,23	39,0	2,50	11°

De acordo com as condições operacionais de DABIR (1983), foram atribuídas condições fixas de velocidade de entrada, representadas por números de Reynolds na ordem de 14300, 21100, 24300 e 26600. As condições de contorno para a saída de *overflow* e *underflow* foram a pressão atmosférica e uma razão de líquido no valor de 20%, respectivamente. Durante as simulações efetuadas neste hidrociclone não foi considerada a variável temporal nem a formação de *air core*. Como modelo de turbulência (FLUENT INC., 2003), foi utilizado o modelo dos tensores de Reynolds (RSM). Adotou-se como esquema de acoplamento entre a velocidade e a pressão, o esquema PRESTO!, enquanto o algoritmo SIMPLE foi empregado na interpolação da pressão. Já todos os demais algoritmos de interpolação para as outras variáveis, foram efetuados mediante um algoritmo UPWIND de segunda ordem. Na Figura 4.1 são apresentadas as simulações para os perfis de velocidade tangencial (v [m/s]), axial (w [m/s]) e pressão (P [Pa]), respectivamente, em função dos números de Reynolds utilizados por DABIR (1983).

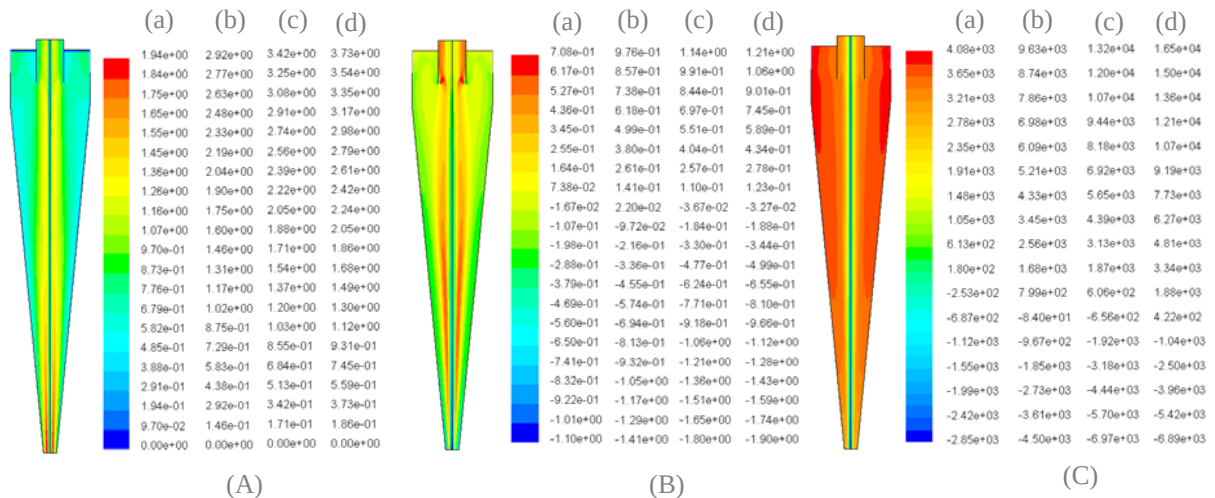


Figura 4.1 – Perfis de velocidade tangencial (A), axial (B) e pressão (C), em função do número de Reynolds a 14300 (a), 20100 (b), 24300 (c) e 26600 (d)

Na Tabela 4.2, são apresentados os valores de queda de pressão medidos por DABIR (1983), aqueles simulados neste trabalho através do modelo RSM via FLUENT 6.2, bem como o desvio relativo entre ambos.

Tabela 4.2 - Queda de Pressão Simulada e medida por DABIR (1983)

Re	- ΔP (Pa)		Desvio (%)
	Dabir (1983)	Simulação	
14300	3330	3290	1,2
20100	9000	8749	2,8
24300	13000	13200	1,5
26000	18000	18800	4,4

Em função dos resultados anteriores, verificou-se que as técnicas de fluidodinâmica computacional conduziram a resultados satisfatórios, quando comparados aos valores experimentais (desvios inferiores a 5%).

A título exemplificativo, a Figura 4.2 apresenta os dados experimentais de velocidade tangencial (DABIR, 1983), medidos ao longo da direção radial, a 6 cm e a 18 cm a partir do topo do hidrociclone, em diferentes números de Reynolds, via técnica LDA (*Laser Doppler Anemometer*), assim como os perfis simulados de velocidade tangencial obtidos neste trabalho pelas técnicas de fluidodinâmica computacional.

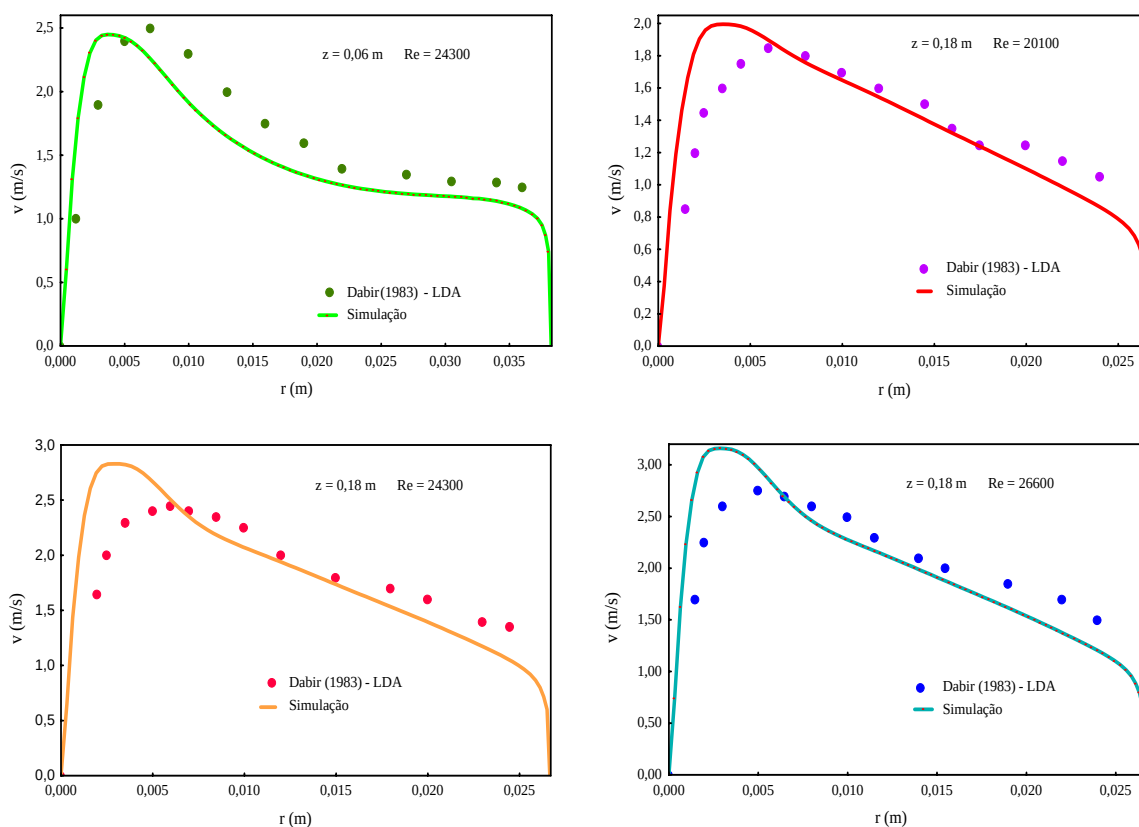


Figura 4.2 – Perfis de velocidade tangencial segundo DABIR (1983) e simulações

Considerando que os dados experimentais levantados por DABIR (1983) são valores médios, já que a turbulência é inerente a esse tipo de escoamento e oscilações em torno desses valores devem provavelmente ocorrer, pôde-se concluir que os perfis de velocidade tangencial, calculados pelas técnicas de CFD, atenderam satisfatoriamente aos fins propostos nesta etapa inicial de treinamento.

Logo, a metodologia adotada neste estudo preliminar pôde ser perfeitamente empregada e generalizada para as simulações com os hidrociclones filtrantes e convencionais, segundo aos fins almejados nesta tese de doutorado.

4.3 – Estudo Fluidodinâmico da Influência de cada Variável Geométrica na Performance dos Hidrociclones Filtrantes

Inicialmente convém esclarecer que mesmo variando a pressão do sistema, foi observado que cada hidrociclone filtrante apresentava a mesma tendência de comportamento em relação aos demais separadores, quando analisado isoladamente numa determinada queda de pressão. Por questões didáticas e frente à enorme quantidade de dados simulados que poderia ser gerada neste trabalho, optou-se por realizar e apresentar apenas as simulações em hidrociclones filtrantes obtidas na queda de pressão de 147000 Pa ($1,5 \text{ kgf.cm}^{-2}$). Aproveitando o ensejo, vale salientar que os valores numéricos obtidos para as razões de líquido e as quedas de pressão, tanto para os hidrociclones filtrantes, quanto convencionais, através das simulações em CFD, estão contidos no *Apêndice G*.

Antes de mencionar os dados experimentais e o hidrociclone filtrante que seria indicado para otimizar o processo de separação, será primeiramente apresentada e discutida a influência de cada variável geométrica no processo de separação em hidrociclones, baseada nas simulações realizadas via FLUENT® 6.2.

4.3.1 – Influência do diâmetro de alimentação (D_i) na performance dos hidrociclones filtrantes

Nesta oportunidade, são postos na Figura 4.3, os perfis de pressão, de velocidade axial (w) e de velocidade tangencial (v) para os hidrociclones HF₁₇ e HF₁₈ a fim de se analisar a influência do diâmetro de alimentação (D_i) na performance de separação dos hidrociclones filtrantes.

O par de hidrociclone HF₁₇ e HF₁₈ foi escolhido porque possui diâmetros de alimentação (D_i) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a uma relação

D_i/D_c igual a 0,13 e 0,29, respectivamente, permitindo uma análise mais detalhada acerca da capacidade, dos custos energéticos e da classificação de sólidos, mantidas todas as demais dimensões constantes.

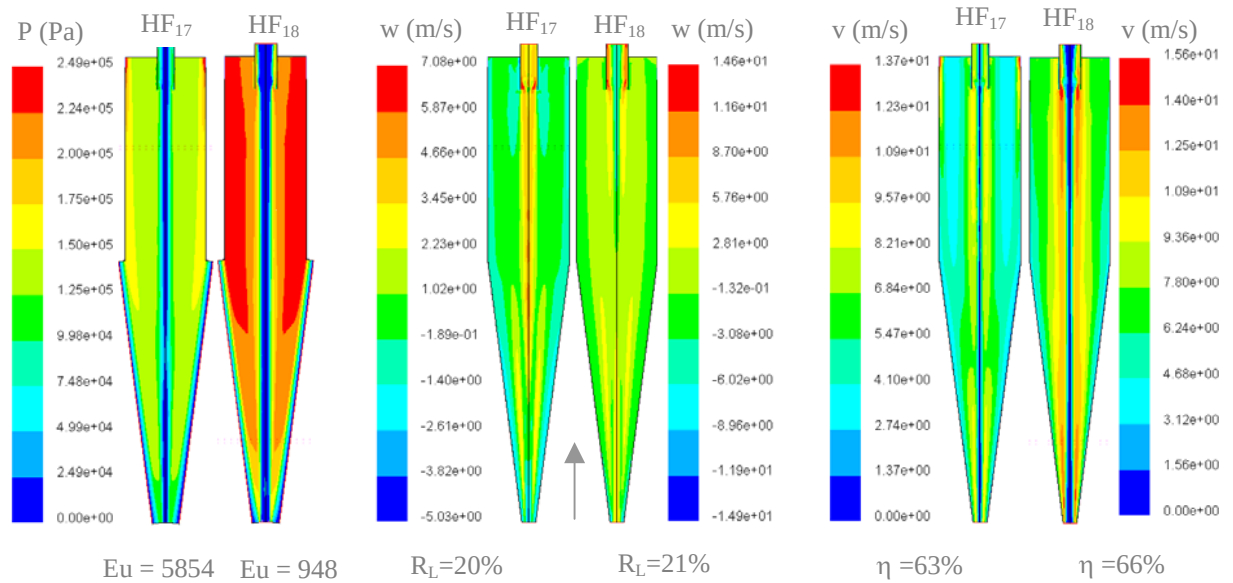


Figura 4.3 – Perfis de Pressão, Velocidade Axial e Velocidade Tangencial para HF₁₇ e HF₁₈

Observa-se nos resultados da Figura 4.3 que o aumento de D_i fez com que o fluido dentro do hidrociclone cedesse energia sob a forma de pressão mais gradativamente. Conseqüentemente, numa mesma queda de pressão, o hidrociclone HF₁₈ conseguiu receber uma maior quantidade de fluido por unidade de tempo, perfeitamente evidenciado pelo menor número de Euler do par estudado.

Noutro aspecto, a variação em D_i modificou as velocidades axiais do fluido, mas não a relação entre as quantidades de líquido descarregadas no *underflow* e *overflow*, pois as razões de líquido simuladas para os dois equipamentos mantiveram-se no mesmo patamar.

Por sua vez, os perfis de velocidade tangencial responderam direta e proporcionalmente à variação de D_i . Verifica-se que o hidrociclone HF₁₈ apresentou os maiores gradientes de velocidades tangenciais em relação ao similar HF₁₇. Partindo dessa constatação, era de se esperar que quando maiores fossem os valores de velocidades tangenciais, maiores seriam as respectivas forças centrífugas e, portanto, maiores seriam também as eficiências totais de coleta (η) das partículas.

No entanto, o hidrociclone HF₁₇ ($\eta=63\%$) apresentou uma eficiência total de coleta muito próxima àquela constatada para o hidrociclone HF₁₈ ($\eta=66\%$). Neste aspecto, acredita-

se que um outro fenômeno concorreu com a atuação das forças centrífugas, em contribuição inversa, como por exemplo, a atuação da componente radial do fluido.

Ao contrário das forças centrífugas, a velocidade radial do fluido desempenhou uma relevante função no processo de separação de partículas em hidrociclones filtrantes. Neste aspecto, são apresentados na Figura 4.4, perfis de velocidade radial do fluido próximos à parede cônica do hidrociclone, tanto para o hidrociclone HF₁₇, quanto para o hidrociclone HF₁₈, ambos calculados numa posição axial a 4 cm a partir do orifício de *underflow*. O sinal negativo indicou apenas que o fluido escoava da parede para o centro do hidrociclone filtrante.

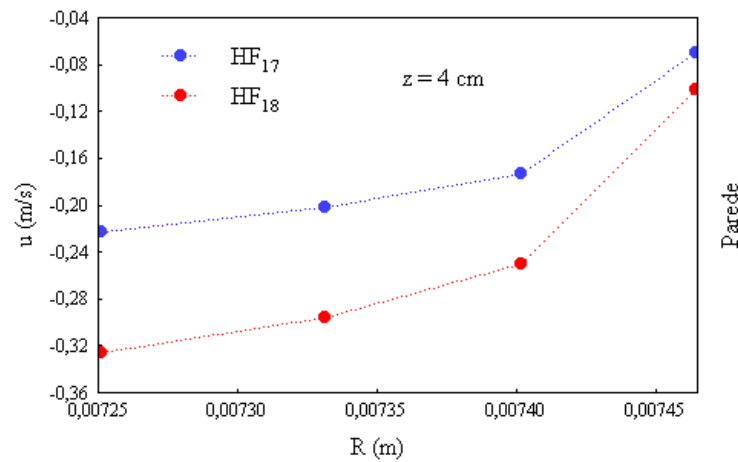


Figura 4.4 – Perfis de Velocidade Radial a 4 cm da base dos hidrociclones Filtrantes HF₁₇ e HF₁₈

No contexto analisado, considerando uma majoração no diâmetro de alimentação, pode ser perfeitamente demonstrado que houve um incremento nas forças centrífugas (efeito positivo na performance de separação), as quais foram por outro lado, anuladas pela majoração nas velocidades radiais do fluido (efeito negativo na performance de separação). Então, houve duas forças distintas e concorrentes, atuando em sentidos opostos, situação pela qual as eficiências dos hidrociclones filtrantes HF₁₇ e HF₁₈ não sofreram alterações significativas frente à mudança no diâmetro de alimentação (D_i).

Portanto, resumindo e sistematizando as considerações anteriores, um incremento no diâmetro de alimentação (D_i) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) proporciona um acréscimo na capacidade volumétrica de alimentação do equipamento, requer uma menor energia de bombeamento da suspensão e pouco interfere na performance de separação.

Todas as considerações abordadas nesta subseção podem ser aplicadas analogamente aos pares de hidrociclones filtrantes HF₁ - HF₉; HF₂ - HF₁₀; HF₃ - HF₁₁; HF₄ - HF₁₂; HF₅ - HF₁₃; HF₆ - HF₁₄; HF₇ - HF₁₅; HF₈ - HF₁₆, H₁₇ - H₂₅ e H₂₅ - H₁₈ (nesta ordem).

4.3.2 – Influência do diâmetro de overflow (D_o) na performance dos hidrociclones filtrantes

Nesta subseção, são apresentados na Figura 4.5, os perfis de pressão, de velocidade axial e de velocidade tangencial para os hidrociclones HF₁₉ e HF₂₀ a fim de se analisar a influência do diâmetro de *overflow* (D_o) na performance de separação dos hidrociclones filtrantes.

O par de hidrociclone HF₁₉ e HF₂₀ foi escolhido porque possui diâmetros de *overflow* (D_o) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a uma relação Do/D_c igual a 0,19 e 0,35, respectivamente, permitindo uma análise mais detalhada acerca da capacidade, dos custos energéticos e da classificação de sólidos, mantidas todas as demais dimensões constantes.

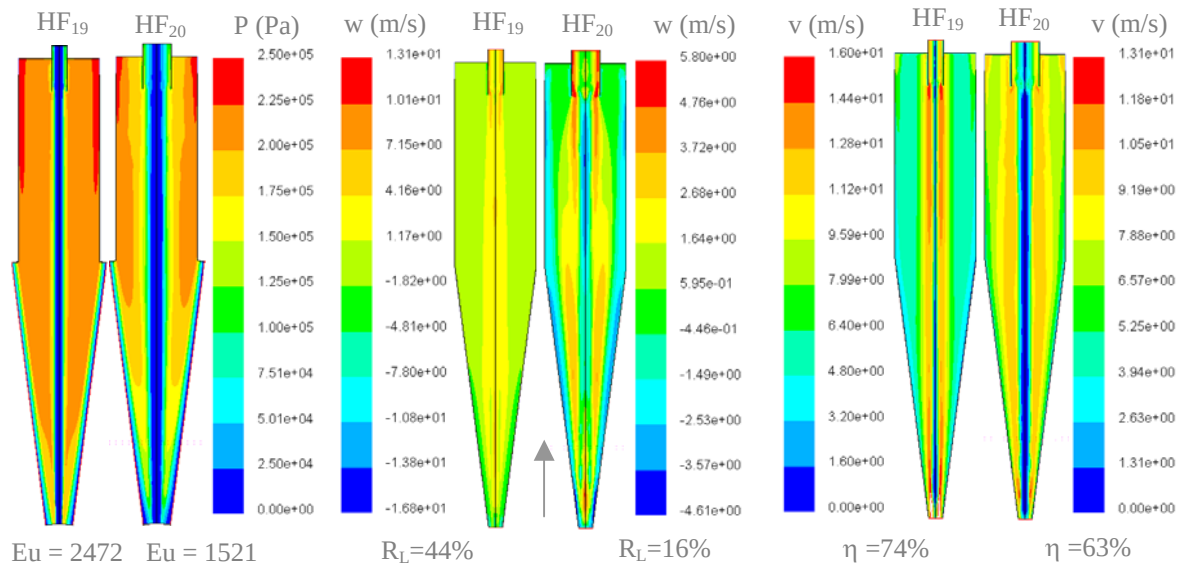


Figura 4.5 – Perfis de Pressão, Velocidade Axial e Velocidade Tangencial para HF₁₉ e HF₂₀

O aumento do diâmetro de *overflow* (D_o) fez com que o fluido dentro do hidrociclone filtrante cedesse energia de pressão de uma forma mais gradativa. Conseqüentemente, numa mesma queda de pressão, o hidrociclone HF₂₀ conseguiu receber uma maior quantidade de fluido por unidade de tempo, perfeitamente evidenciada pelo menor número de Euler do par estudado.

A mudança na dimensão do diâmetro de *overflow*, distintamente do diâmetro de alimentação, acarretou mudanças significativas nos valores de razão de líquido dos hidrociclones filtrantes. À medida que o menor diâmetro de *overflow* foi utilizado, maiores foram as restrições impostas ao escoamento do sistema, obrigando grande parte do líquido a migrar para a corrente de *underflow*. Já que a razão de líquido está, em regra, correlacionada diretamente com o poder de classificação em hidrociclones, provavelmente o equipamento que apresentou as maiores razões, certamente foi aquele detentor das maiores eficiências de coleta. Assim, a Figura 4.5 veio ao encontro da afirmação anterior, mostrando que o hidrociclone HF₁₉ teve uma maior eficiência total quando comparado ao HF₂₀, exatamente por este último não impor restrições tão severas quanto ao primeiro e deixar a maior parte do líquido ser abandonada pelo orifício de *overflow*, juntamente com uma parcela maior de partículas.

Apesar da razão de líquido ter sido o fenômeno essencial e decisivo na separação sólido-líquido deste caso em epígrafe, colaboraram ainda dois outros fenômenos na performance de separação do hidrociclone HF₁₉, quais sejam, a velocidade tangencial e a velocidade radial.

Pode ser evidenciado pela Figura 4.5 que o hidrociclone filtrante HF₁₉ apresentou perfis com maiores níveis de velocidade tangencial quando comparado com o hidrociclone HF₂₀. Logo, quanto maiores forem os níveis de velocidade tangencial, maiores também são as forças centrífugas atuantes sobre as partículas em direção à parede do separador.

Por sua vez, a Figura 4.6 apresenta os perfis de velocidade radial do fluido próximos à parede cônica do hidrociclone, tanto para o hidrociclone HF₁₉, quanto para o hidrociclone HF₂₀, ambos calculados numa posição axial a 4 cm acima do orifício de *underflow*.

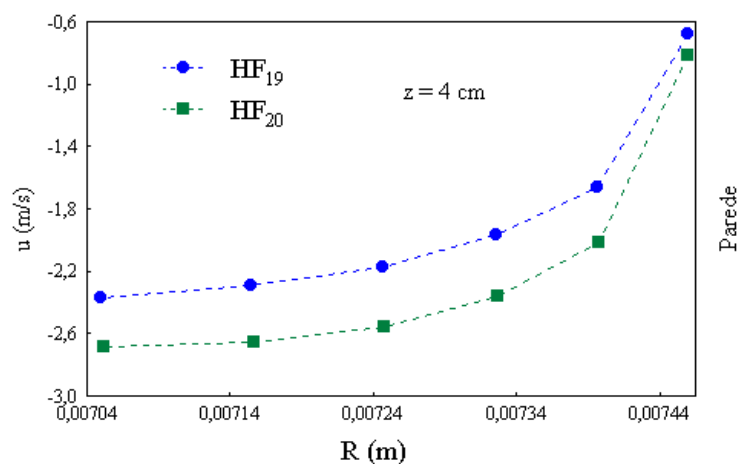


Figura 4.6 – Perfis de Velocidade Radial a 4 cm da base dos hidrociclones Filtrantes HF₁₉ e HF₂₀

Novamente, verifica-se pela Figura 4.6 que as partículas próximas à parede do hidrociclone HF₂₀ provavelmente foram as mais suscetíveis de serem arrastadas para o interior do equipamento, pois estariam sujeitas aos maiores gradientes de velocidade radial. Por sua vez, na hipótese do hidrociclone HF₁₉, as mesmas partículas teriam maiores chances de permanecerem na camada limite, serem carreadas até a base do hidrociclone e serem coletadas pela corrente de concentrado.

Logo, resumindo e sistematizando as considerações anteriores, um incremento no diâmetro de *overflow* (D_o) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) proporciona um acréscimo na capacidade volumétrica de alimentação do equipamento, requer uma menor energia de bombeamento da suspensão e decresce a eficiência total de coleta.

Vale frisar que todas as considerações abordadas nesta subseção podem ser aplicadas analogamente aos pares de hidrociclones filtrantes HF₁ – HF₅; HF₂ – HF₆; HF₃ – HF₇; HF₄ – HF₈; HF₉ – HF₁₃; HF₁₀ – HF₁₄; HF₁₁ – HF₁₅; HF₁₂ – HF₁₆, H₁₉ – H₂₅ e H₂₅ – H₂₀ (nesta ordem).

4.3.3 – Influência do comprimento total (L) na performance dos hidrociclones filtrantes

Nesta subseção, são apresentados na Figura 4.7, os perfis de pressão, de velocidade axial e de velocidade tangencial para os hidrociclones HF₂₁ e HF₂₂ a fim de se analisar a influência do comprimento total (L) na performance de separação dos hidrociclones filtrantes.

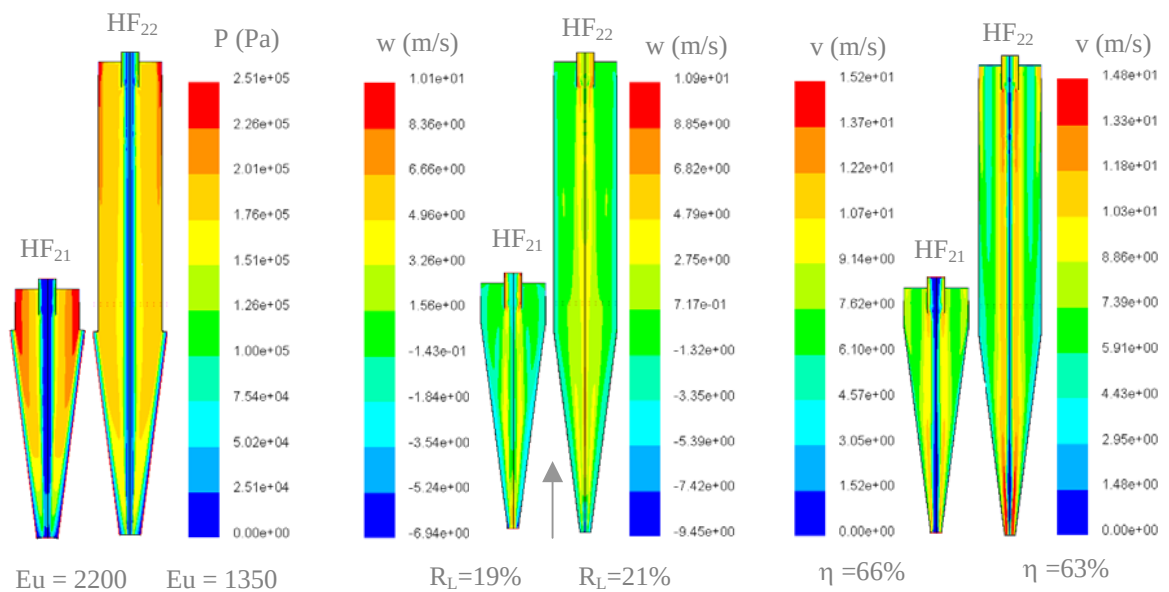


Figura 4.7 – Perfis de Pressão, Velocidade Axial e Velocidade Tangencial para HF₂₁ e HF₂₂

O par de hidrociclone HF₂₁ e HF₂₂ foi escolhido porque possui comprimentos totais (L) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a uma relação L/D_c igual a 3,9 e 7,6, respectivamente, permitindo uma análise mais detalhada acerca da capacidade, dos custos energéticos e da classificação de sólidos, mantidas todas as demais dimensões constantes.

Foi constatado que uma variação no comprimento total de um hidrociclone filtrante induz a mudanças significativas no respectivo número de Euler. Verificou-se que menores números de Euler são obtidos à medida que maiores comprimentos totais são utilizados. Tal fato ocorreu porque houve um incremento considerável no tamanho do cilindro, parte intrinsecamente ligada à capacidade dos hidrociclones. Assim, numa mesma queda de pressão, foi possível alimentar uma maior taxa volumétrica de suspensão no hidrociclone filtrante HF₂₂ em relação ao hidrociclone filtrante HF₂₁.

Pela Figura 4.7 verificou-se ainda, que mudanças no comprimento total de um hidrociclone filtrante, pouco interferiu em sua razão de líquido, nos perfis de velocidade tangencial, bem como no poder de classificação dos sólidos presentes no sistema. No mesmo sentido, a variável geométrica L manteve também os perfis de velocidade radial numa mesma ordem de grandeza, como se pôde observar na Figura 4.8.

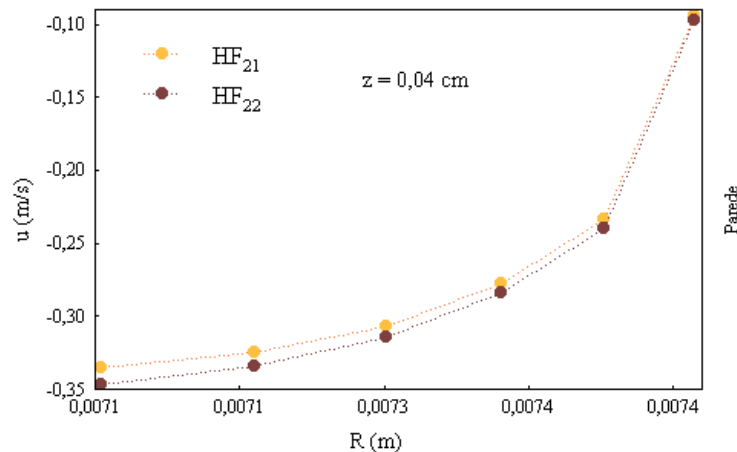


Figura 4.8 – Perfis de Velocidade Radial a 4 cm da base dos hidrociclones Filtrantes HF₂₁ e HF₂₂

Por conseguinte, resumindo e sistematizando as considerações anteriores, um incremento no comprimento total (L) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) teve influência apenas sobre a capacidade do equipamento, o qual numa mesma queda de pressão conseguiu processar volumes mais expressivos de

suspensões, requerendo por conseguinte, uma menor energia de bombeamento. No que se refere à razão de líquido e aos perfis de velocidade tangencial e radial, uma mudança na dimensão geométrica supracitada quase nenhuma influência desempenhou sobre elas e muito menos na performance de separação.

Vale frisar que todas as considerações abordadas nesta subseção podem ser aplicadas analogamente aos pares de hidrociclones filtrantes HF₁ – HF₃; HF₂ – HF₄; HF₅ – HF₇; HF₆ – HF₈; HF₉ – HF₁₁; HF₁₀ – HF₁₂; HF₁₃ – HF₁₅; HF₁₄ – HF₁₆; H₂₁ – H₂₅ e H₂₅ – H₂₂ (nesta ordem).

4.3.4 – Influência do ângulo do cone (θ) na performance dos hidrociclones filtrantes

Nesta subseção, são apresentados na Figura 4.9, os perfis de pressão, de velocidade axial e de velocidade tangencial para os hidrociclones HF₂₃ e HF₂₄ a fim de se analisar a influência do ângulo dos troncos de cone (θ) na performance de separação dos hidrociclones filtrantes.

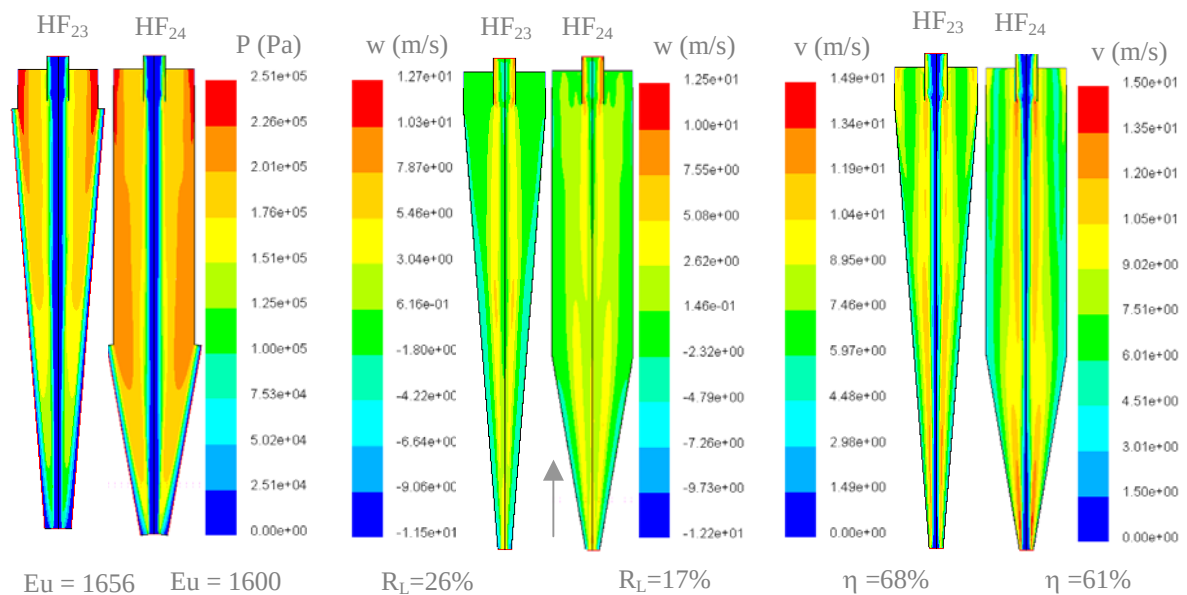


Figura 4.9 – Perfis de Pressão, Velocidade Axial e Velocidade Tangencial para HF₂₃ e HF₂₄

O par de hidrociclone HF₂₃ e HF₂₄ foi escolhido porque possui ângulos de tronco de cone (θ) bem distintos, nos níveis $-\alpha$ e $+\alpha$, os quais correspondem a valores de θ iguais a 9° e 20° , respectivamente, permitindo uma análise mais detalhada acerca da capacidade volumétrica de alimentação, dos custos energéticos e da classificação de sólidos, mantidas todas as demais dimensões constantes.

De acordo com a Figura 4.9, o uso de diferentes ângulos de cone desempenhou quase que nenhuma influência sobre a capacidade dos hidrociclones estudados, haja vista que numa mesma queda de pressão, ambos tiveram praticamente o mesmo número de Euler. As mesmas considerações podem ser aplicadas aos perfis de velocidade tangenciais, os quais tanto para o hidrociclone filtrante HF₂₃ quanto para o hidrociclone HF₂₄ apresentaram valores comuns e próximos entre si.

A mudança na variável θ interferiu na quantidade de líquido direcionada para as correntes de clarificado e de concentrado. Verificou-se que à medida que o ângulo do tronco de cone foi majorado (HF₂₄), menor foi a proporção de líquido direcionada ao orifício de *underflow*.

O fato da razão de líquido ter sido minorada com o aumento de θ , juntamente com a atuação dos perfis de velocidade radial, fizeram com que a eficiência total do separador HF₂₄ fosse menor do que a do HF₂₃. Aproveitando o ensejo, são apresentados na Figura 4.10 os perfis de velocidades radiais para o par de hidrociclones analisados nesta subseção.

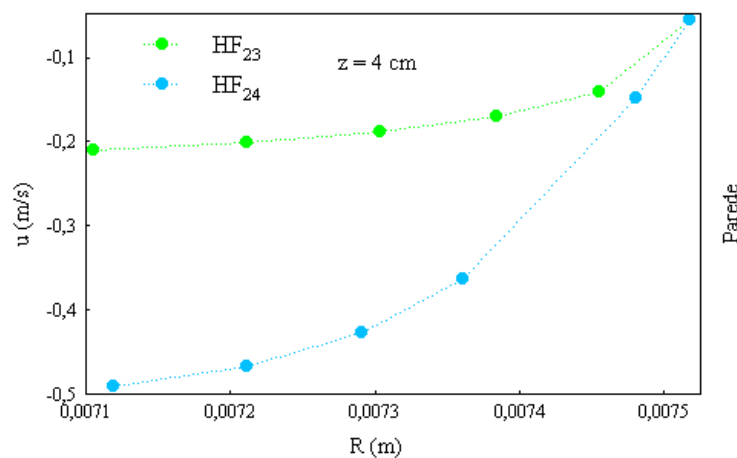


Figura 4.10 – Perfis de Velocidade Radial a 4 cm da base dos hidrociclones Filtrantes HF₂₃ e HF₂₄

Em consonância com os perfis de velocidade radial da Figura 4.10, pôde ser verificado que as partículas contidas na camada limite de ambos os hidrociclones certamente estiveram sujeitas a diferentes arrastes radiais. Acredita-se que a atuação da componente radial do fluido sobre as partículas no hidrociclone HF₂₃ foi menos intensa do que no hidrociclone filtrante HF₂₄, mantendo-as por um maior período na camada limite até conseguirem ser descarregadas pela corrente de *underflow*.

Assim, resumindo e sistematizando as considerações anteriores, um incremento no ângulo do tronco de cone (θ) dos hidrociclones filtrantes (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) não desempenha influência significativa sobre a capacidade do equipamento, apresentando, portanto, números de Euler próximo entre si. No que tange à eficiência total de coleta, a mesma é favorecida à medida que menores ângulos de cone são usados (HF₂₃). Tal favorecimento dá-se em virtude das maiores razões de líquido e menores velocidades radiais induzidas pelo pequeno ângulo do cone perto da parede .

Cumprido ser salientado, ademais, que todas as considerações abordadas nesta subseção podem ser aplicadas analogamente aos pares de hidrociclones filtrantes HF₁ – HF₂; HF₃ – HF₄; HF₅ – HF₆; HF₇ – HF₈; HF₉ – HF₁₀; HF₁₁ – HF₁₂; HF₁₃ – HF₁₄; HF₁₅ – HF₁₆; H₂₃ – H₂₅ e H₂₅ – H₂₄ (nesta ordem).

4.4 – Estudo da Influência das Variáveis Geométricas na Performance do Hidrociclone Filtrante segundo o Planejamento Composto Central

Nesta seção são apresentados os principais dados experimentais coletados para os 25 hidrociclones filtrantes oriundos do Planejamento Composto Central (PCC), como por exemplo, o número de Euler, a razão de líquido, a eficiência total de coleta e o diâmetro de corte. Maiores detalhes a respeito das informações experimentais podem ser obtidos no *Apêndice D* e sobre as regressões múltiplas no *Apêndice H*. Vale à pena lembrar que as variáveis X_1 , X_2 , X_3 e X_4 representam respectivamente os fatores D_i/D_c , D_o/D_c , L/D_c e θ .

4.4.1 – Número de Euler

Os números de Euler coletados experimentalmente para os hidrociclones filtrantes nos quatro níveis de queda de pressão estudados, segundo as 25 configurações geométricas oriundas do Planejamento Composto Central, podem ser visualizados na Figura 4.11.

De acordo com a Figura 4.11 e com as dimensões geométricas utilizadas neste trabalho, verificou-se a obtenção de uma faixa razoavelmente ampla para o número de Euler, o qual variou de 880 a 6000. Foi constatado que dentre os hidrociclones filtrantes analisados, os equipamentos HF₁₅ e HF₁₆ apresentaram os menores números de Euler (maiores capacidades volumétricas de alimentação numa mesma queda de pressão ou se preferir, menores quedas de pressão numa mesma capacidade volumétrica de alimentação). Noutro extremo, foram notados os maiores números de Euler para o Hidrociclone HF₁₇ (menores capacidades volumétricas de alimentação numa mesma queda de pressão ou se preferir,

maiores quedas de pressão numa mesma capacidade volumétrica de alimentação). Logo, sem entrar no mérito das demais respostas e analisando somente o número de Euler, ter-se-á os menores custos energéticos de bombeamento para os hidrociclones HF₁₅ e HF₁₆ e os maiores para o HF₁₇ (fortes restrições à alimentação da suspensão).

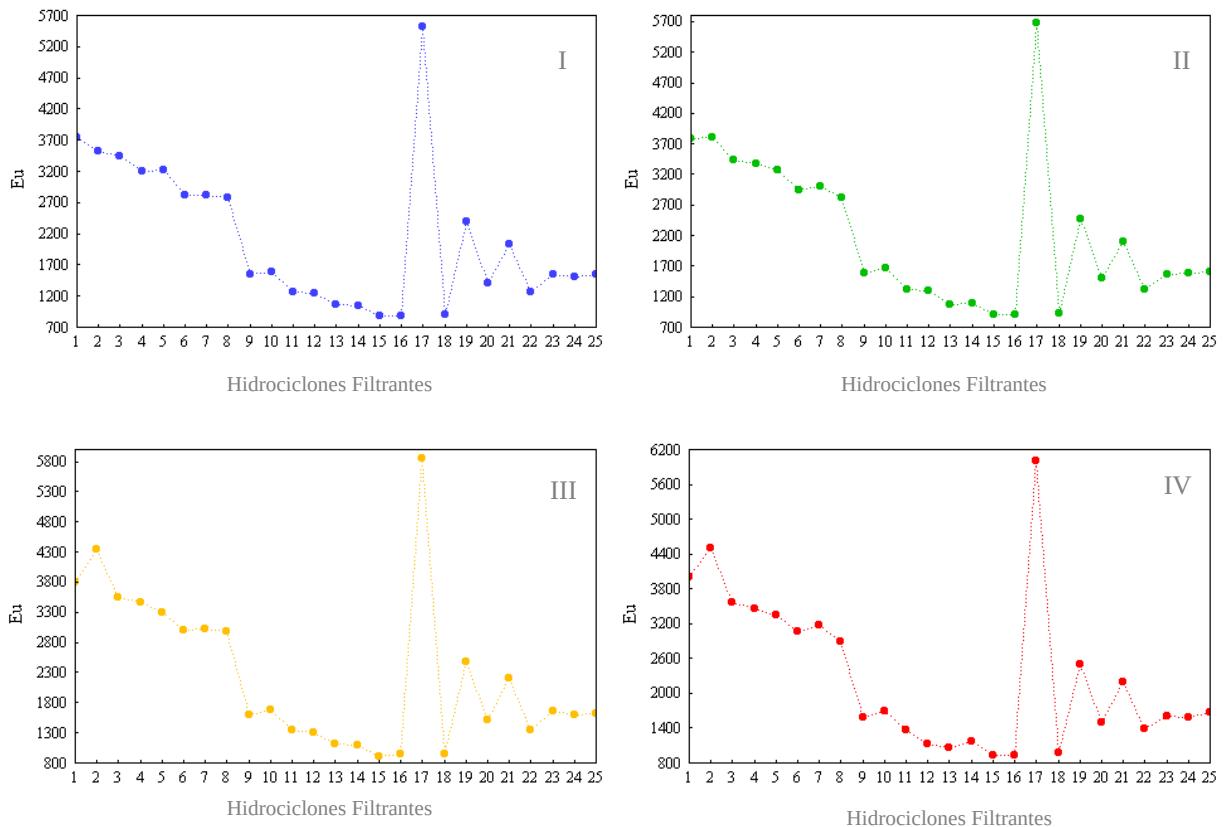


Figura 4.11 – Números de Euler experimentais para os hidrociclones filtrantes nas quedas de pressão de 0,9 kgf/cm² (I); 1,2 kgf/cm² (II); 1,5 kgf/cm² (III) e 1,8 kgf/cm² (IV)

Valores intermediários de Euler e portanto, vazões volumétricas de alimentação e demanda energética também intermediárias podem ser alcançados para os hidrociclones HF₉, HF₁₀, HF₁₁, HF₁₂, HF₁₃, HF₁₄, HF₁₈, HF₂₀, HF₂₂, HF₂₃, HF₂₄ e HF₂₅. Por exclusão, ter-se-á maiores custos com bombeamento e menores capacidades de alimentação nas seguintes configurações: HF₁, HF₂, HF₃, HF₄, HF₅, HF₆, HF₇, HF₈, HF₁₉ e HF₂₁.

De posse das informações experimentais, uma regressão múltipla foi realizada e uma superfície de resposta para o número de Euler foi estimada, tudo de acordo com a Tabela 4.3, onde o efeito da queda de pressão foi inserido no fator X₅. O comportamento gráfico da função matemática estimada pode ser visto na Figura 4.12, considerando os pares X₁-X₂, X₁-X₃ e X₂-X₃ (com X₅ e demais fatores, quando não mencionados, no nível central).

Tabela 4.3 - Superfície de Resposta para o número de Euler dos Hidrociclones Filtrantes

Superfície de Resposta para o Número de Euler	R
$Eu = 1607 - 1176X_1 - 283X_2 - 186X_3 + 86X_5 + 604X_1^2 + 112X_2^2$	0,9842

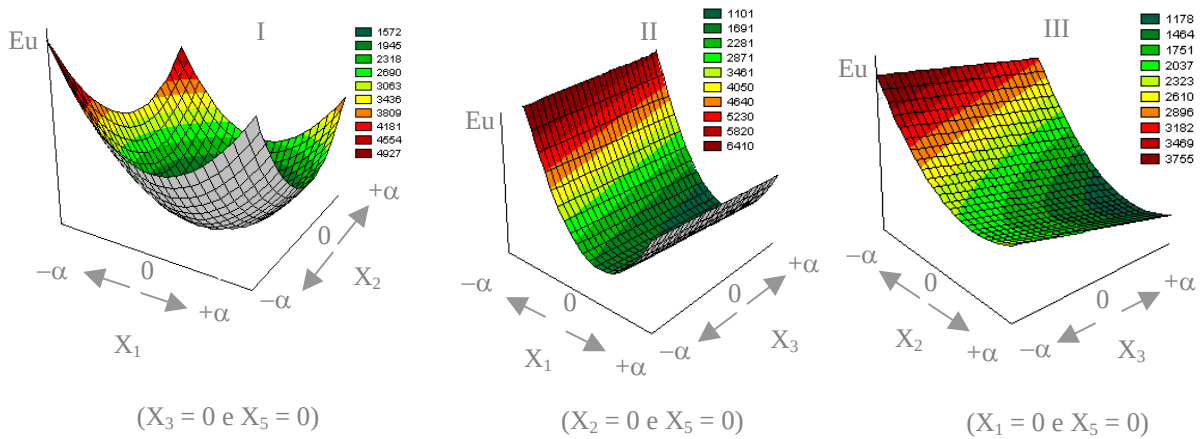


Figura 4.12 – Superfícies de Resposta para o número de Euler segundo os pares X_1 - X_2 (I), X_1 - X_3 (II) e X_2 - X_3 (III)

Como mostra a Tabela 4.3, a geometria do tronco de cone (X_4) não exerceu nenhuma influência no número de Euler (vejamos por exemplo, o caso dos pares HF_1 - HF_2 , HF_9 - HF_{10} , HF_{15} - HF_{16} e HF_{23} - HF_{24}). Já a queda de pressão, desempenhou pouca influência sobre o número de Euler dos hidrociclones filtrantes, haja vista o menor coeficiente estimado dentre todos.

Dentre as demais variáveis, o diâmetro de alimentação (X_1) do hidrociclone foi o que mais influenciou no comportamento do número de Euler, seguido do diâmetro de *overflow* (X_2) e por último, do comprimento total (X_3).

De acordo com a Figura 4.12 e a Tabela 4.3, foi averiguado que o número de Euler respondeu inversamente às mudanças nos diâmetros de alimentação dos hidrociclones filtrantes (vejamos por exemplo a situação dos pares: HF_1 - HF_9 , HF_2 - HF_{10} , HF_3 - HF_{11} , HF_4 - HF_{12} , HF_5 - HF_{13} , HF_6 - HF_{14} , HF_7 - HF_{15} , HF_8 - HF_{16} , HF_{17} - HF_{18} , HF_{25} - HF_{18} e HF_{17} - HF_{18} , principalmente). Analogamente, o número de Euler respondeu inversamente às variações nos diâmetros de *overflow* dos hidrociclones filtrantes (vejamos por exemplo a situação dos pares: HF_1 - HF_5 , HF_2 - HF_6 , HF_3 - HF_7 , HF_4 - HF_8 , HF_9 - HF_{13} , HF_{10} - HF_{14} , HF_{11} - HF_{15} , HF_{12} - HF_{16} , HF_{19} - HF_{25} , HF_{25} - HF_{20} e HF_{19} - HF_{20} , principalmente). Por fim e similarmente, o número de Euler respondeu inversamente às variações nos comprimentos totais dos hidrociclones (vejamos por

exemplo a situação dos pares: HF₁-HF₃, HF₂-HF₄, HF₅-HF₇, HF₆-HF₈, HF₉-HF₁₁, HF₁₀-HF₁₂, HF₁₃-HF₁₅, HF₁₄-HF₁₆, HF₂₁-HF₂₅, HF₂₅-HF₂₂ e HF₂₁-HF₂₂, principalmente).

Daí, uma justificação técnica pela qual o número de Euler nos hidrociclones Rietema ($[X_1, X_2, X_3, X_4] = [+ \alpha, + \alpha, -1, + \alpha]$) é menor do que aquele verificado para o hidrociclone Bradley ($[X_1, X_2, X_3, X_4] = [- \alpha, - \alpha, +1, - \alpha]$).

Sabe-se que num processo de otimização do número de Euler, o mesmo deve ser levado para um ponto de mínimo global, já que a demanda energética está diretamente correlacionada a este adimensional. Do jeito que está descrita a equação da superfície de resposta para o número de Euler na Tabela 4.3, tal função não apresenta ponto de mínimo global (autovalores positivos e negativos – “ponto sela” ou *saddle point*).

Analizando a contribuição de cada variável nas superfícies de resposta, nota-se que o comprimento total e queda de pressão foram aquelas que menos contribuíram no contexto global. Logo, uma alternativa para obtenção do ponto de mínimo da função matemática contidas na Tabela 4.3 foi a atribuição do nível “0” às variáveis X_3 e X_5 , já que no domínio de X_1 e X_2 há um ponto de mínimo global (Figura 4.12 - I). Neste aspecto, a função resultante apresentou um ponto de mínimo global (análise canônica - autovalores positivos – *Apêndice H*), conforme dispõe a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Ponto de Mínimo para a Superfície de Resposta do Número de Euler dos Hidrociclones Filtrantes ($X_3 = 0$ e $X_5 = 0$)

Ponto de Mínimo Global	Autovalores
$[X_1, X_2] = [+1; +1,25]$	$[\lambda_1, \lambda_2] = [604; 112]$

Da Tabela 4.4 foi possível obter um ponto de mínimo global que atendesse a função definida na Tabela 4.3 e otimizasse, portanto, o número de Euler em hidrociclones filtrantes. Neste sentido, os valores de $+1$ e $+1,25$ para X_1 e X_2 , respectivamente, encontram-se dentro do domínio experimental estudado e minimizam a função do número de Euler ($X_3 = 0$, $-\alpha \leq X_4 \leq + \alpha$ e $X_5 = 0$).

Um estudo fluidodinâmico baseado nas simulações acerca da influência de cada uma das variáveis geométricas sobre o número de Euler já fora feito e apresentado na seção 4.3 com maiores detalhes.

4.4.2 – Razão de Líquido

As razões de líquido coletadas experimentalmente para os 25 hidrociclones filtrantes (segundo as configurações geométricas oriundas do Planejamento Composto Central) podem ser visualizadas na Figura 4.13.

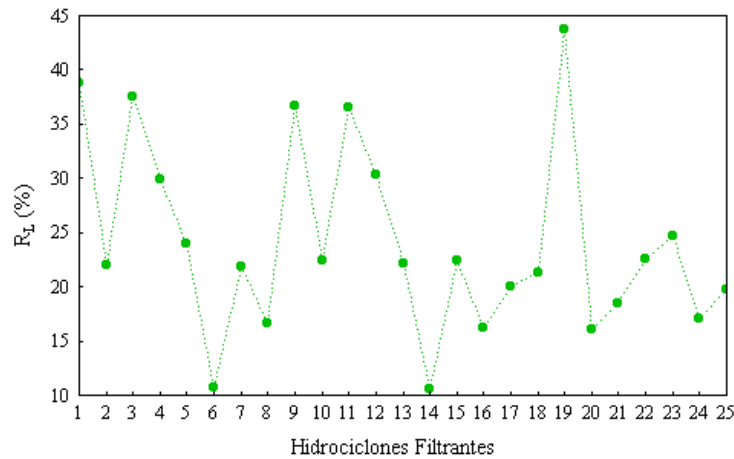


Figura 4.13 – Razões de Líquido Experimentais para os Hidrociclones Filtrantes

De acordo com a Figura 4.13 e com as dimensões geométricas utilizadas neste trabalho, foi possível obter um intervalo significativamente amplo para a razão de líquido, a qual variou entre 10% e 45%.

Dentre o rol de informações experimentais, foi cientificado que os hidrociclones filtrantes HF₆ e HF₁₄ foram os que apresentaram as menores razões de líquido (correntes de *underflow* mais concentradas em sólidos). Por outro lado, constatou-se que o hidrociclone filtrante HF₁₉ apresentou as maiores razões de líquido (corrente de *underflow* mais diluída).

Valores intermediários de razão de líquido (15% a 20%) e, portanto, concentrações de *underflow* também intermediárias, foram alcançadas para os hidrociclones HF₂, HF₅, HF₇, HF₈, HF₁₀, HF₁₃, HF₁₅, HF₁₆, HF₁₇, HF₁₈, HF₂₀, HF₂₁, HF₂₂, HF₂₃, HF₂₄ e HF₂₅. Por sobra, os hidrociclones filtrantes remanescentes que tiveram as correntes de *underflow* mais diluídas foram os das seguintes configurações: HF₁, HF₃, HF₄, HF₉, HF₁₁ e HF₁₂.

De posse das informações experimentais, uma regressão múltipla foi realizada e uma superfície de resposta para razão de líquido foi estimada, conforme está transcrita na Tabela 4.5 (lembrando que a razão de líquido não depende da queda de pressão do sistema). O comportamento gráfico da função matemática estimada pode ser visto na Figura 4.14, conforme a combinação dos fatores na forma de pares (X_2 - X_3 , X_2 - X_4 , X_3 - X_4). Em cada um dos

gráficos que compõe a Figura 4.14, a variável que não esteve contemplada no par de fatores, foi fixada no nível central.

Tabela 4.5 – Superfície de Resposta para a Razão de Líquido dos Hidrociclones Filtrantes

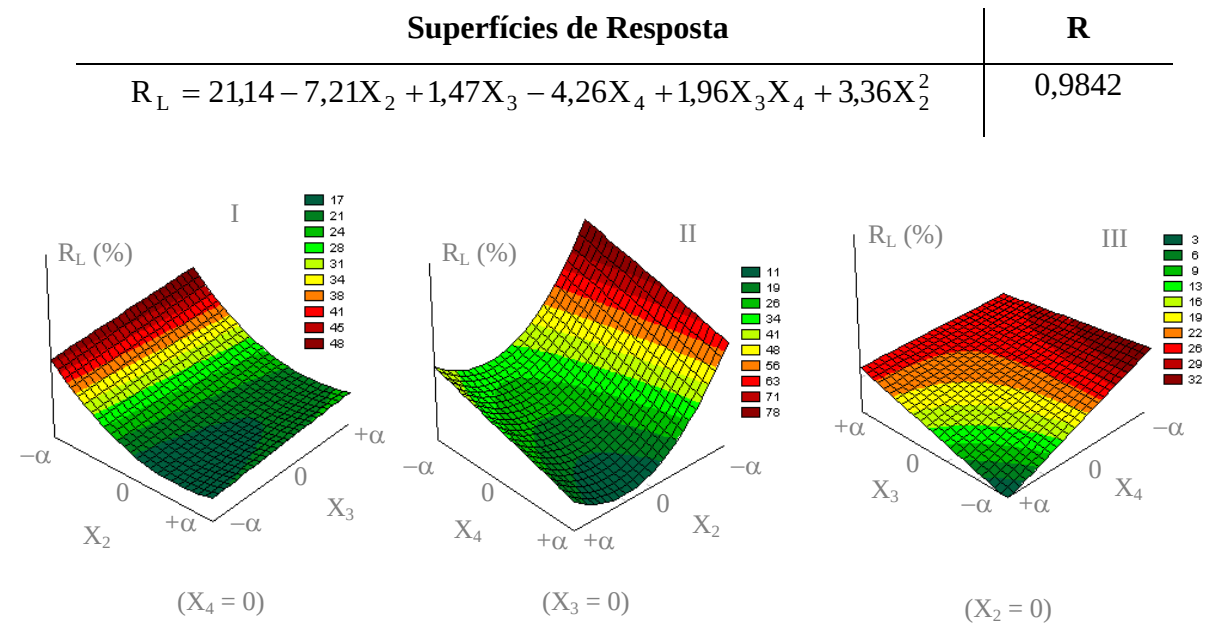


Figura 4.14. – Superfícies de Resposta para Razão de Líquido segundo os pares X_2 - X_3 (I), X_2 - X_4 (II) e X_3 - X_4 (III)

De forma preambular, deve ser informado que a dimensão do diâmetro de alimentação (X_1) não exerceu uma influência significativa nas razões de líquido dos hidrociclones filtrantes (Isto fica claro quando observamos por exemplo, o caso dos pares HF₁-HF₉, HF₂-HF₁₀, HF₃-HF₁₁, HF₄-HF₁₂, HF₅-HF₁₃, HF₆-HF₁₄, HF₇-HF₁₅, HF₈-HF₁₆, HF₁₇-HF₁₈, HF₁₇-HF₂₅ e HF₁₈-HF₂₅).

Dentre as demais variáveis, o diâmetro de *overflow* (X_2) do hidrociclone foi o que mais influenciou no comportamento da razão de líquido, seguido logo após pelo ângulo do tronco de cone (X_4) e por último, pelo comprimento (X_3) total.

De acordo com a Figura 4.14 e a Tabela 4.5 foi certificado que na maioria das configurações analisadas, a razão de líquido correspondeu inversamente às mudanças dos diâmetros de *overflow* (X_2) dos hidrociclones filtrantes (notemos por exemplo a situação dos pares: HF₁-HF₅, HF₂-HF₆, HF₃-HF₇, HF₄-HF₈, HF₉-HF₁₃, HF₁₀-HF₁₄, HF₁₁-HF₁₅, HF₁₂-HF₁₆, HF₁₉-HF₂₅, HF₂₅-HF₂₀ e HF₁₉-HF₂₀).

Semelhantemente ao caso anterior, a razão de líquido também variou inversamente às mudanças dos ângulos de tronco de cone (X_4). Tal comportamento foi mais intenso nas

geometrias onde se têm os menores valores de comprimento total (X_3), devido à interação entre esta e aquela. O efeito do ângulo do cone fica evidente quando são comparados as situações dos pares: HF₁-HF₂, HF₃-HF₄, HF₅-HF₆, HF₇-HF₈, HF₉-HF₁₀, HF₁₁-HF₁₂, HF₁₃-HF₁₄, HF₁₅-HF₁₆, HF₂₃-HF₂₅, HF₂₅-HF₂₄ e HF₂₃-HF₂₄).

Por fim e de uma maneira não tão evidente, a razão de líquido pode aumentar (HF₂-HF₄, HF₆-HF₈, HF₁₄-HF₁₆, HF₂₁-HF₂₅, HF₂₅-HF₂₂ e HF₂₁-HF₂₂), diminuir (HF₁-HF₃, HF₅-HF₇, HF₉-HF₁₁) ou permanecer constante (HF₁₀-HF₁₂ e HF₁₃-HF₁₅) com a mudança do comprimento total do hidrociclone (X_3), tudo por causa da dependência e interatividade que mantém com o fator X_4 (entende-se por exemplo, o motivo pelo qual na literatura, os hidrociclones de Rietema – concentradores - e Bradley – classificadores - possuem razões de líquido tão distintas, uma vez que para o primeiro, X_2 , X_3 e X_4 equivalem a $+\alpha$, -1 e $+\alpha$, enquanto que para o segundo, assumem os valores de $-\alpha$, $+1$ e $-\alpha$, respectivamente).

Sabe-se que num processo de otimização da razão de líquido em hidrociclones, não faz sentido impor ao sistema um ponto único, quer de máximo, quer de mínimo. Tudo dependerá da finalidade principal da futura aplicação dos hidrociclones nos processos de separação sólido-líquido. Assim, se o objetivo primordial é utilizar o hidrociclone em processos industriais que requeiram um poder classificatório satisfatório, deve-se então buscar um equipamento que origine as maiores razões de líquido possíveis. Porém, se a principal finalidade é utilizá-lo em processos de concentração ou espessamento da suspensão alimentada, deve-se então, pugnar para um equipamento com as menores razões de líquido possíveis.

Sintetizando e confirmando o parágrafo anterior, a superfície de resposta estimada para a razão de líquido não apresentou no domínio estudado, nenhum ponto de mínimo ou de máximo global (análise canônica - autovalores positivos e negativos – *Apêndice H*).

Finalizando esta subseção, é necessário expor que um estudo fluidodinâmico baseado nas simulações acerca da influência de cada uma das variáveis geométricas sobre a razão de líquido, já fora feito e apresentado na seção 4.3.

4.4.3 – Eficiência Total de Coleta e Diâmetro de Corte

As eficiências totais de coleta (η) e os diâmetros de corte (d_{50}) obtidos experimentalmente para os hidrociclones filtrantes nos quatro níveis de queda de pressão estudados, segundo as 25 configurações geométricas oriundas do Planejamento Composto Central, podem ser visualizados na Figura 4.15 e 4.16, respectivamente.

Os dados experimentais mostraram faixas de amplas de eficiência total de coleta total de coleta para os hidrociclones filtrantes (45% a 85%) e de diâmetro de corte ($0,5 \mu m$ a $10 \mu m$).

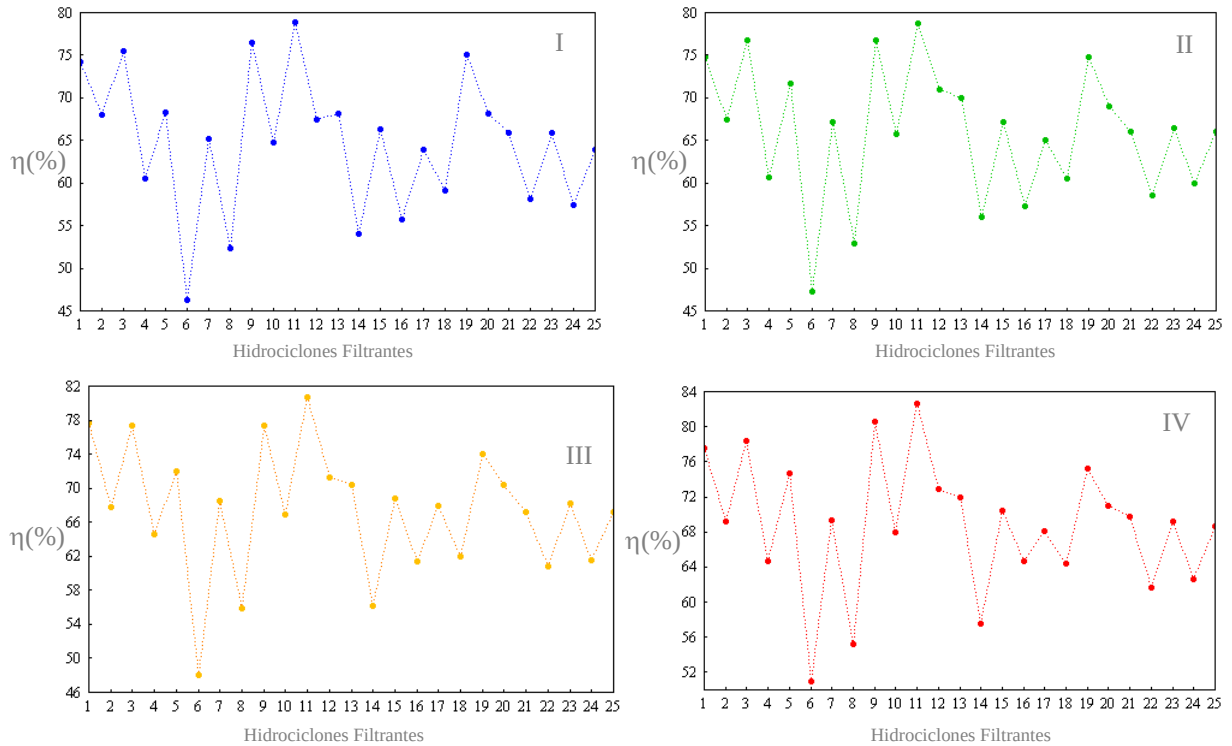


Figura 4.15 – Eficiências totais experimentais para os hidrociclones filtrantes nas quedas de pressão de $0,9 \text{ kgf/cm}^2$ (I); $1,2 \text{ kgf/cm}^2$ (II); $1,5 \text{ kgf/cm}^2$ (III) e $1,8 \text{ kgf/cm}^2$ (IV)

Assim, os hidrociclones filtrantes podem ser dispostos em três categorias distintas de classificação, ou seja, aqueles que tiveram η menor que 60% (HF₆, HF₈ e HF₁₄), os que tiveram η entre 60% e 75% (HF₂, HF₄, HF₅, HF₇, HF₁₀, HF₁₂, HF₁₃, HF₁₅, HF₁₆, HF₁₇ e HF₁₈) e aqueles com η acima de 75% (HF₁, HF₃, HF₉, HF₁₁ e HF₁₉). Nesta última categoria, deve ser ressaltado que o hidrociclone HF₁₁ teve a maior eficiência de coleta dentre os hidrociclones filtrantes estudados.

De posse das informações experimentais, regressões múltiplas foram realizadas e superfícies de resposta foram estimadas para a eficiência total e o diâmetro de corte, tudo de acordo com as Tabelas 4.6 e 4.7, respectivamente. Os comportamentos gráficos das superfícies de resposta estimadas para eficiência total e diâmetro de corte podem ser vistos nas Figura 4.17 e 4.18, respectivamente.

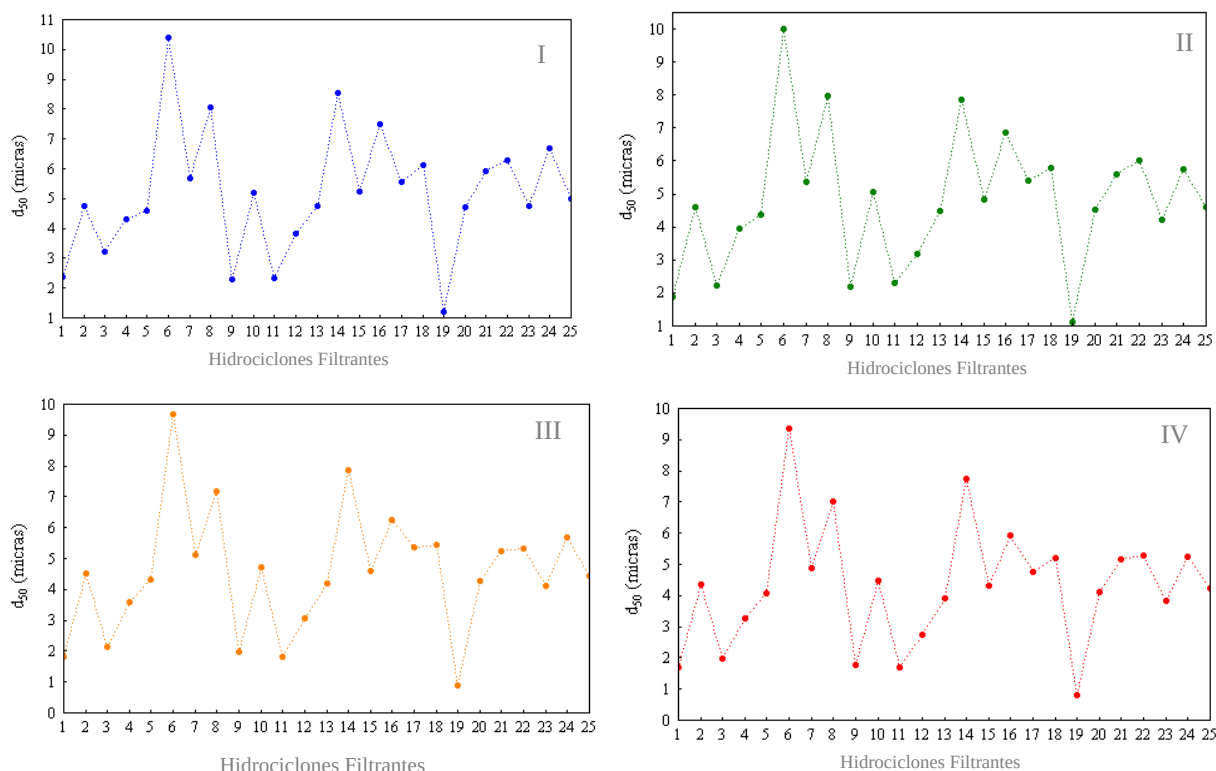


Figura 4.16 – Diâmetros de corte experimentais para os hidrociclones filtrantes nas quedas de pressão de 0,9 kgf/cm² (I); 1,2 kgf/cm² (II); 1,5 kgf/cm² (III) e 1,8 kgf/cm² (IV)

Tabela 4.6 – Superfície de Resposta para a eficiência total (η) dos hidrociclones filtrantes

Superfície de Resposta para η	R
$\eta = 65,18 - 4,94X_2 - 5,23X_4 + 2,05X_5 + 1,28X_2^2$	0,8850

Tabela 4.7 – Superfície de Resposta para o diâmetro de corte dos hidrociclones filtrantes

Superfícies de Resposta	R
$d_{50} = 5,17 + 1,61X_2 + 1,12X_4 - 0,41X_5 + 0,33X_2X_4 - 0,49X_2^2$	0,9270

Tanto a eficiência total de coleta, quanto o diâmetro de corte reduzido, foram influenciados significativamente pelas alterações sofridas no diâmetro de *overflow* (X_2) e no ângulo do tronco de cone (X_4).

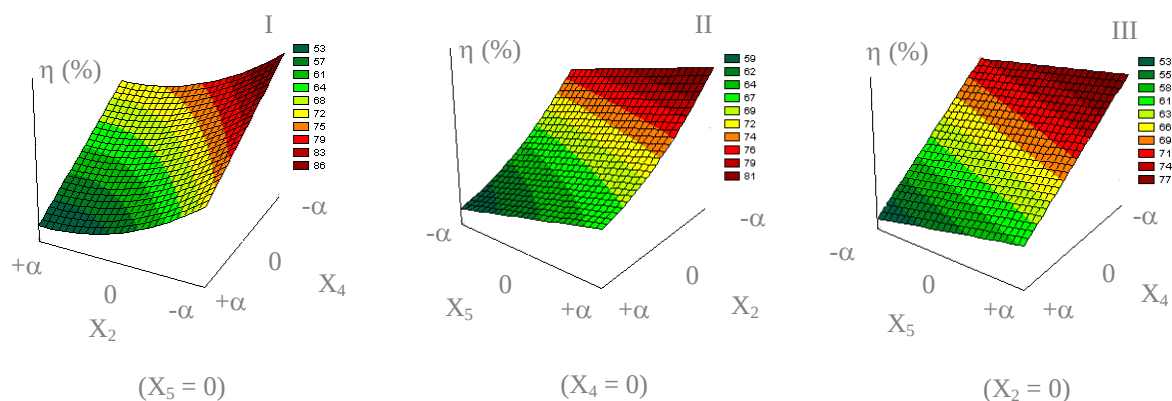


Figura 4.17 – Superfícies de Resposta para a eficiência total de acordo com os pares X_2 - X_4 (I), X_2 - X_5 (II) e X_4 - X_5 (III)

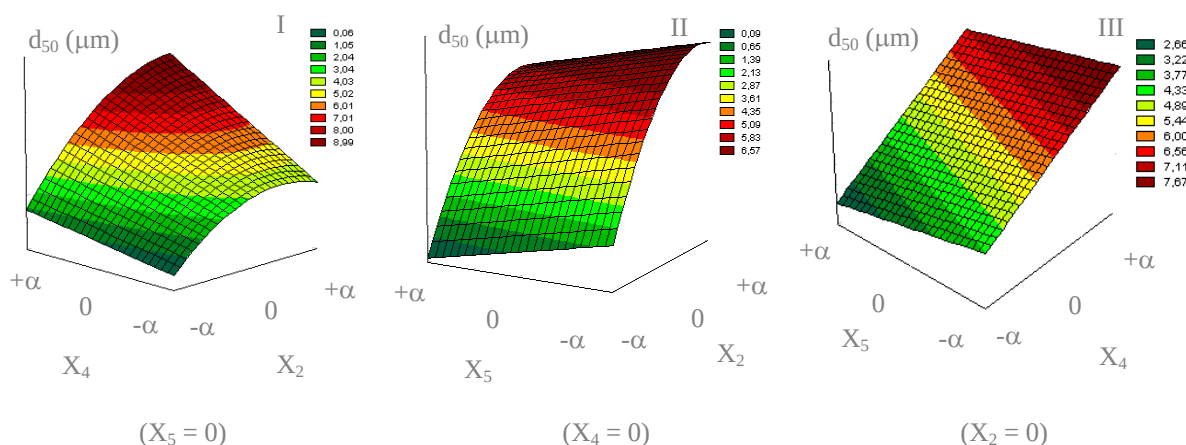


Figura 4.18 – Superfícies de Resposta para o diâmetro de corte de acordo com os pares X_2 - X_4 (I), X_2 - X_5 (II) e X_4 - X_5 (III)

De acordo com as Tabelas 4.6 e 4.7 foi percebido que a eficiência total de coleta respondeu inversamente às mudanças nos diâmetros de *overflow* dos hidrociclones filtrantes (vejamos por exemplo a situação dos pares: HF₁-HF₅, HF₂-HF₆, HF₃-HF₇, HF₄-HF₈, HF₉-HF₁₃, HF₁₀-HF₁₄, HF₁₁-HF₁₅, HF₁₂-HF₁₆, HF₁₉-HF₂₀, HF₁₉-HF₂₅ e HF₂₅-HF₂₀) e também às mudanças nos ângulos dos troncos de cone (vejamos por exemplo a situação dos pares: HF₁-HF₂, HF₃-HF₄, HF₅-HF₆, HF₇-HF₈, HF₉-HF₁₀, HF₁₁-HF₁₂, HF₁₃-HF₁₄, HF₁₅-HF₁₆, HF₂₃-HF₂₄, HF₂₃-HF₂₅ e HF₂₅-HF₂₄). Por sua vez, um aumento na queda de pressão favoreceu a capacidade de coleta de sólidos no *underflow* (grandezas diretamente proporcionais) e deve ser utilizada, sempre que possível, nos maiores níveis do domínio experimental. Como adendo

e de acordo com a Figura 4.18 - I, sobreleva ressaltar que, eis uma explicação razoável, pela qual os hidrociclones Bradley ($[X_2, X_4] = [-\alpha, -\alpha]$) geralmente são mais eficientes do que os hidrociclones Rietema ($[X_2, X_4] = [+ \alpha, + \alpha]$).

É sabido que num processo de otimização de eficiência total de coleta, a mesma deve ser levada para um ponto de máximo global (maior quantidade de partículas coletadas na corrente de *underflow* frente aos diferentes tamanhos e densidades), ou em outros termos, se preferir, o diâmetro de corte deve ser levado para um ponto de mínimo global.

Salienta-se, por oportuno, que conforme estão descritas as equações das superfícies de resposta nas tabelas anteriores, nem a eficiência total de coleta, nem o diâmetro de corte reduzido, apresentaram qualquer ponto de máximo ou de mínimo global dentro do domínio adotado neste trabalho (análise canônica - autovalores positivos e negativos – *Apêndice H*).

Encerrando esta subseção, é necessário mencionar que um estudo fluidodinâmico baseado nas simulações, acerca da influência de cada uma das variáveis geométricas sobre a eficiência total ou diâmetro de corte foi feito e apresentado na seção 4.3, onde as análises físicas desses efeitos foram evidenciadas.

4.4.4 – Otimização do Hidrociclone Filtrante pela análise conjunta do número de Euler (Eu) e da eficiência total de coleta (η)

Nas subseções anteriores, foi demonstrado que o número de Euler em hidrociclones filtrantes pode ser otimizado (minimizado) quando os valores de X_1 , X_2 e X_3 são respectivamente $+1$, $+1,25$ e 0 (lembrando que tronco de cone – X_4 - não desempenhou influência significativa neste adimensional, podendo assumir qualquer valor do domínio experimental estudado e que a contribuição da queda de pressão - X_5 - sobre o mesmo, foi pequena).

Ficou demonstrado ainda que, segundo a mesma sistemática, os hidrociclones filtrantes não apresentaram uma configuração geométrica que conduzisse a um máximo global da eficiência total de coleta (lembrando que X_1 e X_3 não desempenharam influência significativa em η , podendo assumir quaisquer valores do domínio experimental e que X_5 , dentro do domínio experimental estudado, deve ser sempre utilizada nos maiores níveis).

Diante disso, foi necessário adotar uma metodologia a fim de se buscar intervalos nos quais os hidrociclones conseguissem associar baixos números de Euler com altas eficiências de coleta e a partir daí, eleger o hidrociclone filtrante que fosse capaz de atender tais metas. Vejamos então o procedimento adotado.

De acordo com os dados experimentais, além dos hidrociclones HF₁₅ e HF₁₆, os quais apresentaram os menores valores para o número de Euler, pôde-se seguramente constatar que os hidrociclones filtrantes HF₉, HF₁₀, HF₁₁, HF₁₂, HF₁₃, HF₁₄, HF₁₈, HF₂₀, HF₂₂, HF₂₃, HF₂₄ e HF₂₅ também apresentaram números de Euler em patamares razoavelmente baixos e, portanto, interessantes naquilo que se refere aos custos energéticos. Considerando as dimensões geométricas desses separadores, são apresentados na Tabela 4.8, intervalos nos quais os números de Euler certamente permaneceriam num menor patamar possível ($Eu < 1800$).

Tabela 4.8 – Intervalos de dimensões geométricas nos quais os números de Euler dos hidrociclones filtrantes permaneceriam no menor patamar possível ($Eu < 1800$)

$0,21 \leq D_i/D_c \leq 0,29$	$0 \leq X_1 \leq +\alpha$
$0,22 \leq D_o/D_c \leq 0,35$	$-1 \leq X_2 \leq +\alpha$
$4,7 \leq L/D_c \leq 7,6$	$-1 \leq X_3 \leq +\alpha$
$9^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$	$-\alpha \leq X_4 \leq +\alpha$

Em função da tabela anterior, os intervalos sugeridos para D_o/D_c (X_2) e L/D_c (X_3) compreenderam quase todo o domínio experimental pesquisado. Logo, a variável que controlou o processo de otimização do número de Euler foi certamente D_i/D_c . Assim, pequenos orifícios do duto de alimentação devem ser evitados a fim de que o número de Euler não seja majorado (maiores perdas de carga).

Em consonância com os dados experimentais, pôde-se seguramente constatar que os hidrociclones filtrantes HF₁, HF₃, HF₉, HF₁₁ e HF₁₉ apresentaram as maiores eficiências de coleta (portanto, menores diâmetros de corte). Considerando as dimensões geométricas desses separadores em específico, são apresentados na Tabela 4.9, intervalos nos quais as eficiências totais de coleta certamente permaneceriam num maior patamar possível ($\eta > 75\%$).

Tabela 4.9 – Intervalos de dimensões geométricas nos quais as eficiências totais de coleta dos hidrociclones filtrantes permaneceriam num maior patamar possível ($\eta > 75\%$)

$0,13 \leq \frac{D_i}{D_c} \leq 0,29$	$-\alpha \leq X_1 \leq +\alpha$
$0,19 \leq \frac{D_o}{D_c} \leq 0,22$	$-\alpha \leq X_2 \leq -1$
$3,9 \leq \frac{L}{D_c} \leq 7,6$	$-\alpha \leq X_3 \leq +\alpha$
$11,2^\circ \leq \theta \leq 14,5^\circ$	$-1 \leq X_4 \leq 0$

Confrontando os intervalos apresentados anteriormente com as dimensões consideradas ótimas para minimizar o número de Euler ($[X_1, X_2, X_3, X_4] = [+0,9; +1; 0; \text{qualquer } X_4]$), foi possível observar que estas condições atenderam aos intervalos dispostos na Tabela 4.9, exceto naquilo que se refere ao intervalo proposto para X_2 (D_o/D_c). Tal variável desempenhou comportamentos opostos na performance do número de Euler e na eficiência total de coleta (inversamente proporcional na primeira resposta e diretamente na segunda).

Assim, tendo em vista que a finalidade primordial desse trabalho é a obtenção de um hidrociclone filtrante que consiga conjugar baixos números de Euler com altas eficiências de coleta, foram compatibilizados os intervalos sugeridos nas Tabelas 4.8 e 4.9. Outrossim, na Tabela 4.10, são apresentadas as situações comuns aos dois intervalos, ou seja, as condições que otimizam o hidrociclone filtrante.

Tabela 4.10 – Intervalos nos quais os hidrociclones filtrantes provavelmente apresentarão menores números de Euler conciliados com maiores eficiências de coleta

Eu	η	$Eu \cap \eta$	
$0 \leq X_1 \leq +\alpha$	$-\alpha \leq X_1 \leq +\alpha$	$0 \leq X_1 \leq +\alpha$	$0,21 \leq \frac{D_i}{D_c} \leq 0,29$
$-1 \leq X_2 \leq +\alpha$	$-\alpha \leq X_2 \leq -1$	$X_2 = -1$	$\frac{D_o}{D_c} = 0,22$
$-1 \leq X_3 \leq +\alpha$	$-\alpha \leq X_3 \leq +\alpha$	$-1 \leq X_3 \leq +\alpha$	$4,7 \leq \frac{L}{D_c} \leq 7,6$
$-\alpha \leq X_4 \leq +\alpha$	$-1 \leq X_4 \leq 0$	$-1 \leq X_4 \leq 0$	$11,2^\circ \leq \theta \leq 14,5^\circ$

No intuito de melhor selecionar um hidrociclone filtrante que tenha baixos números de Euler com altas eficiências de coleta, são apresentados na Figura 4.19 os valores experimentais de Eu e η coletados à queda de pressão de $1,5 \text{ kgf.cm}^{-2}$.

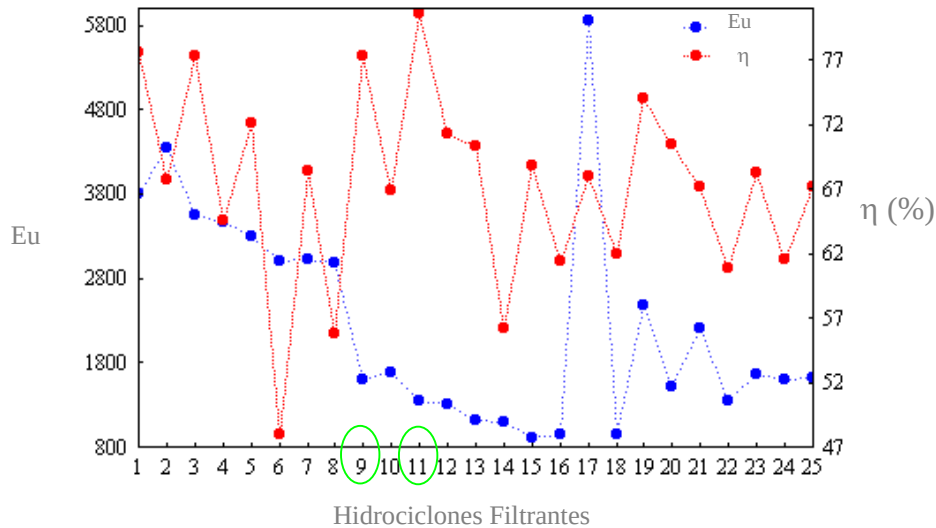


Figura 4.19 – Comparação entre os números de Euler e as eficiências totais de coleta para os hidrociclones filtrante na queda de pressão de $1,5 \text{ kgf.cm}^2$

De acordo com a Figura 4.19, foi possível compatibilizar os menores números de Euler com as maiores eficiências de coleta quando as configurações geométricas dos hidrociclones filtrantes HF₉ e HF₁₁ foram utilizadas nas corridas experimentais (o dueto atendeu aos intervalos contidos na Tabela 4.10).

Finalmente, nas condições operacionais utilizadas neste tese, surge o momento para apresentar o hidrociclone filtrante otimizado, ou seja, um separador filtrante que consiga conciliar baixos números de Euler com altas eficiências totais de coleta. Nesse interregno, nada mais oportuno do que eleger dentre os dois hidrociclones filtrantes selecionados na Figura 4.19, o hidrociclone HF₁₁ como aquele que otimizou e atendeu a finalidade mor, até então perseguida neste trabalho. Outrossim, as relações geométricas otimizadas pertinentes ao projeto e uso de hidrociclones filtrantes devem ser $0,26$; $0,22$; $6,9$ e $11,2^\circ$ para D_i/D_c , D_o/D_c , L/D_c e θ , respectivamente (com a queda de pressão situada no nível alto).

4.5 – Estudo Comparativo entre Hidrociclones Filtrantes e Convencionais

De posse das informações experimentais dispostas nos *Apêndices D* e *E* e das simulações em CFD contidas nos *Apêndices B* e *C*, é apresentado nesta seção, um estudo mais pormenorizado a respeito da influência da filtração sobre a performance de separação em hidrociclones.

No intuito de diferenciar os separadores que estiveram sobre a influência da filtração dos que simplesmente tinham a parte cônica impermeável, sobreleva ressaltar que foi adotada uma nomenclatura própria para caracterizá-los, sendo HF adotada para os hidrociclones filtrantes e HC para os hidrociclones convencionais.

4.5.1 – Influência da Filtração sobre o número de Euler

Inicialmente, a Figura 4.20 apresenta uma comparação dos números de Euler experimentais para os hidrociclones convencionais e filtrantes, coletados nos quatro níveis de queda de pressão estudados, segundo as 25 configurações oriundas do Planejamento Composto Central (PCC).

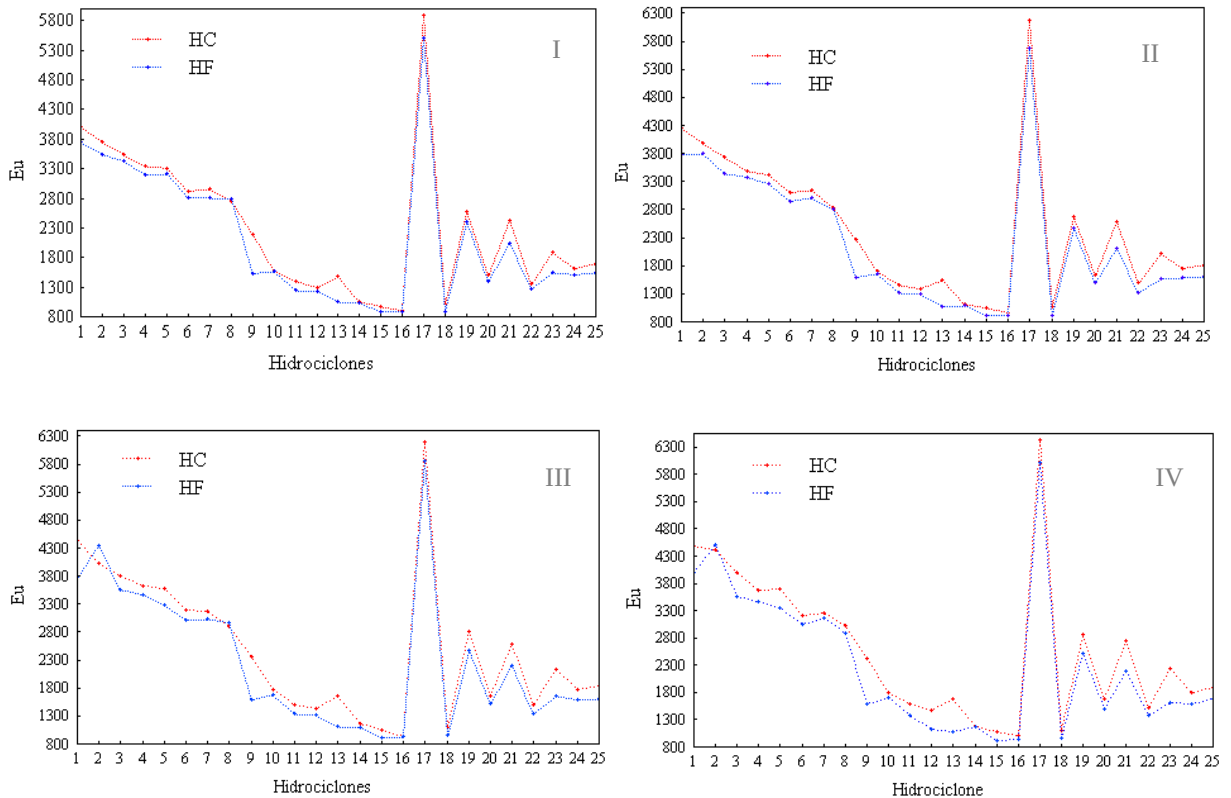


Figura 4.20 – Comparativo entre os números de Euler na ausência e presença de filtração em $-\Delta P$ de 0,9 kgf.cm² (I); 1,2 kgf.cm² (II); 1,5 kgf.cm² (III) e 1,8 kgf.cm² (IV)

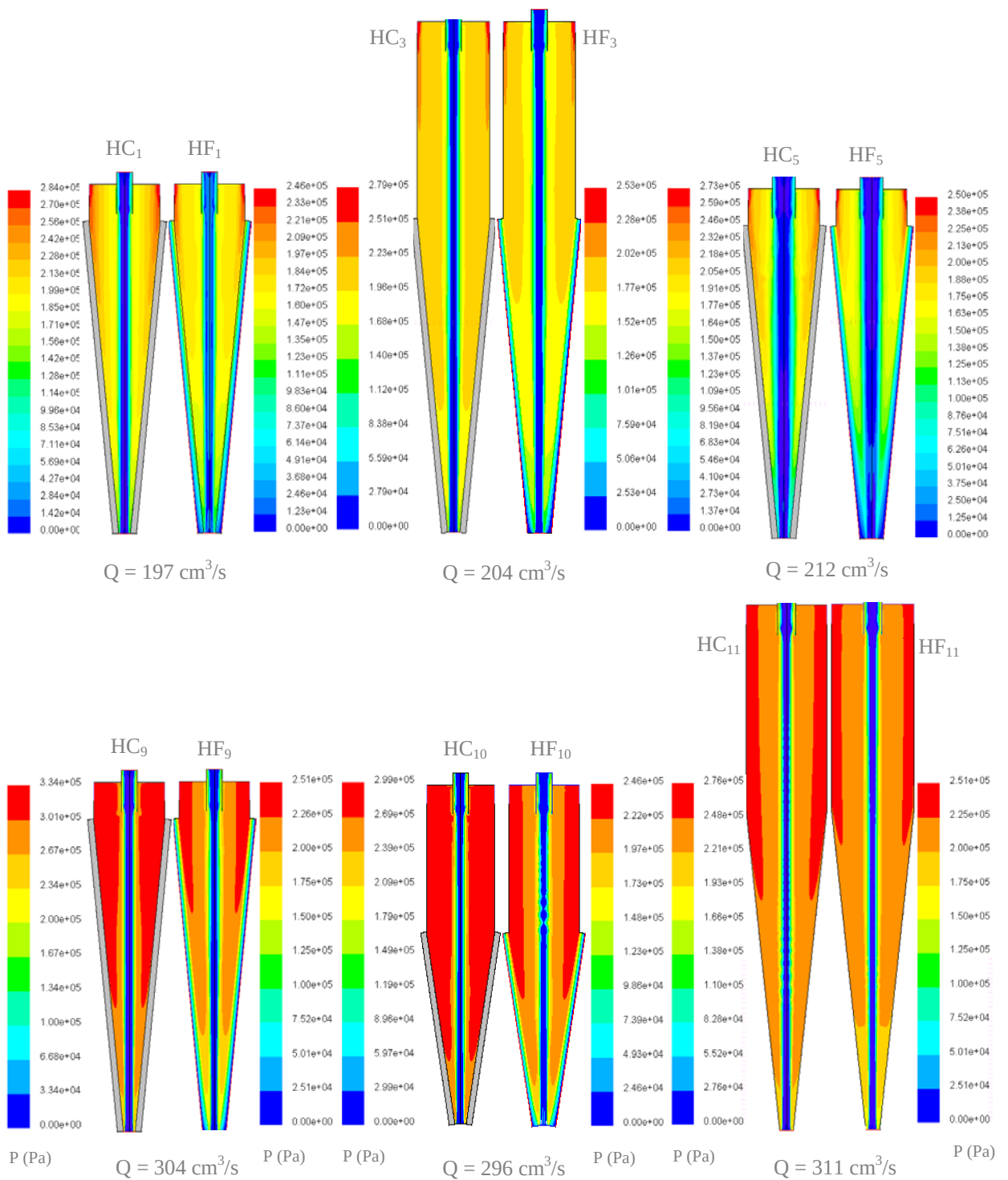


Figura 4.21 – Perfis de Pressão Total para os Pares de Hidrociclones: HC₁-HF₁; HC₃-HF₃; HC₅-HF₅; HC₉-HF₉; HC₁₀-HF₁₀; HC₁₁-HF₁₁

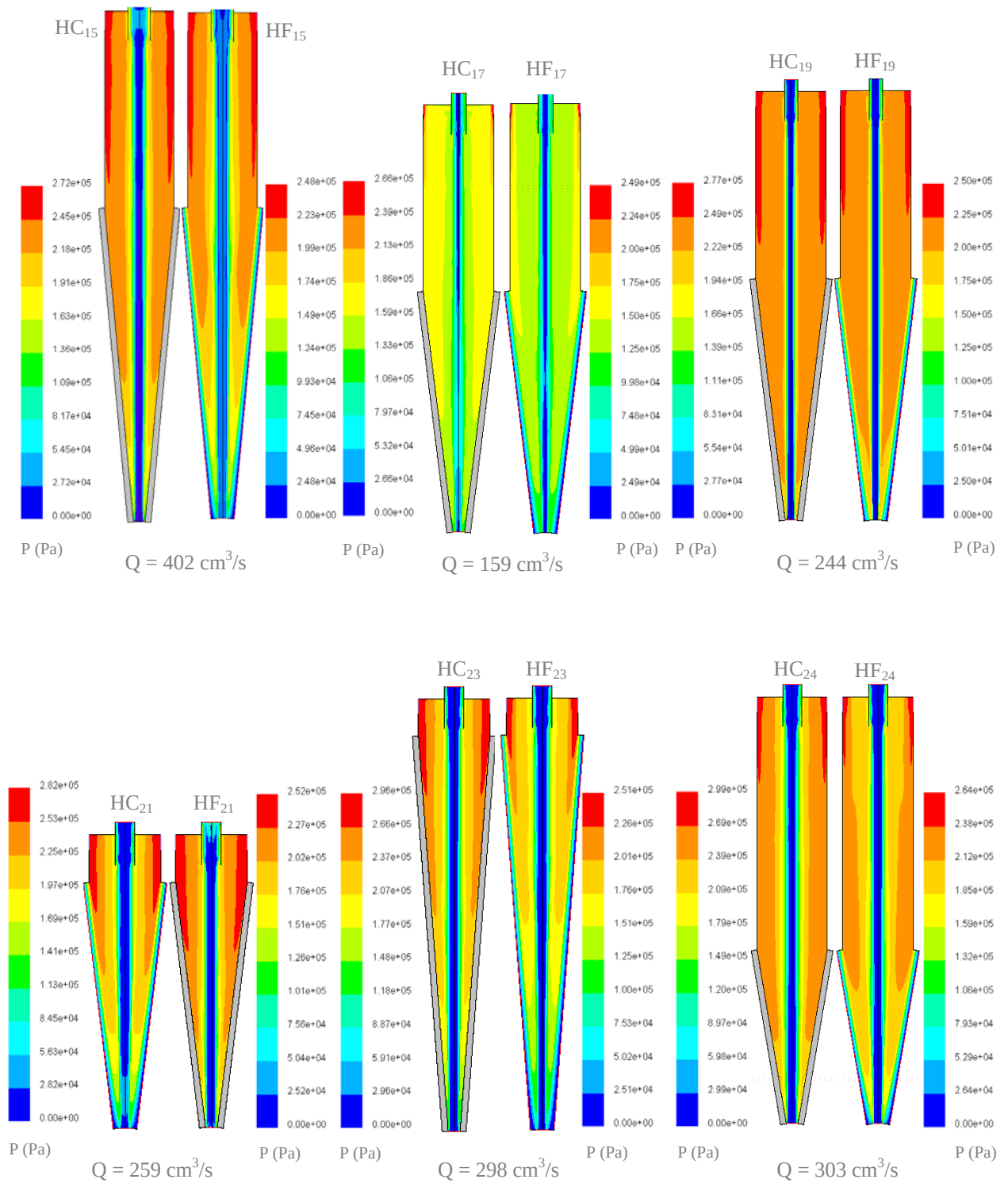


Figura 4.22 – Perfis de Pressão Total para os Pares de Hidrociclones: HC₁₅-HF₁₅; HC₁₇-HF₁₇; HC₁₉-HF₁₉; HC₂₁-HF₂₁; HC₂₃-HF₂₃; HC₂₄-HF₂₄

Em conformidade com a Figura 4.20 e salvo raras exceções, pôde-se verificar que nas condições experimentais estudadas, os hidrociclones filtrantes apresentaram decréscimos nos valores de número de Euler em relação aos análogos separadores convencionais. As simulações em CFD também confirmaram tal situação, conforme denotam as Figuras 4.21 e 4.22, nas quais estão contidos os casos, cujas quedas de pressão foram mais distintas entre o equipamento filtrante e convencional.

Nos resultados simulados apresentados nas Figura 4.21 e 4.22, observou-se que para cada par de hidrociclone estudado, numa mesma vazão volumétrica de alimentação, ocorreu uma menor queda de pressão no hidrociclone filtrante. Logo, verificou-se que a filtração foi um fenômeno benéfico para a demanda energética dos hidrociclones filtrantes, justamente por conduzi-los a menores números de Euler.

Acredita-se que à medida em que o líquido próximo à parede do hidrociclone filtrante era retirado, mesmo que em proporções ínfimas, fez com que o sistema tenha demandado uma quantidade maior de fluido no duto de alimentação. Em outras palavras, a queda de pressão nos hidrociclones filtrantes foi menor porque os poros dos cones permeáveis representaram uma saída adicional de líquido, antes não disponível durante a operação dos hidrociclones convencionais (nestes, a água necessariamente tinha que seguir o escoamento estabelecido pelos vórtices livre e forçado, até sair inexoravelmente pelos orifícios de *underflow* ou *overflow*).

4.5.2 – Influência da Filtração sobre a Razão de Líquido

A filtração associada ao processo de separação em hidrociclones foi capaz de modificar a razão de líquido nestes tipos de separadores. Acredita-se que no caso dos hidrociclones filtrantes, com a migração de uma corrente de suspensão no sentido da parede, houve uma interferência nas relações entre os volumes dos vórtices livre e forçado, os quais em função da turbulência gerada, colaboraram na modificação da fração de líquido que foi direcionada para cada uma das saídas.

Constatou-se que a razão de líquido nos hidrociclones filtrantes pôde ser majorada ou minorada em relação aos hidrociclones convencionais, tudo de acordo com o ângulo do tronco de cone usado durante a operação. Neste sentido, na Figura 4.23 são apresentadas as razões de líquido experimentais, tanto dos hidrociclones filtrantes, como dos hidrociclones convencionais, tudo de acordo com o planejamento composto central deste trabalho.

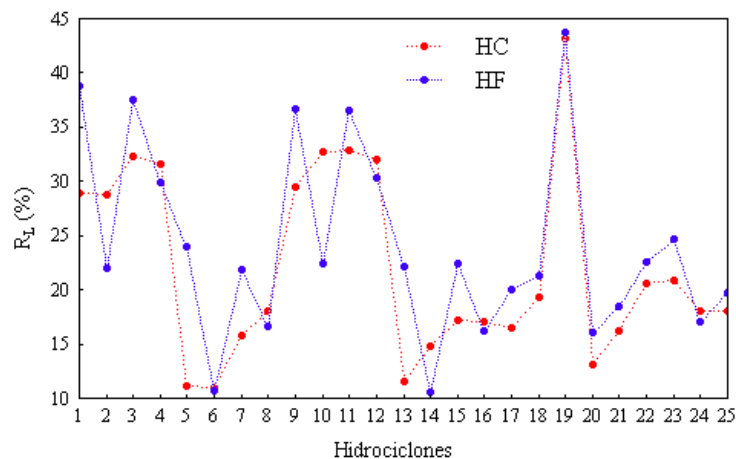


Figura 4.23 – Razões de Líquido para os Hidrociclones Filtrantes e Convencionais

Nas condições operacionais estudadas e de acordo com a Figura 4.23, do primeiro ao décimo sexto hidrociclone filtrante, a razão de líquido em relação ao respectivo separador convencional, ora foi minorada (hidrociclones com índice par), ora foi majorada (hidrociclones com índice ímpar). A partir do décimo sétimo hidrociclone filtrante em diante, a razão de líquido foi sempre maior quando comparada à do seu respectivo convencional (exceto para o hidrociclone HF₂₄ com θ situado no nível $+\alpha$).

Até o décimo sexto hidrociclone filtrante, os dotados de índices ímpares, cujas razões de líquido foram majoradas, tiveram o ângulo do tronco de cone (θ) no nível “-1”. Inversamente, os hidrociclones que tiveram as razões de líquido minoradas (índices pares) foram aqueles cujos os ângulos dos troncos de cone estiveram no nível “+1”.

Conjugando tais informações, acredita-se que a área disponível à filtração foi decisiva no estabelecimento das razões de líquido nos hidrociclones filtrantes. Verificou-se que nos casos onde θ esteve no nível “-1”(cones grandes), a área útil à filtração foi aproximadamente 60% maior do que naqueles casos onde o mesmo permaneceu no nível “+1”. Logo, a quantidade de filtrado gerada durante a operação dos hidrociclones filtrantes no nível “-1” foi praticamente o dobro quando comparada àquela oriunda nos hidrociclones com θ situado no nível “+1”. E isso, provavelmente fez a diferença. Vejamos o motivo.

Acredita-se que parte da suspensão que migrou para a parede do hidrociclone filtrante, no caso em que θ esteve no nível “-1”, induziu também a um maior arraste de parcelas de fluido do interior do equipamento (do vórtice interno para o externo) devido à grande proximidade existente entre ambos os vórtices, explicada obviamente, pelo pequeno ângulo do cone ($11,2^\circ$).

Inversamente, para os hidrociclones filtrantes em que θ esteve no nível “+1”, esta migração de fluido de um vórtice para outro, foi provavelmente menos significativa, justamente por causa do maior ângulo de cone ($17,8^\circ$), o qual manteria, em tese, um maior distanciamento entre ambos. Assim, nesta configuração, o vórtice forçado (externo) chegaria ao orifício de *underflow* com uma menor quantidade de líquido quando comparado ao da situação dos hidrociclones filtrantes com troncos de cone no nível “-1” ($\theta = 11,2^\circ$).

Por fim, pelos motivos já explanados, os hidrociclones filtrantes com os troncos de cones nos níveis “0” e “- α ” tiveram o mesmo comportamento daqueles situados no nível “-1” (acréscimo nas razões de líquido) ao passo que o de nível “+ α ”, seguiu a mesma tendência daqueles situados no nível “+1” (decréscimo nas razões de líquido), explicando o comportamento do HF₂₄, mencionado anteriormente.

Maiores detalhes a respeito da influência da razão de líquido sobre a performance dos hidrociclones filtrantes serão aduzidos no tópico pertinente à eficiência total e ao diâmetro de corte, consignados na subseção 4.5.4.

4.5.3 – Influência da Filtração sobre a Velocidade Tangencial

Na maioria dos casos analisados neste trabalho, a filtração modificou os perfis de velocidade tangencial nos hidrociclones.

Na Figura 4.24 estão dispostos os perfis de velocidade tangencial para alguns pares de hidrociclones (HC₁-HF₁, HC₂-HF₂, HC₉-HF₉, HC₁₁-HF₁₁, HC₁₂-HF₁₂ e HC₂₃-HF₂₃), cuja modificação fora mais visível e significativa dentre os que foram simulados.

De acordo com as simulações em CFD efetuadas neste trabalho (Figura 4.24), verificou-se que a filtração deu uma amortecida no movimento rotacional do fluido, principalmente na região de vórtice forçado (Figura 4.25).

Maiores considerações sobre o comportamento da velocidade tangencial com a filtração, bem como a sua influência sobre a performance de separação, serão retomadas no tópico em que as eficiências totais de coleta e seus respectivos diâmetros de corte são abordados (subseção 4.5.4).

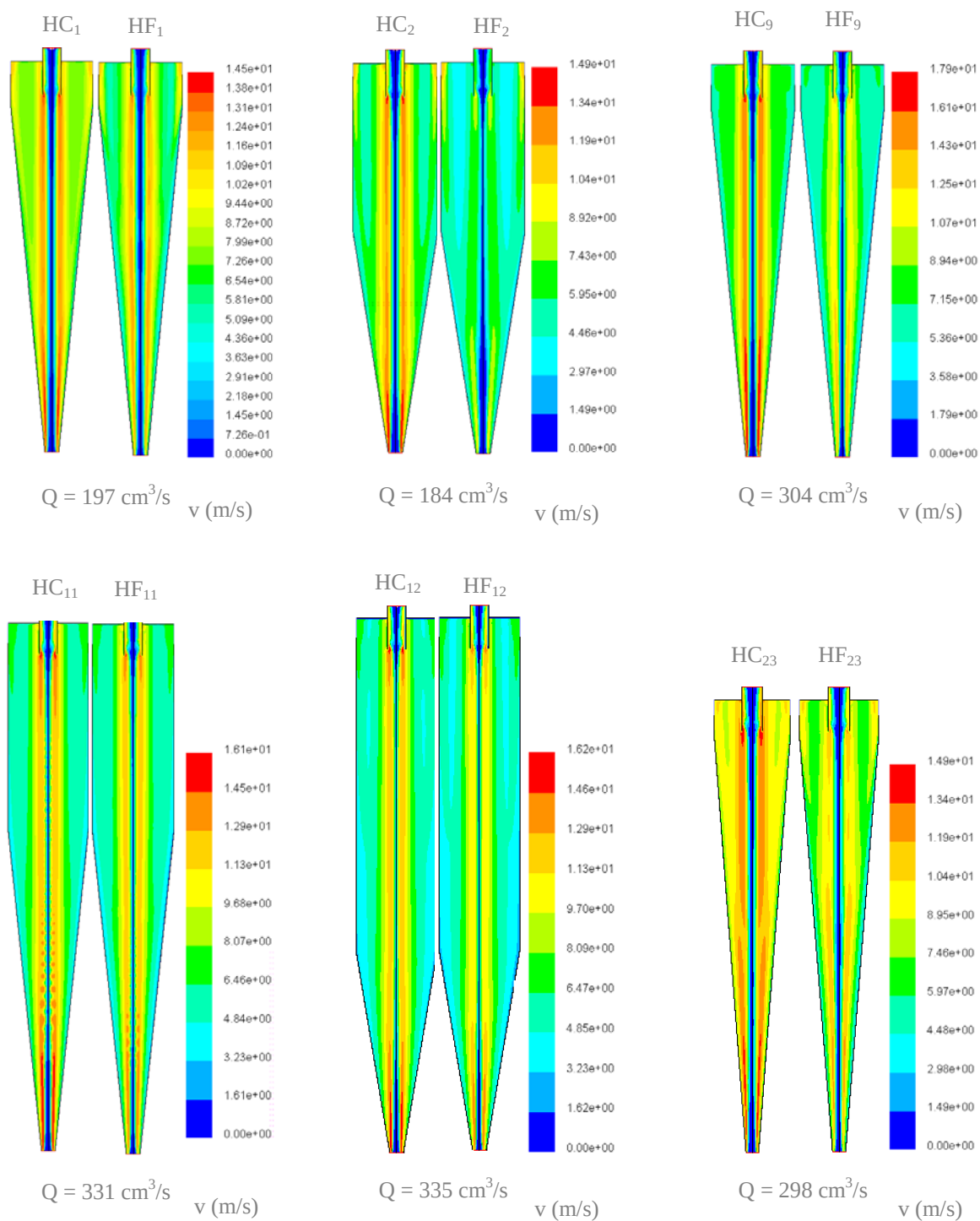


Figura 4.24 – Exemplos Comparativos de Perfis de Velocidade Tangencial entre Hidrociclones Filtrantes e Convencionais

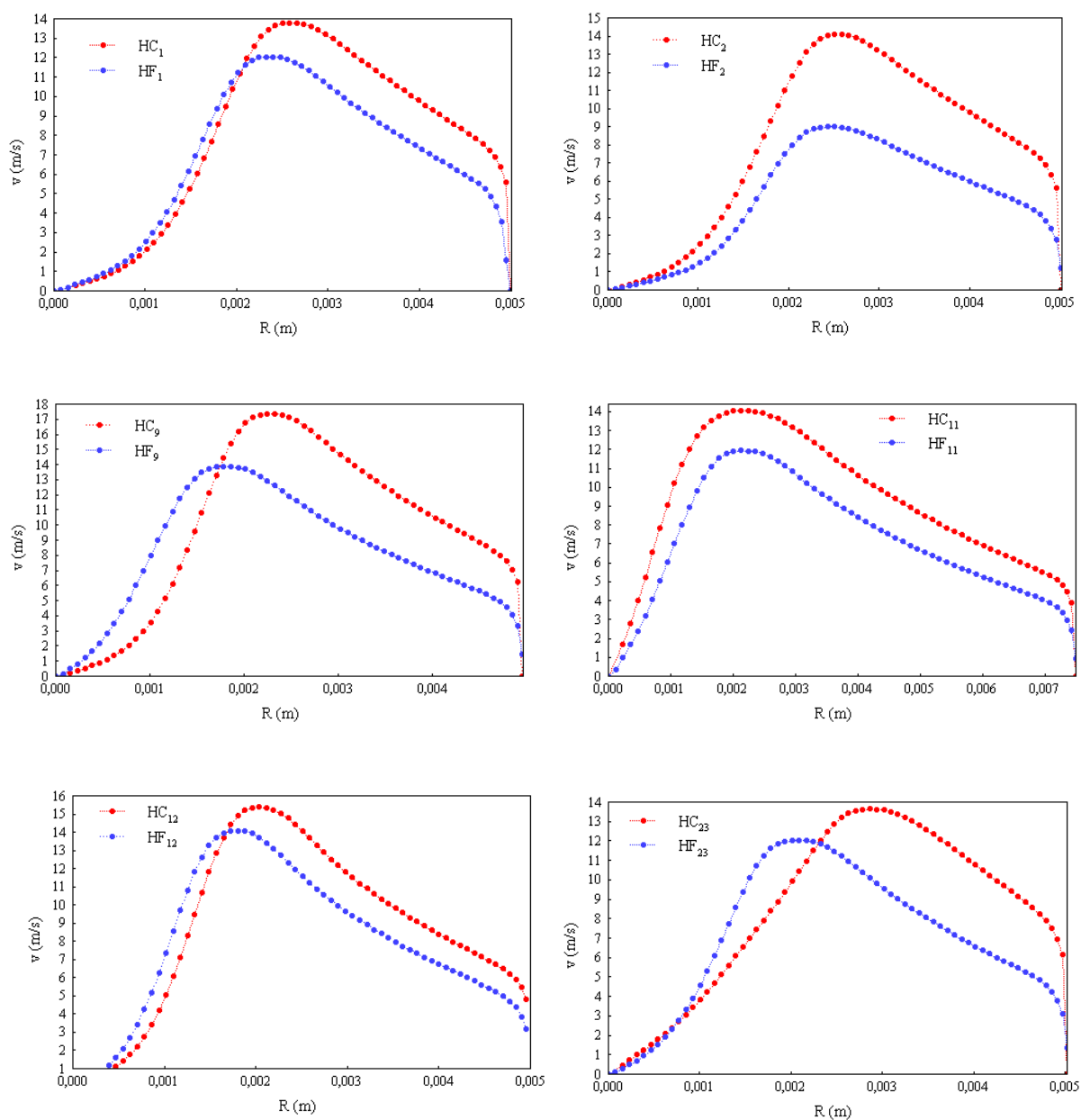


Figura 4.25 – Exemplos Comparativos de Perfis de Velocidade Tangencial entre Hidrociclones Filtrantes e Convencionais na região cônica próxima ao orifício de *underflow*

4.5.4 – Influência da Filtração sobre a Eficiência Total de Coleta e o Diâmetros de Corte

Preambularmente, a Figura 4.26 apresenta uma comparação das eficiências totais de coleta obtidas experimentalmente na ausência e presença do meio cônico poroso, em conformidade com os quatro níveis de queda de pressão estudados, segundo as 25 configurações concebidas do Planejamento Composto Central (PCC).

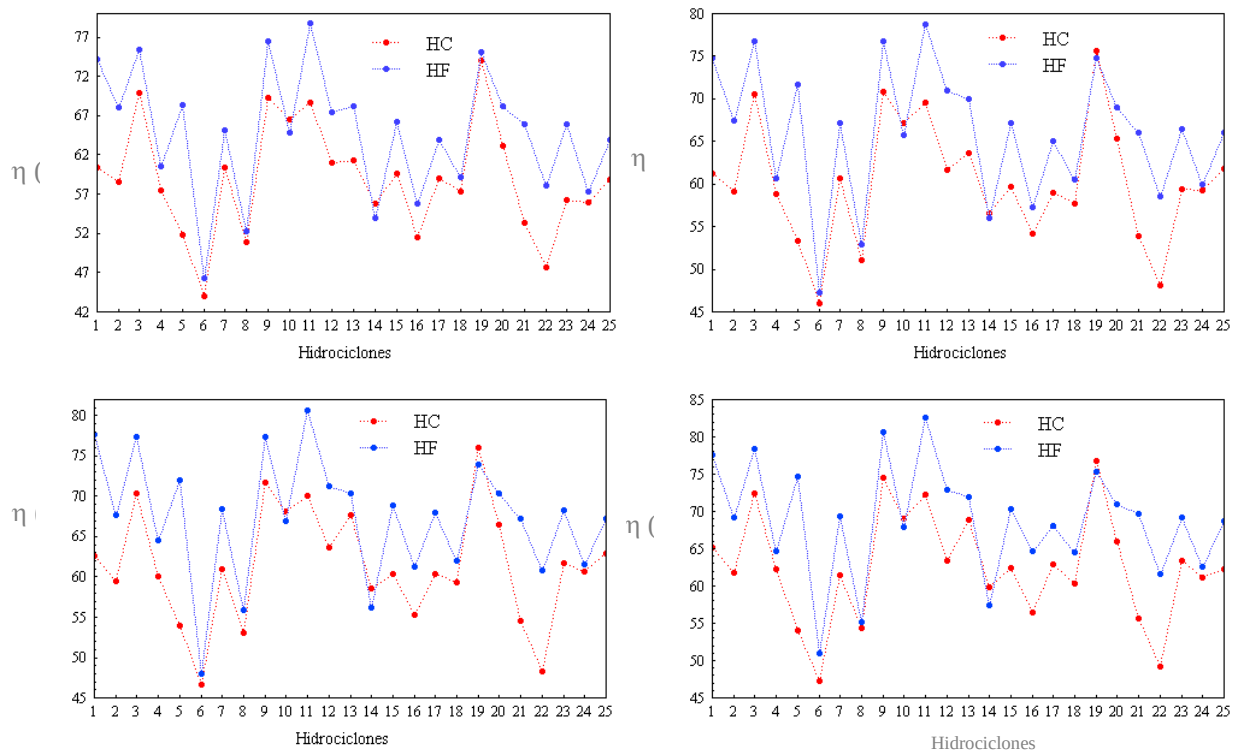


Figura 4.26 – Comparativo entre as Eficiências Totais de Coleta na ausência e presença de filtração nas quedas de pressão de 0,9 kgf/cm² (I); 1,2 kgf/cm² (II); 1,5 kgf/cm² (III) e 1,8 kgf/cm² (IV)

Verifica-se pela Figura 4.26 que a filtração foi em regra, um fenômeno que beneficiou o processo de separação, pois nas mesmas condições operacionais dos hidrociclones convencionais, os hidrociclone filtrantes apresentaram maiores valores de eficiência total de coleta. Assim, por definição, os hidrociclones filtrantes conseqüentemente tiveram decréscimos em seus respectivos diâmetros de corte, conforme alude a Figura 4.27.

Nesta oportunidade, é conveniente indagar e discorrer um pouco mais sobre o provável motivo pelo qual os hidrociclones filtrantes foram mais eficientes do que os similares convencionais (inclusive nas hipóteses onde as razões de líquido foram minoradas).

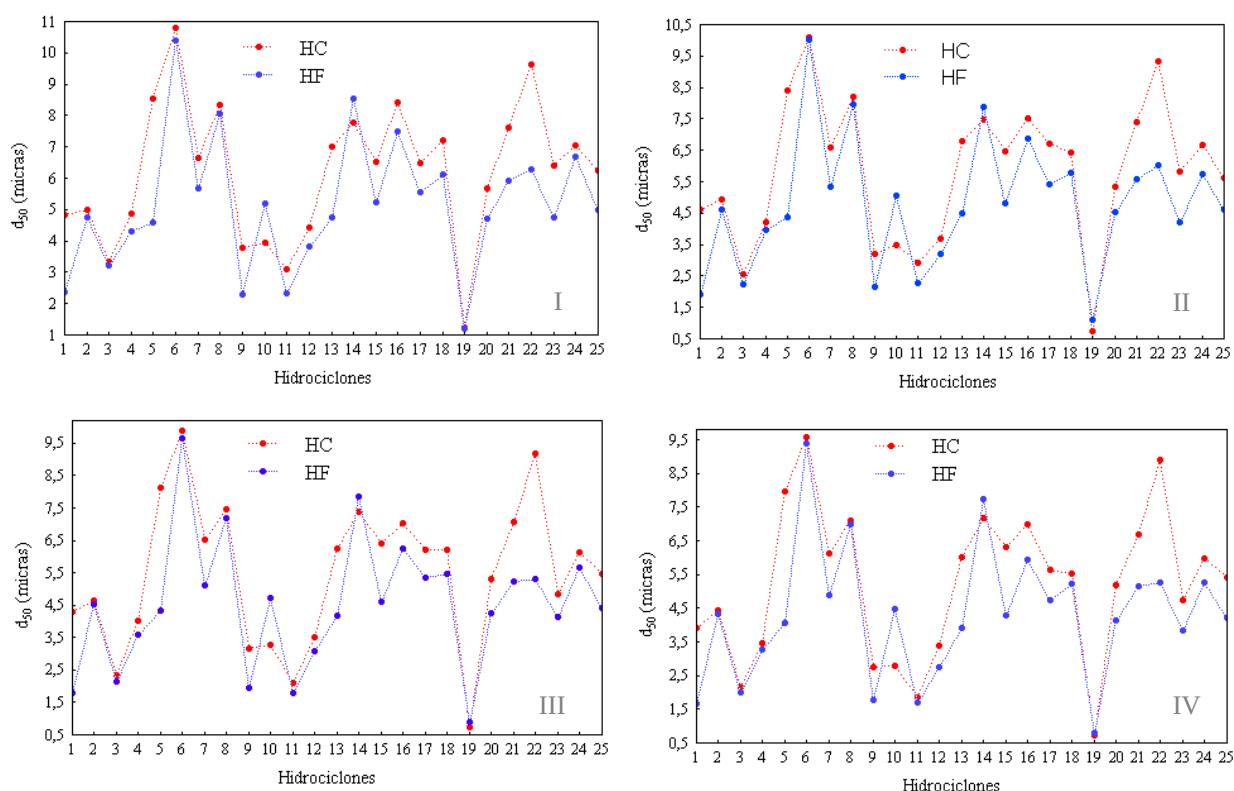


Figura 4.27 – Comparativo entre os Diâmetros de Corte na ausência e presença de filtração nas quedas de pressão de $0,9 \text{ kgf.cm}^2$ (I); $1,2 \text{ kgf.cm}^2$ (II); $1,5 \text{ kgf.cm}^2$ (III) e $1,8 \text{ kgf.cm}^2$ (IV)

Na subseção 4.5.3 foi demonstrado que o fluido sofreu uma amortização no movimento rotatório dentro dos hidrociclones filtrantes (Figuras 4.24 e 4.25). Considerando apenas esse aspecto, era de se esperar que com a diminuição da intensidade do movimento espiralado do fluido, as forças centrífugas no interior dos hidrociclones filtrantes também diminuíssem, coletando uma menor quantidade de partículas. Tal afirmação é razoável e certamente ocorreu no sistema. Portanto, indaga-se: *por que então, os hidrociclones filtrantes, mesmo com a diminuição das velocidades tangenciais, foram ainda mais eficientes do que os respectivos separadores convencionais?*

A resposta à indagação anterior deve ser no seguinte sentido: *porque provavelmente devem existir outras causas agindo simultaneamente nos hidrociclones filtrantes, as quais compensaram aquilo que se perdeu em campo centrífugo e incrementaram o status quo ante da configuração convencional.* Vejamos tais causas ou fenômenos, quais sejam, o fenômeno de turbulência e a velocidade radial do fluido.

É sabido que um escoamento turbulento tem como principal característica a intensa mistura de parcelas do fluido. Tanto no funcionamento dos hidrociclones convencionais, quanto no dos hidrociclones filtrantes, o fenômeno de turbulência esteve presente e certamente provocou misturas entre as porções de líquido dos vórtices livre (interno) e forçado (externo), principalmente na região cônica, já que a área útil ao escoamento tende a diminuir à medida que se aproxima do orifício de *underflow* do hidrociclone.

Mediante indução, espera-se que o efeito de mistura nos hidrociclones filtrantes seja menos intenso do que nos hidrociclones convencionais (já que nestes, o fluido girou com maior intensidade, conforme ficara demonstrado na subseção 4.5.3). Se o fluido girou com menor velocidade tangencial, provavelmente o efeito de mistura num mesmo espaço confinado, também foi menos intenso. Conseqüentemente, se a intensidade de mistura foi menor nos hidrociclones filtrantes, então, a quantidade de partículas que foi retirada da parede, suspendida e arrastada pelo vórtice interno foi menor e menos significativa do que na hipótese dos hidrociclones convencionais.

Aliada aos efeitos de turbulência, outra causa que provavelmente colaborou na majoração das eficiências totais dos hidrociclones filtrantes foi a modificação das velocidades radiais do fluido próximo à parede. Nesse aspecto, para melhor compreensão do que fora dito anteriormente, são apresentados na Figura 4.28, os perfis de velocidade radial simulados próximos à parede cônica dos hidrociclones (próximos à base, a 2,5 cm acima do orifício de *underflow* e a poucos milímetros da parede). Vale ressaltar que os sinais negativos contidos nas velocidades radiais indicam apenas o sentido de escoamento do fluido, ou seja, da parede para o eixo dos hidrociclones.

Os perfis de velocidade radial simulados na Figura 4.28 para os hidrociclones filtrantes e convencionais revelaram que a filtração foi capaz de influenciar a fluidodinâmica do sistema próximo à parede do cone.

A retirada de fluido pelos poros do cone filtrante fez com que os gradientes de velocidade radial próximos à parede, diminuíssem em relação aos da configuração convencional (impermeável). Tal fato pode ser fisicamente entendido, pois à medida que o fluido adentra pelos poros da parede, é como se surgisse uma componente atuando em sentido contrário àquelas situadas na camada limite (na direção da parede para o centro), amortizando-as.

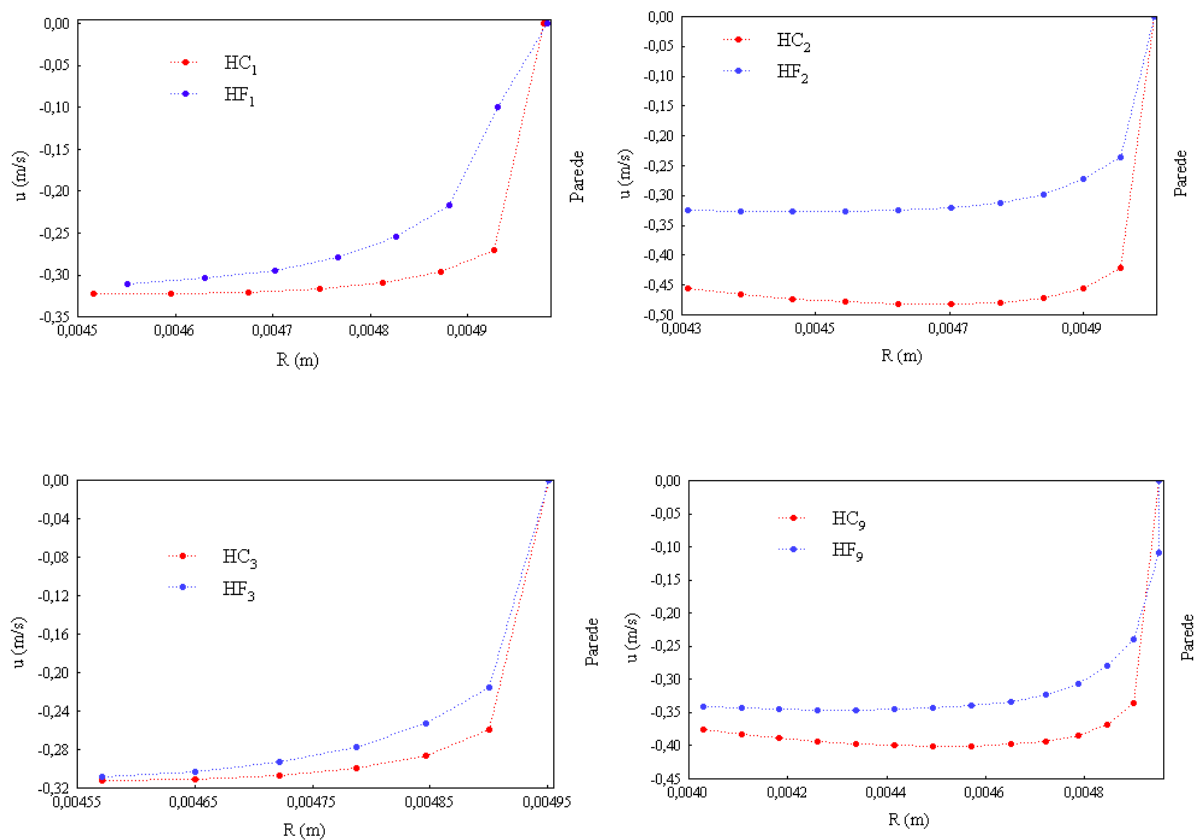


Figura 4.28 – Exemplos de Perfis de Velocidade Radial simulados próximos à parede dos pares HC_1 - HF_1 , HC_2 - HF_2 , HC_3 - HF_3 e HC_9 - HF_9 , a 2,5 cm acima do diâmetro de *underflow*

No panorama do hidrociclone filtrante, ou seja, onde houve um menor efeito de mistura na base do cone e um menor arraste radial de líquido em direção ao eixo do equipamento, acredita-se que, em comparação a um hidrociclone convencional, uma partícula de determinado tamanho teria maior probabilidade de permanecer na camada limite (próxima à parede) e a partir daí, ser coletada na corrente de *underflow* com maior facilidade. Neste sentido, trajetórias de partículas realizadas nos hidrociclones filtrantes e convencionais vieram a confirmar tal proposição, conforme ilustra a Figura 4.29.

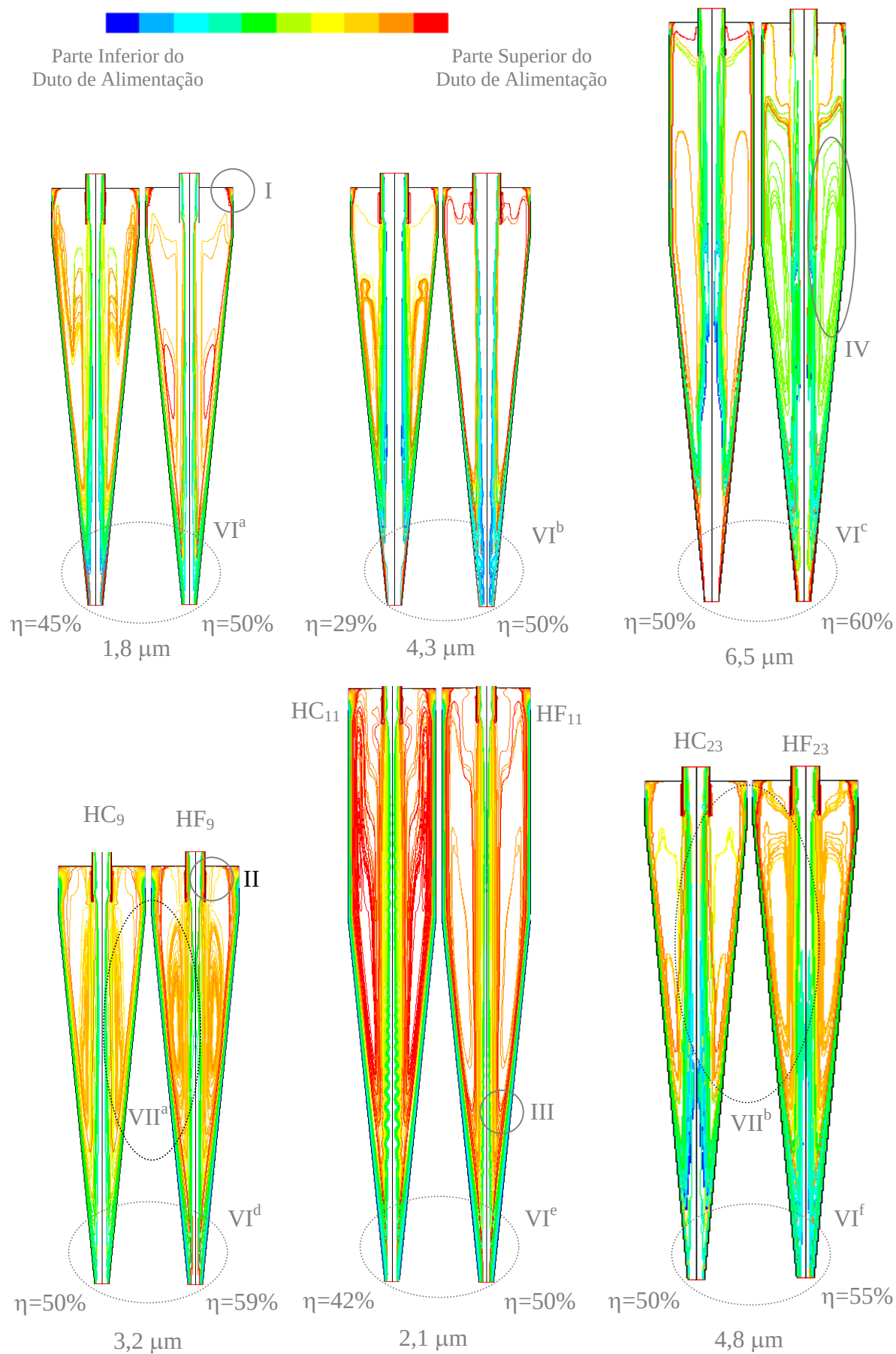


Figura 4.29 – Exemplos de trajetória de partículas simuladas nos hidrociclones convencionais e filtrantes

Na interpretação da Figura 4.29, deve ser dito que quando um conjunto de partículas de mesmo tamanho é alimentado em um hidrociclone, imediatamente ao adentrar na região cilíndrica, em regra, a maioria delas é subitamente lançada contra a parede do cilindro (destaque I) devido ao campo centrífugo existente (a exceção consiste naquelas em que podem ser carregadas pelo fluido num curto-circuito entre o duto de alimentação e a entrada do tubo de *vortex finder* – destaque II). Uma vez próximas à parede, as partículas tendem a ser arrastadas em direção ao orifício de *underflow*. Todavia neste percurso, devido a atuação das componentes radial e axial do fluido, algumas partículas podem ser retiradas do seu percurso originário e conduzidas ao interior do hidrociclone (*vortex breakdown* – destaque III), ora permanecendo em regiões de recirculação (destaque IV), ora sendo arrastadas para a corrente de *overflow* (destaque V).

Destarte, quando mais próxima estiver uma partícula da parte inferior do duto de alimentação, maior será a probabilidade dela permanecer junto à parede e alcançar o orifício de *underflow*. Por outro prisma, quando mais próxima uma partícula estiver da parte superior do duto de alimentação, menor será a probabilidade dela permanecer junto à parede por causa dos fenômenos de curto-circuito na região cilíndrica e de *vortex breakdown* na região cônica.

De forma complementar e de acordo com as simulações realizadas em CFD, cumpre esclarecer que as trajetórias em cores quentes da Figura 4.29 representaram as partículas inseridas na parte superior do duto de alimentação (posição desfavorável de coleta) e as em cores frias simbolizam as partículas inseridas na parte inferior do duto (posição favorável à coleta).

De acordo com os resultados das simulações contidas na Figura 4.29, pôde-se constatar ainda, duas particularidades interessantes referentes à dinâmica das partículas segundo a fluidodinâmica dos hidrociclones filtrantes. Com relação à primeira, nos hidrociclones filtrantes, tanto as partículas da parte superior do duto, quanto as da parte inferior do mesmo, são conduzidas com maior facilidade à base do tronco de cone (basta observar a maior quantidade de trajetórias em cores frias ou quentes na região próxima ao orifício de *underflow* – detalhes VI^a, VI^b, VI^c, VI^d, VI^e e VI^f). No que tange à segunda, verifica-se que quando as partículas são arrastadas da parede para o interior do hidrociclone filtrantes, ao contrário dos hidrociclones convencionais (onde quase sempre elas são direcionadas ao duto de *overflow*), as mesmas tendem, em regra, a permanecer em regiões de recirculação, podendo, a partir daí, ser capturadas novamente pelo vórtice externo e redirecionadas ao orifício de *underflow* (detalhes VII^a e VII^b).

Por fim, falta ainda, tecer alguns comentários a respeito da influência das razões de líquido na eficiência de separação entre os hidrociclones filtrantes e convencionais.

Os hidrociclones filtrantes com ângulo de troncos de cones $-\alpha$, -1 e 0 foram favorecidos no processo de separação porque tiveram um menor efeito de mistura na base do cone, um menor arraste de líquido próxima à parede (direção radial) e maiores razões de líquido descarregadas no *underflow*.

Do mesmo modo, o favorecimento na eficiência, dito anteriormente, pode ser estendido aos hidrociclones filtrantes com ângulos de troncos de cones $+1$ e $+\alpha$, exceto naquilo que se refere à razão de líquido, a qual em nada contribuiu. Vejamos o motivo.

Nestes separadores filtrantes (θ em $+1$ e $+\alpha$), as razões de líquido foram indubitavelmente menores que as dos hidrociclones convencionais. Todavia, mesmo com os decréscimos das razões de líquido em tais situações, pôde-se verificar que as vazões volumétricas de líquido descarregadas no orifício de *underflow* foram quase sempre mantidas constantes.

Em outras palavras, a razão de líquido foi reduzida, mas não a quantidade de líquido descarregada no *underflow*, haja vista que a mesma foi compensada e mantida constante em virtude da maior capacidade fornecida na alimentação do hidrociclone filtrante (HF₄, HF₆, HF₈, HF₁₂, HF₁₆ etc.). Logo, mesmo a razão de líquido sendo diminuída, tais hidrociclones ainda arrastaram maiores quantidades de partículas para o *underflow* por causa da mesma vazão de líquido descarregada no concentrado, dos menores efeitos de mistura e das menores velocidades radiais próximas à parede cônica.

4.6 – Famílias Clássicas de Hidrociclone

Nesta seção são retomados os principais dados experimentais a respeito do hidrociclones convencionais e filtrantes pertencentes às *famílias* clássicas. Para tanto, são resgatadas as principais informações para as *famílias* Bradley e Rietema e para os hidrociclones Krebs e Demco.

Vale lembrar que as duas primeiras *famílias*, ou seja, Bradley e Rietema, tinham sido estudadas por SOUZA (1999) e VIEIRA (2001), respectivamente, enquanto os hidrociclones Krebs e Demco foram estudados por ARRUDA (2003).

Apesar dos estudos de SOUZA (1999) e VIEIRA (2001), os dados experimentais apresentados nesta seção para os hidrociclones Bradley e Rietema foram novamente levantados nesta tese. Este novo levantamento foi feito por causa da evolução das técnicas experimentais de medida, principalmente no que tange à determinação do tamanho de partículas pela difração a *laser* (Mastersizer). Assim, naqueles trabalhos, as técnicas disponíveis de medidas de tamanho de partículas eram tão somente, realizadas através da proveta LADEQ e da atenuação por raios-gama (técnicas úteis, porém mais precárias e demoradas em relação à difração a *laser*). Já para os hidrociclones Krebs e Demco, todas as informações aqui contidas, foram simplesmente compiladas do trabalho de ARRUDA (2003), já que o mesmo utilizou as mesmas técnicas de medidas contidas nesta tese. Em suma, as principais informações sobre tais hidrociclones estão contidas no *Apêndice F*.

Os hidrociclones convencionais Bradley, Rietema, Krebs e Demco receberam a nomenclatura BC, RC, KC e DC, ao passo que os separadores filtrantes foram denominados de BF, RF, KF e DF, respectivamente. No caso dos hidrociclones filtrantes, de acordo com a permeabilidade do meio filtrante utilizado, foram ainda acrescentados índices numéricos às respectivas denominações.

São apresentados nas Figuras 4.30 e 4.31 os números de Euler experimentais de cada hidrociclone em função dos diferentes níveis de queda de pressão e de diâmetro de *underflow* empregados.

De acordo com os dados experimentais, em regra, a filtração associada ao processo de hidrociclonagem foi um fenômeno favorável ao número de Euler. Na maioria dos casos, houve um decréscimo no número de Euler, indicando que nas mesmas condições de queda de pressão do hidrociclone convencional, os hidrociclones filtrantes das famílias clássicas tiveram uma maior capacidade de alimentação. Assim, o meio filtrante representou uma alternativa adicional por onde o fluido poderia abandonar o sistema, diminuindo a resistência ao escoamento e, portanto, a perda de carga. Desta forma, apesar das vazões de filtrado serem ínfimas, à medida que o líquido abandonava o sistema pelos poros do cone, uma maior quantidade fluido, em proporções maiores, foi requerida na alimentação dos hidrociclones.

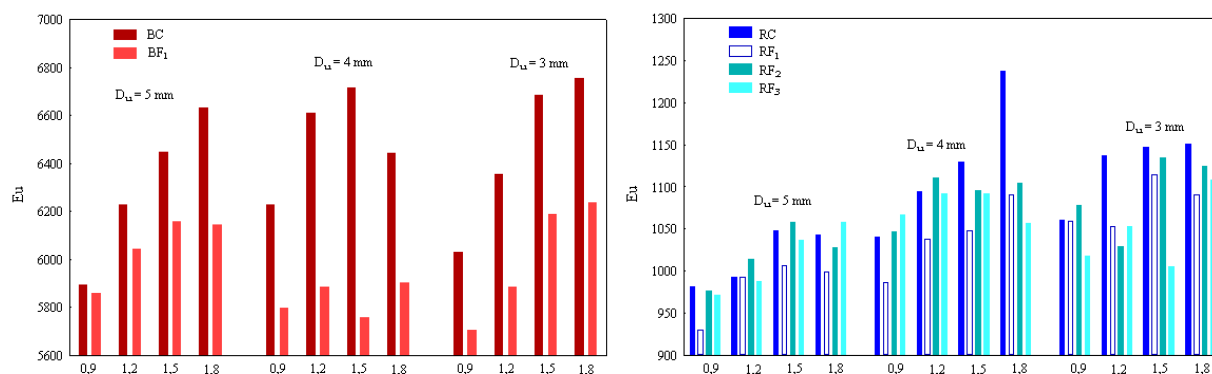


Figura 4.30 – Números de Euler para os hidrociclones Bradley e Rietema

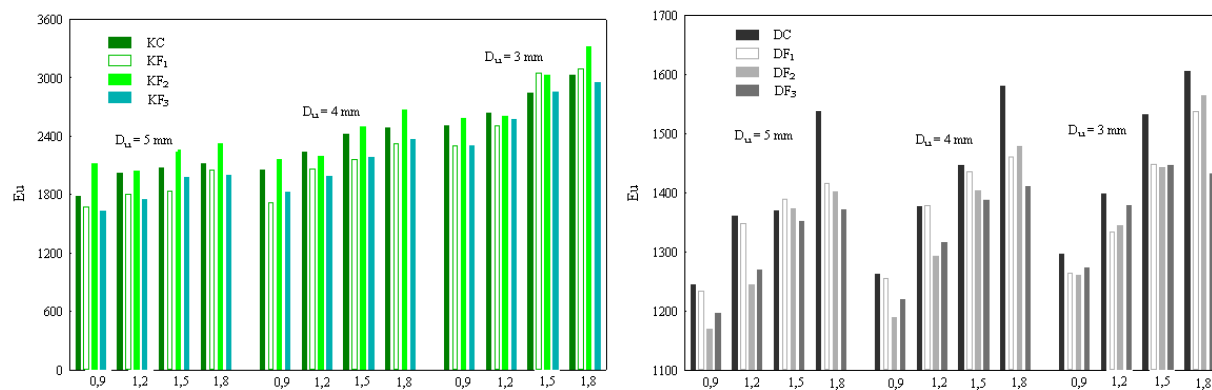


Figura 4.31 – Números de Euler para os hidrociclones Krebs e Demco

Analisando os hidrociclones Rietema, a filtração conduziu a decréscimos nos diâmetros de corte reduzido. Nos hidrociclones Bradley, a presença do meio filtrante reduziu consideravelmente a razão de líquido durante a operação, induzindo pois, a um menor arraste de sólidos para a corrente de *underflow* e a um maior diâmetro de corte. Inversamente, nos hidrociclones Rietema, a filtração causou um incremento nas razões de líquido desses separadores, de tal forma a arrastar para a corrente de *underflow* uma parcela de partículas a qual era antes perdida para a corrente de *overflow*.

Os hidrociclones Krebs e Demco tiveram influências mais modestas do processo de filtração no número de Euler, com pequenos decréscimos em relação aos respectivos convencionais. As explicações para tal fato, segundo ARRUDA (2003), foram por causa do ângulo intermediário para o primeiro ($12,5^\circ$) e do maior comprimento do *vortex finder* para o segundo.

Conseqüentemente, a filtração também provocou mudanças no poder de classificação dos hidrociclones pertencentes às geometrias clássicas. Os diâmetros de corte reduzido de todos os hidrociclones podem ser visualizados pelas Figuras 4.32 e 4.33, todos em função da queda de pressão e dos diâmetros de *underflow*.

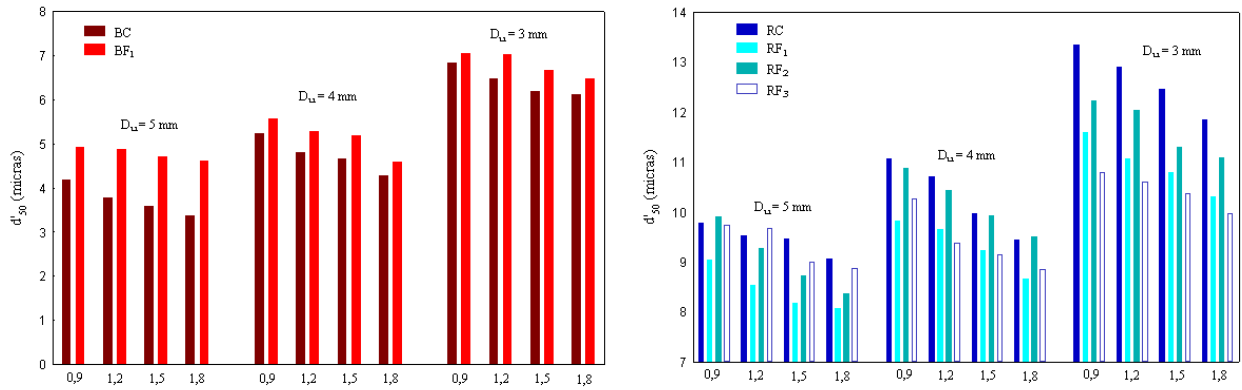


Figura 4.31 – Diâmetros de corte reduzido para os hidrociclones Bradley e Rietema

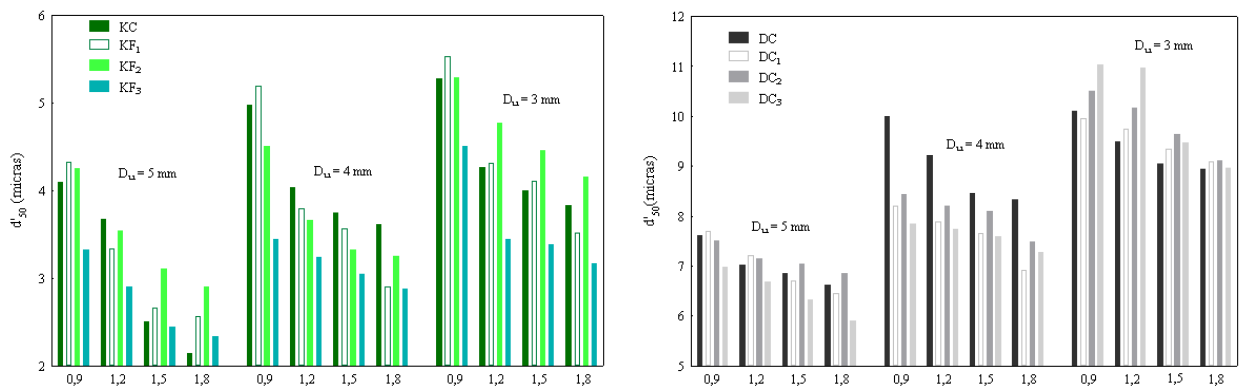


Figura 4.32 – Diâmetros de corte reduzido para os hidrociclones Krebs e Demco

Pelos motivos já expostos, os hidrociclones filtrantes de Bradley tiveram um incremento nos diâmetros de corte reduzido devido à diminuição da razão de líquido, enquanto que os hidrociclones filtrantes de Rietema apresentaram queda nesta mesma variável por causa da maior quantidade de líquido presente na corrente de *underflow*.

Analogamente aos hidrociclones filtrantes de Rietema, os hidrociclones filtrantes de Krebs e Demco, salvo raras exceções, conduziram também a um singelo acréscimo nas razões de líquido, o que de certa forma também contribuiu para que então houvesse em regra, um decréscimo nos valores de diâmetros de corte reduzido quando comparados aos seus convencionais.

CAPÍTULO V – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 – Principais Conclusões

Esta subseção versa sobre as principais conclusões obtidas do estudo efetuado com os hidrociclones filtrantes. Assim, nas condições operacionais e configurações geométricas utilizadas neste trabalho, pôde concluir que:

I – a filtração associada ao processo de hidrociclonagem foi um fenômeno capaz de alterar o desempenho dos hidrociclones;

II – os hidrociclones filtrantes numa mesma vazão volumétrica de alimentação dos hidrociclones convencionais foram capazes de proporcionar uma menor queda de pressão durante a separação sólido-líquido. A queda de pressão nos hidrociclones filtrantes foi menor porque os poros dos cones permeáveis representaram uma saída adicional de líquido, antes não disponível durante a operação dos hidrociclones convencionais. Logo, os separadores filtrantes tiveram decréscimos nos números de Euler e, portanto, menores demandas energéticas referentes ao bombeamento da suspensão para o interior dos mesmos;

III – os hidrociclones filtrantes foram capazes de apresentar razões de líquido diferenciadas em relação aos respectivos separadores convencionais. Concluiu-se que a razão de líquido dos hidrociclones filtrantes pode ser tanto majorada quanto minorada em relação ao separador convencional, conforme o ângulo do tronco de cone a ser empregado na separação. Desta forma, ângulos menores (abaixo de $14,5^\circ$) proporcionaram maiores áreas disponíveis à filtração, as quais fizeram com que as razões de líquido fossem majoradas. Por outro lado, ângulos acima de $14,5^\circ$ disponibilizaram menores áreas à filtração e conduziram a decréscimos nas razões de líquido;

IV – as simulações em CFD mostraram que a presença da filtração durante o processo de hidrociclonagem foi capaz de reduzir o movimento espiralado do fluido no interior do equipamento, amortecendo-o, bem como minorar a componente tangencial do fluido no vórtice externo. Apesar da diminuição da velocidade tangencial nos hidrociclones filtrantes, pôde-se concluir que houve uma menor intensidade de mistura principalmente próxima à

saída do orifício de *underflow*, o que certamente influenciou na performance de coleta de partículas;

V – em regra, a filtração aplicada aos hidrociclones foi um fenômeno benéfico para separação sólido-líquido, pois a eficiência total de coleta foi majorada em relação aos hidrociclones convencionais. Concluiu-se que a filtração, mesmo diminuindo o perfil de velocidade tangencial (amortização dos escoamento espiralado), provocou uma menor mistura na base do tronco de cone, a qual na configuração convencional provavelmente retirava as partículas que já estavam próximas à parede, suspendendo-as e arrastando-as para a corrente de *overflow* com maior facilidade. Apesar da perda em termos de força centrífuga, os hidrociclones filtrantes foram beneficiados pela diminuição das velocidades radiais próximas à parede porosa. A explicação para tal comportamento foi no sentido de que o fluido ao adentrar pelos poros do hidrociclone filtrante originou uma componente radial atuando em sentido contrário àquelas situadas na camada limite. Portanto, maior foi a quantidade de partículas que permaneceu próxima à parede porosa dos hidrociclones filtrantes, alcançando a saída de *underflow* mais facilmente;

VI – conjugando os dados experimentais e simulados, pôde-se concluir que um incremento no diâmetro de alimentação (D_i) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) proporcionou um acréscimo na capacidade volumétrica de alimentação do equipamento, requereu uma menor energia de bombeamento da suspensão e pouco interferiu na performance de separação. Por sua vez, um incremento no diâmetro de *overflow* (D_o) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) proporcionou um acréscimo na capacidade volumétrica de alimentação do equipamento, requereu uma menor energia de bombeamento da suspensão e diminuiu a eficiência total de coleta. Já um incremento no comprimento total (L) dum hidrociclone filtrante (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) teve influência apenas sobre a capacidade do equipamento, o qual numa mesma queda de pressão conseguiu processar volumes mais expressivos de suspensões, requerendo por conseguinte, uma menor energia de bombeamento. E por fim, um decréscimo no ângulo do tronco de cone (θ) dos hidrociclones filtrantes (mantidas constantes as demais dimensões geométricas) não desempenhou influência significativa sobre a capacidade do equipamento, mas favoreceu a eficiência total de coleta em virtude das maiores razões de líquido e menores velocidades radiais;

VII – de acordo com as superfícies de resposta advindas do planejamento composto central, os números de Euler dos hidrociclones filtrantes foram influenciados inversamente pelas relações D_i/D_c , D_o/D_c e L/D_c , nesta ordem, mostrando-se indiferentes frente às mudanças de θ . No que se refere às condições ótimas para o número de Euler, houve um ponto de mínimo global para a superfície ajustada, podendo a mesma ser otimizada (minimizada) quando as relações $[D_i/D_c, D_o/D_c, L/D_c] = [+1, +1,25, 0]$ forem empregadas. Independentemente de tais relações serem empregadas, foi verificado que números de Euler abaixo de 2000 podem ser alcançados quando os hidrociclones filtrantes HF₉, HF₁₀, HF₁₁, HF₁₂, HF₁₃, HF₁₄, HF₁₅, HF₁₆, HF₁₈, HF₂₀, HF₂₂, HF₂₃, HF₂₄ e HF₂₅ forem empregados;

VIII - de acordo com as superfícies de resposta advindas do planejamento composto central, as eficiências totais de coleta foram influenciadas inversamente pelas relações D_o/D_c e θ , mostrando-se indiferentes frente às mudanças de D_i/D_c e L/D_c . A superfície de resposta da eficiência total de coleta não apresentou no domínio estudado, um ponto de máximo. Todavia, dentre os equipamentos utilizados, pôde-se concluir que os hidrociclones filtrantes HF₁, HF₃, HF₉, HF₁₁ e HF₁₉ foram capazes de proporcionar eficiências totais de coleta superiores a 75%;

IX – foi possível propor intervalos para as relações geométricas nos quais os hidrociclones filtrantes conseguissem conciliar baixos números de Euler com as mais altas eficiências totais de coleta. Nestes propósitos, foi concluído que num projeto de separação sólido líquido, um hidrociclone filtrante deve possuir as relações geométricas nas seguintes condições: $0,21 \leq D_i / D_o \leq 0,29$; $D_o / D_c = 0,22$; $4,7 \leq L / D_c \leq 7,6$ e $11,2^\circ \leq \theta \leq 14,5^\circ$. Dentre o rol de hidrociclones filtrantes estudados, pôde-se eleger o hidrociclone HF₁₁ como aquele que melhor otimizou o binômio $Eu-\eta$, cujas dimensões otimizadas para D_i/D_c , D_o/D_c , L/D_c e θ foram respectivamente 0,26; 0,22; 6,9 e $11,2^\circ$;

X – as simulações em CFD conjugadas com as informações experimentais representaram uma importante ferramenta em engenharia para o melhor entendimento da fluidodinâmica do sistema e dos mecanismos de separação em hidrociclones filtrantes;

XI – por fim, as informações experimentais e as simulações realizadas nesta tese atenderam aos objetivos principais traçados para o fechamento deste trabalho, ou seja, otimização do hidrociclone filtrante.

5.2 – Sugestões para Futuros Trabalhos

Considerando que o hidrociclone filtrante HF₁₁ foi o que melhor otimizou o processo de separação em hidrociclones filtrantes, são propostas as seguintes sugestões para trabalhos futuros no sentido de otimizá-lo, juntamente com a aplicação subsidiária das técnicas de fluidodinâmica computacional:

I – estudo do hidrociclone filtrante HF₁₁ mediante a utilização de distintos diâmetros de *underflow* (D_u);

II – estudo do hidrociclone filtrante HF₁₁ mediante a utilização de distintas permeabilidades (K_m) de meios porosos;

III – estudo do hidrociclone filtrante HF₁₁ mediante a utilização de distintos comprimentos de *vortex finder* (ℓ);

IV – utilização de um cilindro filtrante nos hidrociclones, associado ou não com um cone filtrante, para o estudo da performance de separação sólido-líquido neste novo tipo de equipamento;

V – inserção comercial dos hidrociclones filtrantes nos processos industriais de separação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLEN, T., "Particle Size Measurement", 3rd edition, Chapman and Hall, London, 1981.

ASOMAH, A.S. and NAPIER-MUNN, T.J., "An Empirical Model of Hydrocyclones, Incorporating Angle of Cyclone Inclination", Minerals Engineering, Vol. 10, n. 3, p. 339-347, 1997.

AVEROUS, J. and FUENTES, R., "Advances in the Numerical Simulation of Hydrocyclone Classification", Canadian Metallurgical Quartely, Vol. 36, n. 5, p. 309-314, 1997.

BARBOSA, E.A., KOBOLDT, C.A., VIEIRA, L.G.M., DAMASCENO, J.J.R. and BARROZO, M.A.S., "Avaliação do Comportamento de Hidrociclones Filtrantes de Krebs", XXX Encontro Nacional sobre Escoamentos em Meios Porosos, São Carlos, 2002.

BARBOSA, E.A., "Performance de Hidrociclones Filtrantes com geometria Demco", Qualificação para Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, MG, 2003.

BARTH, T.J and JESPERSEN, D. "The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes", Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.

BATCHELOR, G.K., "An Introduction to Fluid Dynamics", Cambridge Univ. Press, Cambridge, England, 1967.

BIRD, R.B., STEWART, W.E. and LIGHTFOOT, E.N., "Transport Phenomena", New York, John Wiley & Sons, 1961.

BOX, M.J., HUNTER, W.G., HUNTER, J.S, "Statistics for Experiments: An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building", John Wiley and Sons, New York, 1978.

BOYSAN, F.; AYERS, W.H. and SWITHENBANK, J., "A Fundamental Mathematical Modeling Approach to Cyclone Design", Trans. IChemE, Vol. 60, p.222-230, 1982.

BRADLEY, D. and PULLING, D.J., "Flows Patterns in the Hydraulic Cyclone and their Interaction in Terms of Performance", Trans. Inst. Chem. Eng., Vol. 37, p.34-45, 1959.

CARRETO, L.S., GOSMAN, A.D., PATANKAR, S.V. and SPALDING, D.B., “Two Calculation Procedures for Steady, Three-Dimensional Flows with Recirculation”, Proceedings 3d Int. Conf. Num. Methods Fluid Dyn., Paris, Vol II, p. 60, 1972.

CASTILHO, L.R. and MEDRONHO, R.A., “A Simple Procedure for Design and Performance Prediction of Bradley and Rietema Hydrocyclones”, Minerals Engineering, Vol. 13, p. 183-191, 2000.

CHOUDHURY, D., “Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling”, Fluent Inc., Technical Memorandum TM-107, 1993.

CILLIERS, J.J and HARRISON, S.T.L., “The Application of Mini-Hydrocyclone in the Concentration of Yeast Suspension”, Chemical Engineering Journal, Vol. 65, p. 21-26, 1997.

CLIFT, GRACE and WEBER, “Bubbles, Drops and Particles”, Technical Report, Academic Press, 1978.

COELHO, M.A.Z. and MEDRONHO, R.A., “A Model for Performance Prediction of Hydrocyclone”, Chemical Engineering Journal, Vol. 84, p. 7-14, 2001.

CREMASCO, M.A., “Estudo sobre Escoamento Ar-Partícula em um Reator Ciclônico”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 182 p., 1994.

CRINER, H.E., “The Vortex Thickener”, I International Conference on Coal Preparation, Paris, 1950.

CROWE, C., SOMMER, M. and TSUJI, Y., “Multiphase Flows with Droplets and Particles”, CRC Press, 1998.

CULLIVAN, J.C., WILLIAMS, R.A. and CROSS, C.R., “ Understanding the Hydrocyclone Separator Through Computational Fluid Dynamics”, Trans IChemE, Vol. 81, p. 455-466, 2003.

DABIR, B., “Mean Velocity Measurements in a 3”- Hydrocyclone using Laser Doppler Anemometry”, Doctor Thesis, Chemical Engineering Department, Michigan State University, East Lansing, MI, 1983.

DAI, G.Q., CHEN, W.M., LI, J.M and CHU, L.Y., “Experimental Study of Solid-Liquid Two-Phases Flow in a Hydrocyclone”, Chemical Engineering Journal, Vol. 74m p. 211-216, 1999.

DALY, B.J. and HARLOW, F.H., “Transport Equations in Turbulence”, Phys. Fluids, Vol. 13, p. 2634-2649, 1970.

DAMASCENO, J.J.R. e MASSARANI, G., “Estudo de um sedimentador contínuo com fundo filtrante”, XIV Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos, Campinas, p.283-290, 1986.

DAVIDSON, M.R., “Numerical Calculations of Flow in a Hydrocyclone Operating without an Air Core”, Appl. Math. Modeling, Vol. 12, p. 119-128, 1988.

DEVENTER, J.S.J, FENG, D., PETERSEN, K.R.P. and ALDRICH, C., “Modelling of Hydrocyclone Performance Based on Spray Profile Analysis”, International Journal of Mineral Processing, Vol. 70, p. 183-203, 2003.

DRIESSEN, M.G., “Review of Industrial Mining”, Special Issue, n. 4, St. Etienne, p.449-461, 1951.

DUGGINS, R.K. and FRITH, P.C.W., “Turbulence Anisotropy in Cyclones”, Filtration and Separation, p. 394-397, 1987.

DYAKOWSKI, T and WILLIAMS, R.A., “Modelling Turbulent Flow within a Small-Diameter Hydrocyclone”, Chem. Eng. Sc., Vol. 48, n. 6, p. 1143-1152, 1993.

DYAKOWSKI, T, HORNUNG, G. and WILLIAMS, R.A., “Simulation of non-Newtonian Flow in a Hydrocyclone”, Trans. IChemE, Vol. 72, p. 513-520, 1994.

DYAKOWSKI, T and WILLIAMS, R.A., “Prediction of Air-Core Size and Shape in a Hydrocyclone”, Int. J. Miner. Process, Vol. 43, p. 1-14, 1995.

DYAKOWSKI, T and WILLIAMS, R.A., “Prediction of High Solids Concentration Regions Within a Hydrocyclone”, Powder Technology, Vol. 87, p. 43-47, 1996.

FAHLSTROM, P.H., Int. Min. Processing Congress, p.632-643, 1960.

FERZIEGER, J.L. and PERIC, M., “Computational Methods for Fluid Dynamics”, Springer-Verlag, Heidelberg, 1996.

FLUENT INC., “Fluent 6.1 User’s Guide”, Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, February 2005.

FRACON, P.S.T, “Hidrociclones Rietema: uma Avaliação Experimental”, Tese de Mestrado, 141p., UFU. Uberlândia-MG, 1998.

FU, S., LAUNDER, B.E. and LESCHZINER, M.A., “Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures”, In Sixth Symposium on Turbulent Shear Flows, Toulouse, France, 1987.

GIBSON, M.M. and LAUNDER, B. E., “Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer”, J. Fluid Mech., Vol. 86, p. 491-511, 1978.

GRIFFITHS, W.D. and BOYSAN, F., “Computational Fluid Dynamics (CFD) and Empirical Modelling of the Performance of a Number of Cyclone Samplers”, J. Aerosol Sci., Vol. 27, n. 2, p. 281-304, 1996.

HAIDER, A. and LEVENSPIEL, “Drag Coefficient and Terminal Velocity of Spherical and Nonspherical Particles”, Powder Technology, Vol. 58, p. 63-70, 1989.

HALAZ, M.R.T. e MASSARANI, G., “Análise de Desempenho de Mini-hidrociclones”. XXV Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos, São Carlos, p.113-120, 1997.

HE, P., SALCUDEAN, M. and GARTSHORE, I.S., “A Numerical Simulation of Hydrocyclone”, Trans IChemE, Vol. 77, p. 429-441, 1999.

HENRIQUE, H.M., BARROZO, M.A.S., DAMASCENO, J.J.R., “Estudo da Dinâmica de um Sedimentador Filtrante”, XV Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos, Uberlândia, p.303-310, 1987.

HENKES, R.A.W., VAN DER FLUGT, F.F. and HOOGENDOOM, C.J., “Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, p. 1543-1557, 1991.

HINZE, J.O., “Turbulence”, McGraw-Hill Publishing Co., New York, 1975.

HOFFMANN, A.C., GROOT, M. and HOSPERS, A., “The effect of the Dust Collection System on the Flow Pattern and Separation Efficiency of a Gas Cyclone”, Canadian J. Chem. Eng., Vol. 74, p.464-470, 1960.

HOFFMANN, A.C., GROOT, M., PENG, W., DRIES, H.W.A and KATER, J., “Advantages and Risks in Increasing Cyclone Separator Length”, AIChE Journal, Vol. 47, n. 11, 2001.

ISSA, R.I., “Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting”. J. Comput. Phys., Vol. 62, p. 40-65, 1986.

JO, Y., TIEN, C. and RAY, M.B., “Development of a Post Cyclone to Improve the Efficiency of Reverse Flow Cyclones”, Powder Technology, Vol. 113, p. 97-108, 2000.

KRAIPECH, W, CHEN, W., PARMA, F.J. and DYAKOWSKI, T., “Modelling the Fish-Hook Effect of the Flow within Hydrocyclone”, International Journal of Mineral Processing, Vol. 66, p. 49-65, 2002.

KELSALL, D.F., “A study of the motion of solid particles in a hydraulic cyclone”, Trans. Inst. Chem. Eng., p. 30-87, 1952.

KIM, K.Y. and CHANG, M.K., “Calculation of a Strongly Swirling Turbulent Round Jet with Recirculation by an Algebraic Stress Model”, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol.9, p. 62-67, 1988.

KIRCH, R., “Der Einfluss der Turbulenze auf die Partikelbewegung in Gaszyklon”, Fortschritt-Berichte, VDI Verlag, Reihe 7, n. 145, Düsseldorf, 1988.

LANNA, A.E., BARROZO, M.A.S. e DAMASCENO, J.J.R., “Estudo de Desempenho de um Hidrociclone Filtrante”, Revista Ciência & Engenharia, Uberlândia, p.175-186, 1992.

LAUNDER, B.E. and SPALDING, D.B., “Lectures in Mathematical Models of Turbulence”, Academic Press, London, England, 1972.

LAUNDER, B.E. and SPALDING, D.B., “The Numerical Computational of Turbulence Flows”, Compl. Math. Applied Mech. Eng., Vol. 3, p.269-289, 1974.

LAUNDER, B.E., REECE, G.J. and RODI, W., “Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure”, J. Fluid Mech., Vol. 68, n.3, p. 537-566, 1975.

LAUNDER, B.E., “Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 9, p. 963-985, 1989.

LAUNDER, B.E. and SHIMA, N., “Second-Moment Closure for the Near-Wall Sublayer: Development and Application”, AIAA Journal, Vol. 27, n. 10, p. 1319-1325, 1989.

LEONARD, B.P. and MOKHTARI, S. “ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow”, NASA TM 1-2568 (ICOMP-90-12), NASA Lewis Research Center, 1990.

LI, A. and G. AHMADI, “Dispersion and Deposition of Spherical Particles from Point Sources in a Turbulent Channel Flow”, Aerosol Science and Technology, Vol. 16, p. 209-226, 1992.

LIEN, F.S. and LESCHZINER, M.A., “Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure”, Computers and Fluids, Vol. 23, n. 8, p. 983-1004, 1994.

LILLEY, D.G. and CHIGIER, N.A., “A Complex Code for Swirling Turbulent Axisymmetric Recirculating Flows in Practical Isothermic Combustors Geometries”, NASA Research Report, 1982.

LÜBBERSTEDT, M., SCHÜTZE, J., ANSPACH, B., DECKWER, W.D. and MEDRONHO, R.A., “O Emprego de Hidrociclones na Retenção de Células Animais em Sistemas em Perfusão: uma

Comparação entre Simulação Numérica e Resultados Experimentais”, XXIX ENEMP, São João Del Rey (MG), 2001.

MA, L., INGHAM, D.B. and WEN, X., “Numerical Modelling of the Fluid and Particle Penetration Through Small Sampling Cyclones”, J. Aerosol Sci, Vol. 31, n. 9, p. 1097-1119, 2000.

MADSEN, H.J, THORSTENSEN, J.H., SALIMI, P., HASSING, N.H. and RUSAAS, J., “Prediction of the Performance of Gas Cyclones”, Second CFDS International User Conference, December, 1994.

MALHOTRA, A., BRANION, R.M.R. and HAUPTMANN, E.G., “Modelling the Flow in a Hydrocyclone”, Canadian J. Chem. Eng., Vol. 72, p. 953-960, 1994.

MALISKA, C.R., “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos e Coordenadas Generalizadas”, ed. LTC, Rio de Janeiro, 1995.

MASSARANI, G., “Projeto e análise do desempenho de ciclones e hidrociclones II”, XVII Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos, São Carlos, p.125-136, 1989.

MEDRONHO, R.A., “Scale-up of Hydrocyclones at Low Concentrations”, Thesis of Ph.D., 150p., University of Bradford, England, 1984.

MEDRONHO, R.A. and SVAROVSKY, L., “Tests to Verify Hydrocyclone Sscale-up Procedure”, II International Conference on Hydrocyclone, Bath, UK, 1984.

MEIER, H.F., “Modelagem Fenomenológica e Simulação Bidimensional de Ciclones por Técnicas da Fluidodinâmica Computacional”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 210 p., 1998.

MEIER, H.F. and MORI, M. “Anisotropic Behavior of the Reynolds Stress in Gas and Gas-Solid Flows in Cyclones”, Powder Technology, Vol. 101, p. 108-119, 1999.

MEIER, H.F., ROPELETO, K., IEISS, J.J., FORSTER, H and MORI, M. “Predição do escoamento Gás-Sólido em Ciclones da Indústria de Cimento por Técnicas de CFD”, XXVIII Encontro Nacional de Escoamento em Meio Porosos”, São João Del Rey, p. 97-104, 2000.

MENTER, F.R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, Vol. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.

MINKOWYCZ, W.J, SPARROW, E.M., SCHNEIDER, G.E and PLECTHER, R.H., "Handbook of Numerical Heat Transfer", Ed. John Wiley & Sons Inc., New York, 1988.

MORSI, S.A. and ALEXANDER, A.J., "An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems", J. Fluid Mech., Vol. 55, n. 2, p. 193-208, 1972.

MYER, R.H., "Response Surface Methodology", Ann Arbor, Mich: Edwards Brother (Distributors), Virginia, 1976.

NAGESWARARAO, K., "A Generalised Model for Hydrocyclone Classifiers", AusIMM Proc., Vol. 300, 21 p., 1995.

NAGESWARARAO, K., "A Critical Analysis of the Fish Hook Effect in Hydrocyclone Classifiers", Chemical Engineering Journal, Vol. 80, p. 251-256, 2000.

PASQUIER, S. and CILLIERS, J.J., "Sub-micron Particle Dewatering Using Hydrocyclone", Chemical Engineering Journal, Vol. 80, p. 283-288, 2000.

PATANKAR, S.V. and SPALDING, D.B., "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, p. 1789, 1972.

PATANKAR, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Ed. Hemisphere Pub. Co., NY, 1980.

PATIL, D.D. and RAO, T.C., "Classification Evaluation of Water Injected Hydrocyclone", Minerals Engineering, Vol. 12, n. 12, p. 1527-1532, 1999.

PATTERSON, P.A. and MUNZ, R.J., "Gas and Particle Flow Patterns in Cyclones at Room and Elevated Temperatures", Canadian J. Chem. Eng., Vol. 74, p. 213-221, 1996.

PERES, A.P., MEIER, H.F, HUZIWARA, W.K and MORI, M, “Simulação Tridimensional do Escoamento Turbulento do Gás em um Ciclone: Análise de Modelos de Turbulência e da Transferência de Calor”, XXVIII Encontro Nacional de Escoamento em Meio Porosos, São João Del Rey, p. 104-112, 2000.

PERICLEOUS, K.A., “Mathematical Simulation of Hydrocyclone”, Appl. Math. Modelling, Vol. 11, p. 242-255, 1987.

RAJAMANI, R.K. and HSIEH, K.T., “Mathematical Model of Hydrocyclone Based on the Physics of Fluid Flow”, AIChE Journal, Vol. 37, n.5, p. 735-745, 1991.

RAY, M.R., LUNING, P.E., HOFFMANN, A.C., PLOMP, A. and BEUMER, M.I.L., “Improving the Removal Efficiency of Industrial-Scale Cyclone for Particles Smaller than Five Micrometre”, Int. J. Miner. Process, Vol. 53, p. 39-47, 1998.

REYNOLDS, O., “On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion”, Philos. Trans. R. Soc., London, p. 123-161, 1884.

REYNOLDS, W.C., “Fundamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation”, Lecture Notes for Von Karman Institute Agard Report, n. 755, 1987.

RHIE, C.M. and CHOW, W.L., “Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation”, AIAA Journal, Vol. 21, n. 11, p. 1525-1532, 1983.

RIETEMA, K., “Performance and Design of Hydrocyclone - Parts I to IV”. Chemical Engineering Science, Vol. 15, p.298-325, 1961.

RODI, W., “Examples of Turbulence Models for Incompressible Flows”, AIAA J., Vol. 20, p. 872-879, 1976.

ROTA, J.C., “Statistical Theory of Inhomogeneous Turbulence”, Z. Phys, Vol. 129, p. 547-559, 1951.

SAFFMAN, P.G., “The Lift on a Small Sphere in a Slow Shear Flow”, J. Fluid Mech., Vol. 22, p. 385-400, 1965.

SAFFMAN, P.G., “Model Equations for Turbulent Shear Flow”, Studies Appl. Math., Vol. 53, p. 17-34, 1974.

SARKAR, S. and BALAKRISHNAN, L., “Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer”, ICASE Report 90-18, NASA, 1990.

SCHAPPEL, S.C., CHASE, G.G. “Modeling of Hydrocyclone Flows with Permeable Walls”. Advances in Filtration and Separation Technology, Vol. 11, p. 33-36, 1998.

SCHLABERG, H.I., PODD, F.J.W. and HOYLE, B.S., “Ultrasound Process Tomography System for Hydrocyclone”, Ultrasonics, Vol. 38, p. 813-816, 2000.

SHUEN, J.S., CHEN, L.D. and FAETH, G.M., “Evaluation of a Stochastic Model of Particle Dispersion in a Turbulent Round Jet”, AIChE Journal, Vol. 29, n.1, 1983.

SHUR, M., SPALART, P.R., STRELETS, M. and TRAVIN, A., “Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack”, In 4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments, Corsica, France, 1999.

SILVA, M.A.P. e MEDRONHO, R.A., “Um método de determinação de distribuição granulométrica”, XIV Encontro Nacional sobre Escoamentos em Meios Porosos, Campinas, p.267-275, 1986.

SILVA, M.A.P. and MEDRONHO, R.A., “Modelos que prevêem o desempenho de hidrociclones: uma avaliação crítica”, XVI Encontro Nacional sobre Escoamentos em Meios Porosos, Petrópolis, p.353-361, 1988.

SILVA, M.A.P., “Hidrociclones de Bradley: Dimensionamento e Análise de Desempenho”, Dissertação de Mestrado, 81p., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1989.

SILVA, M.A. and NEBRA, S., “Numerical Calculations of Gas-Solid Flow in a Cyclone”, Comunicação Pessoal, UNICAMP, 1994.

SILVEIRA-NETO, A., “Turbulência nos Fluidos Aplicada”, Apostila, UFU, Uberlândia-MG, 2001.

SOUZA, F.J., “Análise da Influência do Meio Filtrante no Comportamento do Hidrociclone Filtrante”, Dissertação de Mestrado, 85p., UFU, Uberlândia, 1999.

SOUZA, F.J., NETO, A.S. and BARROZO, M.A., “Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos em Hidrociclones com Modelagem Submalha”, II Escola Brasileira de Primavera de transição e Turbulência – ETT 2000, Uberlândia-MG, p.358-368, 2000.

SPALART, P. and ALLMARAS, S., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows”, Technical Report AIAA, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.

SPEZIALE, C.G., SARKAR, S. and GATSKY, B., “Modelling the Pressure-Strain Correlation of Turbulence: an Invariant Dynamical Systems Approach”, J. Fluid Mech., Vol. 227, p. 245-272, 1991.

SVAROVSKY, L., “Solid-Liquid Separation”, 2nd Edition, Butterworths, London. 1981.

SVAROVSKY, L. “Hydrocyclone”, Holt, Rinehart & Winston, Eastbourne, UK. 198p., 1984.

SVOBODA, J., COETZEE, C. and CAMPBELL, Q.P., “Experimental Investigation into the Application of a Magnetic Cyclone for Dense Medium Separation”, Minerals Engineering, Vol. 11, n. 6, p. 501-509, 1998.

TALBOT *et al.* “Thermophoresis of Particles in a Heated Boundary Layer”, J. Fluid Mech., Vol. 101, n. 4, p. :737-758, 1980.

VANDOORMAAL, J.P. and RATHBY, G.D. “Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows”, Numerical Heat Transfer, Vol. 7, p. 147-163, 1984.

VIEIRA, L.G.M., “Análise da Separação Sólido-Líquido em um Hidrociclone Filtrante”, Relatório de Iniciação Científica. PIBIC/CNPq-UFU. Uberlândia. 1997.

VIEIRA, L.G.M, “Estudo da Performance de Hidrociclones Filtrantes de Rietema”, Dissertação de Mestrado, 141p., UFU, Uberlândia, MG, 2001.

WIGGERS, V.R., REBELO, C., MEIER, H.F, BARROS, A.A.C. and MORI, M, “Estudo de uma Metodologia para a Determinação de Parâmetros Térmicos e Cinéticos em um Reator Piloto de

Leito Móvel para Pirólise de Resíduos Sólidos”, XXX Encontro Nacional de Escoamentos em Meios Porosos, São Carlos, CD room, 2002.

WILCOX, D.C., “Turbulence Modeling for CFD”, DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.

WILLIAMS, R.A., ILYAS, O.M., DYAKOWSKI, T., DICKIN, F.J, GUTIERREZ, J.A., WANG, M., BECK, M.S., SHAH, C. and RUSHTON, A., “Air Core Imaging in Cyclonic Separators: Implications for Separator Design and Modeling”, The Chemical Engineering Journal, Vol. 56, p. 135-141, 1995.

WILLIAMS, R.A., JIA, X., WEST, R.M., WANG, M., CULLIVAN, J.C, BOND, J., FAULKS, I., DYAKOSKI, T., WANG, S.J., CLIMPSON, N., KOSTUCH, J.A. and PAYTON, D., “Industrial Monitoring of Hydrocyclone Operation Using Electrical Resistance Tomography”, Minerals Engineering, Vol. 12, n. 10, p. 1245-1252, 1999.

YOSHIDA, H., “Three-Dimensional Simulation of Air Cyclone an Particle Separation by a Revised-Type Cyclone”, Colloids and Surfaces, Vol. 109, p. 1-12, 1996.

YOSHIOKA, N. and HOTTA, Y., “Liquid Cyclone as a Hydraulic Classifier”, Chemical Engineering Japan, Vol. 19, p.632-640, 1955.

YUU, S., JOTAKI, T., TOMITA, Y. and YOSHIDA, K., “The Reduction of Pressure Drop Due to Dust Loading in a Conventional Cyclone”, Chem. Eng. Science, Vol. 33, p. 1573-1580, 1978.

ZHOU, L.X. and SOO, S.L., “Gas-Solid Flow and Collection of Solid in a Cyclone Separator”, Powder Technology, Vol. 63, p. 45-53, 1990.

ZHOU, L.X. and SOO, S.L., “On Boundary Conditions of Particle Phase and Collection Efficiency in Cyclones”, Powder Technology, Vol. 64, p. 213-220, 1991.