

Influência da variação do comprimento do corpo médio paralelo na resistência ao avanço de um submarino

22º Congresso Pan-Americano de Engenharia Naval, Transporte Marítimo e Engenharia Portuária

Buenos Aires, 27 a 30 de Setembro de 2011

Alex de Almeida Ramos
alex.ramos@tpn.usp.br

Claudio Muller Prado Sampaio
clasamp@usp.br

Lygia Bronneberg Vélez
lygiabronneberg@usp.br

Thiago Pontin Tancredi
thiago.tancredi@poli.usp.br

Departamento de Engenharia Naval e Oceânica
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Brasil

Resumo:

O presente trabalho busca o desenvolvimento de uma sensibilidade da variação da porcentagem de corpo paralelo médio (L_{pmb} ou pmb) sobre a resistência ao avanço de um casco de submarino. Baseando-se em formulações analíticas, as quais definem a geometria de um corpo axissimétrico com formato de gota, desenvolveu-se o modelo paramétrico no programa FRIENDSHIP®, cujas variáveis livres são o comprimento, o diâmetro e dois coeficientes de forma. Estes modelos são exportados para o programa STAR-CCM® (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) ferramenta esta que através de modelos matemáticos do RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) resolve o escoamento do fluido em torno do corpo, estimando sistematicamente os resultados das componentes viscosas da resistência ao avanço.

1. Introdução

A motivação deste trabalho surge da necessidade de dar apoio e proteção à exploração *offshore*, assim como garantir a segurança nacional na zona econômica de exclusividade do Brasil na qual encontra-se cerca de 90% da produção nacional de petróleo. Estas necessidades tornam-se ainda mais importantes em razão das novas descobertas da camada do pré-sal, as quais demandarão em um futuro próximo, um aumento significativo do fluxo de transporte de pessoas e suprimentos para viabilizar a produção de petróleo e gás natural.

A forma tradicional de se suprir esse transporte, é por meio de helicópteros e embarcações de apoio. Por anos estas têm sido as soluções logísticas utilizadas, porém, questões como: baixa capacidade de passageiros nos helicópteros, a necessidade de um heliporto *on board* e, principalmente, o efeito de seasickness nos trabalhadores, provenientes do transporte marítimo, são pontos negativos destas soluções e que podem ser minimizados com a utilização de submarinos.

Deve-se levar em consideração também que o desenvolvimento tecnológico sobre submarinos é consequência direta de um passado de mais de 100 anos de estudo, o qual pode trazer benefício direto para a indústria nacional conforme a ênfase dada a estudos sistemáticos deste tipo. Todas essas considerações embasam a motivação deste estudo, além de que, por se tratar do escoamento em torno de um corpo axissimétrico, este trabalho pode ser visto também como uma análise fundamental sobre resistência ao avanço, com grande importância no viés acadêmico.

2. Modelagem Paramétrica

2.1. Modelo Paramétrico

Utilizado largamente tanto na engenharia aeronáutica como em engenharia naval, o formato conhecido como 'gota' reproduz a maneira mais eficiente de se minimizar a resistência total gerada por um corpo submerso. Este formato foi introduzido em 1768 por Chapman, como sendo um corpo de revolução cuja porção frontal (proa) é descrita por uma parábola e a porção posterior (popa) por um elipsoide.

No caso do submarino, por uma questão de aproveitamento do espaço interno, introduz-se na região central um corpo cilíndrico (corpo paralelo médio) cuja formulação proposta por (Jackson, 1992) será a base matemática para a modelagem do casco no programa FRIENDSHIP®. Esta concepção matemática parte do pressuposto que o adimensional L/D foi escolhido a fim de minimizar a resistência total. A Figura 1 retirada do trabalho de (Joubert, 2004) mostra a existência de um valor ótimo de L/D na região próxima ao valor de 6, considerando o mesmo volume.

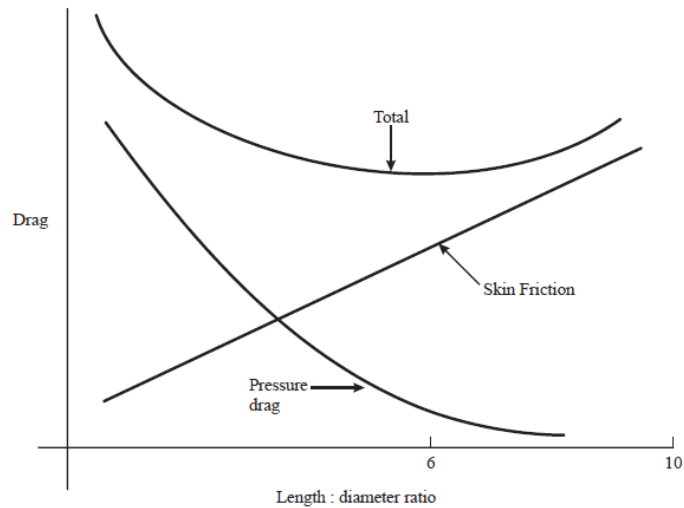


Figura 1 - Resistência versus Adimensional L/D para volume constante (Jackson, 1992)

Desta forma, (Jackson, 1992) propõem uma modelagem para submarinos em que o comprimento do corpo de revolução tem o valor de no mínimo 6 vezes o do diâmetro (no caso 'gota'), essa modelagem é mostrada na Figura 2.

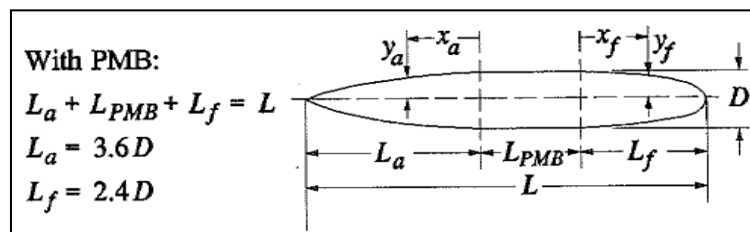


Figura 2 - Modelagem matemática de um submarino (Jackson, 1992)

As cotas de y_a e y_f são definidas pelas equações 1 e 2:

$$y_f = \frac{D}{2} \left[1 - \left(\frac{x_f}{L_f} \right)^{n_f} \right]^{1/n_f} \quad (1)$$

$$y_a = \frac{D}{2} \left[1 - \left(\frac{x_a}{L_a} \right)^{n_a} \right] \quad (2)$$

em que os coeficientes n_a e n_f determinam o formato da proa e popa como mostrado na Figura 3.

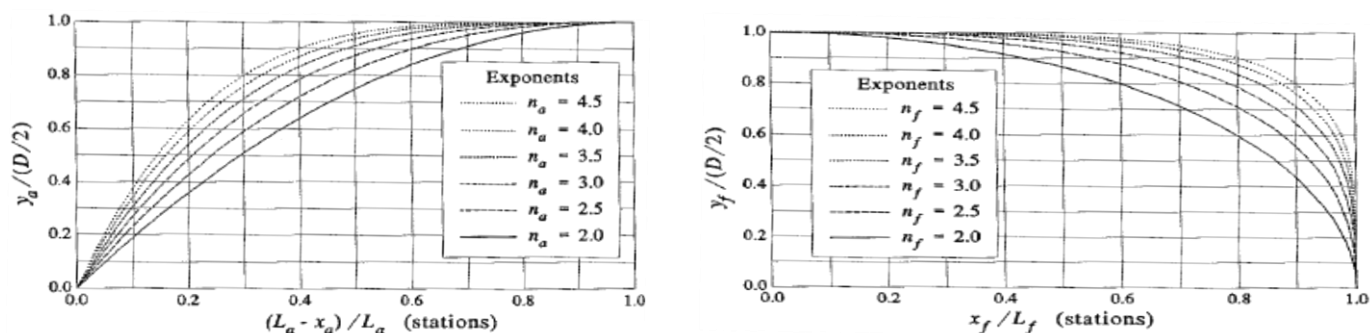


Figura 3 - Formato da popa (esquerda) e proa (direita) em função do expoente n_f (Jackson, 1992)

2.2. Implementação do Modelo Paramétrico

A criação do modelo paramétrico foi feita utilizando-se o *software* FRIENDSHIP[®] criado especificamente para uso da indústria naval. O programa possui como principal vantagem algoritmos acoplados, os quais permitem estratégias de variação e otimização da geometria parametrizada de maneira organizada, o qual será de grande utilidade para investigar o valor da resistência ao avanço.

Outro ponto importante do FRIENDSHIP[®] é a boa capacidade de pós-processamento, a qual permite uma visualização organizada e simples dos resultados através de suas opções gráficas e tabelas, facilitando a análise dos resultados.

Inicialmente foram criadas as curvas da proa e popa do casco, utilizando-se as equações (1) e (2), e, para o corpo paralelo, uma curva reta interligando o ponto de início da proa com a popa, essas curvas estão demonstradas na Figura 4.

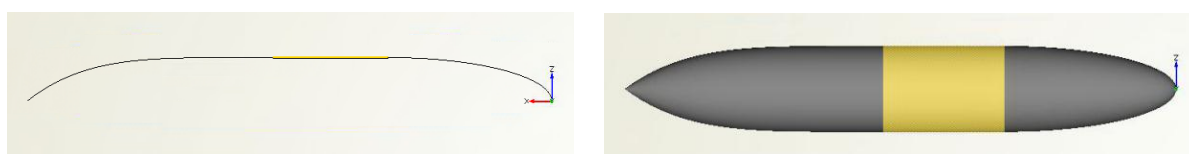


Figura 4 - Curvas do modelo (esquerda) e Superfície de revolução (direita)

Como o corpo é simétrico em torno do eixo x , foram criadas superfícies de revolução a partir da rotação de 360° das curvas anteriormente geradas.

Desta maneira, ao final obteve-se um modelo paramétrico simples, no qual qualquer modificação que se faça em alguma das variáveis, imediatamente todas as outras características do casco dependentes são modificadas.

Outro ponto importante do modelo é a metodologia utilizada para criar um casco a partir de um deslocamento definido, sem ela não seria possível fazer as análises desejadas das variações de formato do submarino mantendo-se o volume fixo. Um resumo da metodologia pode ser encontrado na Figura 5, sendo destacadas as entradas.

Inicialmente, foi definido um casco com o comprimento total sendo unitário (através da modelagem citada nos parágrafos anteriores) e a partir de suas dimensões, coeficientes (n_a e n_f) e de uma rotina de cálculo das propriedades hidrostáticas (existente no próprio programa FRIENDSHIP[®]), se obtém um deslocamento. Em seguida, é calculado um fator de escala λ pela raiz cúbica da divisão entre o deslocamento desejado com o deslocamento do casco de comprimento unitário, essa escala será o próprio comprimento total do submarino em escala real (L_{real}).

Da diferença do L_{real} com o L_{pmb} , uma porcentagem do comprimento total (dado de entrada), se obtém o valor da soma dos comprimentos da popa e da proa (L_a e L_f) que possui o valor exato de 6 vezes o diâmetro do submarino e, desta forma, define-se os próprios valores dos comprimentos da popa e proa ($L_a = 3,6.D$ e $L_f = 2,4.D$).

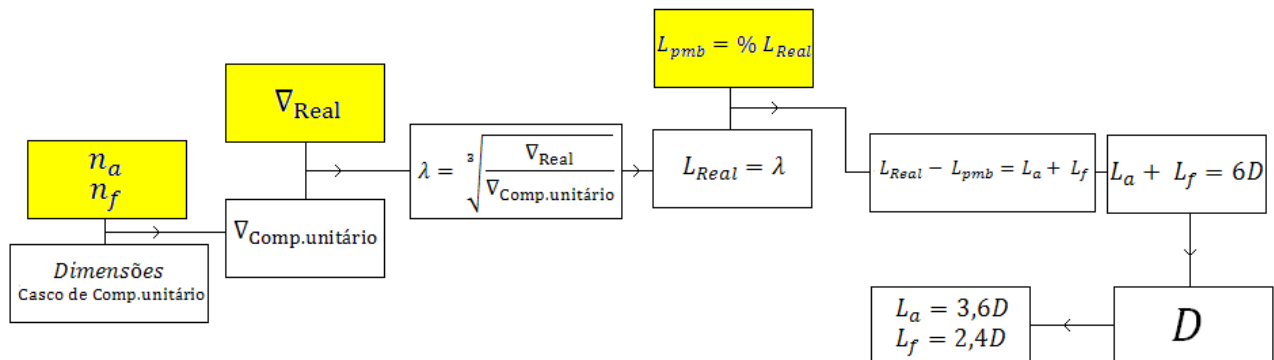


Figura 5 - Metodologia do ajuste do deslocamento (entradas destacadas)

Vale ressaltar que todos os parâmetros (L_a , L_f , D , etc...) existentes neste modelo paramétrico, apenas quatro são variáveis de projeto (*DesignVariables*, na terminologia do próprio FRIENDSHIP[®]): os coeficientes n_a e n_f , o deslocamento real desejado e a porcentagem de corpo paralelo médio.

Ao final dessa metodologia, foram desenvolvidos nove formatos de submarinos, um para cada porcentagem de corpo paralelo médio, sendo apenas modificadas as dimensões para os diferentes valores do deslocamento. Esses formatos podem ser vistos na Figura 6.

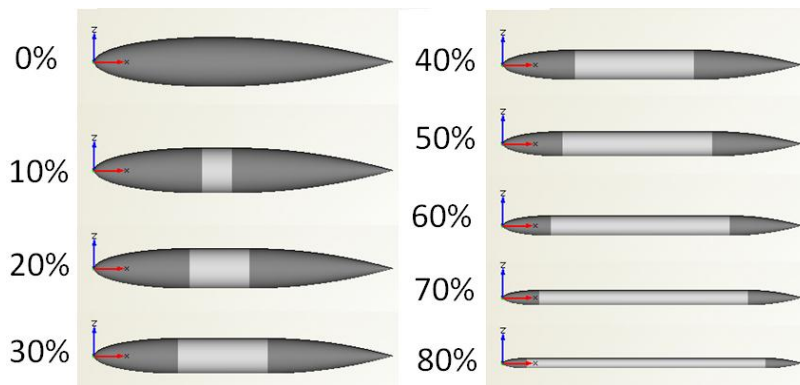


Figura 6 – Formatos de submarinos resultantes da metodologia desenvolvida

3. Simulação Computacional

Antes de se iniciar o estudo é importante colocar a estratégia utilizada na seleção dos casos a serem analisados. Para tanto, faz-se referência ao trabalho de (Prins & Everand, 1996) que divide os tipos de submarinos em três grandes grupos: submarinos costeiros e oceânicos, tipos SSK e submarinos tipo SSN. O primeiro grupo, submarinos costeiros, são de veículos com menor deslocamento, entre 400 e 1200 toneladas, cujo comprimento varia entre 40 e 65 metros. Esta classe possui propulsão diesel-elétrica e sua velocidade submersa se encontra na faixa de 17 e 23 nós.

De maneira análoga, os submarinos oceânicos tipo SSK também possuem propulsão diesel-elétrica mas apresentam maior capacidade de navegação submersa além de um maior *payload*. Em função destes requisitos apresentam deslocamento maior (entre 1400 e 3000 toneladas), velocidade variando entre 17 e 25 nós e comprimentos de até 80/85 metros.

Por fim, conhecidos por possuírem total autonomia submersa, os submarinos tipo SSN empregam propulsão nuclear, atingem velocidades máximas superiores a 25 nós, carregam grandes tripulações (acima de 100 pessoas), seu deslocamento varia entre 2500 e 9000 ton e o comprimento normalmente é maior que 110 metros.

3.1. Plano de Simulação

De forma sucinta, o objetivo do projeto é avaliar as parcelas de resistência ao avanço de submarinos para diferentes deslocamentos (fixo em cada condicao), variando sistematicamente os coeficientes na e nf e as porcentagens de corpo

médio paralelo. Os deslocamentos selecionados correspondem a valores típicos das classes descritas, como mostrado na Tabela 1, sendo adotados inicialmente três pares distintos dos coeficientes n_a e n_f ((2,2), (3,3) e (4,4)). Quanto às porcentagens de corpo médio paralelo foram analisados desde o formato gota (0%) até um máximo de 80%.

Tabela 1 - Comprimento e Diâmetro (L|D) de cada deslocamento (I)

(L,D)	Desloc. (ton)	Porcentagens de Corpo paralelo				
		0%	10%	20%	30%	40%
Coastal Submarines (V=20 nós)	500	31,86 5,31	33,73 5,06	36,53 4,75	38,88 4,54	42,58 4,26
	1000	40,15 6,69	42,49 6,37	46,03 5,98	48,99 5,72	53,64 5,36
Ocean Going Submarines (Diesel-Eletric) (V=25 nós)	2000	50,58 8,43	53,54 8,03	57,99 7,54	61,72 7,20	67,58 6,76
	3000	57,90 9,65	61,29 9,19	65,44 8,73	70,65 8,24	77,36 7,74
Ocean Going Submarines (Nuclear) (V=30 nós)	5000	68,65 11,44	72,66 10,90	77,59 10,35	83,77 9,77	91,73 9,17
	7000	76,80 12,80	81,29 12,19	86,80 11,57	93,71 10,93	102,61 10,26
	9000	83,51 13,92	88,39 13,26	94,38 12,58	101,89 11,89	111,58 11,16

Tabela 2 - Comprimento e Diâmetro (L|D) de cada deslocamento (II)

(L,D)	Desloc. (ton)	Porcentagens de Corpo paralelo			
		50%	60%	70%	80%
Coastal Submarines (V=20 nós)	500	47,52 3,96	54,34 3,64	65,35 3,27	84,75 2,83
	1000	59,88 4,99	68,71 4,58	82,34 4,12	106,77 3,56
Ocean Going Submarines (Diesel-Eletric) (V=25 nós)	2000	75,44 6,29	86,57 5,77	103,74 5,19	134,52 4,48
	3000	86,36 7,20	99,10 6,61	118,75 5,94	153,99 5,13
Ocean Going Submarines (Nuclear) (V=30 nós)	5000	102,39 8,53	117,50 7,83	140,80 7,04	182,58 6,09
	7000	114,54 9,55	131,43 8,76	157,51 7,88	204,25 6,81
	9000	124,55 10,38	142,92 9,53	171,27 8,56	222,09 7,40

3.2. Características do programa Star-CCM

Para a simulação computacional foi utilizado o programa STAR-CCM®, além de ser um programa comercial largamente utilizado, se torna fácil importar as geometrias do FRIENDSHIP® através de arquivos em formato padrão além de existir a possibilidade de criação de macros que agilizam processos repetitivos .

De todas as configurações do programa, a primeira que vale ressaltar é volume de controle adotado. Como o escoamento sofre maiores efeitos de turbulência (separação da camada limite, vórtices etc...) na região da popa, é recomendado um maior volume de controle na parte a ré da embarcação. Outro ponto a ser ressaltado, é a largura lateral do volume de controle que deve ser um pouco maior a fim de evitar o efeito de parede no escoamento. Por essa razão foram definidos que seria considerado duas vezes o comprimento da embarcação à ré, um comprimento e meio para lateral e um comprimento em todas as outras direções (à vante, acima e abaixo), esses mesmos valores são utilizados por (Kouh, Chen, & Chau, 2009), trabalho posteriormente analisado neste relatório.

A próxima ressalva é quanto a definição da malha: Foram adotados o modelo hexaédrico (*Trimmer Mesh*) por ser usado para casos mais simples por demandar menor qualidade da superfície, caso dos corpos assimétricos. Além disso, foram criados 3 volumes de controle em torno do submarino com o objetivo de refinar a malha na região que sofre separação da camada limite e, assim, garantir melhores resultados sem necessidade de malhas absurdamente grandes. Esses volumes receberam valores, relativos ao *Base Size*, de 50%, 25% e 12,5% para o tamanho de seus elementos. O resultado final da malha com refinamentos está mostrado na Figura 7.

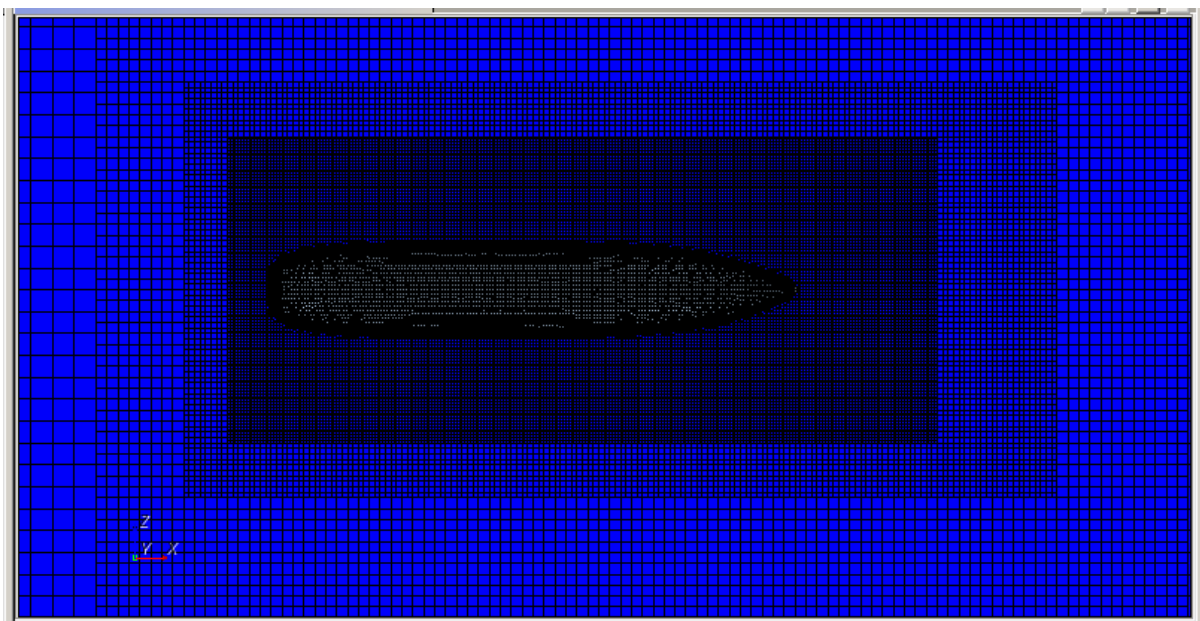


Figura 7 - Malha com volumes de refino

Outro ponto importante é o o modelo físico adotado, pois este introduzirá quais são as características do escoamento e os modelos matemáticos que deverão ser respeitados. Dentre os modelos adotados, pode-se destacar:

- Modelo matemático: RANS
- Modelo de Turbulência K- ϵ : mais utilizado para escoamentos que apresentam gradientes de pressão moderados

A penúltima característica importante é a definição das condições de contorno do volume de controle. No caso do estudado foram utilizadas as condições apresentadas na Tabela 3, sendo explicada cada uma abaixo.

Tabela 3 - Condições de contorno

<u>Contorno</u>	<u>Condição de Contorno</u>	<u>Expressão Matemática</u>
Submarino	Aderência Completa (Wall No-Slip)	$V = 0$
Plano de Entrada	Evanescência (Velocity Inlet)	$V = V_{longe}$
Plano de Saída	Evanescência (Pressure Outlet)	$p = p_{atm}$
Parede Lateral		
Fundo	Impermeabilidade (Wall Slip)	$V \cdot n = 0$
Topo		
Plano de Simetria	Simetria (Symmetry Plane)	$V \cdot n = 0$

- Pressure Outlet: pressão de saída do escoamento é igual à atmosférica;
- Symmetry Plane: Utilizada com o objetivo de obter uma economia computacional;
- Velocity Inlet: considerar a velocidade do escoamento na entrada como a própria velocidade do corpo;
- Wall Slip: tratar a superfície como parede com escorregamento (Impermeabilidade);
- Wall No-Slip: Apenas para o submarino, considera a superfície como uma parede sem escorregamento (Velocidade nula).

Por fim, foi definido o critério de parada: máximo de 2500 iterações ou variação assintótica menor que 0,5 N nas ultimas 50; e as variáveis de interesse (resíduos, pressão, forças e etc).

3.3. Análise de Convergência

Antes de seguir com as simulações do casco, duas análises devem ser levantadas, primeiramente com relação a convergência dos resultados e, em um segundo momento, se o programa de CFD fornece valores realmente válidos.

Para ambas as questões, foi utilizado o estudo do (Kouh, Chen, & Chau, 2009) que relata através de simulações em CFD, o nível de variações das resistências (friccional, pressão viscosa e total) conforme o aumento de Reynolds através de alguns tipos de cascos diferentes, incluindo o de um corpo axisimétrico (DTRC 4621).

Os dados fornecidos sobre a geometria do corpo foram apenas dois (Tabela 4), o comprimento e o diâmetro. Através deles e da formulação do (Jackson, 1992) foi possível criar um modelo aproximado para a implementação no STAR-CCM construído no FRIENDSHIP®.

Através dos resultados do programa, é possível verificar tanto a convergência como também verificar se os valores gerados pelo STAR-CCM® estão coerentes.

Tabela 4 - Características do submarino DTRC 4621

Comprimento (m)	Diâmetro (m)	Reynolds	Velocidade (m/s)
1	0,136	$3 \cdot 10^7$	30
		$3 \cdot 10^8$	300

A convergência dos resultados está diretamente ligada com a qualidade da malha utilizada. Portanto foram rodadas malhas com quantidade de células variando de 0,1 milhões até aproximadamente 5 milhões de elementos. Estes valores englobam desde uma malha considerada pobre até uma muito refinada.

Os resultados obtidos mostram a convergência dos valores das três resistências (Figura 8):

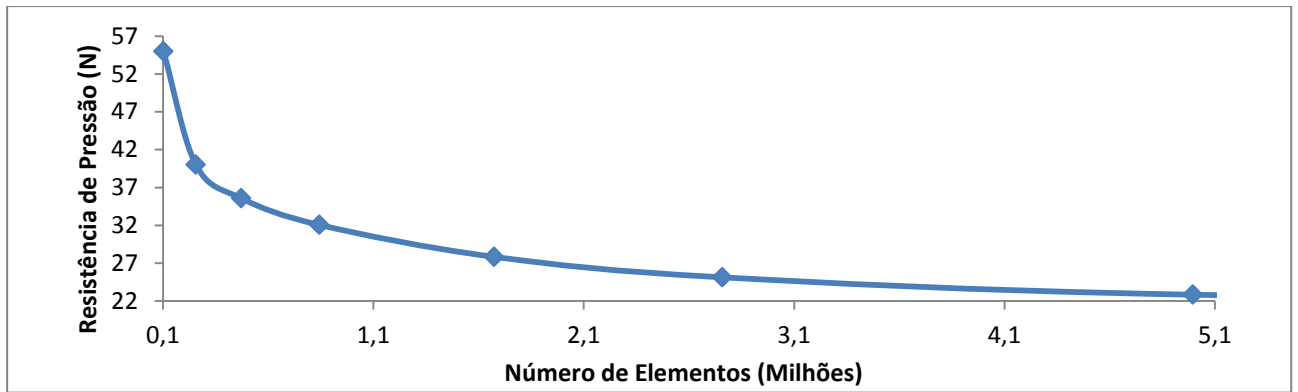


Figura 8 - Análise de Convergência - Resistência de Pressão Viscosa

Através da Tabela 5, percebe-se que a resistência de pressão viscosa é componente que apresenta maior variação conforme a maior discretização da malha. Isto era esperado, dado que um maior número de elementos cria uma menor dependência dos resultados advindos de interpolações, sendo a pressão calculada em mais pontos sob o corpo, por outro lado, a resistência friccional apresentou um desvio baixo de no máximo 2%.

Tabela 5 - Desvios com relação à malha 'Finest'

Número de elementos	Resistência Total (N)	Desvio [%]	Resistência Friccional (N)	Desvio [%]	Resistência de Pressão (N)	Desvio [%]
102085	422,92	9,22	367,94	1,86	54,96	58,44
255920	408,36	5,98	368,34	1,97	40,02	42,93
471398	402,24	4,55	366,64	1,52	35,58	35,81
843436	397,54	3,43	365,48	1,20	32,06	28,76
1674000	390,92	1,79	363,08	0,55	27,84	17,96
2758949	387,5	0,92	362,38	0,36	25,14	9,15
4995324	383,92	0,00	361,08	0,00	22,84	0,00

3.4. Definição da Malha

Após a discussão de convergência dos resultados, foi levantada a questão sobre qual malha deveria ser adotada, de maneira que os resultados possuísem uma discretização semelhante e o erro equiparável em todas as simulações.

A solução encontrada para essa questão foi definir o tamanho do elemento da malha (*base size*) em relação a uma porcentagem do comprimento do submarino. Porém, este procedimento levantou a dúvida se essa análise seria válida e foi proposto um teste: Simular dois corpos submarinos semelhantes (com o mesmo formato) em um mesmo número de Reynolds, porém com escalas diferentes (comprimento e diâmetro). Desta maneira, os dois corpos deveriam apresentar um resultado similar, pois os fenômenos viscosos dependem exclusivamente do número de Reynolds, que nesse caso será igualada alterando a velocidade da simulação na mesma ordem da escala. Os resultados do teste proposto estão apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Resultados do teste proposto

$Re = 3.10^8$	Rt(N)	Rf(N)	Rpv(N)	Área (m ²)	V (m/s)	Ct	Cf	Cvp
modelo de 1m	15431,81	13513,52	1918,29	0,162139	300	2,06E-03	1,81E-03	2,56E-04
modelo de 3m	15006,44	13591,75	1414,69	1,462938	100	2,00E-03	1,81E-03	1,89E-04

Na Tabela 6, pode-se perceber que existe uma variação de, aproximadamente, 3% do coeficiente total, valor resultante da diferença no coeficiente de pressão viscosa. Já no coeficiente friccional, os valores são praticamente iguais, existindo diferenças menores que 0,5%.

Desta maneira, foi entendido que a proposta inicial havia sido verificada e foi adotado que as malhas seriam geradas a partir de 5% do comprimento de cada submarino simulado. Esse valor foi escolhido de maneira que todas as simulações pudessem ser feitas num período de tempo menor de aproximadamente uma semana.

3.5. Verificação dos Resultados

O paper de (Kouh, Chen, & Chau, 2009) propõe o estudo do efeito de escala do fator de forma através do uso de um programa numérico que resolva as equações de Navier-Stokes e da continuidade.

Duas variáveis serão consideradas na comparação, uma nomeada como r^* , a qual relaciona C_{pv} com o C_f através da equação (3):

$$r^* = \frac{C_{pv}}{C_f} \quad (3)$$

E o coeficiente de forma k , definido através da equação (4), sendo C_{f0} o coeficiente friccional de uma placa plana nos moldes da ITTC, ver equação (4).

$$k = \frac{C_t}{C_{f0}} - 1 \quad (4)$$

O qual também pode ser encontrado em função de outras duas variáveis, r_f e r_p , através das equações abaixo:

$$r_p = \frac{C_{pv}}{C_{f0}} \quad (5) \qquad r_f = \frac{C_f}{C_{f0}} \quad (6)$$

A simulação do STAR-CCM® gera como resultado as três resistências necessárias (a total e as duas parcelas viscosas que a compõe). Através destes valores e sabendo a área da superfície (possível de ser determinado no próprio STAR-CCM®), encontrar as variáveis r^* , k , C_f , C_{pv} se tornou uma tarefa simples.

A fim de evitar imprecisão de leitura dos gráficos, os dois valores que serão testados são os números de Reynolds de $3 \cdot 10^7$ e o de $3 \cdot 10^8$, ambos com resultados discriminados em tabela pelo (Kouh, Chen, & Chau, 2009). Isso equivale a dizer que o modelo de 1m proposto será estudado com velocidade de avanço de 30 m/s e 300 m/s respectivamente (considerando a viscosidade dinâmica 10^{-6}).

Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 7, e através deles e das equações expostas anteriormente é possível determinar os coeficientes da Tabela 8.

Tabela 7 - Resultados expostos pelo STAR-CCM®

Reynolds	No de iterações	Área [m ²]	Resistência Total [N]	Resistência friccional [N]	Resistência de pressão viscosa [N]
3.10⁷	345	0,325458	383,92	361,08	22,84
3.10⁸	440	0,325458	29066,10	27251,07	1815,03

Tabela 8 – Coeficientes calculados pelos resultados da Tabela 7

r*	C _{f0}	C _f	C _{pv}	C _t	k _{ITTC}	r _f	r _p
0,063	2,50.10 ⁻³	2,41.10 ⁻³	1,52.10 ⁻⁴	2,52. 10 ⁻³	0,023	0,96	0,06
0,062	1,84.10 ⁻³	1,82.10 ⁻³	1,21.10 ⁻⁴	1,94. 10 ⁻³	0,052	0,99	0,07

Tabela 9 - Comparação entre o *paper* e os resultados obtidos

	C _{f0}	r*	r _p	r _f	k _{ITTC}	C _{vp}	C _f	C _t
Paper (Re=3.10⁷)	2,50.10 ⁻³	0.0597	0,06	1,03	0,094	1,52.10 ⁻⁴	2,55.10 ⁻³	2,60. 10 ⁻³
Star-ccm	2,50.10⁻³	0,0630	0,06	0,96	0,023	1,52.10 ⁻⁴	2,41.10⁻³	2,52.10 ⁻³
Paper (Re=3.10⁸)	1,84.10 ⁻³	0.0615	0,06	1,03	0,133	1,30.10 ⁻⁴	1,90.10 ⁻³	2,00. 10 ⁻³
Star-ccm	1,84.10⁻³	0,0620	0,07	0,99	0,052	1,21.10 ⁻⁴	1,82.10⁻³	1,94.10 ⁻³

Os resultados dos coeficientes r*, r_p, C_{vp} e C_t correspondem, com uma margem de erro aceitável, aos valores adquiridos pelo *paper*, o que não ocorre com os outros coeficientes restantes, os quais são todos dependentes do coeficiente friccional. Estes valores foram ressaltados na Tabela 9 e é nítida a incoerência de seus valores dado que ambos estão menores do que os respectivos coeficientes de placa plana.

Como citado anteriormente, o uso de programas de CFD ainda se encontra em estágio de desenvolvimento e a sua boa execução depende muito da experiência do usuário e do conhecimento específico dos modelos teóricos e matemáticos por detrás do programa. Muitas constantes do modelo de turbulência foram mantidas *default* exatamente para evitar erros por desconhecimento sobre o assunto, e é muito comum em publicações científicas não se encontrar todos os detalhes necessários para uma perfeita reprodução de um trabalho. É possível que algumas constantes e considerações utilizadas por (Kouh, Chen, & Chau, 2009) não tenham sido especificadas no *paper*, dificultando a fiel reprodução por parte deste estudo.

Por essa razão foi questionada qual a possível viscosidade dinâmica que foi utilizada, e se a variação desta resultava em alguma mudança significativa nas resistências. Depois de uma análise, percebeu-se que dependendo do local/profundidade que se quer estudar, a temperatura pode variar, e com ela a viscosidade dinâmica. Dado que o estudo está sendo realizado para Reynolds específicos, dependendo da viscosidade que se escolhe, a velocidade muda e por consequência as resistências também. Fica claro que a variação é de uma ordem considerável e que caso o *paper* tenha escolhido algum valor que não seja o mais comum e o utilizado pelo grupo ($1,00 \cdot 10^{-6}$), algum tipo de erro pode ter sido acrescido no resultado.

Outros pontos importantes também podem explicar essa diferença nos resultados. Primeiramente, a geometria do casco não é exatamente a mesma do *paper*, foi utilizada a formulação desenvolvida pelo (Jackson, 1992) adaptando as poucas características geométricas fornecidas, logo a primeira conclusão é que existe certa diferença na geometria.

A outra razão, e também a considerada como principal pelo erro, está na importância de se determinar corretamente as condições da camada limite, ou seja, discriminar mais precisamente o que ocorre dado que o escoamento é turbulento.

Existe uma variável chamada pelo *paper* de y^+ , a qual representa a altura da primeira camada de células da malha que envolve o corpo. A magnitude deste y^+ deve ser de tal ordem que incorpore a camada limite evitando erros com relação à estimativa da resistência friccional. Porém este nível de detalhamento é muito difícil de conseguir, pelo menos no nível de estudo deste trabalho. O uso de programas de CFD é considerado ainda por muitos como um estado da arte, o campo de

desenvolvimento é amplo e repleto de detalhes, cada trabalho desenvolvido reforça o quão as parcelas são sensíveis a pequenas variações além de explicitar a dificuldade de desvinculo entre o efeito causado uma nas outras.

O coeficiente friccional é tão sensível a qualquer variação que se considerarmos ele 6,5% maior do que o estimado pelo STAR-CCM® todos os valores se tornam muito próximos do esperado, como ilustrado na Tabela 10.

Tabela 10 - Sensibilidade do coeficiente friccional

	C_{f0}	r^*	r_p	r_f	k_{ITTC}	C_{vp}	C_f	C_t
Paper (Re=3.10⁷)	$2,50.10^{-3}$	0,0597	0,06	1,035	0,0944	$1,52.10^{-4}$	$2,55.10^{-3}$	$2,60.10^{-3}$
Star-ccm (modificado)	$2,50.10^{-3}$	0,059	0,06	1,03	0,093	$1,52.10^{-4}$	$2,58.10^{-3}$	$2,70.10^{-3}$

Como este erro foi considerado aceitável e visto que os outros coeficientes resultaram em valores condizentes, pode-se considerar que os resultados foram verificados e que, portanto o programa pode ser utilizado neste relatório sem maiores dúvidas quanto à veracidade das saídas.

Outra abordagem que leva à mesma conclusão sobre a coerência dos resultados, é que o objetivo deste relatório é obter uma sensibilidade perante a variação das resistências, não quanto aos seus valores reais, ou seja, mesmo que algum erro esteja sendo carregado, isto não importará, pois um erro constante é eliminado em se tratando da análise de variações.

4. Resultados

A fim de facilitar a visualização dos resultados, foram criados gráficos referentes aos resultados. Primeiramente serão apresentados aqueles relativos à resistência total e suas duas componentes (Figura 9 a Figura 17). Nessas figuras, é possível perceber, que independentemente do formato da proa e popa (n_a e n_f), e para um mesmo deslocamento, as tendências de crescimento do valor das resistências são mantidas, isto é, as curvas, são praticamente paralelas e coincidentes entre si

(Figura 18). Outra consideração interessante, é que todos os gráficos de resistência separam muito visivelmente os três grupos de submarinos, e isso se deve principalmente as 3 velocidades diferentes de cada grupo.

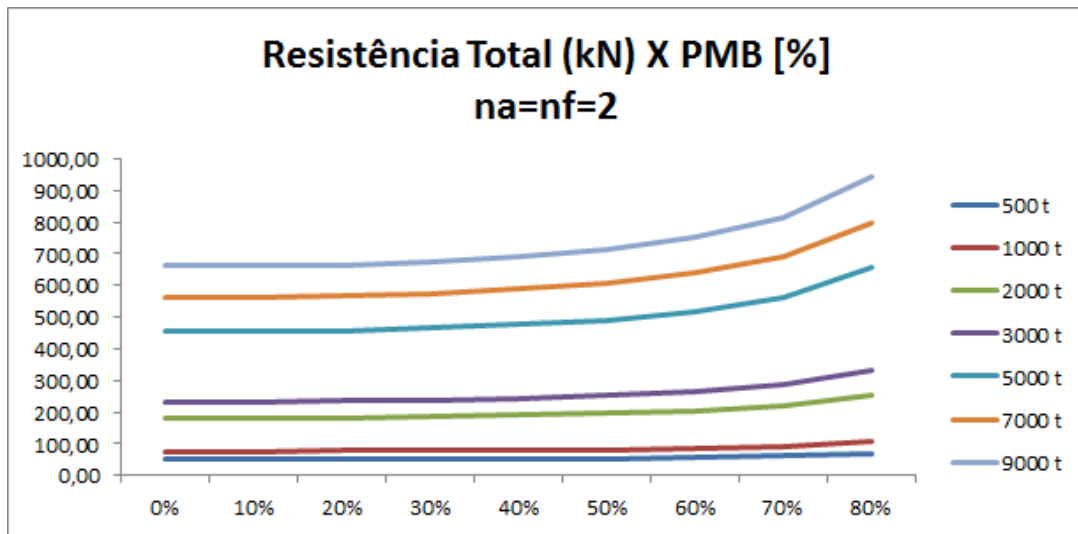


Figura 9 – Gráfico da resistência total x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =2

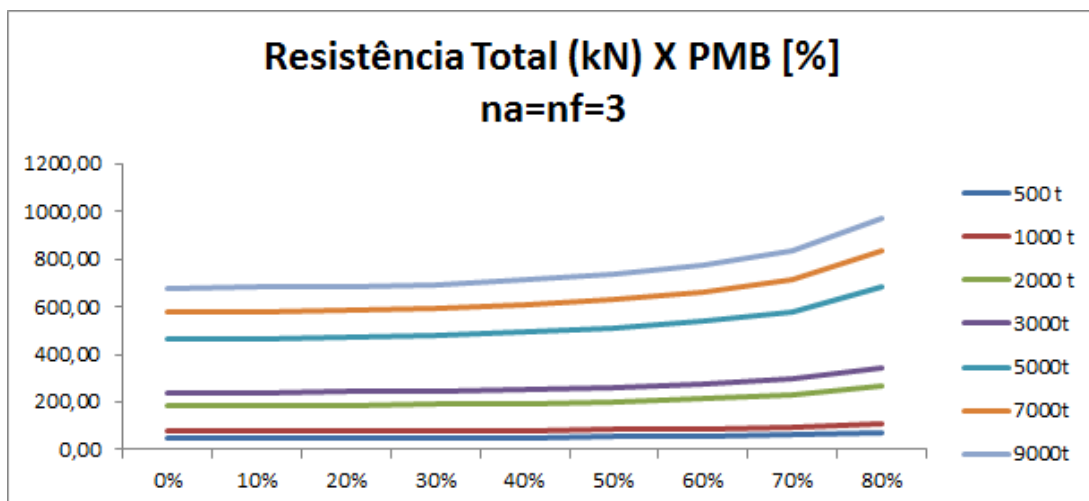


Figura 10 – Gráfico da resistência total x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =3

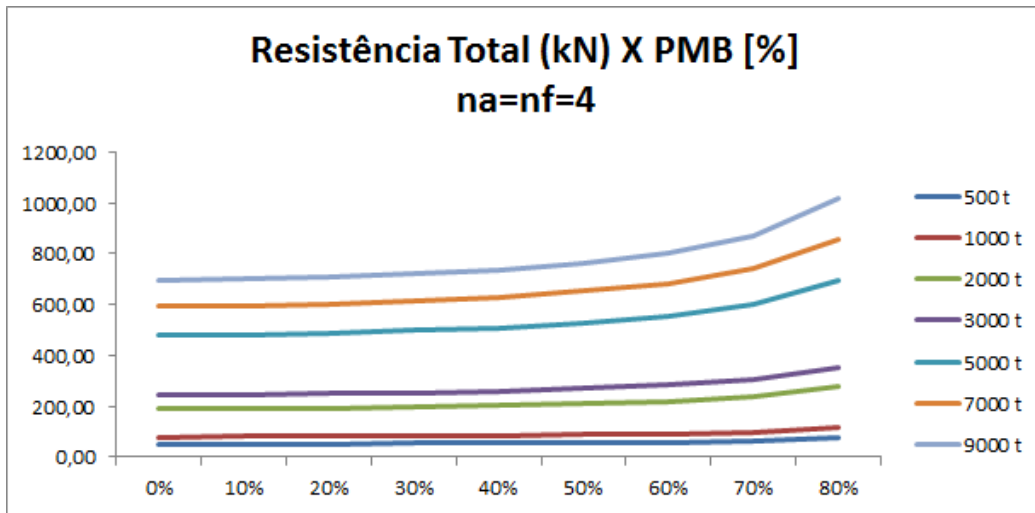


Figura 11 – Gráfico da resistência total x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =4

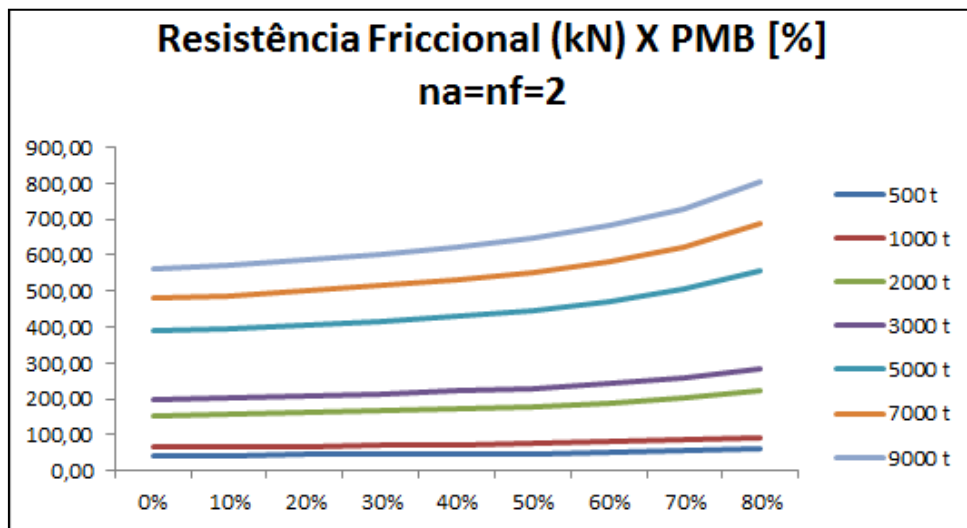


Figura 12 – Gráfico da resistência friccional x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =2

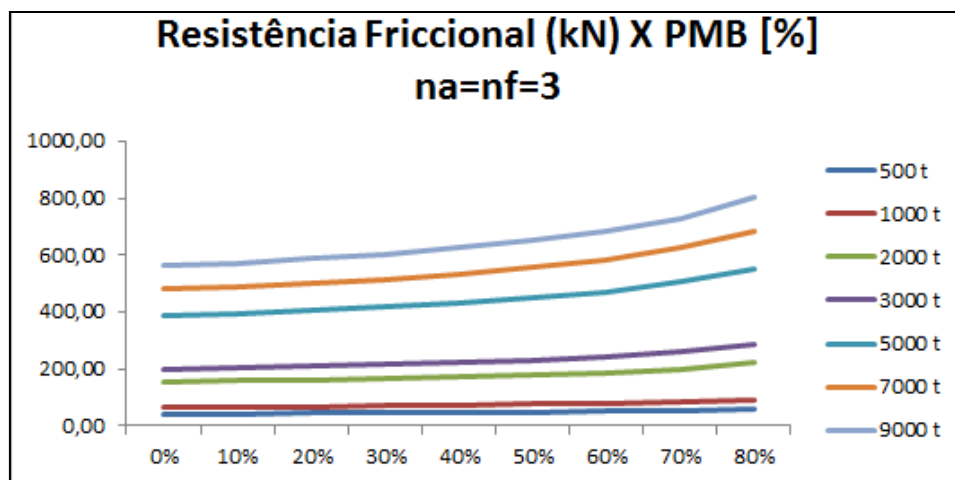


Figura 13 – Gráfico da resistência friccional x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =3

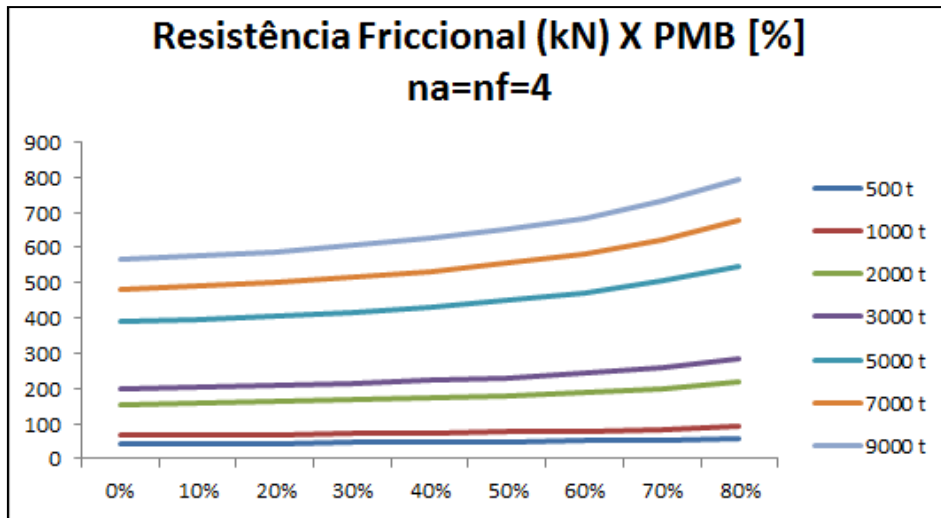


Figura 14 – Gráfico da resistência friccional x porcentagem de L_{pmb} para na e nf=4

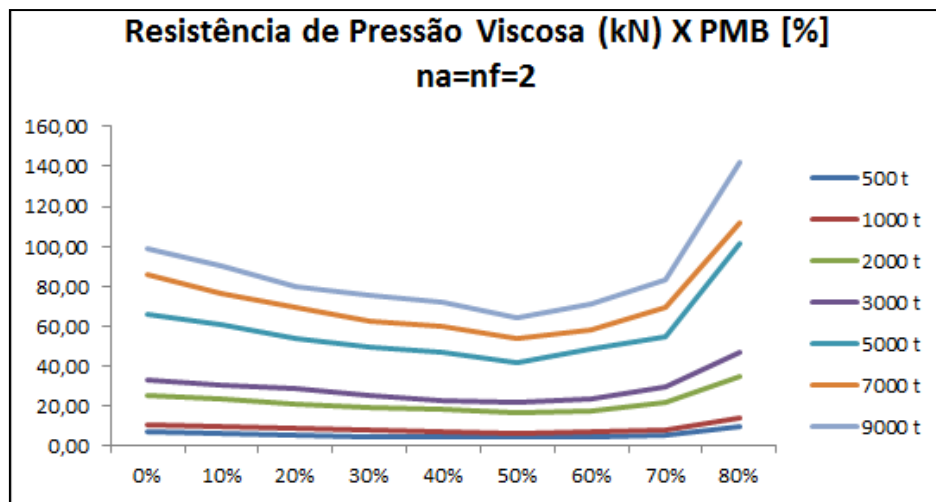


Figura 15 – Gráfico da resistência de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =2

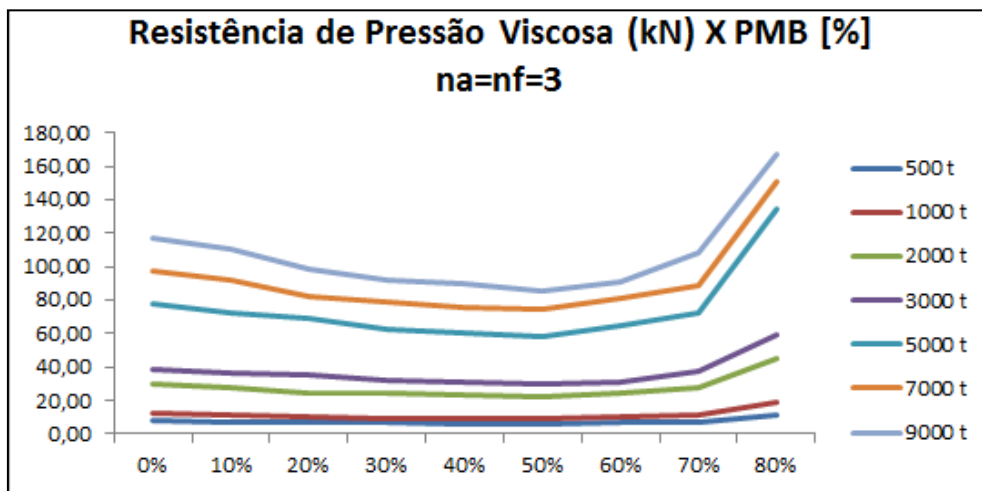


Figura 16 – Gráfico da resistência de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =3

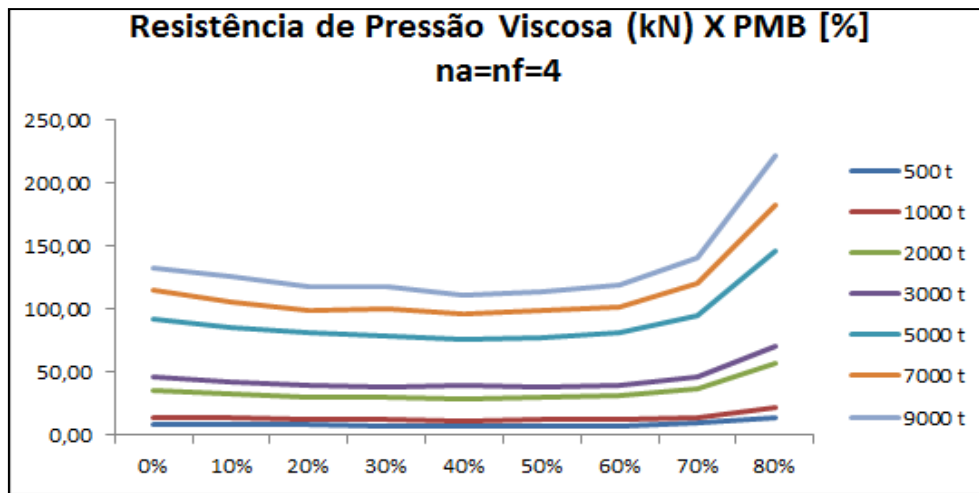


Figura 17 – Gráfico da resistência de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 4$

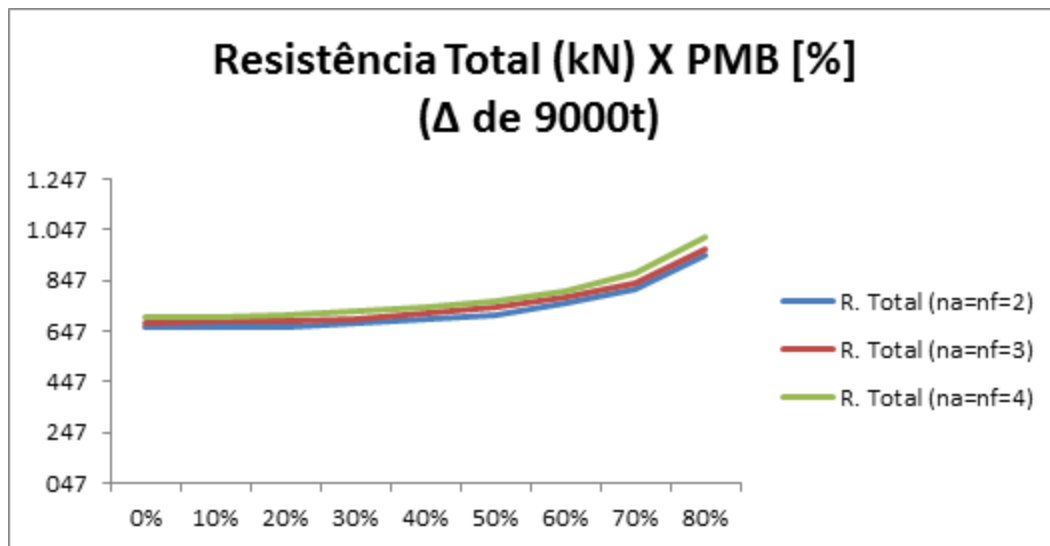


Figura 18 - Gráfico de Resistência total x porcentagem do corpo médio paralelo

Além das figuras apresentando as resistências, foram criados gráficos (Figura 19 a Figura 27) de relação entre os coeficientes (total, friccional e de pressão viscosa) em função do aumento da porcentagem de corpo paralelo médio (L_{pmb}).

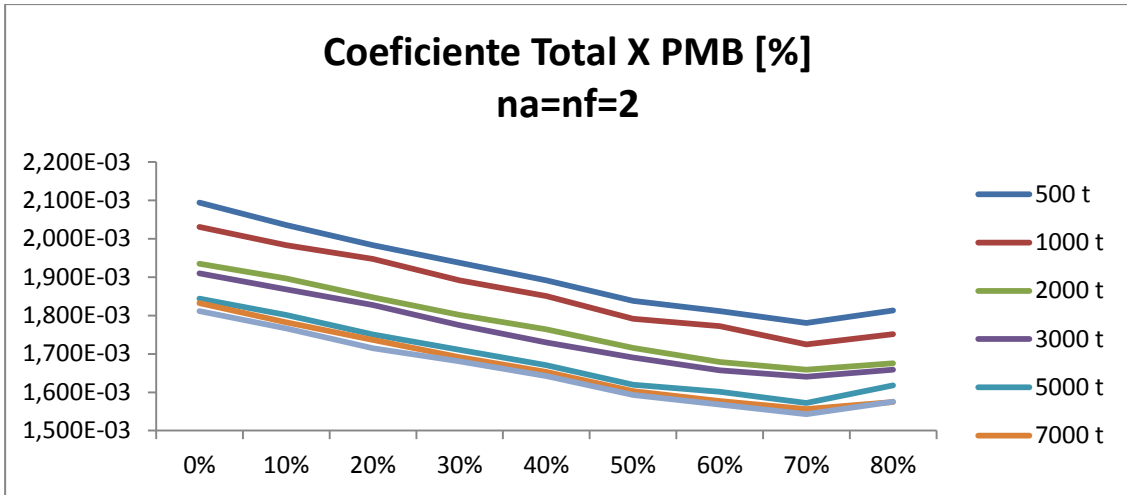


Figura 19 – Gráfico do coeficiente total x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 2$

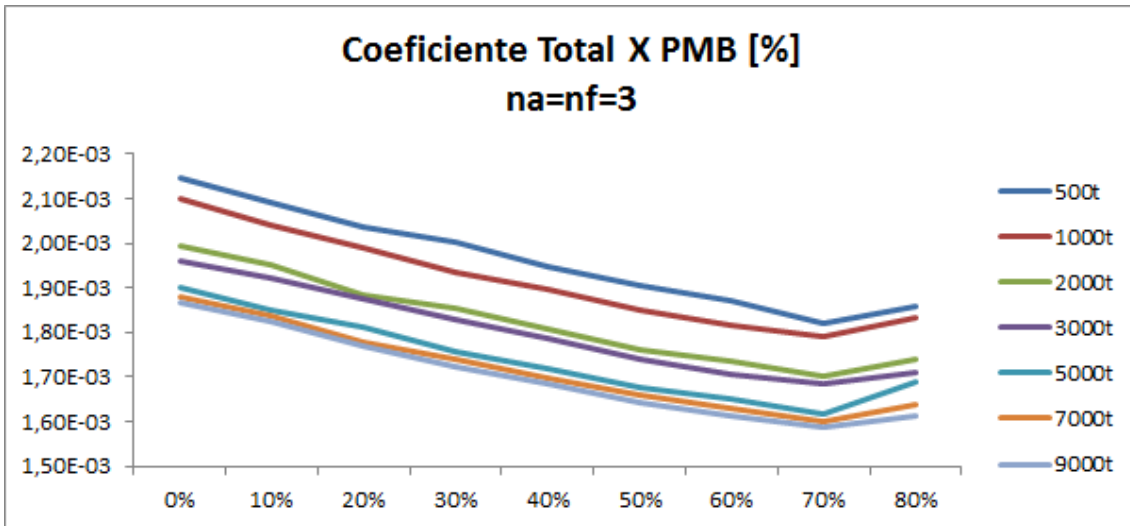


Figura 20 – Gráfico do coeficiente total x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 3$

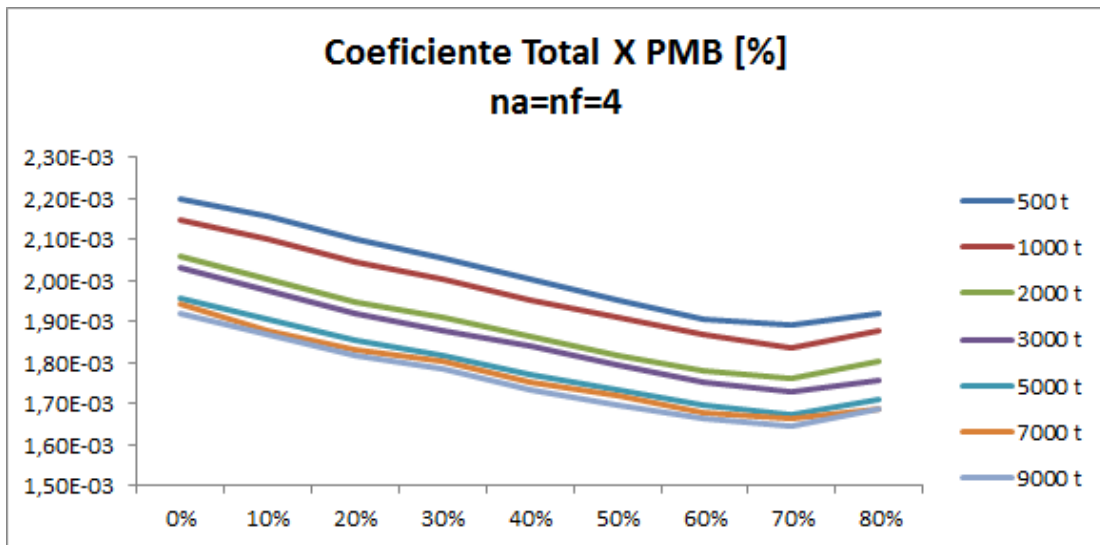


Figura 21 – Gráfico do coeficiente total x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 4$

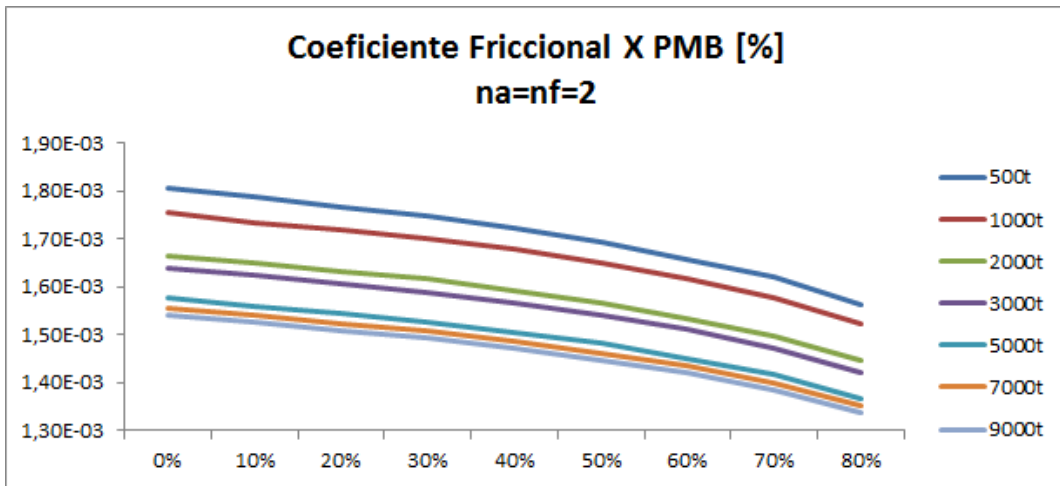


Figura 22 – Gráfico do coeficiente friccional x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 2$

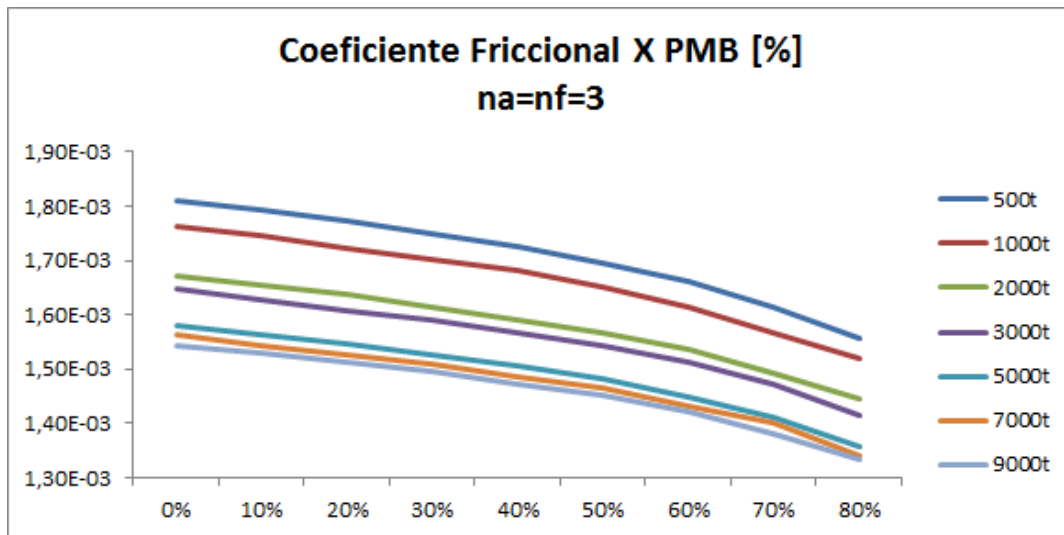


Figura 23 – Gráfico do coeficiente friccional x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 3$

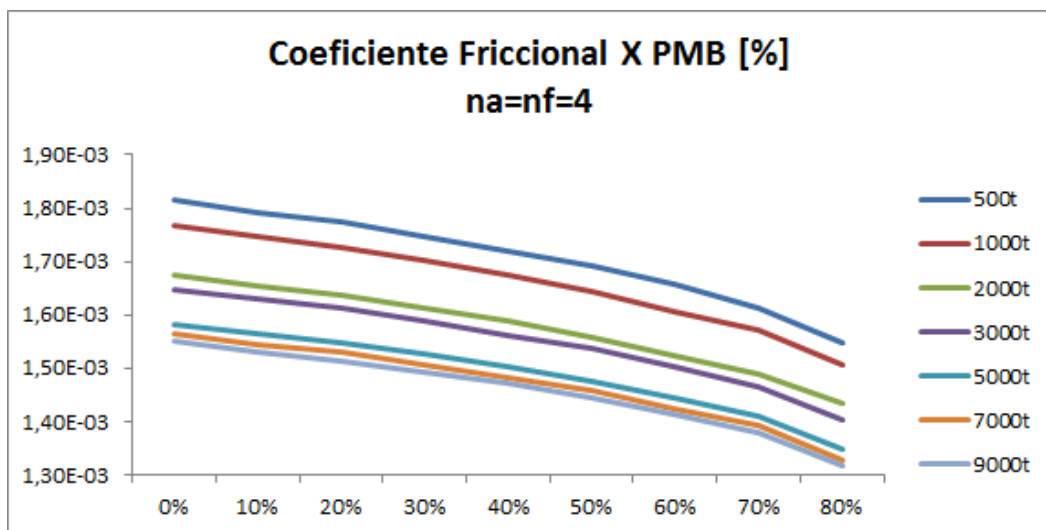


Figura 24 – Gráfico do coeficiente friccional x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 4$

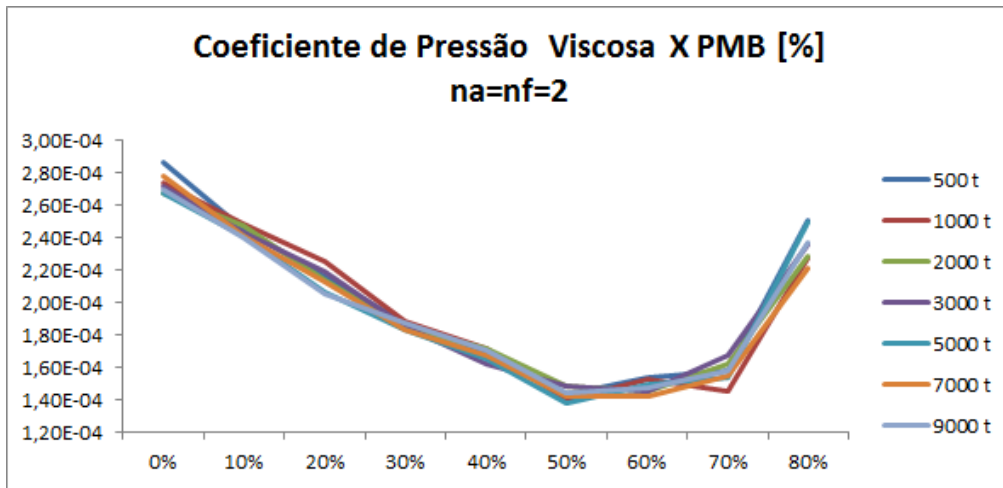


Figura 25 – Gráfico do coeficiente de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 2$

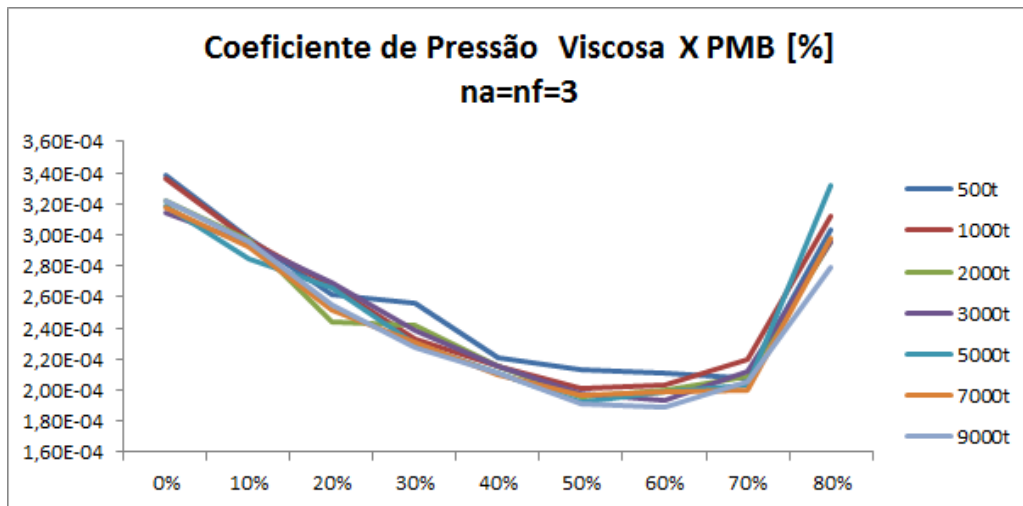


Figura 26 – Gráfico do coeficiente de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 3$

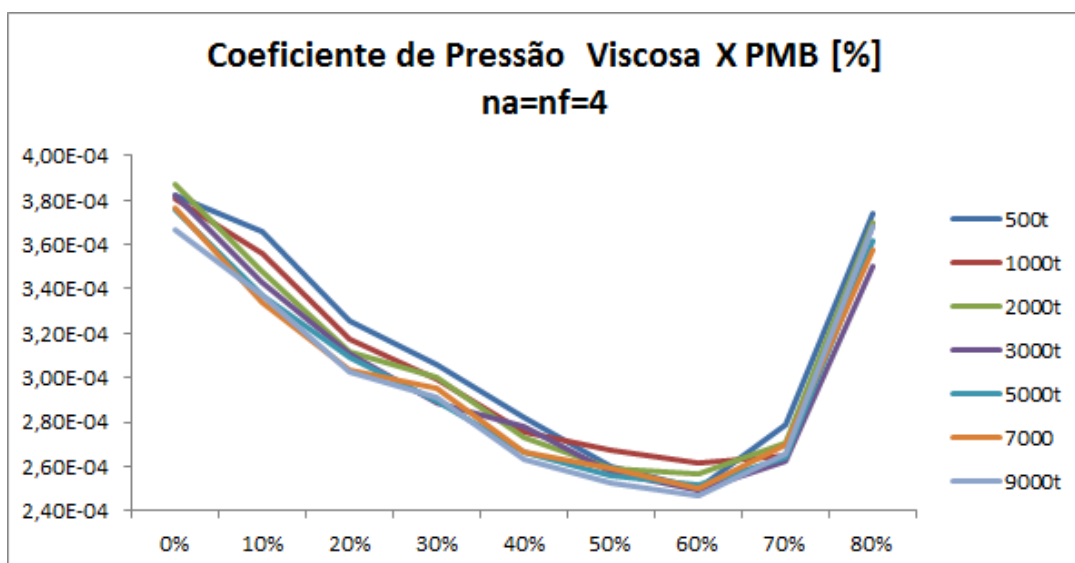


Figura 27 – Gráfico do coeficiente de pressão viscosa x porcentagem de L_{pmb} para n_a e $n_f = 4$

Tanto nas figuras do coeficiente total (Figura 19, Figura 20 e Figura 21) quanto nas figuras do coeficiente friccional (Figura 22, Figura 23 e Figura 24) pode-se perceber que quanto maior o deslocamento, menores os valores dos coeficientes, enquanto que nas figuras do coeficiente de pressão viscosa (Figura 25, Figura 26 e Figura 27), os valores são praticamente coincidentes para os diferentes deslocamentos, além do fato de apresentarem um valor mínimo.

Outra figura importante criada foi o aumento percentual da resistência em relação ao formato de gota (0% de L_{pmb}) com o aumento do corpo paralelo médio. Os resultados obtidos são mostrados nos gráficos abaixo (Figura 28, Figura 29 e Figura 30).

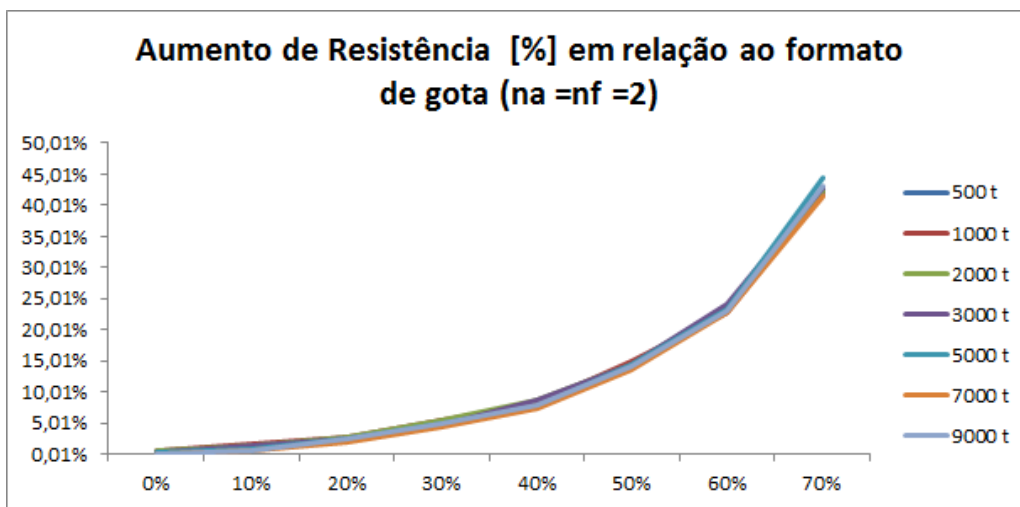


Figura 28 – Aumento percentual da resistência x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =2

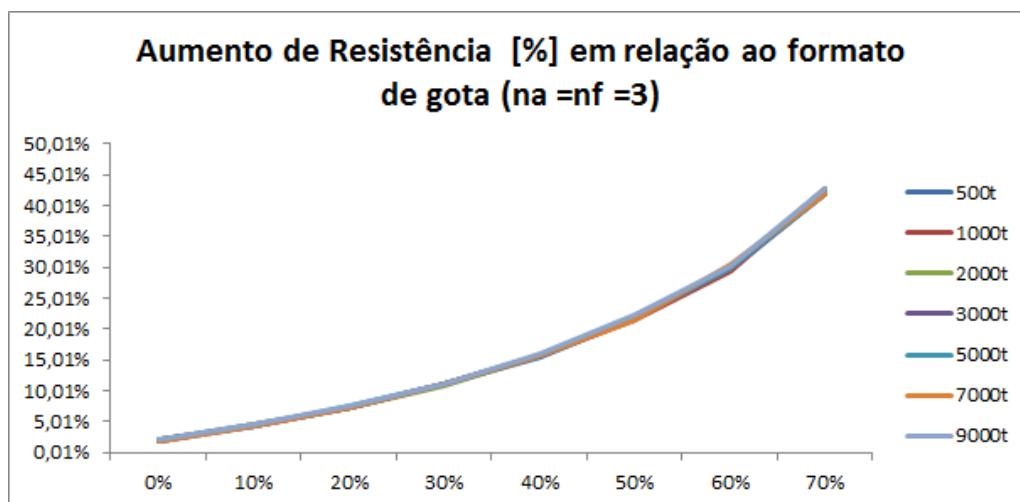


Figura 29 – Aumento percentual da resistência x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =3

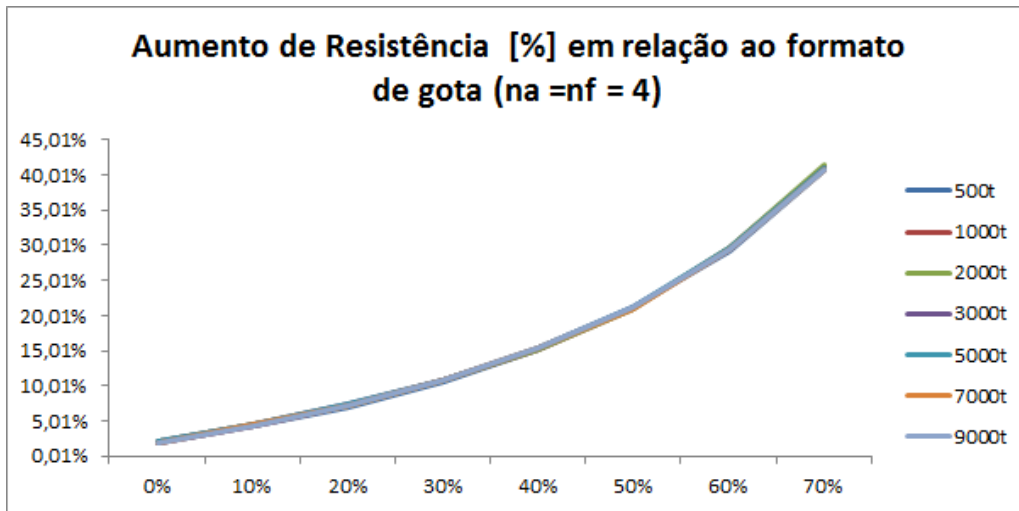


Figura 30 – Aumento percentual da resistência x porcentagem de L_{pmb} para na e nf =4

O principal resultado obtido dessas 3 figuras (Figura 28, Figura 29 e Figura 30) é que o aumento percentual da resistência para diferentes porcentagens de corpo paralelo médio não depende do deslocamento sendo as curvas coincidentes dado valores de n_a e n_f iguais. Porém, quando se considera um submarino de deslocamento específico (no caso, o exemplo foi o corpo de 500t apresentado na Figura 31 e Figura 32), a curva de proa e popa mais suave, ou seja, com n_a e n_f iguais a 2 (ver comparações de coeficientes na Figura 3) apresenta uma variação menor de resistência com exceção no caso com corpo médio paralelo de 80%.

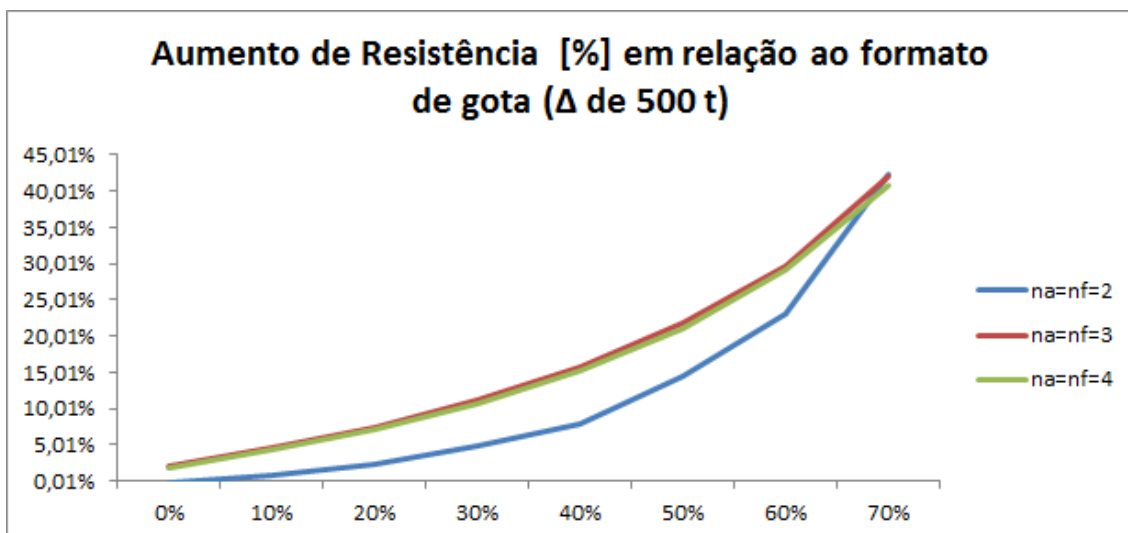


Figura 31 – Aumento percentual da resistência x porcentagem de L_{pmb} para deslocamento = 500t

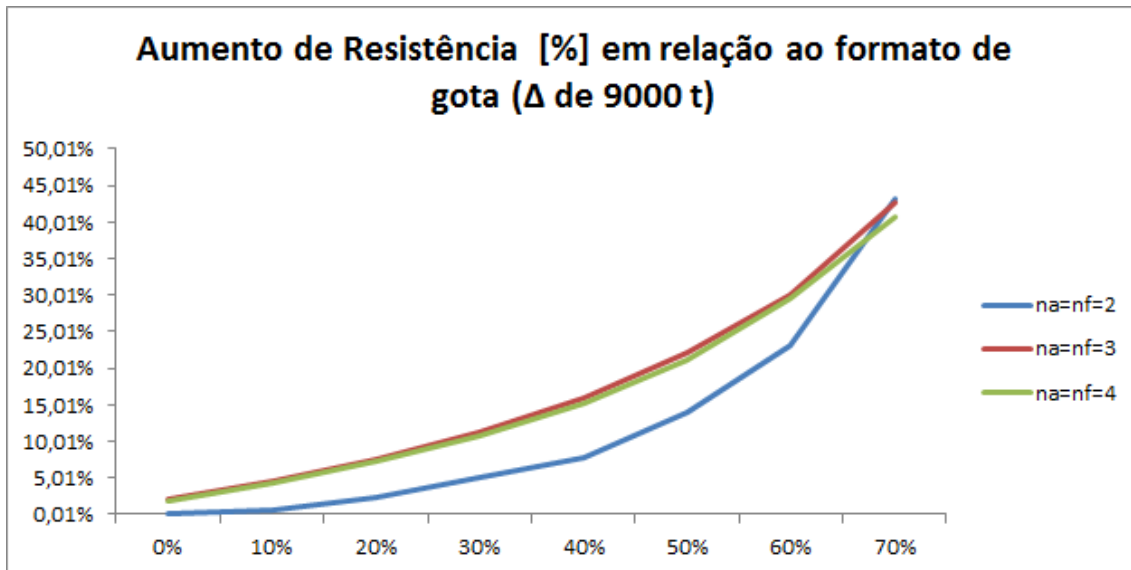


Figura 32 – Aumento percentual da resistência x porcentagem de L_{pmb} para deslocamento = 9000t

Conclusão

O trabalho consistiu em desenvolver uma sensibilidade sobre a variação da resistência ao avanço (total, friccional e de pressão viscosa) conforme o aumento da porcentagem de corpo médio paralelo, considerando um corpo de deslocamento fixo e curvaturas de proa e popa específicas.

E a conclusão que se chega, é que independente do deslocamento do submarino, se considerado os mesmos formatos de proa e popa, a variação da resistência com relação ao formato de gota é a mesma. Em outras palavras, na etapa inicial do projeto de um submarino, a equipe tendo em vista apenas a resistência ao avanço, sempre o formato gota é o que tem mínimo valor, aumentando sempre com o maior comprimento do corpo paralelo médio. E a partir do momento que se especifica o L_{PMB}, a variação com relação ao formato gota é igual, independente do deslocamento escolhido.

Além disso, esse trabalho mostrou a existência de um mínimo no coeficiente total de resistência para valores de corpo médio paralelo em torno de 70%, fato resultante da redução do coeficiente friccional em relação ao aumento da porcentagem de L_{pmb} e a existência de um mínimo no coeficiente de pressão viscosa na região 50%-60% de L_{pmb}.

Referências Bibliográficas

Almeida, T., & Tonacio, V. (2010). *Projeto de Submarino de Passageiros para Sistemas de Produção*.

ANSYS. (2010). ANSYS CFX Introduction.

Burcher, R., & Rydill, L. (1994). Concepts in Submarine Design.

Ferziger, J. H., & Péric, M. (2002). *Computacional Methods of Fluid Dynamics*.

Jackson, H. A. (1992). Fundamentals of Submarine Concept Design.

Joubert, J. N. (2004). *Some Aspects of Submarine Design*.

Kormilitsin, Y. N., & Khalizev, O. A. (2001). *Theory of Submarine Design*.

Kouh, J., Chen, Y., & Chau, S. (2009). Numerical study on scale effect of form factor. *Ocean Engineering* .

Newman, J. N. (1977). *Marine Hydrodynamics*.

Prins, C. A., & Everand, B. (1996). Approaches to Submarine Design in a changing environment.

Simos, A. N. (2007). Especialização em Engenharia Naval - Módulo 3: Hidrodinâmica.

Simos, A. N. (2010). *Material de Apoio PNV2342 - Hidrodinâmica*.

Wikipédia. (s.d.). *Paradoxo de D'Alembert*. Acesso em 15 de 06 de 2011, disponível em Wikipédia: http://en.wikipedia.org/wiki/D'Alembert's_paradox

Wikipédia. (s.d.). *Pré-sal*. Acesso em 15 de 06 de 2011, disponível em Wikipédia: http://pt.wikipedia.org/wiki/Camada_pr%C3%A9-sal#O_pr.C3.A9-sal_brasileiro