

Mô phỏng máy nén tăng áp truyền động cơ giới của động cơ diesel tàu thủy bằng lý thuyết CFD

Simulating the mechanically driven compressor of a marine diesel engine by CFD theory

Nguyễn Quang Vinh^{1,*}, Phạm Văn Quý¹, Dương Thanh Trường¹, Lê Văn Vang²

¹Trường Cao đẳng Kỹ thuật Hải Quân

²Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh

*Email liên hệ: quangvinhddc@gmail.com

Tóm tắt:

Bài báo trình bày một mô hình phân tích dòng chảy qua máy nén tăng áp truyền động cơ giới. Đối tượng nghiên cứu là máy nén ly tâm, được truyền động trực tiếp từ trục khuỷu động cơ, dùng để tăng áp suất khí nạp. Các điều kiện đầu vào trong mô phỏng máy nén được tính toán dựa trên mối quan hệ công tác giữa động cơ và máy nén tăng áp. Mô phỏng hình học được thực hiện bằng phần mềm CFturbo, sau đó mô phỏng dòng chảy trong môi trường Ansys Workbench dựa trên nền tảng lý thuyết CFD. Các kết quả mô phỏng cho thấy, mối quan hệ giữa lưu lượng khí nạp qua máy nén với các thông số kỹ thuật như hiệu suất máy nén, áp suất tăng áp. Các kết quả mô phỏng có thể được sử dụng để nâng cao hiệu quả của bộ tăng áp bằng máy nén truyền động cơ giới trong khai thác sử dụng.

Từ khóa: Máy nén truyền động cơ giới; hiệu suất; tỷ số tăng áp; CFturbo; Ansys Workbench.

Abstract:

This paper presents a flow analysis model through a mechanically driven compressor of the supercharger. The object was a centrifugal compressor directly driven from the engine crankshaft, which was used to increase the intake gas. The initial conditions for the compressor simulation were estimated based on the working relationship between the engine and its compressor, the geometry model was completed by CFturbo software, thereafter the fluid dynamic was simulated in the Ansys Workbench environment, which was based on CFD theory. The simulation results showed the relationships among the intake mass flow through the compressor and technical parameters such as the compressor efficiency and pressure ratio. The results can be applied to improve the efficiency of mechanically driven compressors in practical operation.

Keywords: Mechanically driven compressor, efficiency, pressure ratio, CFturbo, Ansys Workbench.

1. Giới thiệu

Mô phỏng bằng lý thuyết CFD đã trở nên phổ biến và được sử dụng rộng rãi trên thế giới [1]. Nhờ công cụ mạnh, hiệu quả, các đặc tính của dòng chảy được xem xét, nghiên cứu toàn diện và cụ thể. Điều này đặc biệt quan trọng đối với dòng chảy rối, phức tạp trong máy nén (MN) tăng áp được truyền động từ trục khuỷu động cơ diesel tàu thủy [2]. Trên thế giới, đã có nhiều nghiên cứu, ứng dụng lý thuyết CFD vào máy nén ly tâm của bộ tăng áp, tiêu biểu như một số nghiên cứu

sau đây. Các đặc tính giới hạn ho và giới hạn nghẽn của máy nén được nghiên cứu bằng lý thuyết CFD bởi Bergqvist [3], tác giả đã xác định khoảng giới hạn hoạt động cho máy nén tăng áp, dựa trên cơ sở mô phỏng dòng chảy rối. Harley [4] xây dựng mô hình CFD để nghiên cứu đặc trưng dòng chảy xoáy tại cửa vào và cửa ra, tác động lên đặc tính máy nén tăng áp. Clayton [5] nghiên cứu mô hình dòng chảy rối k-ε qua máy nén ly tâm bằng phần mềm Star CD để xác định vận tốc trung bình của dòng khí trong máy nén.

Jong Sik [6] nghiên cứu biên dạng của cánh máy nén, với 15 biên dạng khác nhau của máy nén được mô phỏng bằng CFD để xác định tốc độ vòng quay vùng giới hạn ho của máy nén. Nhìn chung các nghiên cứu đã phân tích tương đối đầy đủ những khía cạnh của dòng chảy qua máy nén ly tâm, tuy nhiên đối với máy nén ly tâm tăng áp truyền động cơ giới sử dụng trên động cơ diesel hầu như chưa được đề cập đến.

Động cơ diesel tăng áp bằng máy nén ly tâm truyền động cơ giới được sử dụng trên một số động cơ diesel tàu thủy M50, M50Φ do Nga sản xuất. Ưu điểm của loại tăng áp truyền động trực tiếp này là khả năng thích ứng cao với từng chế độ tốc độ của động cơ [7], vì vậy đảm bảo tính cơ động của tàu hải quân. Nhược điểm cơ bản lại là công suất và hiệu suất của động cơ giảm đi khá nhiều do MN hoạt động nhờ sự truyền động từ trục khuỷu [8]. Tuy nhiên, do kết cấu đơn giản và ưu điểm nói trên nên loại tăng áp này vẫn được sử dụng trên một số động cơ diesel 2 kỳ và 4 kỳ. Xác định đặc tính MN đang sử dụng để nâng cao hiệu quả khai thác tổ hợp diesel – tăng áp là mục tiêu của nghiên cứu này.

Mô phỏng MN tăng áp được thực hiện dựa trên mô phỏng hình học trong Cfturbo và mô phỏng động lực học trong môi trường Workbench của Ansys. Công cụ để phân tích và mô phỏng động lực học là Ansys CFX, một chương trình động lực học chất lỏng được sử dụng rất rộng rãi trong kỹ thuật mô phỏng, tích hợp trong Workbench, đã được áp dụng để giải các bài toán dòng chảy đa dạng trong thực tế.

Trình tự các công việc chính của nghiên cứu bao gồm:

- Xác lập điều kiện làm việc của động cơ và MN;
- Mô hình hình học MN bằng phần mềm Cfturbo;
- Chia lưới và mô phỏng trong môi trường Ansys Workbench (Turbogrid, CFX);
- Đánh giá và kết luận.

2. Cơ sở lý thuyết

2.1. Tính toán các thông số hình học của MN

Máy nén được tính toán, xây dựng các thông số hình học bằng phần mềm Cfturbo, một công cụ tính toán tua bin (turbine), máy nén đang được ứng dụng rộng rãi.

Xác định thông số hình học dòng khí vào: Dòng chảy qua MN được xác định bởi các trạng thái như trên hình 1. Góc tương đối của dòng khí và cánh công tác β_1 :

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{w_{u1}} \quad (1)$$

Trong đó, c_{m1} , w_{u1} lần lượt là hình chiếu vận tốc tuyệt đối lên phương hướng kính và phương tiếp tuyến, được xác định dựa trên vận tốc c_{m0} , bước cánh t_1 và chiều dày cánh σ_1 khi xét đến góc β_{1B} như ở biểu thức (2), (3) [9].

$$c_{m1} = c_{m0} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (2)$$

$$w_{u1} = u_1 - c_{u1} \quad (3)$$

Với u_1 là vận tốc tiếp tuyến tại đầu cánh máy nén, $u_1 = \pi d_1 n_c$; n_c là tốc độ máy nén; d_1 là đường kính trung bình tại cửa vào MN. Các thông số t_1 , δ_1 , c_{m0} , c_{u1} được xác định như sau [9]:

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{z} \quad (4)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_{1B}} \quad (5)$$

$$c_{m0} = \frac{\dot{m}_c}{\pi d_1 b_1} \quad (6)$$

$$c_{u1} = u_s (1 - \delta) r_s / r_1 \quad (7)$$

Trong đó, z là số cánh trên bánh công tác; b_1 , s_1 lần lượt là chiều cao cánh, chiều dày cánh tại đầu vào cánh công tác; u_s là vận tốc dòng khí tại cửa vào; δ là hệ số đường kính; β_{1B} là góc vào cánh công tác (hình 2), đối với MN ly tâm giá trị β_{1B} tối ưu khoảng 30° [10].

Xác định thông số hình học dòng khí ra: Góc tương đối của dòng khí và cánh công tác β_2 :

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{w_{u2}} \quad (8)$$

Với c_{m2} , w_{u2} lần lượt là hình chiếu vận tốc tuyệt đối lên phương hướng kính và phương tiếp tuyến, được xác định dựa trên vận tốc c_{m3} , bước cánh t_2 và chiều dày cánh σ_2 khi xét đến góc β_{2B} như ở biểu thức (9), (10) [9]:

$$c_{m2} = c_{m3} \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \quad (9)$$

$$w_{u2} = u_2 - c_{u2} \quad (10)$$

u_2 là vận tốc tiếp tuyến tại đầu cánh MN, $u_2 = \pi d_2 n_c$, n_c là tốc độ MN, d_2 là đường kính cánh MN tại cửa ra. Các thông số t_2 , σ_2 , c_{m3} , c_{u2} được xác định như sau [9]:

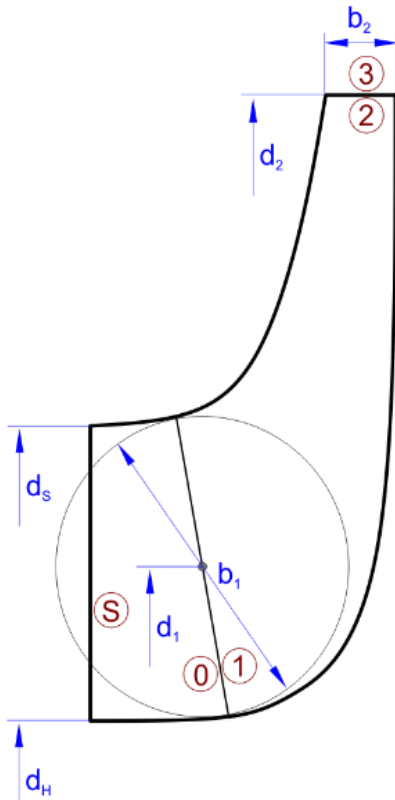
$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z} \quad (11)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{\sin \beta_{2B}} \quad (12)$$

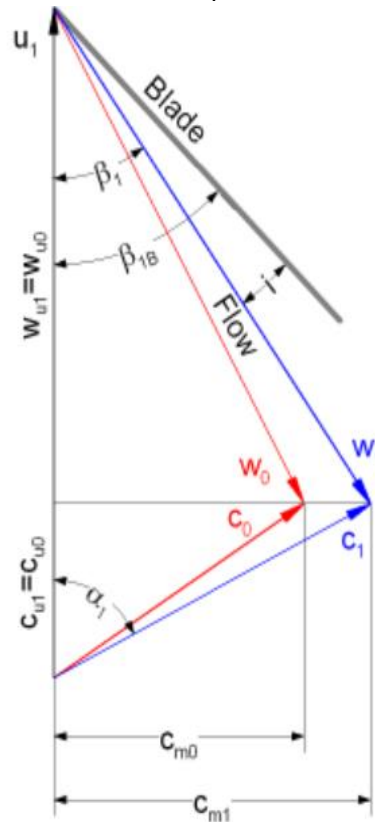
$$c_{m3} = \frac{\dot{m}_c}{\pi d_2 b_2} \quad (13)$$

$$c_{u2} = \frac{u_2 c_{u3} - u_1 c_{u0} + u_1^2 (1 - \delta)}{u_2} \quad (14)$$

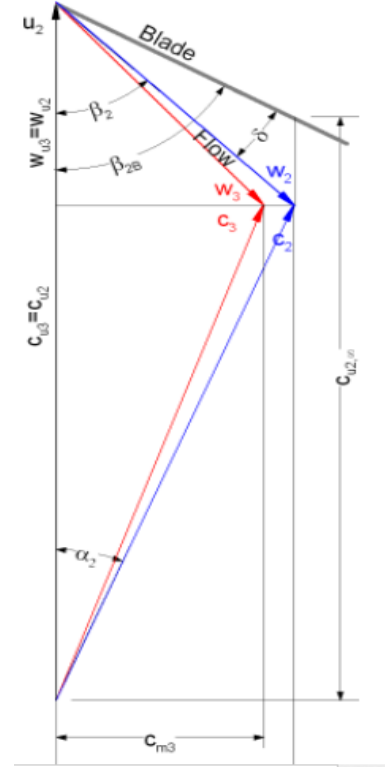
z là số cánh trên bánh công tác; b_2 , s_2 lần lượt là chiều cao cánh, chiều dày cánh tại đầu ra của cánh công tác; δ là hệ số đường kính; β_{2B} là góc ra cánh công tác (hình 3), đối với MN ly tâm giá trị β_{2B} tối ưu khoảng $70^\circ \div 90^\circ$ [10].



Hình 1. Các ký hiệu hình học cơ bản của cánh công tác MN.



Hình 2. Tam giác vận tốc cửa vào.



Hình 3. Tam giác vận tốc cửa ra.

Hiệu suất MN [11]:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1} \quad (15)$$

Với p_{2t} , p_{1t} lần lượt là áp suất tổng cộng trước và sau MN; T_{2t} , T_{1t} là nhiệt độ tổng cộng trước và sau MN. Công suất máy nén [11]:

$$P_c = \frac{\dot{m}_c \Delta h_{sc}}{\eta_c} \quad (16)$$

Trong đó, Δh_{sc} là hiệu số entanpi tại cửa ra và cửa vào MN, được xác định như sau [11]:

$$\Delta h_{sc} = c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (17)$$

c_p , k lần lượt là nhiệt dung riêng đẳng áp và hệ

số nén đoạn nhiệt dòng khí tại cửa vào; T_1 là nhiệt độ tại cửa vào; p_1, p_2 lần lượt là áp suất tĩnh của không khí tại cửa vào, cửa ra máy nén. Kết quả tính toán từ biểu thức (1) đến (14) được áp dụng để mô hình hình học trên phần mềm CFturbo (hình 4, hình 5), biểu thức từ (15) đến (17) được dùng để tính các chỉ tiêu công tác của MN, kết quả được thể hiện trong bảng 3

2.2. Tính toán lưu lượng khí nạp

Lưu lượng dòng khí nạp được tính toán trên cơ

sở tốc độ động cơ và dung tích xi lanh (cylinder) [12].

$$\dot{m}_{ei} = \eta_v \frac{p_s V_d n_e}{120 R_a T_s} \quad (18)$$

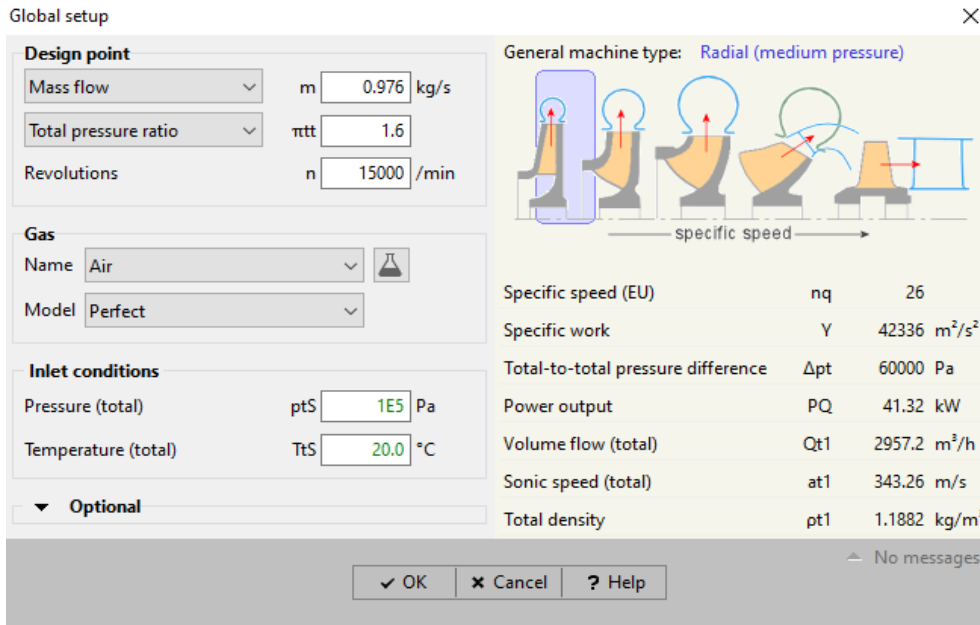
Với η_v là hệ số nạp; V_d là dung tích tổng cộng của các xi lanh; n_e là tốc độ động cơ; R_a là hằng số khí nạp; T_s là nhiệt độ khí trước xu pạp nạp. Tính toán lưu lượng khí nạp ở các chế độ tốc độ khác nhau (bảng 1).

Bảng 1. Tính toán lưu lượng khí nạp.

Tốc độ động cơ (v/ph)	Áp suất khí nạp (Pa)	Lưu lượng khí nạp (kg/s)
500	1,00	0,198
750	1,05	0,312
1000	1,20	0,476
1200	1,40	0,665
1500	1,60	0,892
1850	1,75	1,210

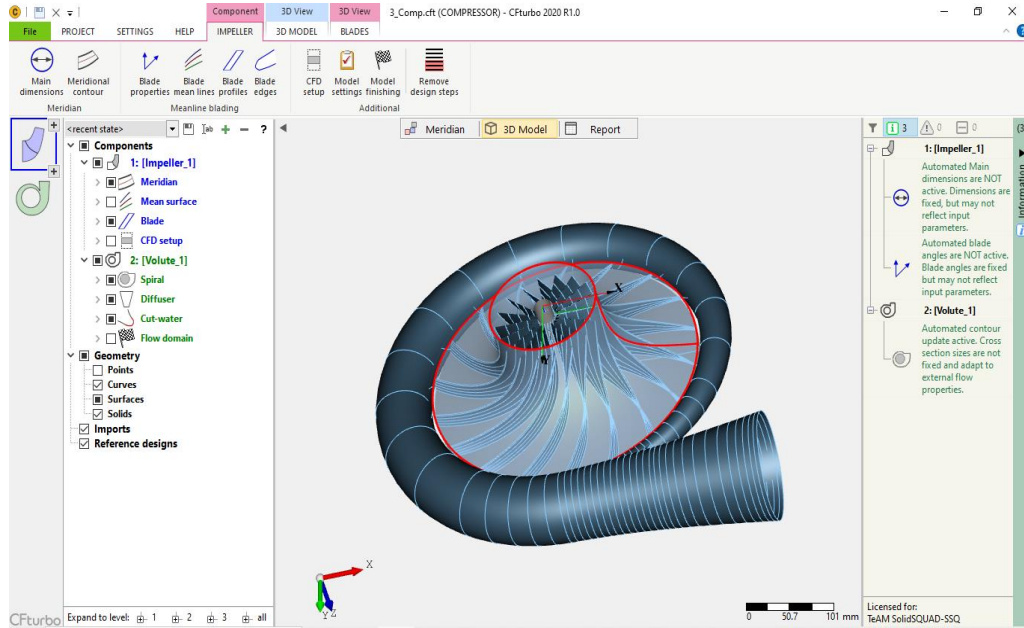
2.3. Mô hình hình học MN trong CFturbo

Thiết lập các tham số ban đầu cho CFturbo được mô tả trên hình 4.



Hình 4. Thiết lập các tham số ban đầu cho CFturbo.

Mô phỏng hình học MN tăng áp bằng phần mềm Cfturbo (hình 5):



Hình 5. Mô phỏng hình học máy nén trong Cfturbo.

3. Mô phỏng CFD bằng Ansys

3.1. Phương pháp mô phỏng CFD

Mô phỏng CFD (Computational Fluid Dynamics), còn được gọi là mô phỏng động lực học dòng chảy, hay phương pháp số để giải các bài toán được mô tả bởi các phương trình vi phân đạo hàm riêng trên miền xác định. Cơ sở của phương pháp này là làm rời rạc hóa miền xác định của bài toán, bằng cách chia nó thành nhiều miền con (phần tử), các phần tử này được liên kết với nhau tại các điểm nút chung. Phương trình cơ bản để giải bài toán CFD là hệ phương trình Navier - Stokes, bao gồm các phương trình cơ bản (19), (20), và (21) như sau [13]:

- Phương trình liên tục:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (19)$$

- Phương trình mô men (moment):

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho F_i \quad (20)$$

- Phương trình năng lượng:

$$\frac{\partial (\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i e_0)}{\partial x_i} = -\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial (u_j \sigma_{ij})}{\partial x_i} \quad (21)$$

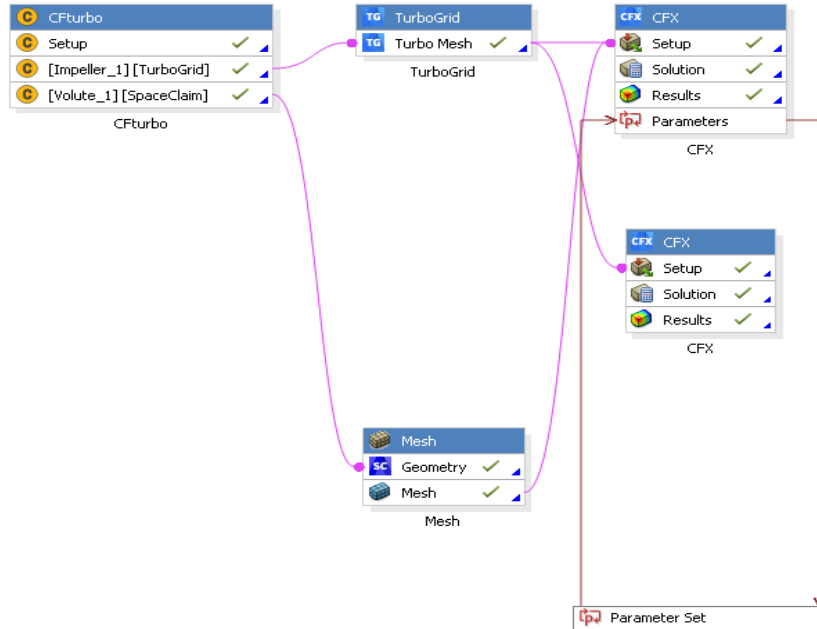
Trong đó, t là biến thời gian; ρ là mật độ; x_i là hệ tọa độ Descartes ($i = 1,2,3$); u_i là vận tốc theo phương x_i ; p là áp suất; σ là ứng suất; F_i là ngoại lực; q_i nhiệt lượng, $e_0 = e + \frac{1}{2}u_i u_j$, với e là nội năng, e_0 xác định năng lượng tổng cộng cho một đơn vị khối lượng.

3.2. Trình tự mô phỏng trong Ansys Workbench

Ansys Workbench là môi trường nền tảng dùng chung, tích hợp nhiều mô đun (module) xử lý liên quan đến nhiều lĩnh vực: Nhiệt động học, kết cấu v.v... Những mô đun mới có thể được nhúng trong Ansys và kết hợp khai thác những công cụ sẵn có của nó. Cfturbo cũng là một phần mềm được nhúng trong Workbench và tận dụng các công cụ xử lý của Ansys để mô phỏng động lực học dòng chảy qua tua bin, máy nén. Kết cấu hình học được thiết kế ban đầu từ Cfturbo được tích hợp trong môi trường Ansys Workbench (hình 7). Sau đó, các đối tượng của Cfturbo được chia lưới bằng Turbogrid, thiết lập mô phỏng với CFX-pre, xử lý bằng CFX-solver và hiển thị kết quả trong CFX-post (hình 6).



Hình 6. Trình tự mô phỏng.

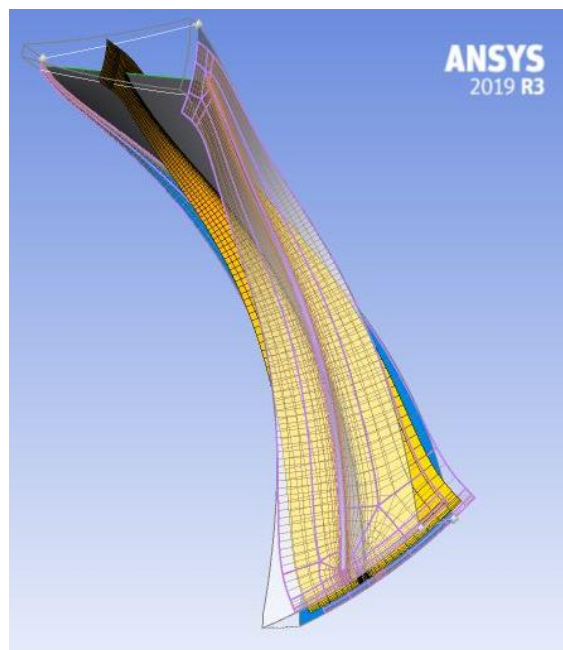


Hình 7. Mô phỏng trong Ansys Workbench.

3.3. Chia lưới trong Turbogrid

Sau khi thiết lập mô hình hình học bằng CFturbo, công tác chia lưới được thực hiện bằng Turbogrid, dựa trên nguyên lý thể tích hữu hạn (FVM – Finite Volume Method). Turbogrid là phần mềm chia lưới tự động, chuyên dụng dùng

cho tua bin và máy nén, được tích hợp trong Ansys. Cụm máy nén được chia thành các ô lưới, với 65697 nút và 59999 phần tử. Mỗi phần tử là một ô lưới được cố định trong không gian (hình 8). Công tác chia lưới được thực hiện để áp dụng phương trình bảo toàn khối lượng và động lượng trong CFX- solver.



Hình 8. Chia lưới trong Turbogrid.

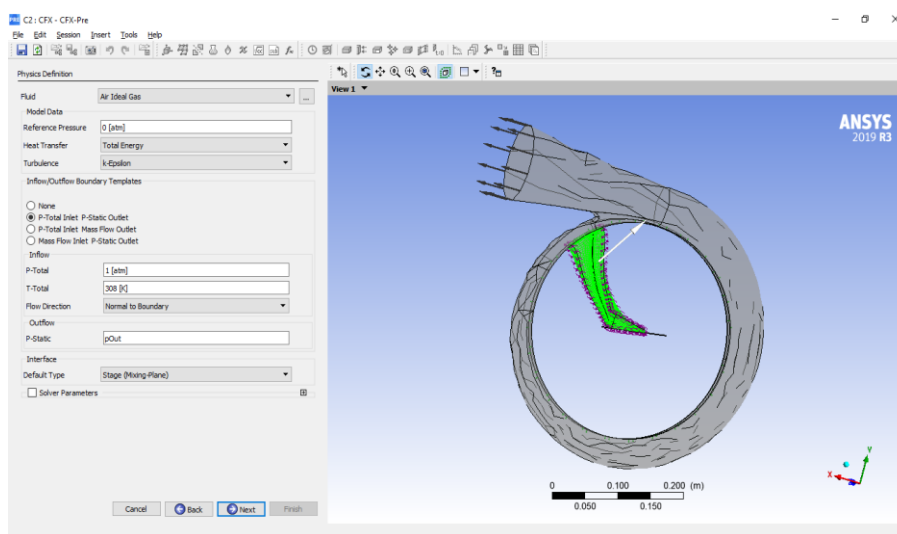
3.4. Xử lý trong CFX-Pre

Trong CFX-pre, các công tác được thực hiện bao gồm:

- Xác định các điều kiện biên, mô tả điều kiện hoạt động;
- Xác lập các bề mặt tương tác giữa các thành phần, các mặt cắt vào và ra;
- Xác lập các điều khiển (solver controls);
- Xác lập giá trị hội tụ.

Xác định các điều kiện biên cho mô phỏng:

Các điều kiện biên là các thông số môi trường hoạt động và lưu lượng dòng chảy. Các thông số môi trường được xác định từ điều kiện khai thác của động cơ ở vùng nhiệt đới, áp suất không khí là 1 atm (101325 Pa); nhiệt độ được lấy từ nhiệt độ buồng máy, 350C (308 K). Lưu lượng khí qua MN được xác định ban đầu theo công thức (18). Kết quả mô hình được xác lập trong CFX-pre (hình 9).



Hình 9. Xác lập các điều kiện biên trong CFX-Pre

4. Kết quả và bàn luận

4.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu và mô phỏng là máy nén tăng áp của động cơ diesel tàu thủy M50Φ, đang

được lắp đặt tại phòng thực hành Máy tàu, Trường Cao đẳng Kỹ thuật Hải quân và sử dụng trên một số chủng loại tàu hải quân Việt Nam (hình 10), các thông số kỹ thuật chính của động cơ và MN được trình bày tại bảng 2.

Bảng 2. Các thông số chính của động cơ và MN.

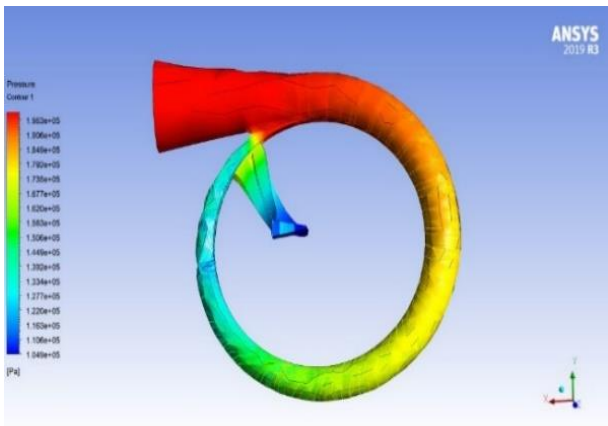
Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
Bố trí xi lanh	Chữ V, hai hàng	Công suất định mức, cv	1200
Số xi lanh	12	Chiều quay	Quay trái
Đường kính xi lanh, mm	180	Kiểu tăng áp	Cơ giới
Hành trình piston:		Kiểu MN	Ly tâm
Nhánh chính, mm	200		
Nhánh phụ, mm	209,8		
Tỷ số nén	13,5±0,5	Tỷ số truyền động MN	1:10,875
Tốc độ định mức, v/ph	1850	Số cánh MN	16
Tốc độ ổn định nhỏ nhất, v/ph	500	Đường kính MN	290



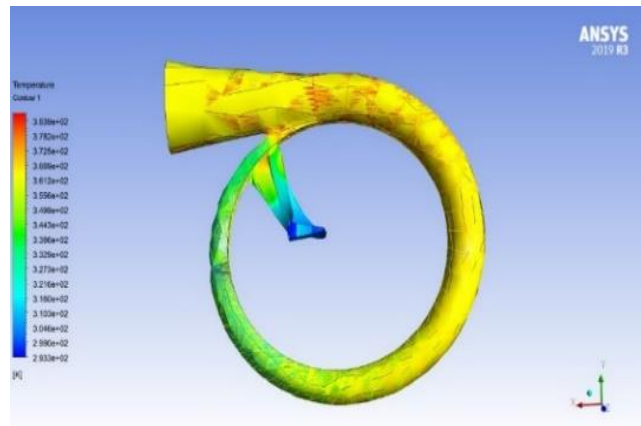
Hình 10. Động cơ M50Φ tại phòng thực hành.

4.2. Kết quả mô phỏng

Mô phỏng trường áp suất (hình 11) và mô phỏng trường nhiệt độ (hình 12).



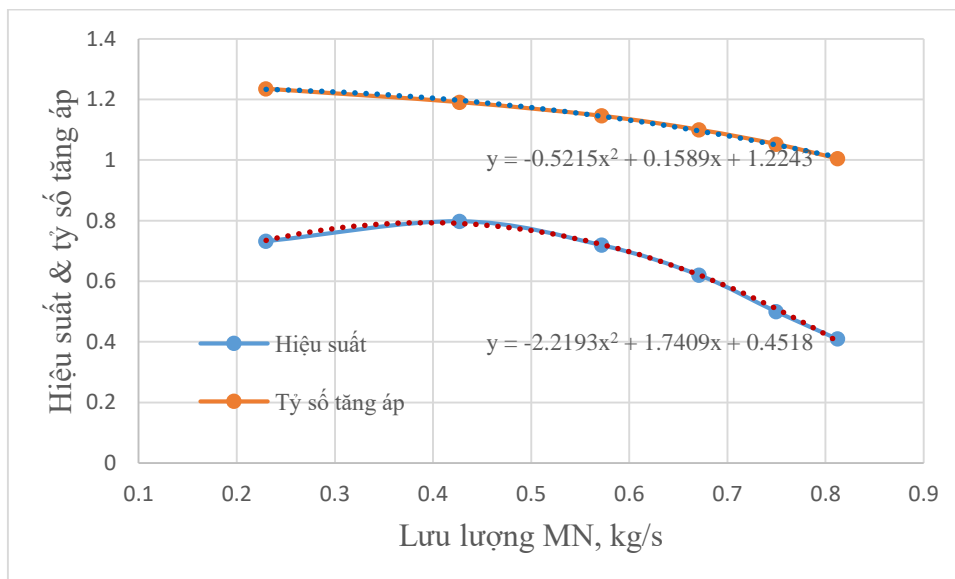
Hình 11. Mô phỏng áp suất trong Ansys CFX.



Hình 12. Mô phỏng nhiệt độ trong Ansys CFX.

4.3. Xác định hiệu suất, công suất MN ở các chế độ tốc độ khác nhau

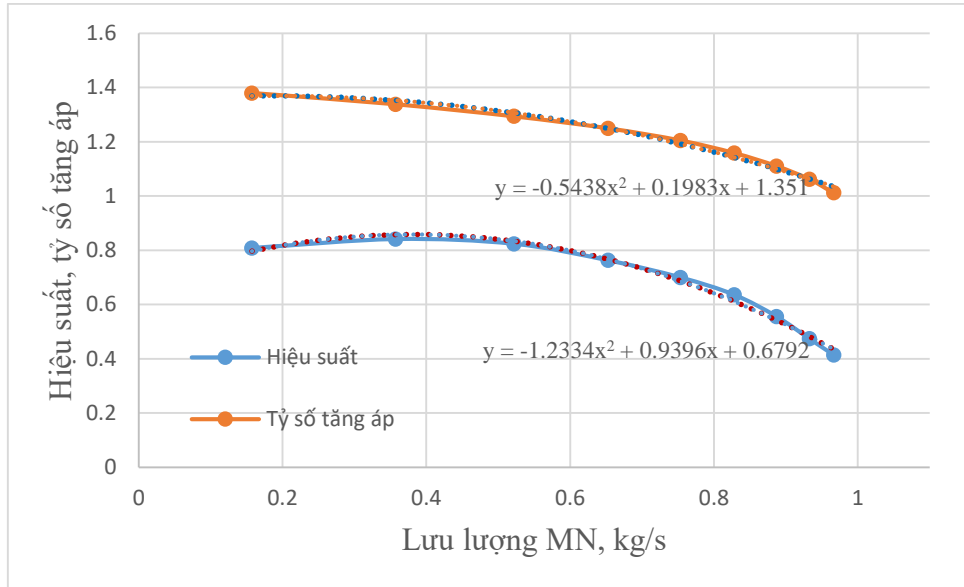
- Đặc tính MN khi tốc độ động cơ $n_e = 1000$ v/ph.



Hình 13. Đồ thị η_c , π_c ở chế độ $n_e = 1000$ v/ph.

Với tốc độ động cơ 1000 v/ph, tỷ số tăng áp giảm đại tại lưu lượng $m_c = 0,38$ kg/s, hiệu suất đạt η_c khi lưu lượng tăng, hiệu suất MN đạt giá trị cực = 0,7932; tỷ số tăng áp đạt $\pi_c = 1,2070$.

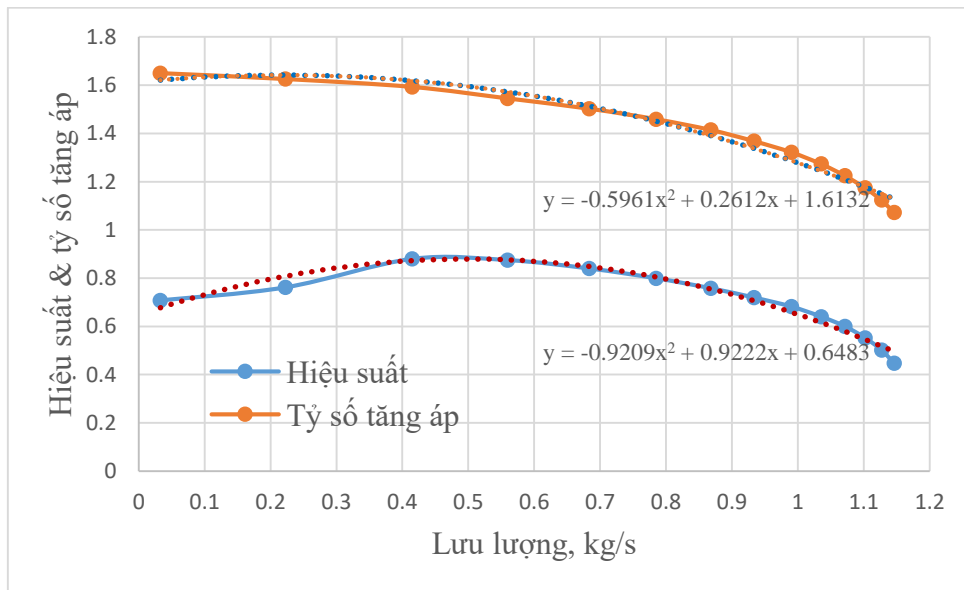
- Đặc tính MN khi tốc động cơ $n_e = 1200$ v/ph.



Hình 14. Đồ thị η_c, π_c ở chế độ $n_e = 1200$ v/ph.

Với tốc độ động cơ 1200 v/ph, tỷ số tăng áp giảm đại tại lưu lượng $m_c = 0,38$ kg/s, hiệu suất đạt $\eta_c = 0,8581$; tỷ số tăng áp đạt $\pi_c = 1,3478$.

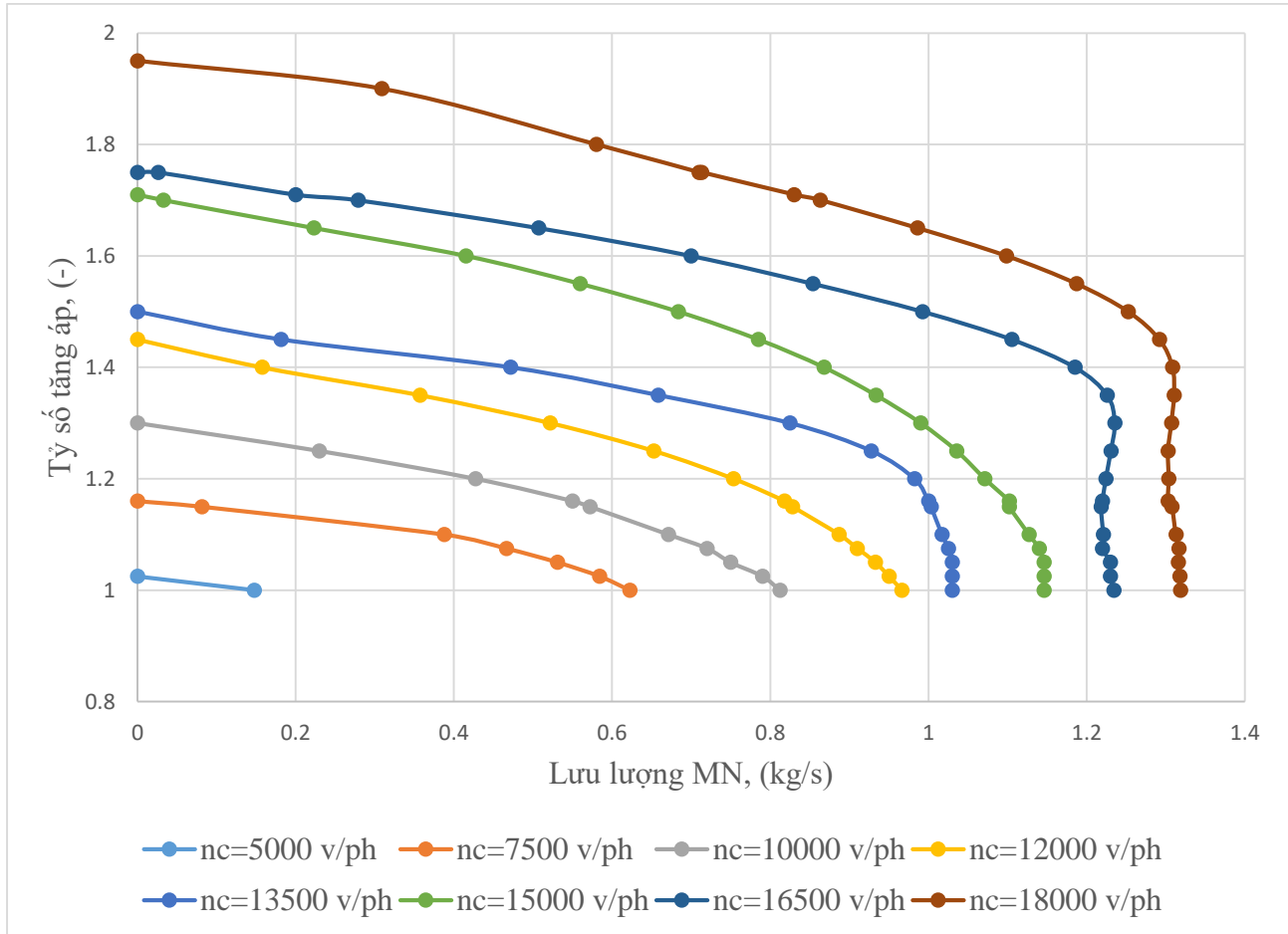
- Đặc tính MN khi tốc động cơ $n_e = 1500$ v/ph



Hình 15. Đồ thị η_c, π_c ở chế độ $n_e = 1500$ v/ph.

Với tốc độ động cơ 1500 v/ph, tỷ số tăng áp giảm đại tại lưu lượng $m_c = 0,5$ kg/s, hiệu suất đạt $\eta_c = 0,8792$; tỷ số tăng áp đạt $\pi_c = 1,5948$.

• Đặc tính tỷ số tăng áp và lưu lượng ở các chế độ tốc độ máy nén khác nhau (hình 16).



Hình 16. Đồ thị đặc tính lưu lượng – tỷ số tăng áp ở các chế độ khác nhau.

Hình 16 cho thấy MN có thể hoạt động ở những vùng có tỷ số tăng áp cao và lưu lượng lớn, tuy nhiên, do sự dẫn động từ trục khuỷu động cơ, nên tốc độ của máy nén phụ thuộc tốc độ động cơ, phạm vi hoạt động của MN cũng dần thu hẹp.

Đánh giá các chế độ khai thác: Từ các kết quả mô phỏng từ hình 13 đến hình 16, cho thấy có thể xác định chế độ khai thác đạt hiệu suất MN cao nhất (bảng 3).

Bảng 3. Hiệu suất MN lớn nhất ở các chế độ tốc độ.

Tốc độ động cơ v/ph	Tốc độ MN v/ph	Lưu lượng kg/s	Tỷ số tăng áp (-)	Hiệu suất (-)
500	5438	0,15	1,000	0,1302
750	8156	0,26	1,075	0,6514
1000	10875	0,38	1,207	0,7932
1200	13050	0,38	1,3478	0,8581
1500	16312	0,50	1,5948	0,8792
1850	20118	0,98	1,6501	0,7625

Kết quả ở bảng 3 cho thấy, khai thác ở số vòng quay thấp 500 v/ph, hiệu suất MN rất thấp, hiệu quả tăng áp không đáng kể, áp suất tăng áp chỉ tương đương áp suất không khí. Hiệu suất MN cao nhất $\eta_c = 0,8792$ khi khai thác động cơ ở chế độ 1500 v/ph, với tỷ số tăng áp 1,5948. Khi khai thác ở số vòng quay định mức, lưu lượng MN tăng cao, tuy nhiên tổn thất khí động học cũng tăng, nên hiệu suất MN sẽ giảm. Đây là cơ sở cần chú ý trong khai thác động cơ M50Φ tại phòng thực hành cũng như trên tàu hải quân.

5. Kết luận

Ứng dụng lý thuyết CFD để nghiên cứu xác định các đặc tính của máy nén tăng áp truyền động trực tiếp của động cơ diesel tàu thủy là rất cần thiết. Đặc biệt, trong điều kiện cơ sở vật chất cho thực nghiệm còn khiêm tốn. Bằng phần mềm thiết kế máy nén CFturbo chuyên dùng, hiện đại, nghiên cứu này đã xây dựng được mô hình hình học máy nén gần đúng với thực tế. Bên cạnh đó, nghiên cứu đã sử dụng công cụ mô phỏng số hiện đại, trên nền tảng lý thuyết CFD là Ansys để mô phỏng dòng chảy máy nén. Từ đó xác định đặc tính máy nén và các chế độ khai thác. Trong các nghiên cứu tiếp theo, có thể phát triển mở rộng mô phỏng mối quan hệ tổ hợp diesel và bộ tăng áp, để xác định thêm các đặc tính, dự đoán các điểm khai thác tối ưu trong thực tế khai thác động cơ tại phòng thực hành của Trường Cao đẳng Kỹ thuật Hải quân và thực tế trên tàu.

Lời cảm ơn: Nhóm tác giả chân thành cảm ơn phòng thực hành Máy tàu, khoa Máy tàu, Trường Cao đẳng Kỹ thuật Hải quân đã hỗ trợ để thực hiện nghiên cứu này.

Tài liệu tham khảo

- [1] H. K. Versteeg and W. Malalasekera; “An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method”. 2nd Edition. London, UK: Pearson Education. 2007.
- [2] D. Lucor et al.; “Predictability and uncertainty in CFD”. International Journal for Numerical Methods in Fluids. 2003; 43(5):483-505. DOI: 10.1002/flid.500.
- [3] S. Bergqvist; “Prediction of turbo compressor maps using CFD”; M.S thesis; Department of Applied Mechanics; Chalmers University Of Technology; Gothenburg, Sweden. 2014.
- [4] P. X. L. Harley et al.; “Inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors”; in Proc. 11th International Conference on Turbocharger and Turbocharging (IMEchE); 13-14 May 2014; London, UK. 2014; pp.89-100.
- [5] R. P. Clayton et al.; “A Numerical Study of the Three-Dimensional Turbulent Flow in the Impeller of a High-Speed Centrifugal Compressor”; in Proc. ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition; 2-5 June 1998; Stockholm, Sweden. 1998.
- [6] J. S. Oh, C. W. Buckley, and G. L. Agrawal; “Numerical Study on the Effects of Blade Lean on High-Pressure Centrifugal Impeller Performance”; in Proc. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition; 6-10 June 2011; Vancouver, British Columbia, Canada. 2011.
- [7] A. Kolchin, and V. Demidov; “Design of automotive engines”. Moscow, Russia: MIR Publishers.1984;
- [8] V. Nghĩa, L. A. Tuấn; “Cơ sở tăng áp động cơ đốt trong”. Hà Nội, Việt Nam: NXB Khoa học và Kỹ thuật. 2011.
- [9] S. L. Dixon, C. A. Hall; “Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery”. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann Elsevier. 2013.
- [10] CFturbo GmbH; “User manual for CFturbo software. 2022”. Whashington D.C, US: CFturbo, Inc. 2022. Available: https://manual.cfturbo.com/CFturbo_en.pdf.

- [11] H. Nguyen-Schäfer; “Thermodynamics of Turbochargers”; Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Heidelberg, Berlin: Springer. 2015; pp.21-36.
- [12] A. T. Kirkpatrick; “Internal combustion engines: applied thermosciences”. 4th Edition. New Jersey, USA: John Wiley & Sons. 2020.
- [13] J. H. Ferziger, M. Perić; “Computational methods for fluid dynamics”. 3rd Edition. Heidelberg, Berlin: Springer. 2002.