

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA TP.HCM
KHOA KỸ THUẬT GIAO THÔNG



KỶ YẾU

**HỘI NGHỊ KHOA HỌC CÔNG NGHỆ LẦN THỨ 11
PHÂN BAN KỸ THUẬT HÀNG KHÔNG – HÀNG HẢI**

TP. HỒ CHÍ MINH, 10/2009

MỤC LỤC

TT	Tên bài báo	Trang
01	<p>Đào tạo kỹ sư kỹ thuật tàu thủy đáp ứng nhân lực cho ngành đóng tàu <i>Lê Đình Tuấn *</i>, <i>Lê Hồng Việt **</i> * Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách Khoa Tp. Hồ Chí Minh, Việt Nam ** Công ty thiết kế và đóng tàu miền Nam.</p>	1
02	<p>Về các nội dung nghiên cứu chế tạo tàu đệm khí <i>Lê Đình Tuấn, Nguyễn Thiện Tống</i> Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách Khoa Tp. Hồ Chí Minh, Việt Nam</p>	6
03	<p>Application of Real-coded genetic algorithm for the fitting of ship hull surface <i>Lê Tất Hiện*</i>, <i>Dong-Joon Kim**</i> * Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam ** Department of Naval Architecture and Marine Systems Engineering, Pukyong National University_Busan_Korea.</p>	12
04	<p>Maneuverability of an improved fish robot actuated by piezo-ceramic actuators <i>Nguyễn Quang Sáng*</i>, <i>Hoon Cheol Park**</i> * Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam ** Konkuk University_Seoul_Korea.</p>	18
05	<p>Using 3D CAD for simulation-based production in shipbuilding <i>Võ Trọng Cang, Võ Anh Dũng, Đoàn Minh Thiện</i> Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam</p>	26
06	<p>Tính toán sức cản song tàu hai thân <i>Nguyễn Vương Chí</i> Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách khoa TPHCM, Việt Nam</p>	32
07	<p>Modeling progressive damage and failure in fiber-reinforced composites by utilizing finite element analysis <i>Nguyen Song Thanh Thao, Truong Hoang Thuy Quynh</i> Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam</p>	38
08	<p>Effect of laminate layup on flutter speed of composite rectangular plates <i>Võ Thị Gái, Nguyễn Thế Hoàng, Lê Thị Hồng Hiếu, Nguyễn Sơn Hải</i> Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam</p>	44
09	<p>Influence of configuration [902,02] and [02, 902] to the lamination in laminated composite structures <i>Vu Dinh Hai*</i>, <i>J.C. Walrick**</i> * Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam ** Laboratory of Materials and Structures, ESTACA, France</p>	51
10	<p>Tối ưu hóa biên dạng cánh dùng giải thuật di truyền <i>Dang Thai Son, Tran Thanh Tinh, Nguyen Anh Thi</i> Faculty of Transportation Engineering, HCMUT, Vietnam</p>	57

ĐÀO TẠO KỸ SƯ KỸ THUẬT TÀU THỦY ĐÁP ỨNG NHÂN LỰC CHO NGÀNH ĐÓNG TÀU UNDERGRADUATE TRAINING OF NAVAL ARCHITECTURE AND MARINE ENGINEERING FOR SHIPBUILDING INDUSTRY

^(a)Lê Đình Tuấn, ^(b)Lê Hồng Việt

^(a)Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách khoa, Tp. Hồ Chí Minh, Việt nam

^(b)Công ty Tư vấn Thiết kế và Đóng tàu miền Nam (SESCO)

BẢN TÓM TẮT

Đào tạo nguồn nhân lực cho ngành đóng tàu Việt Nam từ nhiều năm qua trở nên một chủ đề được bàn luận nhiều. Trong vài năm trở lại đây, tại các trường Đại học có bậc đào tạo kỹ sư Kỹ thuật Tàu thủy, việc xây dựng và đổi mới chương trình đào tạo, tăng cường công tác phòng thí nghiệm phục vụ giảng dạy, định hướng nghiên cứu khoa học và chuyển giao công nghệ trong lãnh vực quan tâm được nhà trường, các bộ liên đới và doanh nghiệp quan tâm. Bài báo này nhằm đến các phân tích chung nhất và đề xuất góp phần tăng cường vai trò của đại học trong mối quan tâm về phát triển nguồn nhân lực cao cho ngành đóng tàu.

Từ khóa: kỹ thuật tàu thủy, đào tạo nhân lực đóng tàu

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Với gần 3200 km bờ biển, 8000 km đường thủy nội địa và có một vùng biển rộng khoảng 1 triệu km², gấp 3 lần diện tích đất liền¹, Việt Nam có được một vị trí hết sức thuận lợi trong việc phát triển kỹ nghệ đóng tàu và giao thông thủy, là hai ngành kinh tế biển trọng yếu nhất. Ý thức được tầm quan trọng của ngành công nghiệp đóng tàu cho việc phát triển nền kinh tế biển, Việt Nam đã chú ý đặc biệt xây dựng đội tàu quốc gia và đóng tàu phục vụ xuất khẩu. Thực vậy, liên tiếp sau nhiều Hội thảo quốc gia về đào tạo theo nhu cầu xã hội (Tp.HCM - 2/2007), Hội thảo Đào tạo, nghiên cứu khoa học và chuyển giao công nghệ đáp ứng nhu cầu doanh nghiệp (Tp.HCM - 10/2007, Hà Nội - 11/2007) và các hội thảo quốc gia về đào tạo nguồn nhân lực cho các ngành kinh tế trọng điểm khác, Hội thảo quốc gia đào tạo nhân lực đóng tàu theo nhu cầu xã hội đã thu hút nhiều bộ ngành quan tâm nhất do tầm quan trọng của việc

phát triển kỹ nghệ đóng tàu trong xây dựng chiến lược kinh tế và an ninh quốc phòng [1].

So với các nước có truyền thống đóng tàu lâu đời và tiên tiến, Việt Nam là quốc gia trẻ về đóng tàu. Vậy mà trong hơn một thập kỷ qua kỹ nghệ đóng tàu đã nhanh chóng vươn lên thành một trong các kỹ nghệ nặng then chốt, thu hút nhiều đầu tư nhất của chính phủ và nước ngoài. Việt Nam cũng đã từng bước làm chủ được các công nghệ tiên tiến để đóng được các con tàu ngày càng có độ phức tạp cao và trọng tải lớn. Thống kê 2007 cho thấy Việt Nam nằm trong top 4 nước dẫn đầu Châu Á và top 10 nước có số lượng đóng mới và số tải trọng đóng mới lớn trên thế giới. Chiến lược phát triển kinh tế hướng ra biển của Việt Nam xác định mục tiêu “trở thành cường quốc về đóng tàu đứng thứ 4 thế giới vào năm 2020”.

Do đây cũng là ngành tập hợp nhiều chuyên ngành thiết kế thân tàu, thiết kế thi công, công nghệ chế tạo, điện tử, tự động hóa, viễn thông, thiết bị an toàn, quản lý,...nên thu hút một lực lượng lao động rất đáng kể. Bên cạnh đó sản

¹ Theo Công ước của Liên Hiệp Quốc về Luật biển năm 1982.

phẩm tàu thủy cũng sử dụng hàng ngàn sản phẩm và bán thành phẩm của nhiều ngành công nghiệp khác nhau, tạo nên cả một nền công nghiệp phụ trợ cho riêng nó nên sức hút lao động của nó lại tăng thêm. Nguồn nhân lực, đặc biệt nguồn nhân lực có trình độ cao, có tay nghề trở nên một bài toán hóc búa cho các nhà máy đóng tàu. Trong khi đó, số lượng sinh viên được đào tạo từ các trường đại học, cao đẳng, dạy nghề,... không tăng nhanh theo một tỉ lệ tương xứng, chưa kể số lượng cần phải đào tạo lại do khả năng đáp ứng và thích ứng với điều kiện khoa học công nghệ, điều kiện sản xuất của nhà máy còn thấp. Một cách biệt giữa cung và cầu, giữa đào tạo và sử dụng có thể nhìn thấy được.

2. NHU CẦU VỀ NHÂN LỰC KỸ THUẬT CAO TRONG ĐÓNG TÀU

Nếu xem nguồn nhân lực kỹ thuật cao được tính từ bậc đại học trở lên thì hiện có 5 trường đào tạo nhân lực ở trình độ kỹ sư kỹ thuật tàu thủy cho ngành đóng tàu (4,5-5 năm), chưa kể Đại học Bách khoa Đà Nẵng cũng vừa mới bắt đầu khởi động việc đào tạo ngành này. Các trường hiện đào tạo kỹ sư đóng tàu với 2 chuyên ngành, gọi tắt là "Vỏ" và "Máy". Riêng Đại học Bách Khoa ở Tp.HCM đào tạo 1 ngành chung gọi là "Kỹ Thuật Tàu thủy" và Đại học Hàng Hải (Hải Phòng) và Đại học Giao thông Vận tải có thêm chuyên ngành "Điện- Tự động tàu thủy". Ở Đại học sau, phần máy chủ yếu là đi về hướng khai thác máy tàu thủy (Bảng 1). Các số liệu này không kể đến số lượng đào tạo thuộc nhóm sửa chữa, khai thác, máy xếp dỡ,... Việc đào tạo bậc trên đại học các chuyên ngành đóng tàu được tất cả các đại học quan tâm triển khai từ nhiều năm qua.

Bảng 1: Qui mô tuyển sinh đào tạo kỹ sư kỹ thuật tàu thủy.

ĐH	KS "Vỏ"	KS "Máy"	KS "Điện"	Tổng
ĐH Hàng hải (Hải Phòng)	180	120	70	370
ĐHBK Hà Nội	60		0	60
ĐH Nha Trang	200	70	0	270
ĐHBK - ĐH Đà Nẵng	-	-	-	-
ĐH GTVT- Tp.HCM	120	70	70	260
ĐHBK-ĐHQG Tp.HCM	30-40 (70 từ 2010)		0	30-40

Như vậy toàn bộ khu vực phía Nam, mới chỉ có 2 trường đại học đào tạo về đóng tàu. Thật sự là quá ít. Thật vậy, chỉ riêng Tập đoàn Công nghiệp Tàu thủy Việt Nam (Vinashin), lực lượng lao động vào cuối năm 2007 đã vượt trên 45.000 người, với mức tăng bình quân 10.000-15.000 người, trong đó số có trình độ đại học trở lên đạt tỉ lệ gần 9%. Theo thống kê sơ bộ, số lao động có trình độ đại học và trên đại học sẽ cần khoảng trên 1000 người mỗi năm từ nay cho đến 2015. Ở đây chúng tôi còn chưa đề cập đến nhu cầu rất lớn về kỹ sư đóng tàu cho khu vực Đồng bằng Sông Cửu Long với gần 20 triệu dân sinh sống gần sông nước.

Trong khi đó, theo báo cáo "Thực trạng và nhu cầu phát triển nguồn nhân lực công nghiệp tàu thủy đến 2015 và dự kiến đến 2025" của Vinashin, đội ngũ trên đại học là 77 người (chiếm 0,11%), trong đó chỉ có 8 tiến sĩ và tập trung ở các ngành kinh tế, các ngành khoa học kỹ thuật chỉ chiếm 30% lực lượng trên đại học. Kỹ sư ngành công nghiệp tàu thủy, lực lượng khoa học quan trọng của Tập đoàn, trên tổng số kỹ sư của Tập đoàn là 4490/7290, chiếm 62%. Song trong một báo cáo gần đây thì Vinashin, với nhiệm vụ sản xuất và kinh doanh từ nay đến năm 2010 và định hướng đến năm 2015 thì nhu cầu bổ sung nhân lực cho tập đoàn là rất lớn. Căn cứ vào kế hoạch sản xuất trong những năm tới, số kỹ sư cần bổ sung khoảng 1.700 đến 2.500 người/năm trong đó các ngành công nghiệp tàu thủy là 1200-1700 người. Báo cáo này cũng nhận định rằng các trường chuyên ngành vừa đề cập chỉ đáp ứng được 30% nhu cầu trên [1, 2].

Nhu cầu đóng mới trong thị trường nội địa cũng tăng vọt. Năng lực đội tàu biển đến 2010 sẽ đạt 4.848.392 DWT và 10.000.000 DWT vào năm 2020. Năng lực đội tàu sông đạt 3.258.937 tấn phương tiện (TPT) vào năm 2010 và 4.864.435 TPT vào năm 2020 [1,4].

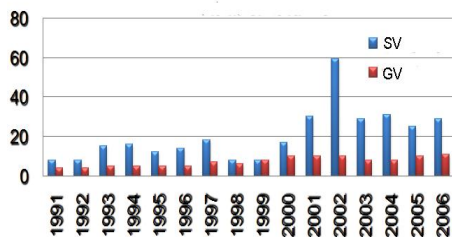
Mở rộng ra bên ngoài, Việt Nam được nhiều nước có ngành đóng tàu phát triển trong khu vực như Hàn Quốc, Nhật Bản xác định là quốc gia rất có tiềm lực về đóng tàu vì nguồn nhân lực dồi dào, khả năng tiếp thu kiến thức và tiếp nhận công nghệ nhanh. Việc này có thể thấy rõ khi ngày càng có nhiều công ty đóng tàu nước ngoài đầu tư tại Việt Nam và thu hút một lượng kỹ sư đóng tàu đáng kể cho nhà máy của họ tại chỗ và

nước ngoài. Tiềm năng của nguồn nhân lực đóng tàu Việt Nam vươn ra nước ngoài là thấy rõ.

Công nghiệp tàu thủy là một ngành công nghiệp mũi nhọn trong chiến lược tiến ra biển nhằm giải bài toán phát triển kinh tế và an ninh quốc phòng. Đào tạo đội ngũ kỹ sư để có thể tiếp thu và ứng dụng những thành tựu khoa học công nghệ cho ngành này trong bối cảnh hội nhập quốc tế chắc chắn là bài toán nhân lực quan trọng. Đặc biệt đào tạo kỹ sư kỹ thuật tàu thủy tại các đại học giữ vai trò cốt lõi trong đào tạo nguồn nhân lực cao cho ngành đóng tàu Việt Nam.

3. ĐÀO TẠO KỸ SƯ TẠI BỘ MÔN KỸ THUẬT TÀU THỦY - ĐHBK TP.HCM

Bộ môn Kỹ thuật Tàu thủy- khoa Kỹ thuật Giao thông được thành lập từ 2000 (cùng với Bộ môn Kỹ thuật Hàng không và Bộ môn Ôtô-Máy động lực), ban đầu với tên gọi “Bộ môn đóng và sửa chữa tàu” thuộc khoa Cơ khí. Hiện tại Bộ môn gồm 13 người, trong đó có 1 PGS, 2 TS, 7 ThS, 3 KS phục vụ giảng dạy. Một số đang theo đuổi nghiên cứu sinh (3 ngoài nước, 1 trong nước và thạc sĩ (1 ngoài nước, 1 trong nước) theo đúng chuyên ngành. Hàng năm, đều đặn có thêm vài nghiên cứu viên được tuyển dụng theo các hợp đồng nghiên cứu hay hợp đồng chuyển giao công nghệ trong lãnh vực, cũng là lực lượng trợ giảng trong ít nhiều môn học. Phần lớn các sinh viên sau khi tốt nghiệp đều có việc làm đúng với chuyên môn đào tạo, thăng tiến, được cử đi học nước ngoài. Hình 1 tổng kết số lượng sinh viên đầu vào của ngành.



Hình 1: Tỷ lệ sinh viên/giáo viên.

Cùng với các trường đại học vừa nêu, trong năm 2008, chương trình khung của ngành kỹ thuật tàu thủy đã được thông qua. Đây cũng là

cơ sở để các trường dần có những chuẩn mực chương trình đào tạo chung, tạo điều kiện trao đổi giáo trình, giao lưu giảng viên, sinh viên trong khuôn khổ hoạt động giảng dạy và nghiên cứu khoa học.

Về cơ bản, chương trình đào tạo ngành Kỹ thuật Tàu thủy nhằm trang bị cho sinh viên có đủ kiến thức lý thuyết cơ bản và kiến thức thực tế cần thiết của kỹ sư về lĩnh vực thiết kế tàu thủy và công trình nổi, có thể công tác tại các cơ sở nghiên cứu, sản xuất, đào tạo và quản lý liên quan đến tàu thủy, có thể tiếp tục học sau đại học ở trong và ngoài nước. Các môn học chuyên ngành được xây dựng trên cơ sở các nhóm môn học chuyên ngành kỹ thuật tàu thủy: lý thuyết tàu thủy, kết cấu và sức bền tàu thủy, công nghệ đóng tàu, hệ thống và thiết bị tàu, thiết kế tàu, hệ thống động lực... và dựa trên thế mạnh của trường Đại học Bách khoa-ĐHQG Tp.HCM về các môn cơ học, mô phỏng 3D, tính toán số, thực nghiệm.

Bên cạnh đó, bộ môn cũng chú trọng việc hướng sinh viên đến các công nghệ hiện đại, các giải pháp kỹ thuật, kỹ năng sử dụng và khai thác phần mềm bằng việc tổ chức các chuyên đề. Các buổi tham quan thực tế tại nhà máy theo các chủ đề cũng được chú trọng.

Việc thực tập kỹ thuật, thực tập tốt nghiệp (thực tập kỹ sư) thường được thực hiện với các nhóm nhỏ tại nhiều nhà máy đóng tàu, trung tâm/phòng thiết kế tàu. Đặc biệt, trong vài năm trở lại đây, sinh viên được khuyến khích thực tập và sử dụng tiếng Anh chuyên ngành (đọc bản vẽ, tài liệu) và giao tiếp tiếng Anh (với chuyên gia, đốc công nước ngoài tại nhà máy đóng tàu có đầu tư nước ngoài). Đa phần các đề tài tốt nghiệp kỹ sư cũng xuất phát từ các đề tài thực tiễn của nhà máy hay ít nhất xuất phát từ dữ liệu từ các con tàu thực tế.

Công tác xây dựng phòng thí nghiệm, đầu tư xây dựng bài thí nghiệm chuyên ngành cũng được chú trọng. Việc đầu tư này chú trọng về hàm lượng khoa học cao, phương pháp luận rõ ràng nhằm giúp sinh viên hiểu sâu sắc các môn học trong chương trình đào tạo. Nghiên cứu khoa học của sinh viên cũng được thực hiện trong khuôn khổ như vậy. Sinh viên cũng được khuyến khích tham gia các đề tài nghiên cứu

khoa học tại đại học và ở các nhà máy đóng tàu, viện, trung tâm thiết kế.

4. NGHIÊN CỨU VÀ CHUYỂN GIAO CÔNG NGHỆ

Từ thập niên 90, ngành đóng tàu chủ yếu tập trung ở công tác sửa chữa, đóng mới các loại tàu hàng cỡ nhỏ đến 1000-2000 DWT với cơ sở đóng tàu nhỏ, lạc hậu, trình độ công nghệ lạc hậu. Sau hơn một thập niên, đặc biệt vào những năm gần đây công nghiệp tàu thủy Việt Nam đã làm nên nhiều kỳ tích khi đóng thành công những con tàu đạt tiêu chuẩn quốc tế. Hiện tại, các loại tàu trọng tải lớn, tàu dịch vụ, tàu chở ô-tô, tàu chở khí hóa lỏng... đều có thể đóng tại Việt Nam. Tuy nhiên, số các đề tài nghiên cứu khoa học liên quan trong toàn ngành không nhiều và thường tập trung ở các giải pháp công nghệ, thiết kế thi công, chế tạo cụm chi tiết hoặc hệ thống đơn giản với các thiết kế chuẩn. Các nghiên cứu và tính toán ở các thiết kế cơ bản chưa được quan tâm do trông cậy vào các thiết kế sẵn có.

Tại đơn vị, trong điều kiện gắn kết với các cơ sở đóng tàu, rất nhiều nhóm đề tài nghiên cứu được định vị và triển khai. Tính toán trong thiết kế tàu, thiết kế thi công số hóa, mô phỏng hình học trong tàu, độ bền tàu thủy, tính toán môi, tính toán dao động xoắn hệ thống trục chân vịt, căng tâm laser trục tàu, sản xuất tinh gọn (lean production), kỹ thuật hàn tàu thủy, giám sát hàn, kỹ thuật tàu đệm khí, kỹ thuật cân bằng động/tùy động, đo lường trong tàu thủy... được các thầy cô thực hiện, trong đó sinh viên tham gia phần lớn.

Các nghiên cứu có giá trị được doanh nghiệp quan tâm. Trên thực tế, chúng thường phải có sự tham gia phối hợp với các đơn vị khác với vai trò tư vấn, tham gia nghiên cứu, góp vốn công nghệ... Về phương diện quản lý, một mô hình gắn kết giữa đại học với nhà sản xuất, giữa nghiên cứu với chuyển giao công nghệ luôn được chúng tôi quan tâm xây dựng và duy trì. Rõ ràng sinh viên được hưởng lợi nhiều với các mối quan hệ như vậy. Các em có nhiều cơ hội và điều kiện va chạm thực tế, làm phong phú thêm nghề nghiệp của mình.

5. MỘT SỐ GIẢI PHÁP

- Tàu thủy hiện đại là một công trình nổi tập trung hầu hết các thành tựu khoa học kỹ thuật tiên tiến. Các hoạt động có hàm lượng chất xám cao như thiết kế, lập kế hoạch sản xuất, quản lý sản xuất ngày càng quan trọng và là yếu tố cạnh tranh có tính quyết định để giảm giá thành, rút ngắn thời gian giao tàu. Những công việc đó ngày nay đòi hỏi trình độ chuyên môn cao, phải sử dụng các công cụ hiện đại là những hệ thống máy tính-phần mềm phức tạp. Các công việc thiết kế đó có thể chiếm tới 10% chi phí đóng một con tàu khách hiện đại và hơn nữa, có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả các công việc còn lại. Ngoài ra các bài toán kỹ thuật mà thực tế sản xuất hàng ngày tại các cơ sở đóng tàu đặt ra rất phong phú do sự đa dạng của hợp đồng hàng năm. Các qui trình công nghệ hiện có cũng cần có đội ngũ xem xét lại để cải tiến, hoàn thiện. Do vậy trong lĩnh vực thiết kế tàu thủy, chương trình bồi dưỡng hướng tới đào tạo các công trình sư, các chuyên gia đầu ngành (do vậy phải có nghiên cứu viên, có các cấp bậc đào tạo sau đại học).

- Trong lĩnh vực thiết kế tàu thủy ở nước ta hiện nay đang sử dụng rất nhiều phần mềm như: Tribol, Shipconstructor, Autoship, Defcar, Lantek, USG, Napa, Nupas-Cadmatic, PDMS, PDS, SAC, NX3... Đó là những phần mềm hiện đại đắt tiền, ví dụ như nếu dùng cập phần mềm Nupas-Cadmatic cho bản quyền 10 máy tính chỉ phí hơn 10 tỷ đồng. Trong khi đó lĩnh vực xây dựng phần mềm thiết kế tàu thủy để nội địa hóa để tiết kiệm chi phí đang bị bỏ trống, nếu quan tâm bằng cách khuyến khích đề xuất các đề tài KHCN thì sẽ mang lại lợi ích lớn. Do vậy việc số hóa công tác thiết kế cần được chú trọng hơn nữa [3].

- Hiện nay có một số tàu thủy có trọng tải từ 6500 DWT trở lên có nhiều thiết bị phải nhập từ nước ngoài, trong khi đó trong nước nếu có đầu tư và sự hỗ trợ nhà nước thì có thể thiết kế, gia công chế tạo lắp ráp được như: hệ trục, hệ thống bánh lái, hệ thống chân vịt lái mũi... Vấn đề nội địa hóa còn mở rộng ra trong lãnh vực thiết kế kỹ thuật, thiết kế thi công số hóa.

- Để đáp ứng ngày càng cao nguồn nhân lực thiết kế, các trường đại học đào tạo, ngoài việc nâng cao chất lượng đào tạo, mở rộng quy mô đào tạo, phải thấy được những bất cập trong

nguồn lực để khắc phục. Nhà trường đại học chú trọng hơn trong việc nâng năng lực ngoại ngữ, kỹ năng thực hành, ứng dụng công nghệ thông tin. Do đặc trưng của ngành, một mặt việc đào tạo luôn cần phải gắn kết với sản xuất, các vấn đề thực tiễn giúp soi sáng và định hướng đúng đắn chương trình đào tạo đặt ra. Mặt khác, do nhu cầu thiết kế đóng mới, đầu tư công nghệ mới, đơn vị thiết kế, nhà máy, cũng cần có các phối hợp nghiên cứu, đào tạo với đại học chuyên ngành theo đơn đặt hàng dưới dạng "nhiệm vụ thư".

- Cần tăng cường hợp tác quốc tế với các nước có kỹ thuật đóng tàu tiên tiến, tập trung vào trong lĩnh vực đào tạo và chuyển giao công nghệ hiện đại, kỹ năng quản lý tiên tiến. Bên cạnh đó tận dụng tiềm năng của vị thế đại học, khai thác các đầu tư của các chương trình liên đại học.

- Thiết lập và tổ chức nhiều chương trình cho các cán bộ kỹ thuật, kỹ sư thiết kế của Việt Nam giao lưu trao đổi, học tập đào tạo hoặc tham gia trực tiếp vào các dự án thiết kế cùng các đối tác nước ngoài ở Việt Nam và quốc tế, tạo điều kiện cho các kỹ sư thiết kế được cọ xát hiểu biết phương pháp và kỹ năng làm việc quốc tế trong môi trường hội nhập sâu rộng và toàn cầu hoá mạnh mẽ.

- Chương trình đào tạo hiện tại còn nặng theo hướng công nghệ và các chuyên ngành đào tạo vẫn theo một số mô hình sẵn có từ trước, chưa theo kịp nhu cầu phát triển và hội nhập. Chương trình đào tạo kỹ thuật tàu thủy cần được đầu tư nghiên cứu theo nhiều mô hình thích hợp, đa dạng loại hình đào tạo, phương thức đào tạo: kỹ sư bằng đôi hàng hải-hàng không (như của đại học Virginia Tech), kỹ sư thực hành, kỹ sư nghiên cứu [1] với các mô đun môn học rõ ràng hơn và theo chuẩn mực có thực.

6. KẾT LUẬN

Đào tạo đáp ứng nhu cầu nhân lực cho ngành đóng tàu là bài toán quan trọng bậc nhất trong giai đoạn phát triển hiện nay của công nghiệp tàu thủy Việt Nam, trong đó đào tạo kỹ sư kỹ thuật tàu thủy là then chốt trong mối quan tâm đầy đủ của các cơ sở đào tạo, công nghiệp tàu thủy Việt Nam, các cơ quan quản lý về giáo dục và đào tạo. Đầu tư cho đào tạo ngành này cần

phải tăng cường qui mô đồng bộ về đội ngũ, cơ sở vật chất, phòng thí nghiệm...Việc thành lập khoa kỹ thuật tàu thủy ở một trường đại học đủ điều kiện, chương trình đào tạo và chất lượng đào tạo đạt đẳng cấp quốc tế là tất yếu do nhu cầu rất lớn và sự thuận lợi phát triển hiếm có về mọi mặt. Điều này góp phần tạo dựng một lực lượng nghiên cứu khoa học, kỹ sư thiết kế, chế tạo tàu thủy phục vụ cho cả dân sự, an ninh quốc phòng lâu dài và bền vững.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Kỳ yếu Hội thảo quốc gia Đào tạo nhân lực ngành đóng tàu theo nhu cầu xã hội, Hải Phòng-1/2008.
2. Trần Trình Lãm, Nhân lực cho ngành công nghiệp tàu thủy Việt Nam, Bộ Giao thông Vận tải, 2009.
3. Công ty SESCO, Công ty Thiết kế và Đóng tàu Miền Nam với vấn đề đào tạo nguồn nhân lực, 1/2008.
4. Bộ giao thông vận tải, Định hướng chiến lược phương tiện vận tải đường song đến năm 2010 hướng đến 2020.

VỀ CÁC NỘI DUNG NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO TÀU ĐỆM KHÍ ON THE RESEARCH OF NEW BUILDING OF AIR CUSHION VEHICLE

Lê Đình Tuấn, Nguyễn Thiện Tổng

Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách khoa, Tp. Hồ Chí Minh, Việt Nam

BẢN TÓM TẮT

Tàu cỡ nhỏ, chạy nhanh (high-speed craft) được quan tâm nhiều trong cả quân sự lẫn dân sự, có mặt hầu hết ở các lãnh vực kinh tế biển. Trên thực tế, tại Việt Nam phần lớn các nghiên cứu được quan tâm nhiều là các loại tàu đáy phẳng (planning hull), tàu trên cánh ngầm (hydrofoils) chủ yếu dựa trên nguyên lý thủy động lực học. Trong khi đó, nghiên cứu tập trung cho việc chế tạo loại tàu đệm khí dựa trên nguyên lý khí tĩnh học (aerostatics) gắn với các mô hình tính toán, thiết kế kỹ thuật, thiết kế thi công, công nghệ chế tạo, vật liệu phối hợp chưa được quan tâm đúng mức và đầu tư thích đáng. Vấn đề tính toán, thiết kế trên cơ sở lý thuyết tàu đệm khí là vấn đề cốt lõi nhằm chủ động có được các cải tiến thiết kế theo điều kiện vật liệu và công nghệ trong nước. Bài báo nghiên cứu nhằm đến khả năng tự chế tạo hoàn chỉnh theo tính toán, thiết kế riêng với giá thành rẻ để có thể chuyển giao công nghệ cho sản xuất. Trên cơ sở phân tích đó, bài báo đề cập các nội dung cần nghiên cứu cần thiết phục vụ yêu cầu nội địa hóa sản phẩm này. Bài báo này cũng khởi động cho đề tài NCKH cấp trọng điểm ĐHQG Tp.HCM 2010 “Nghiên cứu chế tạo Tàu đệm khí cỡ nhỏ”.

Từ khóa: tàu đệm khí, ACV

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Tàu đệm khí hoạt động dựa trên sự tự nâng tàu trên mặt nước hay mặt đất bằng cách tạo ra áp lực dưới dạng một đệm khí [1,8]. Tàu đệm khí có cấu tạo bao gồm thân tàu, quạt nâng, chong chóng đẩy, váy đệm khí, hệ thống lái,... Quạt nâng cung cấp khí cho váy (làm căng phồng) và duy trì áp lực đệm khí trong không gian được vây bởi váy khí (chamber), bánh lái đặt ở phần đuôi tàu đảm nhiệm việc điều khiển tàu. Váy đệm khí, được gắn chặt với phần thân tàu, giúp duy trì đệm khí dưới tàu. Chong chóng đẩy, thực tế ở phía xa đuôi tàu, đóng góp lực đẩy chính cho tàu [1, 2].

Tàu đệm khí đã được phát triển bằng thực nghiệm, tính toán lý thuyết và tính toán số từ khi Sir Cockerell (Anh quốc) phát minh ra nó vào năm 1959. Công nghệ tàu đệm khí dựa vào các thực nghiệm ở dạng thử nghiệm mô hình tàu hay

thử nghiệm tàu nguyên mẫu (kích thước thật). Tuy vậy, phát triển của các tính toán số gần đây đã hỗ trợ cho các nhà thiết kế tàu đệm khí đẩy nhanh nghiên cứu đặc tính động lực học tàu đệm khí hơn nhiều [5]:

- 1913, nghiên cứu lý thuyết của Havelock đã được áp dụng rộng rãi trong phân tích CFD tàu đệm khí đến nay.

- 1959, Sir Cockerell (Anh quốc) đưa ra phát minh về tàu đệm khí.

- 1996, Na và Lee (Trung Quốc) tính toán trường áp suất (phân bố) trên diện tích đệm khí và sức cản sóng.

- 2005, A. H. Nikseresht (Iran) tính toán phân bố áp suất bằng phương pháp VOF (Volume of Fluid Method) cho đệm khí.

- 2005, tại Hội nghị AUN-SeedNet tổ chức tại Bách khoa Hà nội, từ 28/2-1/3/2005, ”Field Wise Seminar on Mechanical and Aeronautical Engineering”, Đại học Bandung (Indonesia)

giới thiệu tàu WIGs (tàu dùng hiệu ứng mặt thoáng), lợi dụng việc áp sát mặt đất/mặt nước để tăng lực nâng trên cánh có hình dáng đặc biệt ở dạng không người lái do chính đại học phát triển. Kết quả thử nghiệm tốt nhưng vẫn còn chưa ổn định.

- 2006, nhà máy đóng tàu Hanjin_Hàn quốc thử nghiệm mô hình tàu đệm khí dài 1 m với tỷ lệ bằng 1/12 tàu thật có chiều dài 12m, tốc độ 40 hải lý/giờ. Quá trình thử nghiệm ổn định tĩnh và CFD đạt kết quả tốt. Hiện nay, nhà máy đang tiếp tục quy trình thử nghiệm ổn định động và các tính toán khác [5].

- 2008, “The 2nd KMU-HCMUT Joint workshop”, từ 5-8/11/2008, Giám đốc Trung tâm Đại học Hàng hải Hàn Quốc giới thiệu công nghệ chế tạo loại tàu có đáy hốc (Air Cavity System , ACS) sử dụng động cơ 2 kỳ 2HP 7000 v/ph và 8,5 HP 4800 v/ph, điều khiển từ xa với tốc độ thử nghiệm 60 hải lý /giờ.

- 2008, “The 2nd KMU-HCMUT Joint workshop”, từ 5-8/11/2008, Yun-Hae KIM thuộc Đại học Hàng hải Hàn Quốc giới thiệu kỹ thuật về kết cấu khuôn composite cho tàu đệm khí sử dụng vật liệu mới (“A study on the Techniques of Composite Mold Structure for Hovercraft Using New Material System”). Dự án này có sự tham gia của Công ty đóng tàu tư nhân Boat4You đặt tại Jeonnam – Hàn Quốc do ông Keun Sil Park phụ trách.

Tàu đệm khí được sử dụng rộng rãi trong cứu hộ, thể thao dưới nước, hải quân,... Ở Việt Nam, hiện vẫn chưa thấy công bố nào về một thiết kế và quy trình công nghệ sản xuất hoàn chỉnh cũng như việc chế tạo và chạy thử liên quan đến tàu đệm khí. Nghiên cứu chế tạo loại hình tàu này đã được Công ty Triệu Phước (năm 2006), Công ty Dịch vụ Hàng hải Sài Gòn (9/2008), các xí nghiệp đóng tàu composite dân sự, hải quân (4/2009), các khu du lịch sinh thái, khu công nghiệp Bourbon-An Hòa (huyện Trảng Bàng, tỉnh Tây Ninh),... quan tâm và một số bắt đầu nghĩ đến việc đầu tư. Hội Khoa học Kỹ thuật Biển tại Tp.HCM cũng đề cập việc đặt hàng nghiên cứu và chế tạo thử tàu đệm khí (Chủ tịch Hội là TS- nguyên Chuẩn Đô đốc Lê Kế Lâm, nguyên Giám đốc Học viện Hải quân Nha Trang) vì thực tiễn áp dụng trong du lịch, cứu nạn, quốc phòng của nó.

Phần lớn các nhóm nghiên cứu sử dụng các bản vẽ mua từ nước ngoài ở dạng bố trí chung,

chỉ có một số rất ít các bản vẽ chi tiết, các hướng dẫn về công nghệ ở dạng mô tả,...nên gặp rất nhiều khó khăn trong quá trình triển khai đóng thử nghiệm. Chưa kể một số công nghệ chế tạo loại hình tàu này như cất nhiệt, khuôn chân không...cũng cần có các nghiên cứu định lượng hầu áp dụng rộng rãi.

Từ năm 2006, một số giảng viên từ hai bộ môn Kỹ thuật Tàu thủy và Kỹ thuật Hàng không đã bắt đầu nghiên cứu về đề tài tàu đệm khí và từ đó đến nay đã có 9 đề tài luận văn tốt nghiệp với 13 sinh viên tham gia về thủy khí động lực học, sức bền kết cấu, ổn định, điều khiển,...xung quanh vấn đề tàu đệm khí.

12/2007, đề tài nghiên cứu khoa học cấp ĐHQG “Thiết kế thi công tàu đệm khí” (mã số B2007-20-28, chủ trì đề tài TS. Lê Đình Tuấn) đăng ký và thực hiện [6,7], dự kiến báo cáo nghiệm thu vào tháng 6/2009. Nhóm nghiên cứu cũng đã chế tạo một mô hình tàu đệm khí tỉ lệ 1/5 với chiều dài 829 mm (Hình 1) nhằm kiểm nghiệm nguyên lý hoạt động của tàu đệm khí và lập các phương án kết cấu thân tàu, kết cấu váy, bố trí động lực...



Hình 1: Tàu đệm khí tỉ lệ 1/5.

2. MỤC TIÊU

Tàu cỡ nhỏ, chạy nhanh được quan tâm nhiều trong cả quân sự lẫn dân sự, có mặt hầu hết ở các lãnh vực kinh tế biển. Các tàu khách cao tốc, tàu làm nhiệm vụ tuần tra, bảo vệ nguồn lợi thủy hải sản, tàu thể thao, huấn luyện, cứu nạn, tàu thực hiện các nhiệm vụ đặc biệt của hải quân,...được đề cập trong các nghiên cứu ứng dụng của loại hình tàu này. Trên thực tế, tại Việt

Nam phần lớn các nghiên cứu mà sản xuất quan tâm nhiều là các loại tàu đáy phẳng (planning hull), tàu trên cánh ngầm (hydrofoils) chủ yếu dựa trên nguyên lý thủy động lực học.

Trong khi đó, nghiên cứu tập trung cho việc chế tạo loại tàu đệm khí dựa trên nguyên lý khí tĩnh học (aerostatics) gắn với các mô hình tính toán, thiết kế kỹ thuật, thiết kế thi công, công nghệ chế tạo, vật liệu phối hợp chưa được quan tâm đúng mức và đầu tư thích đáng [9]. Thực vậy, các nhóm nghiên cứu hiện tại chỉ sử dụng các bản vẽ mua từ nước ngoài ở dạng bố trí chung với một số rất ít các bản vẽ chi tiết; các hướng dẫn về công nghệ thi ở dạng mô tả nên họ gặp rất nhiều khó khăn trong quá trình triển khai đồng thử nghiệm. Rõ ràng vấn đề tính toán, thiết kế trên cơ sở lý thuyết tàu đệm khí là vấn đề cốt lõi nhằm chủ động có được các cải tiến thiết kế theo điều kiện vật liệu và công nghệ trong nước. Chính vì vậy, nhóm nghiên cứu nhằm đến khả năng tự chế tạo hoàn chỉnh theo tính toán, thiết kế riêng với giá thành rẻ để có thể chuyển giao công nghệ cho sản xuất.

Nhìn nhận về vấn đề thiết kế và phát triển sản phẩm thì cách làm của các nhóm trước đây bị hạn chế: các nhóm chỉ dừng lại ở mức độ sao chép sản phẩm mà không đi sâu vào nguyên lý, tính toán cơ bản, thiết kế thi công. Do đó không thể thiết kế phát triển tàu đệm khí qui mô lớn hơn (12-50 chỗ,...) có nhu cầu rất lớn. Nhóm nghiên cứu đi sâu vào nguyên lý cơ bản của tàu đệm khí về các lãnh vực thủy khí động lực học, ổn định, điều khiển, sức bền kết cấu... để có thể thiết kế tàu đệm khí với qui mô lớn hơn. Sản phẩm này cũng sẽ tạo cơ sở cho việc phát triển các loại tàu nhiều chỗ hơn (12-50 chỗ ngồi) cho các tuyến ngắn, tàu cứu hộ cho các bãi tắm và phục vụ cứu hộ sau lũ.

Bên cạnh đó, một số công nghệ chế tạo loại hình tàu này như cắt nhiệt, đúc khuôn chân không... chưa được các nhóm nói trên nghiên cứu định lượng nhằm đảm bảo chất lượng thi công. Nhóm nghiên cứu chú ý việc hoàn thiện các công nghệ PU-ván ép, composite chân không, composite không khuôn, công nghệ thi công chế tạo váy đệm khí để chủ động công nghệ sản xuất tiên tiến cho tàu đệm khí trong nước với giá thành hạ.

Mặc dù tàu đệm khí đã được nghiên cứu và triển khai ứng dụng, sản xuất thương mại ở

nhiều nước trên thế giới nhưng nếu chuyển giao thiết kế, công nghệ thi tàu đệm khí từ nước ngoài chắc chắn giá thành sẽ rất cao. Vấn đề nội địa hóa loại hình tàu này từ khâu tính toán thiết kế đến chế tạo vì vậy có ý nghĩa rất lớn. Chưa kể rằng, loại tàu đệm khí và họ hàng với loại tàu này như WIGs, PARWIGs, thủy phi cơ thông thường ít nhiều liên quan đến kỹ thuật quân sự nên việc nhận chuyển giao công nghệ từ nước ngoài là điều khó thực hiện hay nếu nhận chuyển giao sẽ rất tốn kém. Việc nhập đơn chiếc hay số lượng hạn chế thì việc duy trì hoạt động khai thác, bảo trì sẽ phụ thuộc vào nước ngoài. Bên cạnh đó, nhu cầu về một loại tàu đa năng, hoạt động trên một vùng rộng, lưỡng cư (thủy, bộ phối hợp) phục vụ cứu hộ, cứu nạn sau lũ là rất lớn. Thật vậy, tổn thất về người ở các trận lũ lụt vừa qua sẽ giảm thiểu nếu tàu đệm khí được triển khai sản xuất và khai thác. Kinh nghiệm này có thể học được từ vấn đề cứu nạn sau cơn bão Katrina tại Mỹ, trong đó tàu đệm khí được sử dụng nhiều và rất hiệu quả.

Tàu đệm khí thuộc vùng giao giữa kỹ thuật hàng hải và kỹ thuật hàng không nên đề tài này còn phục vụ đào tạo nhân lực trong lãnh vực tàu thuyền tốc độ nhanh và tạo tiền đề cho các loại hình tàu khác mà hai bên quan tâm như WIGs, thủy phi cơ... mà cả hai ngành kỹ thuật đều cùng quan tâm. Chế tạo thành công tàu đệm khí sẽ khẳng định các kết quả nghiên cứu khoa học, khả năng xây dựng các qui trình công nghệ, khả năng nội địa hóa phương tiện giao thông nên đóng góp rất lớn cho việc tiết kiệm ngân sách nhà nước trong việc nhập ngoại các loại hình phương tiện tương tự. Một điểm rất quan trọng nữa là thông qua việc nghiên cứu khoa học và chế tạo, chúng ta cũng tạo ra một "networking" tốt giữa các nhà khoa học thuộc đa lãnh vực: hàng hải, hàng không, chế tạo, vật liệu, điều khiển,... và với công nghiệp, công ty thiết kế, nhà máy đóng tàu dân sự lẫn quân sự với các mức chuyển giao và hợp tác ở các mức độ khác nhau.

3. NỘI DUNG CẦN NGHIÊN CỨU

Trên cơ sở phân tích các hạng mục tính toán, thiết kế và thi công đối với tàu thủy nói chung và tàu đệm khí nói riêng, các nội dung nghiên cứu sau được đề xuất [3,4,6,7]:

(i) Thiết kế cấu hình (configuration design) dựa trên phân tích một số thiết kế hiện có:

- Kiểu tàu (trên ít nhất 3 kiểu tàu);
- Ước tính trọng lượng;
- Xác định các kích thước chính;
- Bố trí chung;
- Phương án bố trí hệ thống nâng đẩy, kiểu váy.

(ii) Thiết kế thủy khí động lực học, thiết kế hệ thống đẩy và nâng, ổn định và điều khiển:

- Tính toán áp lực nâng của đệm khí theo các loại váy;
- Tính toán sức cản khí động, thủy động ở các chế độ hoạt động (tắt váy/ mở váy);
- Phân tích ổn định, tính năng điều khiển (manoeuverability).

(iii) Thiết kế kết cấu:

- Sức bền dọc, sức bền cục bộ;
- Lựa chọn vật liệu trên cơ sở tối ưu trọng lượng;
- Phân tích tính toán kết cấu bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

(iv) Thiết kế và tính toán váy đệm khí:

- Thiết kế cấu hình váy;
- Hình học váy và lực tác động lên váy.

(v) Thiết kế hệ thống đẩy và nâng:

- Tính toán thiết kế chong chóng đẩy, quạt nâng;
- Thiết kế đạo lưu;
- Thiết kế hệ thống truyền động.
- Chọn động cơ.

(vi) Thiết kế thi công tổng thể, thiết kế chi tiết, qui trình công nghệ chế tạo:

- Hệ thống bản vẽ hoàn chỉnh: bố trí chung, các kết cấu cơ bản, kết cấu váy, hệ thống nâng, hệ thống đẩy, hệ thống lái, bố trí buồng lái, hệ thống bảo vệ và các bản vẽ chi tiết;
- Qui trình công nghệ chế tạo thân, váy, lái...
- Chọn vật liệu và công nghệ chế tạo thích ứng.

(vii) Chế tạo tàu đệm khí theo thiết kế và chạy thử, hiệu chỉnh:

- Đặt hàng và nhập các thiết bị, vật tư chính cần thiết: động cơ, chong chóng đẩy, quạt nâng, vật tư làm thân tàu, vải làm váy, các chi tiết trong hệ thống truyền động, hệ thống nâng hay đẩy (ô đỡ các loại, puli, giá đỡ, bạc, bích nối...), các thiết bị chỉ thị, công tắc an toàn...

- Chế tạo và thi công lắp ráp thân tàu, đệm váy khí, hệ thống truyền động, bệ đỡ động cơ, hệ thống lái, buồng lái, hệ thống điện khởi động, chỉ thị tốc độ.

- Chạy thử tàu không tải tại Phòng thí nghiệm của Bộ môn (chủ yếu để kiểm tra lực nâng, cân chỉnh hệ thống truyền động, kiểm tra cân bằng động chi tiết quay).

- Chạy thử tàu tại Nhơn Trạch – Đồng Nai ít nhất 3 lần.

- Thực hiện các cân chỉnh, điều chỉnh thích hợp.

4. THIẾT KẾ VÀ THI CÔNG

Xuất phát điểm của nghiên cứu sẽ bắt đầu trên cơ sở phân tích một số tàu mẫu cỡ nhỏ có các thông số chính được giới hạn (trọng lượng từ 250 đến dưới 550 kg, chiều dài tàu đệm khí từ 4÷5 m, bề rộng đệm khí khoảng 2 m, chiều cao váy đệm khí theo điều kiện ổn định, tổng công suất máy (gồm máy đẩy chính và máy nâng, nếu bố trí 2 động cơ riêng biệt), tốc độ trên dưới 30 hải lý/giờ (knots) với một số bản vẽ bố trí chung, công dụng, tải trọng có ích (sổ chõ), khu vực và tâm hoạt động, tính ổn định, tính chịu sóng gió, tính chống chìm, khả năng điều khiển, rung động và tiếng ồn, điều kiện vật liệu làm thân vỏ tàu, vật liệu và kiểu váy, thiết bị trên tàu (lái, chằng buộc), hệ thống điện, thiết bị chuyên ngành (la bàn, định vị hàng hải...). Trong điều kiện Việt Nam, các vấn đề đề cập trên sẽ chính là **yêu cầu và nhiệm vụ thiết kế**, gọi là giai đoạn 1 của thiết kế tàu đệm khí.

Về nguyên lý, thiết kế tàu đệm khí không khác nhiều so với thiết kế tàu truyền thống. Thiết kế tàu đệm khí cũng trải qua các **giai đoạn thiết kế cơ sở**, gọi là giai đoạn 2 của thiết kế tàu đệm khí, gắn liền với xác định đặc tính của tàu đệm khí sau này. Tài liệu nước ngoài đề cập vấn

đề này dưới hai khái niệm concept design và preliminary design, mà, trong khuôn khổ thiết kế tàu đệm khí phải xem xét:

- Xác định lượng chiếm nước (tàu đệm khí khi tắt váy), lực nâng cần thiết (tàu đệm khí khi mở váy);

- Xác định sơ bộ các kích thước chính: chiều dài, chiều rộng, chiều cao, chiều chìm trung bình tương ứng với các kích thước váy cũng được xác định, chiều cao mạn khô cũng được đề cập trong giai đoạn này.

- Trên cơ sở các kích thước này với các hệ số đầy hay các công thức kinh nghiệm của riêng loại tàu đệm khí, loại váy khí mà định hình dáng vỏ tàu, váy đệm khí. Công tác lập bản vẽ đường hình tàu (phần cứng), váy (phần mềm) được thực hiện ngay lúc này.

- Xác định lực nâng, lực cản của tàu đệm khí làm cơ sở để xác định công suất nâng, công suất đẩy theo yêu cầu đặt ra.

- Phác thảo bố trí chung. Xác định trọng lượng, trọng tâm tàu trên cơ sở bố trí chung và bản vẽ kết cấu ban đầu.

Giai đoạn tiếp theo là **giai đoạn thiết kế kỹ thuật**, giai đoạn 3 của thiết kế tàu đệm khí, là giai đoạn xác định chính xác các đặc trưng của tàu đệm khí, trang thiết bị, bản vẽ và tính toán được chi tiết hóa. Thời điểm này cũng chính là giai đoạn bắt đầu công tác thiết kế thi công (production design), thiết kế chi tiết, qui trình công nghệ đóng, lắp ráp hệ thống, thiết bị trên tàu, cụ thể cho:

- Thân tàu đệm khí;
- Hệ thống váy và đệm khí;
- Hệ thống nâng;
- Hệ thống đẩy;
- Lựa chọn các thiết bị chính và bố trí động cơ, truyền động.
- Hệ thống điện khởi động, đo tốc độ, thông tin, liên lạc...

Nhìn chung, trong các giai đoạn thiết kế, các phương pháp tính toán lý thuyết tin cậy, phương pháp tính toán số hiện đại và thực nghiệm đo lường sẽ được cân nhắc áp dụng nhằm đạt được kết quả tốt nhất. Trong khi đó, việc thi công chế tạo tàu đệm khí theo thiết kế và chạy thử, hiệu chỉnh sẽ bám theo nội dung (vii) (Mục 3) với hệ thống bản vẽ kỹ thuật chuẩn mực, qui trình đóng

và giám sát thi công đầy đủ, rõ ràng. Trong một số trường hợp tính toán, thi công, bài toán tối ưu cũng sẽ được đặt ra nhằm đạt được mục tiêu về kinh tế, kỹ thuật đặt ra của tàu đệm khí nghiên cứu.

Việc thiết kế theo phương pháp tàu mẫu (parent ship) là phương pháp mà trong nước áp dụng phổ biến vì dễ thực hiện, chủ tàu và đảng kiểm cũng dễ thông qua phương án (Hình 2). Nhóm nghiên cứu cũng định hướng theo phương pháp này nhưng dựa trên các cơ sở lý thuyết cơ bản để cải tiến và đưa ra các mô hình tính toán sát thực hơn đối với loại hình tàu đệm khí. Phương pháp tính toán số (CFD, phần tử hữu hạn...) và đo lường thực nghiệm cũng được xem xét áp dụng nhiều hơn. Bên cạnh đó, việc phối hợp chặt chẽ giữa các nhóm nghiên cứu, nhóm thiết kế, nhóm công nghệ với sự tham gia của nhiều đơn vị liên đới (đơn vị nghiên cứu, đơn vị thử nghiệm, đơn vị sản xuất, kinh doanh khoa học công nghệ...) cũng tạo ra một sự đảm bảo thông tin nhanh chóng nhằm hướng đề tài có đầu ra đầy đủ và đúng nghĩa nhất. Đây cũng là cách làm mới mẽ mà tổ chức thiết kế hay tổ chức sản xuất trong nước ít áp dụng.



Hình 2: Thiết kế thi công 3D tàu đệm khí.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu thành công việc chế tạo tàu đệm khí sẽ khẳng định bản lĩnh và trình độ nghiên cứu của các nhà kỹ thuật của Việt Nam, trình độ công nghệ và khả năng tổ chức tính toán thiết kế, chế tạo, xây dựng công nghệ... không thua kém các đồng nghiệp nước ngoài. Nghiên cứu này cũng tự tạo ra nguồn tư liệu khoa học kỹ thuật quý báu trong lĩnh vực thiết kế và chế tạo

tàu đệm khí phục vụ đào tạo, nghiên cứu khoa học trong các lĩnh vực kỹ thuật tàu thủy, kỹ thuật hàng không, công nghệ vật liệu, điều khiển tự động, kỹ thuật đo lường. Điều này góp phần trực tiếp trong công tác đào tạo cán bộ kỹ thuật một cách hiệu quả.

Tàu đệm khí đầu tiên ở Việt Nam được nghiên cứu và chế tạo bài bản, kích thích cho các dòng sản phẩm tàu nhanh, phi cơ cùng phát triển (tàu WIGS, PARWIG, thủy phi cơ...) bằng kinh nghiệm thực hiện và tổ chức của nhóm đi tiên phong. Nghiên cứu cũng góp phần nâng cao trình độ đóng tàu của Công nghiệp Tàu thủy Việt Nam trong một loại tàu xác định.

Đối với các cơ sở ứng dụng kết quả nghiên cứu, việc có thêm mặt hàng mới tham gia thị trường, mở ra cơ hội kinh doanh du lịch nhờ sự hấp dẫn của loại hình tàu đệm khí; giải quyết một phần về phương tiện cứu hộ, cứu nạn sau lũ; phục vụ an ninh, quốc phòng có ý nghĩa lớn và nhìn thấy trước được.

Ngoài ra, dự án, một khi được khởi động, góp phần mở rộng việc chế tạo phương tiện mới, tăng tỉ lệ nội địa hóa (do đó giảm ngoại nhập) và khi sản xuất ổn định và có thị trường sẽ tăng sức cạnh tranh và mang lại hiệu quả kinh tế. Tàu đệm khí sử dụng các vật liệu và công nghệ ít gây hại đến môi trường, tiết kiệm năng lượng trong thi công (cắt nhiệt, composite chân không, kỹ thuật không khuôn...). Nó góp phần khai thác các vùng sông nước có mớn nước nông hoặc bị rong rêu không sử dụng được loại tàu chân vịt, rừng ngập mặn, hải đảo... hiệu quả hơn cũng như giải quyết bài toán phương tiện phục vụ vui chơi giải trí, thể thao cho dân chúng cũng như cứu hộ, cứu nạn.

Bài báo này cũng được thực hiện trong khuôn khổ đề tài nghiên cứu khoa học trọng điểm quốc gia 2010 – Đại học Quốc gia Tp.HCM đã được đăng ký và bảo vệ đề cương ngày 02/7/2009.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. L.Yun, A. Bliault, Theory and Design of Air Cushion Craft, Arnold 2000.
2. Hovercraft Construction and Operation, Universal hovercraft 2004.

3. <http://www.hovercraft.com>
4. <http://www.hovercrafters.com>
5. Sunho Park, Jaekyung Heo, Byeong Seok Yu, A Practical Estimation of Static Stability of a Hovercraft, Journal of Ship & Ocean Technology, Vol. 10, No.3, pp. 27~35, 2006.
6. Lê Đình Tuân, Trần Nguyễn Nguyên Khôi, Nguyễn Trí Dũng, Các vấn đề chung về thiết kế tàu đệm khí và khả năng ứng dụng, Hội nghị KH&CN lần thứ 10, ĐHBK-ĐHQGTp.HCM, 10/2007.
7. Lê Đình Tuân, Báo cáo định kỳ đề tài NCKH cấp ĐHQG năm 2007 (mã số B2007-20-28): Thiết kế thi công tàu đệm khí cỡ nhỏ, 6/2008.
8. Thomas Lamb, John L. Allison, Ship Design and Construction (chapter 47: Hovercraft), SNAAME 2003.
9. Hội Khoa học Kỹ thuật Biển tại Tp.HCM, Tọa đàm về Tàu đệm khí, Tp.HCM 13/9/2008.

APPLICATION OF A REAL-CODED GENETIC ALGORITHM FOR THE FITTING OF A SHIP HULL SURFACE

Tat-Hien Le and Dong-Joon Kim*

Department of Naval Architecture and Marine Systems Engineering, Bach Khoa University of Hochiminh City, Vietnam

* Department of Naval Architecture and Marine Systems Engineering,, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

ABSTRACT

The applicability of optimization techniques for hull surface fitting has been important in the ship design process. In this research, the Genetic Algorithm has been used as a searching technique for solving surface fitting problem and minimizing errors between B-spline surface and the ship's offset data. The encoded design variables are the location of the vertex points and parametric values. In the early design stage, a NUB surface is more convenient for performance visualization and finite-element methods. It can be readily translated into many CAD/CAM packages, which facilitate the smooth transition of data across the different design stages.

Key words: Surface Fitting; Hull Form Reconstruction; Genetic Algorithm; Multimodal Optimization; Simultaneous Multi-Fitting.

1. INTRODUCTION

Surface modeling is the key for integrating ship design and analysis into manufacturing and other application (Rogers et al., 1983). The most frequently used technique in ship design is the skinning method. To avoid the difficulties of discontinuity problems in bodylines, Lu introduced the waterlines-skinning method for surface reconstruction (Lu et al., 2008). However, the disadvantage of the skinning method is that the accuracy of the surface depends on the distance between sections (or waterlines) for complicated shapes and the uneven distribution of the given data-points at each section (or waterline), etc.

In order to ensure the surface quality of complicated shapes, the ship hull has to be divided into some patches (Lee and Kim, 2004). However, difficulties arise through the continuing-patches problem and problems in automatic fairing.

Compared to the subdivision of a hull form into patches, the fitting of a single NUB surface is more convenient for

performance visualization, numerical analysis, fairness of the whole surface, etc.

The main contribution of this research is the simultaneous fitting of two different NUB boundary curves and the interior given a set of data points through a GA for the single NUB surface of a ship hull form. A single surface has more advantages with regard to curve representation, boundary conditions, and fairness of the solution.

2. APPLICATION OF NUB SURFACE FITTING IN SHIP HULL DESIGN

In practice, most shipyards use their existing mother ships for the modification of hull surfaces.

2.1. NUB Surface-fitting

Each NUB point can be expressed as follows (Rogers, 1977; Chen and Huang, 2003):

$$\begin{aligned}
D_{1,1}(u_i, w_1) = & \\
N_{1,k}(u_i) [& M_{1,j}(w_1)B_{1,1} + M_{2,j}(w_1)B_{1,2} + \dots + M_{m+1}(w_1)B_{1,m+1}] + \\
& \cdot \\
& \cdot \\
N_{n+1,k}(u_i) [& M_{1,j}(w_1)B_{n+1,1} + M_{2,j}(w_1)B_{n+1,2} + \dots + M_{m+1}(w_1)B_{n+1,m+1}] \\
& \cdot \quad (1)
\end{aligned}$$

In Eq. (3), [D] is an $r \times s \times 3$ matrix that contains the 3D coordinates of the surface data-points, [C] is an $r \times s \times n \times m$ matrix of the products of the NUB basis functions, and [B] is an $n \times m \times 3$ matrix of the 3D coordinates of the required vertices. The required vertices are obtained through matrix inversion if [C] in Eq. (3) is square:

$$[B] = [C]^{-1}[D]. \quad (2)$$

2.2. The effect of the Knot Vector and Vertices on the NUB surface

The knot value is one of the most important of NUB surfaces. Basically, two types of knot vector are used: uniform and non-uniform.

$$[0 \ 1 \ 2 \ 3 \ 4] \text{ or } [0 \ 0.25 \ 0.5 \ 0.75 \ 1]$$

Non-uniform knot vectors may have either unequally spaced.

$$[0 \ 0 \ 0 \ 0.3 \ 0.6 \ 1 \ 1 \ 1]$$

Also, the effect of multiple vertices is very important for defining the knuckle at the stern, the tangential line, and the bottom line in the ship hull form (see Fig. 1).

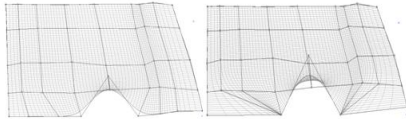


Fig. 1 Knuckle with and without multiple vertices.

2.3. Matrix-inversion Problems in NUB Surface-fitting

Originally, the numbers of data points given for each sectional curve are not the same. Matrix inversion is not a solution for the given, irregular data-points (see Fig. 2).

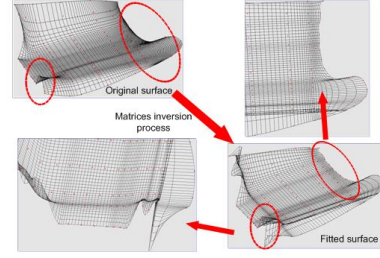


Fig. 2 Constraints in matrix inversion.

As was pointed out in this section, it is impossible to find any algorithm that can address all kinds of shape. GA has been proposed as an optimization algorithm for surfaces through the use of numerical techniques.

3. THE GOALS OF OPTIMIZATION

In general terms, optimization is a process of making the result better (Goldberg 1989). To obtain a good NUB surface-fitting approximation, the fitness function (minimum error between the given data-point and the surface point) must be specified as precisely as possible.

3.1 Overview of Real-coded GAs

In lieu of bits in the crossover and mutation processes, a real-coded GA has been introduced. The basic structure of a GA is illustrated in Fig. 3.

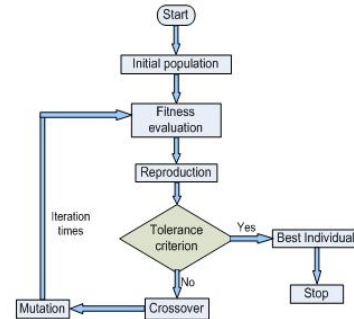


Fig. 3 Overview of a genetic algorithm.

3.2 Fitness Function for NUB Surface-fitting

The fitness function is the cumulative error, Q , between the given data-points of the form, G , and their closest points of the form, $D(u,w)$, on the fitted surface. The fitness function is defined thus:

$$Q = \sum_{i=1}^N \sqrt{\{D(u_i, w_i) - G_i\}^2}. \quad (3)$$

3.3 Encoding for the Initial Population

Each base curve (or surface) is considered as an individual in the population.

3.4 The Reproductive Process

The steady-state selection is a generic method (Whitley and Kauth, 1988). Each individual in the population has a fitness value. The main idea of this selection is that the good (top 80%) individuals in the population (the good group) are selected for reproduction and the rest (the bad group) are discarded.

3.5 The Crossover Process

The encoded design variables are arranged in a dimensional form as a “string” (individual). The parent individuals divide the string into sub-strings and randomly swap the sub-strings between themselves to create new individuals through the Crossover process.

3.6 The Mutation Process

The role of mutation in GAs is to restore lost genetic material into the population to prevent a convergence of the GA to suboptimal solutions.

3.7 Crossover and Mutation Probabilities

The efficiency of implementing a GA also depends on the population size, crossover rate, and mutation rate. In practice, we adaptively applied p_c and p_m in response to the fitness value with a default crossover rate (of 0.6) and a mutation rate (of 0.05) for every individual in the population. If the values of p_c and p_m are greater than the default rate, crossover and mutation processes occur. As a result, the values of p_c and p_m were automatically increased when the solution got stuck at a local optimum and automatically decreased when the solution was scattered in the population.

4. THE FITTING OF A SINGLE NUB SURFACE

4.1 Yoshimoto’s Method for Boundary Curves

In 2003, Yoshimoto recommended a GA for creating a good knot-value as a variable for NUB curve-fitting (Yoshimoto et al., 2003). This technique can be applied to boundary curves, especially the curves of the stern and bulbous bows (see Fig. 4).

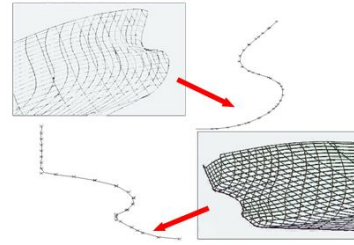


Fig. 4 Application of GAs in boundary-curve fitting.

However, in surface fitting, the NUB surface must have the same knot-value in the u and w directions. The problem is how to combine the knot-value systems at the stern and bow boundaries with the knot-value set in the w direction.

Accordingly, the hull shape does not prevent the twist problem at knuckle points and unwanted discontinuities in the local shape where the discontinuity condition is not necessary (see Fig. 5).

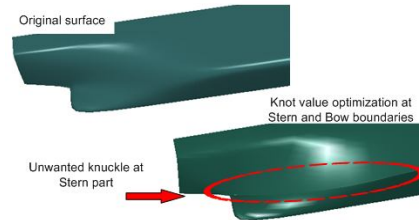


Fig. 5 The problem of unwanted knuckles.

4.2 New Approach for Simultaneous GA Fitting for Multiple Boundary Curves

Instead of single curve fitting, the stern and bulbous boundaries were simultaneously fitted by the GA (see Fig. 6). This means that the knot value should be optimized for both the stern and bow curves. The sum of squares of the residual, Q , is then written as:

$$Q = Q_{stern} + Q_{bow}, \quad (4)$$

where

$$Q_{stern} = \sum^N \{S_{stern}(u, w) - F_{stern}\}^2$$

and $Q_{bow} = \sum^K \{S_{bow}(u, w) - F_{bow}\}^2$ are the fitness

values of the boundaries. In Eq. (5.1), N and K are the numbers of the given data-points at the boundaries, F_{stern} and F_{bow} , while $S_{stern}(u, w)$ and $S_{bow}(u, w)$ are the curve's points after multiple curves are fitted by the GA.

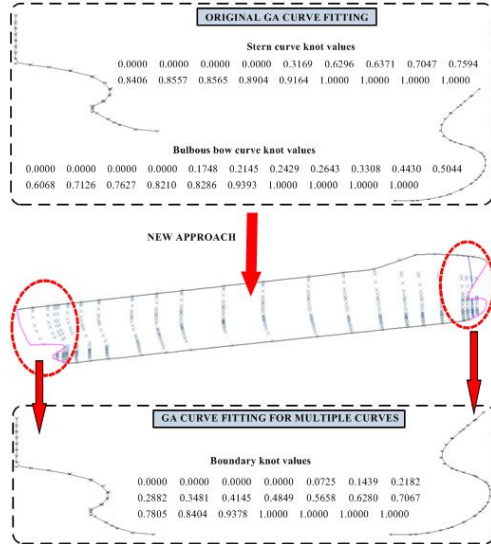


Fig. 6 Simultaneous GA fitting for multiple curves at the stern and bow boundaries.

The advantage of this approach is that it handles knuckle points and the twist problem easily.

4.3 Handling Weak Knuckle Points and the Twist Problem

The use of adaptive adjustment of the double-vertex process will be efficient for boundary curves. The process is as follows:

- Step 1: The knuckle points should be defined.
- Step 2: The knot-value system at the boundaries is supposed to be of a uniform value.
- Step 3: With the above knot-values, the GA curve multi-fitting technique is applied on the vertices as variables.
- Step 4: With the above vertices, the GA curve multi-fitting technique is applied

again on the knot value as the variable. If the required precision is attained, we stop the process. Otherwise, we return to step 3.

Obviously, any change in these vertices and knot values will result in the knuckle points in a very stable manner (see Fig. 7).

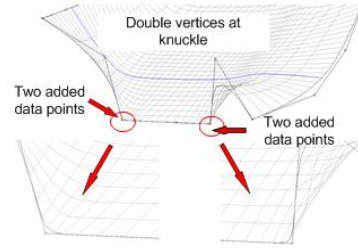


Fig. 7 Double vertices at the knuckle.

4.4 Vertex Encoding for the Initial Population in Surface Fitting

The NUB surface-fitting is solved as an optimization problem. For the given interior data-points, vertices are produced as control variables (see Fig. 8).

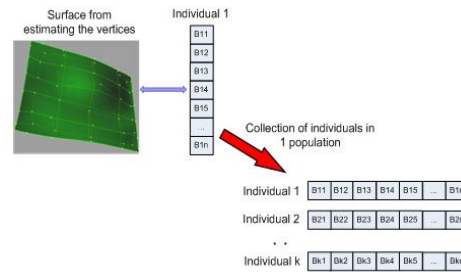


Fig. 8 Real-coded values in individuals.

From the initial step, the vertices can be generated with the same x and z coordinate values of the given data-points and the deviation, δ , in the y direction (see Fig. 9).

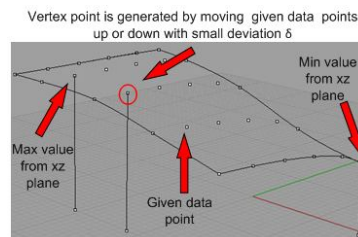


Fig. 9 The generation of vertices at the initial population.

4.5 The Crossover Process

Fig. 10 shows that individual 1 has received a new sub-string from individual 2 for generating a new individual in the next population.

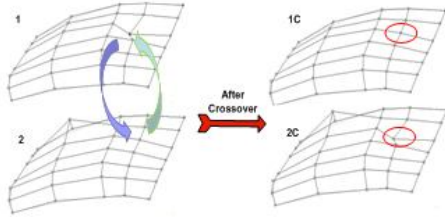


Fig. 10 The crossover procedure.

4.6 The Mutation Process

The variable design has a deviation with a size of δ , as given by Eq. (5.3).

$$[B_{new}] = [B_{old}] + \delta \cdot \quad (5)$$

Therefore, the surface quality improves through a good fit after each generation (see Fig. 11).

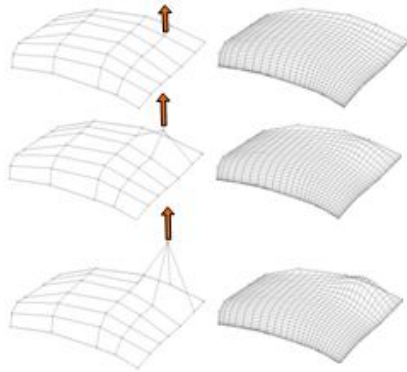


Fig. 11 The mutation procedure.

4.7 Finding the Nearest Point for the Fitness Function

Through the Jacobian inversion process (Choi, 1991), the parametric values, u and w , can be ascertained (see Fig. 12). We obtain the closest point on the surface to the original given data-point, G , by solving the following linear equations.

$$d = G - r(u, w); e = r(u', w') - G \quad (6)$$

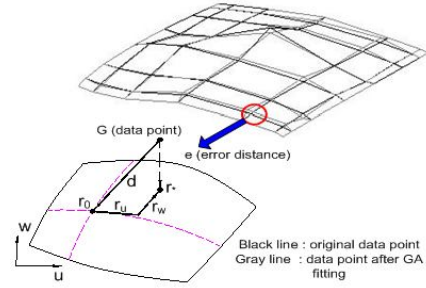


Fig. 12 The given data-point and the closest point on the NUB surface.

In order to compare the error value across models, the normalized error value is defined by dividing the total error by the difference between the maximum and minimum values in the data range.

$$E_{normalized\ error} = \frac{\sum_{i=1}^N e}{N \sqrt{(x_{max} - x_{min})^2 + (y_{max} - y_{min})^2 + (z_{max} - z_{min})^2}} \quad (7)$$

5. INSTANCES OF APPLICATION

In this study, the GA process was written in C++ and run on a 2.4 GHz processor.

Figs. 13 ~15 and Table 1 illustrate the quality of the NUB surface at the initial and final generations of a container ship.

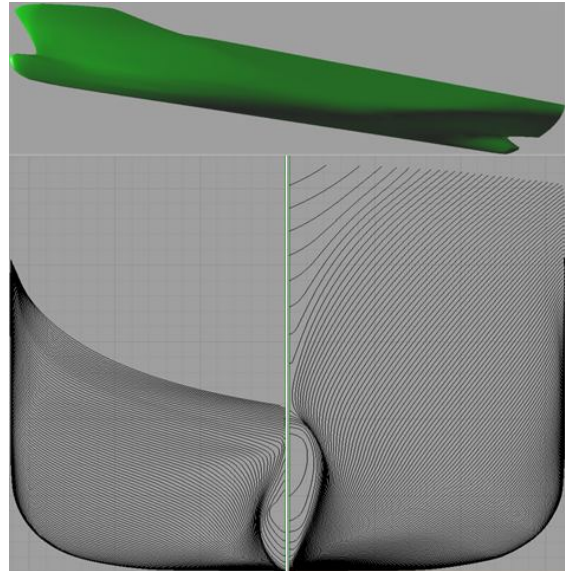


Fig. 13 The single NUB surface and the sectional plan based on the fitted surface at the 40000th generation.

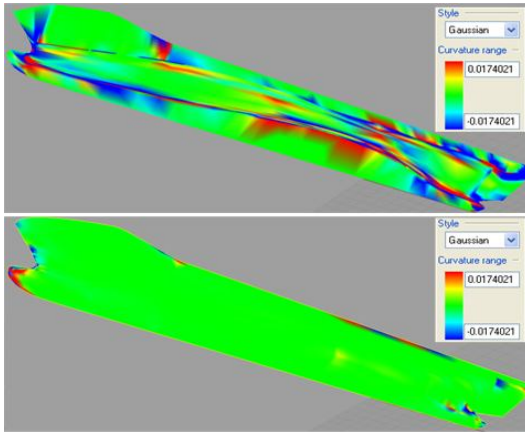


Fig. 14 The Gaussian curvatures of the container ship at the 1st and 40,000th generations.

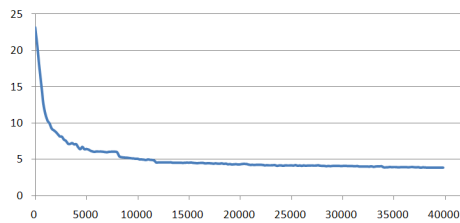


Fig. 15 The fitness value for generations of the container ship.

Table 1

Normalized error between the given data-points and the container surface points.

No. of vertex-points in the u and w directions	Computational time	Normalized error
17 x 21	9 hours	0.0018

Generally speaking, GA techniques are good for global searching. From this example, the result is seen to be dependent on the computing time of the GA process while effective convergence is guaranteed.

6. CONCLUSIONS

The main contribution of this research is to construct the NUB surface through simultaneous multi-fitting by the implementation of a GA for the optimization of vertices and knot values. In

instances of application, the present technique yields high visual quality in the cases of a container ship with a bulbous bow and stern. The accuracy of each surface-model is dependent on the computational time per generation of the GA process, while the convergence of the solution is guaranteed by the required precision.

In conclusion, the single NUB surface can be translated for the purpose of environmental analysis through CFD, CAD and other finite-element methods. For future research, emphasis should be on accelerating the speed of optimization for ship hull surfaces.

REFERENCES

1. B.K. Choi, 1991, Surface Modeling for CAD/CAM. Elsevier Amsterdam – Oxford – New York – Tokyo
2. C. Lu, Y. Lin, Z. Ji, M. Chen, 2008. NURBS based Ship Form Design Using Adaptive Genetic Algorithm. Proceedings of the Eighteenth International Offshore and Polar Engineering Conference.
3. D.E. Goldberg, 1989, Genetic algorithm in search, optimization. and machine learning, Addison-Wesley.
4. D. F. Rogers, S. G. Satterfield, F. A. Rodriguez, 1983. Ship Hulls, B-spline Surfaces and CAD/CAM. IEEE 0272-1716
5. F. Yoshimoto, T. Harada, M. Moriyama, Y. Yoshimoto, 2003. Data Fitting with a Spline using a Real Coded Genetic Algorithm. Computer Aided Design 35, 751-760
6. R. W. Birmingham, T. A. G. Smith, 1998. Automatic Hull Form Generation: a practical tool for design and research. Proceedings of the Seventh International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units, 281-287.
7. T.H. Le, D.J. Kim, K.C. Min, S.W. Pyo, 2009. B-spline Surface Fitting using Genetic Algorithm. Journal of the Society of Naval Architectures of Korea 46 (1), 87-95.

MANEUVERABILITY OF AN IMPROVED FISH ROBOT ACTUATED BY PIEZOCERAMIC ACTUATORS

Quang Sang Nguyen^{1,2,3}, Hoon Cheol Park^{1,2}

¹Artificial Muscle Research Center & Smart Robot Center, Konkuk Univ.,
Seoul 143-701, Korea

²Department of Advanced Technology Fusion, Konkuk Univ., Seoul 143-701, Korea

³Faculty of Transportation Engineering, Hochiminh City University of Technology, Viet Nam

ABSTRACT

In this paper, an improved fish robot actuated by four light-weight piezocomposite actuators (LIPCA) is presented. In the fish robot, we developed a new actuation mechanism working without any gear and thus the actuation mechanism was simple in fabrication. With the new actuation mechanism, the cross section of the fish robot became 30% smaller than that of the previous model. Performance tests for the fish robot in water were carried out to measure the tail-beat angle, thrust force, swimming speed for various tail-beat frequencies from 1Hz to 5Hz, and turning radius at the optimal frequency. The maximum swimming speed of the fish robot was 7.7 cm/s at 3.9Hz tail-beat frequency. Turning experiment showed that the swimming direction of the fish robot could be controlled by changing the duty ratio of driving voltage; the fish robot could turn left and right with 0.41 m and 0.68m turning radii, respectively.

Keyword: Biomimetic, fish robot, LIPCA, piezoceramic actuator, duty ratio.

1. INTRODUCTION

Recently, biomimetics is one of the most rapidly developing research fields in engineering. Researchers have been creating good designs from observing mode of transportation in nature. Particularly, fish have been exploited because they exhibit excellent power efficiency and maneuverability, which are better than those of conventional propeller-based marine vehicles [1,2]. Furthermore, silent motion is another feature of fish, which makes fish hard to be detected.

In an effort to mimic the silent swimming of fish, artificial muscles have been used to propel underwater systems. The artificial muscles include polymer-based actuator, metal-based actuator, and PZT-based actuator. The Ionic Polymer-Metal Composite (IPMC) is a representative of polymer-based actuator [3].

With the application of just a few volts, IPMC can produce a large deformation; however its actuation force is small. A sample of this application is an autonomous rajiform swimming robot using IPMCs as actuators which is proposed by Yamamura et al. [4]. To overcome the limited actuation force, Yamamura operated IPMC with high current and used a lot of IPMCs. In this robot, sixteen IPMC strips were implemented into two pectoral fins. Another example of IPMC application is a centimeter-scale autonomous robotic fish introduced by Ye et al. [5]. The autonomous fish robot was made in small size to reduce its drag force. Dielectric materials also have potential as a polymer actuator [6]. The electro-active material can produce a large volume change; however it needs a kilo-Volt input for a membrane with a thickness of a few millimeters. A representative metal-based actuator is shape memory alloy (SMA). SMA can produce a large displacement, high actuation force, and high power density. On the other hand, its response is

slow and requires high temperature for actuation, i.e., high power consumption. A typical example of SMA application is a subcarangiform fish robot developed by Terada et al. [7]. Lead Zirconate Titanate (PZT) or piezoelectric materials with salient characteristics such as fast response and large actuation force have been widely used for sensors and actuators. However, their actuation displacement is small. To increase actuation displacement of actuator based on piezoelectric material, researchers proposed PZT-based unimorph actuators in which a thin PZT layer plays a role as the actuating element. One of the first PZT-based unimorph actuators is the thin layer composite unimorph piezoelectric driver (THUNDER) [8]. THUNDER shows relatively fast actuation response and high actuation force, but its actuation displacement is still small even at an input of hundreds of volts. A representative application of THUNDER is a floating boat proposed by Borgen et al. [9]. In this boat, two sets of THUNDER actuators were installed side by side to make a hinged linkage system.

The light-weight piezocomposite actuator (LIPCA) is another PZT-based unimorph actuator. In comparison with THUNDER, metals layers in THUNDER are replaced with multiple composite layers in LIPCA [10]. Although, the actuation performance of the LIPCA is better than that of the THUNDER in many ways, the LIPCA still produces an actuation displacement of only a few millimeters under an input of hundreds of volts. Recently, we have been developing a series of fish robots actuated by LIPCA [11-12]. The fish robots were evaluated in terms of the Reynolds number and Strouhal number [13]. Gears and links were used in the actuation mechanism of the fish robots [11,12]. In the four LIPCA-driven fish robot, the four LIPCAs were parallel mounted in a simply supported configuration: two LIPCAs at the top, and two LIPCAs at the bottom of the linkage system [12]. The actuation mechanism was installed in an artificial water-proof fish body. The fish robot swam at speed of 3.4 cm/s in the wired-swimming and 3.2 cm/s in the free-swimming; however, these speeds are lower than those we expected. The low swimming speed was mainly caused by a high drag force due to a large cross section of the fish robot.

In this work, we have presented an improved fish robot which has a smaller cross section than that of the previous model [12]. We devised a new actuation mechanism in which four LIPCAs were placed at the bottom of linkage system. The following sections explain details on the design and analysis of the actuation system, thrust force measurement, swimming test, and turning radius measurement.

2. FISH ROBOT CONFIGURATION

2.1 Body of fish robot

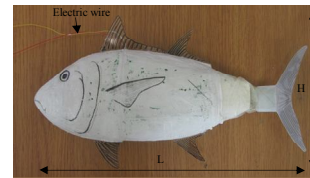


Fig. 1. The fish robot.

The fish robot has two main parts: actuators and a new linkage system. The body of the robot fish is made of acrylic and covered with silicon sealant. The dimension of the fish robot, shown in Fig. 1, is 26 cm long, 12.3 cm high, and 4 cm width ($L \times H \times W$). To achieve a large thrust force, we mimicked the body and/or caudal fin movements [14]. The streamline body of the fish robot mimicked the shape of blackfin tuna this because this is one of fastest swimming fish.

2.2 Actuator

The LIPCA is a layered piezo-composite unimorph actuator. It can produce out-of-plane motion and relatively high actuation force. Fig. 2 shows geometry and lay-up structure of LIPCA: three layers are made of glass/epoxy with a low modulus and a high coefficient of thermal expansion; one layer is made of carbon/epoxy with a high modulus and a low coefficient of thermal expansion; the final player is a PZT ceramic wafer [10].

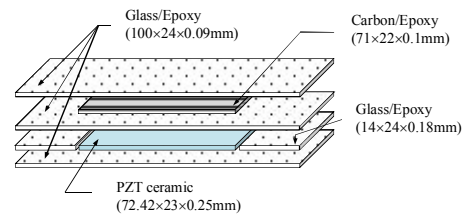


Fig. 2 Dimension and lay-up structure of LIPCA.

Fig. 3 presents the LIPCA after fabrication. In the fish robot, we used four LIPCAs for actuation force generation.

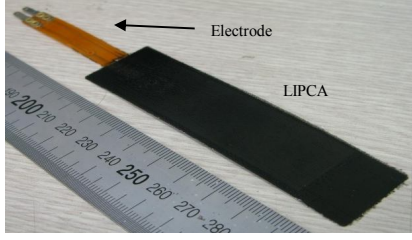


Fig. 3. Fabricated LIPCA.

2.3 Tail fin of fish robot

For tail fin, we mimicked the shape of tuna's tail fin. The artificial tail fins of the fish robot were made of elastic material with 1 mm in thickness. In this work, four scaled tail fins were used to identify a proper tail fin size, as shown in Fig. 4. Areas of 0.6A, 0.8A, A, and 1.2A tail fin were 8.4 cm², 11.2 cm², 14 cm², and 16.8 cm², respectively. A (14 cm²) was the area of the tail fin in the previous model [12].

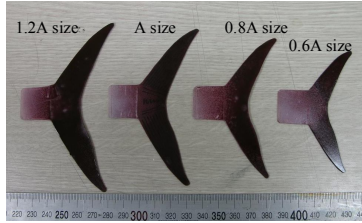


Fig. 4. The tail fins with different area.

3. DESIGN AND FABRICATION OF ACTUATION SYSTEM

3.1 Design and working principle of linkage system

The new linkage system was composed of several links without any gear; it was simpler than that in the previous model. Fig. 5 shows the actuation system in which the four LIPCA actuators were mounted at the bottom. The linkage system has two functions: it amplifies the bending displacements produced by the LIPCAs, and creates tail-beat motion. Fig. 6 shows working principle of the actuation mechanism. The linkage system amplifies the up and down bending displacement created by LIPCAs to generate the right and left tail-beat motions, respectively. The actuation

displacement at the center of the LIPCAs, which is denoted by “dispL”, creates the pitch angle α_1 of the link 1, shown in Fig. 7. The angle α_1 is amplified to angle α_2 of the link 2 due to the difference in lengths of the link 1 and the link 2; the link 2 is shorter than the link 1. Through the link 3, the link 4, and the link 5, the angle α_2 is magnified to the yaw angle α_3 , where the link 5 is shorter than link 3. Finally, the tail-beat angle α_4 is created at the link 7, where an artificial caudal fin is attached.

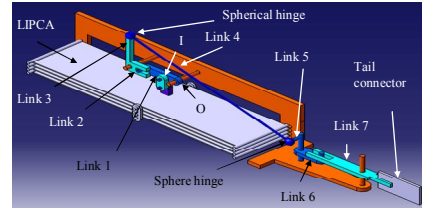


Fig. 5. Design of the actuation mechanism.

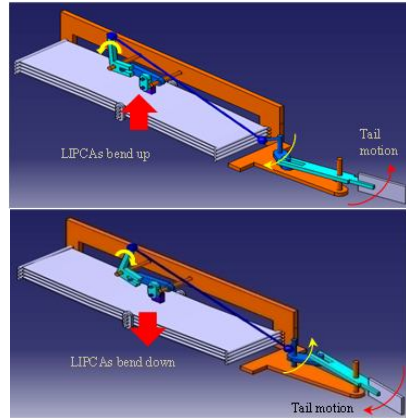


Fig. 6. Working principle of the actuator.

3.2 Analysis of tail-beat angle

In Fig. 7, the dashed lines indicate the initial position of each link. The solid lines show the position of the links during actuation displacement dispL. The tail-beat angle of the fish robot in air can be estimated by the vector calculus to evaluate the actuation mechanism. As shown in Fig. 7, dispL is transferred to the link 1 at the point I. For a small α_2 , the link 4 is assumed to move in a horizontal plane. The tail-beat angle α_4 can be calculated as follows:

$$\alpha_4 = \tan^{-1} (L_6 \sin \alpha_2 / (L_7 + L_5 (1 - \cos \alpha_2))) \quad (1)$$

where

$$\alpha_2 = \cos^{-1}((a^2 + L_3^2 - L_4^2)/2aL_3) - \pi/2, \quad (2)$$

$$a = \sqrt{L_4^2 - L_3^2} - L_2 \tan \alpha_2, \quad (3)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1}(L_2 \sin \alpha_2 / (L_1 + L_2(1 - \cos \alpha_2))), \quad (4)$$

$$\alpha_1 \cong \text{disp}L/OI, \quad (5)$$

and L_i ($i = 1 \sim 7$) is length of the i^{th} link at the initial position when the tail-beat angle is zero.

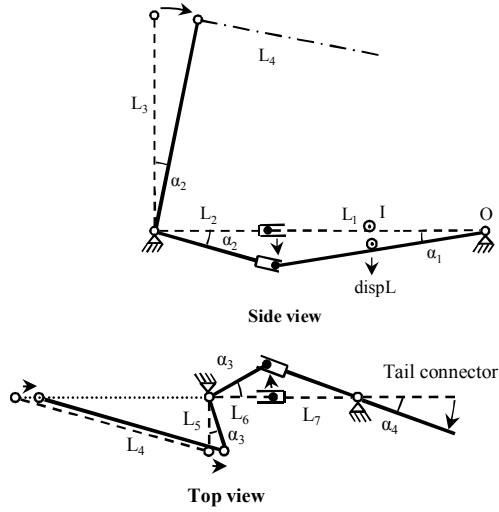


Fig. 7. Configuration of linkage system.

Fig. 8 shows the calculated tail-beat angle for a given actuation displacement of the LIPCA by using equation (1). Plus and minus displacements of the LIPCA indicate up and down displacements of the LIPCA, respectively. In the analysis by using the equation (1), the tail-beat angle is about 24.3° for a LIPCA actuation displacement of 0.4 mm, which is -0.2 mm to 0.2 mm actuation displacement of the LIPCA (Fig. 8).

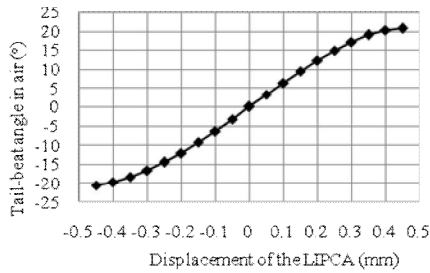


Fig. 8. The tail-beat angle.

The measured tail-beat angle of tail fin in air

at low frequency was about 24° for a LIPCA (2)

actuation displacement of 0.4 mm. Difference (3)

between the results of analysis and measurement (4)

was about 1.25%. Fig.9 shows a final assembly (5)

of the actuation mechanism; the components were made of acrylic material, carbon rod and spherical hinges. In the linkage system, the tail-beat angle was limited to a certain range due to the limited motion of spherical hinge motion as shown in Fig. 10. Maximum tail-beat angle of the fish robot was 24° , i.e., 12° to the right hand side and the left hand side, respectively.

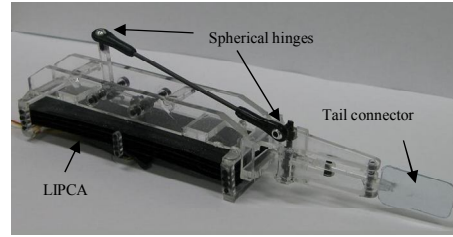


Fig. 9. Fabricated actuation mechanism.

3.3 Fabrication of actuation system

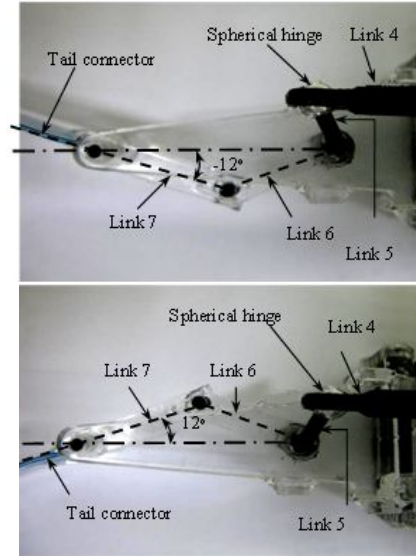


Fig. 10. The limited tail-beat angle.

When the new actuation mechanism was installed in the fish robot, cross section of the fish robot was smaller than that of the previous fish robot, as shown in Fig.11. The solid line shows the contours of the cross section and the dashed lines represent the sizes of the actuation mechanism. The cross section of the fish robot was 30% smaller than that of the previous model [12].

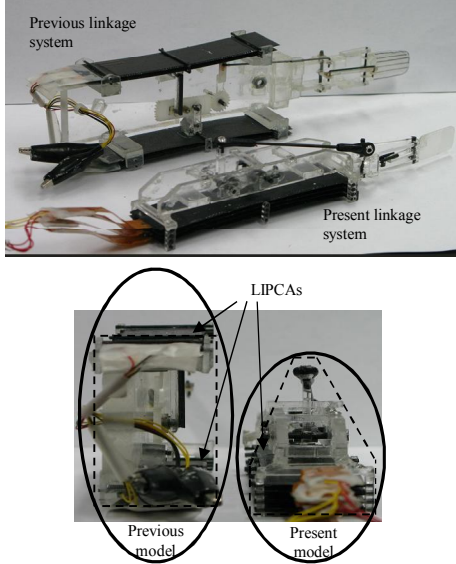


Fig. 11. Comparison between the present linkage system and the previous one.

4. PERFORMANCE OF FISH ROBOT

For all tests, the actuation system of the fish robot was operated at 250 V_{pp} in a square wave form supplied by an external power system. The external power system included a power supply (MATSUSADA model AML-1.5B40-LC), a function generator (AGILENT 33220A) to control the form of output voltage, and an oscilloscope (TEKTRONIKS TDS 2024) to check the output voltage.

4.1 Tail beat angle of the fish robot in water

In this work, the tail-beat angle in water was measured for the four tail fins shown in Fig. 4, and compared with that of the previous model by using the same tail fin area (tail fin A). For the measurement, the fish robot was held at a fixture as shown in Fig. 12. We captured images of the tail-beat motion with a high speed camera (PHOTRON FASTCAM-ultima APX 120K) at various tail-beat frequencies. From the photographs, we measured the tail-beat angle in water for a range of the tail-beat frequency from 1 Hz to 2.2 Hz.

Fig. 13 shows the measured tail-beat angle of the fish robot in water. At low tail-beat frequency (less than 1.4 Hz), the tail-beat angle was smaller than that of the previous model because the tail-beat angle could not be larger than 24° as shown in Fig. 10. When the tail-beat

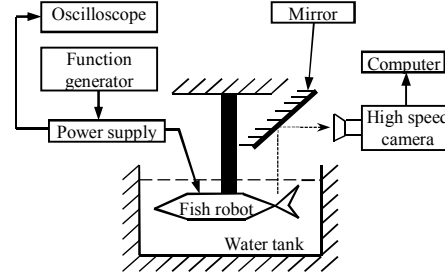


Fig. 12. Schematic diagram of the tail-beat angle measurement.

frequencies were higher than 1.6 Hz, the tail-beat angle of the fish robot became 29% larger than that of the previous model. The increase in the tail-beat angle was mainly due to the improvement of the new linkage system.

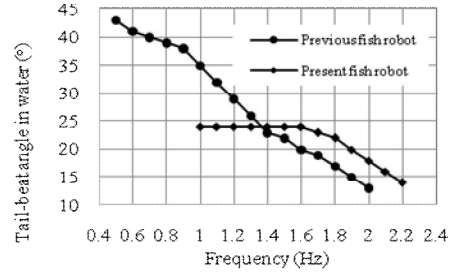


Fig. 13. The tail-beat angle in water.

4.2 Swimming speed of the fish robot

The main purpose of swimming test was to determine optimum frequency at which the fish robot can reach maximum speed. The fish robot was freely placed in a 1.6 m diameter water pool. Fig. 14 shows schematic diagram of the swimming test. Swimming speed was measured at various tail-beat frequencies for the four tail fins shown in Fig. 4. The measurement set up was the same as that used for the previous model. Acceleration and cruise distance in the swimming test were 20 cm and 80 cm, respectively. The average velocity (V) of the fish robot was calculated by:

$$V = S/t, \quad (6)$$

where t is time spent for swimming over the cruise distance S.

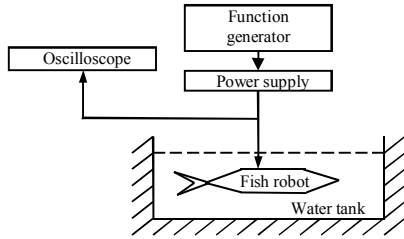


Fig. 14. Schematic diagram of the swimming test.

Fig. 15 shows the swimming speed of the fish robot for the four tail fins. The fastest swimming speed of 7.7 cm/s was achieved at optimum frequency of 3.9 Hz for the 0.6A tail fin area. The swimming speed was 126% increased compared to the previous model [12].

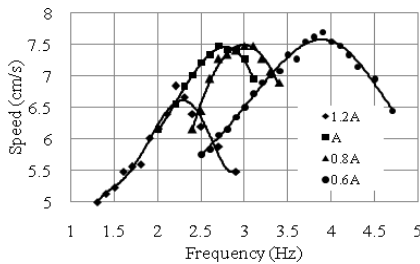


Fig. 15. The swimming speed of the fish robot

4.3 Thrust force of the fish robot

To find out the optimal tail-beat frequency for the maximum thrust force production of the fish robot, we measured the thrust force at various tail-beat frequencies for the tail fins of area 0.6A, this fin was chosen because the fish robot propelled by this fin showed the fastest swimming speed. The schematic of the thrust force measurement is as in Fig. 16 and the real test set-up is shown in Fig. 17. In this experiment, a load cell (Nano 17 Transducer) was used to measure the thrust force. Thrust force data received from the load cell for various tail-beat frequencies were monitored and stored by using a computer.

The measured thrust force was plotted in Fig. 18. The highest average thrust force was about 0.0072N at 3.7 Hz frequency as shown in Fig. 19. There was about 5.1% difference between the optimum frequency of the swimming speed and the maximum thrust force. The discrepancy is mainly caused by different flow condition.

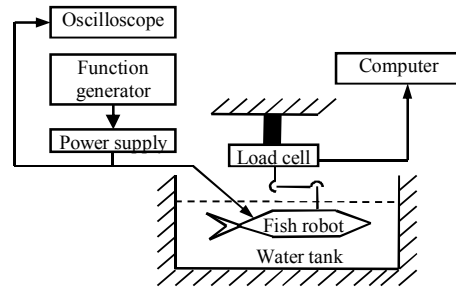


Fig. 16. Schematic diagram of the thrust force measurement.

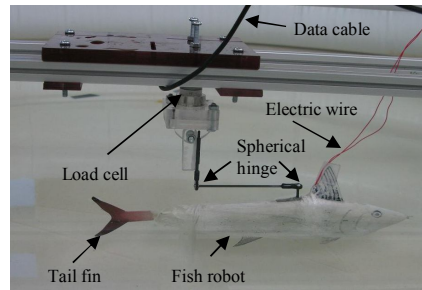


Fig. 17. The apparatus of thrust force measurement.

In the thrust force measurement, vortices produced by the tail-beat motion may not be shed into in the free-stream because the fish robot was held in one position. In the swimming test, however, down-stream coming from head of the fish robot may make the vortices easily depart from the tail.

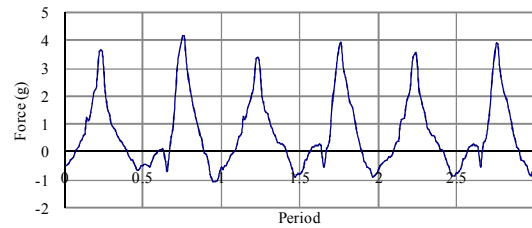


Fig. 18. The thrust force data of fish robot at tail beat frequency of 3.7 Hz.

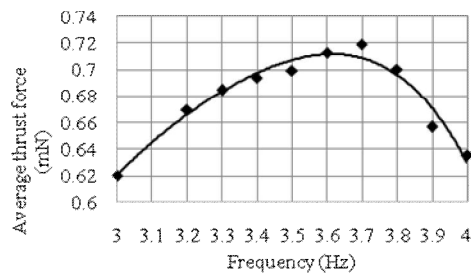


Fig. 19. Average thrust force of fish robot.

4.4 Turning swimming radius of the fish robot

To evaluate maneuvering performance, turning radius of the fish robot was measured. Swimming direction of the fish robot was changed by altering the tail beat angle. The tail beat angle could be controlled by modifying the duty ratio v of the square-form input voltage. For a symmetric tail-beat angle, an input voltage with 50% duty ratio was supplied to the LIPCAs. For shifted tail-beat angles, the duty ratio was smaller or larger than 50%, that is 30% or 70% respectively.

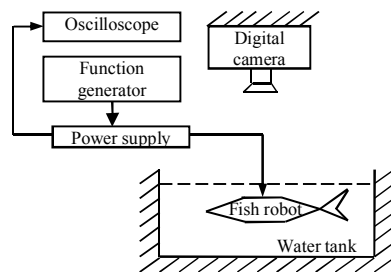


Fig. 20. Schematic diagram of the turning experiment.

The turning radius of the fish robot was measured for four sizes of the tail fin areas shown in Fig. 4. In this experiment, the actuation system of fish robot was excited at the optimum frequency for each tail fin, which was obtained from the swimming test (Fig. 15). Fig. 20 shows a schematic diagram of turning experiment. In the test, the fish robot freely swam in a water pool with a diameter of 1.6 m. At the bottom of water pool, there was a meshing scale to determine the location of the fish robot during swimming as shown in Fig. 21. Traces of the fish robot were captured with a digital camera (CANON G9) during turning motion. The digital camera was located at about a distance of 2.5 m above the water pool. From these photographs, the turning radii were determined.

Turning radii for v of 50% of the tail fins were not included in Fig. 22, because the fish robot was supposed to swim straight for this case. The fish robot could turn left in 0.41 m turning radius at the duty ratio of 30% and turn right in 0.68 m turning radius at the duty ratio of 70%. Thus, it is proven that the fish robot can make a turning maneuvering by modifying the

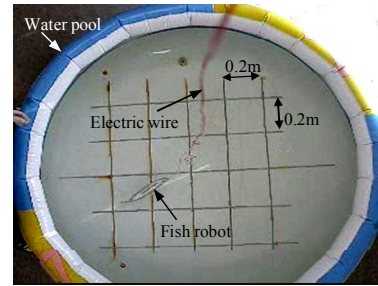


Fig. 21. Fish robot in turning experiment.

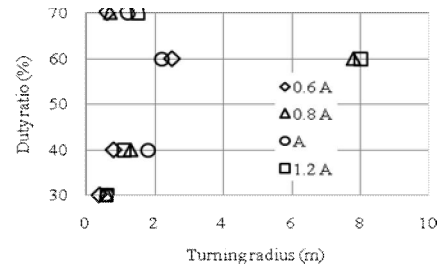


Fig. 22. The turning radius of the fish robot

duty ratio in the input signal to LIPCAs. The turning radius tends to be smaller for tail fin 0.6A, which creates faster swimming speed.

5. SUMMARY

In this paper, we have presented an improved fish robot using a new actuation mechanism. The characteristics of the fish robot actuated by four LIPCAs were experimentally investigated by changing the tail-beat frequency from 1 Hz to 5 Hz. We confirmed that the maximum swimming speed of the present fish robot is 7.7 cm/s at 3.9 Hz tail-beat frequency. The smaller cross section of the fish body resulted in the higher swimming speed. In addition, the swimming direction of the fish robot could be controlled by unsymmetrical tail-beat angle, which was created by changing the duty ratio of the driven voltage. For the next, we will do computational fluid dynamics simulation to evaluate the experimental results.

ACKNOWLEDGEMENT

This research was supported by Korea Research Foundation Grant (KRF 2004-005-D00045). Authors would like to appreciate the financial support.

REFERENCES

- [1] J. Yu, M. Tan, S. Wang, and E. Chen, *IEEE Trans. on Systems, Man and Cybernetics-Part B* **34**, 1798 (2000).
- [2] D. Barrett, M. Grosenbaugh, and M. Triantafyllou, *Proc. IEEE AUV Symp.*, 1 (1996).
- [3] M. Shahinpoor, K. J. Kim and D. Leo, *Polymer Composites* **24**, 24 (2003).
- [4] M. Yamamura, K. Takagi, Z. W. Luo, K. Asaka, Y. Hayakawa, M. Onishi and S. Hirano, *A Nanobiotechnology Research: The Perspective of Artificial Muscles* (2006).
- [5] X. Ye, Y. Su, S. Guo, *IEEE, Int. Conf. on Robotics and Biomimetics*, Sanya, China, 262 (2007).
- [6] H. C. Nguyen, J. C. Koo, Y. K. Lee, J. D. Nam and H. R. Choi, *Int. J. of Control, Automation, and Systems* **6**, 894 (2008).
- [7] T. Masashi, S. Hirofumi and Y. Satoru, *Int. Offshore and Polar Eng. Conf.* **18**, Vancouver, BC, Canada, (2008).
- [8] R. Hellbaum, R. G. Bryant and R. Fox, *US Patent Specification* **5**, 632 (1997).
- [9] M. G. Borgen, G. N. Washington, and G. L. Kinzel, *IEEE/ASME Trans. Mechatronics* **8**, 66 (2003).
- [10] K. J. Yoon, K. H. Park, S. K. Lee, N. S. Goo, and H. C. Park, *Smart Material Structure* **13**, 459 (2004).
- [11] W. Tedy, S. Heo, H. C. Park and N. S. Goo, *SPIE, Smart Struc. and Mat. & NDE for Health Monitoring and Diagnostics*, 6173-42 (2006).
- [12] Q. S. Nguyen, S. Heo, H. C. Park, N. S. Goo, T. Kang and K. J. Yoon, *Int. J. of Control, Automation, and Systems*, 267 (2009).
- [13] S. Heo, W. Tedy, H. C. Park and N. S. Goo, *J. of Bionic Eng.* **4**, 151 (2007).
- [14] M. Sfakiotakis, D. M. Lane and J. B. C. Davies, *IEEE J. Oceanic Eng.* **24**, 237-25 (1999).

USING 3D-CAD FOR SIMULATION-BASED PRODUCTION IN SHIPBUILDING

Cang Vo Trong ⁽¹⁾✉, Dung Vo Anh ⁽²⁾, Thien Doan Minh ⁽¹⁾

(1) - Dept. Naval Architecture & Marine Eng. / Faculty of Transportation Eng.- HCMUT

(2) – Hoan my Engineering Co. Ltd. HCM city, VietNam

Abstract

The three-dimensional computer-aided design (3D-CAD) system has been popularized in not only design but also production in many industrial fields. With simulation of 3D digital models, the Computer Integrated Manufacturing (CIM) system has improved the efficiency and safety of production at each stage of work, and achieved the optimization of manufacturing.

This research paper describes the application of simulation-based production and digital manufacturing in shipbuilding, where the traditional 2D drawings are hardly observed for the whole ship 3D complex structures due to interference between the structures and the equipment of complex shape. By simulation in shipbuilding the computer-optimized manufacturing can be possibly achieved.

Tóm tắt

Hệ thống vi tính hỗ trợ thiết kế 3 chiều (3D-CAD) đã rất phổ biến không chỉ trong thiết kế mà còn trong sản xuất của nhiều ngành công nghiệp. Bằng mô phỏng số các mô hình 3 chiều, hệ thống sản xuất tích hợp máy tính (CIM) đã nâng hiệu suất và tính an toàn trong từng công đoạn và đạt được tính tối ưu trong quá trình chế tạo.

Bài viết này trình bày ứng dụng của việc sản xuất dựa trên mô phỏng và gia công số hóa trong công nghiệp đóng tàu, khi mà các bản vẽ 2D truyền thống rất khó diễn tả được toàn bộ các kết cấu tàu tại chỗ giao cắt giữa kết cấu và các thiết bị có hình dáng phức tạp. Bằng kỹ thuật mô phỏng trong đóng tàu ta có thể thực hiện việc tối ưu hóa chế tạo trên máy tính.

Keyword: 3D CAD, Simulation, Shipbuilding Production

1. Simulation-based production and Computer-Integrated Manufacturing

In manufacturing, the acquisition of valid source information about the main relevant characteristics and behaviors of manufacturing function is the key issue for simulation.

Other key issues are the use of simplifying approximations and assumptions for the model of simulation, and the perform of fidelity and validity of the outcomes of simulation (Winsberg, 2001). Recently, the simulated-based production have been applied due to the availability of the simulation technologies such as order-sequencing, production equipment and process, assembly, production efficiency evaluation, and currently 3D production model (Jones & Iuliano, 1997; Thiel et al, 1998; Hertel et al, 2005).

Computer simulation has been applied in

ship design stage, mainly in initial planning and structural analysis while it has not been widely implemented in the ship production stage due to complicated processes in production. However, the introduction of production simulation is aimed to (a) improve quality by estimating performance of the ship in accordance with design demand, (b) shorten of lead times by shorten the construction stage, and (c) reduce the production cost. In order to achieve those objectives, the simulation based production in shipbuilding has been applied to: (Okumoto, 2002)

- analysis and evaluation of the production process,
- planning and assisting of production,
- training for skilled works in particular fields such as piping assembly, erection of complex hull block, carriage of equipment, installation of contra-rotating propeller; and

✉ e-mail: votrongcang@gmail.com

- work safety.

When Computer-Integrated Manufacturing (CIM) is applied, the functional areas of a manufacturing enterprise such as design, analysis, planning, purchasing, cost accounting, inventory control, and distribution are linked through the computer with the factory-floor functions such as materials handling and management; as result the CIM provides direct control and monitoring of all process operations. The CIM is most useful where a high level of information and communication technology (ICT) is used such as CAD/CAM systems, the availability of process planning, and its data. There are however few major challenges to development of a smoothly CIM operation: integration of components from different suppliers, data integrity, and process control (Yoram, 1983; Waldner, 1992; Singh, 1997).

A ship is the large complicated structures composing of a million of parts, which are comprised of many kinds of materials. During ship construction, it is necessary that the production method and timing should be planned based on information relating to its parts, the enterprise's human resources and the shipyard's facilities. The production planning has depended on the accumulated know-how of workers in shipbuilding, which satisfies the efficiency and quality requirements for each combination of job. However the turnover of skilled workers in shipbuilding industry is very high due to the business stagnation. So to

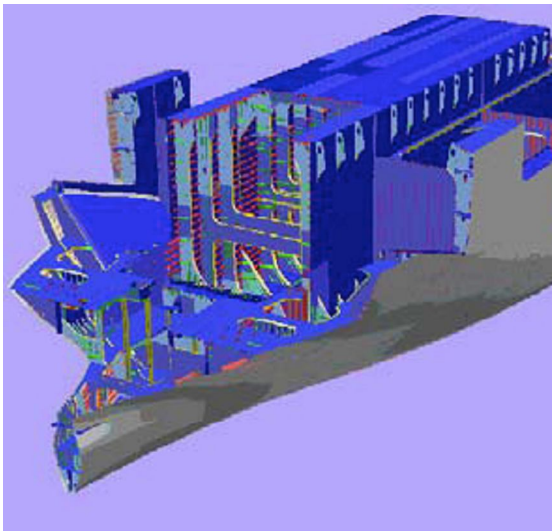


Figure 1. Structure of VLCC in building block after 2-week erection

solve that problem, it should consider the application of the CIM and its core simulation based production.

In the meantime, it is said that three dimensional (3D) CAD is effective in production simulation but from the past, it had not been realized because the cost to make 3D models might be too much due to particular job-order production. The capability of computers has improved, their prices have become cheaper, and the application software has been more popular. Hence the computer-simulation production has become easier to use in shipbuilding.

In addition, all ship structures have been defined recently by 3D-CAD as figure 1. Using such product models, production simulation becomes possible for both hull structures and fittings, as result the further achievements of efficiency, safety, and quality.

2. Computer-optimized manufacturing in typical assembly unit

The simulation-based production allows (a) checking the feasibility of the construction procedure by using dynamic moving images, (b) confirming the interference both human and structures by compensating human errors and raising the integrity of the engineering, and (c) optimizing the construction process by providing common acknowledgement and cooperation to all related workers. Assembly work of fittings is a typical job-order in shipbuilding, the design and production details are almost different every time. Hence, the work has to be carried out on the basis of personal experience by observing only the drawings which traditional 2D drawing might not include detail instructions for work procedure. Hence, there might be problems: training are necessary, design errors are not found, unpredictable problems occur, schedule is interrupted, inexperienced workers can not perform the work, and so on. With the assembly simulation is deployed in the shipyard, the 3D structural tree of components is display on PC as figure 2, including related part list and relation with each component; it

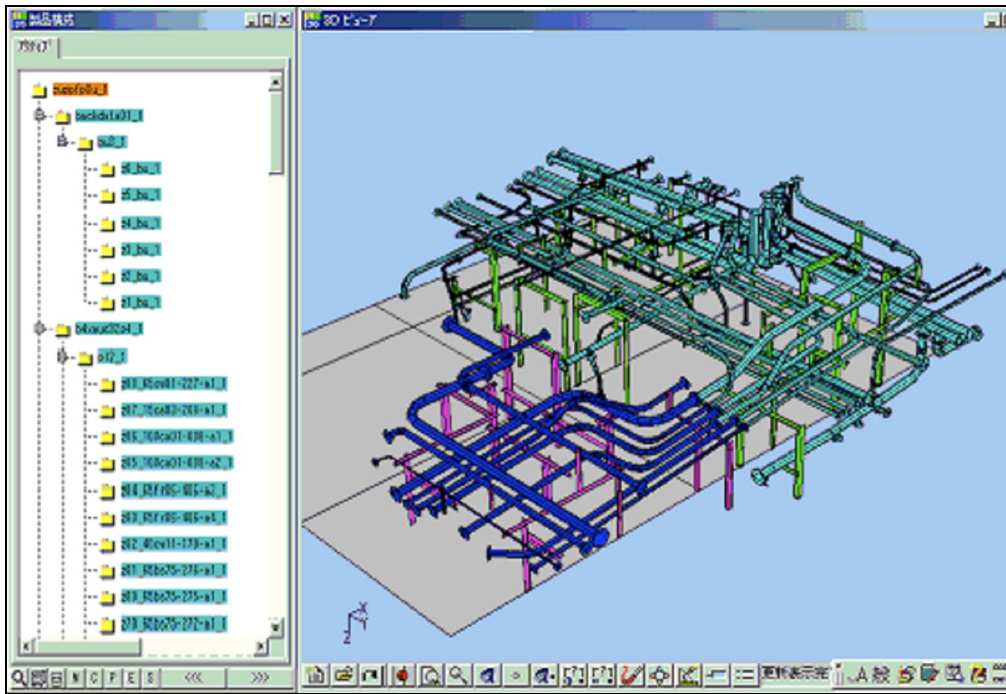


Figure 2. 3D image of bird-eye view of the pipe unit

is comprehensible even for inexperienced workers. (Okumoto & Hiyoku, 2005).

3. Implementation of simulation-based simulation in shipbuilding

To cope with international competition, the Vietnam shipbuilding industry should focus on product development and improvement by enhancing its competitiveness not only with a high quality product but also with further process improvement, leading to reliable and short delivery times and relatively low prices. In order to achieve this, shipbuilding industry should improve its process control, but the factors such as: the number of production steps, the enormous amount of parts and subassemblies, and the far-reaching interference with subcontractors make shipbuilding a very complex process.

Within the shipbuilding industry, simulation to control processes has been applied with following steps: simulation scope, simulation model, and simulation

input/output. In simulation scope, the complete production complex process need to be reproduced dynamically model as figure 3. To examine this model, should take into account all dependencies and details of the complex process and product, and the conclusions can be drawn which are translatable to the real system. The internal processes such as planning, scheduling and coordinating control; and the processes chained across organizations and departments should be modeling in the dynamic production process and logistic process models. In this first instance the simulation is a decision aid for the question (a) “What happens when?” during planning, and (b) “What now?” during operation. This production simulation model offers the application possibilities such as:

- objective communication / evaluation / decision of the manufacturing plan enabled by dynamical analysis,
- cost-effective experimenting with product, organization or process technical systems without any risk,
- planning reliability and flexibility, and

- bottleneck analysis. (Steinhauer, 2005)

In simulation model, the production process can be split up in four phases: (1) collecting material flow diagrams, process parameters and dimensions of production facilities for further analysis; (2) collecting necessary product, process, and project data; (3) creating the simulation model of the targeted production areas and relevant processes; and (4) comparing the simulation model with the production process regarding the objective of the simulation project for validation & verification.

Upon completion of these above four phases, the implementation in the operational

processes will take place which include (a) interfacing with existing systems, (b) introduction of the tool set, (c) organizational embedding and (d) training of employees.

In simulation inputs for a simulation model can be considered 5 static factors and 3 simulation factors. The first static factors are:

- the system constraints are the information collected during the analysis and data phases;
- the process description consists of process scheme which captures all different steps such as: storage, transport, waiting, actions, operations;
- route scheme which elucidates for each

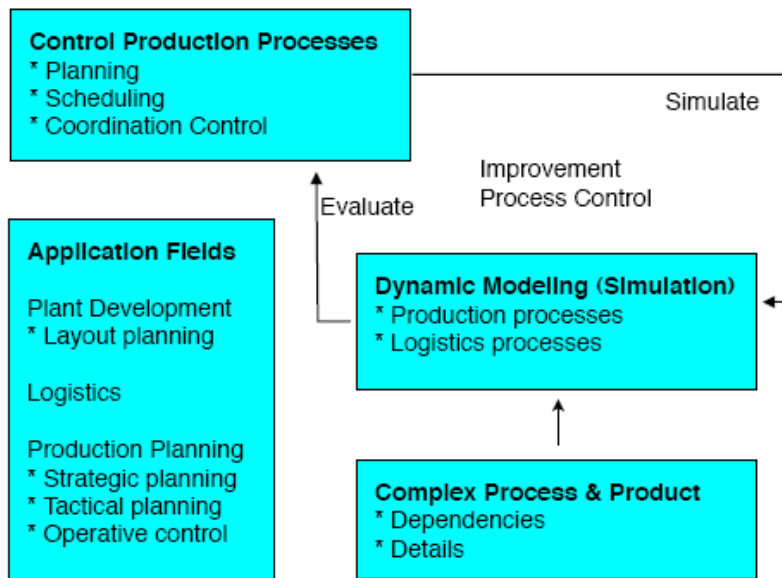


Figure 3. Production Simulation Scope and Its Applications

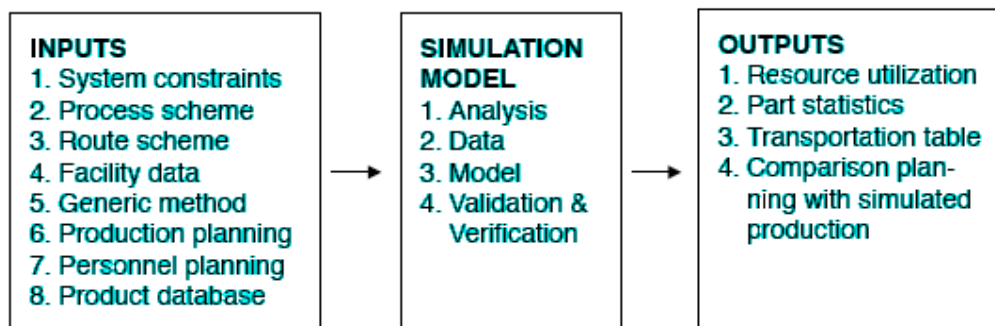


Figure 4. Simulation model and required simulation input/output

production station how material is supplied, how products are exported and with which means of transport;

- facility data consist of the main parameters of available plant resources; and

- generic methods are described by different assembly strategies, assembly sequences for every assembly type, and process time formulas.

The static factors will serve to the three simulation factors such as:

a) production planning will be needed to start model activities;

b) personnel planning will then assist the allocation of numbers of personnel with certain qualifications to regarding facilities; and

c) product data will be required for material supplying with the right physical attributes and to export it to its destination.

If the model is validated, the production planning and personnel planning then can be optimized via an iterative process.

Suitable simulation output as presented in figure 4 exists of tabular/graphical presentations, which quickly gives an insight in and an overview of the simulated production. The resource utilization ratios are particularly useful for bottleneck analyses by comparing the production simulation planning and the performance of the total production facility. The combination of resource performances, comparison of planning with a simulated production realization and the possibility to trace every part in the simulated part statistics and simulated transportation table in production will enable searching for reasons for delays and disturbances, which normally are not obvious because of all dependencies in the process. From these, conclusions can be drawn regarding improvements to production planning and resource management (Zeigler, 1987; Steinhauer, 2005).

4. Conclusion

This research paper describes the development of a simulation model and its application in shipbuilding. It includes virtually the whole production process of the typical Vietnam shipbuilding but it does not describe the validation and verification process. However, from the comparison of the production planning with the output of the simulation it was concluded that the simulation model is able to approach the reality without significant deviations from the planning. The model is therefore applicable for operational control of the process and for testing alternative scenarios and analyzing various facility lay-outs.

Because of the possibility to use the object-oriented Discrete Event System Specification (DEVS) is useful. In this DEVS type of simulation, the simulation executive orders the events chronologically in an “event list”, while the simulation is running, new events are generated and inserted at the appropriate point in the list. These events may be triggered by certain pre-conditions in which case they are not scheduled but wait to be released for processing. In object-oriented software, data and mechanisms are structured different from traditional software. Anything related to a single entity are bundled together to form a class, the objects of the class can then be created. In object-oriented simulation software, the functionality developed is part of a library, not a model. Therefore the functionality can be used to build many different models quickly, especially since it can be exchanged with other users (Zeigler, 1987). The further study on the implementation of DEVS will be carried out in other research paper.

Reference

- [1] Hertel, E., Steinhauer, D., and Nienhuis, U. (2005). "Simulation of Assembly Production at Shipyards". Proceedings of ICCAS 2005. 121-134.
- [2] Jones, A., and Iuliano, M. (1997). "A Simulation-Based Production Testbed". Proceedings of the 1997 Winter Simulation Conference. 1299-1306.
- [3] Okumoto, Y. (2002). "Simulation Based Design and Production in Shipbuilding". Proceedings of TEAM2002 Kobe. 3-12.
- [4] Okumoto, Y., and Hiyoku, K. (2005). "Digital Manufacturing of Pipe Unit Assembly". Journal of Ship Production, Vol.21, No.3. 141-145.
- [5] Singh, V (1997). "The CIM Debacle: Methodologies to Facilitate Software Interoperability". Springer.
- [6] Steinhauer, D. (2005). "SAPP – Simulation Aided Production Planning at Flensburger". Proceedings of COMPIT 2005, Hamburg. 391-398.
- [7] Thiel, M., Schulz, R., and Gmilkowsky, P. (1998). "Simulation-Based Production Control in the Semiconductor Industry". Proceedings of the 1998 Winter Simulation Conference. 1029-1033.
- [8] Wainer, G.A. (2009). "Discrete-Event Modeling and Simulation: A Practitioner's Approach". CRC Press.
- [9] Waldner J.B. (1992). "Principles of Computer-Integrated Manufacturing". John Wiley & Sons.
- [10] Winsberg E. (2001). "Simulations, Models and Theories: Complex Physical Systems and their Representations". Philosophy of Science 68 (Proceedings). 442-454.
- [11] Yoram K. (1983). "Computer Control of Manufacturing Systems". McGraw Hill.
- [12] Zeigler, B. (1987). "Hierarchical, modular discrete-event modeling in an object-oriented environment". Simulation 49. 219–230.

TÍNH TOÁN SỨC CẢN SÓNG TÀU HAI THÂN

Nguyễn Vương Chí

Khoa Kỹ Thuật Giao Thông, Đại học Bách khoa, Tp. Hồ Chí Minh, Việt nam

TÓM TẮT

Tính toán sức cản tàu hai thân nhằm thiết kế mẫu tàu khách phù hợp với vùng hoạt động khu vực đồng bằng sông Cửu Long, vốn hai bên bờ sông là đất phù sa bồi. Trên cơ sở lý thuyết cơ lưu chất và thiết kế tàu kết hợp với phần mềm mô phỏng chuyên dụng, báo cáo này trình bày việc tính toán sức cản (tạo) sóng của tàu hai thân và so sánh thành phần này với các tàu hiện hữu đang sử dụng. Qua nghiên cứu, có thể đề xuất mẫu tàu phù hợp, tăng năng lực vận chuyển hành khách đường thủy trong khu vực.

ABSTRACT

Calculating resistance of catamaran is established to find out the suitable passenger ship model for transportation in Mekong delta where very soft banks are. Base on the theory of fluid, ship design theory and the modeling software, the paper will calculate the amplitude of wave created from the hull and compare the result with a real ship. Through out this studying, the paper shows the ship model having better characteristics for passenger transportation.

Đặc điểm đồng bằng sông Cửu Long có nhiều sông, rạch rất thuận tiện cho giao thông đường thủy. Để giảm bớt lưu lượng giao thông đường bộ vốn đã quá tải, đề xuất phương án vận chuyển hành khách bằng phương tiện đường thủy là nhu cầu cấp thiết. Trước đây, tàu chạy trên cánh (tàu cánh ngầm) đã đảm nhiệm công tác này nhưng sau một thời gian hoạt động, vấn đề đã nảy sinh là không những gây thiệt hại về tài sản chung (sạt lở bờ sông) mà còn gây thiệt hại tài sản cá nhân, nguy hại đến tính mạng người dân (lật, chìm các phương tiện thủy nhỏ hơn lưu thông cùng dòng), nguyên nhân chính là khi tàu hoạt động tạo sóng quá lớn. Để khắc phục, báo cáo này phân tích và tính toán sức cản tàu mà đặc biệt quan tâm là sức cản tạo sóng (sức cản tạo sóng còn được gọi là sức cản sóng).

1. SỨC CẢN VỎ TÀU

Chuyển động trên mặt nước, trong nước, mặt vỏ tàu phải tiếp xúc với môi trường bao quanh nó: mặt ướt vỏ tàu tiếp xúc với nước, phần trên mớn nước tiếp xúc với không khí và bề mặt này chịu tác động của các lực ở môi trường gây ra. Chịu tác động ảnh hưởng qua lại

này nên trên bề mặt vỏ tàu xuất hiện phân bố lực bề mặt. Giả sử vector áp lực bề mặt tại mỗi điểm của bề mặt là \vec{p}_n , lực bề mặt trên diện tích dA được xác định là $\vec{p}_n \cdot dA$. khi coi vector \vec{p}_n gồm hai thành phần, trong đó thành phần tác động vuông góc với diện tích dA được coi như áp lực pháp tuyến, ký hiệu là \vec{p} và thành phần thứ hai tác động tiếp tuyến với dA , ký hiệu $\vec{\tau}$, công thức tính lực thủy động tác động lên phần tử vỏ tàu có dạng: $\vec{p}_n \cdot dA = \vec{p} \cdot dA + \vec{\tau} \cdot dA$. Các thành phần trên được tính bằng phương pháp thí nghiệm hoặc bằng lý thuyết dựa vào các định luật vật lý cổ điển Newton và công thức Bernoulli. Lực thủy động và khí động tác động lên vỏ tàu được tính dạng chung:

Lực:

$$\vec{R} = \int_A \vec{p}_n \cdot dA \quad (1)$$

Mômen:

$$\vec{M} = \int_A (\vec{r} \cdot \vec{p}_n) \cdot dA \quad (2)$$

Trường hợp tính lực tác động lên vỏ tàu thông dụng, miêu tả trong tọa độ Oxyz, với Ox dọc tàu, hướng về mũi tàu, trùng với hướng tiến của tàu là sức cản vỏ tàu, ký hiệu R.

$$R = R_x = \int_A [\bar{p} \cdot \cos(\bar{p}, x) + \bar{\tau} \cdot \cos(\bar{\tau}, x)] dA \quad (3)$$

Từ công thức (3) có thể thấy trong thành phần sức cản tàu R có lực cản phụ thuộc vào áp lực p gọi là sức cản áp suất và lực cản phụ thuộc vào τ gọi là sức cản ma sát. Mỗi thành phần chính trên đây được coi là tập hợp của những thành phần nhất định (sức cản áp suất và sức cản sóng). Với tàu chạy nhanh, thành phần chủ yếu là sức cản áp suất và sức cản sóng, còn với tàu chạy chậm tham gia chủ yếu lại là sức cản do tính chất nhớt của nước. Sức cản sóng của tàu có thể coi là do phần thân tàu, mũi tàu và do phần chìm của đuôi tàu dạng Tramsom trong nước tạo ra.

Tóm lại, có thể đánh giá sức cản tàu qua tập hợp của sức cản nhớt R_v và sức cản sóng R_w . Trong đó, sức cản nhớt bao gồm sức cản ma sát R_f và sức cản hình dạng R_p .

Trong thực tế, thành phần sức cản ma sát R_f phụ thuộc vào chất lượng bề mặt còn thành phần sức cản hình dạng và sức cản sóng phụ thuộc vào hình dạng thân tàu, vì vậy theo tính chất này, có thể coi sức cản tàu phụ thuộc vào sức cản ma sát R_f và sức cản dư R_r . Trong đó, sức cản dư bao gồm sức cản hình dạng và sức cản sóng.

Một cách tổng quát, có thể coi thành phần sức cản tàu từ phía nước như bảng 1.

Bảng 1. Thành phần sức cản vỏ tàu

Sức cản vỏ tàu - R		
Sức cản nhớt - R_v		Sức cản sóng - R_w
Sức cản ma sát - R_f	Sức cản hình dạng - R_p	Sức cản sóng - R_w
Sức cản ma sát - R_f	Sức cản dư - R_r	

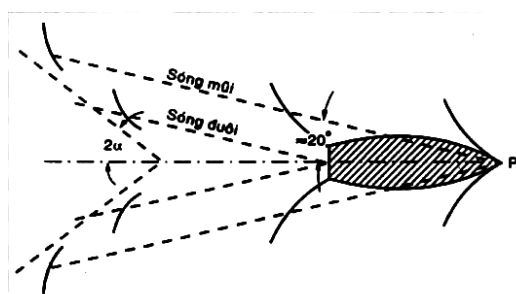
Bảng trên được lập trên cơ sở giả thuyết về sự độc lập của các thành phần tạo nên sức cản vỏ tàu. Theo thuyết này, sức cản sóng khi tàu chạy không ảnh hưởng và phụ thuộc vào sức cản nhớt. Có thể thấy sức cản sóng là hiện tượng vật lý sinh ra trong môi trường nước lý tưởng, chịu sự chi phối của lực hút trái đất còn sức cản nhớt bao gồm sức cản ma sát và sức cản hình dạng phụ thuộc vào tính chất của chất lỏng, ngoài ra,

sức cản hình dạng còn phụ thuộc vào hình dạng của vỏ tàu.

2. SỨC CẢN SÓNG

2.1. Mô tả

Quan sát các tàu nổi chạy trên mặt nước có thể thấy các đợt sóng liên tục xuất hiện quanh tàu và sau tàu. Khi tạo sóng, mặt thoáng nước sau tàu bị thay đổi hình dạng. Tại một số miền các phần tử nước dâng lên so với mặt chuẩn ban đầu, ở những vị trí khác mặt nước gần mặt thoáng thấp hơn mặt chuẩn. Các phần tử nước gần mặt thoáng dưới tác động của thân tàu đang chuyển động gần đó bị mất cân bằng và dưới tác động của lực hút trường trái đất, lực căng tại mặt thoáng chúng tham gia chuyển động theo các quỹ đạo gần như vòng tròn. Chu kỳ và pha của chuyển động phụ thuộc vào tính chất lực kích động do tàu gây ra. Ngoài chuyển động do thân tàu, mặt nước sát tàu còn bị kích thích của tác động do phần mũi và phần lái tàu. Sóng do hai cực này tạo ra thường được gọi là thứ cấp. Sóng tổng hợp từ các thành phần vừa nêu tác động xung quanh thân tàu phụ thuộc và hình dạng và vận tốc tiến của tàu.



Hình 1: Mô hình sóng thân tàu

Trong hệ tọa độ quy chiếu gắn liền với thân tàu, tốc độ di chuyển của sóng không đổi và bằng 0. Điều này nói lên rằng, so với hệ tọa độ cố định trong không gian, tốc độ di chuyển của sóng đúng bằng tốc độ tiến của tàu. Theo lý thuyết sóng, chiều dài sóng xác định từ biểu thức:

$$\lambda = \frac{2\pi V^2}{g} \quad (4)$$

trong đó: V – tốc độ tàu

Nếu viết biểu thức vận tốc tàu dưới dạng tương đối, dạng số Froude, biểu thức sẽ trở thành:

$$\frac{L}{\lambda} = \frac{g.L}{2\pi.V^2} = \frac{1}{2\pi.Fr^2} \quad (5)$$

Trong đó: $Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}}$

Hệ thống sóng tàu được hình thành chủ yếu trên cơ sở giao thoa của hệ thống sóng mũi và đuôi tàu. Nếu ký hiệu biên độ sóng mũi tàu là a , biên độ sóng đuôi tàu là b , biên độ sóng tàu sinh ra tính bằng công thức thông dụng trong cơ học:

$$a_w = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab\cos\varphi} \quad (6)$$

trong đó φ là độ lệch pha hai hệ thống sóng mũi và đuôi tàu.

Góc φ được tính theo công thức:

$$\varphi = \frac{2\pi}{\lambda}(b_oL + \frac{\lambda}{2}) \quad (7)$$

Nếu thay $\cos \frac{2\pi}{\lambda}(b_oL + \frac{\lambda}{2}) = -\cos 2\pi \frac{b_oL}{\lambda}$,

vận tốc viết dưới dạng số Fr , công thức tính biên độ sóng có dạng:

$$a_w = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos \frac{b_o}{Fr^2}} \quad (8)$$

Nếu pha của sóng mũi và sóng đuôi trùng nhau, $\cos(b_o/Fr^2)=-1$, nghĩa là $Fr^2 = b_o/(n\pi)$ với $n = 1,2,3,\dots$ phía sau tàu xuất hiện sóng có độ cao tối đa $a_w = a + b$, trường hợp này, sức cản sóng có giá trị lớn nhất.

Ngược lại, $\cos(b_o/Fr^2)=+1$, biên độ sóng sẽ là $a_w = a - b$, trường hợp này, sức cản sóng có giá trị nhỏ nhất.

Từ kết quả quan sát thực nghiệm, đỉnh sóng mũi tàu nằm cách mũi tàu khoảng $\frac{1}{4}$ chiều dài sóng. Sử dụng kết quả này để diễn tả khoảng cách đỉnh hoặc đáy sóng dọc tàu.

Khoảng cách giữa đỉnh sóng đầu sau mũi và đỉnh các sóng tiếp theo phải là số lẻ của $\frac{1}{2}$ chiều dài sóng, khi hai hệ thống sóng mũi và đuôi triệt tiêu lẫn nhau $L-\lambda/4$ phải là số chẵn $\frac{1}{2}$ chiều dài sóng. Điều này có nghĩa là:

$$L - \frac{\lambda}{4} = k \frac{\lambda}{2}$$

với $k = 1,2,3,\dots$

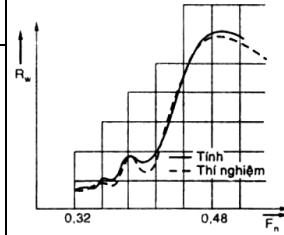
Từ đó:

$$\frac{2k+1}{4} = \frac{L}{\lambda} = \frac{g.L}{2\pi.V^2} = \frac{1}{2\pi.Fr^2}$$

và $Fr = \sqrt{\frac{2}{\pi(2k+1)}} \quad (9)$

Xét quá trình biến thiên đường cong sức cản sóng theo k của biểu thức (9) (trong miền $Fr < 0,50$) có thể thấy như sau:

k	Fr	Tính chất của cực trị
1	0,461	Max
2	0,357	Min
3	0,301	Max
4	0,266	Min
5	0,241	Max
...



Hình 2: Đồ thị sức cản sóng theo số Froude

Mô hình trên đây phù hợp với giả thuyết Levin coi thân tàu chìm trong nước là nguồn tạo sóng gồm hai cực: một ở mũi, một ở lái.

Trong thực tế, sự có mặt của mũi tàu có dạng quả lê làm thay đổi trường áp suất xung quanh khu vực này, mũi tàu khác thường này tạo ra vùng áp suất thấp và xuất hiện phản ứng của vùng áp suất thấp này với sóng áp suất từ mũi tàu sinh ra như mô tả phần trên. Hai sóng này có thể ít nhiều triệt tiêu lẫn nhau tùy vào từng trường hợp cụ thể. Trong miền tốc độ nhất định có nhiều khả năng độ triệt tiêu sóng đạt hiệu quả cao, sức cản sóng chung dạng mũi tàu có quả lê giảm xuống thấp hơn sức cản sóng dạng mũi tàu bình thường. Tuy nhiên, cũng có miền tốc độ khác kết quả này sẽ ngược lại và xấu đi. Bằng phương pháp lý thuyết, chưa đủ điều kiện để xác định đường hình dạng tối ưu của mũi tàu dạng quả lê. Bằng phương pháp thực nghiệm, có thể tìm được hình dạng của kết cấu này phù hợp cho từng trường hợp cụ thể, mặc dù chưa tối ưu nhưng cũng tìm được lời giải làm giảm sức cản của vỏ tàu mà cụ thể là giảm sức cản sóng.

2.2. Tính sức cản sóng

Sức cản sóng của tàu mảnh tính theo thuyết "strip theory". Giả sử tàu mảnh chạy với vận tốc đều U trên mặt nước không nén, không dính. Hàm thế tốc độ trong hệ tọa độ gắn liền với vỏ tàu có dạng:

$$\Phi(x, y, z) = -U + \varphi(x, y, z) \quad (10)$$

Hàm Φ thỏa mãn điều kiện Laplace trong toàn miền nước mà tàu đang hoạt động, có nghĩa $\Delta\Phi=0$ và dẫn tới $\Delta\varphi=0$.

Điều kiện trên được viết cho biên mặt thoáng, trên mặt tiếp nước của vỏ tàu và tại biên xa vô cùng dưới dạng sau.

Điều kiện biên trên mặt thoáng.

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \frac{\partial \varphi}{\partial z} = (-U + \frac{\partial \varphi}{\partial x}) \frac{\partial \zeta}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial y} \approx -U \frac{\partial \zeta}{\partial x} \quad (11)$$

Nếu coi áp lực trên toàn bộ mặt thoáng bằng áp lực khí quyển $p=p_a$, phương trình Bernoulli dùng tại mặt thoáng sẽ là:

$$p_a + \frac{\rho U^2}{2} = p_a + \frac{\rho}{2}(U_x^2 + U_y^2 + U_z^2) + \rho \cdot g \zeta \quad (12)$$

Thay các giá trị: $U_x = -U + \frac{\partial \varphi}{\partial x}$; $U_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}$ vào (12) ta có:

$$\zeta = \frac{U}{\rho} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial x} \quad (13)$$

Từ đó điều kiện trên mặt thoáng trở thành:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{U^2}{g} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = 0 \text{ tại } z = \zeta \quad (14)$$

Điều kiện tại biên xa vô cùng là điều kiện bức xạ:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial R} \rightarrow 0 \text{ khi } R \rightarrow 0 \quad (15)$$

Điều kiện không thấm thấu tại bề mặt tiếp nước của phần chìm vỏ tàu:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} \Big|_{y=f(x,z)} = U_n = 0 \quad (16)$$

trong đó hàm $f(x,z)$ miêu tả bề mặt tiếp nước của phần chìm vỏ tàu.

Công thức (16) có thể viết theo cách quen thuộc hơn:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = U \cdot \cos(n, x) \Big|_{y=f(x,z)} \quad (17)$$

Quay lại với khái niệm “tàu mảnh”, thường được giả thuyết trong lý thuyết cắt lát phẳng (strip theory). Theo khái niệm được Michell, người có nhiều đóng góp trong lĩnh vực nghiên cứu sức cản sóng, tàu mảnh phải có tỉ lệ chiều dài/chiều rộng tàu $(L/B) > 9$ và hệ số đầy thể tích

$(CB) < 0,55$, góc giữa tốc độ và tiếp tuyến với vỏ tàu phải hết sức nhỏ, xấp xỉ bằng 0. Theo giả thuyết đó công thức (17) trên có dạng sau:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y} = -U \cdot \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{y=0} \quad (18)$$

$$\text{do } \frac{\partial \varphi}{\partial n} \approx \frac{\partial \varphi}{\partial y}; \cos(n, x) \approx -\frac{\partial f}{\partial x}$$

Công thức Bernoulli dùng khi xác định áp lực trên mặt vỏ tàu tiếp xúc nước sẽ là:

$$p + \rho g z + \frac{\rho}{2} \Delta \Phi \approx p + \rho g z + \frac{1}{2}(\rho U^2 - \rho U \frac{\partial \varphi}{\partial x}) = C \quad (19)$$

$$p = C - \rho g z - \frac{\rho}{2} U^2 + \rho U \frac{\partial \varphi}{\partial x} = p_c + \rho U \frac{\partial \varphi}{\partial x} \quad (20)$$

Áp lực trong quá trình tạo sóng sẽ là:

$$p_w = p - p_c = \rho U \frac{\partial \varphi}{\partial x} \quad (21)$$

Sức cản sóng toàn tàu tính theo công thức:

$$R_w = -\rho U \int_S \frac{\partial \varphi}{\partial x} \cos(n, x) dS \quad (22)$$

Nếu thay $\cos(n, x) \approx \partial f / \partial x$ vào biểu thức tại vế phải của (22), công thức tính sức cản sóng có dạng:

$$R_w = -\rho U \int_S \frac{\partial \varphi}{\partial x} \cos(n, x) dS \cong 2\rho U \int_{-T-L/2}^{0+L/2} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \cdot \frac{\partial f}{\partial x} dx \cdot dz \quad (23)$$

(T – chiều chìm tàu)

Hàm $\varphi(x, y, z)$ được xác định bằng phương pháp thông dụng trong cơ học lưu chất.

3. MÔ PHỎNG BẰNG PHẦN MỀM TÍNH TOÁN Maxsurf

3.1. Quy trình mô phỏng

- Thiết kế sơ bộ tuyến hình tàu 1 thân và 2 thân.
- Thiết lập sơ đồ mô phỏng.
- Mô phỏng từng tuyến hình tàu.
- Xuất kết quả và so sánh.

Các thông số tàu được mô phỏng

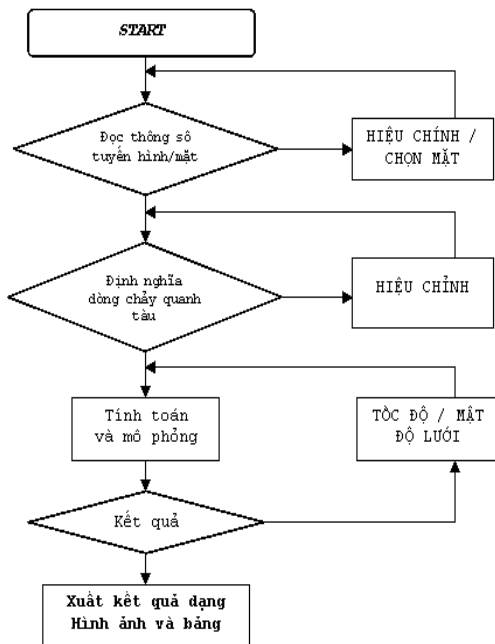
	Value	Units		Value	Units
LWL	22.57	m	LWL	24.812	m
Beam	4.224	m	Beam	8.06	m
Draft	1.25	m	Draft	1.4	m
Displaced volume	60.838	m³	Displaced volume	61.28	m³
Wetted area	99.712	m²	Wetted area	162.869	m²
Prismatic coeff.	0.772		Prismatic coeff.	0.77	
Waterplane area coeff.	0.856		Waterplane area coeff.	0.28	
1/2 angle of entrance	25.12	deg.	1/2 angle of entrance	11.12	deg.
CG from midships(+ve for'd)	-0.993	m	CG from midships(+ve for'd)	-2.174	m
Transom area	0.826	m²	Transom area	3.208	m²
Transom wl beam	2.962	m	Transom wl beam	8.06	m
Transom draft	0.448	m	Transom draft	1.4	m
Max sectional area	3.49	m²	Max sectional area	3.208	m²
Bulb transverse area	0	m²	Bulb transverse area	0.001	m²
Bulb height from keel	0	m	Bulb height from keel	0	m
Draft at FP	1.25	m	Draft at FP	1.4	m
Deadrise at 50% LWL	22.44	deg.	Deadrise at 50% LWL	0	deg.
Hard chine or Round bilge	Round bilge		Hard chine or Round bilge	Hard chine	
Frontal Area	0	m²	Frontal Area	0	m²
Headwind	0	kts	Headwind	0	kts
Drag Coefficient	0		Drag Coefficient	0	
Air density	0.001	tonne/	Air density	0.001	tonne/
Appendage Area	0	m²	Appendage Area	0	m²
Nominal App. length	0	m	Nominal App. length	0	m
Appendage Factor	1		Appendage Factor	1	

Tàu 1 thân

Tàu 2 thân

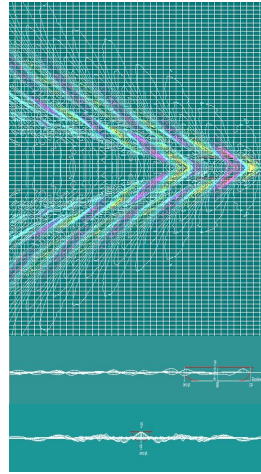
Chế độ mô phỏng: cả hai tàu cùng lượng chiếm nước và được mô phỏng ở tốc độ 11,51kts (hải lý/giờ)

3.2 Sơ đồ mô phỏng

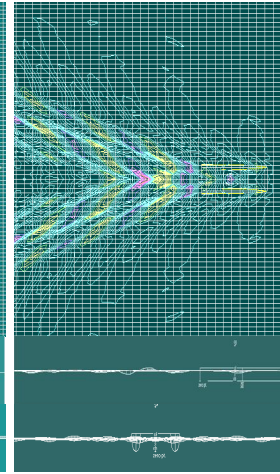


3.3 Kết quả mô phỏng

3.3.1 Dạng hình ảnh



Hình 4: Mô phỏng biên dạng sóng tàu 1 thân



Hình 5: Mô phỏng biên dạng sóng tàu 2 thân

3.3.2 Dạng bảng

Trị số sức cản				Đồ thị sức cản	
Tàu 1 thân		Tàu 2 thân			
Speed (kts)	Holtrup Resist. (kN)	Speed (kts)	Holtrup Resist. (kN)		
2	0.32	2	0.85		
2.5	0.48	2.5	1.29		
3	0.67	3	1.81		
3.5	0.89	3.5	2.41		
4	1.14	4	3.08		
4.5	1.42	4.5	3.83		
5	1.75	5	4.64		
5.5	2.13	5.5	5.52		
6	2.59	6	6.46		
6.5	3.15	6.5	7.46		
7	3.86	7	8.53		
7.5	4.7	7.5	9.66		
8	5.6	8	10.86		
8.5	6.93	8.5	12.12		
9	8.9	9	13.45		
9.5	10.91	9.5	14.93		
10	12.23	10	16.52		
10.5	13.09	10.5	18.1		
11	14.15	11	19.62		
11.5	15.93	11.5	21.14		
12	20.56	12	22.74		
12.5	25.55	12.5	24.68		
13	30.54	13	26.73		
13.5	35.54	13.5	28.79		
14	40.54	14	30.86		
14.5	45.69	14.5	32.94		
15	50.87	15	35.03		
15.5	56.07	15.5	37.13		
16	61.45	16	39.23		
16.5	67.04	16.5	41.32		
17	71.8	17	43.53		
17.5	75.77	17.5	45.7		
18	79.03	18	47.73		
18.5	81.71	18.5	49.64		
19	83.92	19	51.41		
19.5	85.8	19.5	53.08		
20	87.44	20	54.65		

Tàu 1 thân

Tàu 2 thân

4. KẾT LUẬN

Đối với sức cản tàu: với sự so sánh kết quả tính toán và mô phỏng giữa tàu 1 thân và tàu 2 thân với cùng tính năng khai thác và cùng chế độ làm việc, ở tất cả tốc độ khai khác kinh tế (vận tốc > 12knots), sức cản của tàu 1 thân tăng nhanh đến 87,44kN trong khi sức cản tàu 2 thân tăng chậm hơn đến 54,65kts khi tốc độ khai thác tối đa 20kts.

Tính môi trường: Sức cản sóng tàu 2 thân giảm mạnh nên không làm sạt lở hai bên bờ sông đất phù sa bồi, việc giảm tiêu hao nhiên liệu đồng nghĩa với giảm thải khí độc hại ra môi trường, điều này cũng được các nhà môi trường đặt biệt quan tâm và tàu 2 thân không gây ảnh hưởng lớn đến các phương tiện lưu thông cùng tuyến.

Tính thực tiễn: Với lý thuyết tính sức cản sóng tàu kết hợp với mô phỏng sóng tàu bằng phần mềm tính toán chuyên dụng, báo cáo đã thông báo một kết quả khả quan cho việc thiết lập mô hình tàu (khách) mới cho khu vực Đồng bằng Sông Cửu Long.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Trần Công Nghị, Thiết kế tàu thủy, NXB Đại học Quốc gia, Tp. Hồ Chí Minh (2003).
2. Trần Công Nghị, Sức cản vỏ tàu và thiết bị đẩy tàu, NXB Đại học Quốc Gia, Tp. Hồ Chí Minh. (2004)
3. <http://www.gidb.itu.edu.tr/staff/publications/phd.htu>.

Modeling of progressive damage and failure in fiber-reinforced composites by finite element analysis

Nguyen Song Thanh Thao¹, Truong Hoang Thuy Quynh²

Department of Aeronautical Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology
¹nst_thao@yahoo.com, ²qtruong@estaca.fr

ABSTRACT

This study is focused on the structural behavior of glass polymeric-matrix composites. The characteristics of composites are determined from the mechanical tests: tensile, compression, shearing and bending. The objective is to develop the existing model by taking into account the evolution of damage. Experimental and computational studies are undertaken to assess the influence of components, lay-ups and geometric distribution on the stress-strain response induced in bending. Three-point flexure tests are conducted to validate the model. Finite element models of these tests are analyzed with the Abaqus package. These models permit to detect progressive damage details, that is, to predict damage initiation and its progression. Two models are constructed, 2D and 3D, to compare the differences between them and identify which model simulates the tests better.

Keywords: Flexure test, Polymer-matrix composites, Damage mechanics, Failure criterion, Finite element analysis.

1. Introduction

In relation to traditional materials, the composite material possesses very special characteristics. By combining different materials, we can meet requirements of performance. The use of composite is more effective when one is continuously looking for ways to reduce the total weight without reducing the stiffness and the strength of the components. Composites offer several advantages, including improvement of strength, stiffness, fatigue and resistance to impact, thermal conductivity, resistance to corrosion, etc. Thus, composite materials are used more widely in advanced structures in aerospace, automobile, marine, petrochemical and other industries because of its superior properties compared to conventional engineering materials. Composite materials are particularly attractive to the aerospace industry because of its high strength, high stiffness and high ratio of stiffness to density. Despite these physical properties, composites are fragile and susceptible to damage from several

sources, in initial processing and also in service. Because we cannot entirely avoid the damage, composite structures must perform safely in spite of the defects. So it is important to evaluate the influence of such damage on reducing resistance of composite materials.

In this article, an orthotropic damage model is proposed to predict the initiation of rupture and post-fracture response of brittle materials reinforced with fibers. All parameters required in this model have a physical meaning and are defined by mechanical tests. This model is realized in a commercial finite element code ABAQUS.

2. Experiments

In this study, the glass/polyester composite material composing 8 layers of tissue 0/90⁰ with the volume fraction of fibers 41.19% is examined. To characterize the behavior of the studied composite, different mechanical tests are realized: uniaxial tensile, uniaxial compression, three-

point flexure with short beam, three-rail shearing. These tests can determine the elastic constants of material. Lamina properties and allowable stresses are presented in Table 1.

Table 1
Lamina properties and allowable stresses

E_{11} (MPa)	18200
E_{22} (MPa)	18200
G_{12} (MPa)	5050
$G_{13} = G_{23}$ (MPa)	4000
ν	0.05
$\tau_{13} = \tau_{23}$ (MPa)	30
τ_{12} (MPa)	49
$\sigma_{t\max}$ (MPa)	337
$\sigma_{c\max}$ (MPa)	343

The series of three-point flexure test are undertaken to observe potential damage modes and subsequent failure. Five beams with dimensions 80x15x4 mm, lying on a support span, are centrally loaded by a loading nose in an INSTRON with a 50-kN capacity with stroke control at 1 mm/min. Deformations obtained by the gauges during the test are recorded by an acquisition chain LC2008 EXT. The strain gauges are those of 5 mm in length with resistance of $120.2 \pm 0.2\Omega$ and gauge factor of $2.10 \pm 1.0\%$.

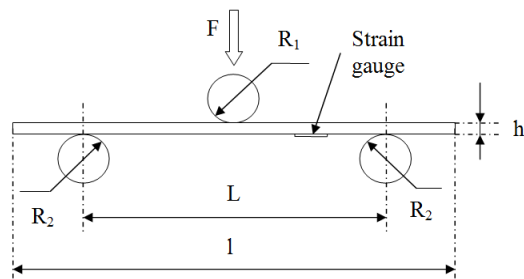


Fig. 1. The load F is applied to the centre of specimens, span $L = 64\text{mm}$, $R_1 = R_2 = 5\text{mm}$, length $l = 80\text{mm}$, width $b = 15\text{mm}$, thickness $h = 4\text{mm}$.

The loading configuration based on the ASTM standards used in the tests is as follow: span $L = 64\text{mm}$, radius of the supports and loading nose $R_1 = R_2 = 5\text{mm}$, as illustrated in Fig. 1. The central displacement of the specimen is identical

with one of loading nose. Both INSTRON load and displacement of loading nose are acquired every 0.1s throughout the loading sequence for each specimen. Fig. 2 shows the configuration of test.

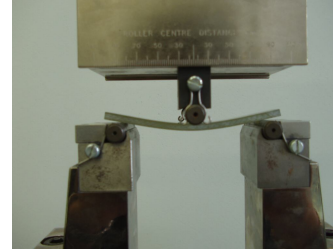


Fig. 2. Picture of experimental configuration.

3. Numerical simulation

The three-point flexure test was modeled by using elastic damage behavior proposed in Abaqus. This model uses the damage criterion Hashin which allows detecting the first damage in the laminate. Two models were built: one in 2D and one in 3D to compare and identify the difference between two models and determine which one represents the test better.

The specimen is modeled as a thin plate in the 2D model and a deformable solid plate in 3D. Supports and loading nose were defined as three non-deformable solid cylinders that their movements are described completely by only the reference node of cylinder. A bending load is applied on the upper cylinder. This load will convey to the plate once the upper cylinder is in contact with the plate.

The behavior of the plate is defined by using the 'lamina' type elastic characteristics. Since ABAQUS is just used for unidirectional composite, not for tissue, the orientation of the laminate was chosen at 0° for simplicity in modeling.

The three-dimensional 8-node quadrilateral shell element S8R was used for 2D and the three-dimensional 8-node quadrilateral continuum shell element SC8R for 3D. The reasons for using quadrilateral elements are: geometric areas created have the rectangular shape; these elements are able to model a flexure problem. For cylinders, three-dimensional 4-node rigid element R3D4 was used. Each element has six degrees of freedom per node: $u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y, \phi_z$. Since large

deformations are observed in the experiments, higher order strain-displacement relations are utilized. This is accomplished through both incremental loading and the NLGEOM parameter on the *STEP option in Abaqus. The plate must be meshed finer than the cylinders to get a convergence.

To model contact between a deformable body and a rigid body, ‘node to surface’ type contacts with finite sliding were used. Because the master surface can penetrate the slave surface, in this modeling, the master surface is one of cylinder and the slave surface is one of plate. The ‘hard’ contact relationship was used for following reasons: the surfaces transmit no contact pressure unless the nodes of the slave surface contact the master surface; there is no limit to the magnitude of contact pressure that can be transmitted when the surfaces are in contact.

Two supports are simulated by applying ‘encastre’ boundary conditions ($u_x = u_y = u_z = \phi_x = \phi_y = \phi_z = 0$) to the finite element at reference nodes as in Fig. 4. The loading nose is simulated by applying a concentrated load of magnitude F in the y -direction ($u_y \neq 0$). The movement of the plate is limited in the y -direction ($u_y = 0$).

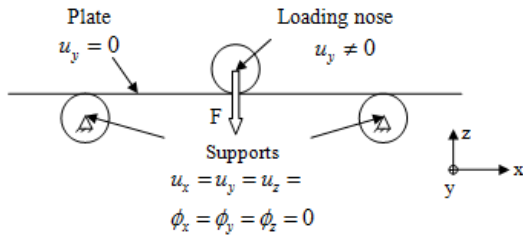


Fig. 3. Loading and boundary conditions

The ‘sweep meshing’ associated with the ‘mapped meshing’ technique allow to improve the quantity of the mesh geometry and the direction of element. This option often generates elements of good quality, especially if the region is a long, thin rectangular face. The number of integration points with the Simpson method is 5 along to the thickness of a layer to get the exacter calculations.

A convergence study is conducted to determine the number of necessary elements to model the composite beam in bending. Several meshes of beam are created (regular mesh with

40x10(x8), 50x10(x8) and 60x10(x8) elements, irregular mesh). With the loading and boundary conditions applied as previously described, the mesh of beam with size 50x10(x8) is chosen. For cylinders, 20 elements are used around the circumference and 7 elements along the cylinder axis. All subsequent analyses are performed with this mesh.

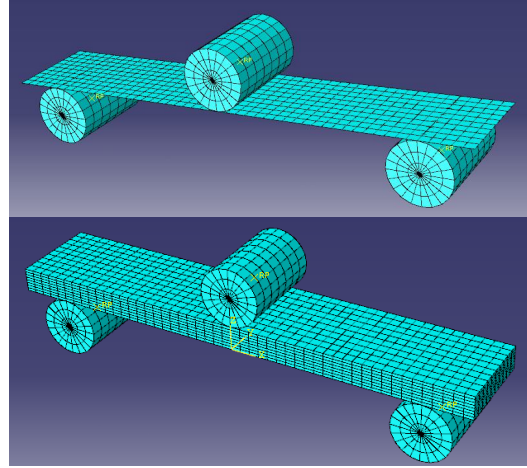


Fig. 4. Mesh of beam and cylinders

Damage initiation: To approach the reality of the test, the damage criterion Hashin was used. The maximum allowable tensile, compression and shear strengths were defined (Table. 1). The constitutive behavior of the layer is accessible at every integration point in each element with a user material subroutine (UMAT). In each iteration of each the load increment, this routine is used to define the local material stiffness matrix and the state of stress is updated and checked against the damage criterion at every integration point. The modified element stiffness matrix is then passed on to subsequent iterations until equilibrium is reached within the present load increment. This criterion allows identifying four different mechanisms of initiation of damage, enabling the reduction of the appropriate stiffness components:

Fiber tension ($\sigma_{11} \geq 0$) :

$$F_f^t = \left(\frac{\sigma_{11}}{X^T} \right)^2 + \alpha \left(\frac{\tau_{12}}{S^L} \right)^2 \quad (1)$$

Fiber compression ($\sigma_{11} < 0$) :

$$F_f^c = \left(\frac{\sigma_{11}}{X^C} \right)^2 \quad (2)$$

Matrix tension ($\sigma_{22} \geq 0$) :

$$F_m^t = \left(\frac{\sigma_{22}}{Y^T} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S^L} \right)^2 \quad (3)$$

Matrix compression ($\sigma_{22} < 0$) :

$$F_m^c = \left(\frac{\sigma_{22}}{2S^T} \right)^2 + \left[\left(\frac{Y^C}{2S^T} \right)^2 - 1 \right] \frac{\sigma_{22}}{Y^C} + \left(\frac{\tau_{12}}{S^L} \right)^2 \quad (4)$$

Where: X^T and X^C are the longitudinal tensile and compression stresses, Y^T and Y^C are the transverse tensile and compression stresses, S^L and S^T are the longitudinal and transverse shear stresses, $\sigma_{11}^T, \sigma_{22}, \tau_{12}$ are the components of stress tensor.

Damage evolution: To predict the evolutions of damage and failure, fracture energies are indicated (Table. 2).

Table. 2.

Fiber tensile fracture energy (MPa)	12.5
Fiber compression fracture energy (MPa)	12.5
Matrix tensile fracture energy (MPa)	1
Matrix compression fracture energy (MPa)	1

The values of the fracture energies of fiber and matrix were taken from the literature [5] because of lack of time to realize the tests for each component (fiber and matrix). Once the criterion of damage initiation is reached, the loading will cause degradation of material stiffness coefficients. The reduction coefficients of stiffness is controlled by the damage variables that can assume values from 0 (undamaged state) to d_{max} (fully damaged state, by default $d_{max} = 1$).

4. Experimental results

With the applied load $F = 1000N$, the theory of beams allows expressing:

- The normal stress in bending:

$$\sigma_1 = \pm \frac{3FL}{2bh^2} \quad (5)$$

$$= \pm \frac{3 \times 1000 \times 64 \times 10^{-3}}{2 \times 15 \times 10^{-3} \times (4 \times 10^{-3})^2} = \pm 400 MPa$$

- The maximum interlaminar shear stress:

$$\tau_{13} = \frac{3F}{4bh} = \frac{3 \times 1000}{4 \times 15 \times 10^{-3} \times 4 \times 10^{-3}} = 12.5 MPa \quad (6)$$

The displacement of specimens is based on data of INSTRON, and strains are measured by gauges bonded in the middle of loading nose and support. The results are presented in Fig. 5.

At the max load, the deformation is around of 6mm.

A chronology of the damage is identified: first, the fracture of matrix appears at middle layers (between layer 3 and layer 4), and then the fractures propagate to the outer layers, the final rupture is the interlaminar shearing, from the layers subject to the largest tensile loading to the neutral section.

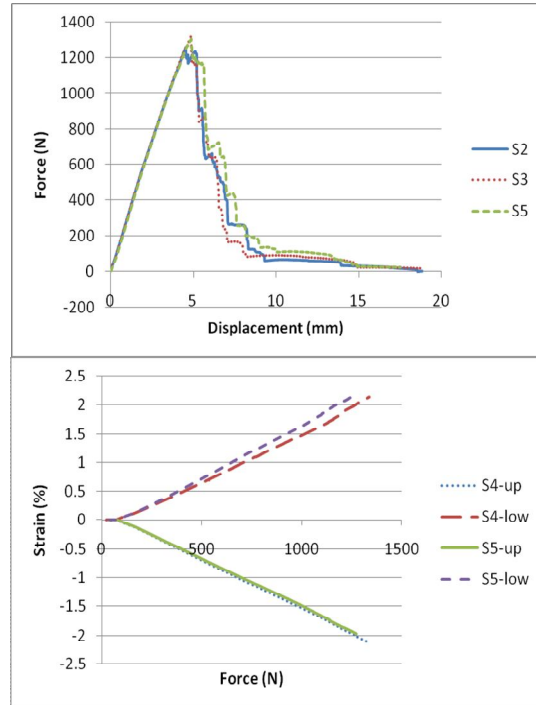


Fig. 5. Experimental displacement and deformation

5. Numerical results

Displacement and deformation: Apply a load that varies from 100N to 1050N, follow the displacement in the middle of the specimen and strain at position that gauge is bonded.

Fig. 6 presents the displacement in the middle of the beam. Note that in the linear, the error between displacement in 3D model and one measured by gauges is greater than in 2D model. It means that below yield strength, i.e. 600N, the 2D model present the test better. Beyond this value, the 3D model is closer to the test, in this state, the behavior of this specimen

is changed by taking into account the damage of the Hashin criterion. About $F = 1000\text{N}$, the error is minimal, beyond this value, the error increases again. This can be explained that damage appears at this value of load and changes the stiffness matrix. A decrease in the stiffness matrix due to the presence of damage leads to an increase in displacement. So, the displacement is larger in the simulation while it is slowly evolving in reality.

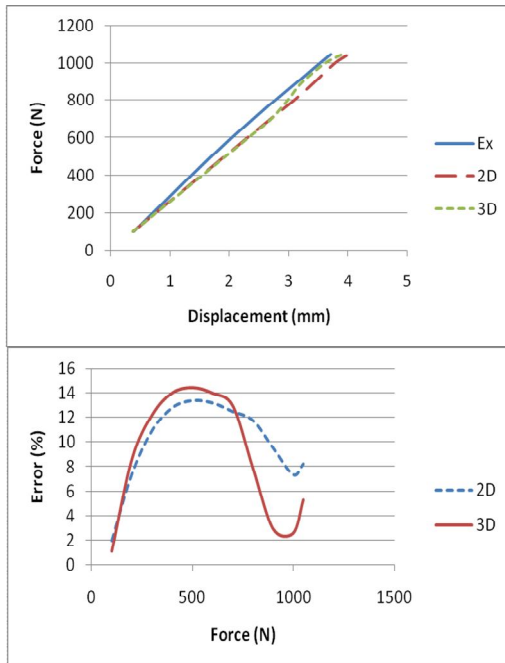


Fig. 6. Comparison the displacement in the middle of the beam.

Fig. 7 presents the deformation at position that gauge is bonded. The difference between results of test and modeling increases with the load, two models are identical until $F = 700\text{N}$.

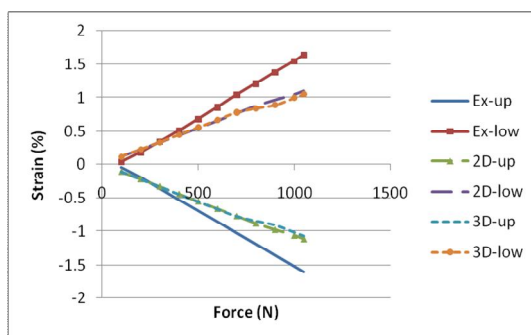


Fig. 7. Comparison the deformation at position that gauges are bonded.

The evolution of damage: in the 2D model, the fiber fracture appears in compression before in tension ($F = 845\text{N}$, $d_f^c = 4.94956 \times 10^{-5}$, $F_f^t = 0.999843$). This is contrary to the 3D model, the tension fracture takes place first ($F = 897\text{N}$, $d_f^t = 0.00233452$, $F_f^c = 0.995462$). In the test, the first crack will be held in tension on the lower surface, so the 3D models more exactly than the 2D model. In both models, the first damage appears between 800 and 900N, this is comparable with reality when we hear the "click" at about 800N.

For $F = 1000\text{N}$, the normal constraints in two models are identical and comparable with the calculation before but the shear constraints in two models are different because of the neglect of the thickness in simulation, as illustrated in fig. 8. The damage variables have reached a fifth the maximum value, specimen is damaged severely in the upper layers (fiber fracture in compression) and lower layers (fiber fracture in tension).

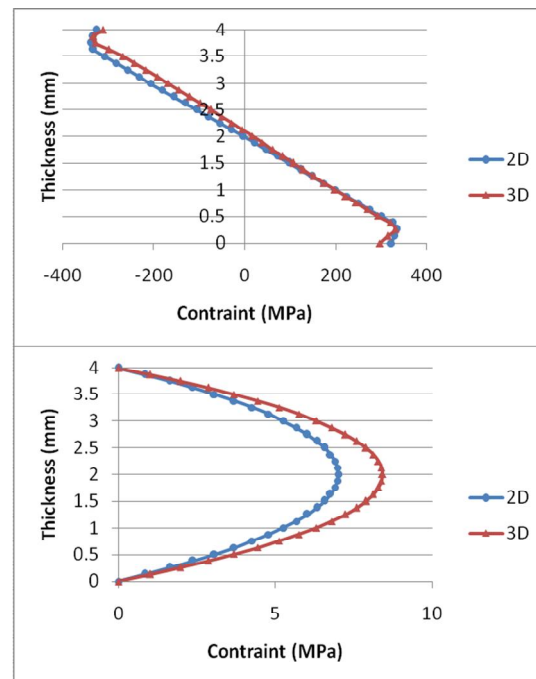


Fig. 8. The effect of neglect of thickness to normal constraint and shear constraint

6. Conclusions

A method to study the mechanical behavior of composite materials is established by using

the Finite Element simulation with Abaqus. This method is validated by three-point flexure test. The 2D and 3D models are compared to find the best. The results were very satisfactory, so this method can be used to predict the initiation and evolution of damage. However, these models are not optimized. They can be improved by modifying the mesh, boundary conditions, by definition the viscous coefficients, etc.

References

- [1] Daniel Gay (2003). Matériau composite : Conception et application. CRC Press LLC.
- [2] Jean-Marie BERTHELOT (2007). Comportement mécanique des structures et matériaux composites. ISMANS.
- [3] Autar K. KAW (1997). Mechanics of composite materials. CRC Press LLC.
- [4] (2009). Mise en place d'une méthodologie de caractérisation et de modélisation des endommagements dans les composites. Projet développement 5ème année. ESTACA.
- [5] Ireneusz LAPCZYK et Juan A. HURTADO (2007). Progressive damage modeling in fibre-reinforced materials. ScienceDirect, composites: part A 38, 2333-2341.
- [6] Douglas E. RODRIGUEZ et Ozden O. OCHOA (2004). Flexural response of spoolable composite tubulars: an integrated experimental and computational assessment. ScienceDirect, composites Science and Technology 64, 2075-2088.
- [7] (2007). Introduction unifiée à Abaqus. Dassault Systèmes.

ẢNH HƯỞNG CỦA DẠNG XẾP LỚP LÊN VẬN TỐC VÃY CỦA TẤM COMPOSITE

EFFECT OF LAMINATE LAYUP ON FLUTTER SPEED OF COMPOSITE RECTANGULAR PLATES

Võ Thị Gái, Nguyễn Thế Hoàng, Lê Thị Hồng Hiếu, Nguyễn Sơn Hải

Bộ môn KT Hàng Không, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách Khoa, Tp. Hồ Chí Minh, Việt Nam

BẢN TÓM TẮT

Đề tài nhằm mục đích nghiên cứu ảnh hưởng của cấu trúc xếp lớp và góc định hướng sợi lên vận tốc vẫy của tấm composite (CFRP) đặt trong Hàm gió. Trước hết, những ảnh hưởng này được nghiên cứu thực nghiệm bằng việc xác định vận tốc vẫy của các mẫu thử composite có cách xếp lớp $[0_2]_s$, $[5/0]_s$ và $[20/0]_s$ với các góc tới ban đầu khác nhau (0° , 5° , 10° , 20°). Tiếp đến, các tần số và mode dao động tự do sẽ được tính (sử dụng ABAQUS). Vận tốc vẫy được tính theo hai mô hình giải tích (biên dạng cánh mỏng 2D và dầm với một đầu ngàm). Từ đó, nghiên cứu khảo sát bằng giải tích sự thay đổi của vận tốc vẫy theo góc định hướng sợi của hai lớp ngoài và lớp giữa, tối ưu kiểu xếp lớp cho vận tốc vẫy cao nhất, so sánh với các kết quả thu được từ thực nghiệm. Kết quả thực nghiệm thu được cho thấy ảnh hưởng quan trọng của cấu trúc xếp lớp đến vận tốc vẫy của tấm.

ABSTRACT

This paper aims to study the importance of laminate lay-up on the flutter speed of composite wing by studying experimentally and analytically the behaviours of cantilevered symmetric laminates in a wind tunnel. The studied laminates have 4 plies made from carbon/epoxy (CFRP). Firstly, experiments were carried out within the range of incompressible and subsonic flow to determine flutter speeds of specimens with various lay-up $[0_2]_s$, $[5/0]_s$, $[20/0]_s$ at the different angles of attack 0° , 5° , 10° , 20° . Then, the natural frequencies and mode shapes of specimens were calculated by using ABAQUS (FEM). The flutter speeds were analytically estimated through a cantilever wing model. The results have shown that the laminate layup modifications lead to important changes in structural rigidity, and that the lay-up has a significant effect on flutter speeds.

1. GIỚI THIỆU

Được biết như một vật liệu có độ bền riêng cao, composite ngày càng được sử dụng rộng rãi trong ngành hàng không. Dựa vào việc thay đổi cách xếp lớp và góc định hướng sợi, các nhà thiết kế có thể tạo ra các cấu trúc với cơ tính khác nhau theo các hướng mong muốn. Một số nghiên cứu về hiện tượng khí đàn hồi của các cấu trúc làm từ vật liệu composite đã cho thấy rằng có thể đạt được một cấu trúc composite tối ưu có vận tốc divergence và vẫy cực đại mà vẫn đáp ứng yêu cầu về độ bền cấu trúc bằng việc thay đổi cách xếp lớp. Như nghiên cứu của L. Librescu hay T.A. Weisshaar [11,12,13,16] chứng tỏ vận tốc *divergence* của một cánh *composite* có góc *swept* có thể được tăng lên nhờ vào việc tối

ưu hoá cách xếp lớp. Độ cứng kết hợp uốn xoắn tạo ra bởi kiểu xếp lớp bất đối xứng có ảnh hưởng khá quan trọng đến đáp ứng khí đàn hồi động của cánh *composite*. Về hiện tượng vẫy, có thể kể đến các nghiên cứu của Shijun Guo, J.R. Banerjee [16,17,18] về cánh *composite* thành mỏng, kín. Nghiên cứu cho thấy có thể tăng vận tốc vẫy thêm 30%, giảm 18% khối lượng mà không ảnh hưởng đến độ bền kết cấu bằng cách thay đổi góc định hướng sợi của vỏ và các thanh xà làm bằng *composite*. Ngoài ra, nghiên cứu còn cho thấy vai trò chủ đạo của độ cứng xoắn đến vận tốc vẫy.

Trong phạm vi của đề tài nghiên cứu, mô hình cánh *composite* đơn giản hình chữ nhật làm từ vật liệu *carbon/epoxy* có cấu trúc đối xứng bốn lớp dạng $[\theta_1 \theta_2]_s$ được tìm hiểu. Đề tài bao gồm vào hai phần chính. Phần một mô tả các tiến trình, các hiện tượng xảy ra và các nhận xét về các thí nghiệm xác định vận tốc vẫy của các mẫu thử với các kiểu xếp lớp $[0\ 0]_s$, $[5\ 0]_s$, $[20\ 0]_s$ ứng với các góc tới khác nhau (0° , 5° , 10° và 20°). Thí nghiệm cũng nhằm cho phép rút ra các kết luận ban đầu về hiện tượng vẫy. Phần hai nghiên cứu lý thuyết ảnh hưởng của góc định hướng sợi đến vận tốc vẫy. Xác định các tần số dao động tự nhiên và *mode shape* của các mô hình $[0\ 0]_s$, $[5\ 0]_s$, $[20\ 0]_s$ bằng ABAQUS. Ảnh hưởng của góc định hướng sợi lên độ bền kết cấu, xác định vận tốc vẫy ứng với các góc tới và góc định hướng sợi khác nhau theo hai phương pháp khác nhau: dùng mô hình biên dạng cánh 2D với phương pháp giải V-g và dùng phương trình của Lottali cho mô hình dầm, sử dụng phương pháp Galerkin để giải hệ phương trình.

2. THÍ NGHIỆM ĐO VẬN TỐC VẪY

2.1 Mô hình thí nghiệm

Thí nghiệm được tiến hành trên một mô hình dầm *composite* đơn giản nhằm xác định vận tốc và tần số dao động khi hiện tượng vẫy bắt đầu xảy ra. Thí nghiệm với mục đích xem xét ảnh hưởng của góc định hướng sợi và góc tới ban đầu lên vận tốc vẫy, đồng thời cho phép có những quan sát thực tế về hiện tượng này.

Thí nghiệm được thực hiện tại phòng Thí nghiệm kỹ thuật Hàng không trên 6 mẫu thử *composite* T700s/2500 Carbon/Epoxy được cung cấp bởi giáo sư Shinji Ogihara, Tokyo University of Science, Nhật Bản. Kích thước hình học, khối lượng và tính chất vật liệu của các mẫu thử được cho trong bảng 1 và 2.

Bảng 1. Kích thước hình học và khối lượng của các mẫu thí nghiệm

Mẫu thí nghiệm	L_t (mm)	L (mm)	c (mm)	h (mm)	m_t (g)	m (g)
$[0\ 0]_s$ #1	304	255	25.25	0.555	6.66	5.59
$[0\ 0]_s$ #2	304	255	25.20	0.555	6.66	5.59
$[5\ 0]_s$ #1	304	254	25.15	0.555	6.68	5.58
$[5\ 0]_s$ #2	304	255	25.20	0.555	6.68	5.60
$[20\ 0]_s$ #1	303	253	25.20	0.555	6.69	5.59
$[20\ 0]_s$ #2	303	254	25.20	0.555	6.69	5.60

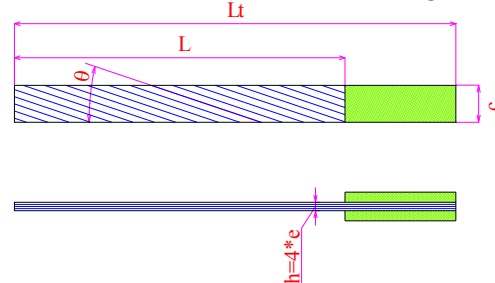
Bảng 2. Thông số vật liệu của các mẫu thử

E_1 (GPa)	E_2 (GPa)	ν_{12}	G_{12} (GPa)	ρ (kg/m ³)
105	8.72	0.34	4.02	1566

Hình 1. Các mẫu thí nghiệm



Hình 2. Kích thước các mẫu thí nghiệm



Các mẫu thí nghiệm được đặt trong một hầm gió dạng hút, khép kín. Vùng thí nghiệm có diện tích mặt cắt 400x500mm, dài 1000mm. Vận tốc tối đa của dòng khí mà hầm gió đạt được khoảng 40m/s, vận tốc dòng khí được điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay của quạt hút. Hình ảnh thí nghiệm được ghi nhận bằng máy quay phim tốc độ cao FASTCAM- PCI R2 Model 1K (nằm trong chương trình nghiên cứu côn trùng bay hợp tác với Đại học Konkuk, Hàn Quốc) có tốc độ quay tối đa 1000 hình/s, độ phân giải tối đa 512x480, bộ nhớ lưu được tối đa 4352 khung hình (8,704s). Hình ảnh từ camera được truyền đến máy tính và được xử lý qua phần mềm FASTCAM Viewer, có thể lưu thành nhiều định dạng file như BMP, TIFF, JPG, PNG, RAW, RAWW, AVI với các tốc độ khác nhau như 30 hình/s, 125 hình/s, 500 hình/s ...

Hình 3. Hầm gió



Hình 4. Máy quay phim tốc độ cao

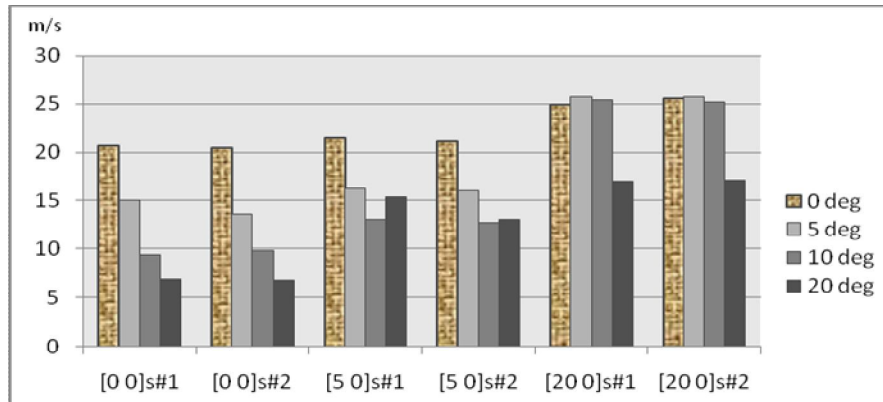


2.2 Hiện tượng và kết quả

Ban đầu, khi hầm gió được điều chỉnh ở các vận tốc quay (RPM) nhỏ, thanh bị uốn và rung nhẹ, tuy nhiên chưa bị xoắn. Tăng vận tốc hầm gió, thanh bị uốn nhiều hơn, rung mạnh hơn và bị xoắn với góc nhỏ. Tiếp tục tăng vận tốc, xuất hiện dao động nhưng không liên tục, thanh dao động với biên độ biến đổi giảm dần về 0, ngừng dao động trong khoảng thời gian rất ngắn, sau đó lại tăng biên độ. Khi vận tốc tăng thêm, biên độ dao động tăng và thời gian dao động tăng. Tiếp tục tăng vận tốc dòng khí, vẫn xuất hiện khi thanh bắt đầu dao động gần điều hoà, lúc này ta có thể nghe thấy tiếng ồn phát ra từ mẫu thử do tần số vẫn khá lớn.

Hiện tượng quan sát được ở các mẫu thử khá giống nhau. Tuy nhiên ứng với các góc định hướng sợi khác nhau và các góc tới khác nhau mà ta có độ rung lắc của thanh, biên độ vẫy và vận tốc vẫy có sự khác nhau.

Hình 5. Vận tốc vẫy xác định bằng thực nghiệm



2.3 Nhận xét

Từ kết quả thí nghiệm thu được (hình 5), ta rút ra một số nhận xét:

- Ở cùng góc tới ban đầu, khi góc định hướng sợi hai lớp ngoài tăng (0, 5, 20), vận tốc vẫy tăng.
- Ở cùng góc tới ban đầu và vận tốc hàm gió, thanh bị uốn nhiều hơn khi tăng góc định hướng sợi (0, 5, 20).
- Với các mẫu thử [0 0]_s và [5 0]_s, khi tăng góc tới ban đầu, vận tốc vẫy giảm.
- Với các mẫu thử [0 0]_s, độ cứng kết hợp uốn- xoắn bằng 0, dao động xoắn đóng vai trò chủ đạo khi vẫy.

3. ƯỚC LƯỢNG VẬN TỐC VẢY BẰNG GIẢI TÍCH

3.1 Phương trình chuyển động

Sử dụng phương trình vi phân của *Lottati* cho dao động tự do của dầm composite, bỏ qua biến dạng cắt, biến dạng vênh và quán tính quay

$$\frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(EI \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left(K \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right) + m \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} + m X_\alpha \frac{\partial^2 \alpha}{\partial t^2} + L \cos \alpha_0 + D \sin \alpha_0 = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(GJ \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right) - I_\alpha \frac{\partial^2 \alpha}{\partial t^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \right) - m X_\alpha \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} + M = 0$$

Điều kiện biên:

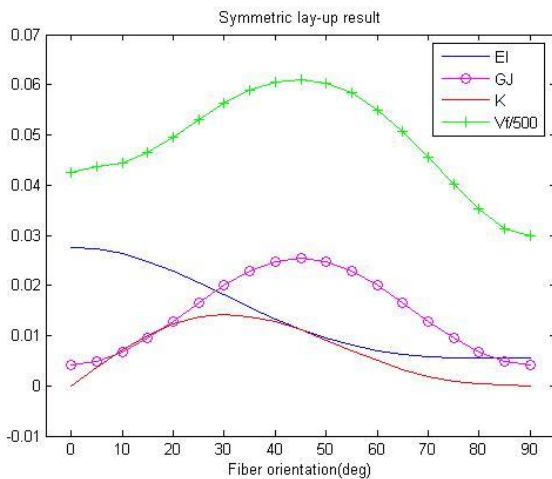
$$\begin{cases} h = \frac{\partial h}{\partial y} = \alpha = 0 & \text{tại } y=0 \\ \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} = \frac{\partial^3 h}{\partial y^3} = \frac{\partial \alpha}{\partial y} = 0 & \text{tại } y=L \end{cases}$$

Ngay khi hiện tượng vẫy xảy ra, dầm dao động điều hoà, phương trình của chuyển vị uốn và xoắn có dạng:

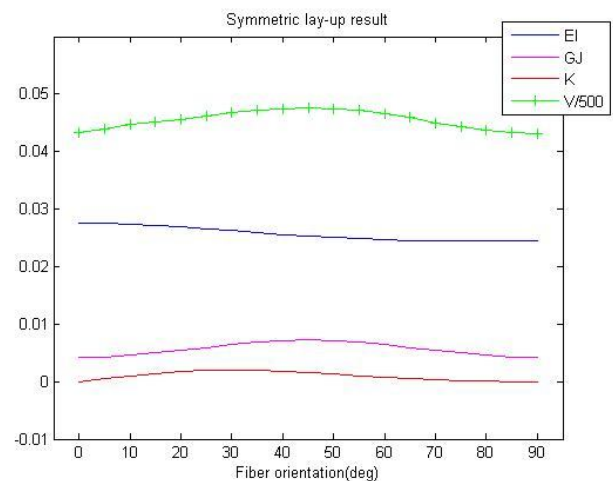
$$\begin{aligned} h &= Af(y)e^{i\omega t} \\ \alpha &= B\phi(y)e^{i\omega t} \end{aligned}$$

3.2 Kết quả

Hình 6 Sự thay đổi độ cứng và vận tốc vẫy của dầm composite theo góc sợi của 2 lớp ngoài



Hình 7 Sự thay đổi của độ cứng và vận tốc vẫy theo góc định hướng sợi của lớp giữa



4. KẾT LUẬN

Bằng việc nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm mô hình cánh composite hình chữ nhật đơn giản, đề tài đã cho thấy ưu điểm nổi bật của vật liệu composite, vận tốc vẫy của một cánh composite có thể tăng lên bằng cách thay đổi góc định hướng sợi. Điều này có ý nghĩa quan trọng đối với các nhà thiết kế, họ có thể chọn cách xếp lớp phù hợp để đạt được vận tốc vẫy cao nhất mà vẫn đảm bảo độ cứng yêu cầu đồng thời không làm tăng khối lượng. Qua đề tài, ta có thể rút ra một số kết luận như sau :

- Độ cứng xoắn và kết hợp có ảnh hưởng nhiều đến vận tốc vẫy hơn độ cứng uốn. Ta có thể thấy rõ vai trò của độ cứng xoắn qua phần nghiên cứu lý thuyết, tuy nhiên ảnh hưởng của độ cứng kết hợp cần được nghiên cứu thêm (có thể tham khảo thêm điều này ở [16, 17, 18]).
- Tăng góc sợi từ 0° đến 90° (ở cả hai lớp), vận tốc vẫy đạt cực đại ở kiểu [45 45]_s, tăng đáng kể so với kiểu ban đầu [0 0]_s, tuy nhiên độ cứng uốn đã giảm đi khá nhiều. Như vậy, việc tăng vận tốc

vậy mà không có sự ràng buộc có thể làm giảm độ bền của kết cấu. Do đó, khi lựa chọn góc định hướng sợi để nâng cao vận tốc vậy cần có sự ràng buộc về độ bền yêu cầu.

- Các độ cứng và vận tốc vậy thay đổi nhiều hơn nếu thay đổi góc sợi của hai lớp ngoài so với lớp giữa. Nói cách khác, ảnh hưởng của góc định hướng sợi đến vận tốc vậy ở các lớp khác nhau không giống nhau. Các lớp ngoài có ảnh hưởng lớn hơn so với các lớp trong.
- Khi tăng góc tới ban đầu, vận tốc vậy giảm [20].
- Khối lượng cánh composite thay đổi không đáng kể khi thay đổi góc định hướng sợi.

Đề tài mới chỉ dừng lại ở việc nghiên cứu một mô hình rất đơn giản và kiểu xếp lớp đối xứng, chưa thấy được vai trò của độ cứng kết hợp K và chưa thể hiện được ảnh hưởng của góc tới đến vận tốc vậy cũng như ảnh hưởng của các đại lượng hình học khác.

Đề tài có thể phát triển tiếp theo hướng nghiên cứu cho một mô hình cánh thực tế hơn với cấu trúc xếp lớp khác nhau như bất đối xứng ..., xem xét ảnh hưởng của các độ cứng, góc *swept*, *taper ratio* đến vận tốc vậy và tìm kiếm phương pháp mô phỏng hiện tượng vậy thể hiện tương tác qua lại giữa biến dạng và lực khí động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Văn Dán : Công nghệ vật liệu mới, NXB Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, (2003).
2. Lê Công Dưỡng : Vật liệu học, NXB Khoa học- Kỹ thuật, Hà Nội, (1997).
3. ABAQUS Version 6.7 Documentation Collection Online
4. Achim Briese, Wesley McGee, Ted Smith, Roxana Vasillesscu, Control of divergence speed for a fixed wing configuration using elastic tailoring, GIT, (2001).
5. Achim Briese, Investigation within the scope of the static and dynamic aeroelastic phenomena divergence and flutter, GIT, (2001).
6. Autar K. Kaw, Mechanics of composite materials, CRC Press LLC, (1997).
7. Bannerjee, J.R., Explicit analytical expressions for frequency equation and mode shapes of composite beams, Internatinal journal of solids and structures Vol.38 (2001), pp.2415-2426.
8. Dayang Laila Abang Haji Abdul Majid, ShahNor Basri, LCO flutter of cantilevered woven glass/epoxy laminate in subsonic flow, Springer-Verlag , (July 2007), pp.107-110.
9. Earl H.Dowell (editor): A modern course in aeroelasticity, Kluwer Academic Publisher, (1995).
10. James M. Whitney, Structural Analysis of Laminated Anisotropic Plates, TECHNOMIC Publishing Company, Inc., (1987).
11. Librescu, L. and Khdeir, A.A. Aeroelastic, Divergence of Swept-Forward Composite Wings Including Warping Restraint Effect, AIAA Journal, Vol. 26, No.11 (Nov. 1988), pp.1373-1377.
12. Librescu, L. and Simovich, J. General Formulation for the Aeroelastic Divergence of Composite Swept-Forward Wing Structures, Journal of Aircraft, Vol. 25, No. 4(1988), pp.364-371
13. Librescu, L. and Thangjitham, S., Analytical Study on Static Aeroelastic Behavior of Swept-Forward Composite Wing Structures, Journal of Aircraft, Vol 28, No. 2 (1991), pp.151-157
14. Raymond L. Bisplinghoff, Principles of Aeroelasticity, John Wiley and Sons, Inc., (1962).
15. Rodney H. Ricketts, Experimental Aeroelasticity History, Status nad Future in brief, Langley Research Center, Hampton, Virginia, (April 1990).
16. Shijun Guo, Aeroelastic optimization of an aerobatic aircraft wing structure, Aerospace Science and Technology Vol.11(2007), pp.396-404.

17. Shijun Guo, Wenyuan Cheng and Degang Cui, Aeroelastic Tailoring of Composite Wing Structures by Laminate Layup Optimization, AIAA Journal, (2007).
18. Shijun Guo, S.J. ; Bannerjee, J.R. ; Cheung, C.W, The effect of laminate lay-up on the flutter speed of composite wings, Cranfield CERES, (2003).
19. Weisshaar, T. A. Divergence of Swept- Forward Composite Wings, Journal of Aircraft, Vol. 17, No. 6 (1980), pp.442-448
20. Y.C.Fung An introduction to the theory of aeroelasticity, Dover Publications, (1993).

INFLUENCE OF CONFIGURATION $[90_2, 0_2]_S$ AND $[0_2, 90_2]_S$ TO THE LAMINATION IN LAMINATED COMPOSITE STRUCTURES

VU Dinh Hai^a, J.C.Walrick^b

a – Department of Transports Engineering, HCMUT, Vietnam. – dinhhai.vu@gmail.com
 b – Laboratory of Materials and Structures, ESTACA, France. – jcwalrick@estaca.fr

Abstract

The increasing use of composite materials in land transportation (automobile, train ...) and aeronautics often faces the sensibility to the damage at low impact energy. Especially in case of delamination which is decohesion between the constitutive plies of a laminated composite.

Therefore, it is necessary to comprehend the mechanism of initiation and propagation of damage under loaded in these structures of laminated composites in order to be able to predict the risks of emergence in design of structures.

This research concentrates on determining the critical values and the evolution of cracking in specimens under bending load. Moreover, it helps figure out the influence of different configuration and dimensional design to the damage caused by lamination in laminated composite structures.

1. INTRODUCTION :

There are 3 main mechanism of degradation in laminated composite structures : matrix cracking, broken fibers and delamination [1]. Even though matrix cracks are the origin of the delamination between neighboring plies, delamination is still the most serious fracture mode in laminated composite structures.

In this report, mechanism of delamination will be presented with the initial status and its evolution within the structure.

Besides, the experiments will be performed in order to derive the influence of the configuration of laminated and the dimensioning using in the structure.

After all, some predictions the risk of emergence in using the structures with these configurations and its design will be supposed.

2. MECHANISM OF DELAMINATION

2.1. Meso-modeling

In order to identify the mechanism of delamination, one modeling method developed by O. Alix and P. Levedez [2] was used beside the energetic analyzing this phenomene.

During the examination of damage caused by delamination, the laminated composite has been modeled by a stack of unidirectional damageable homogenous plies, these plies are connected by an interface. This is the main conception of meso-modeling.

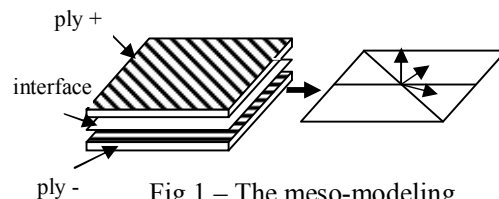


Fig.1 – The meso-modeling.

The relationship between constrains and displacements is supposed to be elastic :

$$\{\sigma\} = [K][U] \quad (1.1)$$

with :

e_i – thickness of interface

$[U]$ – jump of displacement between ply + and ply –

$$[U] = u^+ - u^- = [u_1]n_1 + [u_2]n_2 + [u_3]n_3$$

Or in form :

$$\begin{cases} \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{33} \end{cases} = \begin{bmatrix} K_1 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & 0 \\ 0 & 0 & K_3 \end{bmatrix} \begin{cases} [u_1] \\ [u_2] \\ [u_3] \end{cases}$$

with

$$\begin{cases} K_1 = \frac{G_{13}}{e_i} \\ K_2 = \frac{G_{23}}{e_i} \\ K_3 = \frac{E_3}{e_i} \end{cases} \quad (1.2)$$

With completely separation status, where $K_1 = K_2 = K_3 = 0$, this means that the interface does not have the elastic stiffness.

With perfect connection, where $K_1 = K_2 = K_3 = \infty$, it keeps the continuity of displacement and traction between layers ; in the case of non-linear geometry, only the traction is still continuous.

The fracture of connection between layers in a laminated structure can be examined by modeling the interface. In this research, the model of damageable elastic interface was used. In this model, the level of traction t , which can be transmitted between layers, decreases with the opening or sliding of adjacent layers until a critical level of displacement $[U]_c$ is reached. At this moment, the layers are completely separated [2].

Then elastic strain energy of the interface can be written in form :

$$E_d = \frac{1}{2}K_1[U_1]^2 + \frac{1}{2}K_2[U_2]^2 + \frac{1}{2}K_3[U_3]^2 \quad (1.3)$$

While the strain energy of the damaged interface can be defined as follows :

$$E_D = \frac{1}{2}(1-d_1)K_1[U_1]^2 + \frac{1}{2}(1-d_2)K_2[U_2]^2 + \frac{1}{2}(1-d_3)K_3\langle [U_3] \rangle_+^2 + \frac{1}{2}(1-d_3)K_3\langle [U_3] \rangle_-^2 \quad (1.4)$$

with : d_1, d_2, d_3 – scalar damage variables, vary between 0 (no damage) and 1 (totally damaged)

$\langle [U] \rangle_+$ and $\langle [U] \rangle_-$ – respectively component of $[U]$

2.2. Energetic analysis and the stability of delamination growth

In the study of delamination, Griffith has proposed an energetic approach permitting examine the fields of deformation and stresses near the crack [3]. This approach is based on the energetic analysis of continuous milieu containing cracks. It shows out the concept of strain energy release rate given by Griffith to describe the growth of the virtual crack.

The first principle of thermodynamics, which is applied to cracked structures in linear elastic milieu without heat transfer, was used to define the strain energy release rate. From the law of total energy conservation in a structure, we get :

$$dW_{(\varepsilon)} - dW_{ext} + dW_s - dE_c = 0 \quad (1.5)$$

with :

$dW_{(\varepsilon)}$ – change in internal deformation energy of the structure;

dW_{ext} – variation in work of external forces;

dW_s – variation in dissipated surface energy by the separation of the lips of cracks;

dE_c – variation of the kinetic energy of the cracks.

When the cracks grow, $\frac{\partial E_c}{\partial S} \geq 0$, we obtain the following result :

$$\frac{\partial}{\partial S} [W_{ext} - W_{(\varepsilon)}] \geq \frac{\partial W_s}{\partial S} \quad (1.6)$$

Since then, the strain energy release rate can be defined :

$$G = \frac{\partial}{\partial S} [W_{ext} - W_{(\varepsilon)}] \quad (1.7)$$

According to Griffith criterion, in order to obtain a crack, $G \geq G_c = 2\gamma$ with “ γ ” are intrinsic parameters of the material [4]. This brings the concept of the critical strain energy release rate G_c , which determine the initiation of the appearance of cracking.

In the study of thin plate composite with compressive load, Kardomateas [5] has built a stable and unstable model of crack growth. Based on the thin film model of Chai [6], the equation of strain energy release rate has been established in order to examine the stability of evolution of the crack caused by lamination as follows :

$$G(\varepsilon_0, a) = \frac{Eh(1-\nu^2)}{2}(\varepsilon_0 - \varepsilon_{cr})(\varepsilon_0 + 3\varepsilon_{cr}) \quad (1.8)$$

with :

ε_0 – deformation applied

ε_{cr} – Euler critical deformation (buckling deformation)

$$\varepsilon_{cr} = \frac{\pi^2}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{a}\right)^2$$

with h – thickness of laminated ;

a – length of the delamination

E – module Young

ν – Poisson coefficient

In the case of stable status, the delamination is stationary under ε_0 constant and its extension on a small area requires a small increment of the deformation applied. It means :

$$\left(\frac{d\varepsilon_0}{da}\right)_G > 0 \Rightarrow \left(\frac{\partial G}{\partial a}\right)_{\varepsilon_0} < 0 \quad (1.9)$$

On the other hand, in the unstable status :

$$\left(\frac{d\varepsilon_0}{da}\right)_G \leq 0 \Rightarrow \left(\frac{\partial G}{\partial a}\right)_{\varepsilon_0} \geq 0 \quad (1.10)$$

Thus, the researches of the delamination often use the critical strain energy release rate as a threshold variable for fracture status. Moreover, the evaluation and determination of G_c are easier than the stress intensity factor K that also widely used in fracture mechanics [7]. Because this factor needs the determination of very complex constraints in crack tip [8].

2.3. Compliance method

In addition to the development the strain energy release rate, Griffith has also presented a theory to obtain the extension of the length of crack so as to calculate G_c . It shows that the deformation energy will be reduced equally to the increase in surface energy when the crack is growing. According to the proposal of Griffith, the condition of propagation of the crack per unit thickness of the plate is :

$$\begin{aligned} \frac{d}{da}(W_\varepsilon - W_{ext} + W) &= 0 \\ \Rightarrow \frac{d}{da}(W_{ext} - W_\varepsilon) &= \frac{dW}{da} \end{aligned} \quad (1.11)$$

with:

a : length of the crack

W_ε : elastic deformation energy per unit : thickness

W_{ext} : work done by external forces

W : energy required for the evolution of crack

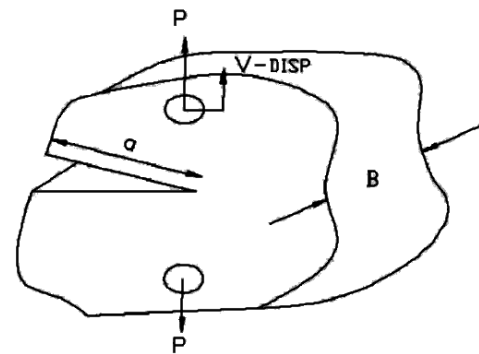


Fig. 2 – Symbols used in compliance method.

Using the symbols in the figure above, we can obtain the formula of strain energy release rate :

$$G = \frac{d}{da}(W_{ext} - W_\varepsilon) = \frac{1}{b} \left(P \frac{d\delta}{da} - \frac{dU_t}{da} \right) \quad (1.12)$$

with :

b – plate's width ;

P – applied force ;

U_t – total elastic deformation energy ;

δ – vertical displacement at the point of applied force.

Using mathematical transformation, the simple formula of strain energy release rate can be derived as follows :

$$G = \frac{P^2}{2b} \frac{\partial C}{\partial a} \quad (1.13)$$

with : $C = \frac{\delta}{P}$ – the compliance of the structure

Through the experiments, we can determine the compliance and the force applied so that we can calculate the G and G_C .

3. EXPERIMENTS AND RESULTS

In this research, two series of specimens will be used: healthy beam specimens, End Notched Flexure (ENF) and Center Notched Flexure (CNF) specimens. The method of testing will be 3-points bending.

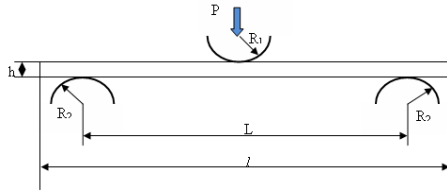


Fig. 3 – 3 points bending test.

Material used is composite glass fiber – polyester resin, there are 2 configurations of the specimens : $[90_2, 0_2]_S$ (I) and $[0_2, 90_2]_S$ (II).

The load – unload method will be used to test the specimens in order to determine the moment of critical load appearance.

The ratio of L/h has an important role in determining which mode of fracture can occur in the test [9]:

- For $\frac{L}{h} \geq 16$, fracture by traction /compression stress.
- For $\frac{L}{h} \leq 5$, fracture by shear stress.

3.1. Experiments determining the critical values of specimens under bending load

The specimens used in these experiments have the dimensions: $b = 15\text{mm}$, $h = 4\text{mm}$, ($l = 60\text{mm}$, $L = 50\text{mm}$) ; ($l = 100\text{mm}$, $L = 80\text{mm}$) and their

properties : $E_1 = 24.09 \text{ GPa}$, $E_2 = 5.69 \text{ GPa}$, $\nu = 0.353$, $G_{12} = 2 \text{ GPa}$.

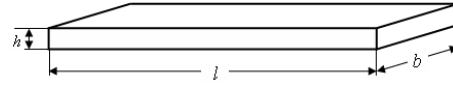


Fig. 4 – Dimensions of specimen.

After implementation of the experiments, the result obtained show that there are different behaviors between the 2 configuration of material and the dimensions of the specimens.

Table 1 – Critical values of these specimens

	$l(\text{mm})$	$\sigma_c(\text{MPa})$	$\tau_{13}(\text{MPa})$
(I)	60	241.584	9.712
(II)	60	575.584	23.023
(I)	100	221.916	5.576
(II)	100	633.569	15.998

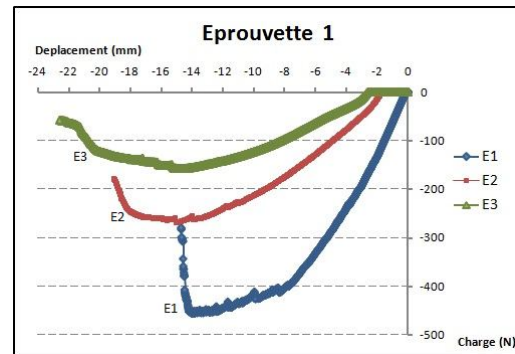


Fig. 5 – Force – displacement chart (I).

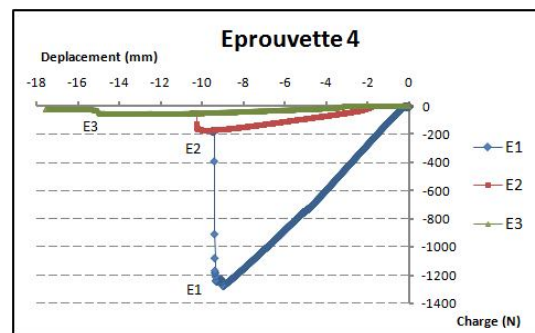


Fig. 6 – Force-displacement chart (II).

3.2. Experiment evaluating the evolution of delamination inside specimens ENF and CNF

In this series of experiment, we used the CNF and ENF specimens with the Teflon film (T) inserted (90/0/0/T/90, 0/90/90/T/0).

This film will create the initial crack in order to examine the evolution of the delamination in the structure.

From the research model of Carlsson and Nwosu [10] [11] in mode II test, it has to make modification to the formula to use in this situation because of the position of the initial crack has been changed (from the middle of the specimen to the lower position).

For ENF specimen :

$$C = \frac{2L^3 + 7a^3}{8Eb^3} ; G_{IIC} = \frac{21a^2P_C^2}{16Eb^2h^3} \quad (1.14)$$

For CNF specimen :

$$C = \frac{2L^3 + 7\left(\frac{a}{2}\right)^3}{8Eb^3} ; G_{IIC} = \frac{21\left(\frac{a}{2}\right)^2 P_C^2}{16Eb^2h^3} \quad (1.15)$$

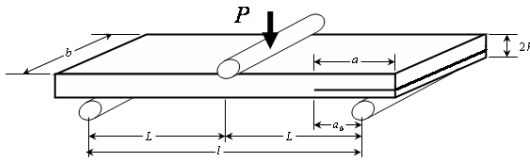


Fig. 7 – ENF specimen

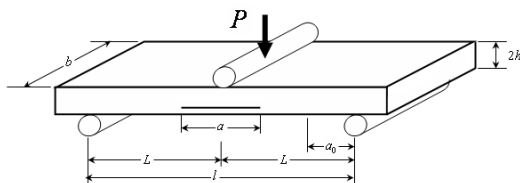


Fig. 8 – CNF specimen

Experiment was realized with different distance between supports and the length of the initial cracks.

From the critical force and displacement obtained, we can calculate the critical strain energy release rate and draw a graph of $G_C - a$ showing the evolution of the delamination.

In this test, the configuration (I) express a fracture behavior with normal stress (traction/compression stress) but not with the shear stress, both for the CNF and ENF specimens, with any distance between supports .

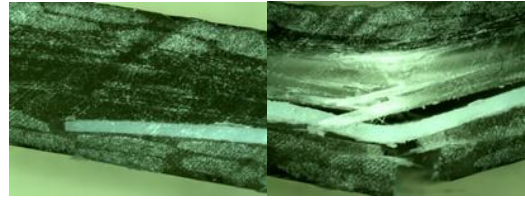


Fig. 9 – Microscopic photo of a CNF (I).

On the other hand, the configuration (II) shows out another fracture behavior. When decrease the distance between supports, the influence of shear stress in the fracture mode becoming more clearly.



Fig. 10 – Photo of an ENF (II).

After calculating the G_C , we can get the graphs follows :

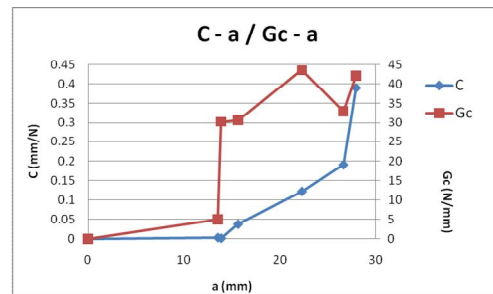


Fig. 11 – Evolution of delamination in ENF (II).

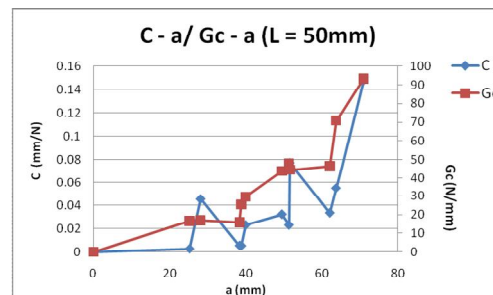


Fig. 12 – evolution of delamination in CNF (II).

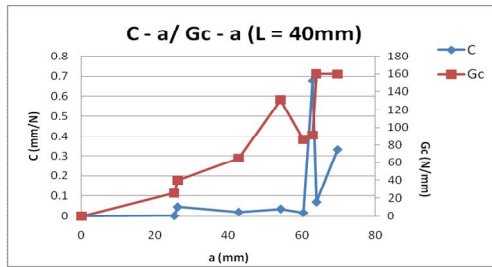


Fig. 13 – Evolution of delamination in CNF (II).

From these graphs above, we can figure out the development of strain energy release rate when cracks grow. It increases while the length of delamination increases. At the end, it tends to a limit value, representing for the completely degradation.

4. CONCLUSION

From the results of the experiments, we can extract the influence of the configuration (I) and (II) on the characteristics of appearance and evolution of delamination.

With the configuration (I), the structures cannot stand a high stress; however, they have a stable process of fracture. It means that we can avoid the unexpected broken of structure in using. Moreover, we can raise the stability of the structure by reduce its security coefficient. On the other hand, structure using configuration (II) can work under a very high stress. However, the propagation of the crack is unstable so it can bring a sudden destruction when it reaches its critical status. Therefore we have to raise the security coefficient to avoid that problem.

Besides, the fracture modes of these configurations are also different. Knowing this characteristic helps us to choose the suitable configuration and dimensions of the structure for the each situation of using them.

REFERENCE

[1]. Daniel Gay, Suong V. Hoa, Stephen W. Tsai, "Composite Materials Design and Applications", CRC Press LLC, 2003.
 [2]. Allix, O., Ladevéze, P., "Damage Analysis of Interlaminar Fracture Specimens", *Composite Structures* 31, 1995, pp. 61-74.

[3]. Recho, N., "Rupture par fissuration des structures.", *Traité de Nouvelles Technologies série Matériaux*, 1995.
 [4]. Callister, W. D., "Fundamentals of Materials Science and Engineering", John Wiley & Sons Inc., 2001.
 [5]. Kardomateas, G. A., Pelegri, A. A., "The Stability of Delamination Growth in Compressively Loaded Composite Plates", *International Journal of Fracture* 65, 1994, pp. 261-276.
 [6]. Chai, H., Babcock, C., Knauss, W., "One Dimensional Modelling of Failure in Laminated Plates by Delamination Buckling," *Int. J. Solids Structure*, Vol. 17, No. 11, 1981, pp. 1069-1083.
 [7]. Sheinman, I., Kardomateas, G.A., "Energy release rate and stress intensity factors for delaminated composite laminates.", *Int. Journal. Solid Structures*, Vol. 34, No. 4, 1997, pp.451-459.
 [8]. Kachanov, M., "Elastic solids with many cracks and related problems.", *Advance in mechanics and application*, Vol. 30, 1994, pp. 259-445.
 [9]. Krawczak, P., "Essais des Plastiques Renforcés", *Techniques de l'Ingénieur, traité, Plastiques et Composites*, 1997.
 [10]. Carlsson, L.A., "On the Analysis and Design of the End Notched Flexure (ENF) Specimen for Mode II Testing", *Journal of Composite Materials*, Vol. 20, 1985, pp. 594 – 604.
 [11]. Nwosu, S.N. et al., "Dynamic Mode II Delamination Fracture of Unidirectional Graphite/Epoxy Composites", *Elsevier Composites Part B* 34, 2003, pp. 303-31

Tối ưu hóa biên dạng cánh dùng giải thuật di truyền

Airfoil Design Optimization using Genetic Algorithm

Dang Thai Son¹, Tran Thanh Tinh², Nguyen Anh Thi³

Department of Aeronautical Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology

dangthaison@gmail.com, tinhtt@gmail.com, thinguyen@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến bài toán thiết kế (tối ưu hóa) biên dạng cánh hoạt động trong điều kiện ngang âm có lực cản thấp trong điều kiện duy trì hệ số lực nâng bằng giá trị cho trước. Giải thuật tìm kiếm sử dụng là giải thuật tiến hóa (genetic algorithm). Hình học biên dạng cánh được tham số hóa bằng các tham số PARSEC, đóng vai trò là các biến thiết kế. Lưới tính toán được tạo ra bằng cách biến dạng một lưới ban đầu quanh một biên dạng cánh bất kỳ. Đặc tính khí động của biên dạng cánh được xác định bằng cách sử dụng chương trình tích phân phương trình Euler ba chiều không gian (Star3D). Tính toán song song và kỹ thuật xấp xỉ hàm mục tiêu được sử dụng để giảm thiểu thời gian tính toán tối ưu. Kết quả tính toán tối ưu áp dụng cho biên dạng cánh cho thấy tìm năng ứng dụng của chương trình cài đặt.

ABSTRACT

The paper consists of minimizing the drag of airfoil operating in transonic regime at a prescribed lift coefficient. Genetic algorithm is used as optimum search algorithm. Airfoil geometry is parameterized using PARSEC parameters acting as design variables. Aerodynamic characteristics of airfoils are evaluated using in-house Euler solver, namely called Star3D. Computational grid is updated from an initial grid using grid deformation technique. To cut down turn around time for design optimization, parallelization programming and approximation technique are applied. Results of airfoil design operating in transonic regime will be presented and discussed.

Keywords: Airfoil, genetic algorithm, PARSEC, grid deformation, parallelization

1. INTRODUCTION

Genetic Algorithm (GA) is a stochastic optimum search algorithm based on the mechanism of natural selection. Recently, GA has proved their superior performance in many applications due to its advantages over gradient-based methods, such as: 1) free of derivative information; 2) capability to find global optimum; 3) decoupling between search algorithm and the mathematical

formulation of application, etc. Depending on the way that the design variables are coded, one has two different formulations of GA method: real-coded GA (RC-GA) and binary-coded GA (BC-GA) [1]. GA has been recently applied for aerodynamic design optimization applications [5,7]. Although important progress has been attained, there is still room to improve the performance of GA method as being applied for aerodynamic design problem. There is still need to: 1) cut down

prohibitive computational load of GA-based optimization method; 2) elevate the stall convergence (fail to convergence to global optimum) problem, etc. To reduce the CPU time, different approaches has been deployed such as parallel computing [7], reduced-order method [5], learning using Neural Network [10],...

In this work, GA is applied for airfoil design optimization application. The ultimate goal is to design an airfoil that has low wave drag at a prescribed lift coefficient as it works in transonic regime.

The paper is organized as follows. Section 2 briefly presents adaptive range real-code GA used in this study. General structure of airfoil optimization program is outlined in Section 3. Airfoil design results are presented and discussed in Section 4. The paper ends with the conclusion section.

2. GENETIC ALGORITHM

Similar to natural biologic selection, GA consists of following steps: 1) randomly initialize a population; 2) reproduce the offspring; 3) evaluate the fitness of the individuals; 4) select survivals and discard the unfit individuals.

2.1. Population

In conventional GA, a population is initialized randomly in defined search regions only one time at the beginning of optimum searching process. In this work, adaptive range real-coded genetic algorithm (AR-GA), proposed by Arakawa and Higiwara [2], is used. AR-GA regenerates the whole of population after a fixed number of generations. It biases new population to promising regions based on statistical characteristics of current

population. This method has been proved to drastically improve effectiveness of GA method.

To generate a real-coded GA population, the real value of a design variable can be determined through a normalized value r_i as:

$$p_i = (P_{i,\max} - p_{i,\min})r_i + p_{i,\min}$$

Here r_i is a random number uniformly distributed in $(0,1)$.

In adaptive range algorithm, the real value of any design variable p_i is defined as function of a normalized variable pn_i which is, in turn, is determined through r_i . Value r_i is the integral of probability distribution of normal distribution from $-\infty$ to pn_i .

$$p_i = \sigma_i \cdot pn_i + \mu_i$$

$$r_i = \int_{-\infty}^{pn_i} N(0,1)(z) dz$$

To improve the robustness of the algorithm, relaxation factor ω_μ and ω_σ are introduced to update the average and standard deviation as:

$$\mu_{new} = \mu_{present} + \omega_\mu (\mu_{sampling} - \mu_{present})$$

$$\sigma_{new} = \sigma_{present} + \omega_\sigma (\sigma_{sampling} - \sigma_{present})$$

Here $\mu_{sampling}$ and $\sigma_{sampling}$ are determined by sampling the top half of the population.

2.2. Fitness evaluation

Whether an individual survives in the population or not depends on its fitness value. In airfoil design problem, fitness function generally corresponds to the aerodynamic characteristics of the airfoil that depend on design variables set and constraints of different nature. Fitness

evaluation is the most time consuming task in aerodynamic design using genetic algorithm. There will be a permanent requirement on objective function approximation techniques. This will be discussed in following sections.

2.3. Reproduction

Reproduction operators have strong impact on the performance of genetic algorithm. A diversity of reproduction operators can be found in literatures [1]. Following is the operators used in this study.

2.3.1. Single-point crossover

Crossover is simply the exchange of the design variables of two individuals. An offspring created by crossover will carry the characteristics of its parents. Single-point crossover is defined as follows: an integer position k along design variable string is randomly selected in $[1, l-1]$, where l is the length of design variable string; then two new individuals strings are created by swapping all variables between positions $k+1$ and l inclusively.

2.3.2. Mutation

The offspring produced by crossover can occasionally lose some potential variable values. Mutation introduces traits not in original population and prevents GA from *convergence stall*, e.g. being stuck in local optimum before entire search regions are exploited. Indeed, mutation helps to maintain the diversity of population.

2.3.3. Selection and discard

For each generation, fit individuals and offspring are kept to survive and the unfit ones are removed from the population. The process of natural selection is done generations after generations until the optimum is found.

3. AIRFOIL OPTIMIZATION PROGRAM

Overall structure of the design optimization program is outlined in figure 2. The main elements of this program will be briefly described in the following subsections.

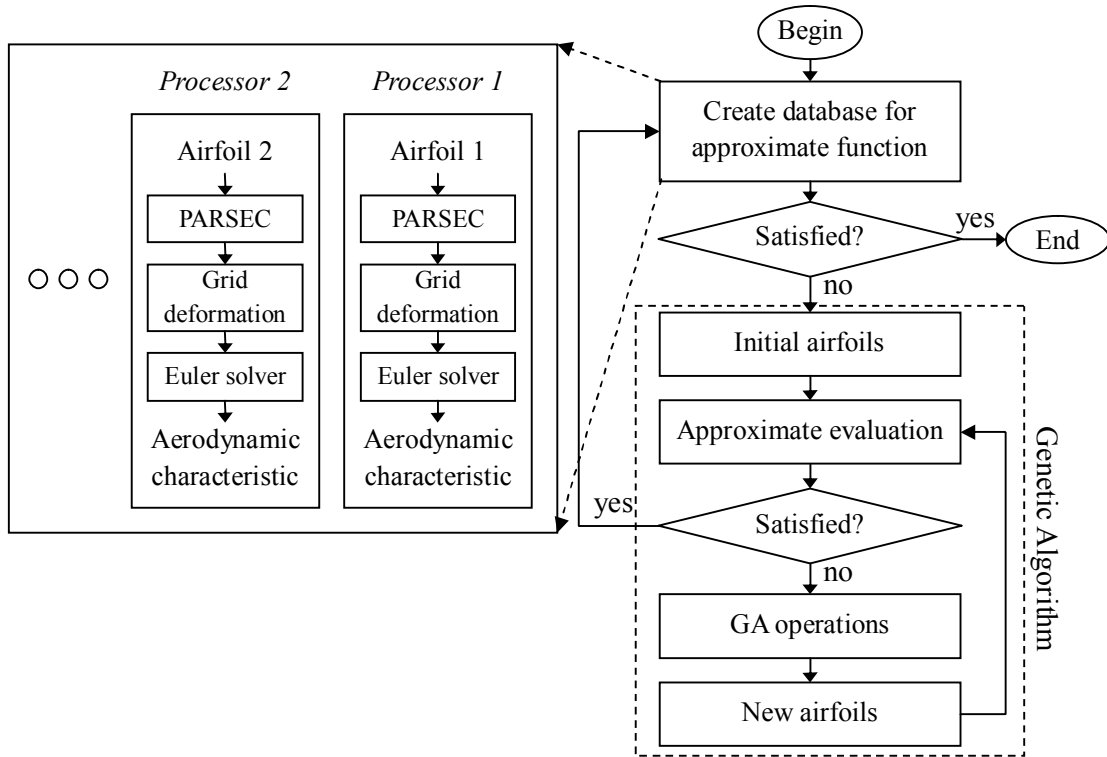


Figure 2: Flowchart of airfoil optimization program

3.1. Objective

The main objective is to design an airfoil having minimum drag coefficient at a prescribed lift coefficient in the transonic regime.

Design conditions are defined as follows: lift coefficient 0.6, free stream Mach 0.75, angle of attack is allowed to change within 1° . To ensure a feasible shape of airfoil, some geometric constraints are imposed. Normalized thickness of the airfoil 0.122 is kept almost unchanged. Trailing edge position is (1,0) and trailing edge thickness is set to be 0. The leading edge radius is kept greater than 0.6, the trailing edge angle is not less than 4.

3.2. Design variables

Discrete points of airfoil surface should not be used as design variables because it requires a lot of design variables and it is not suitable for reproduction operations of GA.

PARSEC method, originally proposed by Sobieczky [3], parameterizes an airfoil shape by its 11 important geometric characteristics, namely called PARSEC parameters (see figure 1). An airfoil shape can be built fully from 11 PARSEC parameters. This work use PARSEC parameters as 11 design variables.

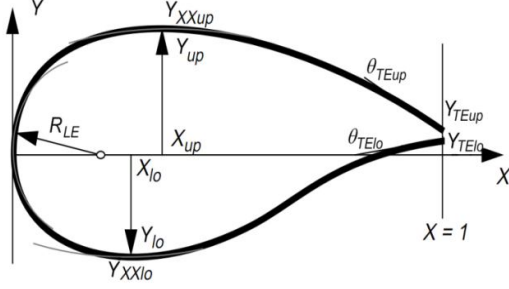


Figure 1: 11 PARSEC parameters

Some constraints on geometry reduce the number of design variables. First, the constraint of airfoil thickness eliminates one design variable (coordinate y of upper or lower crest). The constraints of trailing edge reduce two more design variables. Finally, there are totally 8 design variables for airfoil design problem.

3.3. Grid update

Euler solver requires computational grid around the airfoil to run flow simulation. An initial grid is generated manually by GRIDGEN[®] software. The computational grid for new airfoil is updated by deforming the initial one. By doing this, the topology of airfoil is maintained and the grid is updated automatically. Two combined techniques used to deform the grid are spring analogy and transfinite interpolation. Readers are invited to refer to [9] for detail of grid update techniques used.

3.4. Parallelization

The parallelization is implemented on the memory-distributed machine SUPERNODE 2 of Faculty of Computer Science. Master-slave model is used to distribute work load on processors. The master processor performs the main program. At the stage of making database for approximate function, the master

distributes airfoils to slave processors to run Euler solver. Message Passing Interface (MPI) is used as the protocol to exchange information between the processors. Readers are invited to refer to [8] for further detail on parallel programming technique.

3.5. Approximate Objective Function

As mentioned above, fitness value evaluation task is very time consuming. To reduce the computational overhead associated with fitness value evaluation, Local Approximation Method (LAM) is used in this work. The aerodynamic characteristics of an airfoil are approximated by interpolating the characteristics of “neighboring” airfoils. The database of these airfoils is obtained by applying Euler solver for finite neighboring airfoils distributed around an initial airfoil.

The drag coefficient is determined by:

$$C_D = C_D^o + \sum_{i=1}^n \Delta C_{Di} + \frac{\delta_\alpha}{\Delta_\alpha} (C_{D\alpha} - C_D^o)$$

$$\delta_\alpha = \frac{\Delta_\alpha}{C_{L\alpha} - C_L^o} \left[C_L^* - C_L^o - \sum_{i=1}^n \Delta C_{Li} \right]$$

Here $C_D^o, C_{D\alpha}, \Delta C_{Di}, C_L^o, C_{L\alpha}, \Delta C_{Li}, \Delta\alpha$ are retrieved from previously established database. Details about making database can be referred from [5].

As stated above, some constraints are imposed directly on geometry, the rest are indirectly handled by introducing penalty function. One will then play with “modified” objective function which is the combination of above formula and penalty function rather than initial objective function.

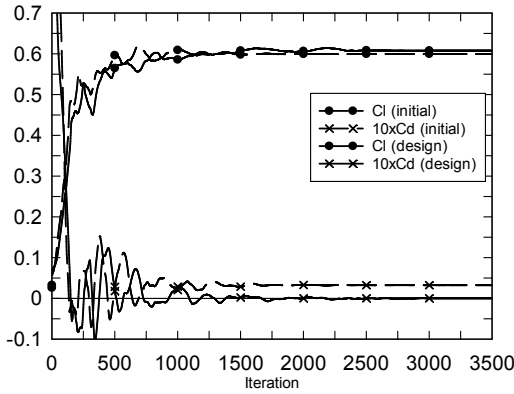


Figure 3: Convergence of C_l and C_d of initial and design airfoil in running Euler solver

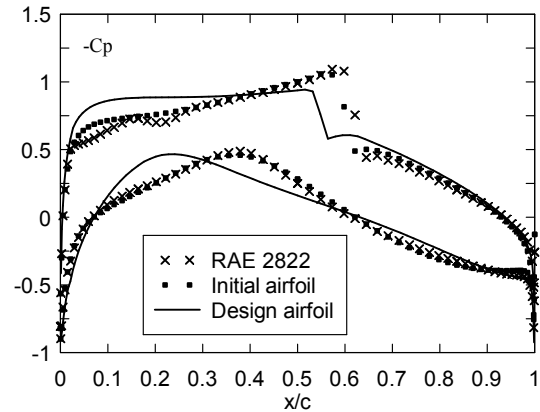


Figure 4: Pressure distribution along the surfaces of airfoils

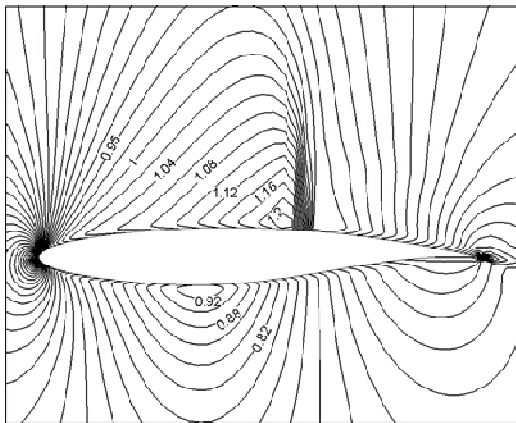


Figure 5: Iso-Mach lines around initial airfoil

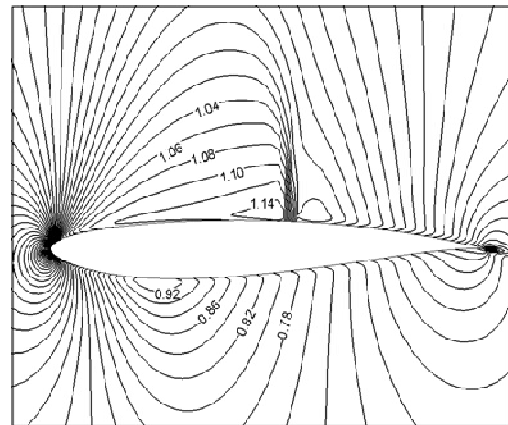


Figure 6: Iso-Mach line around designed airfoil

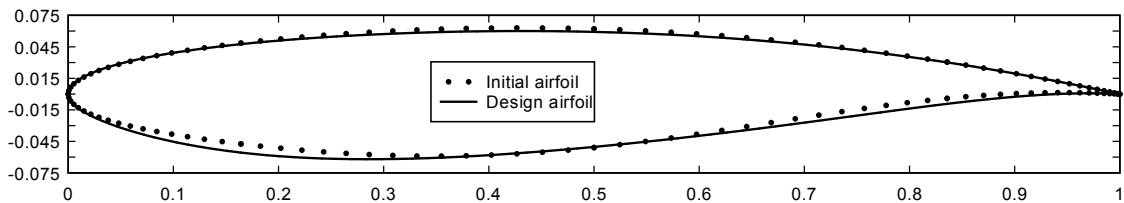


Figure 7: Shape of initial airfoil and designed airfoil

4. RESULTS

Airfoil design results are presented in figures from 3 to 7. The designed airfoil is obtained after 3 optimization steps (corresponding to 3 times creating database). In each optimization step, GA runs 500 generations. The C_d convergence of GA is shown in figure 8. The population

size is fixed and equal to 200. There are 21 processors participating in the parallel computation. The total CPU time needed for completing this design problem is approximately 30 hours.

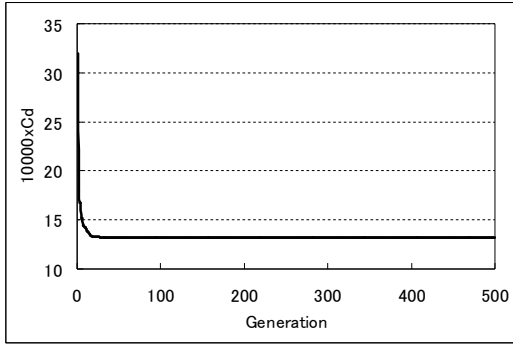


Figure 8: C_d convergence of GA

Initial and designed airfoils are shown in figure 7. One observes that the upper surface of designed airfoil has a higher curvature radius compared to the one of original airfoil. This results in a reduction of flow acceleration on upper surface and then a reduction of shock strength that is obvious in figure 4. The reduction of flow acceleration on upper surface of designed airfoil is also evident in figures 5 and 6. The maximum Mach number of design airfoil in figure 6 is about 1.14 compared with maximum Mach around 1.2 of initial airfoil.

The drag, lift coefficients and angle of attack of initial airfoil and designed airfoil are shown in Table 1. In order to compare, the characteristics of supercritical airfoil RAE2822 are also listed. One notes that the drag coefficient of design airfoil is much lower than the initial one and RAE2822 airfoil.

Airfoil	C_l	C_d	A
Initial	0.600	0.00320	0.674°
Design	0.608	0.00002	0.790°
RAE2822	0.594	0.00310	0.52°

Table 1: Airfoils' aerodynamic characteristics

5. CONCLUSION

Genetic algorithm has been successfully applied in airfoil optimization design problem. The designed airfoil is not the global optimum one but it has much better aerodynamic characteristics compared to the initial airfoils. Further works are on going to improve the robustness and accuracy of optimum search algorithm. Function approximation using neural network is under studied and implemented. A more challenging design problem involves airfoil optimization using Navier-Stokes solution is the next step of this study.

ACKNOWLEDGEMENTS

This research work is partially supported by the Viet Nam National University at Ho Chi Minh City through the key research project titled “*Development of grid computing environment for large scale computation applications*” (Grant #B2007-20-09TĐ) led by Dr. Nguyen Thanh Son at the Faculty of Computer Science and Engineering (CSE) of Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT). The technical supports of Dr. Tran Van Hoai and Mr. Tran N. Thuan at CSE in making Supernode II cluster system available for this work is highly appreciated.

REFERENCE

1. R.L. Haupt and S.E. Haupt. Practical genetic algorithms. John Wiley & Sons, (2004).
2. M. Arakawa and I. Hagiwara. Non-linear Integer, Discrete and Continuous Optimization Using Adaptive Range Genetic Algorithms, Proc. of 1997 ASME Design Engineering

- Technical Conferences, (1997).
3. H. Sobieczky. Parametric Airfoils and Wings. Notes on Numerical Fluid Mechanics, pp. 71-88, Vieweg, (1998).
 4. J. Nérault. Initiation aux calculs parallèles. ENSMA, Octobre (2008).
 5. S. Peigin and B. Epstein. Robust handling of non-linear constraints for GA optimization of aerodynamic shapes. Int. J. Numer. Meth. Fluids 45, pp. 1339–1362, (2004).
 6. B. K. Soni. Two and Three-Dimensional Grid Generation for Internal Flow Applications of Computational Fluid Dynamics. AIAA, pp. 85-1526, (1985).
 7. N. Marco and S. Lanteri. A Two-Level Parallelization Strategy for Genetic Algorithms Applied to Shape Optimum Design. INRIA, Report 3463, July (1998).
 8. T. T. Tinh, N. A. Thi and D. T. Son. Development of Three-dimensional Euler Solver Using Finite Volume Method on Multi-block Structured Grid. The 4th International Conference on High Performance Scientific Computing (HSPC2009). Ha Noi - Viet Nam, 2-6 March (2009).
 9. A. D. Hoang, Y. M. Lee, S. K. Jung, A. T. Nguyen and R. S. Myong. Development of a Three-Dimensional Multi-Block Structured Grid Deformation Code for Complex Configuration. Journal of Computational Fluids Engineering (Korean Society of Computational Fluids Engineering), Vol. 12, No. 4, pp. 28-37, December (2007).
 10. M. K. Karakasis and J. Désidéri. Model Reduction and Adaption of Optimum-shape design in aerodynamics by Neural Networks. INRIA, Report 4503, July (2002).

TÁC GIẢ

(a)	(b)	(c)	(a)	(b)	(c)
	A		M		
	B		N		
	C		O		
Võ Trọng Cang	1102-05	26	P		
Nguyễn Vương Chí	1102-06	32	Hoon Cheol Park	1102-04	18
	D		Q		
Võ Anh Dũng	1102-05	26	Trương Hoàng Thúy Quỳnh	1102-07	38
	E		R		
	F		S		
			Nguyễn Quang Sáng	1102-04	18
			Đặng Thái Sơn	1102-10	57
	G		T		
Võ Thị Gái	1102-08	44	Lê Đình Tuân	1102-01,02	01,06
			Nguyễn Thiện Tống	1102-02	06
	H		Đoàn Minh Thiện	1102-05	26
Lê Tất Hiền	1102-03	12	Nguyễn Song Thanh Thảo	1102-07	38
Nguyễn Thế Hoàng	1102-08	44	Trần Thanh Tịnh	1102-10	57
Lê Thị Hồng Hiếu	1102-08	44	Nguyễn Anh Thi	1102-10	57
Nguyễn Sơn Hải	1102-08	44		U	
Vũ Đình Hải	1102-09	51		V	
	I		Lê Hồng Việt	1102-01	01
	J			W	
			J.C. Walrick	1102-09	51
	K		X		
Dong-Joon Kim	1102-03	12	Y		
	L		Z		

(a): Tên tác giả bài báo (tác giả chính và đồng tác giả). Sắp xếp theo thứ tự ABC, đối với người Việt Nam thì sắp xếp theo tên, đối với người nước ngoài thì sắp xếp theo họ.

(b): Bốn số đầu là số đại diện của phân ban, hai số sau là thứ tự bài báo trong Kỷ yếu hội nghị. VD: 1102-01: như vậy là bài báo số 01 của Phân ban Hàng Không – Hàng Hải.

Đối với 1 tác giả có nhiều bài báo thì ghi liền xuống bên dưới tên bài báo tiếp theo

(c): Trang bắt đầu của bài báo