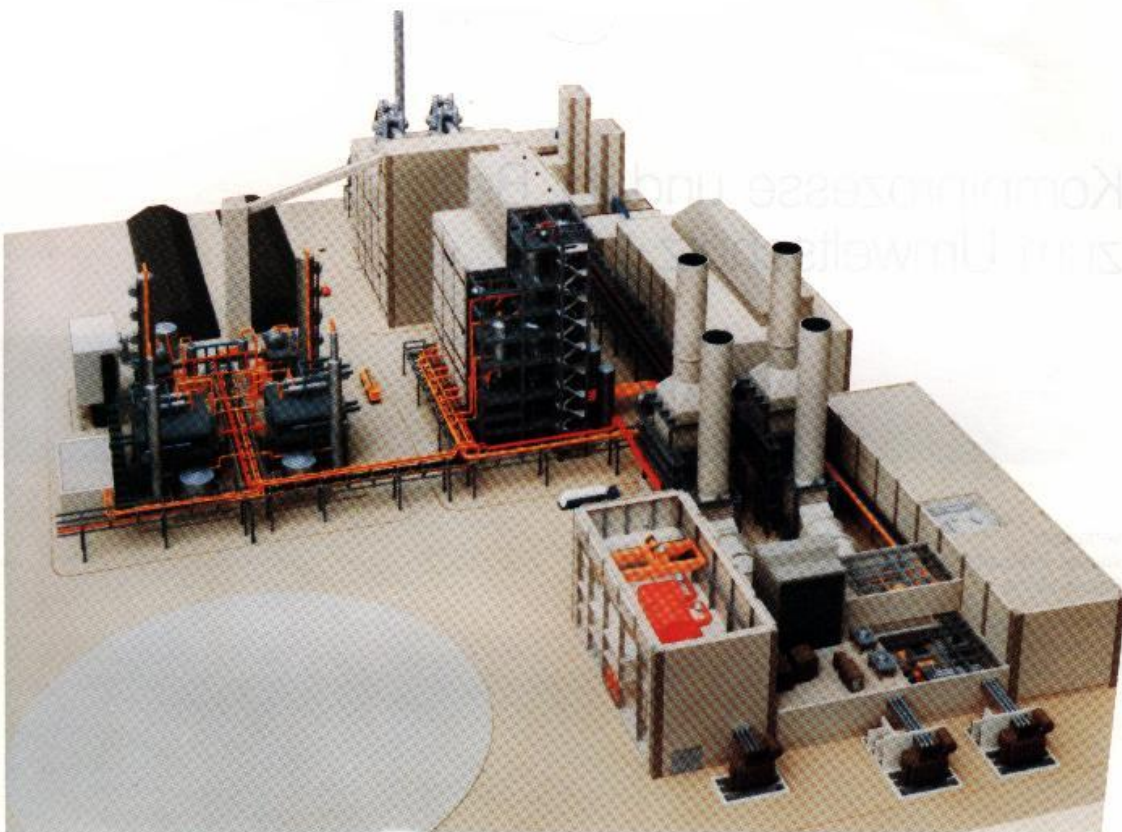


PGS. TSKH. PHAN QUANG XŨNG

GIÁO TRÌNH TUỐC BIN NHIỆT ĐIỆN

PHẦN 1
QUÁ TRÌNH NHIỆT



ĐÀ NẴNG - 2002

LỜI NÓI ĐẦU

Hiện nay và trong tương lai Nhiệt điện vừa đóng vai trò chính trong việc cung cấp năng lượng điện trên thế giới nói chung và ở Việt nam nói riêng. Nhu cầu đào tạo kỹ sư với cán bộ kỹ thuật cho ngành nhiệt điện ngày càng lớn. Khoa công nghệ Nhiệt - Điện lạnh trường đại học kỹ thuật thuộc Đại học Đà Nẵng là đơn vị duy nhất ở miền Trung đào tạo kỹ sư, thạc sĩ và tiến sĩ ngành nhiệt. Trong lĩnh vực nhiệt điện tuốc bin là một trong ba khâu chính để biến đổi năng lượng và cũng là một trong những môn học quan trọng của ngành.

Giáo trình " Tuốc bin nhiệt điện" này được biên soạn dựa trên các giáo trình tuốc bin do các giáo sư của nhóm Tuốc bin khoa Năng lượng Trường Đại học Bách khoa Hà nội chủ biên và một số tài liệu mới của Đức và Nga trong đó các giáo sư Phạm Lương Tuệ, Đỗ Như Bách, Nguyễn Đoàn Phúc, Đinh Nguyên Bính, Hoàn Bá Chư là những người đã đóng góp rất nhiều công sức trong việc đào tạo thế hệ trẻ cũng như những công trình nghiên cứu khoa học thuộc lĩnh vực tuốc bin.

Giáo trình "Tuốc bin nhiệt điện" này được biên soạn để phù hợp với đặc điểm đào tạo ngành rộng (ngành Nhiệt nói chung) của Đại học Đà Nẵng, giáo trình còn có thể dùng cho sinh viên và cán bộ trong ngành điện. Chúng tôi xin chân thành cảm ơn các đồng nghiệp, đặc biệt là Thạc sĩ Hoàng Dương Hùng - Phó chủ nhiệm khoa Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh - Trường Đại học Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng đã góp phần công sức vào việc hoàn thành giáo trình này.

Trong quá trình biên soạn không tránh khỏi các sai sót, chúng tôi rất mong nhận được sự góp ý của các đồng nghiệp.

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2002
Tác giả

CHƯƠNG 1

LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN CỦA TUỐC BIN

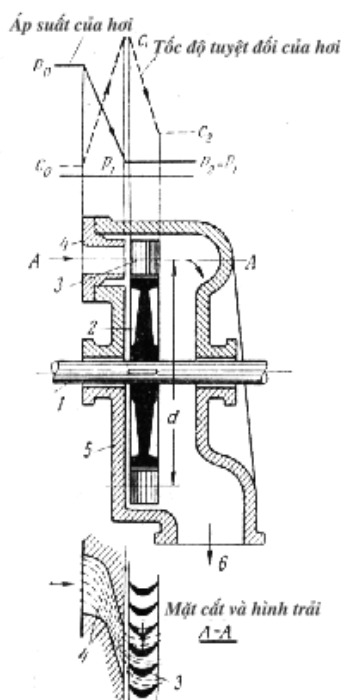
Khi nói về tuốc bin chúng ta thường gặp 3 loại tuốc bin: tuốc bin hơi, tuốc bin khí và tuốc bin nước. Ngày nay tuốc bin là bộ phận rất quan trọng trong các nhà máy nhiệt điện (tuốc bin hơi, tuốc bin khí) và trong nhà máy thủy điện (tuốc bin nước). Giáo trình này chủ yếu trình bày về tuốc bin hơi và tuốc bin khí.

1.1- Tuốc bin hơi:

Tuốc bin hơi ra đời cách đây hơn 100 năm.

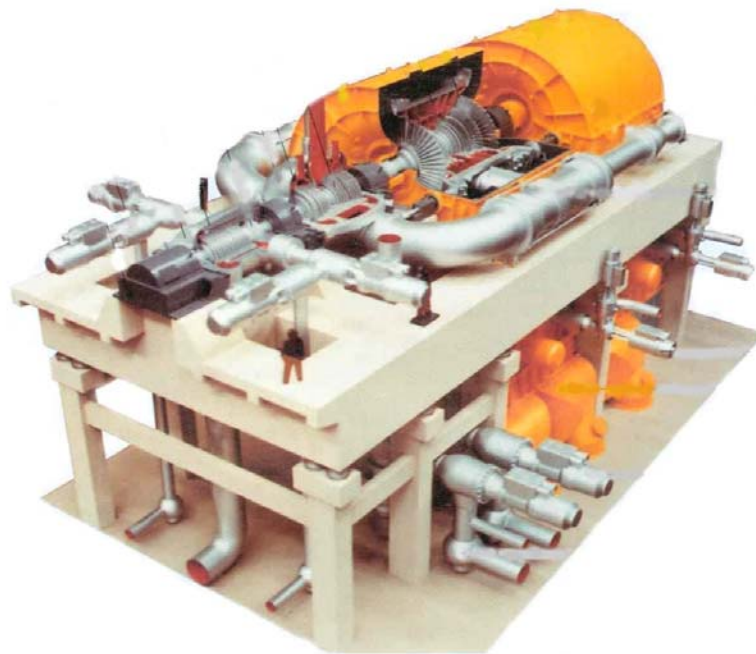
Trong thế kỷ 19 máy hơi nước pit tông là máy nhiệt chủ yếu. Năm 1883 lần đầu tiên tuốc bin hơi được đưa vào thử nghiệm và đã nhanh chóng phát triển hơn hẳn máy hơi nước nhờ những ưu điểm sau đây:

- Công suất lớn hơn nhiều do ta sử dụng được một lượng hơi lớn
- Hơi có thể giãn nở từ áp suất cao xuống áp suất rất thấp vì vậy nâng cao được hiệu suất.
- Có thể thu hồi lại nước ngưng trong một chu trình nước - hơi khí nén, tăng chất lượng nước cấp với các thông số cao.
- Chạy êm hơn máy hơi nước, thuận tiện trong vận hành



Hình 1.1: Sơ đồ mặt cắt
Tuốc bin xung lực một tầng

- 1- Trục tuốc bin
- 2- Đĩa
- 3- Cách động
- 4- Dây ống phun
- 5- Thân Tuốc bin
- 6- Ống thoát



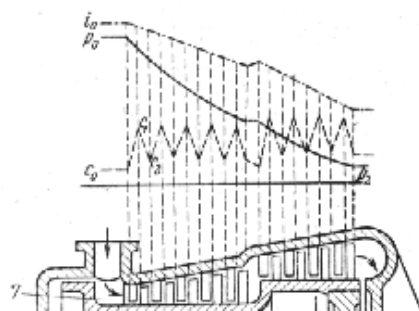
Hình 1.2: Mô hình tuốc bin hơi hiện đại - hãng Siemens

Năm 1883 Gustav de Laval (Thụy điển) đã chế tạo ra tuốc bin đầu tiên. Đây là tuốc bin xung lực một tầng, công suất 3,7 kW, số vòng quay rất lớn, lên đến 32.000 vòng/phút, được nối qua hộp giảm tốc với máy phát điện - hơi đi qua ống phun dày (ống phun Laval), tăng tốc, có động năng lớn sau đó đi vào cánh quạt động được gắn trên đỉnh tuốc bin. Tại đây động năng biến thành cơ năng làm quay trục tuốc bin

Năm 1884 Charles Parsons (Anh quốc) đã chế tạo ra tuốc bin phản lực đầu tiên. Tuốc bin có công suất 5 kW, số vòng quay 18.000 vòng/phút, được nối trực tiếp với máy phát điện một chiều, áp suất hơi mới 0,7 MPa. Đây là một tuốc bin nhiều tầng (mỗi tầng gồm một dãy ống phun và dãy cánh động liền nhau) được gắn trực tiếp lên trục hình tang trống

Hơi được giãn nở liên tục trong các tầng, động năng ra khỏi tầng trước được sử dụng một phần ở tầng sau. Do đó làm giảm được tổn thất tốc độ ra, nâng cao được hiệu suất của tuốc bin. Trong tuốc bin loại này, hơi không những giãn nở trong ống phun mà còn cả trong cánh quạt động.

Năm 1896 Charles Curtis (Mỹ) đưa vào vận hành tuốc bin có tầng tốc độ. Trong tầng tốc độ này các cánh quạt được gắn lên cùng một đỉnh có nhiều dãy kề nhau. Nhờ đó giảm được số vòng quay và đơn giản trong truyền động.



*Hình 1.3: Tuốc bin phản
lực nhiều tầng*

- 1- Thân tuốc bin
- 2-3 - Cánh động
- 4-5 - Cánh tĩnh
- 6 - Thân ngoài
- 7 - Hơi vào
- 8 - Thân tuốc bin
- 9 - Đường hơi mới
- 10 - Cửa thoát

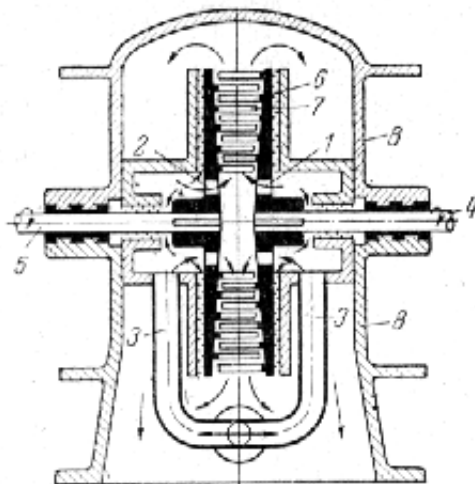
Năm 1900 ra đời tuốc bin xung lực nhiều tầng đầu tiên của kỹ sư người Pháp Rateau với công suất 735 kW.

1903 nhà bác học người Thụy sỹ Aurel Stodola lần đầu tiên trình bày về lý thuyết tuốc bin hơi.

1904 Tuốc bin xung lực nhiều tầng và ống phun có miền cắt vát của Heinrich Zoelly (Thụy sỹ), công suất 1100 kW.

1907 Hãng BBC (Thụy sỹ) chế tạo tuốc bin hơi công suất 5000 kW đầu tiên với số vòng quay là 1000 vòng/phút, có tầng tốc độ và tầng phản lực.

1912 Tuốc bin hướng trục đầu tiên của hai anh em Ljungs Trons người Thụy điển. Loại tuốc bin hướng trục này về sau ít được phổ biến do hạn chế về công suất.



*Hình 1.4: Sơ đồ Tuốc bin
hướng trục*

- 1,2 - Đĩa Tuốc bin
- 3 - Ống dẫn hơi mới
- 4,5 - Trục Tuốc bin
- 6,7 - Cánh quạt tần trung gian
- 8 - Thân Tuốc bin

1925 Hãng AEG (Đức) và BBC (Thụy điển) nâng thông số của hơi lên đến $P = 3,5 \div 5,5 \text{ MPa}$, nhiệt độ $t = 450^\circ\text{C}$

1930 Tuốc bin cao áp đầu tiên của thế giới ra đời do hãng BBC chế tạo với áp suất $P = 19,5 \text{ MPa}$, $t = 500^\circ\text{C}$, đây là tuốc bin thử nghiệm nên công suất chỉ mới đạt 4 MW.

1930 Tuốc bin 2 trục với công suất 160 MW BBC và 210 MW (GE, Westinghouse)

1931 Tuốc bin một trục với công suất 160 MW (GE)

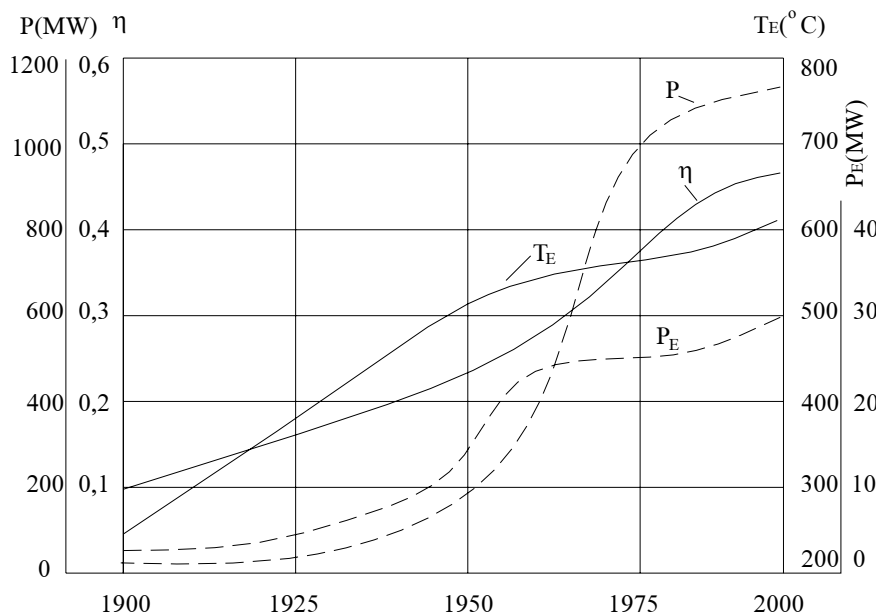
1954 Nhà máy điện nguyên tử đầu tiên ra đời ở Dbnisk (Liên xô cũ) với tuốc bin hơi ẩm.

1956 Tuốc bin siêu tốc với thông số hơi $P = 24 \text{ MPa}$, $t = 560^\circ\text{C}$ của hãng Siemens (Đức) và GE (Mỹ)

1960 Các tuốc bin công suất 500MW đầu tiên ra đời. (Mỹ, Anh, Thụy sĩ).

1970 Tổ hợp Tuốc bin máy phát 1000 MW đầu tiên và 1300 MW - Tuốc bin hai trục của hãng BBC ra đời.

Song song với việc tăng công suất các tổ máy, thông số hơi và hiệu suất của các tuốc bin này ngày một tăng. Trên hình 1.4 biểu thị quá trình phát triển của thông số hơi, hiệu suất và công suất của tổ hợp tuốc bin máy phát từ gần một thế kỷ nay.



Hình 1.5: Quá trình phát triển thông số hơi, hiệu suất và Công suất tuốc bin hơi

gày nay tuốc bin là một trong những thiết bị chính để sản xuất ra điện năng trên thế giới. Khối tuốc bin lớn nhất có công suất 1300 MW, thông số hơi $P = 16 \text{ MPa}$, $t = 540^\circ\text{C}$ (dưới tới hạn). Tuốc bin trong nhà máy điện nguyên tử có công suất lên đến 1500 MW. Tuy nhiên đây là tuốc bin hơi ẩm với $P = 3 \div 7 \text{ MPa}$, $t = 300 \div 310^\circ\text{C}$. Trong tương lai gần, thông số của các tuốc bin hơi sẽ lên đến 35 MPa/700°C. Bên cạnh đó việc tăng độ tin cậy và khả năng vận hành an toàn các tuốc bin cũng được quan tâm. Để giảm giá thành và giảm ô nhiễm môi trường cần thiết phải nâng cao hiệu suất của nhà máy nhiệt điện. Ngày nay hiệu suất này có thể lên đến 35 - 45 %. Một trong những biện pháp thích hợp nhất để nâng cao hiệu suất là thực hiện sản xuất phối hợp điện nhiệt năng và chu trình hỗn hợp khí - hơi.

Hiện nay các hãng chế tạo tuốc bin trên thế giới có rất nhiều, trong đó đáng kể là ABB (Thụy sĩ), Siemens (Đức), GE (Mỹ), LMZ (Nga), Skoda (Tiệp)... Việt nam hiện nay chưa chế tạo được tuốc bin. Vào đầu những năm 70 đã có dự định xây dựng nhà máy chế tạo tuốc bin, đã cử người đi thực tập ở các nước XHCN lúc bấy giờ. Tuy vậy, do hoàn cảnh chiến tranh, trình độ kỹ thuật lạc hậu và nền kinh tế yếu kém, dự án này không thực hiện được. Những tuốc bin đầu tiên ở nước ta được nhập từ thời Pháp, công suất từ 1 - 5 MW, sau năm 1954 ở miền Bắc đã có các tuốc bin trung áp của Liên xô (cũ), Trung quốc, công suất từ 6 - 50 MW. Gần đây đã có các tổ máy 66 MW và 100 MW ở Thủ Đức và Phú Lợi. Nói chung so với thế giới các tuốc bin này rất nhỏ bé, lạc hậu.

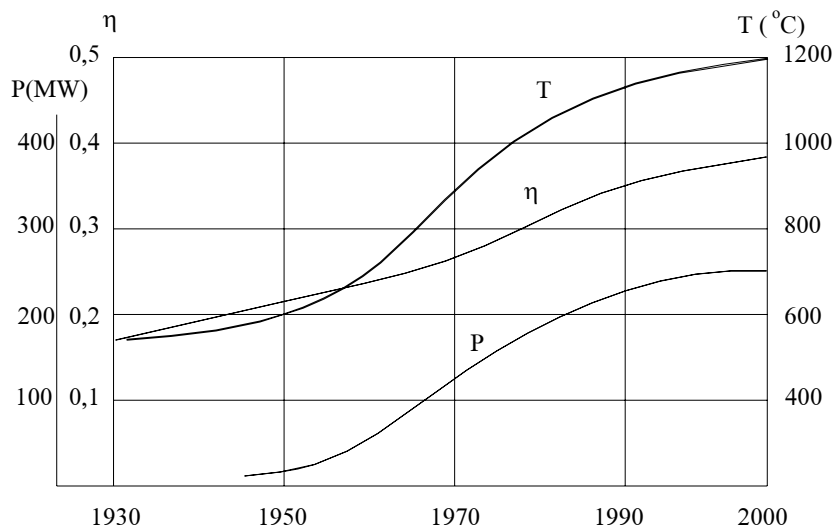
1.2- Tuốc bin khí

Khái niệm về tuốc bin khí đã có cách đây khoảng 200 năm. Đó là một động cơ nhiệt, thực hiện quá trình biến hóa năng của nhiên liệu trong buồng đốt ở nhiệt độ cao thành cơ năng nhờ những bộ phận máy quay có cánh. Nguyên lý làm việc này được thực hiện chủ yếu qua hai chu trình với quá trình cháy đẳng áp (chu trình Bragton) và chu trình cháy đẳng tích (chu trình Hunphrey).

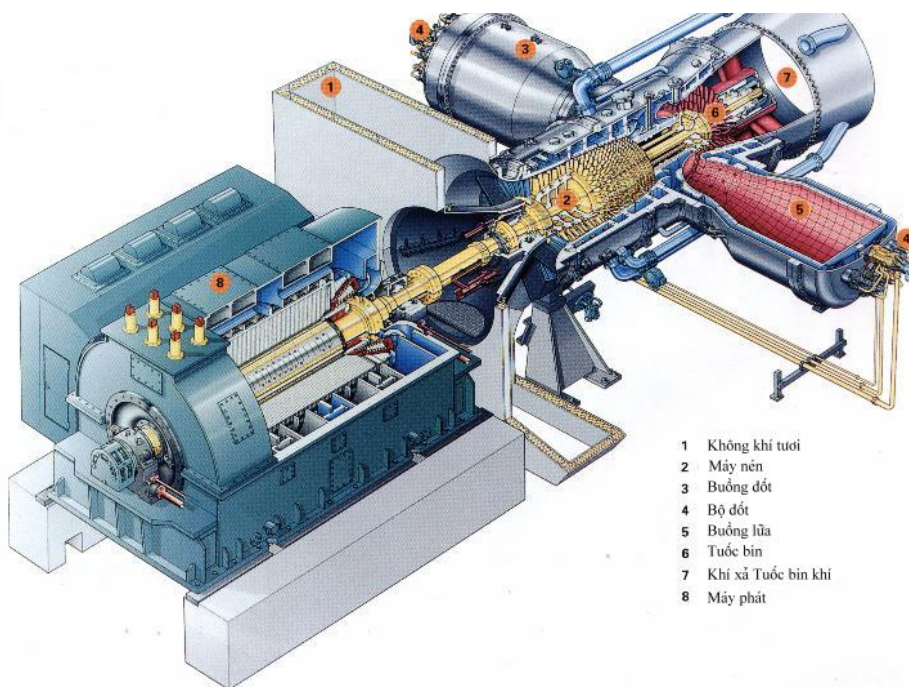
Tuốc bin khí với chu trình cháy đẳng áp đầu tiên có công suất 400 kW được Armangen và Laval đưa vào sử dụng năm 1905. Sau đó 4 năm Holzwarth chế tạo thành công tuốc bin khí theo chu trình cháy đẳng tích. Trong một thời gian dài các tuốc bin khí này làm việc với hiệu suất rất thấp từ 3 ÷ 15 %.

Mãi đến năm 1930 Whittle thiết kế tuốc bin khí dùng cho động cơ máy bay. Ưu điểm lớn của loại tuốc bin này là hiệu suất nhiệt cao hơn các động cơ đốt trong kiểu Pistông thịnh hành lúc bấy giờ. Năm 1937 máy bay có động cơ là tuốc bin khí đầu tiên ra đời. [GTTB]

Để tăng hiệu suất và công suất tuốc bin người ta sử dụng các sơ đồ nhiệt phức tạp, làm mát cũng như quá nhiệt trung gian, hoặc làm nhiều trục. Nhờ vậy mà công suất, hiệu suất của tuốc bin tăng lên không ngừng



Hình 1.6: Quá trình phát triển các thông số tuốc bin khí



Hình 1.7: Tuốc bin khí V94.3 của hãng Siemens

Đặc biệt trước và trong chiến tranh thế giới thứ II các nước tham chiến luôn tìm cách tăng sức mạnh và tốc độ của máy bay chiến đấu nhờ các tuốc bin khí có sức kéo lớn. Sau chiến tranh, tuốc bin khí càng được phát triển nhanh hơn, đã loại các động cơ pit-tông ra khỏi phần lớn các máy bay chiến đấu và bắt đầu được sử dụng rộng rãi để phát điện. Theo [1] thì những thành tựu đáng kể đạt được trong lĩnh vực tuốc bin khí như sau :

1939 Tuốc bin khí phát điện đầu tiên do hãng BBC (Thụy sĩ) chế tạo với công suất 4 MW và hiệu suất 17%.

1941 Tuốc bin khí cho máy bay đầu tiên của Junkers và BMW (Đức) và Rolls - Royce (Anh).

1949 Tuốc bin khí đầu tiên cho nhà máy điện gánh phụ tải ngọn của hãng BBC công suất 27 MW, hai trục, nhiệt độ vào 650°C. Đây là loại tuốc bin chính của nhà máy điện trong những năm 50.

1960 lần đầu tiên đưa vào sử dụng các động cơ máy bay để phát điện trong các nhà máy điện gánh phụ tải ngọn, và sau đó để truyền động cho bơm, máy nén và tàu chiến (Anh, Đức, Mỹ)

1965 Hãng GE (mỹ) cho ra đời tổ hợp tuốc bin khí một trục 15 MW, bắt đầu một thời kỳ mới phát triển các tuốc bin một trục, kết cấu gọn nhẹ, chạy ổn định. Cùng trong năm này, lần đầu tiên chu trình hỗn hợp được áp dụng ở nhà máy điện Hohr Wand (Áo) (Công trình tuốc bin khí 10 MW phối hợp với chu trình hơi, hiệu suất đạt đến 41,6%)

1974 Tuốc bin khí một trục đầu tiên với công suất lên đến 100 MW ở nhà máy điện Leopoldau (Áo).

1980 Tuốc bin khí một trục công suất 125 MW (V.94) của KWU (Đức) được đưa vào sử dụng.

1982 Nhà máy điện chu trình hỗn hợp với công suất mỗi khối 375 MW, hiệu suất 42,3% được đưa vào vận hành ở Bank PaKong (Thái lan)

1990 Tuốc bin khí một trục đạt công suất lớn hơn 200 MW, nhiệt độ vào lớn hơn 1200°C hiệu suất lớn hơn 36% đã được các hãng sản xuất hàng loạt , cung cấp cho các nhà máy điện, đặc biệt ở các nước đang phát triển.

1.3- Phân loại tuốc bin hơi nước.

Tùy thuộc vào tính chất của quá trình nhiệt có thể phân biệt các loại tuốc bin hơi nước chủ yếu như sau :

1) *Tuốc bin ngưng hơi* : Trong đó toàn bộ lưu lượng hơi mới, trừ lượng hơi trích gia nhiệt, đều đi qua phần chuyển hơi, giãn nở đến áp suất bé hơn áp suất khí

quyển, rồi vào bình ngưng, trong đó nhiệt của hơi thoát truyền cho nước làm mát và mất đi một cách vô ích

2) *Dùng tuốc bin đối áp* : Hơi thoát trong tuốc bin này được dẫn về hệ tiêu thụ nhiệt để dùng cho mục đích sinh hoạt hoặc công nghiệp. *Tuốc bin làm việc với chân không xấu* cũng được xếp vào loại này. Trong loại này hơi giãn nở tới áp suất dưới áp suất khí quyển, còn nhiệt của nước làm mát bình ngưng thì được dùng cho các nhu cầu sinh hoạt, sưởi, hay là cho mục đích nông nghiệp.

Hơi thoát của tuốc bin đối áp cũng được sử dụng để chạy tuốc bin hơi khác . Tuốc bin như vậy được gọi là *tuốc bin đặt chồng*

3) *Tuốc bin ngưng hơi có cửa trích điều chỉnh trung gian*.

Trong tuốc bin này hơi trích từ tầng trung gian được dẫn về hệ tiêu thụ nhiệt, lượng hơi còn lại tiếp tục làm việc trong các tầng khác và đi vào bình gia nhiệt, lượng hơi còn lại tiếp tục làm việc trong các tầng khác và đi vào bình ngưng. Áp suất hơi trích được tự động duy trì ở mức không đổi.

Nếu hệ tiêu thụ nhiệt yêu cầu hơi có áp suất khác nhau thì trong một tuốc bin có thể thực hiện hai cửa trích hơi điều chỉnh trung gian. Số lượng cửa trích lớn hơn nữa không phải là phổ biến.

4) *Tuốc bin có cửa trích hơi điều chỉnh và đối áp*

Để phục vụ các hệ tiêu thụ nhiệt có nhu cầu hơi với áp suất khác nhau, có thể dùng tuốc bin có trích hơi điều chỉnh và đối áp, trong đó một phần hơi với áp suất không đổi được trích từ tầng trung gian. Phần hơi còn lại, sau khi đi qua các tầng tiếp theo, cũng sẽ dẫn về hệ tiêu thụ nhiệt với áp suất thấp hơn.

Tùy thuộc vào áp suất của hơi dẫn vào tuốc bin mà chia ra :

- a) Tuốc bin thấp áp, với áp suất hơi mới 1,2÷2 bar
- b) Tuốc bin trung áp, với áp suất hơi mới không quá 40 bar.
- c) Tuốc bin cao áp, với áp suất hơi mới từ 60 đến 140 bar.
- d) Tuốc bin trên cao áp, với áp suất trên 140 bar.

Tùy theo công dụng của tuốc bin hơi cần phân biệt :

1/ *Tuốc bin để truyền động máy phát điện*. Những tuốc bin này thường được nối trực tiếp với máy phát điện và làm việc với số vòng quay không đổi. Với tần số 50 Hz tuốc bin được chế tạo và làm việc ở 3000 v/f để kéo máy phát điện hai cực. Nếu để kéo máy phát điện bốn cực thì số vòng quay của tuốc bin sẽ là 1500v/f.

Tuốc bin với công suất bé (2500 kW và thấp hơn) thường được chế tạo với số vòng quay cao. (5000v/f và trên nữa) và nối với máy phát qua hộp giảm tốc. Tốc bin như vậy được gọi là *tuốc bin truyền động có hộp giảm tốc*.

2/ Tước bin để truyền động các quạt nén, máy nén và bơm thường làm việc với số vòng không đổi. Ở đây phải điều chỉnh để duy trì áp suất không đổi của không khí hay là nước hoặc giữ cho lưu lượng không khí không đổi.

3/ Tước bin dùng cho vận tải.

a) Tước bin hơi tàu thủy được dùng phổ biến làm động cơ cho các tàu thủy dân dụng và hải quân. Tước bin tàu thủy hiện đại thường được nối với trục chân vịt qua hộp giảm tốc và làm việc với số vòng quay thay đổi.

b) Tước bin cho các đầu máy cũng có hộp giảm tốc để truyền động bánh chủ của đầu máy xe lửa và làm việc với tốc độ vòng thay đổi. Đến nay đầu tàu tước bin chưa được ứng dụng rộng rãi.

Các loại tước bin thường được ký hiệu theo tiêu chuẩn quốc gia (ở nước ta chưa có tiêu chuẩn đó). Ví dụ : theo tiêu chuẩn quốc gia Liên xô đã quy định các ký hiệu như sau : chữ cái đầu đặc trưng cho chủng loại tước bin :

K - Ngưng hơi ; T - Ngưng hơi có trích hơi cấp nhiệt thu hồi ;

Π - Có trích hơi dùng cho hệ tiêu thụ công nghiệp ;

Π T - Có trích hơi điều chỉnh cho công nghiệp và cấp nhiệt thu hồi

P - Đối áp

Π P - Có trích hơi công nghiệp và đối áp.

Sau chữ cái là công suất của tước bin bằng MW (nếu có phân số thì ở tử số là công suất định mức, ở mẫu số là công suất cực đại), sau đó là áp suất ban đầu trước van stop của tước bin kG/cm^2 . Sau dấu gạch ngang đối với tước bin Π, Π T, P và Π P là áp suất định mức của cửa trích công nghiệp hay là đối áp , kG/cm^2 .

Ví dụ : K -160 -130, K-100-90

T-50-130

Π T -60-130/13

v.v...

Tước bin ngưng hơi với công suất 150 MW làm việc với bộ quá nhiệt trung gian

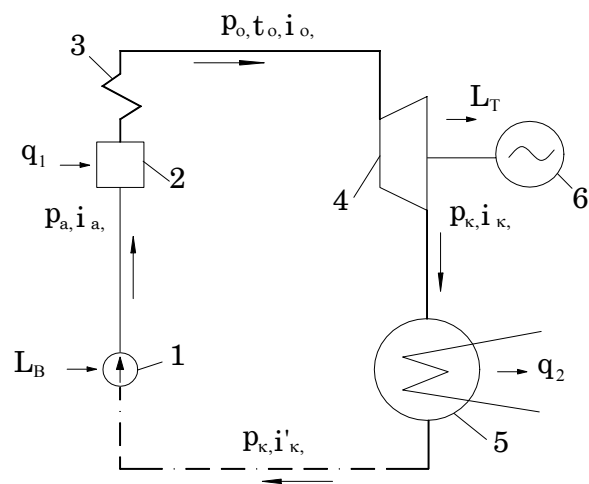
CHƯƠNG 2

CHU TRÌNH NHIỆT VÀ HIỆU SUẤT TUYỆT ĐỐI CỦA THIẾT BỊ TUỐC BIN HƠI NƯỚC.

2.1- Chu trình nhiệt:

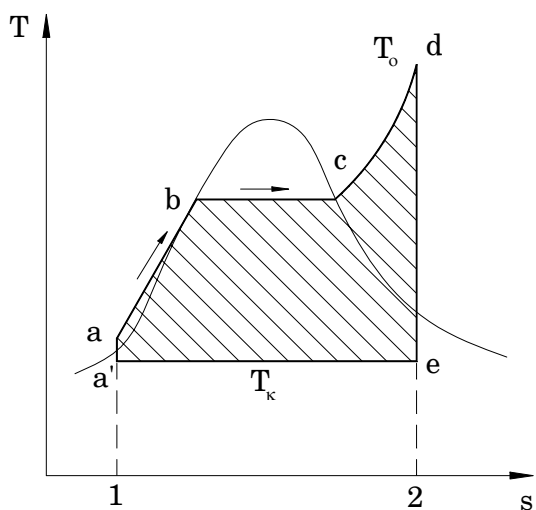
Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin hơi nước (Hình 2.1)

Môi chất làm việc là hơi nước. Sự thay đổi trạng thái hơi trong chu trình Renkin lý



Hình.2.1. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị nhiệt năng

- | | |
|------------------|----------------------|
| 1 - Bơm nước cấp | 2 - Lò hơi |
| 3 - Bộ quá nhiệt | 4 - Tuốc bin |
| 5 - Bình ngưng | 6 - Máy bơm nước cấp |



Hình.2.2. Chu trình Renkin trên đồ thị T-s

tưởng được biểu thị trên (Hình 2.2). Bơm nước cấp 1 nâng áp suất của nước tới áp suất P_a và dẫn vào lò hơi 2.

Công tiêu hao cho 1 kg nước cấp là L_B . Quá trình nén đẳng entrôpi trong bơm được biểu thị trên đồ thị T-s bằng đường a'a.

Trong lò hơi nước được đun lên dưới áp suất không đổi đến nhiệt độ sôi (đường ab) và bốc hơi (đường bc). Sau đó hơi đi vào bộ quá nhiệt 3, ở đó nhiệt độ tăng lên đến T_o . Quá trình cung cấp nhiệt trong bộ quá nhiệt diễn ra dưới áp suất không đổi P_o , cho nên lượng nhiệt cấp vào q_1 truyền cho nước và hơi hoàn toàn được tiêu phí cho việc nâng entanpi của hơi và đối với 1 kg hơi sẽ là :

$$q_1 = i_o - i_a$$

Trong đó :

i_o - Entanpi của hơi khi ra khỏi bộ quá nhiệt, kJ/kg

i_a - Entanpi của nước cấp vào lò hơi kJ/kg

Nhiệt truyền cho hơi trong lò hơi và trong bộ quá nhiệt được biểu thị bằng diện tích labcd21.

Khi ra khỏi bộ quá nhiệt với entanpi i_o hơi được dẫn vào tuốc bin 4, giãn nở và sinh công L_T . Đối với tuốc bin làm việc không có tổn thất và không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, quá trình giãn nở hơi là quá trình đoạn nhiệt (đường de).

Hơi thoát khỏi tuốc bin sẽ đi vào bình ngưng 5. Ở đây với áp suất p_k không đổi sẽ diễn ra quá trình hơi nhả nhiệt cho nước làm mát tuần hoàn, hơi được ngưng tụ lại thành nước có entanpi i'_k (quá trình ea') và được bơm 1 bơm vào lò hơi. Như vậy chu trình của hơi nước trong nhà máy nhiệt điện là một chu trình khép kín.

Nhiệt lượng nhả ra từ 1 kg hơi khi áp suất trong bình ngưng giữ không đổi được xác định bởi hiệu số của entanpi.

$$q_2 = i'_k - i_{kt}$$

Trong đó :

i_{kt} - Entanpi của hơi thoát từ tuốc bin sau khi giãn nở đẳng entrôpi

i'_k - Entanpi của nước ngưng

Công có ích lý thuyết của 1 kg hơi bằng :

$$\begin{aligned} l &= q_1 - |q_2| = (i_o - i_a) - (i_{kt} - i'_k) \\ &= (i_o - i_{kt}) - (i_a - i'_k) = l_T - l_B \end{aligned} \quad (2-1)$$

Trong đó :

$l_T = i_o - i_{kt}$ - Công của 1 kg hơi trong tuốc bin lý tưởng, và được gọi là công lý thuyết.

$l_B = i_a - i'_k$ - Công tiêu hao để bơm 1 kg nước vào lò hơi.

Diện tích có gạch chéo trên đồ thị T-s tương đương với công l (H 2.2)

2.2- Hiệu suất tuốc bin:

Hiệu suất tuyệt đối

Tỷ số của công tuốc bin lý tưởng trên lượng nhiệt cấp vào gọi là hiệu suất tuyệt đối hay là hiệu suất nhiệt, tức là :

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(i_o - i_{kt}) - (i_a - i'_k)}{i_o - i_a} \quad (2-2)$$

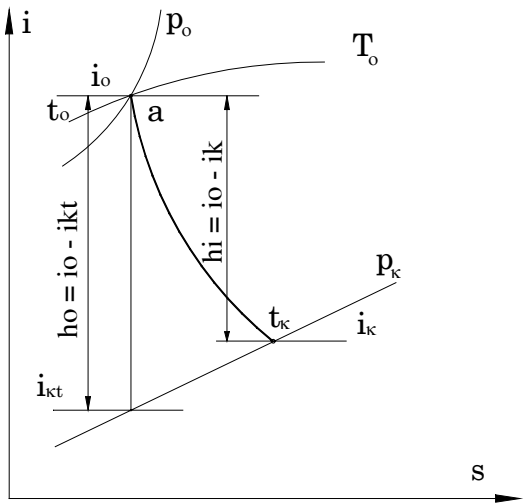
Nếu thêm và bớt đi đại lượng i'_k ở mẫu số, ta có :

$$\eta_t = \frac{(i_o - i_{kt}) - (i_a - i'_k)}{(i_o - i'_k) - (i_a - i'_k)}$$

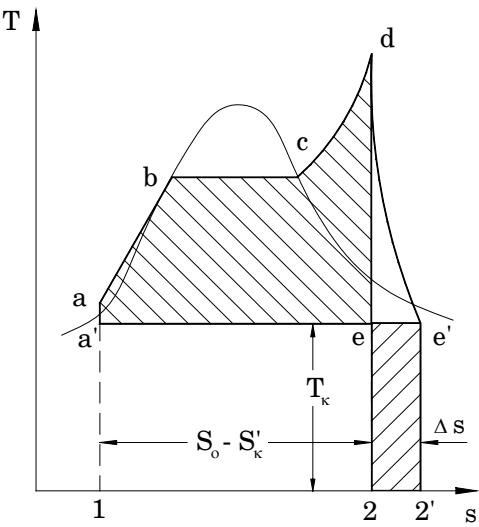
Nếu bỏ qua công dùng để kéo bơm thì hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng sẽ là :

$$\eta_t = \frac{i_o - i_{kt}}{i_o - i'_k} \quad (2-3)$$

Trong đó : $h_o = i_o - i_{kt}$ - Nhiệt giáng lý thuyết của tuốc bin được xác định dễ dàng trên đồ thị $i-s$ (Hình 2.3)



Hình.2.3. Quá trình giãn nở hơi trong tuốc bin trên đồ thị $i-s$



Hình.2.4. Chu trình nhiệt thực tế trên đồ thị $T-s$

Khi quá trình giãn nở hơi kết thúc ở vùng hơi ẩm thì nhiệt giáng lý thuyết cũng có thể tính theo công thức :

$$h_o = i_o - i'_k - T_k (s_o - s'_k)$$

Các ký hiệu xem hình (H.2.4).

Và
$$\eta_t = 1 - \frac{T_k (s_o - s'_k)}{i_o - i'_k} \tag{2-4}$$

Nếu quá trình giãn nở kết thúc ở vùng hơi quá nhiệt thì có thể tính h_o theo phương trình của khí lý tưởng :

$$h_o = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \tag{2-5}$$

Đối với hơi quá nhiệt $k = 1,3$

$p_o v_o$ - Tích của các thông số hơi ban đầu, được xác định theo bảng hơi nước

p_k - Áp suất cuối của quá trình giãn nở đoạn nhiệt.

Hiệu suất trong tương đối

Trong thực tế quá trình giãn nở hơi trong tuốc bin là quá trình không thuận nghịch, bởi vì sự chuyển động của hơi trong phần chảy luôn kèm theo tổn thất công đáng kể. Cho nên đường quá trình giãn nở trên đồ thị $i-s$ lệch khỏi đường thẳng entropi (Hình 2.3) và trên đồ thị $T-s$ (Hình 2.4) về hướng tăng entropi.

Do tăng entropi của hơi thoát khi áp suất không thay đổi nên entanpi của nó tăng lên, hiệu số của entanpi đầu và cuối đặc trưng cho công thực tế do 1 kg hơi trong tuốc bin sinh ra sẽ giảm xuống và bằng :

$$l_i = h_i = i_o - i_k$$

Công thực tế do 1 kg hơi trong tuốc bin sinh ra được gọi là nhiệt giáng sử dụng của tuốc bin (h_i)

Trên đồ thị $T-s$ quá trình giãn nở thực được biểu thị bằng đường de' (Hình 2.4). Nhiệt cấp cho lò hơi bằng diện tích $1abcd21$, nhiệt cấp cho nước làm mát (nước tuần hoàn) bình ngưng, $q_2 = 1a'e'2'1$, tăng so với nhiệt của chu trình lý tưởng, còn công do hơi trong tuốc bin sinh ra sẽ giảm và bằng $h_i = q_1 - |q_2|$ hay là bằng hiệu số của các diện tích :

$$a'abcdea' - 2e'e'2'2 \equiv h_o - T_k \Delta s \quad (2-6)$$

Diện tích sau cùng là nhiệt lượng cấp cho nước tuần hoàn, đặc trưng cho các tổn thất khi hơi giãn nở trong tuốc bin. Trong trường hợp này, khi điểm cuối của quá trình giãn nở nằm ở vùng hơi ẩm, thì nhiệt lượng ấy sẽ bằng $T_k \Delta s$, trong đó, Δs - Gia số entropi do tổn thất khi hơi giãn nở trong tuốc bin gây nên.

Tỷ số của nhiệt giáng sử dụng h_i trên nhiệt giáng lý thuyết h_o gọi là hiệu suất trong tương đối của tuốc bin.

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_o} = \frac{l_i}{l_o} \quad (2-7)$$

Đối với trường hợp giãn nở trong vùng hơi ẩm

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{T_k \Delta s}{h_o}$$

Đồng thời cũng có thể biểu thị

$$\Delta s = \frac{h_o}{T_k} (1 - \eta_{oi})$$

Hiệu suất trong tương đối cũng có thể tìm được bằng cách so sánh công suất do hơi sinh ra trong tuốc bin với công suất lý tưởng của máy.

$$\eta_{oi} = \frac{l_i G}{l_o G} = \frac{P_i}{P_o}$$

Hiệu suất trong tuyệt đối

Tỷ số của nhiệt giáng sử dụng trên nhiệt lượng cung cấp cho 1 kg môi chất trong lò hơi q_1 gọi là hiệu suất trong tuyệt đối của tuốc bin.

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_i} = \frac{h_i}{i_o - i'_k} = \frac{h_i h_o}{h_o (i_o - i'_k)} = \eta_{oi} \eta_t \quad (2-8)$$

Cũng có thể diễn đạt theo tỷ số công suất trong của tuốc bin trên nhiệt lượng trong một giây Q cấp cho môi chất trong lò hơi :

$$\eta_i = \frac{l_i G}{q_i G} = \frac{P_i}{q_i G} = \frac{P_i}{Q} \quad (2-8')$$

Hiệu suất cơ khí:

Không phải tất cả công suất do hơi sinh ra đều được cung cấp cho hệ tiêu thụ, vì một phần công suất phải chi phí để thắng các tổn thất cơ khí ΔP_m .

Công suất hiệu dụng P_e trên khớp trục nối tuốc bin với máy được truyền động bé hơn công suất trong tuốc bin P_i một đại lượng bằng giá trị của các tổn thất cơ khí ΔP_m .

$$P_e = P_i - \Delta P_m$$

Tỷ số của công suất hiệu dụng trên công suất trong gọi là hiệu suất cơ khí :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (2-9)$$

Hiệu suất hiệu dụng tương đối:

Công suất lý thuyết của tuốc bin lý tưởng được xác định theo phương trình :

$$P_o = G \cdot h_o \quad (2-10)$$

Trong đó :

h_o - Nhiệt giáng lý thuyết

Tỷ số của công suất hiệu dụng trên công suất lý thuyết gọi là hiệu suất hiệu dụng tương đối.

$$\eta_{oe} = \frac{P_e}{P_o} = \frac{P_i P_e}{P_o P_i} = \eta_{oi} \eta_m \quad (2-11)$$

Hiệu suất hiệu dụng tuyệt đối :

Tỷ số công suất hiệu dụng của tuốc bin trên lượng nhiệt cung cấp trong lò hơi gọi là hiệu suất hiệu dụng tuyệt đối thiết bị tuốc bin :

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q} = \frac{P_i P_e}{Q P_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_t \eta_{oe} \quad (2-12)$$

Hiệu suất máy phát điện:

Nếu trong tuốc bin dùng để truyền động máy phát điện thì công suất P_E phát ra từ đầu dây máy phát sẽ bé hơn công suất hiệu dụng một đại lượng bằng giá trị tổn thất ΔP_G của máy phát :

$$P_E = P_e - \Delta P_G$$

Tỷ số của công suất điện ở đầu dây máy phát trên công suất hiệu dụng gọi là hiệu suất máy phát điện.

$$\eta_G = \frac{P_E}{P_e} \quad (2-13)$$

Hiệu suất điện tương đối

Tỷ số của công suất điện của máy phát trên công suất lý thuyết của tuốc bin lý tưởng gọi là hiệu suất điện tương đối.

$$\eta_{oG} = \frac{P_e}{P_o} = \eta_e \frac{P_e}{P_o} = \eta_{oe} \eta_G = \eta_{oi} \eta_m \eta_G \quad (2-14)$$

Hiệu suất điện tuyệt đối

Tỷ số của công suất điện (tính bằng đơn vị nhiệt) trên nhiệt lượng cung cấp vào lò hơi gọi là hiệu suất điện tuyệt đối

$$\eta_E = \frac{P_E}{q_1 G} = \eta_G \frac{P_e}{q_1 G} = \eta_e \eta_G = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_G \quad (2-15)$$

Từ (2-15) thấy rằng : có hai con đường tăng hiệu quả kinh tế của thiết bị. Con đường thứ nhất là tăng hiệu suất nhiệt của chu trình bằng cách nâng cao hiệu số nhiệt độ trung bình khi cung cấp nhiệt vào lò hơi (nguồn nóng) và nhiệt độ khi thải nhiệt trong bình ngưng (nguồn lạnh).

Con đường thứ hai là hoàn thiện cấu tạo của tuốc bin và máy phát, chủ yếu là giảm bớt tổn thất trong phần chảy của tuốc bin, cũng như giảm tổn thất cơ khí và tổn thất trong máy phát.

Người vận hành có nhiệm vụ bảo đảm hiệu suất tối đa của thiết bị trong thời gian làm việc lâu dài. Muốn vậy phải duy trì các thông số định mức của quá trình nhiệt, trông coi cẩn thận và định kỳ sửa chữa tuốc bin.

Những hiệu suất và công suất đã phân loại trên kia được ghi trong bảng 1-1

Bảng 1-1 Công suất và hiệu suất của tuốc bin

Hiệu suất	Hiệu suất tương đối	Hiệu suất tuyệt đối	Công suất
Của tuốc bin lý tưởng	1	$\eta_t = \frac{h_i}{i_o - i'_k}$	$P_o = G.h_o$
Trong	$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_o}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$P_i = G.h_i$ $= P_o \eta_{oi}$
Hiệu dụng	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$P_e = G.h_i \eta_m$ $= P_o \eta_{oe}$
Điện	$\eta_{oE} = \eta_{oi} \eta_m \eta_G$	$\eta_E = \eta_t \eta_{oe}$	$P_E = G.h_i \eta_m \eta_G$ $= P_o \eta_{oE}$

Khi đánh giá hiệu quả của toàn nhà máy điện cần phải tính thêm tổn thất nhiệt trong lò hơi, tiêu hao năng lượng kéo bơm cấp nước, tổn thất áp suất và tổn thất nhiệt trong các ống dẫn hơi,v.v...

Trong thực tế tính toán công suất được đo bằng W(J/s) hay là bằng kW và ký hiệu bằng chữ P. Sự liên kết giữa lưu lượng khối lượng của hơi G, kg/s, công của 1kg hơi và công suất (đo bằng kW) như sau :

$$P_i = G.l_i = G.h_i \text{ [J/s]} = 10^{-3} h_i G \text{ [kW]} \tag{2-16}$$

Nếu nhiệt giáng h_i tính bằng kJ/kg thì lưu lượng hơi trong một giây để sinh ra công suất trong :

$$G = \frac{P}{h_i} = \frac{P_i}{h_{oi} \eta_{oi}} \text{ [kg/s]} \tag{2-17}$$

Và lưu lượng trong một giờ :

$$D = 3600.G \text{ [kg/h]}$$

Đối với tuốc bin ngưng hơi thường hay dùng phổ biến đại lượng suất tiêu hơi là lượng hơi để sản sinh ra1 KWh trên đầu dây máy phát, là :

$$d_e = \frac{3600.G}{h_o \cdot \eta_{oe}} = \frac{3600.G}{h_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_G} \text{ [kg/kWh]} \tag{2-18}$$

Hiệu quả kinh tế của tuốc bin ngưng hơi được đánh giá theo suất tiêu hao nhiệt là lượng nhiệt để sản sinh ra 1kWh và tính theo công thức :

$$q_E = d_E (i_o - i'_k) = \frac{3600.}{\eta_E}$$

Trong đó :

i_o - Entanpi của hơi mới. kJ/kg

i'_k - Entanpi của nước ngưng hơi thoát kJ/kg

Hay

$$q_E = \frac{1}{\eta_E} \quad (2-19)$$

là đại lượng nghịch đảo của hiệu suất điện tuyệt đối.

2-3. Các biện pháp nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình tuốc

Sự phụ thuộc của hiệu suất nhiệt vào các thông số hơi tại các điểm khác nhau của chu trình được trình bày trên đồ thị T-s (Hình.2.4). Để thấy rõ hơn tốt nhất ta thay chu trình Renkin bằng chu trình Các nô tương đương.

Trong chu trình Renkin, nhiệt đem vào khi đun nước cấp đến nhiệt độ bão hòa (đường ab Hình 2.4), khi bốc hơi (đường bc) và khi quá nhiệt hơi (đường cd) được tiến hành với nhiều nhiệt độ khác nhau. Còn sự thải nhiệt trong bình ngưng ở vùng hơi ẩm trong chu trình này cũng như trong chu trình Các nô diễn ra với nhiệt độ T_k không đổi (đường ea'). Vậy thì, để thay chu trình Renkin bằng chu trình Các nô tương đương chỉ cần thay nhiệt độ thay đổi T trên đoạn cấp nhiệt bằng nhiệt độ tương đương không đổi T_{td} . Ở đây diện tích của chu trình tương đương sẽ bằng diện tích được giới hạn bởi đường viền của chu trình Renkin. Tức là hiệu suất của chu trình Renkin η_t sẽ bằng hiệu suất của chu trình Các nô tương đương :

$$\eta_t = \eta_C = \frac{(T_{td} - T_k)}{T_{td}} \quad (2-20)$$

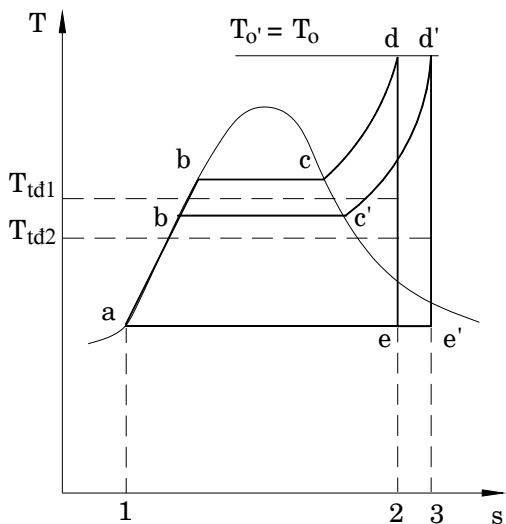
Từ đây :

$$T_{td} = \frac{T_k}{(1 - \eta_t)} \quad (2-21)$$

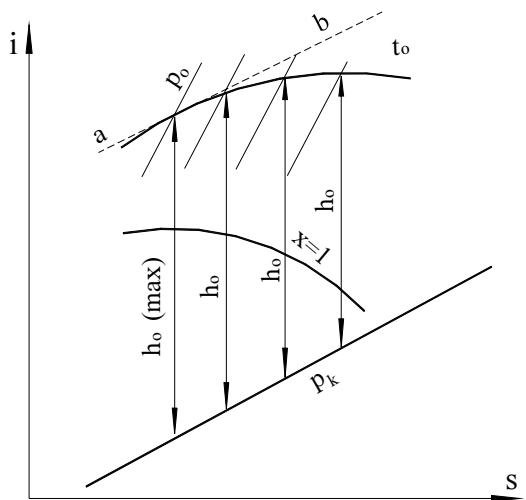
2.3.1. Nâng cao áp suất ban đầu p_o

Với nhiệt độ hơi thoát T_k và nhiệt độ hơi mới T_o không đổi, nếu tăng áp suất hơi ban đầu P_o thì nhiệt độ hơi bão hoà sẽ tăng, do đó nhiệt độ tương đương cấp nhiệt sẽ tăng từ T_{td} đến T_{td1} (Hình 2.5). Theo công thức (2-20) hiệu suất tuyệt đối của chu trình sẽ tăng lên.

Nhưng càng tăng áp suất ban đầu, nhiệt độ tương đương của chu trình T_{td} lúc đầu tăng sau đó do tăng phần nhiệt dùng để đun nước tới nhiệt độ bão hoà nên nhịp độ tăng ấy chậm dần, nếu tiếp tục tăng áp lên nữa thì sẽ làm giảm T_{td} và hiệu quả kinh tế của chu trình.



Hình.2.5. So sánh các chu trình lý tưởng với áp suất ban đầu khác nhau trên đồ thị T-S



Hình.2.6 Sự thay đổi nhiệt giáng lý thuyết h_o

Nhiệt giáng sử dụng của tuốc bin h_o sẽ cùng tăng với P_o cho đến lúc đường tiếp tuyến ab với đường đẳng nhiệt (trên đồ thị i-s, $t_o = \text{const}$ song song với đoạn đẳng áp $P_k = \text{const}$ (Hình 2.6). Nếu tiếp tục tăng P_o nhiệt giáng sẽ bắt đầu giảm. từ đồ thị i-s (Hình 2.6) rõ ràng là entanpi i_o của hơi mới với $t_o = \text{const}$ sẽ giảm khi có tăng P_o . Điều đó cũng lý giải được tại sao lại đạt được hiệu suất η_t cực đại khi có áp suất hơi P_o cao hơn so với lúc có nhiệt giáng cực đại.

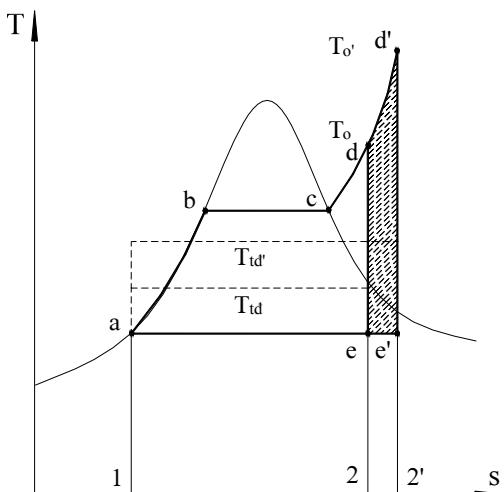
Tuy vậy khi nâng áp suất ban đầu P_o với nhiệt độ t_o đã cho và áp suất cuối P_k không đổi thì sẽ làm tăng độ ẩm cuối của hơi xem (Hình 2.5) và (Hình 2.6). Như vậy sẽ làm giảm hiệu suất trong tương đối η_{oi} của tuốc bin. Mặt khác độ ẩm tăng làm cho cánh quạt bị rỉ, mài mòn, độ ẩm cuối không được vượt quá 14%. Cho nên khi tăng áp suất ban đầu cũng cần tăng nhiệt độ ban đầu hay là áp dụng quá nhiệt trung gian. Ví dụ : đối với tuốc bin ngưng hơi không có quá nhiệt trung gian, với áp suất hơi mới $P_o = 3,5 \div 4 \text{ MPa}$, nhiệt độ ban đầu không được dưới $400 \div 435^\circ\text{C}$, còn với áp suất $P_o = 9 \text{ MPa}$ - không được dưới 500°C .

Vì vậy để nâng cao hiệu suất của chu trình cần phải đồng thời nâng cao nhiệt độ hơi mới.

2.3.2. Nâng cao nhiệt độ hơi ban đầu T_o

Ảnh hưởng của nhiệt độ hơi ban đầu tới hiệu suất nhiệt được thấy rõ đồ thị T-s. Tăng nhiệt độ hơi ban đầu từ T_o tới T_{o1} sẽ làm tăng nhiệt độ cấp nhiệt trung bình từ

T_{td} đến $T_{td'}$ (Hình 2.7) khi nhiệt độ hơi thải T_k giữ không đổi, tương ứng, hiệu suất của chu trình sẽ tăng lên.



Hình.2.7. So sánh các chu trình nhiệt lý tưởng có nhiệt độ hơi ban đầu khác nhau

Vì trong chu trình đầu nhiệt độ cấp nhiệt trung bình T_{td} thấp hơn nhiệt độ trung bình $T_{td'}$ của chu trình sau, còn nhiệt độ hơi thải của hai chu trình thì bằng nhau, nên hiệu suất của chu trình sau sẽ cao hơn hiệu suất của chu trình đầu.

Nếu quá trình giãn nở kết thúc ở vùng hơi ẩm thì khi nâng nhiệt độ ban đầu lên độ ẩm của hơi trong các tầng cuối của tuốc bin sẽ giảm. Do đó khi nâng cao nhiệt độ ban đầu

không những tăng hiệu suất nhiệt mà hiệu suất trong tương đối của tuốc bin cũng tăng lên.

Nếu tiếp tục nâng nhiệt độ ban đầu lên nữa, quá trình giãn nở có thể kết thúc ở vùng hơi quá nhiệt. Trong trường hợp này nhiệt độ của nhiệt thải trung bình tăng lên chút ít. Nhưng vì các đường đẳng áp ở vùng hơi quá nhiệt phân kỳ theo hình quạt về phải trên và phía phải, nên nhiệt độ cấp nhiệt của chu trình sẽ tăng lên. Như vậy là, khi tăng nhiệt độ ban đầu của hơi sẽ làm tăng hiệu suất tuyệt đối của chu trình.

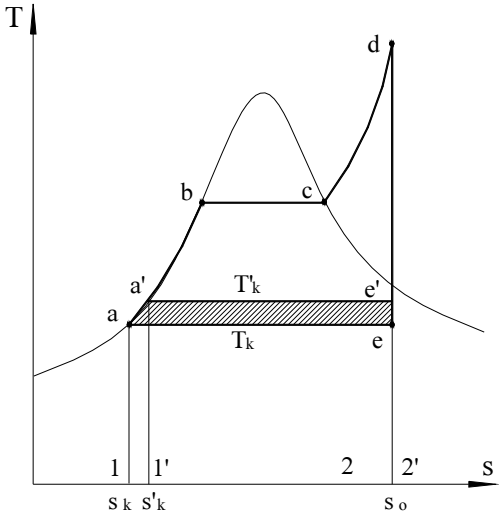
Nhờ có đồ thị i-s dễ dàng khẳng định rằng khi tăng nhiệt độ ban đầu của hơi quá nhiệt, nhiệt giáng lý thuyết bao giờ cũng tăng theo. Trong các thiết bị nhiệt hiện đại, người ta đã áp dụng rộng rãi quá nhiệt hơi tới $545\div 565^{\circ}\text{C}$ nhằm nâng cao hiệu suất.

Nhưng với nhiệt độ cao, giới hạn chảy của kim loại sẽ giảm, còn tốc độ rão sẽ tăng. Cho nên khi tăng nhiệt độ ban đầu của hơi thì phải sử dụng thép chịu nhiệt tốt cho bộ quá nhiệt, các đường ống dẫn hơi và phần đầu của bản thân tuốc bin và đương nhiên, giá thành của nhà máy điện sẽ phải tăng lên đáng kể.

2.3.3. Giảm áp suất hơi thoát p_k

Nếu giảm áp suất hơi thoát P_k khi các thông số hơi ban đầu P_o và t_o không đổi sẽ làm giảm nhiệt độ ngưng tụ của hơi, tức là nhiệt độ thải T_k . Nhiệt độ cấp nhiệt trung bình T_{td} sẽ giảm không đáng kể. Cho nên khi giảm áp suất cuối bao giờ cũng làm tăng hiệu suất nhiệt độ trung bình của nhiệt cấp vào và thải ra, tăng nhiệt giáng lý

thuyết và tăng hiệu suất nhiệt chu trình. Điều đó có thể dễ nhận thấy được khi ta nghiên cứu hai chu trình nhiệt chỉ có áp suất cuối khác nhau trên đồ thị T-s (Hình 2.8). Diện tích abcdea (ứng với chu trình thứ nhất) lớn hơn diện tích a'bcde'a' của chu trình thứ hai với áp suất cuối cao hơn và ứng với một đại lượng bằng diện tích phần gạch chéo aa'e'ea'.



Hình.2.8. So sánh các chu trình nhiệt lý tưởng với các áp suất cuối khác nhau

Vậy là, nhiệt giáng lý thuyết trong chu trình thứ nhất lớn hơn nhiệt giáng trong chu trình thứ hai:

$$\Delta h_o = (T'_k - T_k)(s_o - s'_k)$$

Nhiệt giáng lý thuyết tăng khi giảm áp suất cuối cũng có thể thấy rõ trên đồ thị i-s.

Giới hạn giảm áp suất trong chu trình do nhiệt độ bão hoà (ở áp suất p_k) xác định, mà nhiệt độ này không thể thấp hơn nhiệt độ các môi trường xung quanh. Trong trường hợp ngược

lại thì khi hơi ngưng tụ không có khả năng truyền nhiệt cho môi trường chung quanh. Nhiệt độ bão hoà của hơi thoát được xác định từ đẳng thức

$$t_k = t_{lb} + \Delta t + \delta t \tag{2-22}$$

Trong đó :

t_{lb} - Nhiệt độ của nước làm mát - nước tuần hoàn khi vào bình ngưng.

Δt - Độ hâm nước làm mát trong bình ngưng.

δt - Hiệu của nhiệt độ hơi bão hoà t'_k (ở áp suất P_k) và nhiệt độ của nước ra khỏi bình ngưng t_{2b} , còn được gọi là độ chênh nhiệt độ ($\delta t = t'_k - t_{2b}$).

Độ chênh δt này rất cần để truyền nhiệt từ hơi cho nước qua vách ống bình ngưng.

Nhiệt độ của nước làm mát t_{lb} phụ thuộc vào dạng cung cấp nước và các điều kiện khí hậu. Nếu là cung cấp nước trực lưu thì chấp nhận $t_{lb} = 10 \div 15^\circ\text{C}$, ứng với $P_k = 0,03 \div 0,04$ bar, nếu là cung cấp nước tuần hoàn thì $t_{lb} = 20 \div 25^\circ\text{C}$, ứng với $P_2 = 0,05 \div 0,07$ bar.

Độ hâm nước làm mát Δt được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt của bình ngưng :

$$\Delta t = t_{2b} - t_{1b} = \frac{i_k - i'_k}{4,19m} \quad (2-23)$$

Trong đó :

m - Bội số làm lạnh hay còn gọi là bội số tuần hoàn - Bội số làm lạnh bằng tỷ số của lưu lượng nước làm mát trên lưu lượng hơi ngưng tụ.

$i_k - i'_k$ - Hiệu entanpi của hơi thoát và của nước ngưng, tức là, nhiệt ẩn của quá trình sinh hơi, đối với tuốc bin ngưng hơi $i_k - i'_k = 2200 \div 2300 \text{ kJ/kg}$.

Từ (2-23) thấy rằng, bội số làm lạnh m càng lớn, độ hâm nước làm mát càng ít, nhiệt độ ngưng tụ t_k càng thấp (theo 2-22), tức là áp suất trong bình ngưng P_k càng bé. Nhưng khi tăng bội số làm lạnh m thì phải tăng thêm năng lượng kéo bơm tuần hoàn để cấp nước vào bình ngưng. Tốc độ của nước tuần hoàn cũng sẽ tăng lên, do đó khả năng mài mòn các ống đồng cũng lớn hơn. Mặt khác, khi giảm áp suất bằng cách như vậy đòi hỏi phải tăng kích thước của các tiết diện ra cho các tầng cuối tuốc bin. Như thế thì cấu tạo thiết bị sẽ phức tạp hơn và giá thành sẽ phải cao hơn.

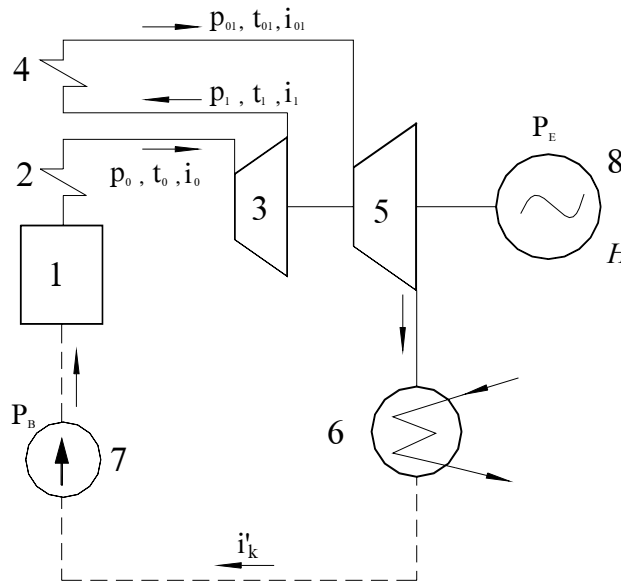
Cho nên trong thực tế người ta thường chọn bội số làm lạnh trong giới hạn từ 50 đến 90, ứng với độ hâm nước làm mát trong bình ngưng Δt từ 11 đến 6°C.

Trong tuốc bin lớn hiện đại áp suất trong bình ngưng $P_k = 0,035 \div 0,04 \text{ bar}$, ứng với nhiệt độ bão hòa $t_k = 26 \div 29^\circ\text{C}$.

2.3.4. Quá nhiệt hơi trung gian.

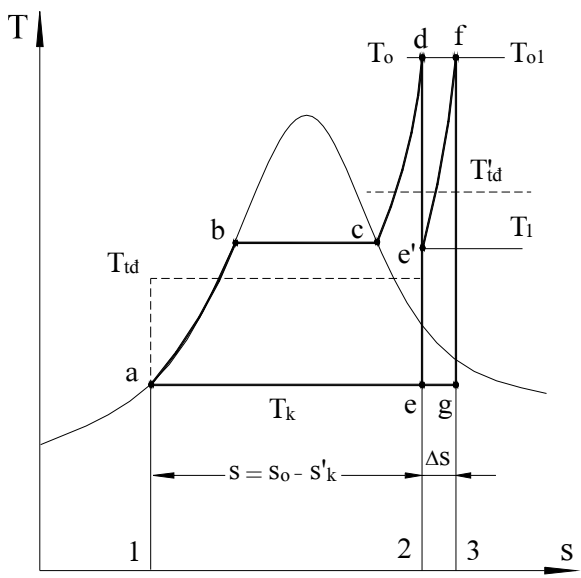
Để giảm độ ẩm của hơi ở các tầng cuối của tuốc bin người ta áp dụng quá nhiệt trung gian. Tức là hơi sau khi ra khỏi phần cao áp (PCA) có nhiệt độ t_1 sẽ được đưa vào lò hơi và nhờ bộ quá nhiệt trung gian nâng nhiệt độ lên đến t_{o1} . Sau khi đã quá nhiệt trung gian hơi được dẫn về phần hạ áp (PHA), trong đó hơi tiếp tục giãn nở đến áp suất P_k (Hình 2.9).

Chu trình nhiệt với quá nhiệt trung gian trên đồ thị i-s (Hình 2.10) có thể được xem như là tổ hợp của hai chu trình chính thứ nhất là 1abcde21 và chu trình phụ thứ hai là 2ee'fg32.



Hình 2.9. Sơ đồ tuốc bin nhiệt điện có quá nhiệt hơi trung gian
1- Lò hơi
2- Bộ quá nhiệt
3- Phân hạ áp
4- Bộ quá nhiệt trung gian
5- Phân cao áp
6- Bình ngưng
7- Bơm nước cấp
8- Máy phát điện

Nếu nhiệt độ tương đương của chu trình phụ (T'_{td}), cao hơn nhiệt độ tương đương T_{td} của chu trình chính, thì hiệu quả kinh tế của chu trình phụ sẽ cao hơn hiệu quả kinh tế của chu trình chính và hiệu suất của chu trình chung sẽ tăng lên.



Hình 2.10- Chu trình nhiệt lý tưởng có quá nhiệt hơi trung gian

Ứng dụng quá nhiệt trung gian sẽ làm giảm độ ẩm của hơi trong các tầng cuối của tuốc bin, do đó hiệu suất trong tương đối của các tầng ấy tăng lên và hiệu suất của toàn tuốc bin cũng sẽ tăng lên.

Ngoài ra, khi có quá nhiệt trung gian sẽ cho phép tăng đáng kể áp suất hơi ban đầu với nhiệt độ ban đầu không đổi và bảo đảm được độ ẩm cuối trung bình.

Công lý thuyết của 1kg hơi trong chu trình có quá nhiệt trung bình bằng tổng các nhiệt giáng lý thuyết :

$$l_o = (i_o - i_{lt}) + (i_{o1} - i_{kt})$$

Trong đó :

i_o, i_{o1} - Entanpi của hơi mới và hơi sau quá trình trung gian

i_{1t}, i_{kt} - Entanpi của hơi sau giãn nở đẳng entrôpi trong thân cao áp và thân hạ áp (Hình 2.11).

Nhiệt lượng cung cấp trong lò hơi và trong bộ quá nhiệt trung gian cho 1kg hơi là

$$q_1 = (i_o - i'_k) + (i_{o1} - i_{1t})$$

Trong đó :

i'_k - Entanpi của nước ngưng.

Hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng :

$$\eta_t = \frac{l_o}{q_1} = \frac{(i_o - i_{1t}) + (i_{o1} - i_{kt})}{(i_o - i'_k) + (i_{o1} - i_{1t})} ; \quad (2-25)$$

Hiệu suất trong tuyệt đối :

$$\eta_i = \frac{(i_o - i_{1t})\eta'_{oi} + (i_{o1} - i_{kt})\eta''_{oi}}{(i_o - i'_k) + (i_{o1} - i_{1t})}$$

Trong đó:

η'_{oi}, η''_{oi} - Hiệu suất trong tương đối của phần cao áp và phần hạ áp của tuốc bin.

i_{1t} - Entanpi của hơi khi ra khỏi phần cao áp, và $i_{1t} = i_o - (i_o - i_{1t})\eta'_{oi}$

Nên:

$$\eta_i = \frac{(i_o - i_{1t})\eta'_{oi} + (i_{o1} - i_{kt})\eta''_{oi}}{(i_o - i'_k) + (i_{o1} - i_{1t})\eta'_{oi}}$$

Hay là :

$$\eta_i = \frac{1 + \frac{h''_i}{h'_i}}{1 + \frac{i_{o1} - i'_k}{h'_i}} \quad (2-26)$$

Ở đây : $h'_i = (i_o - i_{1t}) \eta'_{oi}$; $h''_i = (i_{o1} - i_{kt}) \eta''_{oi}$

Nếu quá trình giãn nở đẳng entrôpi kết thúc ở vùng hơi ẩm thì hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng được tính theo biểu thức :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k(s_{o1} - s'_k)}{(i_o - i'_k) + (i_{o1} - i_{1t})} \quad (2-27)$$

Trong đó : $s_{o1} = s_o + \Delta s$ (H 2.10)

Tổn thất áp lực ΔP_{o1} trong tuyến quá nhiệt trung gian (trong đường ống dẫn hơi từ tuốc bin vào lò hơi, vào bộ quá nhiệt và từ lò hơi đến tuốc bin) sẽ làm giảm

hiệu suất, cho nên tổn thất ấy không được quá 10% áp suất tuyệt đối trong tuyến quá nhiệt trung gian (Hình 2.11)

Nhiệt độ hơi sau quá nhiệt trung gian thường chấp nhận bằng hoặc gần bằng nhiệt độ hơi mới : $t_{o1} = t_o \pm (10 \div 20)^\circ\text{C}$. Đương nhiên, có quá nhiệt trung gian sẽ làm cho cấu tạo tuốc bin phức tạp hơn, tăng thêm tiêu hao kim loại của thép hợp kim cao cấp và tương ứng là tuốc bin sẽ đắt thêm 10÷12%.

Hiệu quả kinh tế của chu trình nhiệt lý tưởng có quá nhiệt trung gian phụ thuộc vào các thông số hơi dẫn vào bộ quá nhiệt trung gian.

Nếu chấp nhận nhiệt độ sau quá nhiệt trung gian bằng nhiệt độ hơi mới T_o và thay đổi nhiệt độ hơi dẫn vào bộ quá nhiệt trung gian T_1 và thay đổi nhiệt độ hơi dẫn vào bộ quá nhiệt trung gian T_1 , thì khi nhiệt độ T_1 càng cao, hiệu suất của chu trình phụ càng lớn, nhưng tỷ trọng của nó trong chu trình chung sẽ giảm. Trong trường

hợp riêng , khi $T_1 = T_o$ sẽ không có quá nhiệt trung gian

Nếu giảm nhiệt độ T_1 sẽ làm giảm nhiệt độ tương đương (T_{td1}) tức là giảm hiệu suất của chu trình phụ, cuối cùng là không phải nâng cao mà là hạ thấp hiệu suất của chu trình chung.

Nhiệt độ tối ưu T_1^{tu} của hơi dẫn vào bộ quá nhiệt trung gian có thể sơ bộ đánh giá như sau. Trước tiên xác định nhiệt độ tương đương :

$$T_{td} = \frac{T_k}{1 - \eta_t}$$

η_t - Hiệu suất của chu

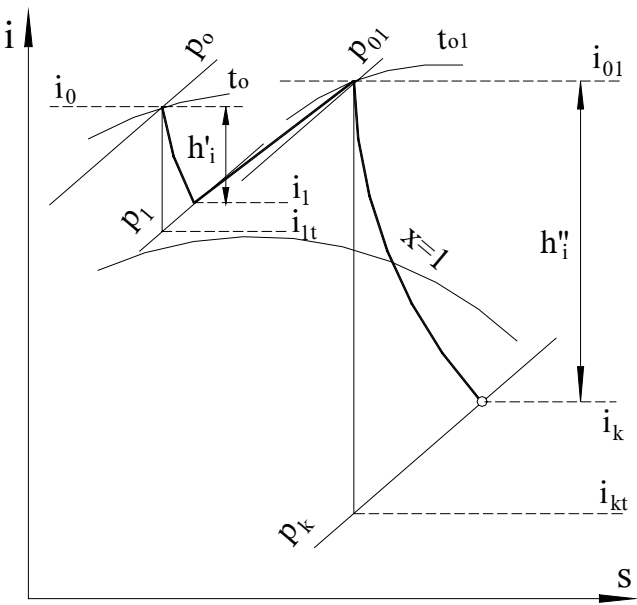
trình chính, sau đó theo (2-25) hay là (2-17). Tính hiệu suất η_t^{qn} của chu trình chung với $T_1 = T_{td}$ rồi tìm :

$$T_1^{tu} = \frac{T_k}{1 - \eta_t^{qn}} \quad (2-28)$$

Thông thường $T_1^{tu} = (1,02 \div 1,04)T_{td}$

Áp suất hơi trước quá nhiệt trung gian thường chọn bằng 0,2÷0,3 áp suất hơi mới.

2.3.5 Hồi nhiệt hâm nước cấp



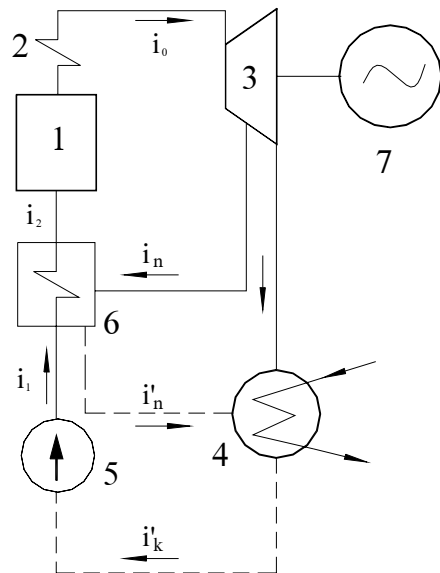
Hình 2.11. Quá trình bành trướng của hơi trên đồ thị i-s

Tổn thất nhiệt cho nước làm mát trong bình ngưng của tuốc bin tỷ lệ thuận với lượng hơi thoát đi vào bình ngưng. Lưu lượng hơi đi vào bình ngưng có thể giảm nhiều (đến 30-40%) nếu đem trích hơi từ một số tầng tuốc bin để đun nước cấp (sau khi hơi đã sinh công ở các tầng trước). Biện pháp này gọi là hồi nhiệt hâm nước cấp.

Với cùng một nhiệt độ thoát trung bình so với chu trình thường, chu trình hồi nhiệt có nhiệt độ trung bình cấp nhiệt cao hơn, cho nên hiệu suất của nó cũng cao hơn.

Mức tăng hiệu quả kinh tế trong chu trình hồi nhiệt tỷ lệ với công suất sinh ra trên cơ sở tiêu thụ nhiệt, tức là tương ứng với nhiệt lượng truyền cho nước cấp trong hệ thống gia nhiệt.

Để gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp người ta dùng các bình gia nhiệt hỗn hợp hay là bề mặt. Trên sơ đồ (Hình 2.12) là thiết bị tuốc bin ngưng hơi có một bình gia nhiệt hồi nhiệt kiểu bề mặt. Nước cấp được đun nóng tới nhiệt độ gần với nhiệt độ bão hoà của hơi trích.



Hình 2.12. Sơ đồ tuốc bin nhiệt điện có quá nhiệt hơi trung gian

- 1- Lò hơi
- 2- Bộ quá nhiệt
- 3- Tuốc bin
- 4- Bình ngưng
- 5- Bơm
- 6- Bình gia nhiệt
- 7- Máy phát điện

Giả sử, hiệu số giữa entanpi nước động của hơi trích i'_n và entanpi nước cấp j_2 khi ra khỏi bình gia nhiệt là $\delta = i'_n - j_2$ kJ/kg.

(Ở đây và sau này người ta ký hiệu entanpi của hơi là i , của nước động là i' và của nước được đun nóng là j).

Ký hiệu α - Lượng hơi trích, được thể hiện bằng một phần của lưu lượng hơi đi vào tuốc bin, cho rằng $j_1 = i'_k$; ta viết phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt:

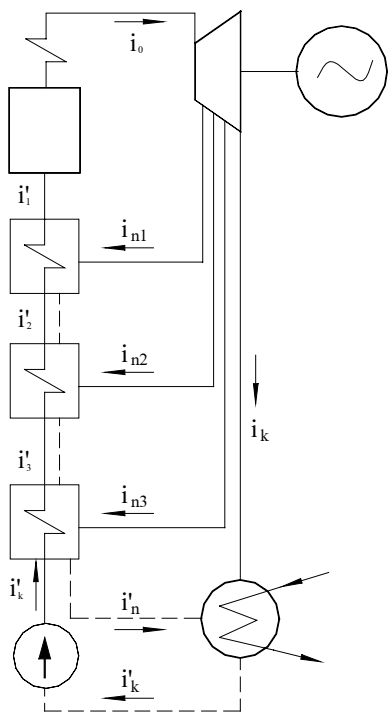
$$\alpha (i_n - i'_n) = j_2 - i'_k = i'_n - \delta - i'_k$$

Từ đây phần hơi được tính bằng:

$$\alpha = \frac{i_n' - i_k' - \delta}{i_n - i_n'} \tag{2-29}$$

Công suất do lưu lượng hơi trích sinh ra bằng :

$$L_\alpha = \alpha (i_o - i_n) = \frac{(i_n' - i_k' - \delta)(i_o - i_n)}{i_n - i_n'} \tag{2-30}$$



Hình 2.13- Sơ đồ nguyên lý của tuốc bin ngưng hơi với 3 cấp gia nhiệt hồi nhiệt hâm nước cấp

Muốn nâng cao hiệu quả kinh tế của chu trình hồi nhiệt thì người ta áp dụng gia nhiệt nhiều cấp, ví dụ, ba cấp chẳng hạn (Hình 2.13).

Trong thực tế, xuất phát từ tính toán kinh tế kỹ thuật, số cửa trích hơi là hữu hạn và thường không quá chín. Nếu quá nhiều cửa trích sẽ làm giảm độ bền của thân tuốc bin. Các điểm trích hơi cũng lựa chọn sao cho, độ tăng entanpi của nước cấp trong các bình gia nhiệt gần giống nhau, tức là nhiệt giáng giữa các tầng trích hơi gần bằng nhau. Bằng cách gia nhiệt hồi nhiệt, nói chung, có thể nâng nhiệt độ nước cấp đến nhiệt độ, gần với nhiệt độ bão hoà , ứng với áp suất hơi mới. Nhưng tổn thất nhiệt do khối lò hơi thải ra sẽ tăng mạnh.

Cho nên theo tiêu chuẩn quốc tế đã quy định chọn nhiệt độ của nước cấp ở đầu vào lò hơi bằng 0,65÷0,75 nhiệt độ bão hoà, ứng với áp suất trong lò hơi.

Ví dụ:

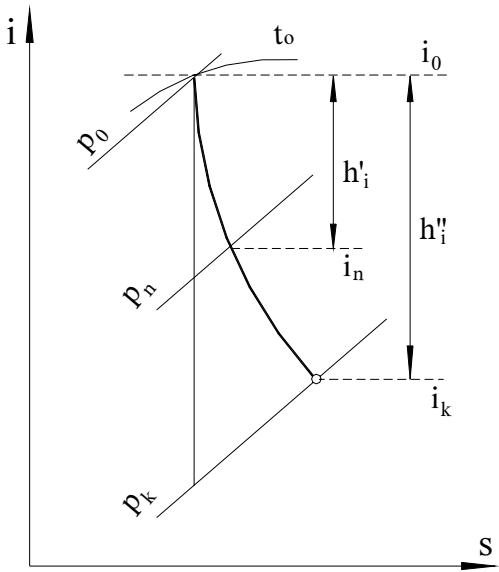
Áp suất hơi mới trước tuốc bin	ata	29,0	90	130	240
	bar	28,5	88	128	236
	MPa	2,85	8,8	12,8	23,6
Nhiệt độ hơi bão hoà	°C	230,9	301,9	329,3	-
Nhiệt độ đun nước cấp	°C	150	215	235	260

2.3.6. Phối hợp sản xuất nhiệt và điện năng.

Trong tuốc bin ngưng hơi thoát đi vào bình ngưng, ngưng tụ lại và hoàn nhiệt ẩn sinh hơi cho nước làm mát. Nhiệt lượng ấy gồm 60÷ 65% nhiệt lượng cung cấp

trong lò hơi và bị mất đi một cách vô ích, bởi vì nhiệt độ của nước làm mát ở đầu ra của bình ngưng chỉ cao hơn nhiệt độ khí quyển không đáng bao nhiêu (khoảng 10÷15°C).

Mặt khác, đối với nhu cầu sinh hoạt và công nghệ (ví dụ : để sưởi ấm, đun nóng và sấy vật liệu) thì chỉ cần nhiệt với nhiệt độ không cao lắm (100 ÷110 °C). Nguồn nhiệt ấy có thể là hơi đã được khai thác trong tuốc bin đến áp suất cần thiết cho hệ tiêu thụ. Trong trường hợp này có thể sử dụng hoàn toàn nhiệt ngưng tụ của hơi thoát trong các thiết bị công nghệ để hâm nước hay sấy các vật liệu, còn nước ngưng thì được trả về chu trình của thiết bị tuốc bin.

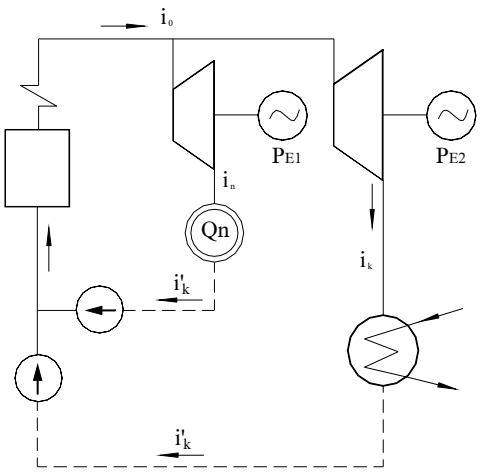


Hình 2.15. Quá trình bành trướng của hơi trong tuốc bin đối áp và ngưng hơi trên đồ thị T-s

Trong tuốc bin đối áp có thể sản xuất đồng thời điện năng và nhiệt năng. Ở đây, toàn bộ nhiệt của hơi thoát tương đương với diện tích 1'a'e'21', sẽ được sử dụng để thỏa mãn nhu cầu của hệ tiêu thụ nhiệt.

Ở các nhà máy nhiệt điện sự phối hợp sản xuất điện năng và nhiệt năng để phục vụ các nhu cầu sinh hoạt và công nghệ được tiến hành bằng cách trích hơi và sử dụng hơi thoát, trên cơ sở cung cấp nhiệt tập trung, và được gọi là cung cấp nhiệt thu hồi.

Như vậy là đã sản xuất đồng thời điện năng và nhiệt năng trong cùng một thiết bị nhiệt lực và rõ ràng là có lợi hơn so với sản xuất riêng biệt. Điều này sẽ thấy rõ nếu đem so sánh các chu trình nhiệt lý tưởng của tuốcbin ngưng hơi và tuốc bin đối áp trên đồ thị T-s. Trong tuốc bin ngưng hơi nhiệt của hơi thoát, tương đương với diện tích 1ae21, bị mất hoàn toàn, vì nó truyền cho nước làm mát.



Hình 2.14. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị nhiệt lực để phối hợp sản xuất nhiệt và điện năng

Cung cấp nhiệt thu hồi là một trong những biện pháp quan trọng nhằm hạ thấp suất tiêu hao nhiên liệu riêng trong các nhà máy nhiệt điện.

Giả sử yêu cầu phải bảo đảm công suất điện P_E và cung cấp nhiệt lượng Q_n cho hộ tiêu thụ. Cho rằng, các quá trình giãn nở hơi trong tuốc bin ngưng hơi và tuốc bin đối áp được biểu thị bằng đường cong chung trên đồ thị i - s (Hình.2.15), còn entanpi của nước cấp trong cả hai thiết bị đều bằng nhau và bằng i'_k .

Ký hiệu ;

- Nhiệt giáng sử dụng của tuốc bin đối áp $h_i' = i_o - i_n$

- Nhiệt giáng sử dụng của tuốc bin ngưng hơi $h_i'' = i_o - i_k$

(Hình 2.15). Để cho đơn giản ta sẽ tính theo công suất trong

$$P_i = \frac{P_E}{\eta_M \eta_G}$$

Lưu lượng hơi để sản xuất điện năng của tuốc bin ngưng hơi ;

Như vậy, lượng nhiệt khi sản xuất riêng lẻ điện năng và nhiệt năng sẽ là :

$$Q_{\text{riêng}} = G'' (i_o - i'_k) + Q_n = \frac{P_i}{h_i''} (i_o - i'_k) + Q_n = \frac{P_i}{\eta_i} + Q_n \quad (2-38)$$

Lưu lượng hơi đi qua tuốc bin đối áp để bảo đảm nhiệt lượng Q_n cho hộ tiêu thụ nhiệt khi có sự phối hợp sản xuất năng lượng bằng:

$$G' = \frac{Q_n}{i_n - i'_k}$$

Còn công suất của tuốc bin ấy tương ứng bằng

$$P_i' = G'(i_o - i_n) = Q_n \frac{i_o - i_n}{i_n - i'_k}$$

Phần công suất còn thiếu mà tuốc bin ngưng hơi phải sản xuất ;

$$P_i'' = P_i - P_i'$$

Muốn vậy cần phải cho thêm lưu lượng hơi:

$$G'' = \frac{P_i''}{i_o - i_k} = \frac{P_i}{i_o - i_k} - \frac{Q_n (i_o - i_n)}{(i_o - i_k)(i_n - i'_k)}$$

Thế thì, lưu lượng hơi tổng khi phối hợp sản xuất năng lượng là :

$$G_{\text{phối}} = G' + G''$$

Và nhiệt lượng tương ứng sẽ bằng ;

$$\begin{aligned} Q_{\text{ph}} &= (G' + G'') (i_o - i'_k) = \frac{P_n (i_o - i'_k)}{i_n - i'_k} + \frac{P_i (i_o - i'_k)}{i_o - i_k} - \frac{Q_n (i_o - i_n)(i_o - i'_k)}{(i_o - i_k)(i_n - i'_k)} \\ &= \frac{P_i}{\eta_i} - \frac{Q_n (i_o - i_n)}{\eta_i (i_n - i'_k)} + Q_n \left(\frac{i_o - i_n}{i_n - i'_k} + 1 \right) \end{aligned}$$

Ký hiệu :

$$\chi = \frac{i_o - i_n}{i_n - i'_k} = \frac{h'_i}{i_o - h'_i - i'_k} \quad (2-40)$$

Trong đó :

$i_o - i_n$ - Công được chuyển hóa trong tuốc bin đối áp

$i_n - i'_k$ - Nhiệt lượng của một kg hơi trong tuốc bin đối áp truyền cho hệ dùng nhiệt.

Nhiệt lượng tiêu hao toàn bộ khi phối hợp sản xuất năng lượng theo (2-39) và (2-40) sẽ là :

$$\begin{aligned} Q_{ph} &= \frac{P_i}{\eta_i} - Q_n \frac{\chi_i}{\eta_i} + Q_n (\chi + 1) \\ &= \frac{P_i}{\eta_i} + Q_n [1 - \chi (\frac{1}{\eta_i} + 1)] \end{aligned}$$

Nhiệt lượng tiết kiệm được cho phối hợp sản xuất năng lượng so với sản xuất riêng lẻ sẽ bằng :

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_{rle} - Q_n \\ &= \frac{P_i}{\eta_i} + Q_n - \left\{ \frac{P_i}{\eta_i} + Q_n [1 - \chi (\frac{1}{\eta_i} - 1)] \right\} \\ &= Q_n \chi (\frac{1}{\eta_i} - 1) \end{aligned}$$

Giá trị tương đối của mức tiết kiệm đó được biểu thị bằng một phần của lượng nhiệt trao cho hệ tiêu thụ nhiệt và bằng :

$$\xi_{ph} = \frac{\Delta Q}{Q_n} = \chi (\frac{1}{\eta_i} - 1) \quad (2-42)$$

Thế là, mức sản xuất điện năng trên cơ sở tiêu thụ nhiệt χ càng lớn và hiệu suất tuyệt đối η_i của thiết bị ngưng hơi càng thấp, thì mức sản xuất tiết kiệm từ sản xuất phối hợp năng lượng càng cao.

Sơ đồ thiết bị dùng để phối hợp sản xuất điện năng và nhiệt năng (Hình.2-23) gồm có tuốc bin ngưng hơi và tuốc bin đối áp thường rất ít gặp.

Người ta hay dùng tuốc bin có trích hơi điều chỉnh cấp nhiệt thu hồi và phục vụ các nhu cầu công nghệ.

Qua phần tổng quan về các phương pháp nâng cao hiệu suất của chu trình nhiệt động học của hơi nước ta thấy rằng, muốn đạt được hiệu quả kinh tế cao cho thiết bị cần bảo đảm hiệu quả kinh tế cao cho chu trình, các bộ phận của thiết bị phải được chế tạo với hiệu suất cao (tuốc bin, lò hơi, bơm cấp nước ,v.v..)

Khi dùng hơi nước, muốn nâng cao hiệu quả kinh tế cao của chu trình phải chú ý : Nâng cao áp suất và nhiệt độ ban đầu, giảm áp suất cuối của hơi thoát (chân

không cao), sử dụng hồi nhiệt gia nhiệt nước cấp, áp dụng quá nhiệt trung gian (trong các thiết bị cao và trên cao áp), ứng dụng phối hợp sản xuất điện năng và nhiệt năng. Cũng có thể nâng cao thêm hiệu quả kinh tế bằng cách áp dụng chu trình ghép với các môi chất khác nhau trong vùng nhiệt độ cao và thấp. Cuối cùng là thời gian gần đây đã thiết kế các thiết bị phối hợp, trong đó kết hợp tuốc bin hơi và tuốc bin khí. Điều đó cũng cho ta tăng hiệu suất chút ít.

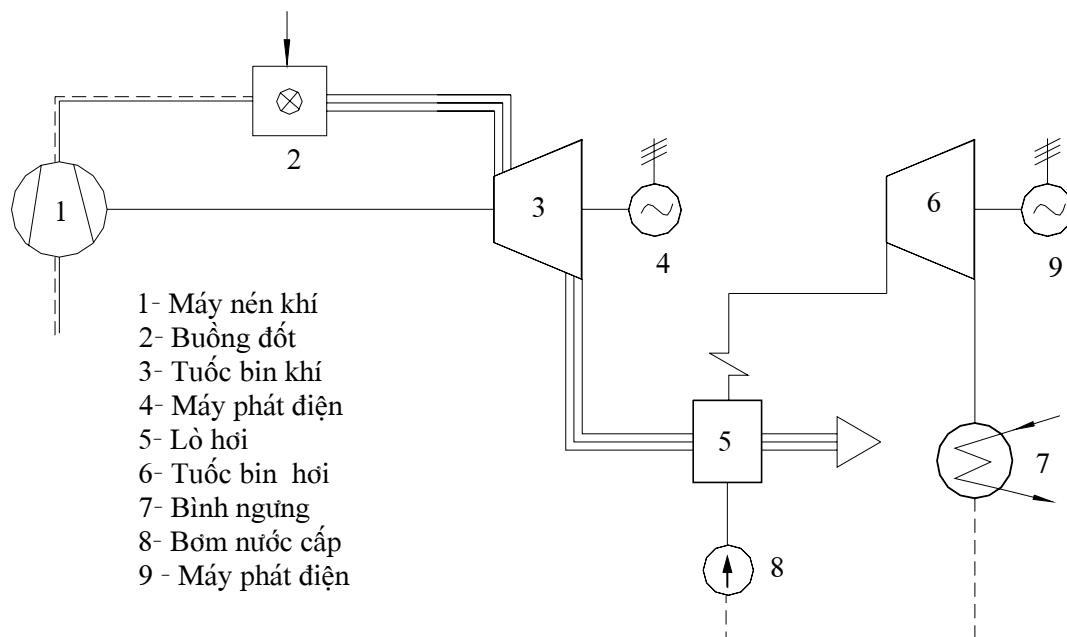
2.3.7- Áp dụng chu trình hỗn hợp khí - hơi :

Cho đến nay, mặc dầu các nước đều cố gắng khai thác các nguồn thuỷ điện và các dạng năng lượng khác để sản xuất điện, nhưng nhiệt điện vẫn chiếm khoảng 80% tổng lượng điện năng được sản xuất ra. Các nguồn nhiên liệu hữu cơ (than, dầu khí) không phải là vô hạn, tốc độ khai thác ngày càng tăng, bên cạnh đó vấn đề ô nhiễm môi trường và nguy cơ phá huỷ tầng ô-zôn do đốt quá nhiều nhiên liệu đã làm cho các nhà năng lượng phải có những phương hướng mới để giải quyết vấn đề này. Mãi cho đến đầu những năm 70 vấn đề giá thành là yếu tố quan trọng nhất trong việc nâng cao hiệu suất các nhà máy điện, thì ngày nay yếu tố quan trọng hơn là các nguồn dự trữ năng lượng và bảo vệ môi trường sống của con người ở góc độ toàn cầu.

Hiệu suất của các nhà máy nhiệt điện ngoài các yếu tố khác ra, điểm chủ yếu vẫn được đánh giá bằng nhiệt độ vào ra khỏi tuốc bin hơi. Việc nâng cao thông số vào (áp suất, nhiệt độ) do giới hạn bởi sức chịu đựng của kim loại chỉ đạt đến 600°C, còn nhiệt độ ra của nước làm mát phụ thuộc vào nhiệt độ của môi trường cũng chỉ đạt thấp nhất khoảng 30°C.

Trong khi đó, các tuốc bin khí vận hành ở nhiệt độ khoảng 1200°C và nhiệt độ ra khoảng 600°C. Đây là một lượng nhiệt rất lớn, nếu bỏ đi thì thật là lãng phí, vì vậy các tuốc bin khí hoạt động riêng lẻ sẽ không có hiệu suất cao được. Để sử dụng nhiệt lượng này, người ta dùng một chu trình hỗn hợp, gọi tắt là chu trình khí - hơi. Khối thải ra khỏi tuốc bin khí sẽ được đưa qua một nồi hơi đặc biệt để sản xuất ra hơi làm chạy một tuốc bin hơi kéo thêm một máy phát điện. Hiệu suất của một chu trình như vậy sẽ cao hơn khoảng 1, 5 lần so với hiệu suất của nhà máy điện truyền thống.

Trên hình (Hình 2.16) thể hiện sơ đồ nguyên lý của một nhà máy điện chu trình hỗn hợp khí - hơi. Tuốc bin khí được cấu tạo bởi 03 bộ phận chính là : máy nén khí (1), buồng đốt (2) và tuốc bin khí (3). Không khí được nén đến áp suất cao và đưa vào buồng đốt, nhiên liệu (khí hoặc dầu) được phun vào buồng đốt và cháy cùng với không khí nén. Sau khi hoà trộn với không khí thứ cấp, dòng khí có nhiệt độ và áp suất cao này được đưa vào tuốc bin, quay trục tuốc bin. Một phần công suất của tuốc bin sẽ truyền động cho máy nén và lại sẽ kéo máy phát điện (4).



Hình 2.16. Nguyên lý của chu trình hỗn hợp khí - hơi:

Dòng khí thoát có nhiệt độ khoảng 500-600°C được đưa vào một lò hơi (5) để sản xuất ra hơi, và hơi nước sẽ làm quay tuốc bin hơi (6), kéo máy phát điện (9). Như vậy, khí thoát khỏi tuốc bin khí ở đây đã được tận dụng lại để sản xuất ra hơi nước và từ hơi ra điện. Hiệu suất của một nhà máy điện chỉ dùng tuốc bin khí vào khoảng 33%, còn hiệu suất nhà máy điện ngưng hơi trong khoảng 35-40%. Một nhà máy điện hỗn hợp cả hai loại chu trình trên sẽ đạt hiệu suất lớn hơn 50%.

CHƯƠNG 3

SỰ BIẾN ĐỔI NĂNG LƯỢNG TRONG TẦNG TUỐC BIN

3.1- Những giả thiết và các phương trình cơ bản.

Quá trình biến đổi năng lượng trong tuốc bin rất phức tạp, phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như kích thước của tầng tuốc bin, chế độ dòng chảy v.v... Để có thể tính toán chúng ta cần có một số giả thiết và sử dụng một số phương trình cơ bản của dòng chảy. Ở đây ta sẽ xét dòng hơi là ổn định một chiều, tức là ta cho rằng các thông số của dòng ở bất kỳ điểm nào cũng được giữ không đổi theo thời gian và sự thay đổi chỉ xảy ra khi chuyển từ tiết diện này sang tiết diện khác.

Thực tế, trong tầng tuốc bin dòng luôn bị chấn động theo chu kỳ. Cánh động được gắn lên vành đĩa và cùng quay tròn, lần lượt khi thì đi qua phần trung tâm của rãnh ống phun, khi thì cắt ngang vệt ở sau mép ra của các cánh quạt ở trước đó. Vì thế tốc độ dòng hơi bao quanh cánh quạt thay đổi theo chu kỳ, để đơn giản hóa ta giả thiết gần đúng rằng, dòng hơi trong cánh động là ổn định, và sẽ hiệu chỉnh sự sai lệch do dòng không đều bằng hệ số các tổn thất phát sinh trong dãy cánh động. Điều kiện ổn định cũng không được tuân thủ trong những trường hợp làm việc đặc biệt của tuốc bin, ví dụ, khi thay đổi nhanh lưu lượng hơi qua tuốc bin và khi các thông số hơi ban đầu và cuối bị dao động.

Đối với nhiều bài toán thực tế cần phải giải khi tính toán tuốc bin, có thể sử dụng các phương trình một chiều, cho rằng sự thay đổi các thông số và tốc độ của dòng trong rãnh chỉ xảy ra theo một chiều của tâm rãnh. Trong nhiều trường hợp cũng cần xét đến dòng hai hoặc ba chiều nữa. Ở những chỗ mà sự phân tích bằng lý thuyết chưa đủ đảm bảo độ tin cậy, khi xác định các đặc tính thực của dòng chảy, thì phải nhờ đến thực nghiệm. Sự kết hợp giữa thủ thuật toán học đã được đơn giản hóa với các hệ số thực nghiệm sẽ cho ta kết quả khá chính xác.

Để tính toán dòng chảy của chất lỏng chịu nén và mô tả quá trình biến đổi năng lượng trong tầng tuốc bin, ta sẽ sử dụng những phương trình cơ bản sau đây :

- 1) Phương trình trạng thái
- 2) Phương trình liên tục
- 3) Phương trình động lượng
- 4) Phương trình bảo toàn năng lượng.

1- Phương trình trạng thái:

Phương trình trạng thái đơn giản nhất đối với khí lý tưởng là phương trình Clapeyron:

$$pv = RT \quad (3-1)$$

Trong đó :

p - áp suất tuyệt đối, N/m² hay Pa

$v = \frac{1}{\rho}$ - thể tích riêng, m³/kg

ρ - mật độ, kg/ m³

T - nhiệt độ tuyệt đối, °K

R - hằng số chất khí, J/độ

Nếu $p = 1,013.10^5 p_a$; $v_\mu = 22,4 \text{ Nm}^3/\text{mole}$; $T = 273^\circ\text{K}$

$$R = \frac{pv_\mu}{T_n} = \frac{1,013.10^5.22,4}{273} = 8,314 \text{ kJ/độ}$$

Mọi chất khí thỏa mãn phương trình này được gọi là khí lý tưởng.

Đối với hơi quá nhiệt phương trình này không chính xác, bởi vì hệ số R phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ và quan hệ phụ thuộc chính xác là :

$$i = \frac{k}{k-1} pv + \text{const} \quad (3-2)$$

Tức là, entanpi của hơi giữ không đổi khi tích pv là một hằng số. Nếu hơi có tính chất thỏa mãn được phương trình (3-2) thì gọi là "hơi lý tưởng".

Nếu cho rằng quá trình giãn nở hơi diễn ra không có tổn thất, nhưng nhiệt cung cấp vào không thay đổi, thì sự thay đổi trạng thái hơi lý tưởng sẽ tuân theo phương trình của quá trình đa biến ;

$$pv^n = \text{const} \quad (3-3)$$

Và hiệu của entanpi sẽ là :

$$i_o - i_1 = \frac{n}{n-1} p_o v_o \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_o} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3-4)$$

Trong đó n - số mũ của quá trình đa biến.

Trong trường hợp riêng, khi không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, dòng chảy là đoạn nhiệt và không có tổn thất thì số mũ n sẽ bằng số mũ đoạn nhiệt và cũng bằng tỷ số các nhiệt dung :

$$n = k = \frac{C_p}{C_v} \quad (3-4a)$$

Còn hiệu entanpi ở quá trình giãn nở đẳng entropi là :

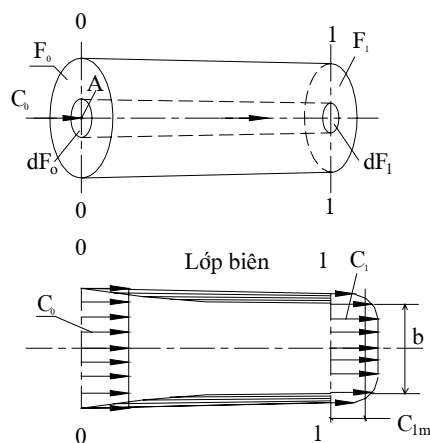
$$i_o - i_1 = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3-4b)$$

Số mũ đoạn nhiệt k đối với hơi nước quá nhiệt thay đổi trong phạm vi $k = 1,25 \div 1,33$, thường ta lấy $k = 1,3$, đối với hơi bão hòa khô $k = 1,135$.

Tuy nhiên việc tính toán theo các công thức đã nêu không đảm bảo độ chính xác cao, nhất là khi quá trình giãn nở lại chuyển từ vùng hơi quá nhiệt sang vùng hơi ẩm. Lúc này bắt buộc phải dùng bảng hơi nước hay là giản đồ $i-s$

2- Phương trình liên tục

Giả sử rằng, trong rãnh (H 3.1) có dòng hơi chuyển động ổn định, một chiều. Ngoài ra ta cho rằng, tâm của rãnh gần như theo đường thẳng và tiết diện ngang hoặc là không thay đổi hoặc là thay đổi đều đặn.



Hình. 3.1 Sơ đồ của dòng trong rãnh
và sự phân bố tốc độ trong các
tiết diện ngang của rãnh

Sự phân phối tốc độ trong tiết diện ngang của rãnh cũng được thể hiện trên H 3.1.

Ở phần giữa của tiết diện (trong phạm vi đoạn b) tốc độ tương đối không đổi và bằng C_1 , còn ở lớp biên tốc độ của dòng thay đổi từ không (ngay trên vách) đến C_1 . Sự thay đổi tốc độ trong phạm vi lớp biên do lực ma sát (độ nhớt) của chất lỏng xác định. Mặt khác, bề dày của lớp biên cũng khác nhau và phụ thuộc vào độ nhớt, tốc độ dòng chảy, kích thước hình học của rãnh, mà dòng có thể

tăng tốc hoặc giảm tốc trên đoạn rãnh ấy.

Ta sẽ xét dòng chảy trong đoạn rãnh trên Hình.3.1. Tại điểm A, trên tiết diện 0-0, ta tách một phần tử diện tích dF_0 và ký hiệu C_0 véc tơ tốc độ thẳng góc với phần tử diện tích ấy ; v_0 - thể tích riêng tại điểm A.

Ta có lưu lượng khối lượng của hơi trong một giây đi qua diện tích dF_0 trên diện tích 0-0 bằng :

$$dG_0 = \frac{C_0}{v_0} dF_0$$

Lấy tích phân trên toàn tiết diện 0-0, ta được lưu lượng toàn phần của trong một số giây chảy qua tiết diện F_0

$$G_o = \frac{C_o}{v_o} \int_{(F_o)} dF_o$$

Tương tự đối với lưu lượng hơi khi ra khỏi rãnh qua tiết diện 1-1 ta có :

$$G_1 = \int_{(F_1)} \frac{C_1}{v_1} dF_1$$

Khi chuyển động ổn định, lưu lượng hơi đi qua đoạn rãnh đang xét trong một giây là không đổi, tức là $G_o = G_1$

$$\text{hay là : } \int_{(F_o)} \frac{C_o}{v_o} dF_o = \int_{(F_1)} \frac{C_1}{v_1} dF_1 \quad (3-5)$$

Tích phân lưu lượng theo tiết diện ngang của rãnh có thể trình bày dưới dạng:

$$F_1 \frac{C_{1m}}{v_{1m}} = \int_{(F_1)} \frac{C_1}{v_1} dF_1$$

Trong đó C_{1m} và v_{1m} - các đại lượng trung bình (theo lưu lượng) của tốc độ và thể tích riêng của hơi.

Trong nhiều trường hợp thực tế người ta tính toán theo giá trị trung bình của C_{1m} và v_{1m} .

Trong trường hợp tổng quát ta viết phương trình liên tục dưới dạng :

$$F_o \frac{C_o}{v_o} = F_1 \frac{C_1}{v_1}$$

hay là

$$G = F \frac{C}{v} = \text{const} \quad (3-6)$$

Viết dưới dạng lôgarit :

$$\ln G = \ln F + \ln C - \ln v$$

Viết dưới dạng vi phân

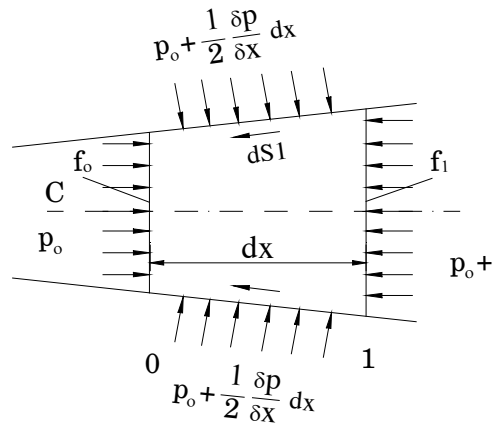
$$\frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (3-7)$$

hay là

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dC}{C} \quad (3-7')$$

Phương trình (3-7') cũng chỉ ra rằng, gia số diện tích tiết diện ngang của rãnh được xác định bởi tổng của gia số tốc độ dòng chảy và gia số thể tích riêng. Gia số này cũng có thể âm hoặc dương, nghĩa là ống phun có thể nhỏ dần hoặc lớn dần. Từ cơ sở này người ta chế tạo ra các ống phun có tốc độ lớn hơn âm thanh, hay còn gọi là ống phun Laval

3- Phương trình động lượng



Hình 3.2. Phần tử đoạn rãnh với tiết diện thay đổi đều đặn

Ký hiệu : p_0 - áp suất tại tiết diện f_0 ;
 d_x - khoảng cách giữa f_0 và f_1 ;

Tại tiết diện f_1 áp suất sẽ bằng

$$p_0 + \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

Những lực do áp suất tác dụng lên bề mặt ngoài của ống dòng sẽ tự cân bằng nhau.

Trong dòng thực ta cần phải tính đến trở lực truyền cho môi chất bên ngoài trên bề mặt của ống dòng và hướng ngược chiều chuyển động.

Nếu gọi dS_1 - phần lực ma sát (trở lực).

Thì theo phương trình Dalămbe có thể viết :

$$f_0 p_0 - f_1 \left(p_0 + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) - dS_1 = dm \frac{dC}{d\tau} \quad (3-8)$$

Trong đó

$dC/d\tau$ - gia tốc của khối lượng hơi dm .

Vì tiết diện của ống dòng ít thay đổi, d_x càng bé thì $f_0 \rightarrow f_1 \rightarrow f$ và đẳng thức (3-8) sẽ là :

$$-f \frac{\partial p}{\partial x} dx - dS_1 = dm \frac{dC}{d\tau} \quad (3-9)$$

Đem chia cả hai vế cho dm và để ý rằng $dm = \rho \cdot f \cdot dx$, ta có

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - S = \frac{dC}{d\tau} \quad (3-10)$$

Ta xét một đoạn rãnh thẳng có tiết diện ngang thay đổi từ từ (Hình.3.2). Ta tách rãnh ống dòng với tiết diện ở đầu vào là f_0 và ở đầu ra f_1 cần nhớ rằng, ống dòng là bề mặt được tách riêng bởi các đường dòng, tức là, những đường mà dọc theo chúng vectơ tốc độ luôn giữ hướng tiếp tuyến với những đường ấy.

Xét khối lượng hơi điền đầy đoạn ống dòng đó dm và viết phương trình của các lực tác dụng lên khối lượng ấy.

Ở đây, ρ - mật độ của hơi

$$S = \frac{ds_1}{dm} - \text{lực cản trên 1 kg trọng khối của dòng chất lỏng (hơi)}$$

Chú ý rằng, đạo hàm toàn phần của áp suất theo thời gian ở bất kỳ tiết diện nào của dòng thẳng được biểu thị bằng biểu thức:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{d\tau}$$

Trong chuyển động ổn định sự thay đổi áp suất cục bộ theo thời gian là bằng không, tức là $\frac{\partial p}{\partial \tau} = 0$,

$$\text{Do đó} \quad \frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{d\tau}$$

$$\text{Vậy là} \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}$$

Như thế, phương trình (3.10) có dạng :

$$-\frac{dp}{\rho} - Sdx = \frac{dx}{d\tau} \cdot dC$$

$$\text{Nhưng } C = \frac{dx}{d\tau}$$

$$\text{Cho nên} \quad -\frac{dp}{\rho} - Sdx = C \cdot dC \quad (3-11)$$

(3.11) gọi là phương trình động lượng của dòng chảy một chiều.

Nếu lấy tích phân phương trình (3.11) trên đoạn đường di chuyển hữu hạn của hơi, ta được trường hợp riêng của phương trình bảo toàn năng lượng.

$$\frac{C_1^2 - C_o^2}{2} = \int_{P_1}^{P_o} \frac{dp}{\rho} - \int_{x_o}^{x_1} Sdx = \int_{P_1}^{P_o} vdp - \int_{x_o}^{x_1} Sdx \quad (3-12)$$

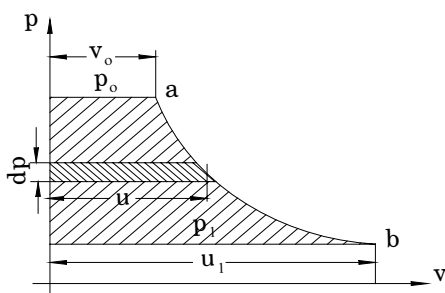
Gia số động năng của dòng bằng hiệu số công giãn nở của hơi khi chuyển động ($\int_{P_1}^{P_o} vdp$) và công của lực ma sát ($\int_{x_o}^{x_1} Sdx$)

Muốn tìm gia số động năng của dòng phải lấy tích phân về phải của phương trình (3.12). Muốn vậy phải biết định luật thay đổi trạng thái $v = F(p)$ và định luật thay đổi của lực ma sát $S = F(x)$. Đặc biệt là đơn giản nếu bài toán được giải cho trường hợp dòng chảy đẳng entropi, tức là dòng chảy không có tổn thất và không có trao đổi nhiệt với bên ngoài. Lúc này lực ma sát $S = 0$, và phương trình thay đổi trạng thái tuân theo định luật đẳng entropi :

$$p_1 v_{1t}^k = p_o v_o^k = p v_t^k = \text{const}$$

Từ đây, $v = v_o \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$ và thay vào ta có :

$$\begin{aligned} \frac{C_1^2 - C_o^2}{2} &= v_o p_o^{\frac{1}{k}} \int_{p_1}^{p_o} p^{-\frac{1}{k}} dp = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \\ &= \frac{k}{k-1} (p_o v_o - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left[1 - \left(\frac{v_o}{v_1} \right)^{k-1} \right] \end{aligned} \quad (3.13)$$



Hình. 3.3. Công bành trướng của dòng chảy

Nếu quá trình giãn nở đẳng entropi của hơi chuyển động được biểu thị trên đồ thị $p-v$ (Hình.3.3) thì trong phương trình (3.12) tích vdp sẽ tương đương với diện tích phần gạch sọc, còn số gia toàn bộ của động năng sẽ tương đương với diện tích được giới hạn bởi đường thẳng entropi, các đường thẳng đẳng áp p_o và p_1 và trục tung.

Trong trường hợp phải tính đến lực ma sát ($S \neq 0$) thì chỉ có thể lấy tích phân phương trình (3.12) đã biết

$$S = S(x) \text{ và } v = F(p).$$

Chú ý rằng, những phương trình trên đây đã được chứng minh cho ống dòng với phần tử diện tích f_o và f_1 có thể mở rộng ra cho toàn tiết diện của rãnh. Nhưng trong trường hợp đó, các đại lượng c , v , p phải lấy theo giá trị trung bình.

4- Phương trình bảo toàn năng lượng

Ta ứng dụng phương trình bảo toàn năng lượng cho dòng hơi ổn định. Giả sử dòng hơi chuyển động qua hệ thống bất kỳ (Hình.3.4)

Lưu lượng trọng lượng của dòng hơi trong một giây là $G, \text{kg/s}$.

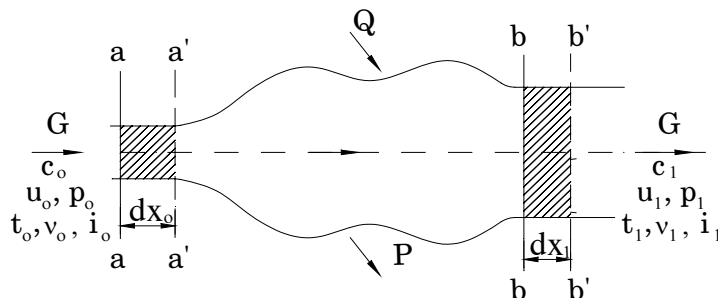
Giả sử trong phạm vi của hệ thống sẽ cung cấp cho hơi một lượng nhiệt $Q, \text{J/s}$, đồng thời trao đổi cho môi trường bên ngoài công suất $P, \text{J/s}$.

Phương trình bảo toàn năng lượng phản ánh sự cân bằng của tổng các dạng năng lượng đưa vào và ra khỏi hệ thống.

Ký hiệu : - Chỉ số 0 - Các thông số trung bình của hơi ở tiết diện vào hệ thống 0-0 ; - Chỉ số 1 - Các thông số trung bình của hơi ở tiết diện ra khỏi hệ thống 1-1.

Sau thời gian $d\tau$ tổng các dạng năng lượng đưa vào sẽ là

$$U_o G d\tau + \frac{C_o^2}{2} G d\tau + p_o F_o dx_o + Q d\tau$$



Hình. 3.4. Dòng hơi chuyển động trong hệ thống bất kỳ

Ở đây

U_o - nội năng của 1 kg trọng lượng hơi đưa vào ;

$\frac{C_o^2}{2}$ - động

năng của 1 kg trọng lượng đưa vào, chuyển động với tốc độ C_o ;

$p_o F_o dx_o$ - công của hơi khi dịch

chuyển trên đoạn đường dx_o

$Q d\tau$ - lượng nhiệt đưa vào hệ thống sau thời gian $d\tau$.

Cũng bằng cách như vậy, ta viết tổng các dạng năng lượng ra khỏi hệ thống:

$$U_1 G d\tau + \frac{C_1^2}{2} G d\tau + p_1 F_1 dx_1 + P d\tau$$

Trong đó :

P - công của dòng hơi sinh ra trong một đơn vị thời gian.

Cân bằng hai phương trình trên và chia cho $G d\tau$, ta có :

$$U_o + \frac{C_o^2}{2} + \frac{p_o F_o dx_o}{G d\tau} + \frac{Q}{G} = U_1 + \frac{C_1^2}{2} + \frac{p_1 F_1 dx_1}{G d\tau} + \frac{P}{G} \quad (3-14)$$

Để ý rằng, theo phương trình liên tục $F.C/v = G$ và $dx_o/d\tau = C_o$, $dx_1/d\tau = C_1$;

Ký hiệu $Q/G = q_o$ - lượng nhiệt cung cấp cho 1 kg hơi, $P/G = l$ - công do 1 kg hơi sinh ra, ta viết phương trình (3.15) dưới dạng :

$$U_o + p_o v_o \frac{C_o^2}{2} + q_o = U_1 + p_1 v_1 \frac{C_1^2}{2} + l_1 \quad (3-15)$$

hay là , vì $U + pv = i$ - entanpi của hơi, ta có :

$$i_o + \frac{C_o^2}{2} + q_o = i_1 + \frac{C_1^2}{2} + l_1 \quad (3-16)$$

Biểu thức này được gọi là *Phương trình bảo toàn năng lượng cho sự chuyển động ổn định của hơi*.

Phương trình này đúng cho cả dòng hơi có tổn thất ($S \neq 0$) hay không có tổn thất ($S = 0$)

Phương trình (3.16) có thể viết dưới dạng vi phân:

$$di + CdC - dp - dl = 0 \quad (3-17)$$

Những phương trình trên đây cho ta giải được nhiều bài toán thực tế trong việc tính toán các rãnh, các ống phun hơi, v.v ..

3.2- Những đặc tính và các thông số hơi chủ yếu của dòng trong rãnh

Dòng chảy một chiều trong rãnh được chia ra dòng *tăng tốc* và dòng *tăng áp* (giảm tốc)

Dòng tăng tốc là dòng trong rãnh với tốc độ của môi chất tăng lên theo hướng dòng.

Trong phần chuyển hơi của máy tuốc bin (tuốc bin hơi và khí, máy nén) dòng tăng tốc là dòng chảy trong rãnh ống phun và cánh động tuốc bin, trong ống vào của chúng v.v.. dòng tăng áp là dòng chảy trong rãnh hướng và cánh động của máy nén, trong các ống thoát của tuốc bin hơi, tuốc bin khí và máy nén, trong các bộ phận khuếch tán của van stop và van điều chỉnh. Chú ý rằng, trong rãnh cánh động những tầng đặc biệt dòng chảy của hơi hay khí có thể là tăng áp (giảm tốc).

Những phương trình cơ bản của dòng một chiều đã trình bày trong mục 3.1 cho ta tính toán dòng chảy trong các rãnh tuốc bin.

Từ phương trình (3.16) thấy rằng, với dòng tăng tốc, ví dụ, trong các ống phun tuốc bin, dọc theo dòng chảy, cùng với sự tăng tốc độ của môi chất, entanpi tăng, bởi vì tốc độ giảm.

Trong các rãnh ống phun, khi entanpi giảm, áp suất dọc theo rãnh cũng giảm, tức là môi chất (hơi) giãn nở và ngược lại, trong các rãnh tăng áp, áp suất tăng lên theo hướng dòng, tức là môi chất bị nén.

Giả thiết rằng, hơi chuyển động trong rãnh không trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài.

Từ phương trình (3.16) ta có số gia động năng khi giãn nở sẽ là :

$$\frac{C_{1t}^2 - C_0^2}{2} = i_o - i_{1t} \quad (3-18)$$

Đối với quá trình thực :

$$\frac{C_1^2 - C_0^2}{2} = i_o - i_{1t} \quad (3-18')$$

Trong đó : $[i] = [J/kg]$; $[C] = [m/s]$

Như vậy là sự thay đổi động năng của dòng hơi do sự thay đổi entanpi quyết định.

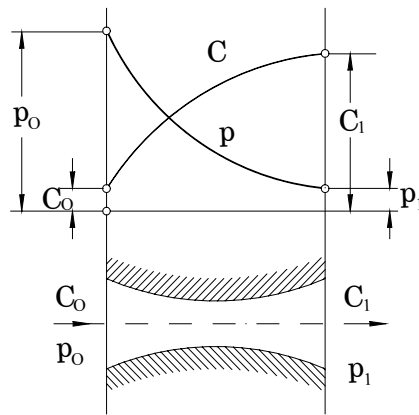
Nếu đối với "hơi lý tưởng", có thể viết công thức (3.18a) như sau :

$$\frac{C_{1t}^2 - C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1t}) \quad (3-19)$$

Đối với dòng thực

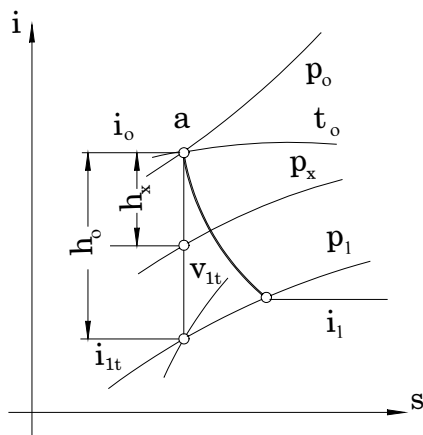
$$\frac{C_1^2 - C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \quad (3-19')$$

Như vậy, khi không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài (dòng chảy đoạn nhiệt) số gia động năng chỉ do trạng thái đầu và cuối của hơi xác định và không phụ thuộc vào định luật thay đổi các tổn thất (trong quá trình giãn nở).



Hình 3.5. Đồ thị thay đổi áp suất và tốc độ dọc theo tâm ống phun

ngay trên đồ thị $i-s$ (Hình 3.6). Nếu entanpi i_1 ở cuối quá trình giãn nở cũng đã cho,



Hình 3.6. Quá trình giãn nở của hơi trên đồ thị $i-s$

Ta sẽ xét những trường hợp ứng dụng khác nhau của các phương trình đã tìm được để tính toán ống phun theo sơ đồ trên hình Hình.3.5.

Giải phương trình (3.18b) ta tìm được.

$$C_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1) + C_0^2} \quad \text{m/s} \quad (3-20)$$

Trong đó i tính theo đơn vị J/kg ;

C - tính theo đơn vị m/s

Nếu i tính theo đơn vị kJ/kg thì:

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot 10^3 (i_0 - i_1) + C_0^2} \quad \text{m/s} \quad (3-20')$$

Entanpi i_0 của hơi đưa vào tìm được ngay trên đồ thị $i-s$ (Hình 3.6). Nếu entanpi i_1 ở cuối quá trình giãn nở cũng đã cho, thì công thức (3-20a) cho ta tìm được tốc độ chuyển động của hơi. Giả sử chuyển động không có tổn thất và không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, quá trình giãn nở của hơi trong ống phun là đẳng entropi. Biết được áp suất p_1 của hơi khi ra khỏi ống phun, vẽ đường thẳng entropi $a-a$ trên đồ thị $i-s$ (Hình 3.6), ta tìm i_{1t} , và tính được tốc độ C_{1t} , (3.20).

Nếu cần tính tiết diện ra của ống phun thì theo trạng thái hơi ở điểm a , tìm được thể tích riêng v_{1t} ở cuối quá trình giãn nở, áp dụng phương trình liên tục, ta có :

$$F_1 = G \cdot \frac{v_{1t}}{C_{1t}}$$

Trong đó, G là lưu lượng hơi trong 1 giây đã cho trước..

Với dòng chảy đẳng nhiệt tiết diện bé nhất của ống phun, cũng như các thông số hơi ứng với tiết diện ấy, đều trùng với các giá trị *tối hạn*, tức là, tốc độ của dòng hơi C_1 tại tiết diện bé nhất của ống phun đạt tới tốc độ truyền âm thanh a.

**Thông số hãm*

Để tính toán dòng một chiều trong các rãnh người ta đưa ra khái niệm về các thông số hãm hoàn toàn của dòng tại tiết diện đang xét.

Ta biết rằng, số gia động năng của dòng chất lỏng chịu nén có dạng :

$$\frac{C_1^2 - C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1)$$

Do đó ,

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) + \frac{C_0^2}{2} \quad (3-21)$$

Ta thấy rằng, động năng của dòng hơi khi ra khỏi ống phun do sự thay đổi các thông số nhiệt động xác định và phụ thuộc vào động năng ban đầu.

Nếu động năng ban đầu $C_0^2/2$ bé và có thể bỏ qua được, thì tốc độ dòng chảy chỉ là hàm số của các thông số nhiệt động mà thôi.

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \quad (3-21')$$

Nếu không thể bỏ qua động năng ban đầu, thì có thể coi rằng, động năng ấy là kết quả giãn nở đẳng entropi của hơi từ các thông số ảo $\bar{p}_0, \bar{v}_0$ nào đó với tốc độ ban đầu bằng không ($C_0 = 0$) tới thông số của dòng p_0, v_0 ở trước ống phun với tốc độ bằng C_0 . Nói một cách khác, sẽ đạt được thông số $\bar{p}_0, \bar{v}_0$ nếu đem hãm hoàn toàn dòng đang chuyển động với tốc độ C_0 theo quá trình đẳng entropi cho đến khi có tốc độ bằng không ($C_0 = 0$).

Từ đây, các thông số $\bar{p}_0, \bar{v}_0, \bar{i}_0$ được gọi là thông số hãm đẳng entropi của dòng, hay gọi tắt là *các thông số hãm*.

Ta sẽ biểu thị động năng ban đầu của dòng qua các thông số hãm :

$$\frac{C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (\bar{p}_0 \bar{v}_0 - p_0 v_0) \quad (3-22)$$

Thay vào phương trình (3.21), ta có :

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} (\bar{p}_0 \bar{v}_0 - p_1 v_1) \quad (3-23)$$

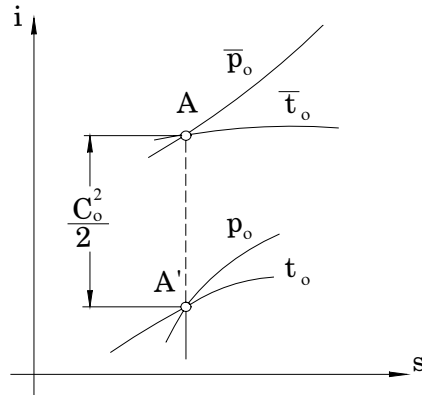
hay là

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \bar{p}_o \bar{v}_o \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (3-24)$$

Trong đó :

$$\varepsilon = \frac{p_1}{p_o} - \text{Tỷ số áp suất tĩnh } p_1 \text{ trên áp suất hãm của dòng } \bar{p}_o$$

Áp suất p_o và p_1 được gọi là áp suất tĩnh, khác với áp suất hãm (áp suất toàn phần).



Hình.3.8. Xác định thông số hãm bằng đồ thị i-s

Có thể tìm thông số hãm bằng nhiều cách;

Nếu dùng giản đồ i-s (Hình 3.8) thì đặt đoạn thẳng entrôpi $AA' = C_o^2/2$ từ điểm A', ứng với thông số ban đầu p_o và t_o , ta tìm được ở điểm A các thông số của dòng bị hãm $\bar{p}_o, \bar{v}_o, \bar{t}_o$

Nếu tính toán bằng phương pháp giải tích, đối với hơi quá nhiệt, để xác định $\bar{p}_o, \bar{v}_o$ phải thêm vào phương trình (3.22) phương trình đẳng entropi $p v^k = \text{const}$, tức là $p_o v_o^k = \bar{p}_o \bar{v}_o = \text{const}$.

Sau khi biến đổi ta có :

$$\frac{\bar{p}_o}{p_o} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{C_o^2}{k p_o v_o} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3-25)$$

Và
$$\frac{\bar{v}_o}{v_o} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{C_o^2}{k p_o v_o} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Nếu tốc độ C_o không lớn lắm và không vượt quá $100 \div 150 \text{ m/s}$, thì có thể dùng công thức gần đúng để xác định các thông số hãm :

$$\begin{aligned} \bar{p}_o &= p_o + \frac{C_o^2}{2 v_o} \\ \bar{v}_o &= v_o + \frac{C_o^2}{2 k p_o} \end{aligned} \quad (3-26)$$

Tốc độ âm thanh, tốc độ giới hạn.

Đối với các đặc tính của dòng tốc độ âm thanh và tốc độ tới hạn có ý nghĩa quan trọng.

Tốc độ âm thanh là tốc độ truyền âm được xác định theo các thông số tĩnh của dòng :

$$a = \sqrt{kp_v} = \sqrt{kRT} \quad (3-27)$$

Có thể biến đổi công thức (3.24) dưới dạng :

$$\frac{C_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} p_1 v_1 = \frac{k}{k-1} \bar{p}_o \bar{v}_o \quad (3-28)$$

$$\text{hay là :} \quad \frac{C_1^2}{2} + \frac{a_1^2}{k-1} = \frac{\bar{a}_o^2}{k-1}$$

Ở đây, a_1 - tốc độ âm thanh với các thông số hơi p_1, v_1 ;
 $\bar{a}_o$ - tốc độ âm thanh với các thông số hãm $\bar{p}_o, \bar{v}_o$,

Nếu đem chia phương trình (3.28) cho $k \frac{p_1 v_1}{k-1}$ ta có :

$$M_1^2 \frac{k-1}{2} + 1 = \frac{\bar{p}_o \bar{v}_o}{p_1 v_1} \quad (3-29)$$

Trong đó :

$M_1 = C_1/a_1$ - tốc độ âm thanh cục bộ tương đối của dòng. Tỷ số tốc độ này được gọi là *số Max*.

Trường hợp có giãn nở đẳng entropi, có thể viết :

$$\frac{\bar{p}_o \bar{v}_o}{p_1 v_1} = \varepsilon^{\frac{1-k}{k}}$$

và phương trình (3.29) có dạng :

$$M_1^2 \frac{k-1}{2} + 1 = \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} \quad (3-29')$$

Giải đẳng thức này, ta tìm được :

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} (\varepsilon - 1)^{\frac{1-k}{k}}}$$

Nếu trong quá trình giãn nở, tốc độ của dòng đạt được tốc độ âm thanh $C_1 = a_1 = a_*$ thì tốc độ ấy được gọi là tốc độ *tối hạn*, và các thông số tương ứng - *thông số tối hạn*.

Rõ ràng là với tốc độ tối hạn $M_{1t} = 1$.

Thay giá trị M_{1t} vào phương trình (3.29), ta tìm được tỷ số áp suất tối hạn.

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3-30)$$

Đồng thời từ phương trình (3.28) ta tìm tốc độ tối hạn của dòng

$$\frac{a_*^2}{2} + \frac{a_*^2}{k-1} = \frac{\bar{a}_o^2}{k-1}$$

$$\text{Và } a_* = \bar{a}_o \sqrt{\frac{2}{k+1}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \bar{p}_o \bar{v}_o} \quad (3-31)$$

* *Lưu lượng tối hạn :*

Ta sẽ áp dụng phương trình liên tục

$$FC_1 = Gv_1$$

và thay thế bằng các thống số tối hạn

$$\left(\frac{G}{F}\right)_* = \frac{a_*}{v_*}$$

Chú ý rằng, với quá trình đẳng entrôpi

$$\frac{v_*}{v_o} = \left(\frac{\bar{p}_o}{p_*}\right)^{\frac{1}{k}} = \varepsilon_*^{\frac{1}{k}}$$

Ta tìm được :

$$\left(\frac{G}{F}\right)_* = \frac{a_*}{v_*} \varepsilon_*^{\frac{1}{k}} = \frac{\bar{a}_o}{\bar{v}_o} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

Sau khi biến đổi phương trình này, ta có :

$$\left(\frac{G}{F}\right)_* = \sqrt{\frac{k \bar{p}_o}{\bar{v}_o} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.32)$$

Nếu thay các giá trị bằng số của số mũ k vào công (3.30) và (3.32) các thông số tối hạn sẽ có dạng như trong bảng 3-1.

Bảng 3-1 : Các thông số tối hạn của dòng khi giãn nở đẳng entrôpi.

Môi chất	Số mũ đẳng entrôpi k	Tỷ số áp suất tối hạn ε_*	Tốc độ tối hạn., C_* m/s	Lưu lượng tối hạn $(G/F)_*$, kg/s.m ²
Không khí	1,4	0,5283	$C_* = 0,913 \bar{a}_o = 1,08 \sqrt{\bar{p}_o \bar{v}_o}$	$(G/F)_* = 0,57 \bar{a}_o \sqrt{\bar{v}_o}$ $= 0,685 \sqrt{\bar{p}_o / \bar{v}_o}$
Hơi quá nhiệt	1,3	0,5457	$C_* = 0,932 \bar{a}_o = 1,064 \sqrt{\bar{p}_o \bar{v}_o}$	$(G/F)_* = 0,585 \bar{a}_o \sqrt{\bar{v}_o}$ $= 0,667 \sqrt{\bar{p}_o / \bar{v}_o}$
Hơi bão hòa khô	1,135	0,5774	$C_* = ,967 \bar{a}_o = 1,032 \sqrt{\bar{p}_o \bar{v}_o}$	$(G/F)_* = 0,598 \bar{a}_o \sqrt{\bar{v}_o}$ $= 0,635 \sqrt{\bar{p}_o / \bar{v}_o}$

Các thứ nguyên dùng ở đây như sau :

$$\bar{p}_o - \text{N/m}^2 \text{ (1bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 \text{)} ; \bar{v}_o - \text{m}^3/\text{kg} ; \bar{a}_o - \text{m/s} ; F - \text{m}^2 \text{ và } G - \text{kg} ;$$

* *Sự thay đổi các thông số và tiết diện ngang của rãnh.*

Ta sẽ xem xét các thông số và tiết diện ngang của rãnh thay đổi như thế nào.

Chấp nhận biến số ở đây là độ giãn nở, tức là $\varepsilon = p_1 / \bar{p}_o$

Biến đổi phương trình (3.24) theo dạng sau đây :

$$C_{1t} = \bar{a}_o \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)} = a_* \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varepsilon\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3-33)$$

Nếu chia 2 vế của đẳng thức trên cho tốc độ tới hạn a_* , ta được biểu thức :

$$\lambda = \frac{C_{1t}}{a_*} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (3-34)$$

Đó là sự phụ thuộc của tốc độ không thứ nguyên λ (tính theo một phần của tốc độ tới hạn) vào độ giãn nở ε .

Nếu hơi giãn nở tới chân không tuyệt đối ($\varepsilon = 0$), tốc độ cực đại sẽ bằng:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$$

Đối với hơi quá nhiệt $k = 1,3$, $\lambda_{\max} = 2,77$ áp dụng phương trình liên tục đối với bất kỳ ε nào ta có thể tìm được biểu thức :

$$\begin{aligned} \frac{G}{F} &= \frac{C_1}{v_1} = \frac{C_1}{v_o} \varepsilon^{\frac{1}{k}} = \frac{\bar{a}_o}{v_o} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)} \\ &= \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{\bar{p}_o}{\bar{v}_o} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)} \end{aligned} \quad (3-35)$$

Một thông số không thứ nguyên quan trọng nữa là lưu lượng quy dẫn.

Lưu lượng quy dẫn hay *lưu lượng tương đối* là tỷ số của lưu lượng trọng lượng đi qua đơn vị diện tích G/F của tiết diện đang xét trên lưu lượng trọng lượng đi qua đơn vị diện tích G_*/F của tiết diện ấy với các thông số tới hạn, tức là

$$q = \frac{G}{F} \cdot \frac{F}{G_*} = \frac{G}{G_*}$$

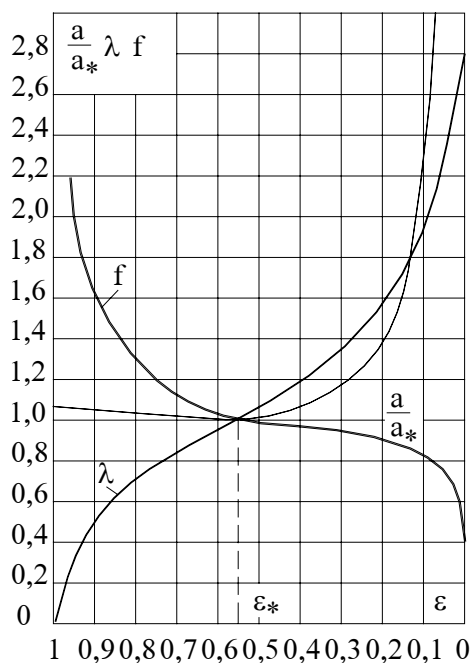
Hay là, sau khi thay thế giá trị của $\frac{G}{F}$ và $\frac{G_*}{F}$

$$\text{Ta có } q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1+k}{1-k}} \frac{2}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)} \quad (3-36)$$

Với lưu lượng đã cho, quan sát sự thay đổi diện tích của tiết diện ngang được biểu thị bằng một phần của diện tích tới hạn F_* , tức là $f = F/F_*$ thì thấy rằng f là đại lượng nghịch đảo của lưu lượng quy dẫn q^* và bằng :

$$f = \frac{F}{F_*} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1+k}{1-k}} \frac{k-1}{2\left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)}} \quad (3-37)$$

Các quan hệ phụ thuộc trên được diễn đạt trên đồ thị hình Hình 3.9.



Hình 3.9 Sự thay đổi các thông số hơi, tốc độ của dòng và tiết diện tương đối của ống phun theo độ giãn nở ($k=1,3$)

Đồ thị này cho ta thấy rằng, đặc tính của dòng chất lỏng chịu nén được chia ra làm hai vùng : vùng dòng chảy dưới âm trong phạm vi thay đổi ε từ 1 đến ε_* , vùng trên âm trong phạm vi thay đổi ε từ ε_* đến 0. Trong vùng dưới âm tiết diện của rãnh sẽ giảm khi hơi giãn nở.

Trong vùng trên âm khi dòng hơi tăng tốc đòi hỏi phải mở rộng dần tiết diện của rãnh.

Với chuyển động đẳng entropi tiết diện bé nhất của rãnh ứng với trạng thái tới hạn, tức là khi tốc độ của dòng chảy $C_1 = a$ hay là $\lambda = 1$.

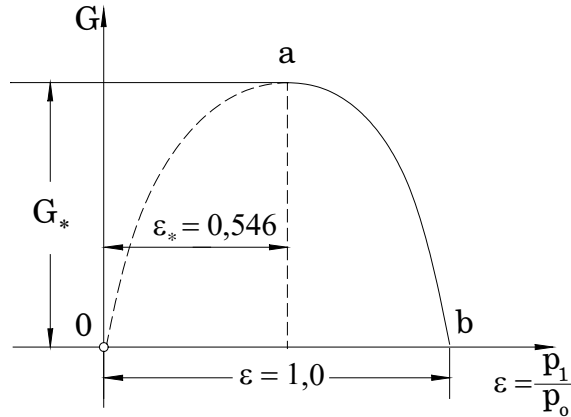
Để dễ thấy nguyên nhân phải giảm tiết diện ngang f ở vùng dưới âm và phải tăng ở vùng trên âm, ta dùng phương trình liên tục dưới dạng vi phân (3.7)

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dC}{C}$$

Ở vùng dưới âm $\frac{dC}{C} > \frac{dv}{v}$ do đó $\frac{dF}{F} < 0$ tức là, tiết diện ngang phải giảm (rãnh nhỏ dần).

Ở vùng trên âm $\frac{dC}{C} > \frac{dv}{v}$ và $\frac{dF}{F} > 0$ nghĩa là gia số của thể tích hơi trong quá trình giãn nở bắt đầu trội hơn gia số tốc độ và tiết diện ngang của dòng tăng lên (rãnh to dần).

Công thức (3.35) cũng có thể dùng để tìm quan hệ phụ thuộc vào áp suất sau ống phun của lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần với tiết diện ra F không đổi.



Hình 3.10 Đồ thị về sự thay đổi lưu lượng hơi tùy thuộc vào tỷ số áp suất

Đường cung tương ứng Oab được thể hiện trên đồ thị hình Hình.3.10. Nhánh đường cong ab đã được thực nghiệm kiểm chứng. Nhưng bắt đầu từ tỷ số áp suất $\varepsilon \leq \varepsilon_*$ thực tế là lưu lượng hơi giữ không đổi và bằng lưu lượng tới hạn ($G = G_*$). Sự khác nhau giữa lưu lượng hơi thực và lưu lượng tính theo công thức (3.35) cho ta thấy rằng trong vùng $\varepsilon_* = 0,546$ đến $\varepsilon = 0$ không thể ứng dụng phương trình liên tục được, trong khi vẫn coi tiết diện ở đầu ra của ống phun là không đổi.

Quả vậy, trên cơ sở của phương trình liên tục công thức (3.35) sẽ đúng, nếu với các thông số ban đầu đã cho, áp suất ở tiết diện ra của ống phun bằng áp suất p_1 , tương ứng với tỷ số áp suất ε_1 .

Ta sẽ xem trong tình huống nào thì có thể thực hiện được điều kiện ấy. Biết rằng, sự lan truyền áp suất trong môi chất đàn hồi diễn ra với tốc độ âm thanh a . Nếu dòng hơi thoát ra khỏi miệng ống phun với tốc độ C_1 thì tốc độ lan truyền áp suất theo hướng ngược chiều với dòng hơi sẽ là $a_1 - C_1$. Cho nên sự lan truyền áp suất ngược dòng chỉ có thể xảy ra trong trường hợp $C_1 < a_1$. Từ lúc, khi C_1 đạt được tốc độ âm thanh, tức là $C_1 = a_*$, trạng thái hơi ở tiết diện bất kỳ của ống phun nhỏ dần sẽ không còn phụ thuộc vào trạng thái hơi sau ống phun nữa. Sự giãn nở của hơi từ áp suất tới hạn p_* đến áp suất $p_1 < p_*$ sẽ xảy ra sau ống phun, đồng thời với mọi giá trị của $p_1 < p_*$ tại tiết diện của ống phun áp suất p_* và lưu lượng hơi giữ không đổi và bằng lưu lượng tới hạn G_* .

Như vậy, khi xác định lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần chỉ có thể dùng công thức (3.35) trong phạm vi thay đổi ε từ đến ε_* .

Có thể thay đổi công thức (3.36) bằng công thức gần đúng trên cơ sở cho rằng đường ab (H 3.10) là cung enlip. Ta có

$$q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 - p_*}{p_o - p_*} \right)^2} = \frac{1}{1 - \varepsilon_*} \sqrt{1 - 2\varepsilon_*(1 - \varepsilon) - \varepsilon^2} \quad (3.38)$$

Trong rất nhiều trường hợp tính toán thực tế công thức (3.38) đã cho ta kết quả khá chính xác.

Trong thực tế, như thí nghiệm đã chứng minh, lưu lượng hơi tới hạn không bằng lưu lượng hơi tính toán theo quá trình lý tưởng, đẳng entropi.

Tỷ số của lưu lượng thực tế trên lưu lượng lý thuyết gọi là *hệ số lưu lượng* μ

$$\mu = \frac{G_*}{G_{*t}}$$

$$\text{Và } G_* = \mu G_{*t} = \mu G_* \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_o}{v_o}} \quad (3-39)$$

Đối với hơi quá nhiệt $\mu = 0,97 \div 0,95$, tức là bé hơn 3 ÷ 5% so với khi tính toán theo công thức

$$G = 0,667 F_* q \sqrt{\frac{p_o}{v_o}}$$

Trong chuyển động của hơi bão hòa nếu trạng thái hơi ban đầu gần với đường cong giới hạn trên, theo kết quả của nhiều thí nghiệm, lưu lượng hơi tới hạn qua ống phun sẽ lớn hơn lưu lượng hơi tính toán theo công thức

$$G = 0,635 F_* q \sqrt{\frac{p_o}{v_o}}$$

Mức tăng ấy có thể đạt tới gần 2 ÷ 5 % và Stodola đã giải thích rằng đó là do sự quá lạnh của hơi khi giãn nở trong ống phun.

Quả vậy, khi hơi chuyển động với trạng thái quá nhiệt nhẹ và bão hòa, quá trình tạo thành giọt nước và trao đổi nhiệt trong hỗn hợp hơi khô và phân tử nước chưa được hoàn thiện, vì thời gian mà dòng đi qua đoạn nhỏ dần của ống phun là quá ngắn. Cho nên, thực chất ở miệng ra của ống phun có độ ẩm bé hơn so với quá trình chảy lý thuyết.

Nhiều thí nghiệm đã chứng minh rằng, sự tạo thành giọt nước khi hơi bão hòa giãn nở thường xảy ra sau giới hạn ống phun và phân phối không đều theo tiết diện dòng chảy, cho nên lưu lượng hơi bão hòa thực tế lớn hơn hơi được tính theo công thức ở trên đối với hơi bão hòa.

Hệ số lưu lượng trong chuyển động của hơi bão hòa có thể lấy gần bằng $\mu = 1,02 \div 1,05$.

3.3- Các tổn thất năng lượng trong dòng chảy thực

Trong dòng thực bao giờ cũng có tổn thất. Nhưng tổn thất này phụ thuộc vào hình dáng của rãnh hoặc dây cánh, vào các thông số môi chất và một số yếu tố khác.

Trong trường hợp này có thể sử dụng phương trình động lượng (3.13), nếu biết lực cản dòng S. Phương trình bảo toàn năng lượng (3.16) thì có thể sử dụng cho trường hợp có và không có tổn thất.

Đối với dòng lý tưởng, khi không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, năng lượng của hơi giãn nở ở đầu ra khỏi ống phun sẽ là :

$$\frac{C_{1t}^2}{2} = \frac{C_o^2}{2} + i_o - i_{1t} \quad (3-40)$$

(ký hiệu các entanpi đã dẫn trên hình Hình 3.6. Trong quá trình thực một phần động năng bị tản đi và truyền cho môi chất dưới dạng nhiệt.

Động năng thực tế $\frac{C_1^2}{2} < \frac{C_{1t}^2}{2}$

$$\frac{C_1^2}{2} = \frac{C_o^2}{2} + i_o - i_1 \quad (3-41)$$

Lấy hiệu số của (3.40) và (3.41) ta có:

$$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2} = i_o - i_{1t} \quad (3.42)$$

Đó là tổn thất trong dãy ống phun làm cho entanpi ở đầu ra khỏi dãy cánh tăng lên ($i_1 > i_{1t}$).

Để so sánh dòng thực với dòng lý thuyết ta dùng khái niệm về hệ số tốc độ φ . Tốc độ trung bình của dòng thực có thể biểu thị bằng :

$$C_1 = \varphi C_{1t} \quad (3.43)$$

Trong đó $\varphi < 1$

Thay các đại lượng vào (3.42), ta có biểu thức sau đây cho các tổn thất trong dãy ống phun :

$$\Delta h_c = \frac{C_1^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) = \frac{C_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \left(h_o + \frac{C_o^2}{2} \right) (1 - \varphi^2) \quad (3.44)$$

Cũng có thể dùng tổn thất năng lượng :

$$\zeta_c = \frac{\Delta h_c}{\frac{C_{1t}^2}{2}} = 1 - \left(\frac{C_1}{C_{1t}} \right)^2 \quad (3.45)$$

hay là : $\Delta h_c = \zeta_c \left(h_o + \frac{C_o^2}{2} \right) \quad (3.46)$

Sự liên hệ giữa hệ số tốc độ và hệ số tổn thất như sau :

$$\zeta_c = 1 - \varphi^2 \quad (3.47)$$

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} \quad (3.48)$$

$$\text{Hiệu số} \quad \eta_c = 1 - \zeta_c \quad (3.49)$$

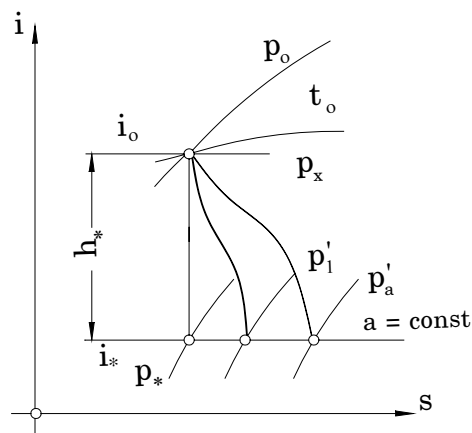
là hiệu suất của dòng.

Những hệ số đã liệt kê thường được áp dụng cho sự thay đổi cuối cùng của trạng thái và để đánh giá tổn thất tổng. Đối với các dây ống phun hiện đại, với chiều cao vừa phải và được gia công cẩn thận thì tổn thất không lớn lắm. Hệ số tốc độ thường ở mức $\varphi = 0,96 \div 0,98$ và tương ứng hệ số tổn thất $\zeta_c = 8 \div 4\%$.

Do có tổn thất mà quá trình giãn nở sẽ chệch khỏi đường thẳng entropi và nghiêng về phía tăng entropi (xem Hình 3.6). Sự chênh lệch ấy càng lớn khi tổn thất trong dòng càng cao. Trong trường hợp giới hạn có thể coi rằng động năng hoàn toàn mất đi và biến thành nhiệt. Lúc này hiệu số entanpi ở đầu và cuối quá trình giãn nở sẽ bằng không.

$$i_o - i_l = 0 \quad (3.50)$$

Quá trình như vậy gọi là qui trình tiết lưu. Nếu bỏ qua hiệu số động năng ở đầu vào ra đầu ra (công thức 3.50), thì điểm đầu và cuối quá trình sẽ nằm trên đường đẳng entanpi (đường thẳng gạch trên hình Hình 3.11)



Hình 3.11 Đường tốc độ tới hạn không đổi trên đồ thị i-s

Khi xét các quá trình của dòng chảy có tổn thất (Hình 3.11), ta thấy rằng, không lệ thuộc vào tính chất các tổn thất, trong các quá trình dòng chảy khác nhau, bao giờ cũng đạt được một tốc độ tới hạn như nhau, và nó chỉ phụ thuộc vào các thông số hàm đẳng entropi mà thôi.

Thật vậy, tốc độ âm thanh được xác định bởi đẳng thức $a = \sqrt{kp_v}$ và giữ không đổi khi tích p_v không đổi. Vì thế, vị trí hình học của các điểm tốc độ âm thanh trên giản đồ i-s là đường entanpi không đổi $i_* = \text{const}$.

Điều này thỏa mãn phương trình (3.2)

Nhiệt giáng tương đương của tốc độ tới hạn :

$$h_* = \frac{a^2}{2} = \frac{kp_v}{2}$$

cũng giữ không đổi đối với trường hợp tốc độ dưới âm, ứng với $i_* = \text{const}$

Vậy là, với trạng thái ban đầu của dòng bị hãm tốc độ tới hạn sẽ đạt được khi trong quá trình giãn nở entanpi sẽ giảm xuống đến $i_* = i_o - h_*$

Chú ý rằng, tỷ số áp suất tối hạn ε_* không phải là đại lượng cố định, mà phụ thuộc vào sự diễn biến của quá trình, tức là phụ thuộc vào các tổn thất trong đó. Quả vậy, từ hình H 3.11, tốc độ tối hạn sẽ đạt được với p_1 khác nhau, tùy thuộc vào đường thay đổi trạng thái.

Đối với trường hợp lý tưởng.

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Còn tỷ số áp suất thực $\varepsilon_{*r} < \varepsilon_*$, trong đó tốc độ của dòng bằng tốc độ tối hạn có thể tìm từ (3.24) và (3.31):

$$\varepsilon_{*r} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{1}{1-\zeta} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

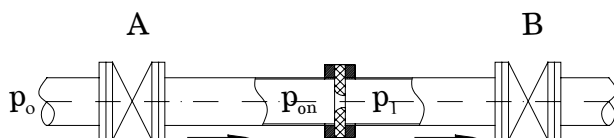
Đồng thời, tỷ số áp suất p_{11} trên áp suất hàm $\bar{p}_{11}$ được tính theo tốc độ C_1 (Hình.3.11) không lệ thuộc vào hệ số tổn thất, vẫn giữ được tối hạn : $p_{11} / \bar{p}_{11} = \varepsilon_*$. Hệ số tổn thất càng lớn thì tỷ số ε_{*r} càng thấp và tỷ số $p_{11} / \bar{p}_0$ càng bé.

3.4. Dây ống phun khi chế độ làm việc thay đổi. Ống phun nhỏ dần

Khi áp suất ban đầu p_0 không đổi và đối áp p_1 thay đổi thì lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần thay đổi theo định luật đã trình bày trên hình Hình 3.10.

Bây giờ ta xét lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần sẽ thay đổi như thế nào, nếu đồng thời thay đổi áp suất của hơi đưa vào p_{on} và áp suất p_1 sau ống phun.

Giả sử trên đường ống dẫn hơi ta đặt ống phun nhỏ dần (Hình. 3.12)



Hình 3.12 Sơ đồ đặt ống phun trên đường ống dẫn hơi

Tiết diện của đường ống rất lớn, nên có thể bỏ qua tốc độ C_0 của hơi dẫn vào ống phun. Lưu lượng hơi đi qua ống phun được điều chỉnh bằng các van A và B đặt trên ống dẫn hơi. Giả thiết áp suất p_0 và nhiệt độ t_0 của hơi dẫn về van A giữ không

đổi. Khi đi qua van B hơi được dẫn về bình ngưng. Áp suất tuyệt đối trong bình ngưng có thể coi gần bằng không ($p_1 \approx 0$).

Nếu mở hoàn toàn van B và mở dần van A, thì lưu lượng hơi đi qua ống phun sẽ tăng lên và áp suất p_{on} trước ống phun cũng tăng theo. Vì đã giả thiết rằng, khi mở van B áp suất sau ống phun bằng áp suất trong bình ngưng, tức là gần bằng không,

dòng chảy trong ống phun làm việc với tỷ số áp suất $\varepsilon = p_1/p_{on} \approx 0$, nghĩa là, trong ống phun có lưu lượng tới hạn và bằng :

$$G_* = 0,667 \mu F \sqrt{\frac{P_{on}}{v_{on}}}$$

Khi mở hoàn toàn van A áp suất trước ống phun đạt đến giá trị p_o , ứng với lưu lượng tới hạn cực đại G_o .

Tỷ số của lưu lượng hơi tới hạn (ứng với áp suất p_{on}), trên lưu lượng tới hạn cực đại bằng ;

$$\frac{G_*}{G_o} = \sqrt{\frac{P_{on} v_o}{v_{on} p_o}} \quad (3.51)$$

Trong ví dụ đang xét hơi trước ống phun có entanpi $i_o = \text{const}$, và với độ chính xác cao có thể viết :

$$\begin{aligned} p_{on} v_{on} &= p_o v_o, \\ \text{hay là : } \frac{p_{on}}{p_o} &= \frac{v_o}{v_{on}} \end{aligned}$$

Thay thế quan hệ này vào phương trình (3.51), ta tìm được

$$\frac{G_*}{G_o} = \frac{p_{on}}{p_o} = \varepsilon. \quad (3.52)$$

tức là, *lưu lượng tới hạn tỷ lệ thuận với áp suất trước ống phun.*

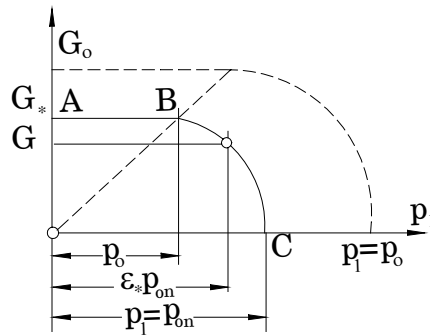
Kết quả này chỉ đúng trong trường hợp entanpi i_o giữ không đổi ở mọi chế độ. Trong trường hợp ngược lại, tỷ số các thể tích riêng không chỉ phụ thuộc vào tỷ số áp suất mà còn phụ thuộc vào nhiệt độ. Cho nên lưu lượng hơi tương đối phải được xác định trực tiếp theo (3.51) và đối với hơi quá nhiệt :

$$\frac{G_*}{G_o} = \frac{p_{on}}{p_o} = \sqrt{\frac{T_o}{T_{on}}} \quad (3.53)$$

Trong đó,

T_o và T_{on} - nhiệt độ tuyệt đối của hơi. Nếu giữ áp suất $p_{on} = \text{const}$, thay đổi áp suất ở đầu ra của đoạn ống dẫn hơi (ví dụ, đóng bớt van B), thì quá trình thay đổi lưu lượng hơi được thể hiện bằng đường ABC (Hình.3.13), thêm vào đó tỷ số áp suất tới hạn sẽ đạt được khi.

$$\frac{p_1}{p_{on}} = 0,546 \text{ hay là khi } \frac{p_1}{p_o} = 0,546 \varepsilon_o,$$



Hình 3.13 Đồ thị về sự thay đổi lưu lượng hơi

Còn lưu lượng sẽ bằng 0 khi:

$$\frac{p_1}{p_{on}} = 1 \quad \text{tức là khi} \quad \frac{p_1}{p_o} = \frac{p_{on}}{p_o} = \epsilon_o$$

Như vậy là , ba điểm chính của đường ABC

A - điểm ứng với lưu lượng tối hạn G_* ,

B - điểm ứng với áp suất tối hạn ϵ_* ,

C - điểm ứng với lưu lượng bằng $G = 0$

Khi thay đổi áp suất trước ống phun sẽ dịch chuyển tỷ lệ với áp suất ấy.

Ký hiệu các đại lượng tương đối :

- Lưu lượng hơi : $\frac{G}{G_o} = q_o \rightarrow G_o$ - lưu lượng hơi tối hạn tối đa

- Áp suất ban đầu tương đối : $\frac{p_{on}}{p_o} = \epsilon_o$

- Áp suất cuối tương đối : $\frac{p_1}{p_o} = \epsilon_1$

Ngoài ra , chú ý rằng $\frac{G_*}{G_o} = \epsilon_o$; $\epsilon_* = 0,546 \epsilon_o$

Sử dụng phương trình (3.38) (trình bày sự liên hệ giữa lưu lượng và áp suất trong vùng dưới tối hạn);

$$\left(\frac{G}{G_*} \right)^2 + \left(\frac{p_1 - p_*}{p_{on} - p_*} \right)^2 = 1$$

Và biến đổi ta có :

$$\left(\frac{GG_o}{G_o G_*} \right)^2 + \left(\frac{\frac{p_1}{p_o} - \frac{p_*}{p_o}}{\frac{p_{on}}{p_o} - \frac{p_*}{p_o}} \right)^2 = 1$$

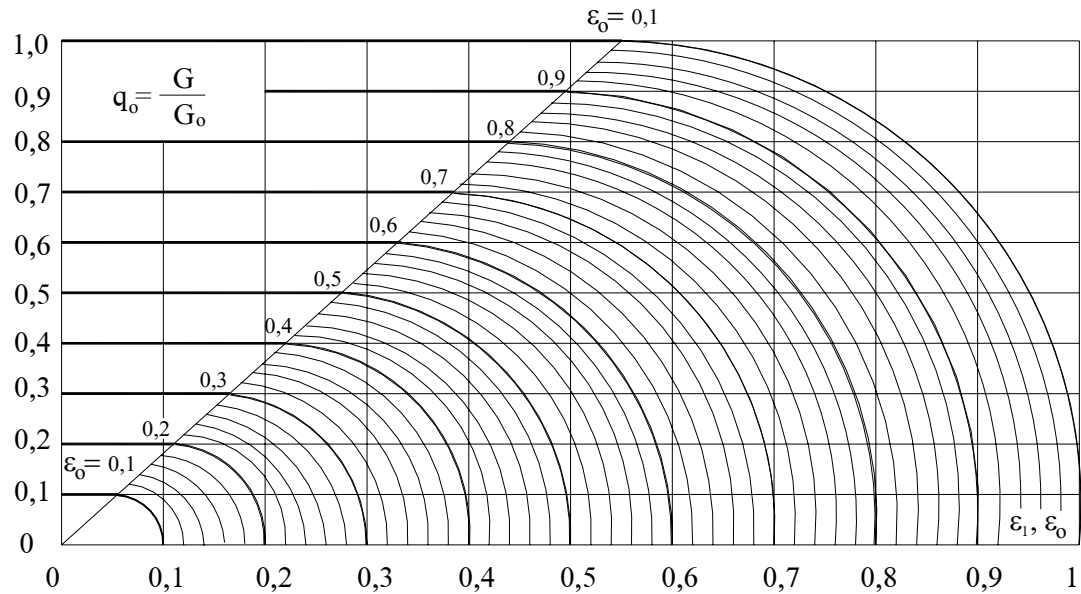
Thay các ký hiệu ở trên vào, ta được :

$$\left(\frac{p_o}{\epsilon_*} \right)^2 + \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_* \epsilon_o)^2}{\epsilon_o^2 (1 - \epsilon_*)^2} = 1$$

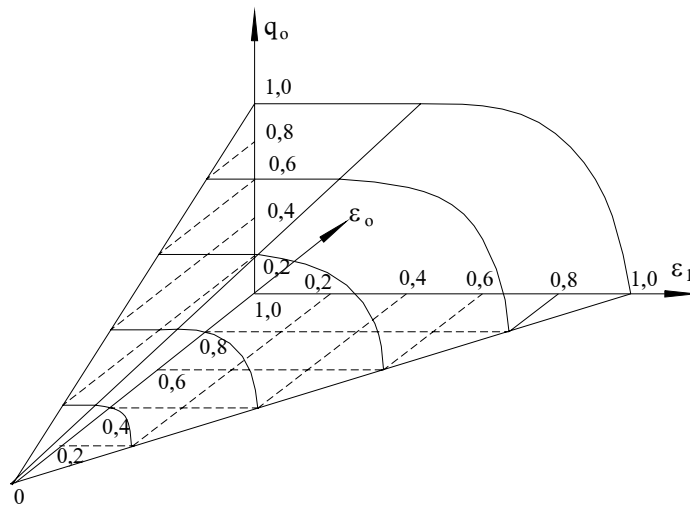
$$\text{Hay là :} \quad \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_* \epsilon_o)^2}{(1 - \epsilon_*)^2} + q_o^2 = \epsilon_o^2 \quad (3-54)$$

Phương trình này liên hệ chặt chẽ lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần với áp suất tương đối ban đầu ε_0 và cuối ε_1 .

Trên đồ thị hình Hình 3.14 là lưới lưu lượng phản ánh quan hệ ấy. Phương trình (3.54) chỉ đúng trong vùng thay đổi ε_1 từ $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 \varepsilon_*$ đến $\varepsilon_1 = \varepsilon_0$.



Hình 3.14 Lưới lưu lượng tương đối của hơi đi qua ống phun nhỏ dần



Hình 3.15 Bề mặt côn của các lưu lượng hơi đi qua ống phun nhỏ dần

Nếu chọn được tỷ lệ thích hợp cho cung elip (3.54), thì ta có thể thay thế bằng cung vòng tròn. Trong vùng tới hạn ($\varepsilon_1 = \varepsilon_0 \varepsilon_*$) lưu lượng hơi giữ không đổi và bằng $q = \varepsilon_0$.

Khi biết được hai trong ba đại lượng tương đối ε_0 , ε_1 , q_0 có thể xác định đại lượng thứ ba.

Đồ thị hình Hình.3.14 cũng có thể dựng trong tọa độ không gian. Theo

ba trục tọa độ ghi các giá trị tương đối của ε_0 , q , ε_1 ta được hình Hình.3.15. bề mặt còn biểu thị sự thay đổi lưu lượng hơi tương đối đi qua ống phun nhỏ dần khi thay đổi áp suất đầu và cuối, nhưng với entanpi ban đầu không đổi.

Tam giác phẳng tiếp tuyến với bề mặt công ứng với vùng lưu lượng tới hạn.

Ống phun to dần.

Sự làm việc của ống phun to dần khi chế độ làm việc khác nhiều với sự làm việc của ống phun nhỏ dần.

Thông thường khi tính toán người ta xác định kích thước của tiết diện bé nhất và tiết diện ra của ống phun {xem (3.35) và (3.37)}

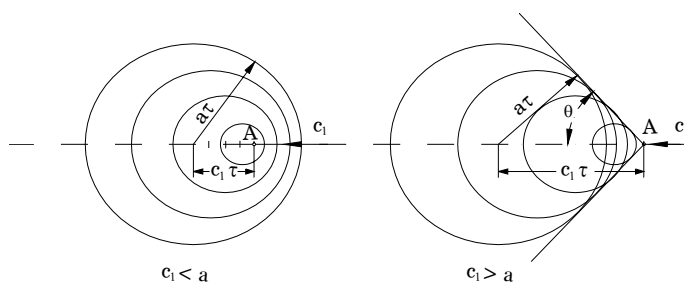
Các tiết diện trung gian sẽ thực hiện, sao cho diện tích ngang của ống phun thay đổi đều dọc trục ống phun và dễ gia công.

Thường hay gặp ống phun có tâm cân xứng hoặc ống phun có vách phẳng song song ở phía trên và dưới.

Để phân tích sự làm việc của ống phun to dần khi chế độ làm việc thay đổi, ta sẽ xét một số hiện tượng đặc trưng cho dòng vượt âm của chất lỏng chịu nén.

Giả sử dòng hơi đang chuyển động với tốc độ C_1 và trên đường đi gặp vật cản tại điểm A (Hình 3.16) Vật cản ấy sẽ gây nên chấn động và sẽ lan truyền trong dòng chuyển động với tốc độ âm thanh a .

Trong môi trường chất lỏng tĩnh sóng chấn động sẽ lan truyền theo vòng tròn đồng tâm với bán kính r sau thời gian chấn động τ .

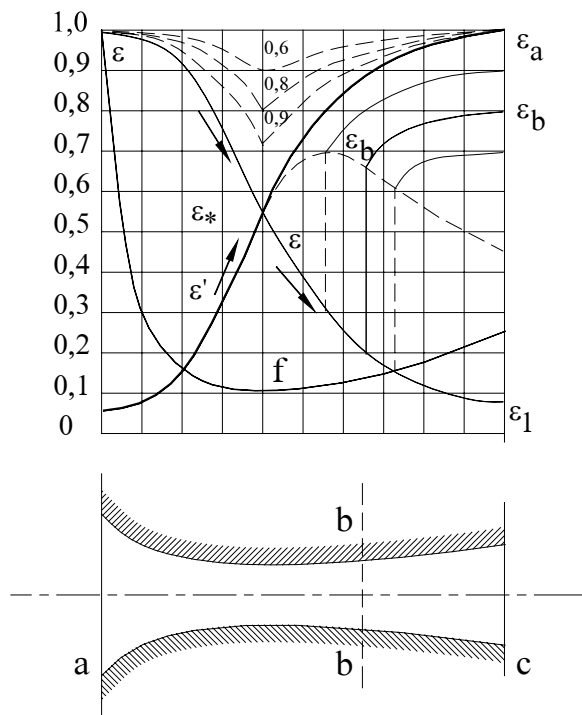


Hình 3.16 Sự phân bố sóng chấn động trong
Dòng chảy dưới âm và trên âm

Trong dòng chuyển động hiện tượng ấy cũng xảy ra tương tự, nhưng sóng bị dòng cuốn đi và tâm của sóng vòng sau thời gian τ sẽ dịch đi một đoạn $C_1\tau$. Nếu $C_1 < a$ thì sóng vòng sẽ truyền đi theo hướng chuyển động cũng như theo hướng ngược chiều.

Nếu $C_1 = a$ thì tâm chấn động sẽ dịch đi một

đoạn bằng $C_1\tau = a\tau$ và tất cả sóng vòng sẽ có chung một đường tiếp tuyến thẳng đứng tại điểm chấn động A.



H 3.17 Đồ thị quá trình giãn nở
trong ống phun to dần

phun giảm xuống thấp hơn áp suất tính toán ($\varepsilon_{11} < \varepsilon_1$).

Vì dòng chuyển động với tốc độ trên âm nên định luật thay đổi áp suất bên trong ống phun vẫn giữ không đổi.

Tại các điểm A và A₁ xuất hiện sự chấn động của dòng (Hình.3.18,a) do áp suất giảm đột ngột từ áp suất tính toán ε_1 xuống áp suất thấp hơn ε_{11} .

Đường đẳng áp trong dòng (đường đặc tính) được biểu thị bằng đường thẳng xuất phát từ tâm A và A₁; trong đó độ nghiêng sẽ phụ thuộc vào tỷ số tốc của dòng trên tốc độ âm thanh tức là vào số Max. Đường AC và A₁C ứng với áp suất ở miệng ống phun, đường AD và A₁D₁ là đường đặc tính ứng với áp suất trong môi trường mà dòng chảy ra. Như vậy là trong vùng ACA₁ áp suất giữ không đổi và bằng ε_1 , trong vùng 2 là áp suất của môi trường xung quanh.

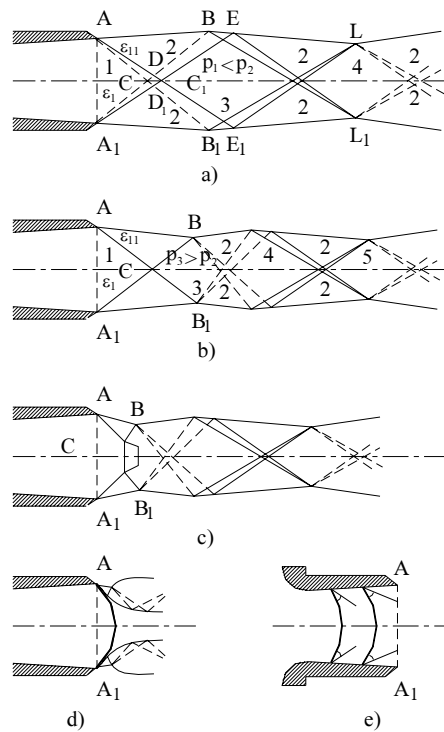
Nếu $C_1 > a$ sóng chỉ lan truyền theo hướng dòng hơi, trong đó vùng lan truyền sóng vòng (đối với dòng phẳng) được giới hạn bởi hai đường nghiêng dưới góc θ so với hướng của dòng. Góc này phụ thuộc vào tỷ số tốc độ âm thanh trên tốc độ của dòng được xác định bằng quan hệ đơn giản:

$$\sin \theta = \frac{a}{C_1} = \frac{1}{M}$$

Ở đây, M - số Max.

Xét dòng chảy của hơi trong ống phun phẳng to dần (Hình 3.17).

Trong điều kiện tính toán khi hơi giãn nở đẳng entropi đường cong ε biểu thị sự giảm dần áp suất dọc tâm ống phun và có thể tính được từ phương trình (3.35). Đại lượng ε_1 ứng với áp suất tính toán ở đầu ra ống phun. Giả sử áp suất sau ống



Hình.3.18 Sơ đồ các phổ của dòng trong ống phun to dần với mặt cắt thẳng

Khi tới giới hạn ngoài của dòng các đường đẳng áp BD , C_1E và B_1D_1 , C_1E_1 phản xạ bằng những sóng nén, thay đổi hướng và tụ lại ở các điểm L, L_1 . Ở đây lại xuất hiện sự phản xạ mới và các hiện tượng trên được lập lại như ở đoạn đầu. Như vậy là trong dòng vượt âm, khi giảm đối áp xuống dưới giá trị thì sẽ xuất hiện sự tăng áp theo dạng sóng. Trường hợp đối áp ở đầu ra ống phun to dần vượt quá giá trị tính toán không nhiều lắm ($\varepsilon_{11} > \varepsilon_1$). (H 3.18b), trong dòng trên âm, áp suất tại các tiết diện trung gian giữ không đổi, tức là lưu lượng tới hạn giữ không đổi. tại các điểm A và A_1 áp suất tăng đột ngột tới ε_1 của môi trường bên ngoài. Ở đây xuất hiện mặt tăng nhảy vọt để đạt

tới đối áp ε_{11} trên các đường AC và AC_1 .

Áp suất nâng lên sẽ làm cho dòng bị nén lại và tiết diện BB_1 trở nên bé hơn AA_1 . Các mặt tăng nhảy vọt A_1B và AB_1 sau khi giao nhau tại điểm C có bị lệch thêm ; khi tới giới hạn ngoài sẽ phản xạ dưới dạng sóng giãn nở. Tính chất tiếp theo của dòng tự do tương tự như trên trường hợp trên kia.

Càng tăng đối áp hình ảnh của dòng vượt âm sẽ thay đổi dạng (Hình 3.18c). Ở đây ngoài hai mặt tăng nhảy vọt xiên còn thêm mặt tăng vọt thẳng CD . Cuối cùng, ở đầu ra của ống phun to dần đạt tới áp suất ε_{11} , mà với áp suất này sẽ xuất hiện mặt tăng nhảy vọt cong (Hình 3.18d). Nếu tiếp tục nâng áp suất ở đầu ra lên nữa, thì sẽ làm tăng áp suất đột ngột bên trong phần loe của ống phun (Hình 3.18e). Trường hợp này, do có mặt tăng nhảy vọt, dòng vượt âm sẽ chuyển sang dòng chảy dưới âm, trong nhiều trường hợp dòng bị tách khỏi vách và tạo thành những vùng xoáy. Càng nâng cao đối áp, mặt tăng nhảy vọt càng tiến sâu vào cổ ống phun.

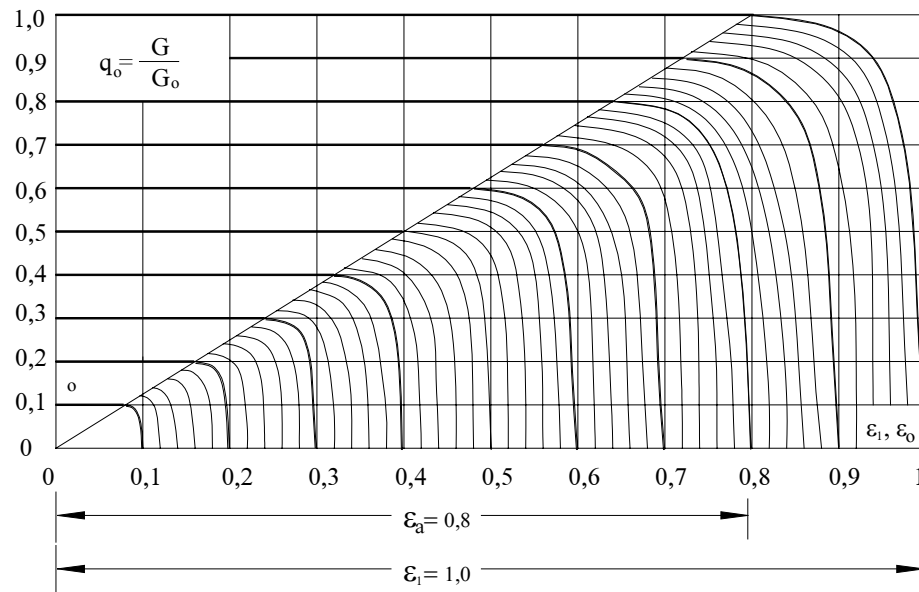
Trên đồ thị (Hình 3.17) đường chấm chấm là đường mặt tăng nhảy vọt đã xuất hiện khi tăng đối áp trong phần loe của ống phun to dần. Đường cong ấy được xác định bằng lý thuyết với giả thuyết mặt nhảy vọt thẳng. Trong mặt tăng nhảy vọt tốc

độ trên âm chuyển sang tốc độ dưới âm và nếu không bị tách thì trong rãnh to dần áp suất sẽ tăng lên (Hình 3.17, đường ε_b , đường ε_{11}).

Đến khi ε_{11} tăng đến ε_a mặt tầng nhảy vọt sẽ xuất hiện ở cổ ống phun, toàn bộ dòng chuyển sang vùng dưới âm và chỉ ở cổ, tại điểm ε_* mới đạt tốc độ âm thanh. Nếu tiếp tục tăng áp suất ở đầu ra lên nữa, ống phun to dần bắt đầu làm việc như là ống Venturi thông thường, trong đó lúc đầu dòng còn tăng tốc, sau sẽ chậm dần trong phần loe của ống phun.

Chùng nào ở cổ còn giữ được áp suất ε_* chùng đó lưu lượng giữ không thay đổi và bằng lưu lượng tới hạn. Chỉ trong trường hợp khi đối áp tăng quá ε_a , lưu lượng hơi bắt đầu giảm.

Nếu trong ống phun nhỏ dần lưu lượng tới hạn sẽ đạt được khi áp suất tương đối bằng ε_* (đối với hơi quá nhiệt $\varepsilon_* = 0,546$), thì trong ống phun to dần đối áp ε_a



Hình 3.19 Lưới lưu lượng cho ống phun to dần

(với áp suất này sẽ đạt được lưu lượng tới hạn) phụ thuộc vào độ loe của ống phun, tức là $f = F_1/F_*$ và có thể tìm được theo công thức :

$$\varepsilon_a = 0,546 \div 0,454 \sqrt{1 - \left(\frac{1}{f}\right)^2} \quad (3-55)$$

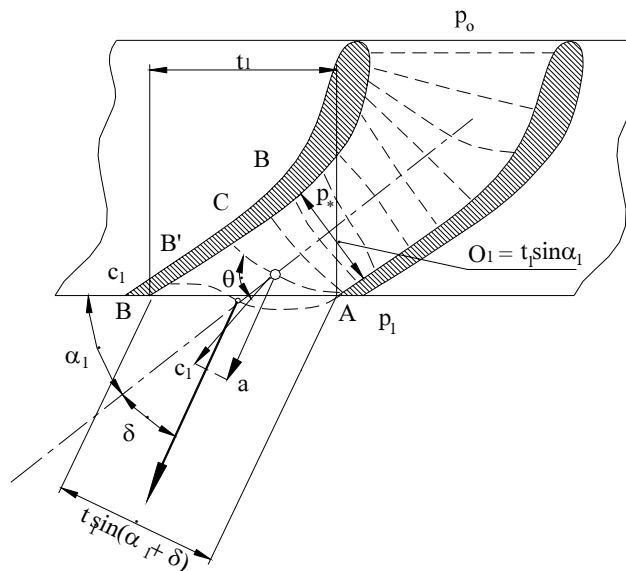
Khi $f = 1$, ứng với ống phun nhỏ dần, $\varepsilon_a = \varepsilon_* = 0,546$.

Nếu đồng thời thay đổi áp suất đầu cuối, với entanpi của hơi vào không đổi, lưu lượng tương đối đi qua ống phun to dần có thể được biểu thị trên đồ thị Hình.3.19 ($F_{\min}/F_1 = 0,829$ và $\varepsilon_* = 0,546$), nhưng ε_a - áp suất giới hạn lại phụ thuộc vào kích thước hình học của phần loe ống phun to dần.

Sự xuất hiện mặt tăng nhảy vọt trong ống phun to dần sẽ làm tăng tổn thất động năng của dòng. Cho nên, nếu hệ số lưu lượng μ (chỉ phụ thuộc vào sự giãn nở hơi trong phần nhỏ dần) ít thay đổi khi chế độ làm việc thay đổi, thì hệ số tốc độ φ lại thay đổi trong phạm vi lớn : Ở chế độ gần tính toán đạt tới số Max và giảm nhanh khi đối áp khác nhiều với giá trị tính toán ε_1 .

3.5 Sự giãn nở của hơi trong miền cắt vát của dãy cánh:

Để đảm bảo hướng đi cần thiết của dòng hơi khi vào các rãnh cánh động của tuốc bin, ống phun được chế tạo với miền cắt vát (Hình.3.20).



Hình 3.20 Sự giãn nở của hơi trong miền cắt vát ống phun

Tâm của ống phun nghiêng đi một góc α_1 theo hướng chuyển động của dòng hơi. Nhiều ống phun ghép cạnh nhau theo một bước nhất định tạo thành dãy ống phun. Đối với ống phun nhỏ dần thường người ta coi tiết diện ra tính toán là hình chữ nhật với chiều cao l_1 và chiều rộng $0_1 = t_l \sin \alpha_1$, nên diện tích $F = 0_1 l_1 = l_1 t_l \sin \alpha_1$.

Người ta cũng cho rằng, ở tiết diện A - B trong quá trình giãn nở áp suất hơi sẽ đạt tới đối áp p_1 (áp suất trong khe hở p_1 giữa mép ra của ống phun và cánh động của tầng $\varepsilon_1 = p_1/p_0 > \varepsilon_*$ và $M_{lt} < 1$) Nếu giữ áp suất ε_0

trước ống phun không đổi, giảm áp suất ε_1 cho đến khi $M_{lt} = 1$, tức là $\varepsilon_1 = \varepsilon_*$, thì tại tiết diện ra bé nhất AB sẽ có áp suất tới hạn $p_* = \varepsilon_* p_0$ và tốc độ tới hạn C_* .

Khi giảm $\varepsilon_1 < \varepsilon_*$ thì sự giãn nở của hơi từ tiết diện AB trở đi sẽ xảy ra trong miền cắt vát.

Nếu áp suất ε_1 sau ống phun bé hơn áp suất tới hạn, sự giãn nở của hơi từ tiết diện vào đến tiết diện bé nhất AB sẽ diễn ra như khi có chế độ tới hạn trong ống phun, và đường đẳng áp tới hạn gần trùng với AB. Sau đó sự giãn nở sẽ tiếp diễn trong phạm vi cắt vát.

Rõ ràng là tại điểm A áp suất giảm đột ngột từ ε_* xuống ε_1 , tức là tại điểm A dòng đã bị khuấy động. Sự chấn động sẽ lan truyền trong môi chất chuyển động với tốc độ âm thanh và vị trí của các đẳng áp trong phạm vi cắt vát sẽ được xác định bởi những đường kéo dài từ điểm A. Như vậy là dòng trở thành không đối xứng so với tâm ống phun. Hướng của dòng hơi khi ra khỏi ống phun cũng không trùng với hướng của tâm, và toàn bộ dòng sẽ bị lệch đi một góc δ và góc ra bằng $\alpha_1 + \delta$. Thực nghiệm đã chứng minh rõ điều này.

Trong trường hợp khi hơi giãn nở trong phạm vi cắt vát có thể từ phương trình liên tục tính được gần đúng góc lệch của dòng hơi khi ra khỏi cánh động.

Phương trình liên tục đối với tiết diện ra của ống phun khi có các thông số và tốc độ tới hạn được thể hiện dưới dạng :

$$G = \frac{F_1 C_*}{v_*} = \frac{l_1 t_1 \sin \alpha_1 C_*}{v_*} \quad (3.56)$$

Khi ra khỏi ống phun, góc nằm giữa phương tốc độ và đường giới hạn miền cắt vát là $\alpha_1 + \delta$. Ứng dụng phương trình liên tục cho tiết diện dòng hơi khi ra khỏi ống phun, ta có :

$$G = \frac{F C_1}{v_1} = \frac{l'_1 + \sin(\alpha_1 + \delta)}{v_1}$$

So sánh hai biểu thức trên và sau khi biến đổi tìm được

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{l_1 C_* v_1}{l'_1 C_1 v_*}$$

Nếu cho rằng, chiều cao của dòng l'_1 sau khi ra khỏi ống phun bằng chiều cao l_1 của ống phun, ta có :

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{C_* v_1}{C_1 v_*} \quad (3.57)$$

Công thức này có tên gọi là công thức Bêre. Dùng phương trình chuyển động của khí lý tưởng có thể biến đổi công thức (3.57) như sau:

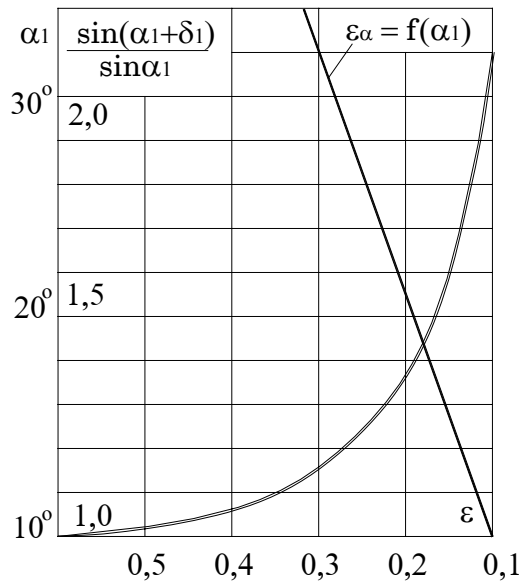
Ta đặt :

$$\frac{v_1}{v_*} = \left(\frac{p_*}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_* p_o}{p_o p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{\varepsilon_*}{\varepsilon_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \varepsilon_1^{\frac{1}{k}}$$

và :
$$\frac{C_*}{C_1} = \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{1}{1 - \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}}}$$

Vậy :

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\sqrt{\varepsilon_1^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \quad (3.58)$$



Hình 3.21 Đồ thị để xác định góc lệch trong miền cắt vát

$$\sin(\alpha_1 + \delta_a) \approx \sin \theta = \frac{v_1 C_*}{v_* C_1} = \frac{a}{C_1}$$

Từ đẳng thức này tìm được:
$$\left(\frac{\varepsilon_*}{\varepsilon_\alpha}\right)^{\frac{1}{k}} \sin \alpha_1 = \sqrt{\frac{k+1}{2}} \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}$$

Giải phương trình này ta có :

$$\varepsilon_\alpha = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} \quad (3.59)$$

Độ giãn nở giới hạn ε_α tùy thuộc vào góc α_1 được trình bày trên Hình 3.21 bằng đường thẳng nghiêng.

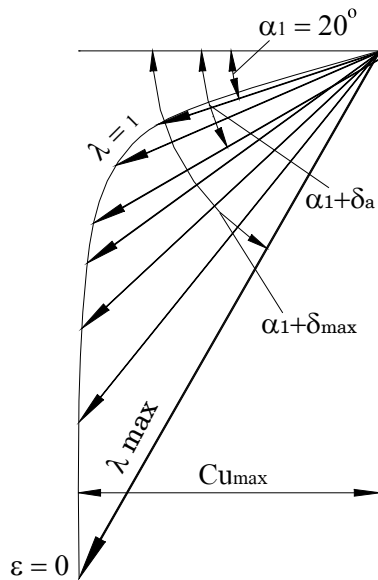
Như vậy là, trên cơ sở của phương trình liên tục có thể thiết lập quan hệ gần đúng giữa độ lệch dòng hơi trong miền cắt vát của ống phun với độ giãn nở ε_1 .

Đối với hơi quá nhiệt ($k = 1,3$) theo (3.58) ta dựng đồ thị Hình 3.21

Giới hạn giảm áp suất $\varepsilon_{1\alpha}$ trong miền cắt vát cũng có thể xác định được qua phương trình (3.58). Thật vậy, giới hạn giãn nở ứng với trường hợp khi dòng đẳng áp (đường đặc tính) xuất phát từ điểm A (Hình 3.20) gần trùng với mặt phẳng AB, mặt phẳng giới hạn miền cắt vát của ống phun.

Nhưng trong trường hợp ấy góc $\alpha_1 + \delta_a$ của góc C_1 trùng với góc θ , nên

Đặc tính thay đổi tốc độ và độ lệch dòng khi giãn nở trong miền cắt vát của ống phun được thể hiện trên Hình 3.22.



Hình 3.22 Đường tia mút vận tốc khi hơi giãn nở đến các đối áp khác nhau

Ở đây đã dựng đường mút các tia vận tốc tương đối $\lambda = c_1 / a_*$ cho các ống phun với góc ra $\alpha_1 = 20^\circ$ và $k = 1,3$. Giới hạn giãn nở trong miền cắt vát sẽ kết thúc khi $\varepsilon_\alpha = 0,19$. Quá trình giãn nở tiếp theo xảy ra ngoài phạm vi cắt vát. Trên Hình 3.22 ta thấy rằng khi giãn nở trong miền cắt vát $C_u = C_1 \cos \alpha_1$ tăng chậm dần khi áp suất ε_1 càng thấp. Sau khi mất khả năng giãn nở trong miền cắt vát, tức là khi $\varepsilon_1 < \varepsilon_\alpha$ cho đến lúc $\varepsilon_1 \rightarrow 0$, thành phần tốc độ $C_{lu} = (C_1 \cos \alpha_1)_{\max} = C_{lu\max} = \text{const}$ và chỉ tăng thành phần $C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1$ mà thôi.

Khi dòng chảy trong chân không ($\varepsilon_1 \rightarrow 0$) $\lambda_{\max} = 2,77$ độ lệch dòng đạt tới giá trị lớn nhất. Đồ thị Hình 3.22 được xây dựng theo các công thức của khí lý tưởng (3.34), (3.58).

Chú ý rằng, ở đây chỉ là giả thiết, vì trong thực tế khi giãn nở quá sâu hơi nước chuyển về vùng bão hòa, nên các phương trình tính toán lúc đầu sẽ không phù hợp nữa. Vì vậy đồ thị này chỉ xem như là ví dụ để minh họa đặc tính lệch dòng trong và ngoài miền cắt vát khi hơi giãn nở khá sâu.

Đối với dãy ống phun to dần độ lệch dòng bắt đầu không phải từ chế độ $\varepsilon_1 \leq \varepsilon_*$ mà chế độ $\varepsilon_1 \leq \varepsilon_{10}$ (tính toán)

Ứng dụng phương trình (3.37) ta được công thức tương tự như (3-58)

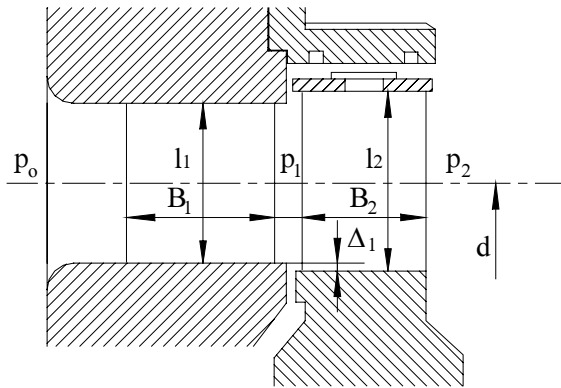
$$\begin{aligned} \frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} &= \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_0} = \frac{(C_{1t})_0}{C_{1t}} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{10}^{\frac{2}{k+1}} - \varepsilon_{10}^{\frac{k}{k+1}}}{\varepsilon_1^{\frac{2}{k+1}} - \varepsilon_1^{\frac{k}{k+1}}}} \\ &= \frac{F_{\min}}{F_1} \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \sqrt{k-1}}{\sqrt{\varepsilon_1^{\frac{2}{k+1}} - \varepsilon_1^{\frac{k}{k+1}}}} \end{aligned} \quad (3-60)$$

Ở đây chỉ số "0" thuộc chế độ tính toán.

3-6. Sự biến đổi năng lượng trong tầng tuốc bin dọc trục:

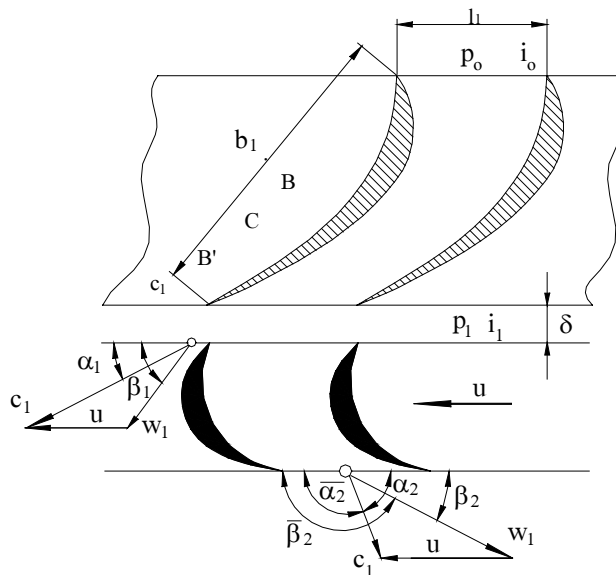
Tầng tuốc bin là tổ hợp của dãy cánh ống phun bất động, mà trong rãnh của nó dòng hơi sẽ được tăng tốc và dãy cánh động, trong đó năng lượng của dòng hơi được biến đổi thành cơ - công làm quay rôto.

Ta sẽ nghiên cứu sự biến đổi đó trong một tầng trung gian của tuốc bin dọc trục (Hình 3.23)



Hình 3.23 Sơ đồ tầng tuốc bin dọc trục

Dãy cánh động chuyển động sau ống phun với tốc độ vòng u . Giá trị của tốc độ này phụ thuộc vào đường kính trung bình d và vào tần số quay của rôto n ($u = \pi dn$).



Hình 3.24 Profil dây ống phun và cánh động

Trong rãnh các ống phun hơi giãn nở từ áp suất trước ống phun P_0 đến áp suất P_1 trong khe hở ở giữa cánh ống phun và cánh động. Ở đầu ra khỏi ống phun trong quá trình giãn nở môi chất có tốc độ C_1 , hướng theo góc α_1 so với véc tơ tốc độ vòng của cánh động (Hình 3.24)

Ở đầu vào dãy cánh động trong chuyển động tương đối môi chất dịch chuyển với tốc độ tương đối $\overline{W}_1$ được xác định bằng :

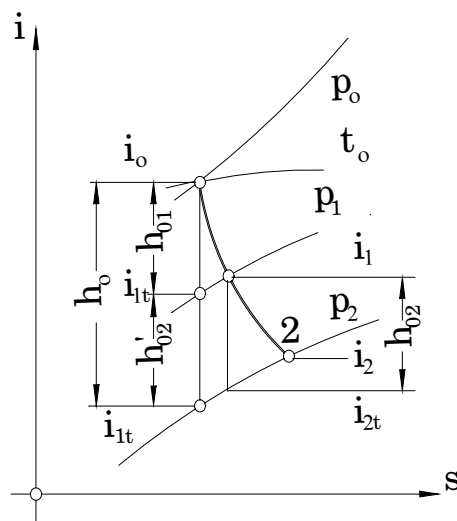
$$\overline{W}_1 = \overline{C}_1 - \overline{u}$$

Các véc tơ tốc độ tuyệt đối C_1 , tốc độ vòng $\overline{u}$ và tốc độ tương đối $\overline{W}_1$ tạo thành tam giác tốc độ ở đầu vào các cánh động (tam giác tốc độ vào). Góc tạo thành giữa các véc tơ tốc độ tương đối và tốc độ vòng được ký

hiệu qua β_1 . Khi gia công hướng của các mép vào cánh quạt động do hướng của tốc độ tương đối, tức là góc β_1 , xác định. Khi đi qua dây cánh động hơi tiếp tục giãn nở trong rãnh từ áp suất P_1 đến áp suất P_2 sau các cánh động và dòng thì bị ngoặt. Do ngoặt dòng và do giãn nở hơi trong các cánh động mà tạo nên lực, tức là mômen quay, tác dụng lên rôto và sinh công để thắng trở lực của máy được truyền động mà tạo thành phần xung lực, còn do gia tốc dòng trong rãnh cánh động - phần phản lực tác dụng lên cánh quạt.

Ở đầu ra khỏi các rãnh cánh động tốc độ tương đối W_2 được xác định bởi động năng trong chuyển động tương đối ở đầu vào trong rãnh cánh động và bởi năng lượng của hơi giãn nở từ áp suất P_1 đến áp suất P_2 tốc độ tương đối $\overline{W_2}$ và tốc độ vòng quay $\overline{u}$, ta có véc tơ tốc độ tuyệt đối $\overline{C_2}$. Ký hiệu của véc tơ tốc độ $\overline{W_2}$ với hướng ngược chiều với u qua β_2 . Giá trị của góc này do hình dạng của prôfin cánh quạt động và sự bố trí trên rôto xác định; hơn nữa hướng của mép ra cánh động sẽ xác định hướng tốc độ $\overline{C_2}$ với hướng ngược chiều với $\overline{u}$ được ký hiệu bằng α_2 . Tam giác tốc độ do các véc tơ $\overline{W_2}$, $\overline{u}$ và $\overline{C_2}$ tạo thành được gọi tam giác tốc độ ra.

Quá trình dòng chảy của môi chất trong tuốc bin được biểu thị trên giản đồ $i - s$ (Hình 3.25)



Hình 3.25 Quá trình của dòng chảy trong tầng tuốc bin trên đồ thị $i - s$

Nếu dòng hơi chuyển động trong cánh động không có tổn thất thì khi hơi giãn nở từ áp suất P_1 đến áp suất P_2 entanpi sẽ giảm xuống $h_{02} - i_1 - i_2$ và nhiệt giáng lý thuyết của toàn tầng sẽ là :

$$h_0 = h_{01} + h_{02'}$$

Trong đó ,

h_{01} - nhiệt giáng lý thuyết trong dây ống phun

h_{02} - nhiệt giáng lý thuyết trong dây cánh động

Thật ra, $h_{02} \neq h_{02'}$ bởi vì do có tổn thất trong ống phun mà nhiệt độ trước dây cánh động tăng lên. Do đó h_{02} tăng chút ít so với $h_{02'}$. Thế nhưng nếu tổn thất trong ống phun không lớn lắm, nhiều trường

hợp có thể coi $h_{02} = h_{02'}$

Trong thực tế, do có tổn thất, sự giãn nở hơi trong dãy cánh động sẽ làm tăng entropi và trạng thái hơi ở đầu ra khỏi cánh động có thể biểu thị bằng điểm 2 (Hình 3.25)

Độ phản lực.

Tỷ số nhiệt giáng h_{02} trên nhiệt giáng toàn tầng :

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \approx \frac{h_{02}}{h_0} \quad (3-61)$$

được gọi là độ phản lực.

Nếu độ phản lực của tầng $\rho = 0$ và không có giãn nở hơi thêm trong dãy cánh động thì tầng được gọi là xung lực. Nếu độ phản lực không lớn lắm ($\rho = 0,1 \div 0,15$) thì tầng được gọi là xung lực, đôi khi còn gọi là tầng xung lực có độ phản lực bé.

Nếu độ phản lực khá lớn ($\rho = 0,4 \div 0,6$) thì tầng được gọi là tầng phản lực. Trong các tầng tuốc bin hơi thường không dùng độ phản lực lớn hơn.

Trong một số trường hợp có thể gặp áp suất P_1 hơi bé hơn áp suất P_2 . Hơn nữa áp suất trong rãnh cánh động sẽ tăng lên, nhiệt giáng h_{02} có thể âm và $\rho < 0$. Độ phản lực âm sẽ làm tăng thêm tổn thất và cần phải tránh hiện tượng này.

Thông thường độ phản lực âm hay xảy ra ở tiết diện gốc của dãy cánh động cũng như ở một vài chế độ khác với tính toán.

Lực tác dụng lên các cánh động

Có lực khí động học tác dụng lên cánh động khi dòng hơi bao quanh là do sự ngoặt dòng trong rãnh cánh và sự gia tốc của nó. Sự ngoặt và gia tốc dòng hơi trong các rãnh cánh cong diễn ra dưới ảnh hưởng của các lực tác dụng lên dòng hơi sau đây:

- Dòng hơi chịu phản lực của vách rãnh cánh quạt
- Hơi điền đầy rãnh chịu tác dụng của hiệu số áp lực $P_1 - P_2$ ở đầu vào và đầu ra của rãnh.

Nếu ký hiệu R' - hợp lực từ các cánh quạt tác dụng lên dòng hơi, thì dòng hơi sẽ tác dụng lên cánh quạt một lực R bằng R' , nhưng ngược chiều.

Khi tính toán thường chiếu lực ấy lên phương tốc độ vòng R_u và theo phương thẳng góc với nó R_a .

Để tìm lực vòng R_u do dòng hơi tác dụng lên cánh quạt R'_u (bằng nhưng khác dấu). Lực này có thể tìm được dựa vào phương trình động lượng. Ta sẽ xét dòng hơi qua rãnh cánh động, được biểu thị trên Hình 3-26.

Hay là $R'_a - \Omega(P_2 - P_1) = \frac{\delta_m}{\delta\tau} (C_{2a} - C_{1a})$,

Trong đó

R'_a - lực tác dụng từ cánh quạt lên dòng hơi chiều lên phương dọc trục

$C_{2a} - C_{1a}$ - tốc độ tuyệt đối chiều lên phương dọc trục

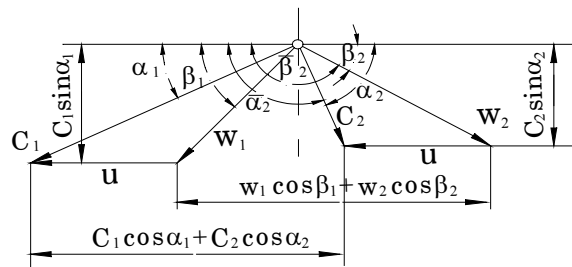
Giải phương trình trên theo R'_a , ta có

$$R'_a = \frac{\delta_m}{\delta\tau} (C_{2a} - C_{1a}) + \Omega(P_2 - P_1) = G(C_{2a} - C_{1a}) - \Omega(P_1 - P_2)$$

Lực dọc trục R_a tác dụng lên cánh quạt bằng R'_a nhưng ngược hướng.

Vậy :

$$R_a = -R'_a = G(C_1 \sin\alpha_1 - C_2 \sin\alpha_2) + \Omega(P_1 - P_2) \quad (3-63)$$



Hình 3.27 Tam giác tốc độ của tầng tuốc bin

Trong thực tế, khi tính toán tuốc bin hơi thường chấp nhận xây dựng các tam giác tốc độ của dòng hơi, bằng cách chập đỉnh của tam giác tốc độ ra và vào tại một điểm. (Hình 3.27).

Ngoài ra, các góc β_2 và α_2 thường được tính thuận theo chiều kim đồng hồ, nên

$$\beta_2 = \pi - \overline{\beta_2} \quad \text{và} \quad \alpha_2 = \pi - \overline{\alpha_2}$$

Vì vậy công thức (3.62) được viết lại dưới dạng :

$$R_u = G(C_1 \cos\alpha_1 + C_2 \cos\alpha_2) = G(W_1 \cos\beta_1 + W_2 \cos\beta_2) \quad (3-64)$$

Và công thức (3.65) có dạng :

$$\begin{aligned} R_a &= G(C_1 \sin\alpha_1 - C_2 \sin\alpha_2) + \Omega(P_1 - P_2) \\ &= G(W_1 \sin\beta_1 + W_2 \sin\beta_2) + \Omega(P_1 - P_2) \end{aligned} \quad (3-65)$$

Lực R_a không tham gia sinh công, nhưng phải dùng đến khi tính lực dọc trục tác dụng lên paliê chắn của rôto tuốc bin.

Công suất của tầng.

Áp dụng các công thức của tam giác nghiêng, ta có

$$\begin{aligned} W_1^2 &= C_1^2 + u^2 - 2uC_1 \cos\alpha_1 \\ C_2^2 &= W_2^2 + u^2 - 2uW_2 \cos\beta_2 \end{aligned} \quad (3.66)$$

$$\text{Hay cũng là} \quad C_2^2 = W_2^2 + u^2 - 2uW_2 \cos\alpha_2 \quad (3.67)$$

Công suất do dòng hơi sinh ra trên các cánh động của tầng bằng tích của lực R_u với tốc độ của các cánh động u .

$$P_u = R_u \cdot u = Gu(C_1 \cos\alpha_1 + C_2 \cos\alpha_2) \quad (3.68)$$

Đối với lưu lượng hơi 1kg/s ta viết :

$$L_u = \frac{P_u}{G} = u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) = u(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2) \quad (3.69)$$

Dùng các công thức (3.66) và (3.67), ta biến đổi phương trình (3.69) như sau :

$$L_u = \frac{1}{2}(C_1^2 - W_1^2 + W_2^2 - C_2^2) \quad (3-70)$$

Trong phương trình (3.68) công suất P_u tính bằng J/s tức là bằng Watt. Nếu tính bằng kW thì công suất do dòng hơi sinh ra trên cánh động sẽ là :

$$P_u = 10^{-3} G_u (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) = 0,5 \cdot 10^{-3} G(C_1^2 - W_2^2 - C_2^2) \quad (3.71)$$

và mang tên công suất trên các cánh động của tầng tuốc bin.

Khi phân tích sự chuyển của hơi trong rãnh cánh của tầng tuốc bin, có thể xác định dễ dàng tốc độ tuyệt đối C_1 của dòng chảy khi ra khỏi dây ống phun (phương trình 3.20) và tìm được tốc độ tương đối W_1 của hơi khi vào cánh động qua tam giác tốc độ.

Phương trình bảo toàn năng lượng chung (3.16) cũng có thể ứng dụng cho dòng hơi trong rãnh của dây cánh động, nhưng năng lượng L_1 do dòng hơi cung cấp không được tính bằng 0, bởi vì khi chuyển động trong rãnh cánh quạt một phần năng lượng hơi được đem cung cấp cho rôto tuốc bin.

Theo hình 3.25 và Hình 3.27, và giả thuyết rằng trong các cánh động hơi giãn nở từ áp suất P_1 đến áp suất P_2 thì đối với 1 kg hơi chuyển động, khi không có trao đổi nhiệt với bên ngoài ($q = 0$), phương trình bảo toàn năng lượng có dạng :

$$i_1 + \frac{C_1^2}{2} = i_2 + \frac{C_2^2}{2} + L_u$$

Thay giá trị của L_u (công thức 3.70), đối với $G = 1$ kg/s, ta có

$$i_1 + \frac{C_1^2}{2} = i_2 + \frac{C_2^2}{2} + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2)$$

$$\text{Hay là } \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = i_1 - i_2 \quad (3.72)$$

Như vậy là, sự giảm entanpi của hơi do giãn nở trong rãnh cánh động sẽ làm tăng động năng trong chuyển động tương đối của dòng.

Từ đẳng thức (3.72), ta tìm được tốc độ ra tương đối :

$$W_2^2 = 2(i_1 - i_2) + W_1^2 \quad (3.73)$$

Nếu dòng chảy trong rãnh cánh động có tổn thất thì hơi sẽ giãn nở theo quá trình đẳng entrôpi. Trong trường hợp này, ký hiệu W_{2t} tốc độ ra tương đối của hơi ; i_{2t} - entanpi của hơi ở cuối quá trình giãn nở trong rãnh cánh động, đối với trường hợp dòng chảy lý thuyết ấy, ta có :

$$\frac{W_{2t}^2 - W_1^2}{2} = i_1 - i_{2t} = h_{02} \quad (3.74)$$

Suy ra,

$$W_{2t} = \sqrt{2(i_1 - i_{2t}) + W_1^2} = \sqrt{2h_{02} + W_1^2} = \sqrt{2\rho h_o + W_1^2} \quad (3.75)$$

Trong thực tế, do có tổn thất trong rãnh cánh động nên tốc độ ra tương đối W_2 đạt được ở đầu ra bé hơn W_{2t} , còn i_2 thì lớn hơn i_{2t} .

Trừ hai phương trình (3.74) và (3.72) với nhau ta có :

$$\Delta h_L = i_2 - i_{2t} = 0,5(W_{2t}^2 - W_2^2) \quad (3.76)$$

Đó là tổn thất năng lượng trong dây cánh động tính bằng J/kg.

Trong quá trình thực tốc độ dòng chảy W_2 có liên hệ với tốc độ dòng chảy lý thuyết W_{2t} bằng hệ số tốc độ ψ :

$W_2 = \psi W_{2t}$ thì tổn thất trong rãnh cánh động có thể biểu thị:

$$\Delta h_L = \frac{1}{2} \left(\frac{W_{2t}^2}{\psi^2} - W_{2t}^2 \right) = \frac{W_{2t}^2}{2} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \quad (3.77)$$

Nếu là tầng xung lực và không có giãn nở hơi trong rãnh cánh động, khi không có tổn thất thì $W_{2t} = W_1$ và $i_{2t} = i_1$. Đối với quá trình thực của dòng chảy trong tầng xung lực tổn thất sẽ là :

$$\Delta h_L = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} = \frac{W_1^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (3.78)$$

Biểu thức để tính công dòng hơi sinh ra trong các rãnh cánh động trên [xem các công thức (3.69) và (3.70)] được chứng minh trên cơ sở phương trình động lượng.

Mặt khác, công của dòng hơi cũng có thể tính bằng cách lấy năng lượng lý thuyết của tầng trừ đi các tổn thất phát sinh khi hơi chuyển động trong các bộ phận riêng lẻ của tầng.

Phương trình bảo toàn năng lượng với tất cả các tầng có thể trình bày dưới dạng

$$L_u = E_o - \Delta h_c - \Delta h_L \quad (3.79)$$

Ở đây :

E_o - năng lượng lý thuyết của tầng

Δh_c - tổn thất trong dây ống phun

Δh_L - tổn thất trong dây cánh động

Năng lượng lý thuyết của hơi đối với tầng làm việc có độ phản lực được trình bày dưới dạng ;

$$E_0 = \frac{C_0^2}{2} + h_{01} + h_{02} - \frac{C_2^2}{2} = \frac{1}{2}[(C_{1t}^2 - C_2^2) + (W_{2t}^2 - W_1^2)] \quad (3.80)$$

Thay biểu thức này vào công thức (3.79) và thay thế các tổn thất theo công thức (3.42) và (3.76), ta tìm được :

$$L_u = \frac{1}{2}[(C_{1t}^2 - C_2^2) + (W_{2t}^2 - W_1^2) \cdot (C_{1t}^2 - C_1^2) - (W_{2t}^2 - W_2^2)]$$

Sau khi biến đổi đơn giản ta có :

$$L_u = \frac{1}{2}[(C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2)]$$

Phương trình này trùng với phương trình (3.70) đã chứng minh trên kia.

Trong phần chứng minh trên đây ta lấy năng lượng lý thuyết bằng ;

$$E_o = \frac{C_o^2}{2} + h_{o1} + h_{o2} - \frac{C_2^2}{2}$$

Tức là , tổng các nhiệt giáng lý thuyết trong ống phun và cánh động của tầng và động năng của hơi đi vào trong tầng trừ đi động năng của dòng hơi ra khỏi tầng.

Nếu trong tầng lý tưởng, tốc độ ra của hơi bằng không, thì toàn bộ động năng có thể biến đổi hoàn toàn thành công và năng lượng lý thuyết của tầng ấy sẽ bằng :

$$E'_o = \frac{C_o^2}{2} + h_{o1} + h_{o2}$$

Trong trường hợp này phải coi động năng ra của dòng hơi khỏi tầng thực là tổn thất :

$$\Delta h_{c2} = C_2^2 / 2$$

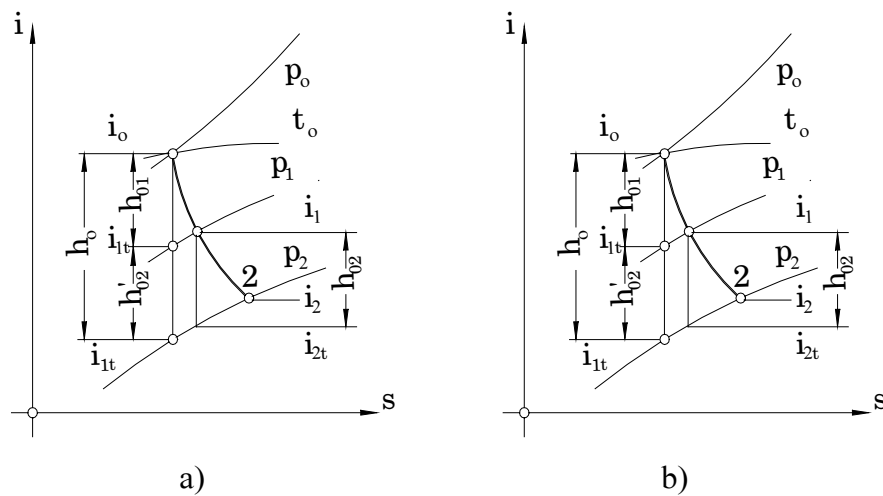
Tổn thất này được gọi là tổn thất tốc độ ra .

Với sự lý giải như vậy phương trình cân bằng năng lượng của tầng thực có dạng :

$$L_u = E'_o - \Delta h_c - \Delta h_L - \Delta h_{c2}$$

Cần nhấn mạnh rằng, khi nghiên cứu vấn đề công do dòng hơi sinh ra trong rãnh cánh động của tầng, ở mục này chỉ mới đề cập tới những tổn thất của tầng có liên quan trực tiếp tới dòng chảy trong phần chuyển hơi của tầng. Đó là tổn thất trong dây ống phun Δh_c tổn thất trong dây cánh động Δh_L và tổn thất bởi tốc độ ra Δh_{c2} .

Động năng bị mất trong rãnh cánh động sẽ biến thành nhiệt và cần được lưu ý khi dựng quá trình trên đồ i-s. Động năng của hơi khi rời cánh động cũng biến thành nhiệt, nếu không được đem sử dụng cho tầng tiếp theo.



H 3.28 Quá trình giãn nở của hơi trong tầng trên đồ thị $i-s$

Như vậy, quá trình nhiệt của tầng tuốc bin được biểu thị trên giản đồ $i-s$ (Hình.3.28a), đối với tầng phản lực và (Hình 3.28b) đối với tầng xung lực.

3.-7. Hiệu suất tương đối trên dãy cánh động của tầng tuốc bin

Hiệu suất tương đối trên dãy cánh động của tầng là tỷ số của công L_u do 1kg hơi sinh ra trong tầng trên động năng lý thuyết của nó E_o :

$$\eta_{OL} = \frac{L_u}{E_o}$$

Phải nói rằng, khái niệm về động năng lý thuyết đối với tầng tuốc bin tách riêng ra chừng mực nào đó có tính chất quy ước.

Thật vậy, như đã trình bày trong phần 3-6, động năng khi hơi đi ra khỏi tầng tuốc bin có thể được coi là tổn thất do độ làm việc không hoàn thiện của tầng ấy gây nên. Trong lúc đó trong tuốc bin nhiều tầng động năng của dòng hơi khi rời khỏi tầng ấy thường được sử dụng (hoàn toàn hoặc một phần) trong tầng tiếp theo. Cho nên, thích hợp nhất nếu hiểu động năng lý thuyết của tầng là tổng đại số :

$$E_o = \chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \chi_2 \frac{C_2^2}{2} \quad (3.81)$$

Trong đó $\chi_o \frac{C_o^2}{2}$ phần động năng của dòng hơi đem vào có thể sử dụng trong tầng ;

$h_o = h_{o1} + h_{o2}$ - nhiệt giáng lý thuyết

$\chi_2 \frac{C_2^2}{2}$ phần động năng của dòng hơi khi ra khỏi tầng và có thể dùng cho tầng tiếp theo.

Rõ ràng là các hệ số χ_o và χ_2 có thể dao động trong giới hạn từ 0 ÷ 1. Trường hợp khi động năng của dòng hơi ra không thể sử dụng được thì $\chi_2 = 0$, ngược lại, nếu điều kiện cấu tạo cho phép sử dụng hoàn toàn động năng của dòng hơi ra vào tầng tiếp theo thì $\chi_2 = 1$.

Hiệu suất tương đối trên dãy cánh động của tầng sẽ là :

$$\begin{aligned}\eta_{OL} &= \frac{L_u}{E_o} = \frac{L_u}{\chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \chi_2 \frac{C_2^2}{2}} \\ &= \frac{\chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \Delta h_c - \Delta h_L - \Delta h_{c2}}{\chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \chi_2 \frac{C_2^2}{2}}\end{aligned}\quad (3.82)$$

Hay là :

$$\begin{aligned}\eta_{OL} &= \frac{\chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \chi_2 \frac{C_2^2}{2} - \Delta h_c - \Delta h_L - \Delta h_{c2} + \chi_2 \frac{C_2^2}{2}}{\chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o - \chi_2 \frac{C_2^2}{2}} \\ &= 1 - \frac{\Delta h_c}{E_o} - \frac{\Delta h_L}{E_o} - \frac{\Delta h_{c2}}{E_o} (1 - \chi_2) \\ &= 1 - \xi_c - \xi_L - (1 - \chi_2) \xi_{c2}\end{aligned}\quad (3.83)$$

Các hệ số ξ ký hiệu các đại lượng tổn thất tương đối

Để ý rằng,

$$L_u = \frac{1}{2} [(C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2)]$$

$$\text{Và } \chi_o \frac{C_o^2}{2} + h_o = \frac{1}{2} [(C_{1t}^2 + (W_{2t}^2 - W_1^2)]$$

Ta viết công thức (3.82) dưới dạng;

$$\eta_{OL} = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{C_{1t}^2 - \chi_2 C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2}\quad (3.84)$$

Áp dụng công thức (3.69), ta tìm được :

$$\eta_{OL} = \frac{2u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)}{C_{1t}^2 - \chi_2 C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2}$$

$$= \frac{2u(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)}{C_{1t}^2 - \chi_2 C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} \quad (3.85)$$

Những công thức này chứng tỏ rằng hiệu suất trên cánh quạt tuốc bin là một quan hệ phụ thuộc rất phức tạp vào tốc độ của dòng hơi và hướng chuyển động của nó.

Biểu thức tính hiệu suất η_{OL} có thể biến đổi theo dạng sau đây :

Giả thiết cho rằng nhiệt giáng lý thuyết của tầng $h_o = h_{oL} + h_{o2}$ có thể biểu thị dưới dạng động năng :

$$h_o = \frac{C_a^2}{2}$$

Trong đó C_a là tốc độ quay quy ước (ảo) của dòng chảy.

Thế thì có thể viết :

$$\eta_{OL} = \frac{2u(C_1 \cos \alpha_1 + W_2 \cos \beta_2 - u)}{\chi_o C_o^2 + C_a^2 - \chi_2 C_2^2} \quad (3.86)$$

Nếu ta xét một trong các tầng trung gian của tuốc bin nhiều tầng, thì thường có thể chấp nhận :

$$\chi_o C_o^2 \approx \chi_2 C_2^2$$

Ngoài ra, ta thay :

$$C_1 = \varphi \sqrt{2(1-\rho)h_o + \chi_o C_o^2} = \varphi C_a \sqrt{1-\rho + \delta_1}$$

trong đó,

$$\delta_1 = \chi_o \left(\frac{C_o}{C_a} \right)^2$$

Cũng như vậy, đối với W_2 :

$$W_2 = \psi \sqrt{2\rho h_o + W_1^2} = \psi C_a \sqrt{\rho + \delta_2}$$

trong đó,

$$\delta_2 = \left(\frac{W_1}{C_a} \right)^2$$

Đặt các đại lượng ấy vào trong công thức (3.86), ta tìm được :

$$\eta_{OL} = 2 \frac{u}{C_a} \left(\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho + \delta_1} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\rho + \delta_2} - \frac{u}{C_a} \right)$$

hay là, ký hiệu $x_a = u/c_a$, ta có :

$$\eta_{OL} = 2 x_a \left(\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho + \delta_1} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\rho + \delta_2} - x_a \right) \quad (3.87)$$

Dưới dạng này hiệu suất trên cánh quạt là hàm của tỷ số tốc độ $x_a = u/c_a$ và độ phản lực ρ . Ngoài ra, trong biểu thức ấy còn có các góc α_1 , β_2 và đại lượng δ_1 và δ_2 .

Như đã biết, δ_1 phụ thuộc động năng của dòng đi vào tầng C_o^2 , còn δ_2 là hàm số của các biến số $W_1, x_a, \varphi, \alpha_1, \beta_2$.

Trong một số trường hợp riêng biểu thức cho hiệu suất η_{OL} có dạng đơn giản hơn.

Ví dụ :

Tầng xung lực ($\rho = 0$), làm việc với tổn thất hoàn toàn bởi tốc độ ra, không sử dụng động năng của hơi đi vào tầng. Phương trình (3.87) có dạng :

$$\begin{aligned}\eta_{OL} &= 2 x_a \left(\varphi \cos \alpha_1 - x_a + \psi \cos \beta_2 \frac{W_1}{C_a} \right) \\ &= 2 x_a (\varphi \cos \alpha_1 - x_a) \left(1 + \frac{\psi W_1 \cos \beta_2}{C_a \varphi \cos \alpha_1 - u} \right) \\ &= 2 x_a (\varphi \cos \alpha_1 - x_a) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (3.88)\end{aligned}$$

Bởi vì $\rho = 0$, tốc độ $C_1 = \varphi C_a$ cho nên công thức (3.88) cũng có thể viết

$$\eta_{OL} = 2 \varphi^2 x_1 (\cos \alpha_1 - x_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (3.89)$$

trong đó,

$x_1 = u/x_1$ - tỷ số tốc độ vòng trên tốc độ thực C_1 của dòng chảy

Tỷ số tốc độ được xác định từ tam giác tốc độ ở đầu vào dãy cánh động.

Các công thức (3.88) và (3.89) đối với hiệu suất trên dãy cánh của tầng xung lực do giáo sư Banki chứng minh và được mang tên ông.

Chú ý rằng, khi chứng minh các công thức trên, đã quy định rằng, góc vào trong cánh quạt β_1 không phải là đại lượng cố định, mà luôn thích ứng với hướng đi của tốc độ tương đối W_1 .

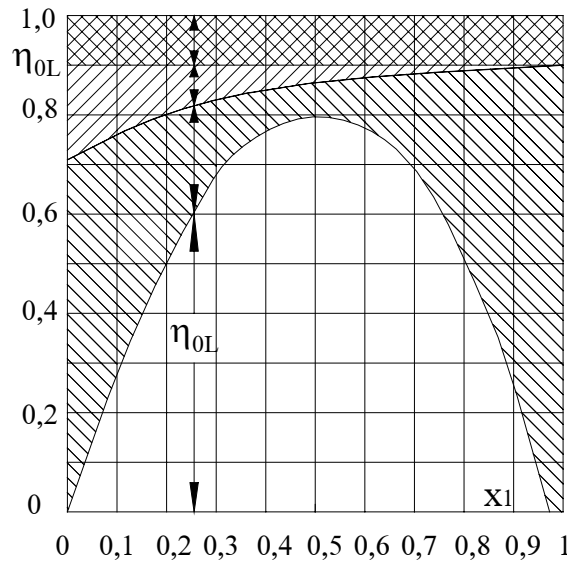
Nếu coi hiệu suất chỉ phụ thuộc vào tỷ số x_1 , và giả thiết rằng hệ số ψ không phụ thuộc vào x_1 , còn góc vào cánh động luôn bằng β_1 , tức là $\beta_1 = \text{const}$, thì đường cong thay đổi hiệu suất có dạng parabol (Hình 3.29).

Parabol cắt trục tọa độ ở các giá trị $x_1=0$ và $x_1 = \cos \alpha_1$, bởi vì tại các điểm này $\eta_{OL} = 0$. Giá trị cực đại của hiệu suất $\eta_{OL}^{\max}$ sẽ đạt được khi có tỷ số tốc độ tối ưu. Muốn vậy, ta lấy đạo hàm $d\eta_{OL}/dx_1$ và cho bằng không, ta được :

$$\frac{d\eta_{OL}}{dx_1} = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) (\cos \alpha_1 - x_1 - x_1) = 0$$

từ đây,

$$x_1 = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (3.90)$$



Hình 3.29 Sự phụ thuộc hiệu suất của tầng xung lực vào tỷ số $x_1 = u/C_1$

Như vậy là, muốn đạt được hiệu suất cực đại của tầng xung lực, cần bảo đảm cho tỷ số tốc độ $x_1 = u/c_1 = \cos \alpha_1/2$. Bởi vì góc α_1 thường không lớn ($\alpha_1 = 8 \div 14^\circ$) nên tỷ số tốc độ tối ưu nằm vào khoảng $0,4 \div 0,5$.

Đặt giá trị x_1 này vào công thức (3.89), ta có hiệu suất cực đại trên vành cánh động ;

$$(\eta_{OL})_{\max} = \frac{\varphi^2}{2} \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)$$

bằng định luật thay đổi các tổn thất trong ống phun, cánh động và tổn thất bởi tốc độ ra tùy thuộc vào tỷ số tốc độ x_1 . Biểu thị các tổn thất bằng một phần năng lượng lý thuyết và trừ tổng các tổn thất ấy với một, ta sẽ được đường cong hiệu suất trên cánh động của tầng như nhau (H 3.29).

Đồ thị này cho ta thấy tổn thất bởi tốc độ phụ thuộc nhiều nhất vào tỷ số tốc độ x_1 . Với cùng x_1 hiệu suất cực đại sẽ đạt được khi tổn thất tốc độ ra là bé nhất.

Ví dụ 2 :

Một trường hợp khác về hiệu suất là với tầng phản lực có độ phản lực $p = 0,5$.

Trong trường hợp này cánh hướng và cánh động thường được chế tạo sao cho $\alpha_1 = \beta_2$, còn tốc độ $W_2 = C_1$. Ngoài ra, có thể chấp nhận $\varphi = \psi$. Đối với tầng phản lực trung gian $\chi_o = \chi_2 = 1$. Trong trường hợp này công thức (3.87) được biến đổi sang dạng :

$$\eta_{OL} = 2x_a \left(2\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{1}{2} + \left(\frac{W_1}{C_a} \right)^2} - x_a \right) \quad (3.91)$$

Chú ý rằng, trong trường hợp này :

$$C_a^2 = \frac{C_1^2}{\varphi} - W_1^2 + \frac{W_2^2}{\psi^2} - C_2^2 = \left(\frac{C_1^2}{\varphi^2} - W_1^2 \right)$$

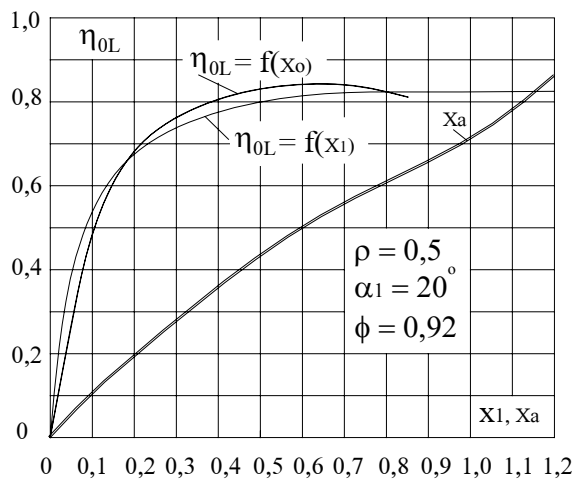
Vậy, sau khi biến đổi , ta tìm được ;

$$\begin{aligned}\eta_{OL} &= 2x_a \left[2\phi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{2\left(\frac{C_1^2}{\phi^2} - W_1^2\right) + 2W_1^2}{2C_a^2}} - x_a \right] \\ &= 2x_a \left(2\cos \alpha_1 \frac{C_1}{C_a} - x_a \right)\end{aligned}\quad (3.92)$$

Có thể biểu thị hiệu suất trên vành cánh động của tầng phản lực phụ thuộc vào $x_1 = u / C_1$ bằng cách xác định trực tiếp từ tam giác tốc độ.

Muốn vậy ta biến đổi công thức (3.84) :

$$\begin{aligned}\eta_{OL} &= \frac{C_1^2 - C_2^2}{C_{1t}^2 - C_2^2} = \frac{C_1^2 - W_1^2}{C_{1t}^2 - C_1^2 + C_1^2 - W_1^2} \\ &= \frac{2uC_1 \cos \alpha_1 - u^2}{C_1^2 \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right) + 2uC_1 \cos \alpha_1 - u^2} \\ &= \frac{x_1(2\cos \alpha_1 - x_1)}{\frac{1}{\phi^2} - 1 + x_1(2\cos \alpha_1 - x_1)} \\ &= \frac{1}{\frac{\frac{1}{\phi^2} - 1}{x_1(2\cos \alpha_1 - x_1)} + 1}\end{aligned}\quad (3.93)$$



Hình 3.30 Sự phụ thuộc hiệu suất của tầng phản lực vào x_1 và x_a

Cũng như trong trường hợp của tầng xung lực, hiệu suất của tầng phản lực phần lớn phụ thuộc vào x_1 (Hình 3.30)

Biểu thức (3.93) sẽ đạt tới giá trị cực đại nếu giá trị ở mẫu số bé nhất.

Giá trị bé nhất của mẫu số ứng với giá trị lớn nhất của biểu thức

$$y = x_1 (2\cos \alpha_1 - x_1)$$

Lấy đạo hàm dy/dx_1 và cho bằng không, ta có:

$$\frac{dy}{dx_1} = 2 \cos \alpha_1 - x_1 - x_1 = 0 \text{ Từ đây, giá trị } x_1 \text{ để có } \eta_{OL} \text{ lớn nhất sẽ là } x_1 = \cos \alpha_1$$

Trong trường hợp này, hiệu suất cực đại trên vành cánh động của tầng phản lực bằng :

$$(\eta_{OL})_{\max} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{\frac{1}{\phi^2} - 1 + \cos^2 \alpha_1}$$

Đối với tầng với độ phản lực $\rho = 0,5$ có thể thiết lập quan hệ phụ thuộc giữa C_a và C_1 cũng như giữa x_a và x_1

Từ quan hệ

$$\frac{C_a^2}{2} = h_{01} + h_{02}$$

$$\text{ta có : } C_a^2 = 2C_1^2 \left[\frac{1}{\phi^2} \cdot \left(\frac{W_1}{C_1} \right)^2 \right]$$

Từ biểu thức của tam giác nghiêng :

$$\left(\frac{W_1}{c_1} \right) = 1 - 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 + \left(\frac{u}{c_1} \right)^2$$

$$\text{Ta có } C_a^2 = 2C_1^2 \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 + 2x_1 \cos \alpha_1 - x_1^2 \right)$$

Suy ra :

$$x_a = \frac{x_1}{\sqrt{2 \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 + 2x_1 \cos \alpha_1 - x_1^2 \right)}} \quad (3.94)$$

$$\text{hay là } x_a = \frac{1}{\sqrt{2 \left(\frac{\frac{1}{\phi^2} - 1}{x_1^2} + \frac{2 \cos \alpha_1}{x_1} - 1 \right)}}$$

Giá trị x_a tối ưu để có $(\eta_{OL})_{\max}$ sẽ tìm được bằng cách thay thế vào công thức (3.94) $x_1 = \cos \alpha_1$, và

$$(x_a)_{tu} = \frac{\cos \alpha_1}{\sqrt{2 \left(\frac{1}{\phi^2} - \sin^2 \alpha_1 \right)}} \quad (3.95)$$

Trên Hình 3.30 cùng với đường cong $\eta_{OL} = f(x_I)$ còn ghi thêm đồ thị x_I và $\eta_{OL} = f(x_a)$.

Theo công thức (3.95) có thể tìm được tỷ số $(x_a)_{tu}$ cho tầng phản lực. Chú ý rằng trong dấu căn dưới mẫu số gần bằng một tức là :

$$\frac{1}{\varphi^2} - \sin^2 \alpha_1 \approx 1$$

nên có thể viết $(x_a)_{tu} = \frac{\cos \alpha_1}{\sqrt{2}}$ (3.96)

So sánh giữa hai tỷ số tốc độ tối ưu x_a^p và x_a^{ak} ;

$$\frac{x_a^p}{x_a^{ak}} = \frac{\cos \alpha_1}{\sqrt{2}} : \frac{\cos \alpha_1}{2} = \sqrt{2}$$

Ta thấy rằng tỷ số tối ưu của tầng phản lực lớn hơn $\sqrt{2}$ lần tỷ số tối ưu x_a^{ak} của tầng xung lực và tốc độ vòng và x_a như nhau, nhiệt giáng của tầng xung lực lớn gần gấp đôi nhiệt giáng của tầng phản lực :

$$\frac{h_o^{ak}}{h_o^p} = \frac{\left(\frac{C_a^{ak} u}{2 \cdot u} \right)^2}{\left(\frac{C_a^p u}{2 \cdot u} \right)^2} = \frac{\left(\frac{u}{x_a^{ak}} \right)^2}{\left(\frac{u}{x_a^p} \right)^2} = (\sqrt{2})^2 = 2.$$

CHƯƠNG 4
CÁC TỔN THẤT CỦA DÒNG
KHI CHUYỂN ĐỘNG QUA CÁNH

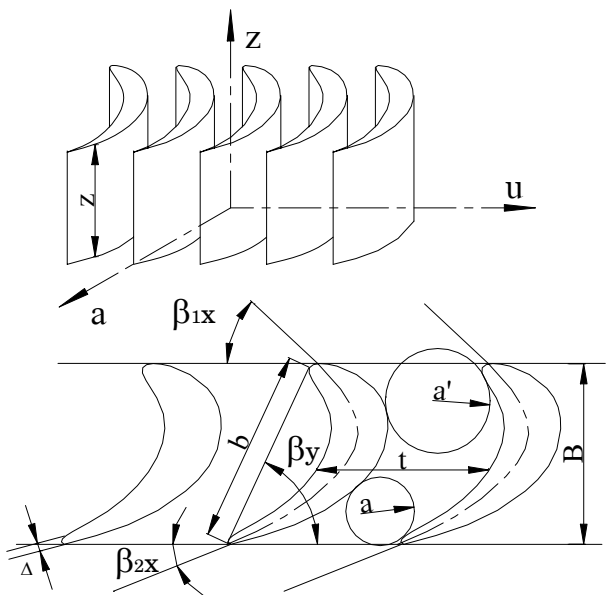
Để xác định được các tổn thất của dòng (hơi, khí) khi chuyển động qua cánh người ta thường dùng phương pháp thực nghiệm, thông thường dùng ống khí động. Những tổn thất này thường phụ thuộc vào đặc tính hình học và chế độ dòng chảy.

4-1. Đặc tính kích thước hình học của dãy cánh và chế độ dòng chảy

Trong tầng tuốc bin gồm có dãy ống phun (cánh hướng) và dãy cánh động. Dãy ống phun là tổ hợp các cánh quạt bất động của tầng tuốc bin được lắp trên stato (phần tĩnh) của tuốc bin. Dãy cánh động là tổ hợp các cánh quạt động của tầng tuốc bin, được lắp lên rôto tuốc bin.

Tất cả cánh quạt của dãy ống phun đều có dạng pôfin giống nhau và được bố trí cách đều nhau. Tương tự như vậy, cánh động cũng được bố trí cách đều nhau và có cùng một dạng pôfin như nhau.

4.1.1 Đặc tính kích thước hình học.



Hình 4.1. Đặc tính hình học của các dãy cánh

Đặc tính hình học của các dãy cánh của tầng dọc trục được biểu thị trên hình 4-1:

b - Cung của pôfin (cung cánh): khoảng cách giữa những điểm xa nhất của pôfin.

t - Bước của dãy cánh - khoảng cách giữa các pôfin kề nhau.

B - Chiều rộng của dãy cánh: khoảng cách theo đường thẳng góc với mặt tiếp giáp dãy cánh.

l - Chiều cao hay chiều dài cánh quạt.

d - Đường kính trung bình của dãy cánh - đường kính của vòng tròn đi qua các điểm chia đôi chiều cao cánh quạt.

Δ - Bề dày của mép ra cánh quạt - đường kính của vòng nội tiếp giữa các đường viền của prôfin ở gần mép ra.

a - Cổ (chiều rộng của rãnh) - kích thước bé nhất của rãnh ở đầu ra khỏi dãy cánh. Nó được đo bằng đường kính của vòng tròn nội tiếp trong rãnh.

e - Độ phun hơi - tỷ số của đoạn cung có ống phun L trên toàn bộ chiều dài của vòng tròn theo đường kính trung bình của dãy cánh.

$$e = \frac{L}{\pi d}$$

α_{1E} - góc ra hữu hiệu (đối với ống phun cánh hướng)

$$\alpha_{1E} = \arcsin \frac{a_1}{t_1}$$

Thông số hình học này thường được dùng để xác định hướng của dòng sau dãy cánh.

Thường thì các thông số hình học của dãy cánh người ta ký hiệu như sau :

- Đối với dãy ống phun (cánh hướng) : $b_1, t_1, B_1, l_1, d_1, \Delta_1, a_1, \alpha_{1E} \dots$

- Đối với dãy cánh động $b_2, t_2, B_2, l_2, d_2, \Delta_2, a_2, \alpha_{2E} = \arcsin a_2/t_2$

α_y, β_y là góc đặt của prôfin trong dãy cánh - góc giữa giây cung b và tâm của dãy cánh.

Ngoài ra các đặc tính trên còn hay sử dụng khái niệm về góc cos (góc hình học) của mép vào prôfin (α_{0k}, β_{1k}) (Hình 4.2 b), nghĩa là góc nằm giữa đường tiếp tuyến với đường tâm của prôfin ở đầu vào dãy cánh và phương của tốc độ vòng. Đường tâm của prôfin là đường bao gồm những điểm nằm cách đường viền prôfin đều nhau ($\delta = \beta - \beta_k$ gọi là góc va). Đối với ống phun và cánh động phản lực thông thường α_{0k}, β_{1k} gần bằng 90° , đối với cánh xung lực bé hơn 90° rất nhiều.

Cùng với các đặc tính hình học tuyệt đối người ta còn dùng các thông số hình học tương đối của các dãy cánh:

Bước tương đối $\bar{t} = t/b$; chiều cao tương đối $\bar{l} = l/b$; bề dày tương đối của mép ra $\bar{\Delta} = \Delta/O$; độ rẽ quạt :

$$g = \frac{1}{\theta} = \frac{l}{d}$$

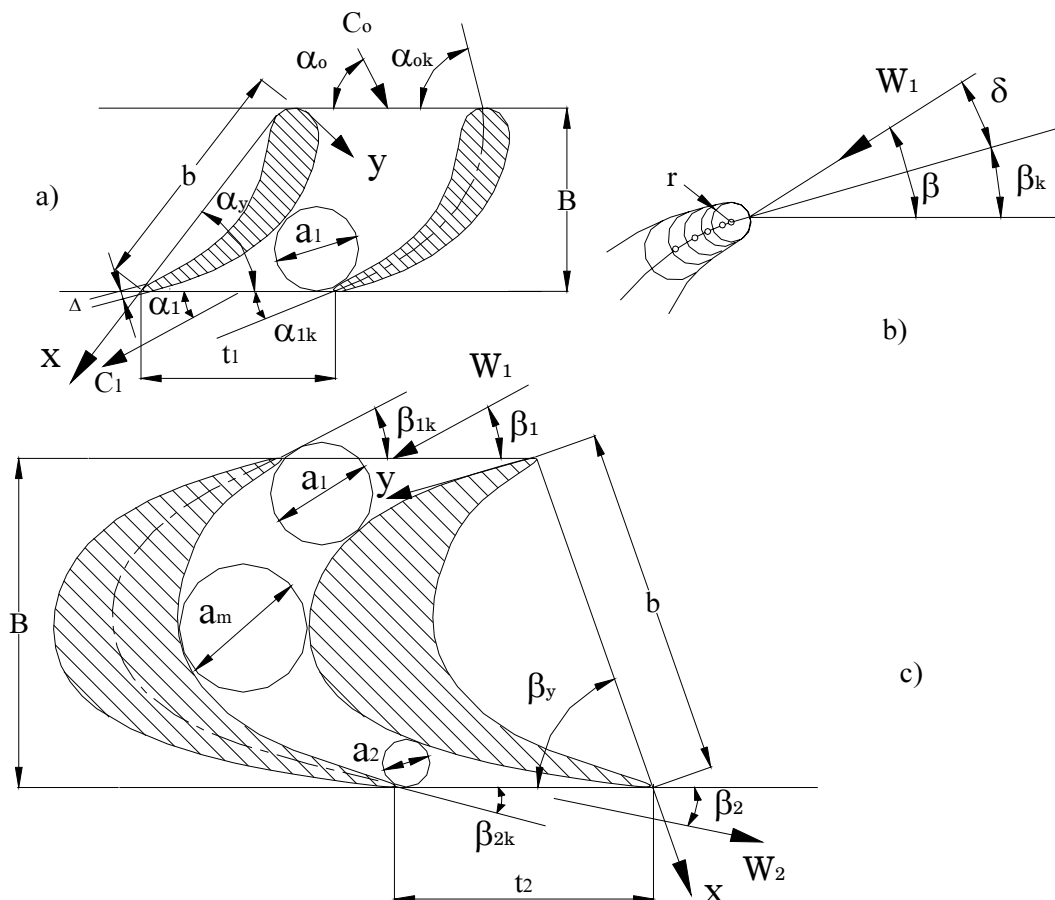
Sự liên hệ giữa độ rẽ quạt của dãy cánh và tỷ số của đường kính trên chiều dài cánh quạt ($\theta = d/l$) có thể biểu thị bằng đẳng thức :

$$g = \frac{\theta + l}{\theta - l} \quad (4-1)$$

Dựa vào các thông số hình học cho ta ghép nhóm các dãy cánh đồng dạng có kích thước hình học tuyệt đối khác nhau.

Trong ngành chế tạo tuốc bin có thể chia các dãy cánh ra từng loại theo các dấu hiệu khác nhau :

- 1) Dây ống phun và dây cánh động phản lực (hình 4-2a)
- 2) Dây cánh động và cánh hướng xung lực (hình 4-2c)



Hình: 4.2 Prôfin các dây cánh của tầng tuốc bin

- a) Dây cánh phản lực nhỏ dần
- b) Sơ đồ xác định góc α_{ok} (β_{1k})
- c) Prôfin các dây cánh xung lực

Trong giới hạn mỗi loại (1 và 2) có thể chia dây cánh ra một số nhóm theo số $\max M$ ở đầu vào hoặc đầu ra

- Nhóm A - dưới âm ($M < M_*$; $M \approx 0,3 + 0,9$)
- Nhóm Γ - gần âm ($M_* < M < 1,2$)
- Nhóm B - vượt âm ($1,1 < M < 1,3$)
- Nhóm P - to dần ống phun Lavan ($M > 1,3 \div 1,5$)
- Nhóm Π (lưng gãy) - phạm vi thay đổi tốc độ lớn

Trong kỹ thuật người ta dùng ký hiệu các dạng cánh như sau :

Chữ cái đầu C - ống phun hay là P - cánh động ; chữ số - giá trị trung bình của góc vào (α_0 hay là β_1) ; chữ số tiếp theo - giá trị trung bình của góc ra hữu hiệu (α_{1E} hay là β_{1E}); chữ cái cuối cùng - loại profin

Ví dụ: C - 90 - 12A nghĩa là dãy ống phun dùng cho tốc độ dưới âm với góc ra vào $\alpha_0 \approx 90^\circ$ và góc ra hữu hiệu $\alpha_{1E} \approx 12^\circ$.

Khi thiết kế dãy cánh hay phân tích dòng hơi trong đó cần sử dụng các phương pháp tính toán lý thuyết cũng như nghiên cứu thực nghiệm. Ta thấy rằng, đặc tính các dãy cánh không chỉ phụ thuộc nhiều vào kích thước hình học mà nó phụ thuộc vào chế độ dòng chảy nữa . Nhóm thông số chế tạo bao gồm α_0 , β_1 - góc vào dãy cánh của dòng, C , W - tốc độ ở đầu vào hoặc đầu ra khỏi dãy ống phun hay là dãy cánh động đó giảm nở P_1/P_0 ; P_2/P_1 số max $M_a = C/a$ số, Reynolds $R_e = Cb/\gamma$; γ độ nhớt động học, $x_a = u/C_a$; $x_1 = u/C_1$ - tốc độ vòng tương đối ; u - tốc độ vòng ; C_a - tốc độ quy ước ; tương đương với nhiệt giáng lý thuyết trong tầng v.v ...

Chú ý rằng, những thủ thuật hiện có để giải bằng lý thuyết, các bài toán trên là rất đồ sộ, tốn nhiều công sức và cũng không tính được hết một số yếu tố khác. Cho nên thường người ta trực tiếp dựa vào các kết quả thí nghiệm, trong đó có tính đến ảnh hưởng của độ nhớt và độ chịu nén của chất lỏng. Bảng thí nghiệm có thể xác định được các đặc tính năng lượng và khí động lực học.

4.1.2 Đặc tính khí động học của dãy cánh

Các đặc tính khí động lực học rất cần cho việc tính toán nhiệt các tầng tuốc bin, mà chủ yếu là hệ số tổn thất động năng, hệ số tốc độ, hệ số lưu lượng và góc ra khỏi dãy cánh của dòng.

- *Hệ số tổn thất động năng trong dãy cánh* là tỷ số các tổn thất năng lượng trong dòng trên năng lượng lý thuyết của dòng trên dãy cánh :

+ Đối với dãy ống phun :

$$\zeta_c = \frac{\Delta h_c}{h_{o1}} \quad (4-2)$$

+ Đối với dãy cánh động

$$\zeta_L = \frac{\Delta h_1}{h_{o2}} \quad (4-3)$$

Hệ số tổn thất năng lượng của dãy cánh phụ thuộc vào các đặc tính hình học và các thông số chế độ dòng (số M, số R_e , các góc của dòng v.v...) ta sẽ nghiên cứu sau :

- *Hệ số tốc độ* được xác định theo các công thức :

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1t}} ; \quad \psi = \frac{W_2}{W_{2t}}$$

Trong đó : C_1 , W_2 , C_{1t} , W_{2t} - tốc độ sau dãy cánh trong quá trình thực lý thuyết.

Nếu tổn thất năng lượng trong dây cánh là bằng hiệu của các động năng ở đầu ra khỏi dây cánh trong dòng chảy lý thuyết và dòng thực, còn năng lượng lý thuyết là động năng của dòng ở đầu ra khỏi cánh trong quá trình đẳng entrôpi thì :

$$\zeta_c = \frac{C_{2t}^2 / 2 - C_1^2 / 2}{C_{1t}^2 / 2} = 1 - \varphi^2 \quad (4-2,a)$$

$$\zeta_L = \frac{W_{2t}^2 / 2 - W_1^2 / 2}{W_{1t}^2 / 2} = 1 - \psi^2 \quad (4-2,b)$$

Như vậy là khi biết được các đặc tính của dây cánh ζ_c và ζ_L thì có thể tìm được các đặc tính khí động khác φ và ψ một cách dễ dàng.

- *Hệ số lưu lượng của dây cánh* là tỷ số của lưu lượng thực đi qua dây cánh trên lưu lượng trọng khối lý thuyết của môi chất đi qua dây cánh ấy.

$$\mu = G / G_t \quad (4-3)$$

Lưu lượng thực của môi chất khác với lưu lượng lý thuyết là do trường tốc độ tại tiết diện ra của dây cánh không đồng đều. Đó là do có lớp biên ở phía lồi, phía lõm của cánh quạt và trên bề mặt mút của rãnh cánh, cũng như do trường áp suất không đều tại tiết diện ra của rãnh [áp suất ở vách lưng (lồi) bé hơn áp suất ở vách bụng (lõm)]. Khi xác định lưu lượng lý thuyết đã giả định rằng, áp suất tại tiết diện ra giữ không đổi và bằng áp suất sau dây cánh. Đối với hơi ẩm, lưu lượng thực khác với lưu lượng lý thuyết cũng là do ảnh hưởng của quá trình quá lạnh, do có giọt nước trong dòng. Khi xác định hệ số lưu lượng của dây cánh có thể dùng lý thuyết lớp biên để xác định lưu lượng thực. Nhưng thường thì hệ số lưu lượng được xác định bằng thực nghiệm theo lưu lượng đo được.

Hệ số lưu lượng của dây ống phun và cánh động phụ thuộc vào các đặc tính hình học và thông số chế độ.

- *Góc ra của dòng khỏi cánh động* (α_1, β_2) gọi là giá trị trung bình của các góc định hướng của véc tơ tốc độ thực sau dây cánh, Nhờ phương trình động lượng ta tiến hành lấy trung bình theo bước t và theo chiều l.

Ví dụ: góc ra khỏi dây ống phun tìm được theo công thức :

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int_{(l)} \int_{(t)} \sin \alpha_1 \frac{C_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl}{\int_{(l)} \int_{(t)} \frac{C_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl} \quad (4-4)$$

Trong thực tế góc ra khỏi dây cánh thường được xác định bằng thực nghiệm. Nếu không có những số liệu thí nghiệm, đối với dây cánh của tuốc bin hiện đại có tốc độ dưới âm, góc ra thực được chấp nhận bằng giá trị của góc ra hữu hiệu.

+ Đối với dây ống phun :

$$\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1E} = \frac{a_1}{t_1} \quad (4-5)$$

+ Đối với dây cánh động :

$$\sin \beta_2 \approx \sin \beta_{2E} = \frac{a_2}{t_2} \quad (4-6)$$

Sự chênh lệch góc ra thực khỏi góc hiệu dụng thường không lớn lắm. Trong dây cánh có tổn thất năng lượng lớn thì góc ra thực thường lớn hơn góc ra hữu hiệu.

- *Hệ số áp suất dọc đường viền của bề mặt lưng và bụng cánh:*

Ngoài ra, tính chất phân phối áp suất trong các rãnh cánh cũng có ảnh hưởng đến quyết định định tới các tổn thất tổng, tổn thất prôfin và lực vòng do dây cánh sinh ra. Vì vậy trong thí nghiệm theo quy tắc người ta xác định hệ số áp suất dọc đường viền của bề mặt lưng và bụng cánh :

$$\overline{p} = \frac{p_i - p_1}{\rho C_1^2 / 2} \quad (4-7)$$

Trong đó : p_1 , ρ_1 , C_1 - áp suất , mật độ và tốc độ của dòng sau dây cánh ;

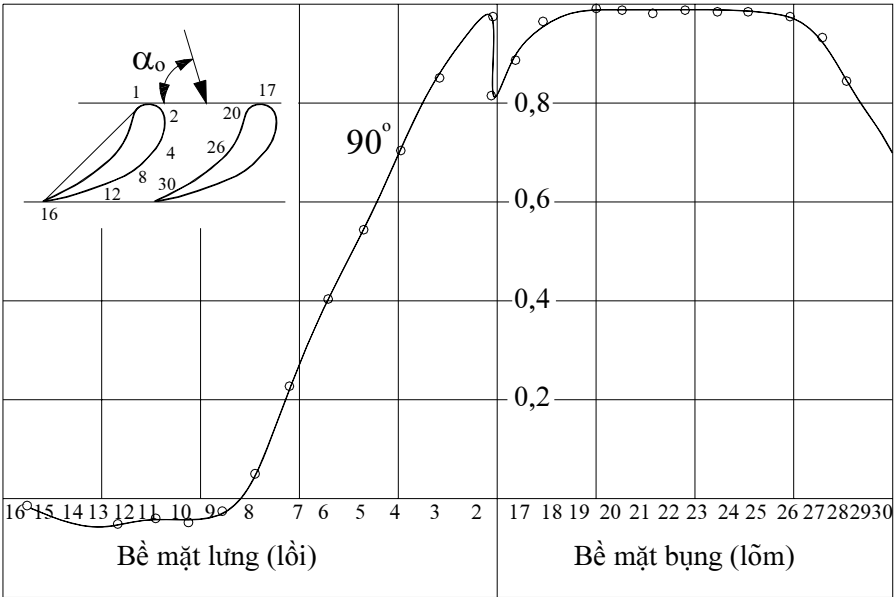
p_i - áp suất cục bộ tại các điểm đo trên prôfin.

Để phân tích sự chuyển động của dòng bao quanh dây cánh ta xét đến sự phân phối áp suất p tương ứng là tốc độ C theo đường viền của bề mặt prôfin. Sự phân bố đó sẽ chỉ rõ dòng nào trong dây cánh là tăng tốc hay là giảm tốc (tăng áp) và cho ta xác định tính chất của lớp biên, tính toán các đặc tính của nó, phát hiện khả năng và chỗ bị đứt dòng.

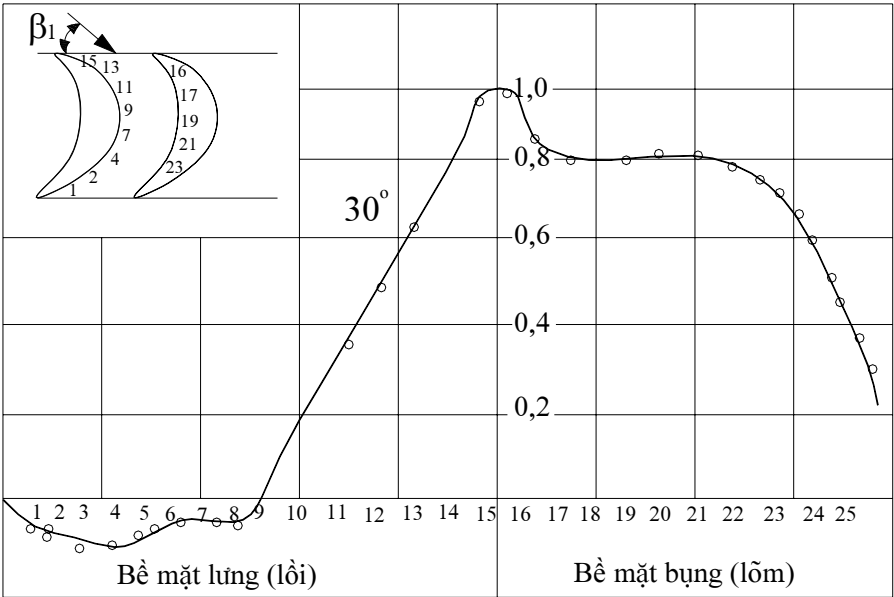
Trên hình 4.3 trình bày sự thay đổi áp suất xung quanh prôfin của hai dây cánh ống phun và cánh động có rãnh nhỏ dần. Trong dây cánh ống phun (hình 4.3a) ở mép vào dòng tự phân nhánh. Tại điểm phân nhánh tốc độ bằng 0 và áp suất đạt tới giá trị lớn nhất. Sau điểm phân nhánh khi dòng chảy qua mép vào đã được làm tròn do đó dòng sẽ gia tốc. Sau đó sự phân bố áp suất phụ thuộc vào hình dạng của prôfin và rãnh cánh. Trên bề mặt lưng (lồi) của prôfin dòng tiếp tục được gia tốc mạnh cho điểm 9 ÷ 11 trong miền cắt vát của dây cánh ở đoạn lưng này áp suất p bé hơn áp suất sau dây cánh p_1 . Ở đoạn lưng giữa các điểm 11 và 15 áp suất tăng lên và tại mép ra sẽ đạt tới giá trị gần với p_1 .

Tính chất phân phối áp suất trên bề mặt lõm có khác. Do dòng gia tốc đột ngột ở mép vào áp suất vẫn giữa gần như không đổi đến điểm 27 chỉ khi đến gần mép ra (điểm 27 ÷ 30) áp suất p mới giảm và dòng lại gia tốc.

Như vậy là ở lưng và ở bụng sẽ tạo thành vùng có gradien áp suất âm, bằng 0 và dương tức là gia tốc, có tốc độ không đổi và có giảm. Trong dây cánh này vùng gradien áp suất dương (vùng tăng áp) nằm ở đoạn ra của lưng prôfin.



a)

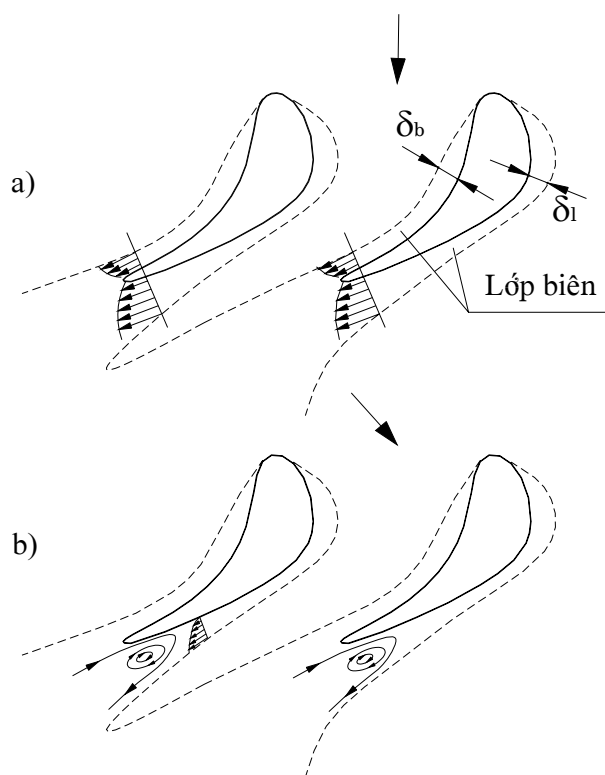


b)

Theo đặc điểm của dòng bao bề mặt cong có thể nói rằng dòng chảy tăng tốc (với gradien áp suất âm $dP < 0$) là tốt nhất. Ở đây, bắt đầu từ điểm 2 trên lưng profile và từ điểm 27 trên bụng profile, bề dày lớp biên ở theo dòng chảy tăng lên không đáng kể, và trong một số điều kiện còn có thể mỏng đi. Đoạn $dP \approx 0$ (điểm 19 - 27) đặc trưng cho sự tăng lên của lớp biên. Sự tăng trưởng lúc đầu của lớp biên xảy ra khi dòng bao mép vào. ở đây tại một đoạn không lớn, áp suất P tăng lên. Trên lưng profile, tại miền cắt vát bề dày của lớp biên tăng lên rất nhiều ; tại đây trong nhiều

trường hợp lớp biên còn bị chảy rối, và ở vùng tăng áp $dP > 0$ (điểm 11-16) có khả năng lớp biên bị tách.

Sơ đồ tạo thành lớp biên và sự thay đổi bề dày δ của nó khi bao quanh dây ống phun được trình bày trên Hình 4.4.



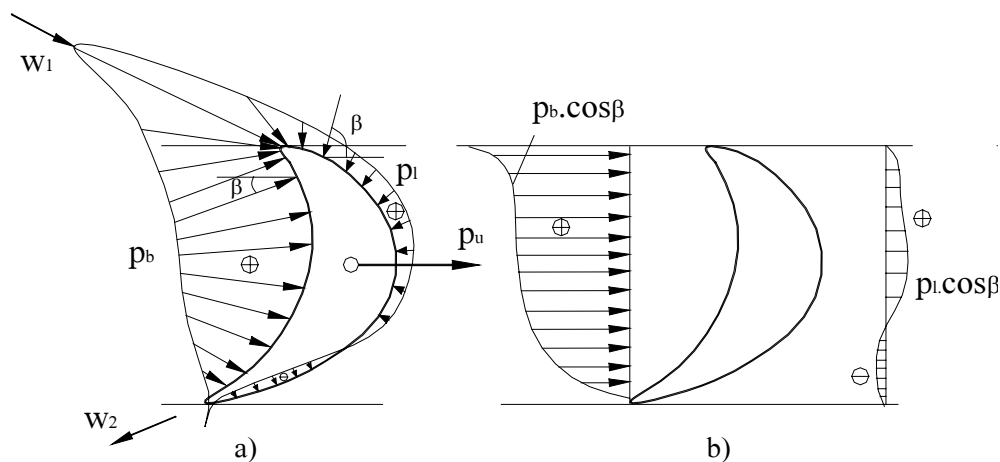
Hình 4.4 Sơ đồ tạo thành lớp biên trên profile dây cánh ống phun
a) Dòng bao không bị đứt b) dòng bao bị đứt

Sự phân bố áp suất theo profile của dây cánh xung lực, tức là độ thất dần của rãnh bé cũng được trình bày trên Hình 4.3,b.

Ở đoạn vào của lưng profile cũng có gia tốc như ở dây ống phun. Sau đó lại có gia tốc dòng và áp suất giảm xuống đến giá trị bé nhất ở gần mép ra (điểm 2,3). Tiếp theo đó là đoạn tăng áp, trong áp suất tăng lên đến p_2 (áp suất sau dây cánh).

Trên bề mặt lõm áp suất cũng giảm rất mạnh ở gần mép vào, sau đó tăng lên rồi giảm từ từ đến 21 - 22. Tiếp theo (sau điểm 23) ta thấy áp suất giảm rất nhanh xuống P_2 . Do điều kiện ở đầu vào dây cánh ít thuận tiện hơn, do đoạn có tốc độ dòng không đổi

khá lớn., do sự bắt đầu giãn nở lại ($P > P_2$) trước miền cắt vát (điểm 7) và do tăng áp suất quá nhanh trong vùng tăng áp nên hệ số tổn thất năng lượng khi dòng bao quanh dây cánh kiểu xung lực sẽ lớn hơn khi bao quanh dây cánh ống phun (đã được thực nghiệm chứng minh).



Hình 4.5: Biểu đồ áp suất trên profin dây cánh động (a) và hình chiếu áp suất trên bề mặt lưng (P_l) và bụng (P_b) của profin (b) theo hướng tốc độ vòng

Có thể trình bày sự phân bố áp suất quanh profin cánh dưới dạng đồ thị véc tơ, bằng cách vẽ các giá trị P theo đường thẳng góc với đường viền của profin (Hình 4.5).

Theo Hình 4.5 thấy rằng áp suất trên bề mặt bụng (P_b) lớn hơn nhiều so với áp suất trên lưng (P_l).

Hiệu số áp suất ấy sẽ tạo nên lực vòng và có thể xác định được bằng cách lấy tích phân hiệu số các áp suất theo chiều dài S của vành từng profin :

$$R_u = \frac{\rho_2 W^2}{2} \iint_{l,s} (P_b - P_l) \cos \beta ds dl$$

Trong đó :

S - chiều dài của vành profin

β - Góc giữa phương u và pháp tuyến với phần tử bề mặt của profin ds .

l - Chiều cao của cánh quạt.

Với lưu lượng hơi G đã cho, với các thông số đã biết trước dây cánh, với áp suất sau dây cánh đã biết, với độ ngoặt dòng và số cánh quạt đã cho chất lượng của dây cánh động được quyết định bởi lực R_u tác dụng lên cánh quạt. lực vòng càng lớn, hiệu suất dây cánh càng cao.

4-2. Tổn thất năng lượng khi dòng chuyển động bao quanh dây cánh

Qua những kết quả nghiên cứu bằng lý thuyết và thực nghiệm một cách có hệ thống, người ta có thể xác định được tính chất của các tổn thất khác nhau trong các dây cánh, phân biệt các tổn thất chủ yếu, ấn định được ảnh hưởng của các kích thước hình học riêng rẽ và chế độ dòng chảy trong dây cánh tới các giá trị của những tổn thất.

Các tổn thất của dòng chảy bao quanh dây cánh có thể quy ước chia ra mấy nhóm sau đây :

1) *Tổn thất profin* ζ_{pr} được xác định khi dòng bao quanh dây cánh của profin có chiều dài vô hạn

$l = 1/b \rightarrow \infty$, tức là khi $l > b$

Tổn thất profin bao gồm :

Tổn thất ma sát trong lớp biên và tổn thất xoáy khi dòng trên profin bị đứt, ζ_{ms} ;

Tổn thất xoáy sau mép ra còn được gọi là tổn thất mép ra, ζ_{mr}

Tổn thất sóng khi dòng chuyển động với tốc độ vượt âm, ζ_s ;

$$\zeta_{pr} = \zeta_{ms} + \zeta_{mr} + \zeta_s \quad (4-8)$$

2) *Tổn thất ở các đầu cuối cánh quạt* ζ_k có liên quan tới tính chất chuyển động trong không gian của dây cánh với chiều cao hữu hạn.

3) *Tổn thất do độ rẽ cánh quạt* ζ_θ đặt trưng cho dây cánh có độ rẽ quạt lớn, tức là giá trị của $\theta = d/l$ bé, và do sự thay đổi điều kiện dòng chảy theo chiều cao của dây cánh gây nên.

4) *Tổn thất do sự tương tác của các dây cánh lân cận gây nên ở trong tầng hoặc trong tước bin nhiều tầng*, ζ_{b3} .

5) *Tổn thất do khoảng chõm ra của cánh quạt* (khoảng chõm ra - hiệu số chiều cao cánh quạt của hai dây cánh lân cận) cũng như do rò hoặc hút hơi vào các khe hở giữa dây ống phun và cánh động.

6) *Tổn thất phụ khi dòng chảy trong dây cánh ở vùng hơi ẩm*, ζ_a .

Nói đúng ra thì các tổn thất đã liệt có liên quan với nhau, nhưng ta chấp nhận rằng hệ số tổn thất năng lượng trong dây cánh là một tổng :

$$\zeta = \zeta_{pr} + \zeta_k + \zeta_\theta + \zeta_{b3} + \zeta_a \quad (4-9)$$

Trong trường hợp chung, đặc biệt là trong các dây cánh có độ rẽ quạt lớn, cần phải tính đến sự thay đổi chiều cao của các thông số hình học cũng như các thông số chế độ, và ta quan niệm rằng, hệ số tổn thất năng lượng là một đại lượng tích phân trung bình (theo lưu lượng) :

$$\zeta = \frac{\int_{(l)} (\zeta_{pr} + \zeta_k + \zeta_{b3} + \zeta_a) \Delta G dl}{\int_{(l)} \Delta G dl} + \zeta_0 \quad (4-10)$$

Trong đó :

ΔG - Lưu lượng hơi tại bán kính đang xét trên đơn vị chiều dài cánh quạt

Tất nhiên, trong công thức (4-10) chỉ tính tổn thất đầu cuối ζ_k theo chiều cao cho các đoạn chịu ảnh hưởng nhiều của các đầu cuối.

Ngày nay các tổn thất prôfin và tổn thất đầu cuối đã được nghiên cứu kỹ lưỡng trên dãy cánh phẳng. Các thành phần tổn thất khác chưa được nghiên cứu đầy đủ, nên chỉ đúng cho một vài trường hợp riêng thôi.

Dưới đây ta sẽ nghiên cứu kỹ lưỡng hơn về tổn thất prôfin và tổn thất ở các đầu cuối dãy cánh .

1- **Tổn thất prôfin:**

$$\zeta_{pr} = \zeta_{ms} + \zeta_{mr} + \zeta_s$$

Đại lượng tổn thất prôfin ζ_{pr} nói lên mức độ hoàn thiện của prôfin khi chiều cao của cánh là vô tận.

Tổn thất prôfin phụ thuộc vào các đặc tính hình học của dãy cánh (độ tăng tốc hay tăng áp của rãnh, góc vào hình học α_{oK} , β_{IK} , góc ra α_{IK} , β_{IK} , bước, góc đặt α_y , (β_y), bề dày mép vào, mép ra, độ nhám của prôfin v.v...) và phụ thuộc vào chế độ dòng chảy (số Re, M) góc vào của dòng α_o , β_1 , tính chảy rối, độ không đều của trường tốc độ, v.v...

Thành phần đầu tiên và chủ yếu của tổn thất prôfin là *tổn thất ma sát trong lớp biên* ζ_{ms} có thể xác định bằng lý thuyết, nếu biết chế độ của lớp biên và bề dày quy ước δ của nó ở đầu ra khỏi dãy cánh (Hình 4.4,a);

$$\zeta_{ms} = \frac{\Delta h_{ms}}{C_{1t}^2 / 2} \approx \frac{\delta_L^{***} + \delta_b^{***}}{t \sin \alpha_{1E}} = \frac{H^* (\delta_L^{**} + \delta_b^{**})}{t \sin \alpha_{1E}} \quad (4-11)$$

Ở đây :

"l" - Ký hiệu bề mặt lưng

"b" - Ký hiệu bề mặt bụng

$H^* = \delta^{***} / \delta^{**}$ - Đặc tính lớp biên , trong đó, đối với rãnh tăng tốc $H^* \approx 1,8$

$\delta^{**} = \int_0^\delta \frac{C}{v} \frac{v_o}{C_o} \left(1 - \frac{C}{C_o} \right) dy$ - bề dày tổn thất xung lượng đặc trưng cho " xung lượng bị mất " (lượng chuyển động) C^2/v ;

$$\delta^{***} = \int_0^\delta \frac{C}{v} \frac{v_0}{C_0} \left(1 - \frac{C^2}{C_0^2} \right) dy - (C_0, v_0 \text{ thuộc dòng phía ngoài}) - \text{bề dày tổn thất năng}$$

lượng, nghĩa là bề dày của chất lỏng chuyển động ngoài lớp biên, có động năng đã mất đi trong lớp biên.

Đối với dãy cánh động thì thay α_{IE} bằng β_{IE} vào (4-11). Vì chưa có đầy đủ phương pháp lý thuyết tổng hợp để xác định bề dày tổn thất năng lượng quy ước δ^{**} nên người ta dùng các số liệu thí nghiệm.

Cũng cần lưu ý rằng, tổn thất ma sát trong dãy cánh phần lớn phụ thuộc vào chất lượng (độ nhám) của bề mặt prôfin, nhất là trên lưng prôfin ở miền cắt vát. Cho nên khi gia công ống phun và cánh động cần chú ý nhiều tới độ bóng của các bề mặt ấy.

Thành phần thứ hai của tổn thất prôfin là *tổn thất mép ra*. Khi rời khỏi mép ra của prôfin dòng bị đứt. Kết quả là sau mép ra sẽ tạo thành những cái xoáy và hình thành đoạn đầu của vệt mép ra (Hình 4.4). Sự tương tác giữa vệt mép ra và lõi dòng sẽ làm đều trường của dòng sau dãy cánh. Áp suất tĩnh của dòng sẽ tăng lên, còn tốc độ trung bình thì giảm xuống, gây nên tổn thất động năng, tương tự như tổn thất khi có giãn nở đột ngột.

Theo các số liệu thí nghiệm quá trình làm đều dòng sau dãy cánh diễn ra rất nhanh chóng, và tùy thuộc vào kích thước hình học của dãy cánh và bề mặt của mép ra mà nó sẽ kết thúc ở khoảng cách $y = (1,3 \div 1,9) t$, kể từ mép ra.

Ở khoảng cách ngắn sau mép ra trường tốc độ, áp suất và góc ra không đồng đều theo chu kỳ (Hình 4.6). Càng cách xa dãy cánh tốc độ trong lõi của dòng sẽ giảm và ở vệt mép ra sẽ tăng lên, dòng sau dãy cánh sẽ được làm đều. Hơn nữa, vì có sự pha trộn mà chiều rộng của vệt mép tăng lên.

Hệ số tổn thất mép ra trước hết phụ thuộc vào bề dày tương đối của mép ra Δ/a , trong đó a - chiều rộng bé nhất của rãnh cánh. Thế thì, muốn giảm ζ_m cần làm mỏng mép ra tới giá trị mà điều kiện sức bền và công nghệ gia công cho phép.

Hệ số tổn thất mép ra cũng phụ thuộc vào bước tương đối $\bar{t}$ và có thể xác định theo công thức thực nghiệm:

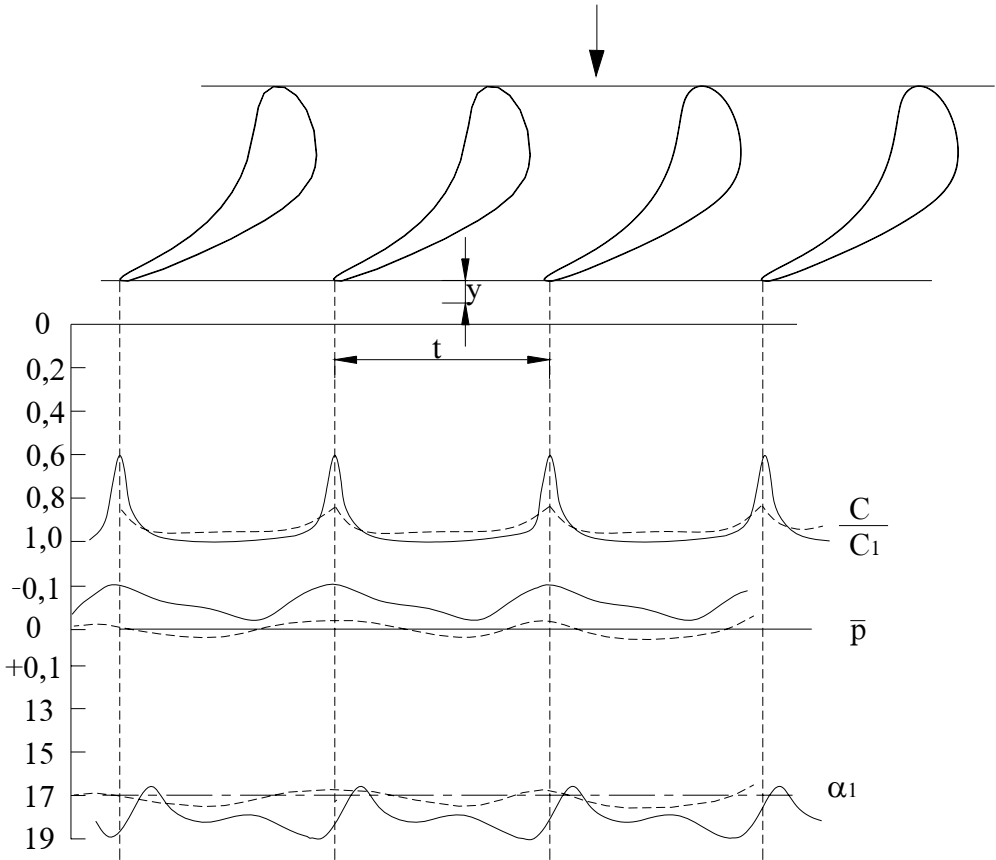
$$\zeta_{mr} = \zeta_{mro} + 0,088 \frac{\Delta}{at^2} \quad (4-12)$$

Ở đây, $\zeta_{mro} \approx 0,01$ - Hệ số tổn thất mép ra khi bề dày ra bằng không, tức là khi vệt mép ra chỉ do lớp biên khép kín tạo thành.

Tổn thất mép ra phụ thuộc vào y - khoảng cách của tiết diện đo kể từ đường các mép ra, và tăng đều đều khi tăng khoảng cách ấy (cho tới lúc dòng được làm đều hoàn toàn)

Tổn thất sóng là thành phần thứ ba của tổn thất prôfin. Khi dòng đạt tới tốc độ vượt âm sẽ có sự thay đổi về chất đặc tính của dòng chảy trong rãnh cánh, vì lúc này sẽ xuất hiện tính chất sóng của dòng ở mép ra.

Như đã biết, trong khí động lực học người ta đã nghiên cứu đặc điểm của dòng vượt âm bao quanh điểm góc, nguồn chấn động của dòng. Tại điểm này khi dòng chuyển động trong vùng thấp áp hơn sẽ sinh ra sóng giãn nổ trong đó dòng sẽ bị quạt, áp suất và mật độ sẽ giảm, còn tốc độ thì tăng lên.



Hình 4.7 Sự phân phối tốc độ, áp suất tương đối và góc ra của dòng sau dãy cánh với khoảng cách y khác nhau
 $y=0,1t$; $y=0,8t$

Khi dòng chuyển động trong vùng có áp suất cao hơn sẽ xuất hiện mặt tăng nhảy vọt. Trong trường hợp này áp suất và mật độ tăng lên đột ngột, còn tốc độ thì giảm xuống và dòng cũng bị quạt.

Mặt tăng nhảy vọt có thể thẳng hoặc xiên. Trong mặt tăng vọt entropi sẽ tăng lên, tức là quá trình tăng áp đột ngột sẽ làm cho tổn thất năng lượng tăng lên.

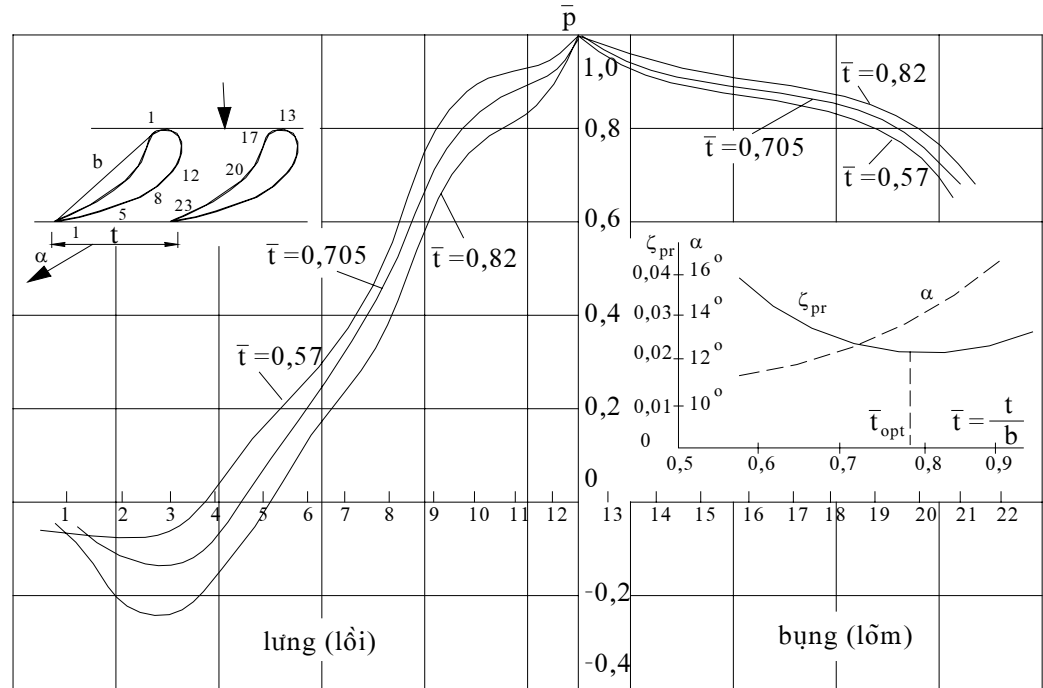
Tổn thất này gọi là tổn thất song. Nó sẽ tăng khi tăng số M và góc của mặt tăng nhảy vọt β_{cK} , và đạt tới giá trị lớn nhất khi có mặt tăng nhảy vọt thẳng $\beta_{cK} = 90^\circ$. Sau nó dòng luôn là dưới âm.

Ảnh hưởng của các thông số hình học và chế độ làm việc tới tổn thất prôfin
Ảnh hưởng của bước tương đối của prôfin trong dãy cánh.

Sự thay đổi bước tương đối của dãy cánh $\bar{t} = t/b$ có ảnh hưởng tới dạng của rãnh cánh, sự phân bố áp suất và đặc tính của lớp biên trên prôfin, nghĩa là các tổn thất ma sát và tổn thất mép ra phụ thuộc vào $\bar{t}$. Đại lượng ζ_m thay đổi chủ yếu là do bề dày của mép ra tương đối thay đổi.

$$\frac{\Delta}{O} = \frac{\Delta}{\bar{b}t \sin \beta_{2E}} \tag{4-13}$$

Khi tăng bước tương đối $\bar{t}$ sẽ làm thay đổi hình dạng của rãnh cánh và tương ứng là sự thay đổi sự phân phối áp suất theo prôfin của cánh. Độ dài của lưng miền cắt vát sẽ tăng lên và tăng độ dài của vùng tăng áp ở đoạn ra của lưng cánh.



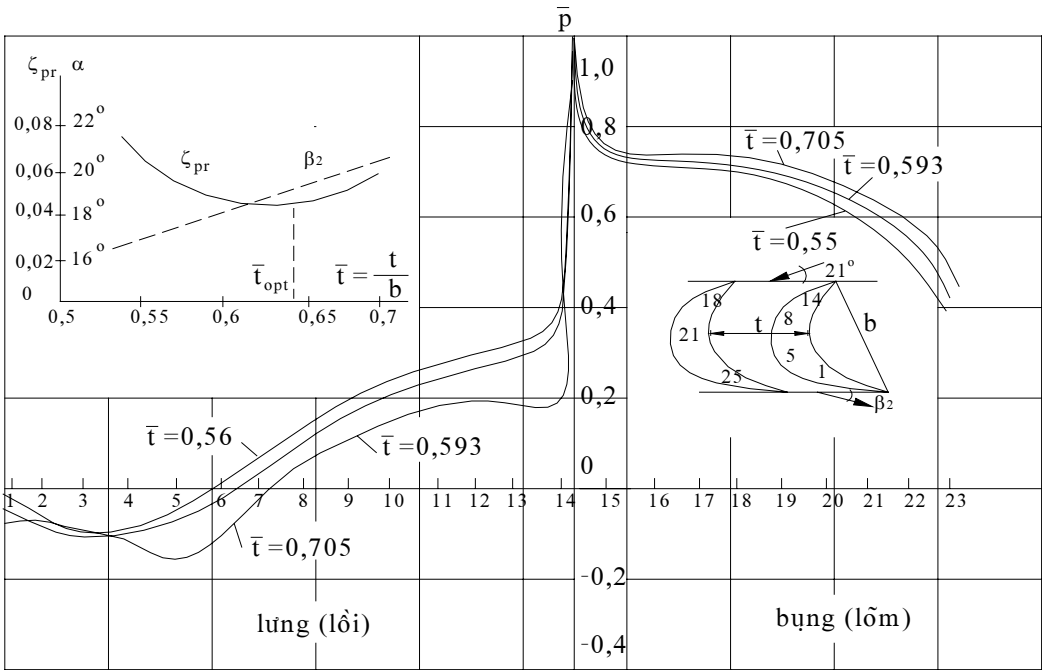
Hình 4.8 ảnh hưởng của bước tương đối tới sự phân bố áp suất trong rãnh của dãy cánh phản lực, hệ số tổn thất prôfin và góc trung bình của dòng $M=0,61$

Ngoài ra khi tăng $\bar{t}$ giáng áp trong rãnh giữa bề mặt lõm và lưng sẽ tăng, tương ứng là làm tăng tổn thất đầu cánh. Khi giảm bước tương đối sẽ làm tăng tổn

thất mép ra vì đã giảm kích thước của cổ rãnh cánh, tương ứng sẽ làm tăng bề dày của mép ra tương đối của cánh quạt (công thức 4-13).

Tổn thất ma sát trong trường hợp này cũng sẽ tăng do sự phân phối không hợp lý áp suất theo profin, nhất là khi bước quá bé có thể xuất hiện các đoạn tăng áp, bởi vì ở đầu ra rãnh sẽ ít thất hơn.

Vì vậy hệ số tổn thất profin có giá trị bé nhất khi có bước tối ưu $\bar{t}_{opt} \approx 0,7 \div 0,85$ (Hình 4-8).



Hình 4.9 ảnh hưởng của bước tương đối tới sự phân bố áp suất trong rãnh của dây cánh xung lực, hệ số tổn thất profin và góc trung bình của dòng $M=0,58$

Ảnh hưởng của bước tới hệ số tổn thất profin trong dây cánh xung lực cũng tương tự như vậy (Hình 4.9). Cường độ thay đổi tổn thất năng lượng khi thay đổi bước tương đối lớn hơn so với khi có dây cánh phản lực. Nếu bước bé thì phần tăng áp trên lưng gần phía mép ra ngắn hơn, nhưng lại xuất hiện đoạn tăng áp nhẹ ở phần bụng gần mép vào.

Giá trị ζ_{pr} bé nhất ứng với bước tối ưu $\bar{t}_{opt} \approx 0,55 \div 0,65$. Cần nhấn mạnh rằng, khi giảm bớt bước tương đối rãnh ở giữa các cánh quạt có thể trở thành to dần ở đầu ra. Trong trường hợp ấy tốc độ của dòng dưới âm ở đoạn ra của rãnh sẽ giảm (dòng

bị hãm), làm tăng nhanh tổn thất prôfin. Ảnh hưởng của bước trong dãy cánh xung lực lớn hơn là do hình dạng của rãnh thay đổi nhiều hơn khi thay đổi bước $\bar{t}$

Ảnh hưởng của góc quạt của dòng trong dãy cánh

Tổn thất năng lượng phụ thuộc vào góc quạt của dòng trong dãy cánh, tức là phụ thuộc vào giá trị của :

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1K} + \beta_{2E}) \text{ đối với dãy cánh động}$$
$$\text{và } \Delta\alpha = 180^\circ - (\alpha_{oK} + \alpha_{1E}) \text{ đối với dãy ống phun.}$$

Với góc quạt lớn, tương ứng với góc α_1 và β_2 bé thì độ dài của miền cắt vát trong rãnh và bề dày tương ứng của mép ra $\Delta/0$ sẽ tăng lên (kích thước của cổ giảm) Độ dài của miền cắt vát lớn sẽ tạo điều kiện tăng bề dày lớp biên trên lưng, tương ứng là tăng tổn thất ma sát ζ_{ms} . Bề dày tương đối với mép lớn - tăng tổn thất mép ra ζ_{mr} .

Trong các dãy ống phun với $\alpha_{1E} < 8 \div 10^\circ$ tổn thất năng lượng cao hơn nhiều so với $\alpha_{1E} = 13 \div 18^\circ$, và dãy cánh với $\alpha_{1E} < 8^\circ$ hầu như không được sử dụng trong tuốc bin. Nếu góc ra quá lớn $\alpha_{1E} > 30^\circ$, khi thiết kế khó lòng đảm bảo độ nhỏ dần trên toàn chiều dài của rãnh và do đó có thể tăng lên.

Ảnh hưởng của góc đặt prôfin (β_y)

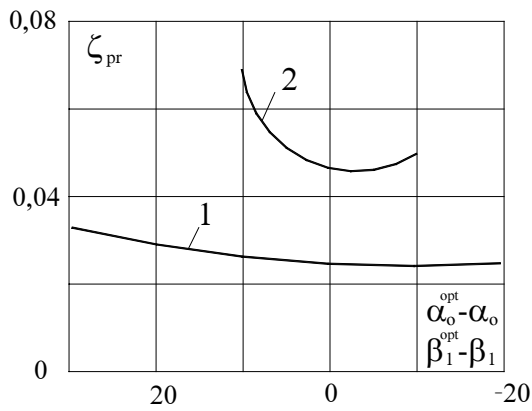
Ảnh hưởng của góc đặt prôfin α_y (β_y) đã được nghiên cứu với các góc vào khác nhau và bước $\bar{t}$ thay đổi. Bước tối ưu phụ thuộc vào góc đặt và khi giảm góc đặt bước tương đối $\bar{t}$ sẽ tăng. Rõ ràng là, cùng một prôfin có thể sử dụng cho các điều kiện chảy khác. Sự thay đổi góc ra (α_{1E} hoặc β_{2E}) có thể thực hiện được bằng cách thay đổi $\bar{t}$ hoặc α_y (β_y).

Ảnh hưởng góc vào của dòng.

Khi thay đổi góc vào α_o (β_1) trong dãy cánh với kích thước đã cho sẽ làm thay đổi sự phân phối áp suất theo prôfin, tính chất và bề dày của lớp biên cũng như vị trí đứt dòng, nghĩa là tổn thất prôfin sẽ thay đổi. Kinh nghiệm thấy rằng, đối với từng dãy cánh (đối với mỗi chế độ: M, R_e ...) sẽ có một góc vào tối ưu β_{1opt} với tổn thất prôfin bé nhất ζ_{pr}^{min} . Bình thường góc ấy lớn hơn góc cốt β_{1k} (khi $\beta_{1k} < 90^\circ$).

$$\beta_{1opt} = \beta_{1k} + (3 \div 6)^\circ$$

Nếu góc vào bé hơn $\beta_1 < \beta_{1opt}$ dòng bao ở phần vào lưng prôfin sẽ xấu hơn, có thể xuất hiện đoạn tăng áp, mà trong các dãy cánh xung lực có thể chiếm phần lớn rãnh cánh. Với $\beta_1 > \beta_{1opt}$ ngược lại, sẽ làm cho dòng bao phần bụng kém đi. Ảnh hưởng của góc vào tới tổn thất prôfin có thể thấy rõ trên Hình 4.10.

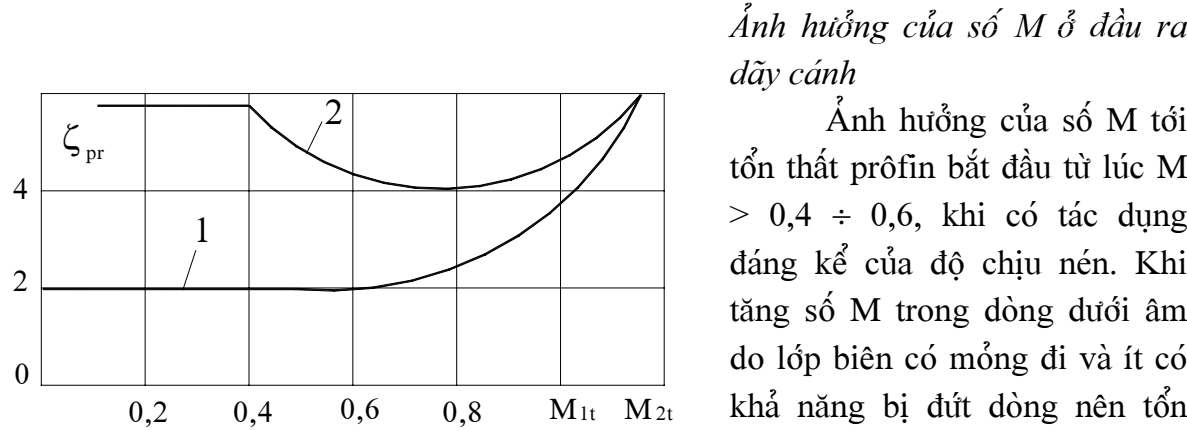


Hình 4.10 ảnh hưởng của góc vào tới tổn thất prôfin trong dãy cánh
1- dãy ống phun C-90-15A
2- dãy cánh động P-30-21A

$$\zeta_{pr} = \zeta_{pr}^{min} + 0,22 \left[\frac{\sin(\beta_1 - \beta_{1opt}) \sin \beta_{2E}}{\sin \beta_1 \cdot \sin \beta_{1opt}} \right] \tag{4-15}$$

Trong đó
 ζ_{pr}^{min} - tổn thất prôfin bé nhất ứng với góc vào β_{1opt} ;
 $i = \delta = \beta_1 - \beta_{1opt}$ - góc ra của dòng
 $\beta_{1opt} = \beta_1 + (3 \div 6^\circ)$

Khi tính dãy ống phun thì thay β trong (4-15) bằng góc α



Hình 4.11 Tổn thất prôfin tùy thuộc vào M
2- dãy ống phun C-90-15A ($\alpha_{IE}=12^\circ$)
3- dãy cánh động P-30-21A (xung lực)

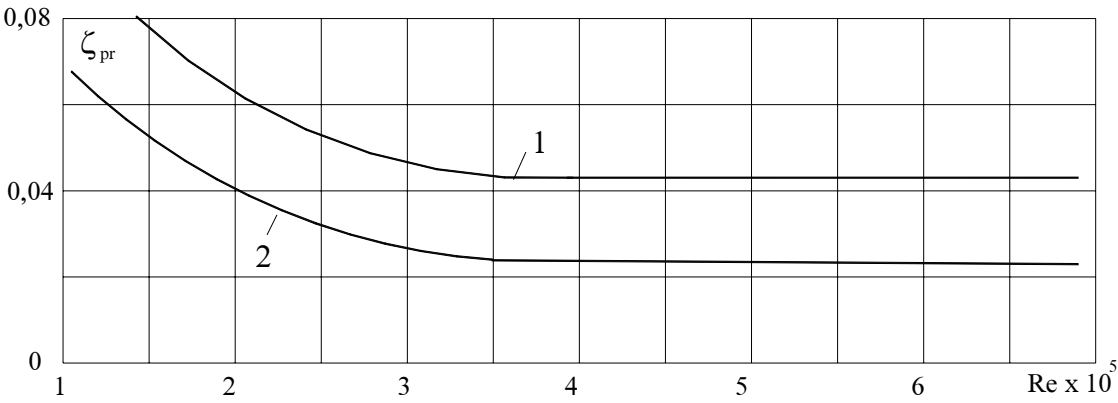
Trong dãy cánh xung lực ảnh hưởng của góc vào tới tổn thất prôfin mạnh hơn so với dãy cánh phản lực (ống phun) vì độ nhỏ dần của rãnh bé và thường thì góc β_{1k} không lớn lắm.

Có thể đánh giá gần đúng ảnh hưởng của góc vào tới tổn thất prôfin theo công thức :

Ảnh hưởng của số M ở đầu ra dãy cánh
Ảnh hưởng của số M tới tổn thất prôfin bắt đầu từ lúc $M > 0,4 \div 0,6$, khi có tác dụng đáng kể của độ chịu nén. Khi tăng số M trong dòng dưới âm do lớp biên có mỏng đi và ít có khả năng bị đứt dòng nên tổn thất prôfin có giảm đi chút ít. Khi $M > M^*$ do có tổn thất sóng nên ảnh hưởng nhiều tới tổn thất prôfin (Hình 4.11).

Ảnh hưởng của số R_e ở đầu ra dây cánh khi có tốc độ dưới âm.

Chế độ dòng chảy trong lớp biên và tổn thất ma sát trong lớp biên trên prôfin cánh quạt phụ thuộc vào số R_e không lớn trong lớp biên có độ chảy tầng; càng tăng số R_e chế độ dòng chảy trong lớp biên sẽ chuyển thành chảy rối. Đối với bề mặt trơn của cánh khi tăng số R_e tổn thất năng lượng sẽ giảm theo định luật $= AR_e^{-m}$, trong đó cường độ giảm tổn thất ở chế độ chảy tầng cao hơn nhiều ($m = 0,5$) so với lúc ở chế độ chảy rối ($m \approx 0,14 \div 0,20$). Đối với cánh có bề mặt nhám với $R_e \geq 3 \cdot 10^5 \div 10^7$ tổn thất năng lượng trong dây cánh không phụ thuộc vào R_e , tức là trong vùng ấy có chế độ dòng chảy tự điều chỉnh.



Hình 4.12 ảnh hưởng của số Re tới hệ số tổn thất prôfin ζ_{pr}

- 1- đối với dây cánh động xung lực*
- 2- đối với dây ống phun*

Giới hạn tối thiểu của số $R_e^{\min}$ của vùng tự điều chỉnh phụ thuộc vào độ nhám tương đối h/b (tỷ số của chiều cao độ nhám h trên cung prôfin b). Đối với cánh trơn thực tế $R_e^{\min} \approx 10^7$, với $h/b \approx 0,01$ $R_e \approx 10^5$. Đối với cánh tước bin $R_e^{\min} = (3 \div 5) 10^5$.

Tổn thất năng lượng trong vùng tự điều chỉnh phụ thuộc vào độ nhám tương đối. Tùy theo độ nhám tương đối tổn thất ma sát trong dây cánh tước bin có thể đánh giá theo công thức :

$$\zeta_{ms} = 0,19 (h/b)^{0,251} \tag{4.16}$$

Chế độ dòng chảy trong phần lớn các tầng theo số R_e thường nằm trong vùng tự điều chỉnh (đối với dây ống phun cũng như dây cánh động). Cho nên, để cho các tầng ấy làm việc có hiệu quả thì độ nhám của cánh quạt phải rất bé.

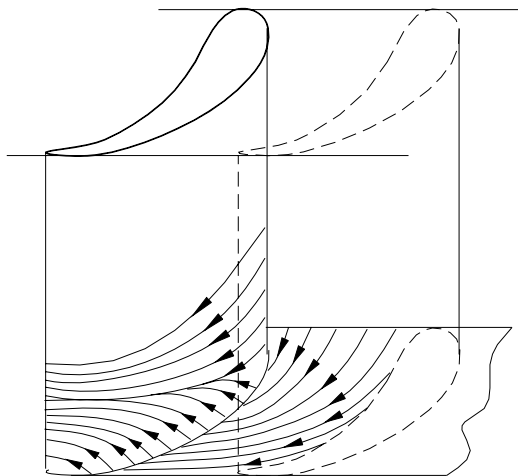
Những dây cánh của các tầng cuối tước bin có thể làm việc ở chế độ $R_e < R_e^{\min}$ cho nên khi tính toán các tầng ấy cần lưu ý đến ảnh hưởng của số R_e (Hình 4-12).

Độ rối của dòng E_0 cũng có ảnh hưởng đến chế độ dòng chảy trong lớp biên. Khi độ rối của dòng ở đầu vào dãy cánh tăng lên (đều đặc trưng cho quá trình thực của dòng chảy trong các tầng tuốc bin) tổn thất prôfin tăng lên, bởi vì ngay từ đoạn vào của dãy cánh lớp biên đã bị rối. Ví dụ : khi tăng E_0 từ 0 đến 10% tổn thất prôfin trong dãy cánh tăng lên $1,5 \div 2$ lần. Đối với dãy cánh xung lực thì ảnh hưởng còn lớn hơn.

2/ Tổn thất đầu cuối (tổn thất ở đầu cuối cánh quạt).

Trong rãnh cánh tuốc bin với chiều cao hữu hạn dòng chảy mang tính chất không gian. Ở đây xuất hiện dòng chảy ngang (dòng thứ cấp) làm tăng thêm tổn thất năng lượng. Nguyên nhân xuất hiện dòng thứ cấp trong rãnh cánh là vì có độ nhót của hơi và gradien áp suất ngang do độ cong của rãnh tạo nên.

Vì áp suất ở bụng lớn hơn áp suất trên lưng cánh nên trong lớp biên xuất hiện hiện tượng chảy tràn theo các bề mặt giới hạn chiều cao của rãnh từ bụng đến lưng (Hình 4.13).

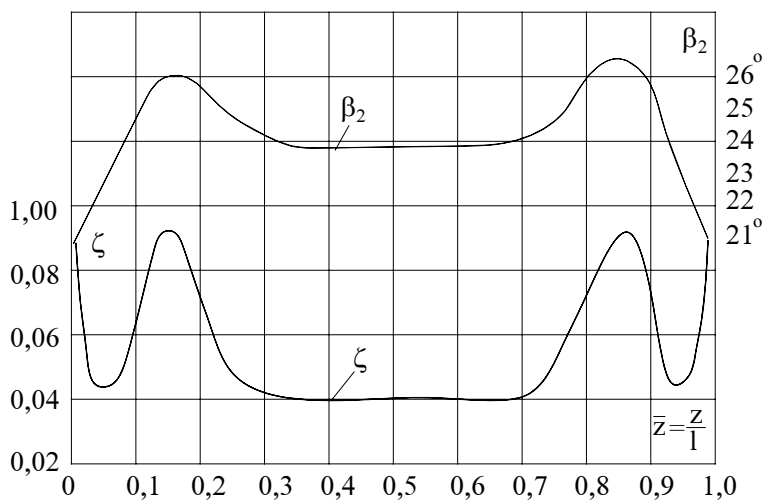


Hình 4.13 Các đường dòng trên vách giới hạn và trên lưng prôfin ở đầu cánh quạt

Trên lưng ở phía các đầu cánh quạt lớp biên chảy từ các vách giới hạn sẽ tương tác với lớp biên chuyển động dọc lưng cánh (lớp biên chính) theo quỹ đạo song song với vách giới hạn. Do sự tương tác ấy mà lớp biên trên lưng cánh quạt ở gần các đầu cuối bị phồng ra, bề dày lớp biên tăng lên đáng kể. Trên bề mặt lõm phía các đầu cánh áp suất giảm đi chút ít, còn trên lưng thì tăng lên.

Chú ý rằng, thành phần tốc độ của chuyển động ngang (chuyển động thứ cấp trong lớp

biên ở phía lưng và ở các vách đầu cánh sẽ khác nhau, tùy thuộc vị trí của tiết diện đang ở trong rãnh. Các phần tử hơi nằm gần nhất về phía các đầu cánh và phía trên lưng prôfin có dự trữ động năng ít nhất (tốc độ bé), và dưới tác dụng của gradien áp suất ngang sẽ đi lệch hướng chuyển động chính nhiều nhất, tạo nên thành phần tốc độ ngang. Nhờ đó mà trong rãnh cánh sinh ra hai vùng xoáy nằm đối xứng theo chiều cao của dãy cánh phẳng gần với vách giới hạn của rãnh. Hơi trong lớp biên chảy tràn từ bụng đến lưng của prôfin lân cận. Gần đầu cuối rãnh cánh ta thấy có chuyển động xoáy trong dòng và được gọi là xoáy thứ cấp



Hình 4.14 Sự phân phối hệ số tổn thất và góc ra của dòng theo chiều cao của dãy cánh phẳng xung lực

Sơ đồ tạo thành dòng chảy thứ cấp ở trong rãnh cánh đã được chứng minh bằng thực nghiệm. Ảnh về các vết của dòng cho ta thấy rõ ràng dòng chảy trong lớp biên từ vách đầu cuối đến lưng cánh. Đặc tính thay đổi hệ số tổn thất năng lượng và góc ra của dòng theo chiều cao của cánh được nêu lên trên Hình.4.14

Khi cánh rời các vách đầu cuối lúc đầu tổn thất giảm xuống, sau đó tăng nhanh, rồi tiếp tục giảm đến tiết diện giữa, nơi có tổn thất ứng với tổn thất profin.

Tổn thất lớn nhất theo chiều cao xuất hiện ở vùng lớp biên phồng lên cũng như ngay ở trên vách giới hạn.

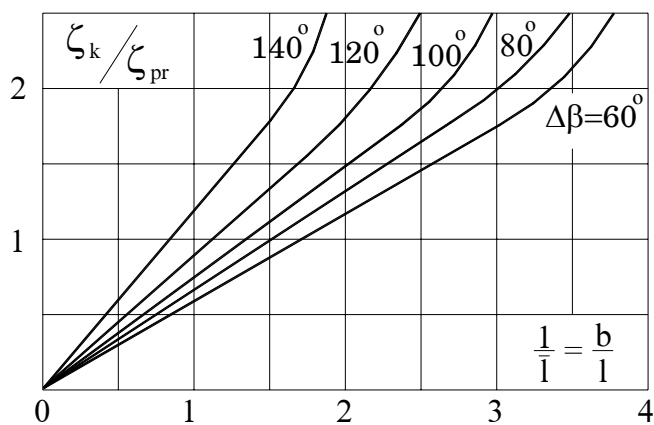
Tổn thất các đầu cánh phụ thuộc vào các thông số hình học và chế độ làm việc của dãy cánh. Nhưng ảnh hưởng lớn nhất quyết định nhất tới các tổn thất đầu cuối là chiều cao tương đối $\bar{l} = l/b$. Các thí nghiệm đã chứng minh, cấu trúc của dòng hơi trong rãnh, tức là đại lượng tuyệt đối của tổn thất đầu cuối giữ không đổi, còn tổn thất tương đối thì tăng lên khi giảm chiều cao $\bar{l}$ xuống đến giới hạn nhất định. Với chiều cao bé, khi dòng chảy thứ cấp bị khép kín, không chỉ tổn thất đầu cuối tương đối mà cả giá trị tuyệt đối của nó đều tăng lên. Đó là do sự hợp lại của các lớp biên phồng lên và sự tăng cường chuyển động xoáy.

Tổn thất đầu cuối được xác định bằng thực nghiệm bằng cách lấy tổn thất toàn phần (tính trung bình theo chiều cao) trừ đi tổn thất profin.

$$\zeta_k = \zeta - \zeta_{pr}$$

Chùng nào dòng chảy thứ cấp chưa khép kín, chùng đó tổn thất đầu cuối ζ_k còn tỷ lệ thuận với đại lượng $1/l = b/l$.

Để đánh giá gần đúng tổn thất đầu cuối ζ_k ở trong các dãy cánh dưới âm tùy thuộc vào góc quạt của dòng $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2E})$ (với $\beta_1, \beta_{2E}, \bar{t}$ và M là tối ưu) ta có thể sử dụng đồ thị tổng quát trên Hình 4.15.



Hình 4.15 Sự thay đổi các tổn thất đầu cuối trong dãy cánh phẳng tùy thuộc vào chiều cao tương đối của cánh quạt và góc quạt của rãnh $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2E})$

Mục đích ấy đã được thực hiện trong định hình dãy cánh xung lực với chiều cao bé $l < 1 \div 1,5$. Người ta đã thay rãnh có tiết diện không đổi với tốc độ cố định từ đầu vào đến đầu ra khỏi dãy cánh bằng rãnh to dần (đoạn đầu) sau đó là nhỏ dần. Do độ thất dẫn trước cổ lớn, lớp biên ở vị trí ấy được làm mỏng đi và tổn thất đầu cuối giảm, đồng thời tổn thất ma sát tăng.

Giảm tổn thất đầu cuối trong dãy ống phun có thể thực hiện được bằng cách định hình kinh tuyến cho rãnh. Cách định hình như vậy cho ta giảm gradien áp suất ngay tại các vị trí có độ cong lớn nhất, tức là, giảm bớt dòng chảy tràn thứ cấp, giảm bề dày của lớp biên tại tiết diện ra trên lưng prôfin do tăng độ thất dẫn của rãnh ở miền cắt vát; ngoài ra giảm được tổn thất của dãy cánh vòng, cụ thể là do dòng bị ép vào tiết diện góc của cánh mà giảm tổn thất ở đai trụ phía dưới. Cách định hình kinh tuyến cũng cho phép làm đều một phần áp suất tĩnh dọc chiều cao sau các cánh ống phun.

Khi tăng số M và R_e (trong phạm vi $R_e < R_e^{\min}$) nhờ làm mỏng lớp biên mà tổn thất đầu cuối giảm. Khi giảm góc vào của dòng trong dãy cánh tổn thất đầu cuối sẽ tăng vì gradien áp suất.

Đối với dãy ống phun ta thay β bằng α .

Góc quạt càng bé thì hiệu số áp suất ở phía lưng và bụng prôfin càng nhỏ, tức là tổn thất đầu cuối càng bé.

Với đại lượng l/b đã cho có thể giảm tổn thất đầu cuối, nếu làm mỏng được lớp biên ở vùng có độ cong của rãnh lớn nhất, cũng như nếu giảm bớt gradien áp suất trong vùng ấy. Rõ ràng là, nếu ở gần tiết diện ra bằng những biện pháp đặc biệt tăng độ thất dẫn của dòng, thì tổn thất đầu cuối sẽ giảm.

CHƯƠNG 5

TÍNH TOÁN TẦNG TUỐC BIN

5-1. Lựa chọn các đặc tính và tính toán tầng tuốc bin (tầng đơn).

Khi tính toán tầng tuốc bin cần phải lựa chọn kích thước của nó, hình dáng profin của dây ống phun và cánh động, chiều cao dây cánh, góc đặt cánh quạt, kết cấu của đai cánh động và các khe hở, v.v.. sao cho với chi phí chế tạo vừa phải mà tầng vẫn thỏa mãn yêu cầu kinh tế và đảm bảo việc làm an toàn. Đồng thời với việc xác định các kích thước chủ yếu của tầng cần phải đánh giá chính xác hiệu suất của nó.

Khi thiết kế tuốc bin mới yêu cầu tận dụng tối đa các dạng profin đã nghiên cứu và theo các tiêu chuẩn thiết kế. Điều đó cho ta vững tâm tính toán tầng và giới hạn một cách hợp lý số lượng profin tuốc bin. Chỉ trong trường hợp đặc biệt lắm mới nên xây dựng profin hoàn toàn mới.

Tính toán tầng theo đường kính trung bình (thông thường với $d/l > 10 \div 15$).

Những đại lượng cho trước:

- a- Lưu lượng hơi G ; các thông số của hơi $\overline{P}_o, \overline{i}_o$; hướng dòng hơi khi vào tầng (góc α_o) ;
- b- Tần số quay n ;
- c- Độ sử dụng tốc độ ra x_{c2} ;

Một đại lượng được chọn theo dự kiến sơ bộ :

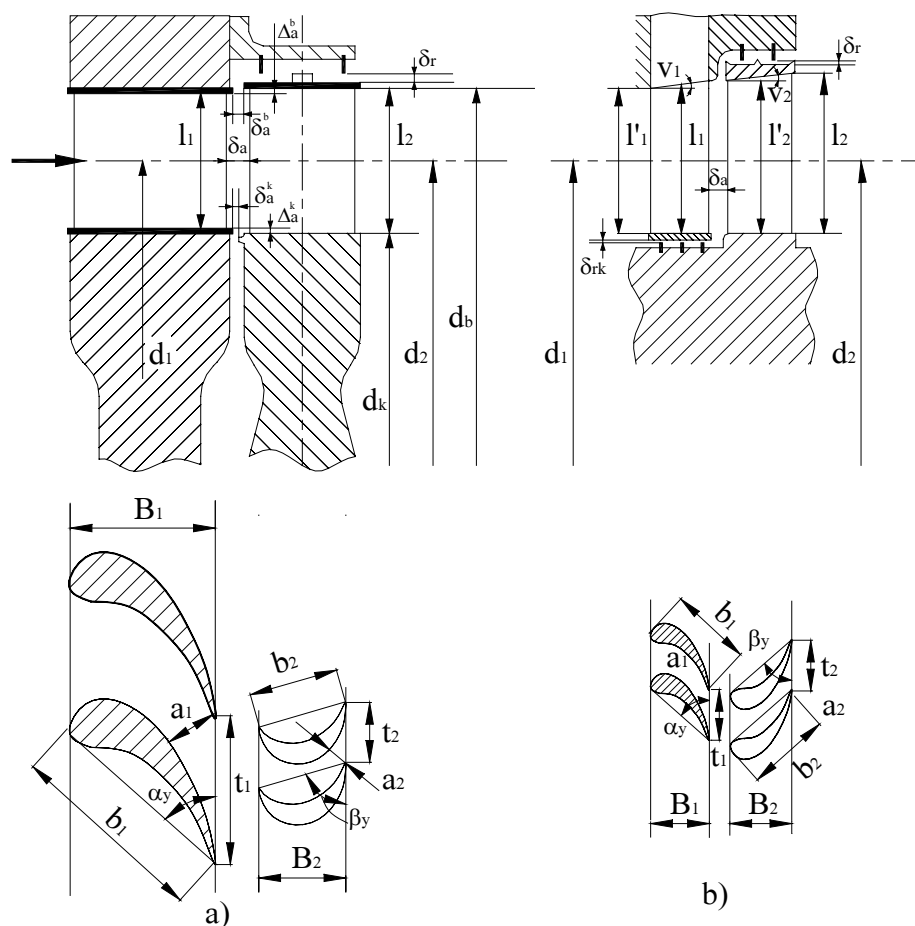
- d- Độ phản lực p ;
- e- Tỷ số tốc độ u/ca
- f- Độ phun hơi e ,v.v..

Ngoài ra, nếu tính một trong các tầng trung gian thì kích thước của nó (đường kính, chiều cao vào và ra của cánh quạt) phải phù hợp với phần chảy của toàn tuốc bin.

Trình tự tính toán tầng tuốc bin.

Chọn lựa độ phản lực.

Ngày nay tuốc bin hơi được chế tạo với các tầng xung lực (có bánh tĩnh) và phản lực. Kết cấu của những tầng ấy được trình bày trong hình 5-1.



Hình 5-1. Đặc tính hình học của các dãy cánh
a- kiểu xung lực b- kiểu phản lực

Khi thiết kế đầu tiên ta lựa chọn kiểu tầng. Nếu là tầng xung lực thì chọn $\rho = 0,05 \div 0,25$ trong đó tỷ số d/l càng bé thì ρ được chọn càng lớn. Nếu có phun hơi từng phần thì chọn $\rho = 0,02 \div 0,10$. Trong các tầng xung lực phân nhiệt giáng chủ yếu $h_{o1} = (1 - \rho) \overline{h_o}$ biến đổi trong dãy ống phun được bố trí trong bánh tĩnh (Hình 5-1a). Như vậy prôfin của cánh ống phun và cánh động của tầng hoàn toàn khác nhau. Trong dãy cánh động dòng gia tốc không đáng kể tuy góc quạt của nó lớn.

Trong phần phản lực người ta chọn $\rho \approx 0,5$. Tính chất của dòng bao dây ống phun và cánh động thực tế là giống nhau, và bản thân prôfin ấy thường có kích thước như nhau (cung cánh, mép cánh .v.v..)

Khi lựa chọn độ phản lực cần lưu ý rằng, nếu tăng ρ dòng bao quanh cánh động sẽ tốt hơn, dòng sẽ tăng tốc hơn. Vì vậy mà hiệu suất tương đối trên cánh quạt tăng lên. Mặt khác do tăng nhiệt giáng trên dây cánh động một phần hơi sẽ không đi qua nó mà lọt qua các khe hở, vì vậy mà giảm hiệu quả của tầng.

Đặc điểm của tầng có độ phản lực tăng là tăng lực tác dụng lên cánh quạt và đĩa theo hướng dọc trục. Trong phần tuốc bin điều đó sẽ làm cho kết cấu của tầng phức tạp thêm và có thể giảm hiệu quả kinh tế của tuốc bin.

Chú ý rằng, khi tăng độ phản lực ρ sẽ giảm nhiệt giáng lý thuyết tối ưu :

$$\left(\frac{u}{ca} \right)_{opt} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$$

Do đó sẽ tăng số tầng và giá thành của tuốc bin. Vậy là, việc lựa chọn độ phản lực ρ là một bài toán kinh tế - kỹ thuật

Chọn tỷ số tốc độ u/c_a .

Tùy thuộc vào độ phản lực mà xác định tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt}$ nhằm đảm bảo hiệu suất tương đối cực đại η_{oL}^{max} trên cánh quạt của tầng. Thế nhưng ngoài các tổn thất năng lượng trong các dây cánh Δh_C , Δh_L và tổn thất bởi tốc độ ra Δh_{C2} , trong tầng còn nhiều tổn thất phụ khác. Tổn thất phụ càng lớn, tỷ số tốc độ tối ưu càng thấp.

Cũng cần lưu ý rằng, nếu giảm $(u/c_a) < (u/c_a)_{opt}$ với cùng một tốc độ vòng như nhau trong tầng sẽ có nhiệt giáng lớn, một mặt sẽ làm giảm hiệu suất η_{oL} mặt khác giảm số tầng hoặc đường kính của tầng, do đó tuốc bin được chế tạo rẻ hơn.

Đối với một số tầng tuốc bin yếu tố quan trọng để lựa chọn u/c_a là sự làm việc trong điều kiện chế độ làm việc thay đổi.

Xác định kích thước chủ yếu:

Với nhiệt giáng của tầng đã cho $\overline{h_o} = h_o + \frac{C_o^2}{2}$ và tỷ số tốc độ u/c_a đã chọn đường kính của tầng bằng:

$$d = \frac{\sqrt{2 \cdot \overline{h_o}} \cdot u}{\pi \cdot n \cdot c_a}$$

Trong đó: $\overline{h_o}$ - tính bằng J/kg ; n - tính bằng s^{-1}

Trong một số trường hợp khi cho đường kính d , có thể xác định nhiệt giáng lý thuyết của tầng ;

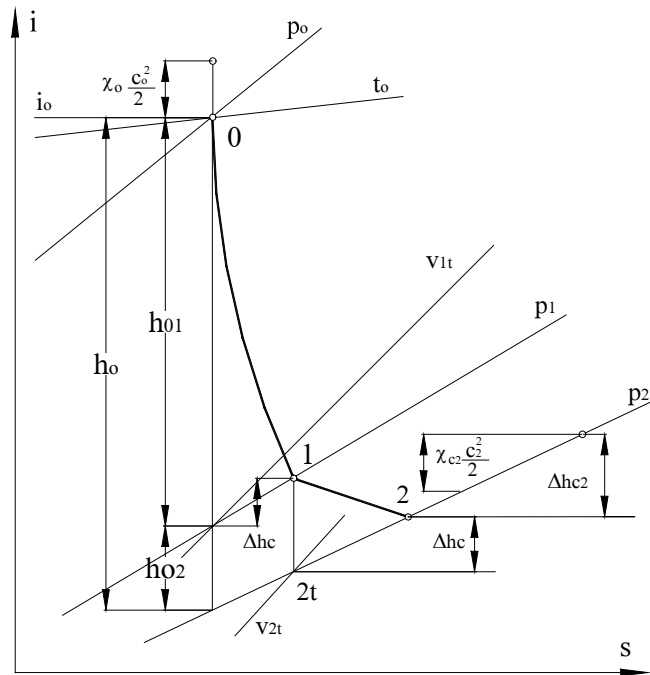
$$\overline{h_o} = h_o + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi d n}{\frac{u}{c_a}} \right)^2 \quad (5-1)$$

Tiết diện ra của dây ống phun đối với chế độ dưới âm, tức là khi $M_{1t} = C_{1t}/a_1 < 1$ hay là $\varepsilon_1 = P_1 \sqrt{P_o} > \varepsilon_*$, từ phương trình liên tục tìm được :

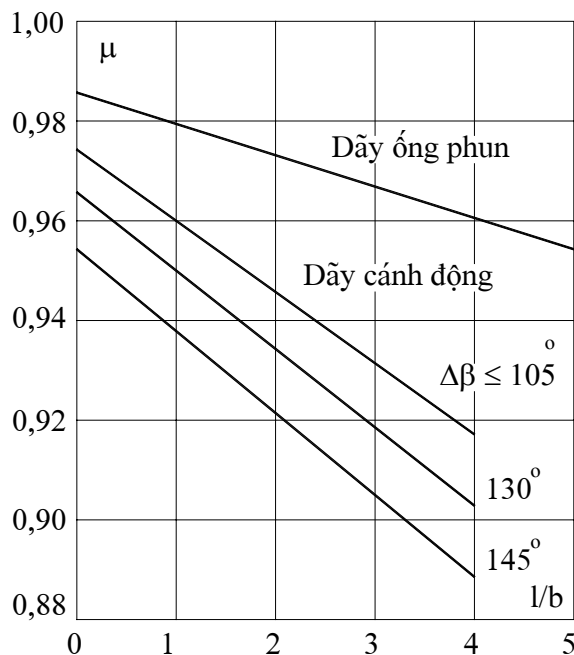
$$F_1 = \frac{G_1 v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} ; \quad (5-2)$$

Trong đó : $c_{1t} = \sqrt{2h_o} = \sqrt{2(1-\rho)h_o}$

Còn thể tích riêng v_{1t} xác định theo đồ thị $i-s$ ở cuối quá trình bành trướng đẳng entrôpi trong dây cánh (Hình 5-2). Hệ số lưu lượng μ_1 phụ thuộc vào các thông số hình học và chế độ làm việc của dây cánh. Khi tính toán sơ bộ có thể lấy từ đồ thị Hình 5-3, lấy gần đúng $\mu_1 = 0,97$.



Hình. 5.2. Quá trình giãn nở của hơi tầng tuốc bin trên đồ thị $i-s$



Hình. 5.3. Hệ số lưu lượng đi qua dây cánh vòng của tuốc bin μ_1 và μ_2 tùy thuộc vào chiều cao tương đối l/b và góc quét của dòng $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_E)$

Nếu tầng làm việc trong vùng hơi ẩm thì hệ số lưu lượng μ_a lớn hơn so với hệ số lưu lượng đối với hơi quá nhiệt μ_{qn} (Hình 5-4). Đó là do có sự bành trướng hơi không cân bằng trong dây cánh tuốc bin, vì thế thể tích riêng của hơi ở tiết diện ra của dây cánh giảm so với thể tích riêng của hơi tính theo điều kiện bành trướng cân bằng nhiệt động lực học. Những giá trị của hệ số lưu lượng đã nêu đối với hơi quá nhiệt và hơi ẩm là giá trị trung bình.

Muốn chính xác hơn người ta dùng các giá trị thực nghiệm.

Nếu dòng có tốc độ vượt âm, tức là $M_{lt} > 1$ (hay là $\varepsilon_1 < \varepsilon_*$). Thường người ta dùng dây cánh nhỏ dần, nhưng trong trường hợp này diện tích ra được tính toán theo công thức :

$$F_1 = \frac{G_1 v_{1*}}{u_1 C_*} \quad (5-3)$$

Ở đây :

v_{1*} và C_* ứng với tỷ số áp suất $\varepsilon_1 < \varepsilon_*$ hay là nhiệt giáng tới hạn $h_* = C_*/2$, trong đó :

$$C_* = \sqrt{k P_* v_*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_o v_o}$$

Chiều cao ở đầu ra của dây ống phun l_1 (Hình 5.1) được xác định từ biểu thức :

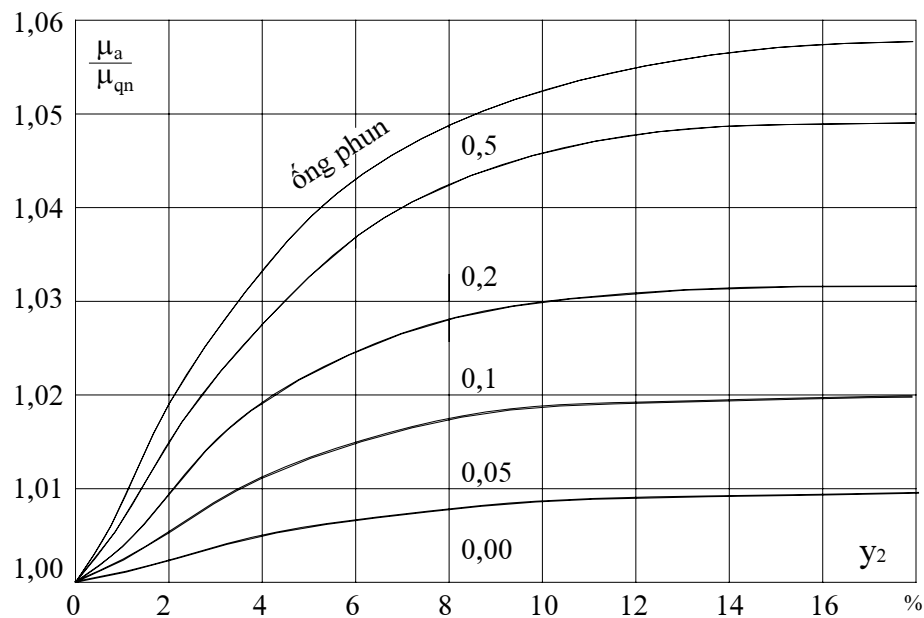
$$l_1 = \frac{F_1}{\pi_1 d_1 e \sin \alpha_{1E}} \quad (5-4)$$

Trong đó :

e - Độ phun hơi - chiều dài của cung có dây ống phun trên toàn vòng tròn.

$$e = \frac{Z_1 t_1}{\pi_1 d_*} \quad (5-3)$$

Thực hiện phun hơi từng phần $e < 1$ trong tầng điều chỉnh và trong các tầng đầu của tuốc bin có công suất không lớn (tới $P = 4 \div 12$ MW)



Hình. 5.4. ảnh hưởng độ ẩm của hơi tại tiết diện ra của dây cánh tới hệ số lưu lượng

Góc ra hữu hiệu α_{1E} được cho trước. Nên lưu ý rằng, một mặt người ta muốn giảm α_{1E} để tăng chiều cao và nâng cao hiệu suất của tầng (bởi vì tổn thất bởi tốc độ ra gần tỷ lệ với $\sin^2 \alpha_1$, mặt khác khi giảm α_{1E} sẽ làm tăng tổn thất profin trong dây cánh và tăng cường đường đi $\delta_a / \sin \alpha_1$ của dòng hơi đi qua khe hở dọc giữa cánh ống phun và cánh động, do đó sẽ làm cho hơi rò về phía đỉnh và tăng tổn thất trong khe hở. Trong thực tế đối với tầng xung lực người ta quy định góc α_{1E} tối ưu bằng $11^\circ - 16^\circ$ Giá trị của α_{1E} bé được áp dụng trong các tầng có cánh quạt ngắn để tăng chiều cao của nó.

Theo các đại lượng α_{1E} , góc vào đã cho α_0 (phần lớn $\alpha_0 \approx 90^\circ$) và số M_{1t} , ta chọn profin của ống phun (chương 4) và theo các đặc tính khí động lực học của dãy cánh đã chọn ta xác định góc đặt α_y và bước tương đối của nó $\bar{t}$.

Cung của profin b_1 (Hình 5.1) được chọn sao cho, có thể bảo đảm đầy đủ độ bền của cánh quạt và độ cứng của bánh tĩnh khi làm việc ở chế độ vận hành nặng nề nhất. Thông thường đối với các tầng xung lực $b_1 = 40 \div 80\text{mm}$. Đối với tầng phản lực cung của profin dãy ống phun thường bằng cung của profin dãy cánh động $b_1 = b_2 = 20 \div 60 \text{ mm}$.

Sau khi lựa chọn cung của profin b_1 , phải tính chiều cao tương đối $l_1 = l_1/b_1$ và tính lại bước tương đối cho chính xác hơn $\bar{t}_1 = t_1/b_1$ để cho số cánh z_p là số nguyên và chẵn.

Trong những tầng đầu của một số tuốc bin cao áp, nếu giá trị của b_1 quá bé, để tăng độ cứng cho bánh tĩnh cần phải hàn thêm gờ tăng cường, tuy nhiên, hiệu quả kinh tế của tầng sẽ bị giảm.

Tính hệ số Reynolds

$$Re_1 = \frac{b_1 C_{1t}}{\gamma} \quad \text{và tỷ số } d_1/l_1 \text{ ta có thể lấy chính xác đặc tính của dãy cánh.}$$

Để tính tốc độ thực của dòng C_1 phải biết hệ số tổn thất năng lượng ξ_C . Theo các thông số hình học và chế độ làm việc đã biết có thể tìm được ξ_C qua các đặc tính khí động lực học.

Nhưng trong tầng thực, hình dạng các dãy cánh và các điều kiện dòng bao có khác với khi tiến hành nghiên cứu tĩnh và xây dựng các đặc tính, cho nên tổn thất năng lượng lớn hơn chút ít và bằng :

$$\xi_C = (\xi_C)_{\text{bảng}} + (0,01 \div 0,03)$$

Khi tính toán sơ bộ tầng tuốc bin có thể dùng giá trị trung bình của hệ số tốc độ

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_C} \quad (\text{Hình 5-5})$$

Giai đoạn tính toán tiếp theo là dựng tam giác tốc độ vào, xác định tốc độ tương đối vào dãy cánh động W_1 và góc định hướng của nó β_1 . Muốn vậy, phải tính tốc độ $C_1 = \varphi C_{1t}$ và góc định hướng α_1 của nó (như ở chương 3) hay là trong nhiều trường hợp chấp nhận :

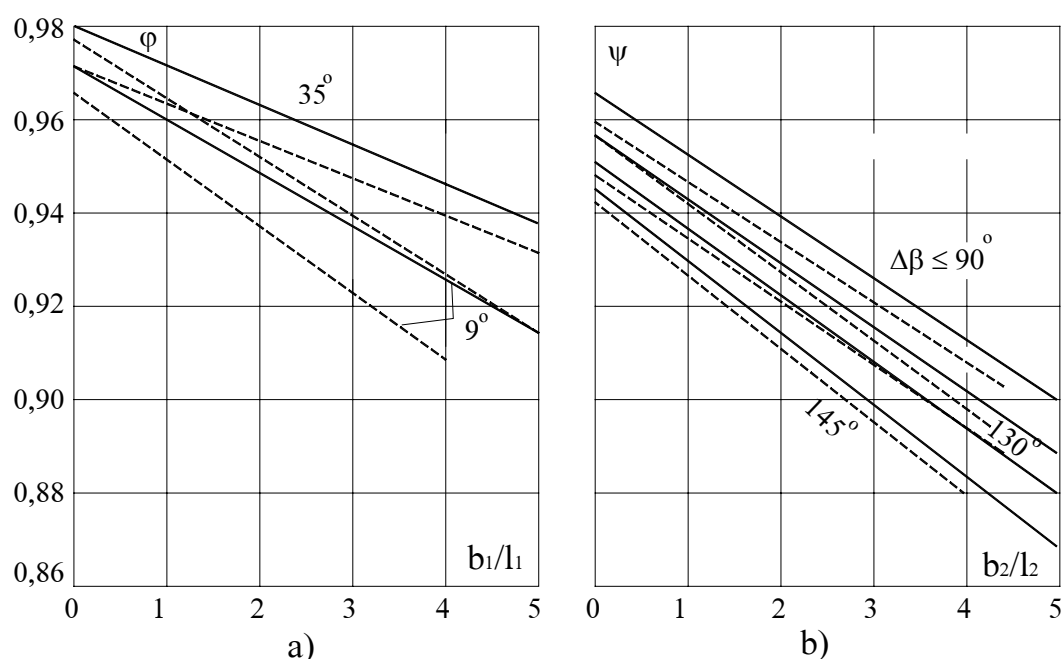
$$\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1E} = \frac{O_1}{t_1}$$

Để tính dãy cánh động cần biết trạng thái hơi trước nó. Muốn vậy phải tính tổn thất năng lượng trong dãy ống phun :

$$\Delta h_C = h_{o1} \zeta_C = \frac{C_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (5-7)$$

Nếu cho rằng góc vào dây cánh động là β_1 và viết phương trình liên tục cho tiết diện ra của dây cánh động, thì có thể tìm được chiều cao ở mép vào :

$$\Gamma_2 = \frac{G_2 v_{1t}}{\mu'_1 \pi d_1 e W_1 \sin \beta_1}$$



Hình. 5.5. Hệ số tốc độ φ (a) và ψ (b) dùng cho mạng vòng tùy thuộc vào l/b và góc quét của dòng $\Delta\beta$

$\theta = d/l$ ————— $\theta = 8$

Để ý rằng, $W_1 \sin \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1$ cho gần đúng $\mu'_1 = \mu_1$ ta thấy rằng chiều cao của dây cánh động ở đầu vào về lý thuyết bằng chiều cao của dây ống phun $l'_2 = l_1$

Trong thực tế cánh động luôn có độ chồm so với chiều cao của dây ống phun, tức là $l'_2 > l_1$

Độ chồm trong tầng là đại lượng $\Delta l_b + \Delta l_k = l'_2 = l_1$ (Hình 5.1) Đối với những tầng có dây cánh tương đối không cao lắm cần chọn độ chồm tối thiểu ở góc

$\Delta l_k = 1,0 \div 1,5 \text{ mm}$ và ở đỉnh $\Delta l_b = 1,5 \div 2,0 \text{ mm}$.

Trong các tầng xung lực có cánh ngắn không nên để độ chồm lớn vì sẽ sinh ra tổn thất phụ do hơi rò qua khe hở, do dòng bị mở rộng và tạo thành vùng xoáy trong rãnh. Trong các tầng cuối của tuốc bin ngưng hơi với cánh quạt dài cho phép để độ chồm tới 20 mm và hơn nữa.

Khi biết tất cả các thông số ở đầu vào dãy cánh động có thể tiến hành tính toán và lựa chọn profin.

Diện tích ra của dãy cánh động đối với chế độ dưới tới hạn, tức là :

$$M_{2t} = W_{2t} / a_2 < 1 \text{ Hay là : } \varepsilon_2 = p_2 / \bar{p}_1' > \varepsilon_*$$

Trong đó ;

p_1' - Áp suất hãm trong chuyển động tương đối có thể tìm qua phương trình liên tục :

$$F_2 = \frac{G_2 v_{2t}}{\mu_2 W_{2t}} \quad (5-8)$$

Tốc độ W_{2t} :

$$W_{2t} = \sqrt{2ph_o + W_1^2}$$

Còn thể tích riêng v_{2t} xác định theo đồ thị i-s ở cuối quá trình bành trướng đẳng entropy trong dãy cánh (Hình 5.2). Hệ số lưu lượng $\mu_2 = 0,93$.

Nếu là dòng hơi ẩm chảy qua dãy cánh phản lực thì hệ số lưu lượng sẽ tăng và có thể tìm được trong (Hình 5.4).

Với dòng chảy vượt âm, tức là với $M_{2t} > 1$ (hay là $\varepsilon_2 > \varepsilon_*$) diện tích ra sẽ tìm được qua phương trình :

$$F_2 = \frac{G_2 v_{2*}}{\mu_2 W_*} \quad (5.9)$$

Ở đây , v_{2*} và W_* ứng với tỷ số áp suất tới hạn $p_2 / \bar{p}_1' = \varepsilon_*$ hay là nhiệt giáng tới hạn $h_* = W_*^2/2$, trong đó :

$$W_* = \sqrt{kp_{2*}v_{2*}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \bar{p}_1' \bar{v}_1'}$$

Trong phần lớn các tầng vành kinh tuyến của cánh động có dạng đường viền ngang (hình trụ) tức là $l_2 = l_2'$. Trong một số trường hợp, đặc biệt là trong dãy tầng cuối của tuốc bin $l_2 > l_2'$ và được lựa chọn theo điều kiện điều dẫn của phân chảy từng cụm tầng. Với giá trị của l_2 đã chọn xác định góc ra hiệu dụng cho dãy cánh động :

$$\sin \beta_{2E} = \frac{F_2}{\pi d_2 e l_2} \quad (5-10)$$

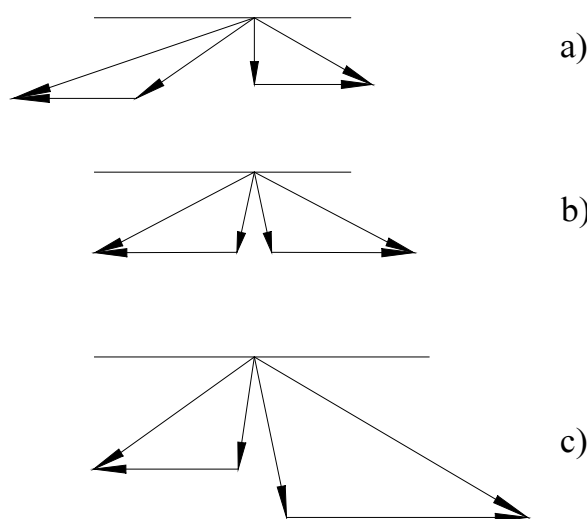
Để thống nhất hóa các cánh động có thể cho trước góc β_{2E} và công thức (5-10) được dùng để tính chính xác chiều cao l_2 . Nếu không tìm được độ chồm cho phép thì hoặc là thôi việc thống nhất hóa, hoặc là thiết kế lại tầng bằng cách chọn độ phản lực ρ khác.

Thường ta chấp nhận $G_2 = G_1 = G$ lúc đó từ các phương trình liên tục đối với dây cánh của tầng có thể có tỷ số :

$$\frac{W_2 \sin \beta_2}{C_1 \sin \alpha_1} = \frac{l_1 v_{2t} \psi / \mu_2 \sin \beta_2 / \sin \beta_{2E}}{l_2 v_{1t} \varphi / \mu_1 \sin \alpha_1 / \sin \alpha_{1E}} \approx \frac{l_1 v_{2t}}{l_2 v_{1t}} \quad (5-11)$$

Phân tích biểu thức này, ta thấy rằng khi $v_{2t} / v_{1t} \approx 1$, tương ứng với tầng xung lực hay bất cứ tầng nào có tốc độ bé ($M < 1$), thành phần tốc độ dọc trục ở đầu ra các dây cánh tỷ lệ nghịch với chiều cao cánh quạt và $W_2 \sin \beta_2 < C_1 \sin \alpha_1$

Trong các tầng có tốc độ phản lực lớn, được thiết kế với nhiệt giáng cao, $v_{2t} / v_{1t} > 1$ và $\frac{W_2 \sin \beta_2}{C_1 \sin \alpha_1} > 1$ (Hình 5-6)



Hình. 5.6. Tam giác tốc độ cho tầng tuốc bin

- a) $\rho < 0,1$
- b) $\rho \approx 0,5$ và $v_{2t}/v_{1t} \rho \approx 1$
- c) $\rho \approx 0,5$ và $v_{2t}/v_{1t} \rho \approx 1,6$

Tùy theo đại lượng β_{2E} , ước chừng bằng giá trị của góc vào β_1 (có thể khác với β_{1opt} chút ít) và số M_{2t} , ta chọn profin cánh động, còn theo các đặc tính khí động của dây cánh đã chọn ta xác định góc đặt β_y và bước $\bar{t}_2$ của nó.

Kích thước tuyệt đối của cung profile được lựa chọn trước hết từ điều kiện tin cậy. Tính gần đúng, ta xem cánh động như là dầm công xôn, được ghép cứng, và có thể tìm được mômen uốn lớn nhất phát sinh ở tiết diện gốc của cánh quạt (trường hợp profile không thay đổi theo chiều cao):

$$\sigma_{u\acute{o}n} \approx \frac{Rl_2}{2Z_2eW_{\min}}$$

Lực R tác dụng lên cánh quạt tính theo R_u và R_a (Chương 3) tức là :

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2}$$

Còn mômen kháng $W_{\min}$ lấy theo tiêu chuẩn hoặc phải tính. Đối với thép không rỉ, loại thép thông dụng trong chế tạo cánh động, thường chấp nhận

$[\sigma_{u\acute{o}n}] = 30 \div 80$ Mpa giá trị lớn dùng cho tầng phản lực.

Nếu kích thước chọn được của profile không thỏa mãn yêu cầu về sức bền thì cần tăng cung profile theo biểu thức: $\frac{b'}{b} = \sqrt{\frac{\sigma_{u\acute{o}n}}{[\sigma_{u\acute{o}n}]}}$

Trong lúc vẫn giữ sự đồng dạng của tất cả kích thước của dãy profile, thành thử bước tương đối $\bar{t} = t/b$ cũng không thay đổi.

Bởi vì luôn luôn phải kiểm tra cả độ tin cậy về rung động của cánh quạt, nên có thể xem gần đúng rằng, tần số dao động riêng tỷ lệ thuận với cung profile.

Sau khi chọn xong dãy cánh và xác định mọi kích thước của tầng cần tính đúng các tổn thất năng lượng trong tầng và hiệu suất tương đối trên cánh động η_{OL} .

Tổn thất năng lượng trên dãy cánh động Δh_L tính theo công thức :

$$\Delta h_L = \left(h_{02} + \frac{W_1^2}{2} \right) \xi_L = \frac{W_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (5-14)$$

Có thể tìm hệ số tổn thất ξ_L từ các đặc tính khí động theo các thông số hình học và chế độ làm việc đã biết .

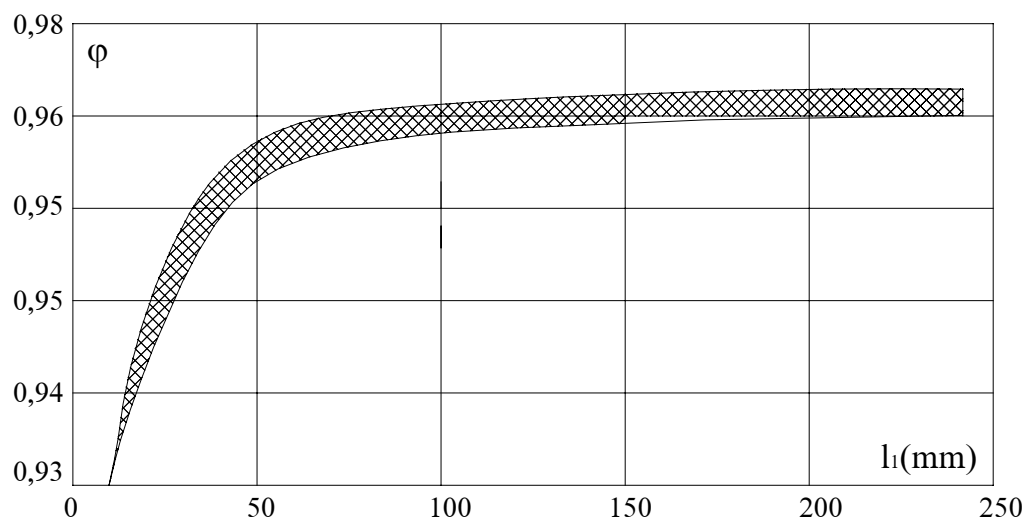
Trong thực tế, nhất là khi có độ rơi khá lớn của dòng ở đầu vào dãy cánh động và ảnh hưởng của dãy cánh tổn thất năng lượng sẽ lớn hơn, cho nên thực tế:

$$\xi_L = (\xi_L)_{atlat} + 0,03 \div 0,05 \quad (5-15)$$

Đối với tầng xung lực, đối với tầng phản lực, số hiệu chỉnh ấy sẽ bé hơn và $\approx 0,02$.

Khi tính toán sơ bộ có thể dùng giá trị trung bình của hệ số tốc độ $\psi = \sqrt{1 - \zeta_L}$ (Hình 5-5). Trên Hình 5-7 cũng trình bày giá trị của hệ số tốc độ φ

đối với dãy ống phun tùy thuộc vào chiều cao l_1 , và trên hình 5-8 hệ số tốc độ Ψ đối với dãy cánh động tùy thuộc vào chiều cao l_2 và các góc β_1 và β_2 .



Hình. 5.7. Hệ số tốc độ ϕ đối với dãy ống phun nhỏ dần tùy thuộc vào Chiều cao l_1

Những đồ thị này có giá trị ϕ và Ψ bé hơn giá trị nhận được qua kết quả thí nghiệm tĩnh các dãy cánh. Nhưng có thể dùng để đánh giá sơ bộ hiệu suất của tầng, nơi có những tổn thất phụ (do dòng không ổn định theo chu kỳ, có rò rỉ hơi, ảnh hưởng của độ chồm, v.v...) mà thường chưa được kể đến khi tính hiệu suất của tầng.

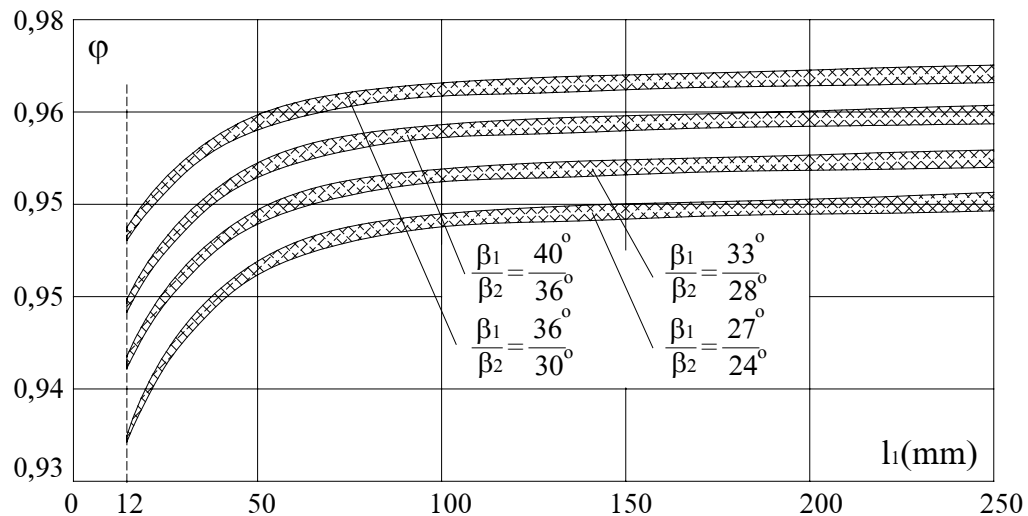
Để tính hiệu suất và công suất của tầng cần xây dựng tam giác tốc độ ra (Hình 3-27). Muốn vậy, ta tính tốc độ $W_2 = \Psi W_{2t}$ và xác định góc hướng của nó theo công thức (3-57) hay là trong nhiều trường hợp có thể chấp nhận $\beta_2 \approx \beta_{2E}$ và:

$$\sin \beta_2 \approx \sin \beta_{2E} = \frac{O_2}{t_2}$$

Tuy nhiên nếu có tốc độ vượt âm $M_{2t} > 1$, cũng như trong dòng chảy của hơi ẩm thì phải tính đến sự chênh lệch giữa $\beta_2 = \beta_{2E}$

Sau khi tính tổn thất bởi tốc độ ra :

$$\Delta h_{c_2} = \frac{C_2^2}{2}$$



Hình. 5.8. Hệ số tốc độ φ đối với dây ống phun nhỏ dần tùy thuộc vào Chiều cao l_2 và β_1, β_2

Chú ý đến mức sử dụng nó vào tầng tiếp theo χ_{c_2} ta xác định hiệu suất :

$$\eta_{OL} = 1 - \xi_o - \xi_L - \xi_{C2} (1 - \chi_{c2}) = 1 - \frac{\Delta h_C}{E_o} - \frac{\Delta h_L}{E_o} - (1 - \chi_{c2}) \frac{\Delta h_{C2}}{E_o}$$

Hay là :

$$\eta_{OL} = \frac{u(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)}{E_o} \quad (5-17)$$

Và dựng quá trình dẫn nở của hơi trên đồ thị i-s (Hình 5-2).

Muốn tính hiệu suất trong tương đối của tầng η_{OL} , công suất trong P_1 và các thông số hơi ở đầu vào của tầng tiếp theo cần tính đến tổn thất phụ trong tầng ấy

Bài toán về thiết kế tầng như đã trình bày trên đây là bài toán ngược. Bài toán thuận là bài toán đòi hỏi phải xác định các thông số của dòng, kể cả các tiết diện bên ngoài dây cánh, với các điều kiện đã cho và biết trước kích thước của dây cánh, trong đó có cả profin.

5.2- Tính toán tầng tốc độ

Nhiệt giáng $\bar{h}_o$ trong tầng tước bin do tốc độ vòng u và tỷ số tốc độ u/c_a xác định. Rõ ràng là u/c_a càng bé, với giá trị u đã cho, nhiệt giáng lý thuyết $\bar{h}_o$

càng lớn. Đồng thời để đạt được hiệu suất cao η_{OL} cần thiết kể tăng với tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt}$, mà nó lại phụ thuộc vào độ phản lực ρ và đối với tầng dọc trục sẽ là bé nhất khi độ phản lực là bé nhất ρ_{min} . Theo công thức (3- 90) ta viết công thức cho $(u/c_a)_{opt}$ khi $\rho = 0$:

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_{opt} = \frac{1}{2} \varphi \cos \alpha_1 \approx 0,47$$

Như vậy là, nhiệt giáng lớn nhất, ứng với hiệu suất tương đối trên cánh quạt cao nhất η_{OI}^{max} , bằng: $(h_o^{max})_{opt} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{u}{0,47}\right)^2$

(Đối với tầng tốc độ được xét trong mục này ta sẽ giả thiết rằng $c_o^2/2 \approx 0$ và $\bar{h}_o = h_o$).

Đối với tầng xung lực, bỏ qua $c_o^2/2$ với $n = 3000$ v/f,

$$(h_o^{max})_{opt} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{\pi d n}{60 \cdot 0,47}\right)^2 \approx \frac{1}{2} \frac{\pi^2 n^2}{60^2 \cdot 0,47^2} d^2 = 55,8 d^2 \text{ kJ/kg} \quad (5-18)$$

Ở đây, d là đường kính của tầng.

Tốc độ vòng bị giới hạn bởi điều kiện sức bền của đĩa và tang trống, tức là đường kính của tầng cũng bị hạn chế. Ví dụ, đối với rôto đúc một khối nếu tăng đường kính của tầng là không có lợi về kết cấu và khó khăn về công nghệ gia công. Ngoài ra khi tăng đường kính đối với dãy cánh có diện tích ra F không lớn có nghĩa là giảm bớt chiều cao (không có lợi về hiệu quả kinh tế).

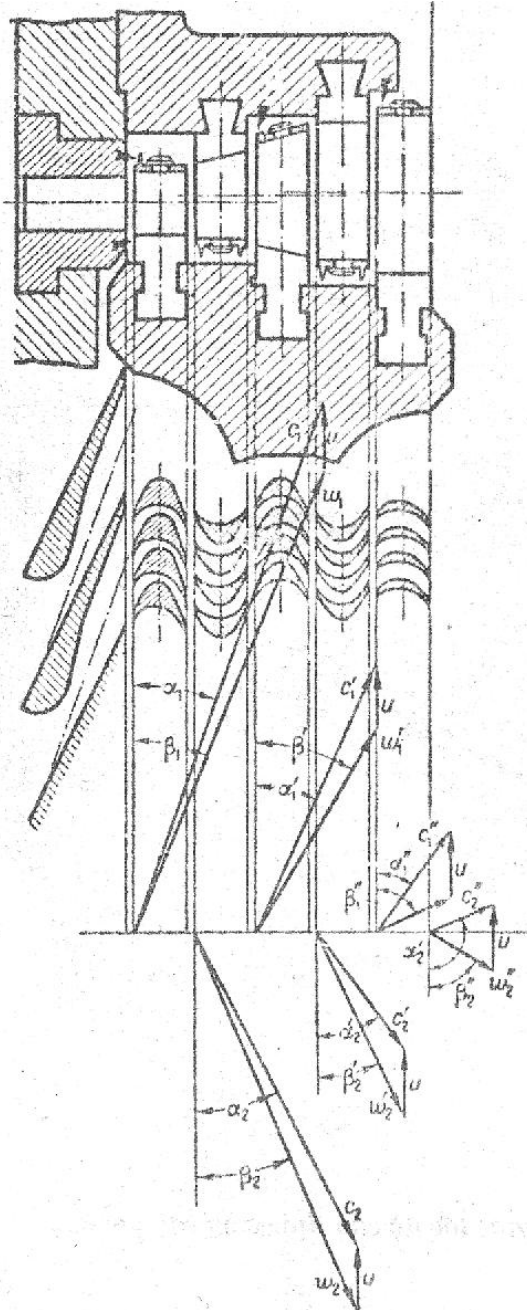
Chú ý rằng, đường kính của tầng d thường nằm trong giới hạn từ $1,0 \div 2,0$ m, ứng với nhiệt giáng của tầng đơn từ ~ 55 đến ~ 220 kJ/kg ($13 \div 52$ Kcal /kg), tức là phần nhiệt giáng lý thuyết ấy không lớn so với nhiệt giáng chung của toàn tuốc bin ($1250 \div 1700$ kJ/kg. Trong một số trường hợp trong tầng phải làm việc với nhiệt giáng khá lớn với tốc độ vòng quay vừa phải và có hiệu suất cao.

Khi ra khỏi dãy cánh hướng dòng hơi sẽ lại đi vào dãy cánh động thứ hai, trong đó động năng của dòng hơi được biến thành công trên vành đĩa. Nếu sau dãy cánh động thứ hai dòng hơi còn có động năng lớn thì có thể đặt dãy cánh hướng thứ hai vào dãy cánh động thứ ba.

Loại tầng mà trong đó với một dãy ống phun sự biến đổi năng lượng diễn ra trong một số dãy cánh động được gọi là *tầng tốc độ*. Loại này kỹ sư người Curtis đề xuất nên gọi là tầng Curtis.

Với tốc độ vòng vừa phải, nhiệt giáng công suất lớn thì số vành, tức là số dãy cánh động trong tầng tốc độ, càng nhiều.

Nhưng, hiệu suất cực đại của tầng sẽ giảm khi tăng số dãy cánh động trong tầng. Cho nên trong tuốc bin hiện đại thực tế chỉ gặp loại tầng tốc độ có hai dãy cánh động mà thôi - (tầng tốc độ kép).



Hình. 5.9. Phân chảy và prôfin của dãy ống phun và cánh động với đĩa có 3 cấp tốc độ

Ưu điểm của tầng tốc độ là:
với tốc độ vòng vừa phải, với hiệu suất tương đối cao, tầng có thể làm việc với nhiệt giáng khá lớn, bởi vì tỷ số tối ưu $(u/c_a)_{opt}$ ở đây bé hơn so với tầng đơn.

Trên (Hình 5-9) biểu thị phân chảy và các prôfin cánh hướng và cánh động của cánh động tuốc bin với ba cấp tốc độ, đồng thời cũng vẽ các tam giác tốc độ ở đầu vào và đầu ra của dãy cánh động tuốc bin.

Những ký hiệu về tốc độ và các góc giữa các vec tơ tốc độ và tốc độ vòng của vành cánh động thứ nhất vẫn giữ nguyên như đối với tầng đơn. Góc vào của dòng hơi ở hàng hướng cánh thứ nhất gần bằng góc α_2 , hướng của tốc độ tuyệt đối của dòng hơi khi rời khỏi vành thứ nhất của dãy cánh động. Đối với cấp tốc độ thứ hai bao gồm vành thứ nhất của dãy cánh hướng và vành thứ hai của dãy cánh động, tốc độ và góc của vec tơ tốc độ cũng được ký hiệu như cấp tốc độ thứ nhất nhưng thêm dấu phẩy ($C'_1, W'_1, W'_2, C'_2, \alpha'_1$, v.v..)

Công do một kg hơi sinh ra khi đi qua đĩa có nhiều cấp tốc độ

bằng tổng các công trên dây cánh động của vành thứ nhất, thứ hai và thứ ba.

Công của 1 kg hơi trên dây cánh động của vành thứ nhất bằng :

$$L_1 = u (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$$

Công trên vành thứ hai bằng:

$$L'_1 = u (C'_1 \cos \alpha'_1 + C'_2 \cos \alpha'_2)$$

Công trên vành thứ ba bằng:

$$L''_1 = u (C''_1 \cos \alpha''_1 + C''_2 \cos \alpha''_2)$$

Như vậy là, công trên cánh động của toàn đĩa Curtis bằng :

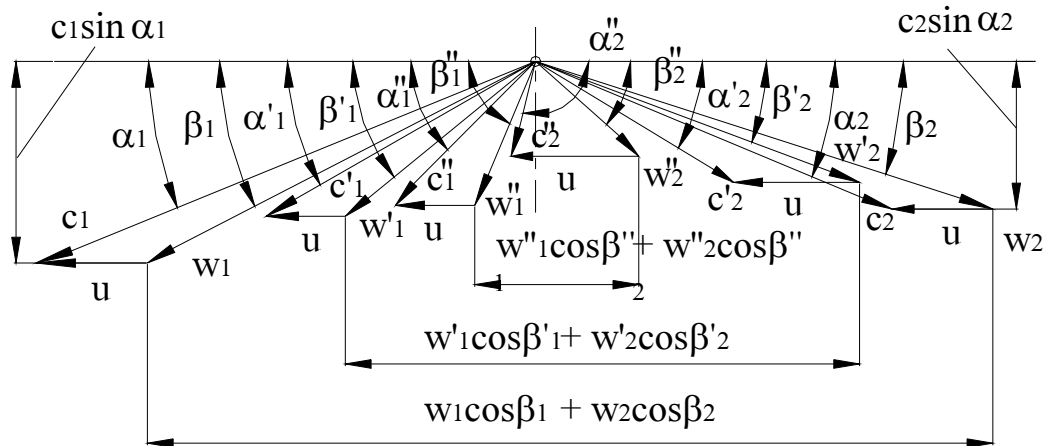
$$\begin{aligned} \Sigma L_1 = u [(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) + (C'_1 \cos \alpha'_1 + C'_2 \cos \alpha'_2) \\ + (C''_1 \cos \alpha''_1 + C''_2 \cos \alpha''_2)] \end{aligned} \quad (5-19)$$

Hay là :

$$\begin{aligned} \Sigma L_1 = u [(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2) + (W'_1 \cos \beta'_1 + W'_2 \cos \beta'_2) \\ + (W''_1 \cos \beta''_1 + W''_2 \cos \beta''_2)] \end{aligned} \quad (5-20)$$

Rõ ràng là, nếu tước bin có số cấp tốc nhiều hơn thì công sẽ được cộng tiếp cho toàn tầng.

Tam giác tốc độ đối với đĩa có nhiều cấp tốc độ thường được vẽ từ một điểm cực (Hình 5-10).



Hình. 5.10. Tam giác tốc độ của đĩa có ba cấp tốc độ

Hiệu suất tương đối trên cánh quạt tuốc bin có tăng tốc độ bằng :

$$\eta_{OL} = \frac{\Sigma L_1}{E_o} \quad (5-21)$$

Trong đó : E_o - năng lượng lý thuyết

Mặt khác, công do hơi sinh ra trên các dãy cánh động có thể tính theo phương trình cân bằng năng lượng. Công trên cánh quạt bằng năng lượng lý thuyết của 1 kg hơi trừ đi các tổn thất phát sinh trong các phần tử của phần chuyển hơi của tuốc bin.

Các tổn thất ấy là :

- Tổn thất trong dãy ống phun :

$$\Delta h_c = \zeta_c \frac{C_{1t}^2}{2} = \frac{C_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \frac{C_1^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất trong dãy cánh động và vành thứ nhất :

$$\Delta h_L = \zeta_L \frac{W_{2t}^2}{2} = \frac{W_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2) = \frac{W_2^2}{2} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất trong dãy cánh hướng thứ nhất :

$$\Delta h'_H = \zeta'_H \frac{C_{1t}^2}{2} = \frac{C_{1t}^2}{2} (1 - \psi'^2) = \frac{C_1'^2}{2} \left(\frac{1}{\psi'^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất trong dãy cánh động của vành thứ hai :

$$\Delta h'_L = \zeta'_L \frac{W_{2t}^2}{2} = \frac{W_{2t}^2}{2} (1 - \psi'^2) = \frac{W_2'^2}{2} \left(\frac{1}{\psi'^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất trong dãy cánh hướng thứ hai :

$$\Delta h''_H = \frac{C_{1t}^2}{2} \zeta''_H = \frac{C_{1t}^2}{2} (1 - \psi''^2) = \frac{C_t^2}{2} \left(\frac{1}{\psi''^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất trong các dãy cánh động vành thứ ba :

$$\Delta h''_L = \frac{W_{2t}^2}{2} \zeta''_L = \frac{W_{2t}^2}{2} (1 - \psi''^2) = \frac{C_{2t}^2}{2} \left(\frac{1}{\psi''^2} - 1 \right)$$

- Tổn thất bởi tốc độ ra :

$$\Delta h_{C_2} = \frac{C_2^2}{2}$$

Ở đây, ζ - Tổn thất riêng rẽ trong phần chảy của tuốc bin bằng một phần năng lượng nhiệt lý thuyết của dãy cánh tương ứng (tất cả các tổn thất Δh đã nêu trên đều tính bằng J).

Bởi vì dòng bao dẫy cánh hướng đồng dạng. Cho nên trong tính toán có thể chấp nhận $\psi_H = \psi$

Công của hơi trên cánh bằng :

$$L_1 = E_o - \Delta h_c - \Delta h_L - \Delta h'_H - \Delta h'_L - \Delta h''_H - \Delta h''_L - \Delta h_{c2}$$

Chia biểu thức về công cho năng lượng lý thuyết ta tìm được hiệu suất trên cánh quạt (không tính đến khả năng sử dụng tốc độ ra khỏi tầng vào tầng tiếp theo) :

$$\eta_{OL} = 1 - \xi_c - \xi_L - \xi'_H - \xi'_L - \xi''_H - \xi''_L - \xi_{c2}$$

Trong đó :

$$\xi_c = \frac{\Delta h_c}{E_o} ; \xi_L = \frac{\Delta h_L}{E_o} ; \xi'_H = \frac{\Delta h'_H}{E_o} ; \text{v.v..}$$

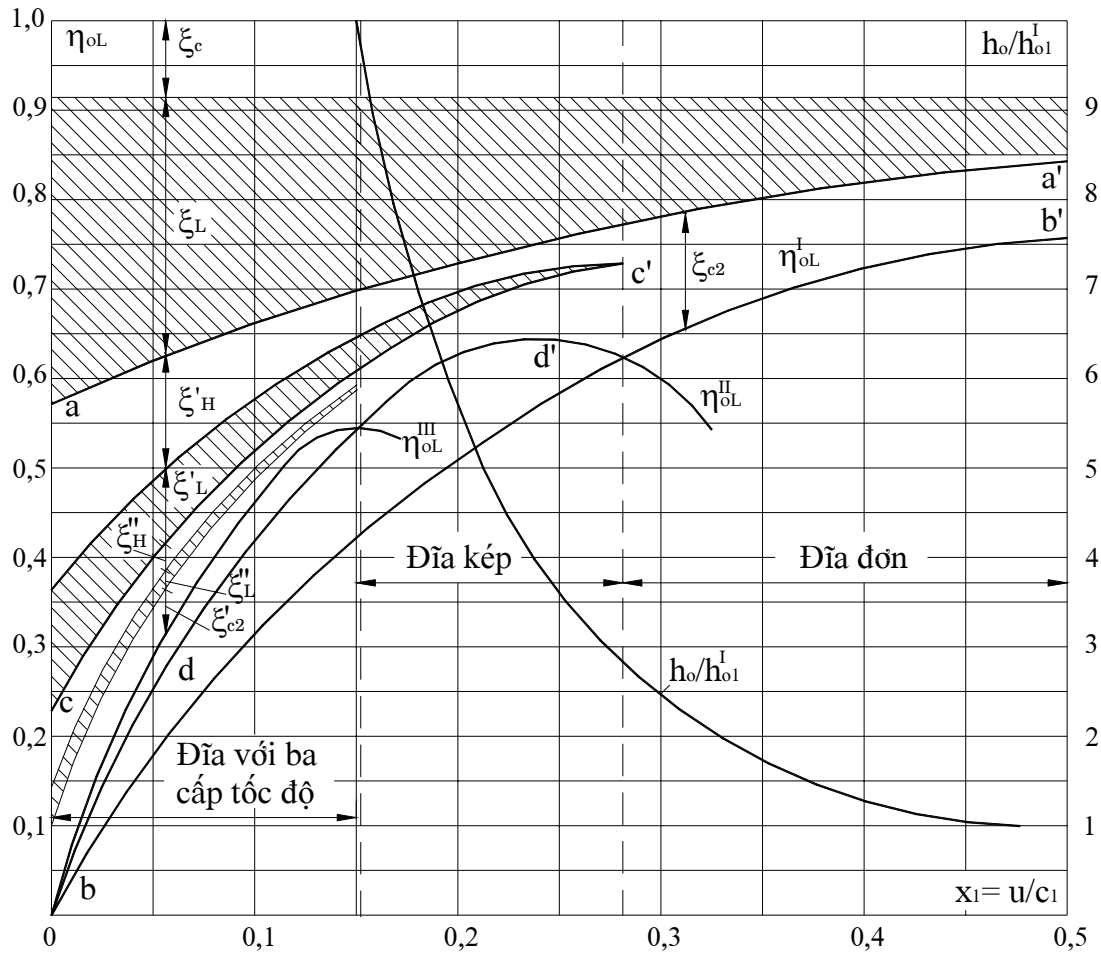
Trên hình 5-11 đã xây dựng đồ thị thay đổi các tổn thất riêng rẽ và hiệu suất trên cánh quạt tùy thuộc vào x_1 đối với tầng đơn xung lực và đĩa có hai và ba cấp tốc độ.

Trong cả ba trường hợp đều giả thiết rằng tầng là xung lực thuần túy, tức là độ phản lực $\rho = 0$.

Tổn thất ξ_c trong dẫy cánh ống phun khi có độ phản lực không đổi và $\varphi = \text{const}$ không phụ thuộc vào x_1 và được giữ không đổi đối với tầng đơn cũng như đối với tầng tốc độ. Cũng có thể chấp nhận rằng, tổn thất ξ_L trong dẫy cánh động của các vành thứ nhất thay đổi tùy thuộc vào x_1 theo định luật chung cho bất kỳ kiểu tầng đang nghiên cứu. Tổn thất này tăng khi giảm x_1 chủ yếu là do tăng tốc độ tương đối $W_{2t} = W_1$. Vậy là, các tổn thất ξ_c và ξ_L , được bảo toàn duy trì chung cho tầng đơn cũng như cho đĩa có cấp tốc độ (Hình 4-11).

Trong tầng đơn vùng được giới hạn bởi các đường aa' và bb' biểu thị tổn thất ξ_{c2} bởi tốc độ ra của dòng hơi. Như đã lưu ý trên kia, tổn thất này sẽ là bé nhất khi $x_1 = 0,4 \div 0,5$. Khi giảm x_1 , ξ_{c2} sẽ tăng nhanh, làm cho hiệu suất giảm đột ngột. Nếu áp dụng cấp tốc độ thứ hai thì có thể biến một phần tổn thất ξ_{c2} thành công có ích, nghĩa là làm tăng hiệu suất ở vùng x_1 bé.

Tổn thất trong dẫy cánh hướng thứ nhất và trong dẫy cánh động của vành thứ hai thay đổi theo định luật chung đối với tuốc bin có tầng kép cũng như tuốc bin có ba cấp tốc độ. Vùng được giới hạn bởi các đường cc', và dd' biểu thị vùng tổn thất bởi tốc độ ra ξ_{c2} đối với tầng kép, và vùng nằm giữa đường dd' và bb' - là phần thu được về hiệu suất của tầng kép so với hiệu suất của tầng đơn.



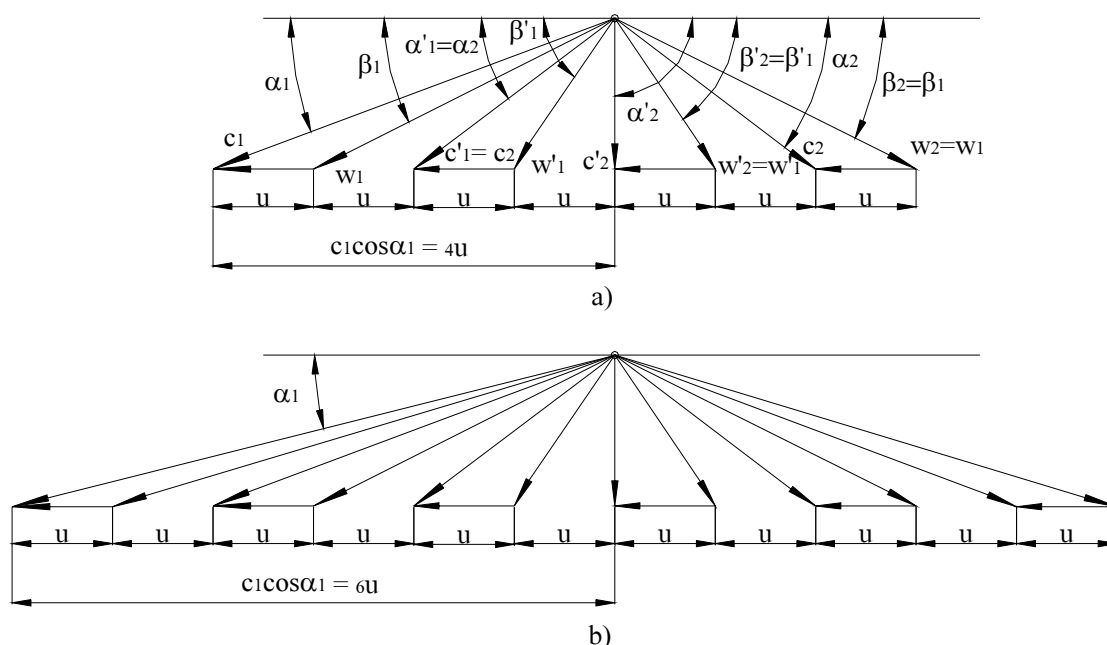
Hình. 5.11. Đồ thị hiệu suất trên cánh quạt và các tổn thất của tuốc bin có tầng tốc độ tùy thuộc vào x_1

Từ đồ thị thấy rõ rằng, hiệu suất cực đại trên cánh quạt của đĩa có vành kép xung lực sẽ đạt được ở giá trị $x_1 = 0,2 \div 0,3$ và chủ yếu cũng do định luật thay đổi tổn thất bởi tốc độ ra ξ'_{c2} xác định.

Tổn thất bởi tốc độ ra hãy còn lớn ở trong đĩa có vành kép với $x_2 < 0,16$ có thể đem sử dụng bằng cách dùng cấp tốc độ thứ ba. Đồ thị tổn thất và hiệu suất của tầng tốc độ ấy cũng được biểu thị trên Hình 5-11, trong vùng thay đổi x_1 từ 0 đến 0,18. Phần được vẽ hiệu suất khi áp dụng cấp tốc độ thứ ba không lớn lắm. Cực đại của hiệu suất tầng tốc độ ba cấp sẽ đạt được khi $x_2 = 0,12 \div 0,18$, nhưng giá

trị tuyệt đối của hiệu suất đĩa ba vành với $x_1 = 0,17$ trong ví dụ này thấp hơn nhiều so với hiệu suất cực đại của tầng tốc độ hai cấp. Phần thu được tương đối về hiệu suất do ứng dụng ba cấp tốc độ sẽ được ở giá trị x_1 bé và $x_1 = 0,08 \div 0,16$.

Trên cơ sở đồ thị (Hình 5-11) có thể ghi nhớ rằng, việc ứng dụng tầng tốc độ sẽ làm tăng hiệu suất của tuốc bin chỉ với giá trị x_1 thấp. Giá trị tuyệt đối của hiệu suất cực đại giảm khi tăng cấp tốc độ, cho nên chỉ ứng dụng tầng tốc độ khi trong một tầng phải làm việc với nhiệt giáng khá lớn.



Hình. 5.12. Những tam giác tốc độ được lý tưởng hoá của các tầng tốc độ
a) Tầng kép b) Tầng tốc độ ba cấp

Nếu cho rằng khi thay đổi x_1 , trong mọi phương án trên (Hình 5-11), tốc độ vòng được giữ không đổi, tức là x_1 thay đổi là do thay đổi tốc độ tuyệt đối C_1 và liên quan tới nó là nhiệt giáng lý thuyết, thì có thể vẽ đường cong nhiệt giáng lý thuyết ở trong tầng đơn hay là tầng tốc độ với tốc độ vòng u không đổi. Nhiệt giáng trong tầng kép vượt gấp 4-5 lần nhiệt giáng trong tầng đơn. Trong đĩa ba cấp tốc độ nhiệt giáng có thể lớn gấp 9-11 lần so với nhiệt giáng của tầng đơn.

Để đánh giá tỷ số tốc độ ưu $(x_1 = u/c_1)_{\text{opt}}$, lúc có $\eta_{\text{oi}}^{\text{max}}$ đối với tầng tốc độ, ta sẽ xét các tam giác tốc độ. Nếu biểu thị các tam giác tốc độ của tầng có hai và ba cấp tốc độ dưới dạng lý tưởng tức là :

$c_1 \sin \alpha_1 = c_2 \sin \alpha_2 = c'_1 \sin \alpha'_1 = c'_2 \sin \alpha'_2 = \dots$ và các góc β_2 và β_1 , $\alpha'_1 = \alpha'_2 = \dots$ thì rõ ràng có thể bảo đảm góc ra cuối của tầng $\alpha'_2 = 90^\circ$ đối với tầng kép và $\alpha'_2 = 90^\circ$ đối với tầng có ba cấp tốc độ (tức là tổn thất bởi tốc độ ra Δh_c là bé nhất) bằng cách giảm tốc độ vòng u xuống tương ứng với 2 và 3 lần so với tầng đơn (Hình 5.12).

Từ tam giác tốc độ thấy rằng $c_1 \cos \alpha_1 = 4u$ hay là :

$$\left(\frac{u}{C_1} \right)_{\text{opt}} = \frac{\cos \alpha_1}{4}$$

Tương tự như vậy, có thể chứng minh rằng, tỷ số tốc độ tối ưu với dãy tầng ba dãy khi độ phản lực bằng không :

$$\left(\frac{u}{C_1} \right)_{\text{opt}} = \frac{\cos \alpha_1}{6}$$

Như vậy là, trong trường hợp chung, đối với tầng tốc có m vành, tỷ số tốc tối ưu $(u/c_1)_{\text{opt}}$ sẽ bé hơn m lần so với tầng đơn, tức là tầng xung lực :

$$\left(\frac{u}{C_1} \right)_{\text{opt}} = \frac{\cos \alpha_1}{2m} \quad (5-23)$$

Trong đó :

m - Số vành (cặp dãy cánh) trong tầng tốc độ.

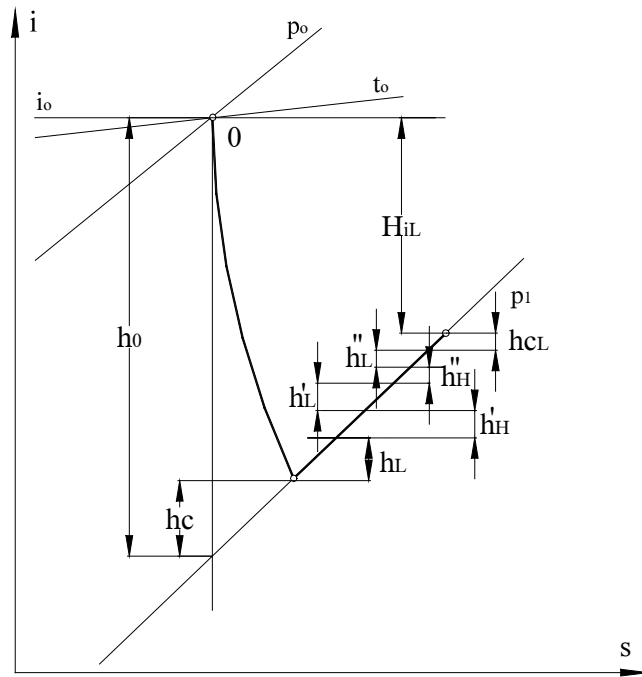
Ứng dụng giá trị $(x_1)_{\text{opt}}$ ấy cho tuốc bin có tầng tốc độ với m vành, ta viết biểu thức của nhiệt giáng :

$$h_o = \frac{C_1^2}{2\varphi^2} = \frac{u^2}{2\varphi^2 x_1^2} = \frac{2u^2 m^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = Bm^2$$

Trong đó :

$$B = \frac{2u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

Nếu xem nhiệt giáng của tầng đơn làm đơn vị, ta nhận thấy rằng với tốc vòng u như nhau nhiệt giáng của tầng có m tốc độ sẽ lớn hơn m^2 lần nhiệt giáng của tầng đơn. Quy luật thay đổi của nhiệt giáng như thế đã được biểu thị trên Hình 5.11.



Hình. 5.13. Quá trình bành trướng của hơi trong tầng tốc bin xung lực có ba cấp tốc độ trên đồ thị i - s

Nếu đĩa Curtis làm việc theo nguyên lý xung lực thuần túy và áp suất trong rãnh cánh động giữ không đổi, thì tổn thất năng lượng trong dòng sẽ làm tăng entanpi của hơi, và quá trình của tầng có ba cấp tốc độ được biểu thị trên Hình 5.13.

Việc xác định kích thước của dây ống phun và cánh động trong các tầng tốc độ cũng được tiến hành như đối với tầng đơn.

Diện tích ra của dây ống phun nhỏ dần khi $\varepsilon_1 \geq \varepsilon_*$ và các ống phun to dần khi $\varepsilon_1 < \varepsilon_*$.

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} \quad (5-24)$$

Trường hợp có lưu lượng tối hạn trong rãnh nhỏ dần

$$F_1 = \frac{Gv_{1*}}{\mu c_*} = \frac{G}{0,667\mu_1 \sqrt{P_o / v_o}} \quad (5-25)$$

Diện tích của dây cánh động vành thứ nhất

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 c_{2t}} \quad (5-26)$$

Diện tích ra của dãy cánh hướng

$$F'_H = \frac{Gv'_{1t}}{\mu'_H c'_{1t}} \quad (5-27)$$

Diện tích ra của dãy cánh động vành thứ hai

$$F'_2 = \frac{Gv'_{2t}}{\mu'_2 W'_{2t}} \quad (5-28)$$

v.v...

Ở đây hệ số lưu lượng có thể lấy theo đồ thị Hình 5.3 và lấy gần đúng

$$\mu_1 = 0,97 \div 0,98, \mu_2 = \mu'_H = \mu'_2 = 0,92 \div 0,95.$$

Nếu ký hiệu độ phản lực

$$\rho_1 = \frac{h_{02}}{h_0}; \rho'_{H1} = \frac{h'_{0H}}{h_0}; \rho'_1 = \frac{h'_{02}}{h_0} \dots; \quad (5-29)$$

Thì tốc độ lý thuyết của dòng sẽ là :

$$C_2 = \sqrt{2(1 - \rho_1 - \rho'_H - \rho'_1 \dots)h_0}$$

$$W_2 = \sqrt{2\rho_1 h_0 + W_1^2} \quad (5-29)$$

$$C'_{1t} = \sqrt{2\rho'_H h_0 + C_2^2}$$

$$W'_{2t} = \sqrt{2\rho'_1 h_0 + (W_1)^2} \quad v.v....$$

Thế tích riêng của hơi đối với từng dãy cánh lấy theo đồ thị i-s ở cuối quá trình đẳng entropy.

Với hiệu số đã cho: đường kính trung bình của tầng d, độ phun hơi e và góc $\alpha_{1E}, \beta_{2E}, \alpha'_{1E}, \beta'_{2E}$, ta xác định chiều cao ở đầu ra của cánh quạt :

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{F_1}{\pi d e \sin \alpha_{1E}} \\ l_2 &= \frac{F_2}{\pi d e \sin \beta_{2E}}; \\ l'_H &= \frac{F_H}{\pi d e \sin \alpha'_{1E}} \\ l'_2 &= \frac{F'_2}{\pi d e \sin \beta'_{2E}} \end{aligned} \right\} \quad (5-30)$$

Từ đây, tỷ số các chiều cao của cánh quạt và ống phun được biểu thị :

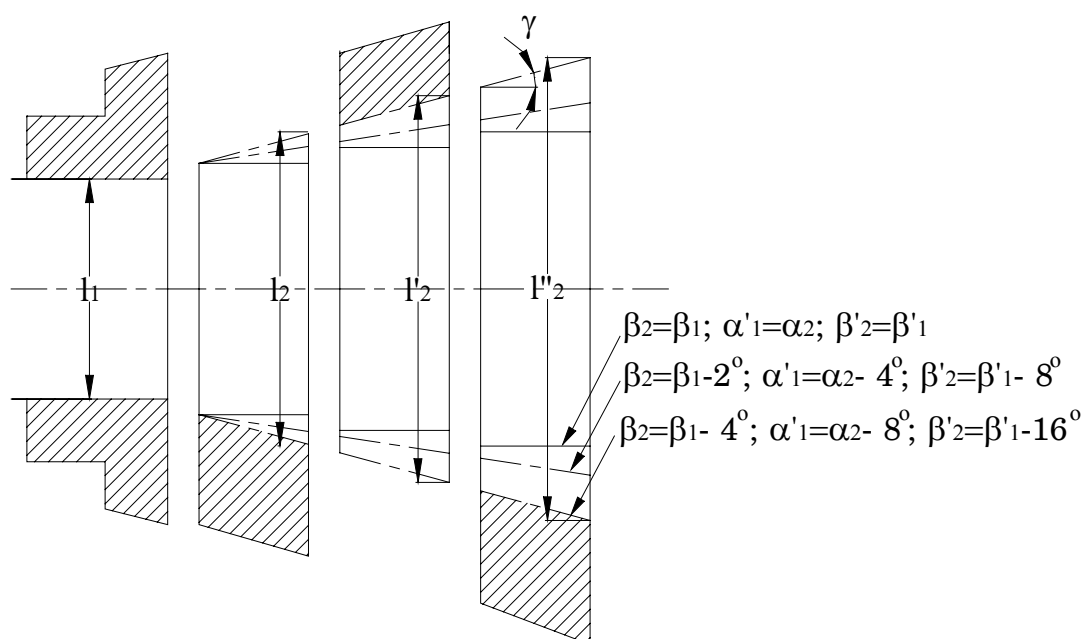
$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{F_2 \sin \alpha_{1E}}{F_1 \sin \beta_{2E}} = \frac{\mu_1 v_{2t} C_{1t} \sin \alpha_{1E}}{\mu_2 v_{1t} W_{2t} \sin \beta_{2E}} = \frac{\mu_1 v_{2t} C_1 \sin \alpha_{1E}}{\mu_2 v_{2t} C_2 \sin \alpha_2}$$

Có thể chấp nhận gần đúng tỷ số :

$$\frac{\mu_1 \psi v_{2t}}{\mu_2 \varphi v_{2t}} \approx 1$$

Và vì vậy, sự thay đổi các chiều cao cánh quạt chủ yếu được quyết định bởi sự thay đổi hình chiếu tốc độ $C_1 \sin \alpha_1$, $C_2 \sin \alpha_2$, $C'_1 \sin \alpha'_1$, v.v...

Góc α_{1E} thường lấy trong giới hạn từ $8^\circ - 16^\circ$, trong đó giá trị bé của góc α_{1E} được dùng trong các tầng có lưu lượng thể tích của hơi không lớn để tăng độ phun hơi e. Thường chấp nhận $\beta'_2 = \beta'_1 - (7 \div 8^\circ)$.



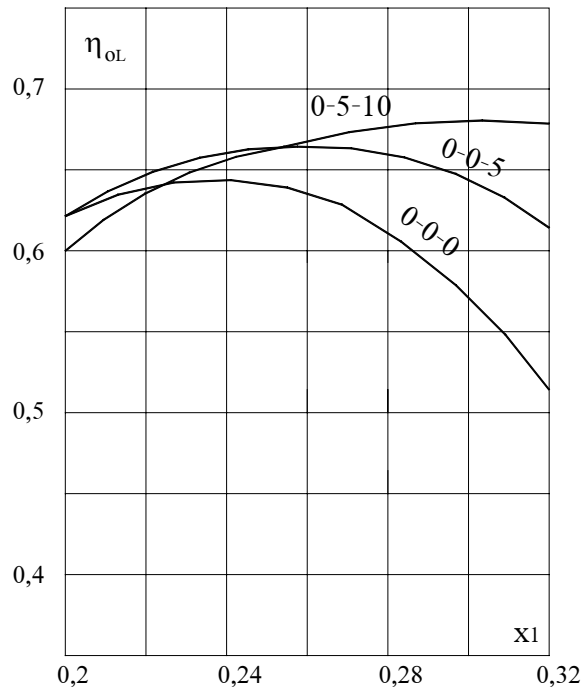
Hình. 5.14. ảnh hưởng của góc ra đến dạng phần chảy của tuốc bin

Cần lưu ý rằng, khi giảm góc ra của cánh quạt sẽ làm tăng chiều cao ổ đầu ra của cánh. Nếu tăng chiều cao quá nhanh có thể làm cho dòng chảy ở phần đầu của rãnh cánh động và cánh hướng có gradient áp suất dương và tổn thất sẽ tăng lên ; cho nên khi thiết kế cần kiểm tra dạng của phần chảy của tầng.

Theo điều kiện công nghệ thì muốn làm cho chiều cao ổ đầu vào và đầu ra của cánh quạt bằng nhau. Nhưng nếu không thể thực hiện được góc γ (góc xác định cường độ tăng trưởng của chiều cao mép ra cánh quạt) không được vượt quá $15 \div 20^\circ$ (Hình 5-14).

Để giảm bớt góc γ đôi khi phải tăng chiều rộng của pôfin cánh quạt. Thêm bề rộng của pôfin cánh động thường cũng cần thiết để tăng cường độ bền, bởi vì phụ tải uốn lớn của dòng hơi và sự tác dụng gián đoạn của nó lên các cánh quạt khi có phun hơi từng phần có thể gây rung cho cánh quạt và làm cho cánh gãy do kim loại bị mỏi, cho nên thường hay gấp tăng tốc độ có bề rộng cánh quạt tới 50÷60mm và hơn nữa, nhất là ở trong các tầng điều chỉnh của tuốc bin hơi nhiều tầng của tuốc bin cao áp.

Chiều rộng lớn hơn của pôfin, tức cũng là giây cung b của cánh động lớn hơn, với chiều cao l , sẽ làm giảm chiều cao tương đối $\bar{l} = l/b$. Hơn nữa, trong dãy cánh tổn thất các đầu cuối cũng tăng lên, đây là điều không có lợi cho hiệu suất của tầng.



Hình. 5.15. ảnh hưởng của độ phản lực tới hiệu suất của tuốc bin có tầng tốc độ

Tỷ số cần thiết giữa các điện tích ở đầu ra và các chiều cao của những dãy cánh cũng như sự nâng cao hiệu suất của tầng tốc độ có thể đạt được bằng cách áp dụng độ phản lực trong dãy cánh động và cánh hướng.

Nhưng tầng này thường hay làm việc với độ phun hơi, nên không cho phép độ phản lực lớn hơn trong rãnh cánh được, bởi vì khi tăng áp suất hơi trong các khe hở trước cánh quạt sẽ làm tăng độ rò hơi trong các khe hở, vì thế mà hiệu suất của tầng sẽ giảm.

Trong thực tế thường cho phép lấy độ phản lực tổng trong dãy cánh động và

cánh hướng $\rho_1 + \rho_H + \rho'_1$ từ 3 đến 12% so với tổng nhiệt giáng của toàn tầng.

Ảnh hưởng của độ phản lực tới hiệu suất của tuốc bin có tầng tốc độ kép được biểu thị trên Hình 5.15.

5-3. Hiệu suất trong tương đối của tầng và các tổn thất phụ :

Trong chương 3 ta đã nghiên cứu hiệu suất tương đối trên cánh động η_{OL} và đã xác định được các tổn thất năng lượng chủ yếu : tổn thất năng lượng trong dãy ống phun ξ_c , trong dãy cánh động ξ_L và tổn thất bởi tốc độ ra ξ_{c2} , đối với tầng tốc độ kép còn xác định được tổn thất năng lượng trong dãy cánh hướng và trong dãy cánh động thứ hai ξ'_L .

Ngoài những tổn thất ấy trong tầng còn xuất hiện các tổn thất phụ :

- Tổn thất ma sát của bề mặt đĩa, tang trục và đai cánh ξ_{ms} ,
- Tổn thất do phun hơi từng phần ξ_e ;
- Tổn thất do hơi rò qua các khe hở giữa stato và rôto ξ_y ;
- Tổn thất do hơi ẩm ξ_a khi tầng làm việc trong vùng hơi ẩm ;

Ngoài ra, còn có khả năng giảm công suất của tầng và hiệu quả kinh tế của nó do trích hơi và tách ẩm.

Hiệu suất trong tương đối η_{OL} là hiệu suất khi tính đến các tổn thất trên.

$$\eta_{OL} = \eta_{OL} - \xi_{ms} - \xi_e - \xi_y - \xi_a \quad (5-30)$$

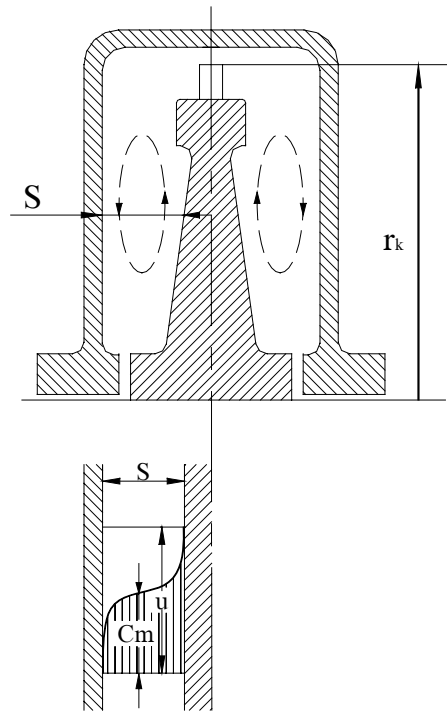
Không phải trong tầng nào cũng đều có tất cả các tổn thất ấy. Ví dụ : Trong dòng hơi quá nhiệt không xuất hiện tổn thất do hơi ẩm, trong tầng có độ phun hơi $e = 1$ không có tổn thất do phun hơi từng phần .v.v...

Các tổn thất phụ phụ thuộc vào chế độ làm việc của tầng : tỷ số tốc độ u/c_a , số Re , v.v... Trong một số trường hợp các tổn thất năng lượng phụ có ảnh hưởng rất nhiều tới tỷ số tốc độ tối ưu.

Tổn thất ma sát của đĩa và đai cánh.

Khi quay đĩa tuốc bin trong buồng do các vách tĩnh tạo nên (ví dụ : các bánh tĩnh lân cận của tầng trung gian) sẽ xuất hiện lực cản quay khí động lực học (Hình 5.16)

Để thắng lực cản đó cần chi phí một phần công suất, được gọi là công suất ma sát P_{ms} . Lực cản quay khí động là lực ma sát lên các đĩa và đai ; ngoài lực ma sát còn thêm lực cản của áp suất có liên quan đến hiện tượng đứt đoạn trên các phần lồi (ví dụ, các đầu tán đai) hoặc ở các phần lõm (những lỗ cân bằng). Đồ thị phân phối tốc độ của dòng sinh ra khi quay ở giữa đĩa và bề mặt bất động được biểu thị trên Hình 5.16.



Hình. 5.16 Sơ đồ dòng chảy của hơi trong buồng đĩa tuốc bin và đồ thị phân phối tốc độ

Trên bề mặt đĩa quay và trên bề mặt bất động ta thấy gradien tốc độ tăng lên. Ở phần giữa buồng tốc độ gần bằng một nửa tốc độ vòng của đĩa. Chuyển động quay của dòng tạo nên gradien áp suất hướng dọc theo bán kính. Dưới tác dụng của gradien áp suất ấy ở trong lớp sát vách của bề mặt bất động sẽ xuất hiện dòng chảy theo hướng từ chu vi tới tâm của buồng.

Trên đĩa ở vùng có tốc độ lớn dưới tác dụng của lực ly tâm sẽ xuất hiện dòng chảy từ tâm tới chu vi. Như vậy đã tạo thành dòng chảy tuần hoàn như đã ghi trên Hình 5.16. Để duy trì dòng chảy đó phải tiêu phí thêm năng lượng lấy từ đĩa ra.

Công suất ma sát của đĩa khi quay có thể đánh giá như sau. Như đã biết từ môn thủy khí động lực học, đối với dòng chảy rối ứng suất ma sát lên các bề mặt của đĩa tỷ lệ với bình phương tốc độ của dòng và mật độ hơi trong buồng có đĩa quay, tức là ;

$$\tau_{ms} \sim \rho u^2 = \frac{u^2}{v}$$

Trong đó : u - Tốc độ vòng của đĩa trên bán kính r (hình 5-16)

v - Thể tích riêng của hơi trong buồng của đĩa

Mô men lực ma sát với tâm rôto có thể tính được bằng cách lấy tích phân các mômen xuất hiện trong các phần tử diện tích dF của bề mặt đĩa.

$$M_{ms} = \int_{2F_D} \tau_{ms} r dF = 2 \int_{r_b}^{r_k} \tau_{ms} r 2\pi r dr$$

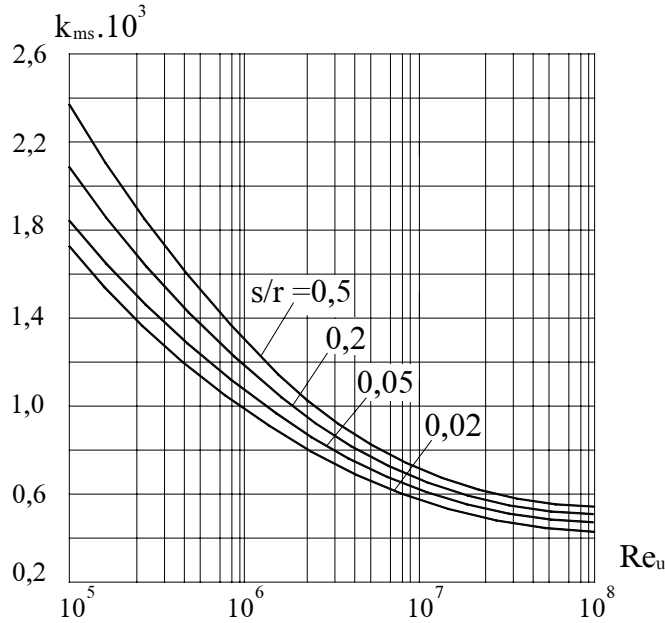
Như vậy thì công suất ma sát của đĩa với r_b khá bé được xác định bằng quan hệ :

$$\mathcal{P}_{ms} \cdot W = M_{ms} \sim \frac{u_k^3 d_k^2}{\nu}$$

Ở đây $d_k = 2 r_k$

Hay là :

$$\mathcal{P}_{ms} = k_{ms} \frac{u^3 d^2}{\nu} \quad (5-31)$$



Hình. 5.17 Hệ số k_{ms} tùy thuộc vào số $Re=ur_k$ và tỷ số s/r_k

Hệ số k_{ms} trong công thức này phụ thuộc vào chế độ dòng chảy trong buồng tức là vào trị số $Re = ur/\nu$, độ nhám của bề mặt đĩa, khoảng cách dọc trục giữa đĩa và vách động của buồng (ảnh hưởng của dòng kinh tuyến trong buồng), các lỗ cân bằng trong đĩa, v.v... và ở đây u_k và d_k được thay bằng u và d để tính toán cho tiện vì hai đại lượng này không khác nhau mấy.

Trên Hình 5-17 biểu thị sự phụ thuộc của k_{ms} và số Re_u và khe hở tương đối s/r .

Quan hệ phụ thuộc thực nghiệm ấy được mô tả bằng công thức :

$$k_{ms} = 2,5 \cdot 10^{-2} \left(\frac{s}{r} \right)^{(1/10)} Re_u^{(-1/5)} \quad (5-32)$$

Đối với tầng tuốc bin hơi thông thường :

$$k_{ms} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$$

Công suất ma sát của đai, thực tế, người ta bỏ qua.

Tổn thất ma sát tương đối của đĩa và đai bằng tỷ số công suất ma sát của đĩa trên công suất lý thuyết của tầng :

$$\xi_{ms} = \mathcal{P}_{ms} / \mathcal{P}_o = \frac{k_{ms} u^3 d^2}{2\nu G \bar{H}_o} \quad (5-33)$$

Đem thay thế từ phương trình liên tục đối với ống phun tích $Gv \approx F_1 C_{1t} \approx F_1 C_a$ (giả thiết tầng có tốc độ phản lực bé), ta biến đổi (5-33) thành dạng :

$$\xi_{ms} = k_{ms} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{C_a} \right)^3 \quad (5-34)$$

Và thay thế : $F_1 = \pi d l_1 e \sin \alpha_{1E}$, ta có

$$\xi_{ms} = \frac{k_{ms}}{\pi} \cdot \frac{d^2}{e l_1 \sin \alpha_{1E}} \left(\frac{u}{C_a} \right)^3 \quad (5-35)$$

Trong những tầng có cánh quạt tương đối ngắn (d/l lớn), tổn thất ma sát lớn hơn so với tổn thất ma sát trong các tầng có cánh quạt tương đối dài (d/l bé).

Cần lưu ý rằng, ảnh hưởng của chế độ làm việc tức là tỷ số tốc độ u/C_a tới tổn thất ma sát ξ_{ms} rất lớn.

Những tổn thất có liên quan tới sự phun hơi từng phần

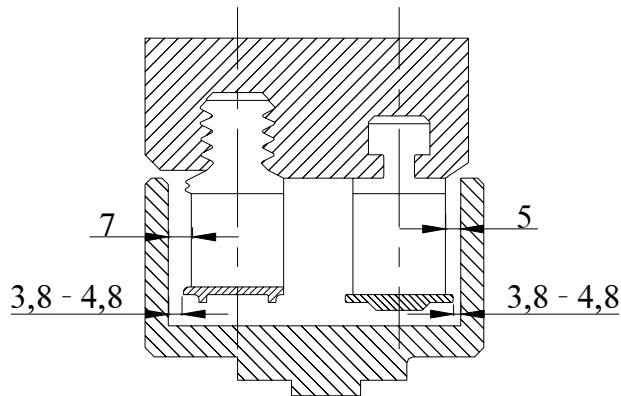
Khái niệm về sự phun hơi từng phần đã được trình bày trong chương trước. Người ta áp dụng cấp hơi từng phần vào tuốc bin cho những trường hợp khi lưu lượng thể tích hơi không lớn, tức là trong các tuốc bin có công suất không lớn và trong tầng điều chỉnh. Khi có phun hơi từng phần, hơi vào cánh động không theo toàn vòng tròn, mà chỉ một phần e thôi. Đồng thời trên đoạn cung tròn $1-e$ trong các rãnh cánh động sẽ không có dòng hơi hoạt tính, mà lại được điền đầy bằng hơi động từ buồng có đĩa quay. Do đĩa quay mà hơi điền đầy trong các rãnh ấy, dưới tác dụng của lực ly tâm, sẽ di chuyển từ gốc cánh tới đỉnh cánh động, hơn nữa có khả năng là hơi sẽ chuyển động từ một phía này của cánh quạt sang phía kia. Công để di chuyển hơi động trong rãnh được lấy từ công của đĩa. Bởi vậy, năng lượng có ích của tầng bị giảm đi một đại lượng bằng tổn thất năng lượng do di chuyển (quạt) hơi ở trong rãnh.

Công để quạt hơi (thông hơi) trên phần không có hoạt tính của cánh động bằng tích số lưu lượng hơi dùng cho việc thông hơi với công suất do 1 kg hơi sinh ra trên cánh quạt H_B : $\mathcal{P}_B = G_B H_B$

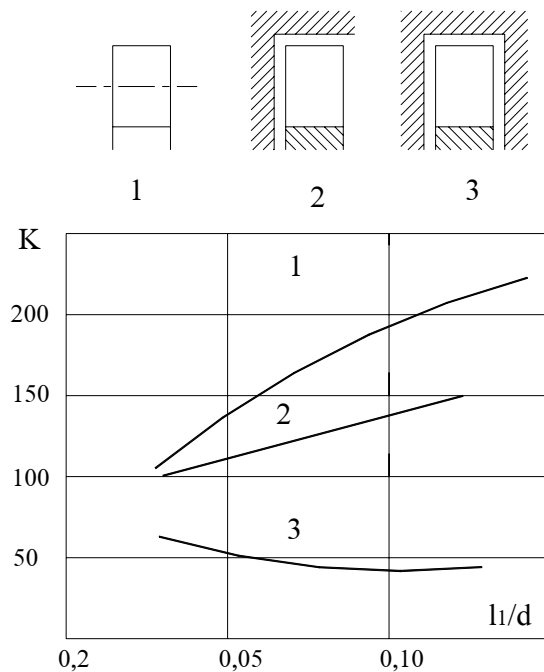
Lưu lượng hơi quạt G_B tỷ lệ với diện tích $(1-e) \pi d l_2$ và tốc độ u tỷ lệ nghịch với thể tích riêng của hơi v_2 trong buồng của đĩa, còn công thông hơi của 1 kg hơi H_B tỷ lệ với u^2

Như vậy là, công suất tiêu hao cho việc thông hơi trong tầng có độ phun hơi được xác định bằng quan hệ :

$$\mathcal{P}_B = k(1-e) d l_2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v_2} \quad (5-36)$$



Hình. 5.18. Cấu tạo của vành bao che để giảm bớt tổn thất do thông hơi trong tầng kép có phun hơi từng phần.



Hình. 5.19. Ảnh hưởng của vành che và chiều cao tương đối tới tổn thất do thông hơi với $B_2/l_2 = 0,0076$

Hệ số k trong công thức này phụ thuộc vào các yếu tố hình học và chế độ làm việc. Ảnh hưởng của hệ số M và Re thường có thể bỏ qua. Có ảnh hưởng tới công suất thông hơi là hình dạng và kích thước của buồng có cánh quạt chuyển động trong phần cung không có hoạt tính. Nếu cánh động được bao che thì hệ số k sẽ được giảm xuống 2÷3 lần (Hình 5.18 và 5.19) so với trường hợp đĩa không được bao che (1) (Hình 5-20)

Trong trường hợp này lưu lượng hơi G_B sẽ giảm xuống nhiều nhờ có vỏ bao che ngăn cản hơi chuyển động.

Đối với những tầng không có vỏ bao che hệ số k sẽ tăng lên khi tăng chiều cao tương đối của cánh quạt l_2/d . Khe hở tương đối δ/l_2 , chiều rộng tương đối của cánh động B_2/l_2 , các góc β_1 và β_2 , có độ phun hơi e cũng có ảnh hưởng tới hệ số k .

Công thức để tính toán tổn thất năng lượng

tương đối do thông hơi trong tầng đơn có phun hơi từng phần, không có vỏ bảo che, từ phương trình (5-36), sau khi biến đổi ta có :

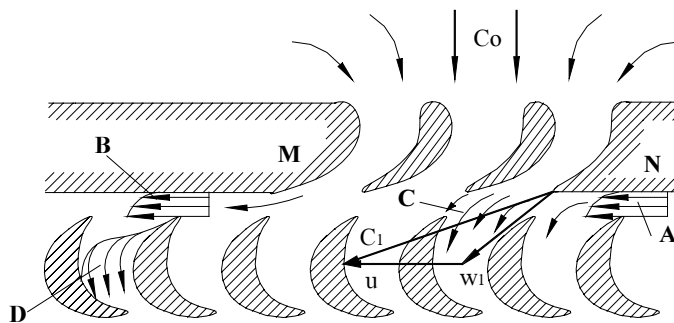
$$\xi_B = P_B / P_o = \frac{k_B}{\sin \alpha_{1E}} \frac{1-e}{e} \left(\frac{u}{C_a} \right)^3 \quad (5-37)$$

Chấp nhận hệ số k_B trong công thức này bằng 0,065. Công thức (5-37) có thể trình bày dưới dạng chung hơn, có tính đến ảnh hưởng của phần cung được bao che e_k và số vánh cánh động của tầng tốc độ m :

$$\xi_B = \frac{k_B}{\sin \alpha_{1E}} \frac{1-e-0,5e_k}{e} \left(\frac{u}{C_a} \right)^3 .m \quad (5-37,a)$$

Tổn thất năng lượng do thông hơi ξ_B là một trong những thành phần tổn thất có liên quan tới việc phun hơi từng phần. Một thành phần khác là tổn thất ở các đầu cuối của cung phun hơi (ở các đầu mép của cụm ống phun) ξ_i

Để giải thích bản chất của các tổn thất ấy ta xét sơ đồ dòng chảy của hơi trong tầng có phun hơi từng phần (Hình 5-20).



Hình. 5.20 Sơ đồ của dòng ở các đầu cuối của cung phun hơi

Ở phía phải của đầu cuối cung phun hơi, khi các rãnh cánh có hơi động đi qua luồng hơi, hơi động bị luồng hơi hoạt tính đẩy đi (theo đường biên C) đồng thời trong rãnh xuất hiện dòng xoáy. Để đẩy hơi động và tạo thành xoáy phải tiêu phí năng lượng của dòng hơi. Ngoài ra ở đầu cung phun hơi phía phải hơi động bị đẩy ra khỏi khe hở giữa bánh tĩnh và cánh động (dòng A), cho nên cũng hao phí thêm năng lượng phụ. Ở đầu cung phun hơi bên trái khi rãnh cánh thoát khỏi luồng hơi hoạt tính, hơi động từ khe hở bị đẩy vào rãnh do tác dụng quán tính của luồng hơi

hoạt tính còn sót lại trong rãnh, được phân cách hơi bị đẩy vào rãnh bởi đường biên D. Ngoài ra, ở đầu phía trái còn xuất hiện rò rỉ hơi hoạt tính từ rãnh ống phun cuối qua khe hở ngang giữa bánh tĩnh và bánh động do tia hơi của rãnh ống phun cuối bám vào vách bánh tĩnh (dòng B). Những hiện tượng như vậy đều gây thêm tổn thất năng lượng của hơi hoạt tính. Để giảm bớt hơi rò qua các khe hở ngang trong tầng có phun hơi từng phần người ta chọn độ phản lực tính toán không lớn ($\rho = 0,02 \div 0,06$).

Ngoài các thành phần đã liệt kê, tổn thất cụm ống phun còn bao gồm tổn thất năng lượng trong các rãnh ống phun cuối, trong đó dòng bị lệch do tác dụng của mép cuối trong các ống phun.

Như vậy là, các tổn thất năng lượng trong cụm ống phun ở tầng có phun hơi từng phần do một loạt hiện tượng tương tác với nhau ở các đầu cuối của cụm xác định. Những tổn thất ấy tỷ lệ với lượng hơi động bị đẩy ra hút vào, tức là tỷ lệ với chiều rộng và chiều cao của dây cánh động B_2 và l_2 . Tỷ số tốc độ u/c_a số cặp các đầu cụm ống phun i , hiệu suất η_{OL} cũng có ảnh hưởng tới tổn thất đầu cuối cung ống phun hơi.

Người ta hay dùng công thức phổ biến sau đây để tính tổn thất đầu cuối của cung phun hơi :

$$\xi_i = 0,25 \frac{B_2 l_2}{F_1} \frac{u}{C_a} \eta_{OL} i; \quad (5-38)$$

Đối với tầng kép :

$$\xi_i = 0,25 \frac{B_2 l_2 + 0,6 B'_2 l'_2}{F_1} \frac{u}{C_a} \eta_{OL} i \quad (5-38,a)$$

Ở đây F_1 là diện tích của tất cả các rãnh ống phun có hơi chảy qua.

Tổn thất do thông hơi ξ_B và tổn thất ở đầu cuối cụm ống phun gộp thành tổn thất do phun hơi từng phần: $\xi_e = \xi_B + \xi_i$

Việc nghiên cứu tổn thất do ma sát và thông hơi đã được công bố trên nhiều công trình nghiên cứu khoa học. Trong đó, công thức bán thực nghiệm được phổ biến rộng rãi để tính tổn thất do ma sát và thông hơi là công thức Stodola với dạng sau đây :

$$P_{TB} = \lambda [Ad^2 + B(1 - e^{-0,5e_k})dl_2^{1,5}] \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho \text{ [kW]} \quad (5-39)$$

Đại lượng thứ nhất ở trong dấu ngoặc vuông là đại lượng tính đến tổn thất do ma sát của đĩa, đại lượng thứ hai - tổn thất thông hơi do cánh quạt quay gây nên.

Trong công thức (5-39) e_k là cung tương ứng của phần cánh có vỏ bao che. Trong trường hợp, khi độ phun hơi bằng đơn vị, tổn thất thông hơi sẽ bằng không tức là, lúc $e = 1$, $e_k = 0$.

Thứ nguyên của các đại lượng trong công thức này:

- Đường kính của đĩa d tính bằng m;
- Chiều dài cánh quạt l_2 tính bằng cm
- Tốc độ vòng u tính bằng m/s;
- Mật độ của hơi trong buồng đĩa ρ tính bằng kg/m³

Nếu công suất tính bằng KW, thì có thể chấp nhận $A = 1,0$, $B = 0,40$. Hệ số λ với hơi quá nhiệt lấy bằng 1,0, đối với hơi bão hòa $\lambda = 1,2 \div 1,3$.

Đối với tầng kép, thì phần tổn thất do thông hơi trong công thức (5-39) bằng: $B(1-e-0,5e_k)d(l_2^{1,5} + l_2'^{1,5})$;

Như vậy là, sau khi đã tính được các tổn thất do ma sát, thông hơi động và đẩy hơi quăn, có thể tính được hiệu suất trong tương đối của tầng.

Hiệu suất trong tương đối của tầng làm việc trong vùng hơi quá nhiệt bằng:

$$\eta_{oi} = \eta_{OL} - \xi_{ms} - \xi_e = \eta_{OL} - \xi_{ms} - \xi_B - \xi_i$$

Trên hình 5-21 trình bày đồ thị phụ thuộc $\eta_{OL} = f(u/c_a)$ và $\eta_{oi} = f(u/c_a)$.

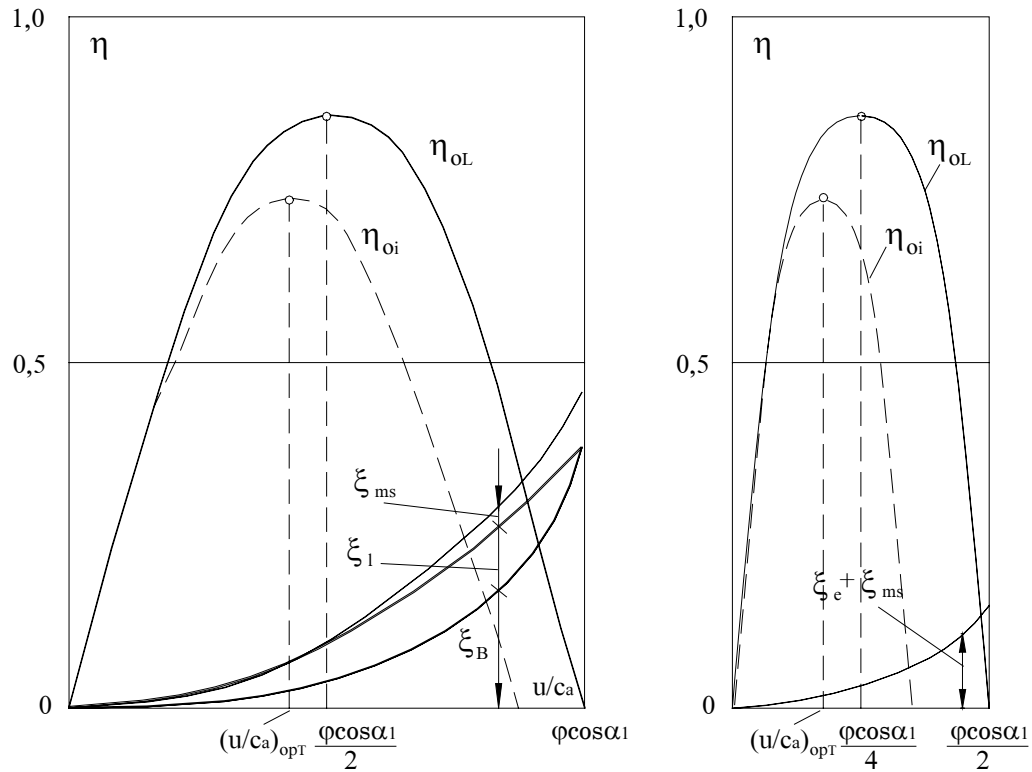
Qua các đồ thị này thấy rằng, tổn thất do phun hơi từng phần và do ma sát của đĩa sẽ làm giảm hiệu suất của tầng và cũng làm thay đổi tỷ số tốc độ $(u/c_a)_{opt\eta_{oi}}$ so với tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt\eta_{OL}}$.

Như vậy khi lựa chọn nhiệt giáng tính toán của tầng cần chọn $(u/c_a)_{opt\eta_{oi}}$ theo hiệu suất tương đối. Tỷ số tốc độ tối ưu này càng bé khi những tổn thất phụ do phun hơi từng phần và do ma sát của đĩa càng lớn. Ví dụ: Đối với tầng đơn có độ phản lực không lớn với $e = 1,0$ thì tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt\eta_{oi}} = 0,48 \div 0,52$ còn với $e = 0,25 \div 0,50$ thì $(u/c_a)_{opt\eta_{oi}} = 0,38 \div 0,45$.

Khi tính toán và thiết kế tầng có độ phun hơi từng phần cần biết lựa chọn độ phun hơi để đạt được hiệu quả trong η_{oi} cao nhất. Bài toán này có thể giải được trên cơ sở các lập luận sau đây.

Từ tính toán sơ bộ bước bìn ta biết được lưu lượng hơi, các thông số hơi trước và sau tầng, cũng như đã chọn đường kính của tầng để bảo đảm tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt}$. Từ phương trình liên tục tìm được diện tích ra của dây ống phun:

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 C_{1t}} \quad \text{và tích} \quad el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1E}}$$



Hình. 5.21. ảnh hưởng của các tổn thất năng lượng phụ
tối hiệu suất η_{oi} và tỷ số tốc độ tối ưu $(u/c_a)_{opt}$

Chọn α_{IE} , thay đổi chiều cao l_1 , với diện tích F_1 không đổi, có thể tính được các tổn thất trong dây ống phun và cánh động, cũng như các tổn thất ở các đầu cuối cụm ống phun và các tổn thất thông hơi. Giá trị e_{opt} với tổn thất tổng bé nhất là giá trị tối ưu và bảo đảm có hiệu suất η_{oi} của tầng lớn nhất.

Cũng có thể giải bài toán này bằng phương pháp giải tích.

Tổn thất trong dây ống phun và cánh động đối với tầng đơn khi $\chi_{c_2} = 0$ có thể viết dưới dạng :

$$\xi_c + \xi_L = \xi_c \left(\frac{C_{1t}}{C_a} \right)^2 + \xi_L \left(\frac{W_{2t}}{C_a} \right)^2$$

Mỗi tổn thất tùy thuộc vào chiều cao có thể biểu thị như là một tổng, ví dụ:

$$\xi_c + \xi_{pr} = a_1 \frac{b_1}{l_1} = \xi_{pr} \frac{b_1 e}{e l_1} a_1$$

Trong đó: ξ_{pr} - Tổn thất prôfin, tức là tổn thất đối với dãy cánh có chiều cao lớn ($\bar{l}_1 \rightarrow \infty$),

$a_1 \frac{b_1}{l_1}$ - Tổn thất đầu cuối do có chiều cao hữu hạn.

a_1 - Hệ số không thứ nguyên, có thể lấy từ các đặc tính khí động của các dãy cánh.

Vậy tổn thất tổng trong tầng tùy thuộc vào chiều cao cánh quạt l hoặc độ phản lực e có thể viết như sau (để đơn giản ta lấy $B_2 \approx b_2$).

$$\begin{aligned} \Sigma \xi = \xi_c + \xi_L + \xi_B + \xi_1 = & \frac{a_1 b_1}{e l_1} \left(\frac{C_{1t}}{C_a} \right)^2 e + \frac{a_2 b_2 l_1}{e l_1 l_2} \left(\frac{W_{2t}}{C_a} \right)^2 e \\ & + \frac{k_B}{\sin \alpha_{1E}} \left(\frac{u}{C_a} \right)^3 \frac{1-e}{e} + \frac{k_1 b_2}{\pi d \sin \alpha_{1E}} \frac{l_2}{l_1} \eta_{OL} \frac{u}{C_a} \frac{1}{e} \end{aligned} \quad (5-41)$$

Chú ý rằng, khi thay đổi độ phun hơi e tích của $e l_1$ giữ không đổi, và cho rằng các đại lượng khác cũng không phụ thuộc vào e , có thể lấy đạo hàm phương trình (5-41) theo e , cho bằng không và sau khi giải ta tìm được độ phun hơi tối ưu để tổn thất tổng của tầng là bé nhất.

Nếu chọn $C_{1t}/C_a \approx 1$, thì độ phun hơi tối ưu bằng :

$$e_{opt} = \frac{\sqrt{\frac{k_B \left(\frac{u}{C_a} \right)^3}{\sin \alpha_{1E}} + \frac{k_1 b_2 l_2}{\pi d l_1} \eta_{OL} \frac{u}{C_a}}}{\left[a_1 b_1 + a_2 b_2 \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{W_{2t}}{C_a} \right)^2 \right]} \sqrt{e l_1} \quad (5-42)$$

Đối với tầng đơn, nếu chọn $(u/c_a) = 0,42$, $a_1 = 0,02$, $a_2 = 0,045$, $l_1/l_2 = 0,9$ và $\alpha_1 = 13^\circ$ thì

$$e_{opt} = \sqrt{\frac{1 + 7i \frac{b_2}{d}}{b_1 + 0,6b_2}} \sqrt{e l_1} \approx 0,5 \sqrt{e l_1} \quad (5-42,a)$$

Trong đó $[l_1] = [\text{cm}]$

Thông thường, đối với tầng đơn

$$e_{opt} = (0,5 \div 0,7) \sqrt{e l_1}$$

Tương tự như vậy, đối với tầng kép, nếu chấp nhận $u/C_a = 0,25$ và $\sin \alpha_1 = 0,20$, thì :

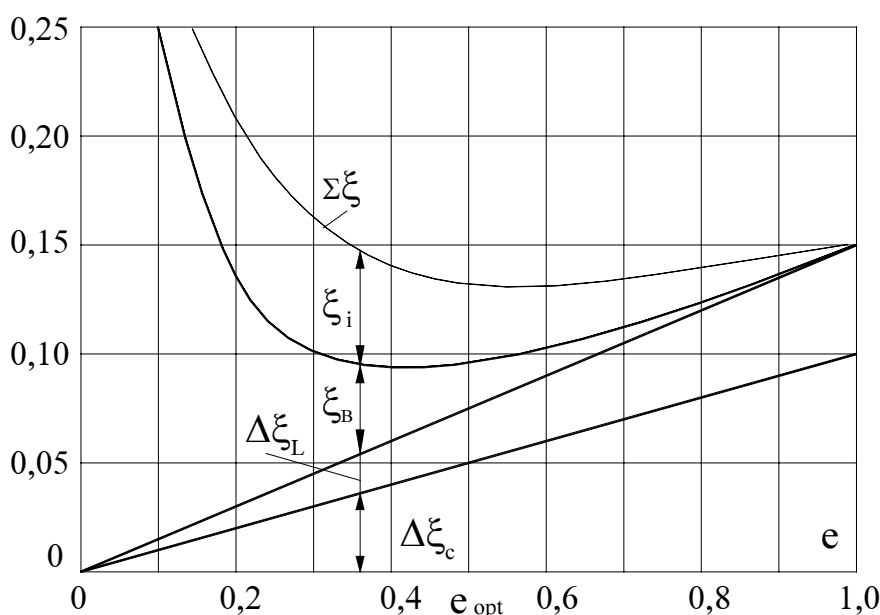
$$e_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{0,5 + 8i \frac{b_2}{d}}{b_1 + 1,4b_2 + 0,4b_H + 0,08b_2'}} \sqrt{el_1} \approx 0,33\sqrt{el_1} \quad (5-42,b)$$

Trong đó $[l_1] = [\text{cm}]$

Thông thường, đối với tầng kép

$$e_{\text{opt}} = (0,29 \div 0,34)\sqrt{el_1}$$

Nếu theo tính toán $e_{\text{opt}} > 1$ thì chấp nhận $e = 1$. Đối với tầng điều chỉnh, do có vách ngăn giữa các cụm ống phun, nên giá trị lớn nhất của độ phun hơi $e_{\text{max}} = 0,8 \div 0,97$ tùy thuộc vào cấu tạo hộp ống phun. Ngoài ra, nếu $e_{\text{opt}} > 0,7$ cũng chấp nhận $e = 1,0$ để giảm bớt ứng suất động lực học tác dụng lên cánh động.



Hình. 5.22. Sự thay đổi các tổn thất trong tầng xung lực tùy theo độ phun hơi e . Tính cho tầng với $el_1 = 1\text{cm}$; $d=100\text{cm}$; $\alpha_E = 13^\circ$; $b_1=5\text{cm}$, $b_2=4\text{cm}$, $u/c_a = 0,47$; $i=2$

Trên Hình 5-22 trình bày các đồ thị các thành phần tổn thất trong tầng có phun hơi từng phần tùy thuộc và độ phun hơi.

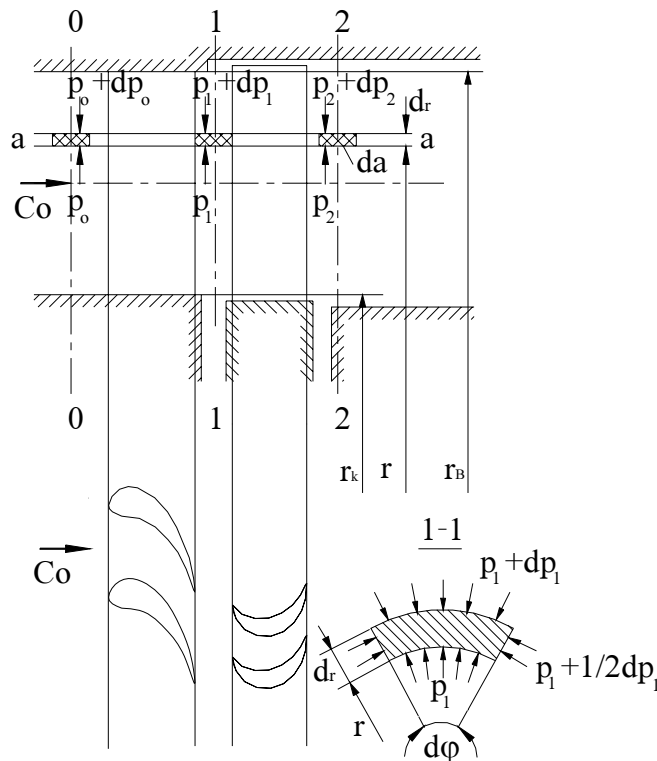
Từ các đồ thị ấy thấy rằng, trong vùng e_{opt} tổn thất tổng thay đổi không đáng kể. Cho nên thường người ta chọn e hơi khác với e_{opt} chút ít để tăng thêm độ

tin cậy cho cánh quạt và chiều cố đến yêu cầu thống nhất hóa đối với các tuốc bin khác.

5- 4. Tầng có cánh quạt dài .

Cho đến nay, khi khảo sát quá trình nhiệt của tầng tuốc bin ta thường giả thiết rằng, dòng chuyển động trong dây ống phun và cánh động là dòng phẳng song song, các thông số của nó trong khe hở giữa các ống phun và cánh động trước và sau tầng được giữ không đổi dọc bán kính, tức là $P_1(r) = \text{const}$, $C_1(r) = \text{const}$, $\alpha_1(r) = \text{const}$, v.v... Các kết quả tính toán đều theo đường kính trung bình.

Nhưng trong tầng thực các thông số dòng thay đổi dọc bán kính. Trong các tầng với $d/l = \theta > 10 \div 15$ thì sự thay đổi đó không lớn lắm. Những tầng như vậy được gọi là tầng có cánh quạt tương đối ngắn và khi tính toán có thể bỏ qua sự thay đổi các thông số theo chiều cao. Những tầng với $\theta < 15$ thuộc loại tầng có cánh quạt dài (tầng có độ rẽ quạt lớn).



Hình 5-23. Sơ đồ tầng có quạt dài

Trong các tầng này các thông số dọc theo bán kính thay đổi nhiều. Giả thiết về dòng phẳng song song là không đúng nữa. Trong mặt phẳng kinh tuyến các phần tử hơi di chuyển theo những đường dòng phức tạp, cho nên cần thiết phải tính đến sự thay đổi ấy.

Trong các tầng có cánh quạt dài profin của dây ống phun và cánh động thay đổi theo chiều cao, do đó góc vào và góc ra khỏi dây cánh cũng thay đổi, tức là phải "xoắn" cánh quạt để bảo đảm cho tầng có hiệu quả cao.

Muốn định hình cánh quạt đối với tầng có độ rẽ quạt lớn phải biết quan hệ phụ thuộc của sự thay đổi các thông số dọc bán kính trong khe hở giữa các dãy cánh.

Nhằm mục đích ấy ta tìm phương trình vi phân có liên hệ tới sự thay đổi áp suất P_1 trong khe hở dọc bán kính với tốc độ C_1 của dòng (tiết diện 1-1 Hình 5.23).

Ta sẽ nghiên cứu tầng có các đường dòng nằm song song với các bề mặt hình trụ, tức là, thành phần tốc độ dọc bán kính C_r bằng không. Ngoài ra, ta cho các thông số của dòng theo phương vòng tròn không đổi, tức là dòng trong tầng được coi là đối xứng trục.

Để chứng minh quan hệ vi phân, ta xét phần tử của dòng được tách ra trong khe hở bởi hai bề mặt hình trụ với bán kính r và $r + dr$, hai mặt phẳng kinh tuyến đi qua tâm của rôto và tạo thành góc $d\varphi$, và hai mặt phẳng thẳng góc với tâm của rôto và nằm cách nhau một đoạn bằng da .

Lực do các áp suất tác dụng lên phần tử ấy là :

- Theo các bề mặt hình trụ :

$$P_1 r d\varphi da \quad \text{và} \quad - (P_1 + dP_1) (r + dr) d\varphi da ;$$

- Theo bề mặt phẳng kinh tuyến :

$P_1 dr da$ và lực quán tính do tốc độ hướng tâm của phần tử

$$\frac{1}{v_1} r d\varphi dr \frac{C_{1u}^2}{r}$$

Ở đây, $C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$ - thành phần tốc độ C_1 chiếu lên tốc độ vòng u .

Lực do áp suất tác dụng lên các cạnh thẳng góc với tâm rôto của phần tử sẽ cân bằng nhau, bởi vì trong khe hở áp suất P_1 dọc tâm a không thay đổi.

Phương trình cân bằng của tất cả các lực đã liệt kê chiếu lên phương bán kính được viết dưới dạng :

$$P_1 r d\varphi da - (P_1 + dP_1) (r + dr) d\varphi da + 2P_1 dr da \sin d\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \frac{1}{v_1} r d\varphi dr \frac{C_{1u}^2}{r} = 0$$

Thay thế $\sin d(\varphi/2) \approx d\varphi/2$, khi biến đổi ta được :

$$\frac{dP_1}{dr} = \frac{1}{v} \frac{C_{1u}^2}{r} \quad (5-43)$$

Quan hệ này được gọi là *phương trình cân bằng hướng kính*. Đối với tầng có thành phần tốc độ c_{1u} thay đổi theo bán kính cũng như dọc tâm a ở trong giới

hạn khe hở, tức là đối với tầng với dòng đối xứng trục có dạng bất kỳ, phương trình cân bằng hướng kính có dạng:

$$\frac{dP_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{C_{1u}^2}{r} - C_{1a} \frac{\delta C_{1r} r}{\delta a} - C_{1r} \frac{\delta C_{1r}}{\delta r} \right) \quad (5-44)$$

Khác với phương trình (5-43) trong phương trình này ngoài gia tốc hướng tâm, còn có thành phần gia tốc hướng kính của phần tử dòng đã tách ra. Từ phương trình (5-44) thấy rằng phương trình (5-43) (đối khi người ta còn gọi là phương trình hướng kính rút gọn) không chỉ đúng với điều kiện $c_r = 0$, mà còn đúng với tầng khi $C_r(r) = \text{const}$ ở trong khe hở giữa ống phun và cánh động.

Sau này, để cho sự lập luận được đơn giản, ta sẽ nghiên cứu tầng phù hợp với phương trình cân bằng hướng kính rút gọn (5-43)

Chú ý rằng, trong các khe hở trước ống phun và sau cánh động phương trình cân bằng hướng kính cũng được biểu thị tương tự như (5-43) dưới dạng sau đây :

- Tại tiết diện O-O :

$$\frac{dP_o}{dr} = \frac{1}{v_o} \frac{C_{ou}^2}{r}$$

- Tại tiết diện 2-2 :

$$\frac{dP_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{C_{2u}^2}{r} \quad (5-43,a)$$

Từ các phương trình cân bằng hướng kính rút ra được rằng gradient áp suất tĩnh dọc bán kính trong khe hở tỷ lệ với bình phương thành phần tốc độ vòng c_u và tỷ lệ nghịch với bán kính. Như vậy là, nếu trước hay sau tầng thành phần tốc độ vòng C_{ou} (C_{2u}) bằng không, tức là các góc α_o hoặc α_2 bằng 90° , thì áp suất tĩnh trước và sau tầng không thay đổi theo chiều cao.

Phân tích sự thay đổi các thông số chủ yếu theo chiều cao.

Sự thay đổi entanpi trong khe hở giữa ống phun và cánh động có thể nhận thấy từ phương trình năng lượng viết cho khe hở ấy với giả thiết rằng, entanpi hãm không thay đổi theo chiều cao cánh quạt .

$$i_o = i_1 + \frac{C_1^2}{2} = \text{const}$$

Lấy vi phân chương trình này theo r , ta có :

$$\frac{di_o}{dr} = \frac{di_1}{dr} + C_1 \frac{dC_1}{dr} = 0$$

Sau khi thay thế $di_1 = vdp_1$ biến đổi, ta có biểu thức cho gradien áp suất hướng kính :

$$\frac{dp_1}{dr} = -\frac{C_1}{v} \frac{dC_1}{dr}$$

Thay biểu thức này vào (5-43) ta có gradien áp suất hướng kính qua tốc độ

$$\frac{C_{1u}^2}{r} = -\frac{C_1 dC_1}{dr} \quad (5-45)$$

Sử dụng quan hệ giữa các hình chiếu tốc độ :

$$C_1^2 = C_{1a}^2 + C_{1u}^2$$

Và giả thiết rằng, tầng được thiết kế với điều kiện $C_{1a} = \text{const}$, sau khi lấy vi phân ta có :

$$dC_1 = -\frac{C_{1u} dC_{1u}}{C_1} \quad (5-46)$$

Thay giá của dC_1 trong (5-46) vào (5-45), ta được quan hệ vi phân cho sự thay đổi thành phần tốc độ vòng dọc bán kính :

$$\frac{dr}{r} = -\frac{dC_{1u}}{C_{1u}}$$

Sau khi lấy tích phân phương trình này có dạng :

$$C_{1u} \cdot r = \text{const.} \quad (5-47)$$

Như vậy là, tích số của phần tốc độ vòng với bán kính trong khe hở là một đại lượng không đổi. Nói một cách khác, lưu số tốc độ dọc vòng tròn sau các cánh ống phun không thay đổi theo bán kính của tầng. Điều kiện này đặc trưng cho phép định hình cánh quạt tốc độ bin được gọi là phương pháp lưu số tốc độ không đổi. Phương pháp định hình này đòi hỏi phải thỏa mãn điều kiện của phương trình cân bằng hướng kính rút gọn và điều kiện không đổi của thành phần tốc độ dọc trục C_{1a} . Sự thay đổi tốc độ C_1 theo bán kính của tầng có thể viết dưới dạng (theo 5-47).

$$C_{1u} \cdot r = C_{1uk} \cdot r_k$$

Trong đó :

r_k - Bán kính ở tiết diện góc cánh quạt (Hình 5-23)

C_{1uk} - Thành phần tốc độ vòng ở góc cánh quạt.

Và để ý rằng :

$$C_{1u}^2 = C_1^2 - C_{1a}^2$$

$$r^2(C_1^2 - C_{1a}^2) = r_k^2 C_{1uk}^2$$

Sau khi biến đổi ta có :

$$C_1^2 = C_{1a}^2 + \frac{r_k^2}{r^2} C_{1uk}^2 \quad (5-48)$$

Từ phương trình này ta thấy rằng, trong tầng được thiết kế theo phương pháp lưu số tốc độ không đổi, tốc độ trong khe hở giảm theo chiều cao cánh quạt.

Bởi vậy, trong khe hở giữa ống phun và cánh động áp suất tăng từ tiết diện gốc đến tiết diện đỉnh của cánh quạt. Tương tự độ phản lực cũng tăng theo chiều cao cánh quạt. Nếu cho rằng, hệ số tốc độ của dây ống phun không thay đổi dọc bán kính, tức là: $\varphi(r) = \text{const}$, thì :

$$\rho = 1 - \frac{\overline{H}_{01}}{\overline{H}_0} = 1 - \frac{C_1^2}{\varphi^2 2\overline{H}_0} = 1 - \frac{C_{1a}^2 + \frac{r_k^2}{r^2} C_{1uk}^2}{\varphi^2 2\overline{H}_0}$$

Chia và nhân tử số của vế thứ hai ở phần bên phải với C_{1k}^2 , ta được :

$$\rho = 1 - \frac{C_{1k}^2}{\varphi^2 2\overline{H}_0} \left(\sin^2 \alpha_{1k} + \frac{r_k^2}{r^2} \cos^2 \alpha_{1k} \right)$$

Bởi vì :

$$\frac{C_{1k}^2}{\varphi^2 2\overline{H}_0} = 1 - \rho_k$$

Phương trình thay đổi độ phản lực theo chiều cao cánh quạt được biến đổi dưới dạng :

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} = \sin^2 \alpha_{1k} + \frac{\cos^2 \alpha_{1k}}{\frac{r_k^2}{r^2}} \quad (5-49)$$

Ở đây, $\bar{r} = r/r_k$ - Bán kính không thứ nguyên.

Sự thay đổi góc ra của dòng khối dây ống phun theo chiều cao được xác định bằng quan hệ :

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{C_{1a}}{C_{1u}} = \frac{C_{1a} r}{C_{1u} r_k} = \text{tg} \alpha_{1k} \bar{r} \quad (5-50)$$

Như vậy là, góc của dòng tăng theo chiều cao

Muốn đảm nhận sự thay đổi góc ra của dòng như vậy, cánh quạt của ống phun phải có prôfin thay đổi theo chiều cao, tức là phải xoắn cánh quạt.

Để định hình cánh quạt cần biết quy luật thay đổi góc vào của dòng trong chuyển động tương đối β_1 theo chiều cao cánh quạt. Theo phương pháp lưu số không đổi có thể xác định β_1 theo công thức :

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{C_{1a}}{C_{1u} - u} = \frac{1}{\frac{C_{1u}}{C_{1a}} - \frac{u}{C_{1a}}} = \frac{1}{\frac{1}{\text{tg} \alpha_{1k} \cdot \bar{r}} - \frac{u_k}{C_{1a}} \bar{r}} \quad (5-51)$$

Theo công thức này góc β_1 tăng theo chiều cao, hơn nữa, đối với $\theta = d/l_2$ bé hơn ở các tiết diện góc $\beta_1 < 90^\circ$, còn ở tiết diện đỉnh $\beta_1 > 90^\circ$. Như vậy là, trong những trường hợp ấy cánh động phải xoắn rất nhiều.

Lưu lượng hơi đi qua dây ống phun có thể tính được, bằng cách lấy tích phân phương trình liên tục (có sử dụng đến sự phân phối các thông số của dòng trong khe hở dọc chiều cao) hay là dùng công thức gần đúng của V.V.Uvarov :

$$G = \pi \frac{C_{1a}}{v_{1k}} r_k^2 (r_B^2 - 1) \left[1 + \frac{(C_{1u} \cdot r)^2}{2r_k^2 a_{1k}^2} \left(1 - \frac{2 \ln \bar{r}_b}{\bar{r}_b^2 - 1} \right) \right] \quad (5-52)$$

Trong đó :

- v_{1k}, a_{1k} - Thể tích riêng và tốc độ âm thanh ở tiết diện gốc ;
- r_b - Bán kính ở tiết diện ở đỉnh cánh ;
- r_k - Bán kính ở tiết diện gốc.

Các thông số sau dây cánh động khi tính toán các cánh quạt dài theo phương pháp $C_{1u} \cdot r = \text{const}$ được xác định từ điều kiện thay đổi áp suất tĩnh dọc bán kính trong khe hở ở sau cánh động tức là :

$$\frac{dP_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{C_{2u}^2}{r} = 0$$

Hay là $C_{2u} = 0$

Điều kiện này bảo đảm không thay đổi công cơ học trên các cánh động dọc theo bán kính :

$$L = u(C_{1u} + C_{2u}) = 2 \pi n r C_{1u} = \text{const}$$

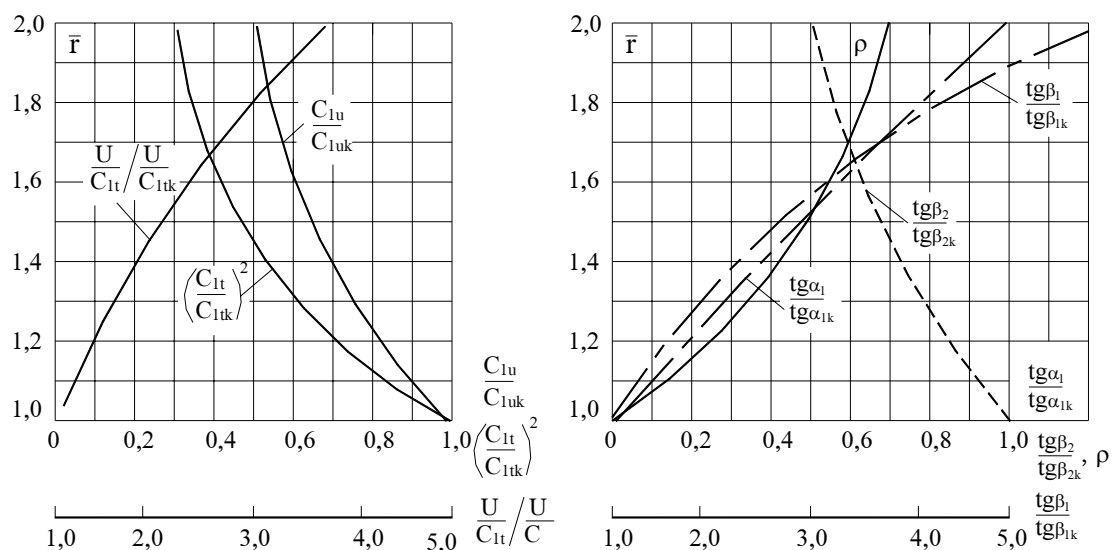
Nếu entanpi hãm $\bar{i}_0$ trước ống phun giữ không đổi theo chiều cao cánh quạt, thì điều kiện bất biến của công dọc bán kính dẫn đến entanpi hãm sau các cánh động cũng giữ không đổi theo chiều cánh quạt. Nhưng vì áp suất tĩnh $P_2 = \text{const}$, nên tốc độ ra sau các cánh động trong trường hợp này cũng không thay đổi theo chiều cao, tức là $C_2 = \text{const}$.

Sự thay đổi góc ra của dòng trong chuyển động tương đối β_2 theo chiều cao cánh quạt được xác định theo công thức ($\alpha_2 = 90^\circ$)

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{C_2}{u} = \frac{C_2}{u_k r} = \text{tg} \beta_{2k} \frac{1}{r} \quad (5-53)$$

Như vậy là, góc ra β_2 giảm từ tiết diện gốc đến tiết diện đỉnh của cánh động.

Những công thức đã chứng minh cho ta tính các thông số của dòng dọc chiều cao của cánh quạt trong tầng, trong đó phần chảy được hình thành theo phương pháp lưu số không đổi (Hình 4-24).

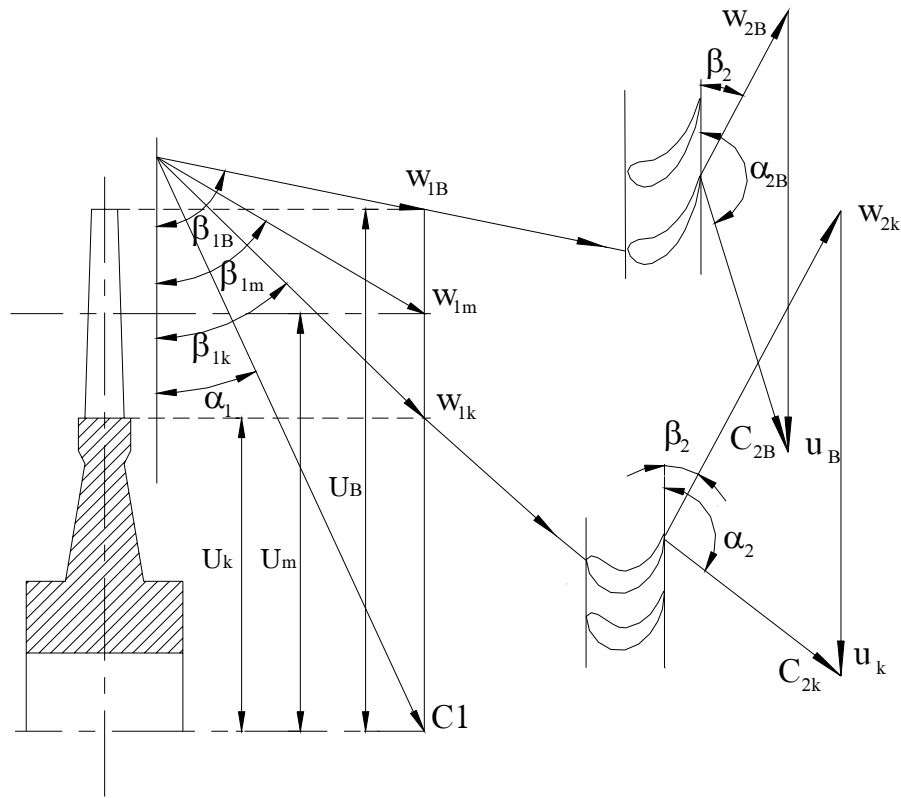


Hình. 5.24. Tầng với cánh quạt dài, được định hình theo định luật $C_{1u}r = \text{const}$ ($\alpha_{1k} = 15^\circ$, $\beta_{2k} = 23^\circ$)

Phương pháp định hình cánh quạt dài đã trình bày trên thường được áp dụng khi vành của tầng là hình trụ và có độ rẻ quạt không lớn ($10 > \theta > 3,5$).

Với giá trị của θ bé phương trình định hình như thế sẽ làm cho cánh quạt của ống phun, nhất là cánh động, bị xoắn nhiều. Công nghệ gia công sẽ phức tạp. Cho nên khi giá trị của θ người ta áp dụng phương pháp khác với điều kiện $C_{1u} \cdot r = \text{const}$.

Trong các phương pháp định hình ấy có phương pháp góc ra bất biến của dòng theo chiều cao cánh quạt, tức là $\alpha_1 = \text{const}$. Phương pháp này là đơn giản nhất, trong đó, người ta cho góc vào β_1 thay đổi, ứng với hướng của vec tơ tốc độ W_1 tại từng tiết diện theo bán kính.



Hình 5-25. Định hình cánh quạt dài theo phương pháp góc và bất biến
($\alpha_1 = \text{const}$)

Tính chất thay đổi của góc β_1 được xác định bằng cách dựng các tam giác tốc độ vào tại các tiết diện khác nhau dọc chiều cao cánh quạt ; từ tiết diện gốc đến tiết diện đỉnh (Hình 5-25).

Ở đây chấp nhận tốc độ dòng chảy của hơi ra khỏi dây cánh hướng C_1 và α_1 là như nhau ở tất cả các tiết diện. Tốc độ vòng u thì biến đổi.

Bởi vì véc tơ u_k, u_m và u_b khác nhau, nên đại lượng và hướng của tốc độ tương đối W_{1k}, W_{1m}, W_{1b} cũng khác nhau. Muốn bảo đảm cho hơi vào cánh động với góc $\beta_2 = \text{const}$. Qua tam giác tốc độ ra thấy rằng, đại lượng và hướng của tốc độ tuyệt đối C_2 thay đổi nhiều từ gốc đến đỉnh cánh : dòng sau tầng bị xoắn. Hơn nữa công do hơi sinh ra $L = u (W_{1u} + W_{2u})$ thay đổi nhiều theo bán kính.

Để đảm bảo cho công được phân phối đều hơn theo bán kính, tức là để giảm bớt độ xoắn của dòng ở mép ra cần thiết kể với góc β_2 thay đổi.

Phương pháp định hình cánh quạt dài này dựa trên giả thiết cho rằng, các thông số của dòng (áp suất và nhiệt độ) giữ không đổi theo bán kính ở trong khe hở giữa cánh động và cánh hướng cũng như ở sau cánh động.

Trong thực tế thì các thông số của dòng thay đổi theo hướng kính và người ta có thể áp dụng phương pháp hiện đại hơn như đã trình bày trong phương pháp lưu số không đổi.

Phương pháp suất tiêu hao hơi bất biến cũng được áp dụng để định hình cánh quạt dài. Ở đây lưu lượng trọng khối trên đơn vị diện tích đầu mút của ống phun và cánh động không đổi theo chiều cao, tức là :

$$\overline{\Delta G_1} = \frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \frac{\mu_1 C_{1t} \sin \alpha_{1E}}{v_2} = \text{const}$$

$$\overline{\Delta G_2} = \frac{\Delta G_2}{2\pi r_2 \Delta r_2} = \frac{\mu_2 W_{2t}}{v_{2t}} \sin \beta_{2E} = \frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \text{const}$$

Điều kiện $\overline{\Delta G_2} = \text{const}$ có nghĩa là khi $dP_2/dr = 0$ và $\mu_2 = 1$, đối với tốc độ dưới âm

$$M_2 = \frac{W_{2t}}{a_2} < 1$$

Góc β_2 sẽ giảm từ góc đến đỉnh do W_{2t} tăng.

Đối với tốc độ trên âm điều kiện $\overline{\Delta G_2} = \text{const}$ có nghĩa là :

$$\frac{W_*}{v_*} \sin \beta_{2E} = \text{const}$$

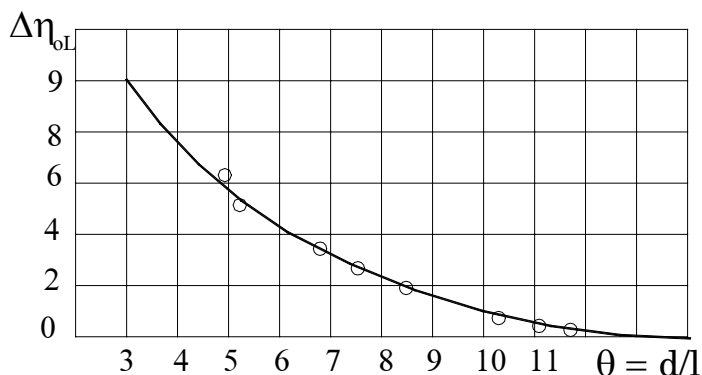
Lưu lượng tới hạn W_*/v_* thay đổi theo bán kính, tăng từ góc đến đỉnh do tăng áp suất p_1 và $\overline{p}_1$ theo bán kính. Vậy thì trong trường hợp này góc β_{2E} giảm từ góc đến đỉnh.

Ngoài những phương pháp đã trình bày trên, người ta còn áp dụng các phương pháp khác, nhằm cải thiện tính chất này hoặc tính chất khác của tầng có cánh quạt dài.

Ví dụ, để giảm bớt gradient của độ phản lực theo chiều cao của cánh quạt, người ta áp dụng phương pháp định hình, trong đó là góc α_1 giảm từ góc đến đỉnh. v.v...

Khi lựa chọn định luật xoắn cần lưu ý tới một số chú ý sau đây:

- 1) Trong tầng hình trụ (với prôfin không đổi theo chiều cao của ống phun và cánh động khi $\theta < 10 \div 13$). Tổn thất năng lượng trong tầng sẽ tăng khi tăng giá trị của θ (Hình 5-26). Đó là do tăng tổn thất phụ vì có độ rẽ quạt.



Hình. 5.26. Mức tăng hiệu suất của tầng có cánh xoắn so với hiệu suất của tầng không có cánh xoắn

Tổn thất do có độ rẽ quạt phát sinh là vì góc vào của dòng β_1 không là tối ưu, vì có sự phân phối lại lưu lượng trong các tiết diện tương ứng trong dãy ống phun và vì thế, tổn thất bởi tốc độ ra tăng lên do sự phân phối tốc độ không đồng đều $C_2 = f(r)$; vì bước tương đối của các prôfin ở tiết diện gốc và

đỉnh không là tối ưu, v.v...

- 2) Tầng có cánh ống phun không xoắn, nhưng cánh động được định hình theo chiều cao khi $\theta > 4 \div 6$ sẽ không làm giảm hiệu quả kinh tế so với tầng được chế tạo theo phương pháp C_{1u} . $r = \text{const}$ hay là phương pháp suất tiêu hao hơi bất biến.
- 3) Tầng được thiết kế theo phương pháp lưu lượng bất biến có tổn thất năng lượng bé trong phạm vi thực tế của tầng có độ rẽ quạt lớn $10 > \theta > 2,5$. Phương pháp này là phương pháp xoắn tầng có cánh quạt dài phổ biến nhất.
- 4) Nhằm mục đích tăng cường độ bền chịu uốn ở tiết diện gốc của cánh động giảm bớt góc gần gốc α_{1E} của các tầng cuối và chiều dài giới hạn của cánh động là hợp lý.

Khi phân tích sự thay đổi các thông số trong khe hở giữa các dây ống phun và cánh động của tầng (được định hình theo các phương pháp xoắn khác nhau C_{1u} . $r = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$, $\Delta\bar{G}_2 = \text{const}$), ta thấy rằng sự thay đổi độ phản lực theo chiều cao cánh quạt ít phụ thuộc vào định luật xoắn.

Đối với các phương pháp xoắn khác nhau độ phản lực dọc chiều cao cánh quạt có thể xác định theo công thức đã có đối với phương pháp $\alpha_1 = \text{const}$.

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_k}{r^{-(2\varphi^2 \cos^2 \alpha_1)}} \quad (5-54)$$

Ở đây ρ_k - độ phản lực ở tiết diện gốc của tầng.

$\bar{r} = r/r_k$ - Bán kính tương đối của tiết diện tầng, nơi đang tính độ phản lực.

Đối với cánh quạt có profile không đổi (không xoắn) độ phản lực dọc chiều cao tính gần đúng theo (5-54). Trong các tầng ấy, để tính độ phản lực ở đường kính trung bình và ở tiết diện đỉnh, thường người ta sử dụng công thức rút gọn :

$$\rho_m = \rho_k + \frac{1,8}{\theta + 1,8} \quad (5-55a)$$

$$\rho_b = \rho_m + \frac{1,8}{\theta + 1,8} \quad (5-55b)$$

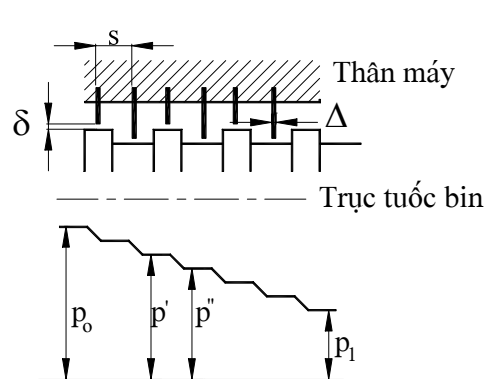
CHƯƠNG 6

BỘ CHÈN CỦA TUỐC BIN HƠI NƯỚC

6.1- Sự chuyển động dòng hơi trong bộ chèn.

Ngoài dòng hơi chính G chảy qua ống phun và dây cánh động trong tuốc bin còn có dòng hơi rò, không trực tiếp tham gia sinh công, làm giảm hiệu suất của nó.

Nếu ta khảo sát tuốc bin ngưng hơi nhiều tầng thì thấy rằng, trong phần cao áp hơi có thể rò qua khe hở giữa trục và thân máy ; trong các tầng tuốc bin hơi có thể rò qua khe hở giữa bánh tĩnh và trục, giữa đai cánh động và stato (bánh tĩnh hoặc thân máy), giữa bánh tĩnh và đĩa ổ góc cánh động, cũng như qua các lỗ cân bằng ; trong phần hạ áp của tuốc bin ngưng hơi cần cho thêm một lượng hơi vào chèn cuối để ngăn ngừa không cho không khí lọt vào bình ngưng.



Hình. 6.1 Sơ đồ của bộ chèn răng lược

Ngoài ra còn thể có hơi rò do khiếm khuyết về cấu trúc trong các chỗ nối ghép giữa các bộ phận , ví dụ trong mặt bích của nửa bánh tĩnh, vành bánh tĩnh và bộ chèn trong thân máy.

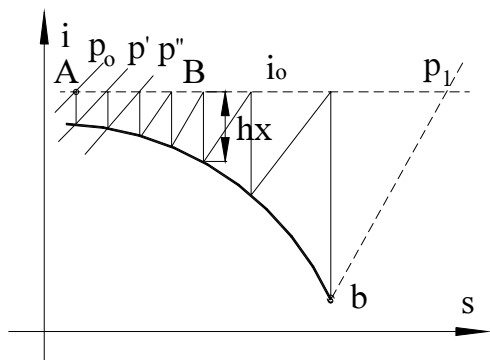
Để giảm bớt hơi rò qua khe hở giữa stato và rôto tuốc bin người ta sử dụng rộng rãi bộ chèn răng lược. Sơ đồ bộ chèn răng lược được thể hiện trên hình 6.1. Bộ chèn gồm nhiều răng chèn nối tiếp nhau, tạo thành những khe hở

rất hẹp sát với rôto tuốc bin và những ngăn giãn nở. Khi đi qua khe hở hẹp dòng hơi tăng tốc và đạt được tốc độ C .

Trong ngăn giãn nở động năng của dòng hơi $C^2/2$ bị mất đi và biến thành nhiệt . Khi đi qua khe hở tiếp theo, hơi lại gia tốc, rồi lại mất động năng và biến thành nhiệt trong ngăn giãn nở tiếp theo .v.v...Như vậy, là quá trình chuyển động của hơi qua bộ chèn là quá trình luân phiên liên tiếp gia tốc và triệt tiêu động năng của dòng hơi.

Với giááng áp đã cho số răng chèn của bộ chèn càng nhiều thì trở lực càng lớn và lượng hơi rò qua bộ chèn càng ít.

Quá trình giãn nở của hơi trong bộ chèn răng lược trên đồ thị $i-s$ có thể biểu thị trên Hình 6.2.

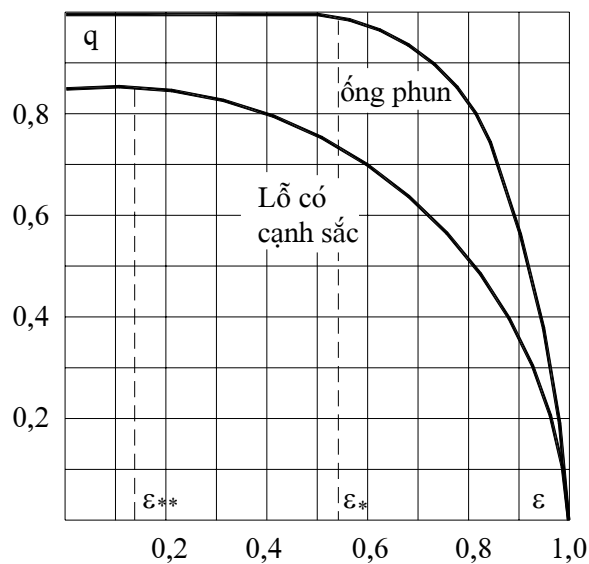


Hình. 6.2 Sơ đồ của bộ chèn răng lược

Trạng thái hơi ban đầu trước bộ chèn là điểm A. Trong khe hở của răng chèn thứ nhất hơi được gia tốc do giãn nở đến áp suất trung gian p' . Trong ngăn giãn nở với áp suất không đổi động năng bị triệt tiêu và biến thành nhiệt và làm tăng entanpi của hơi đến mức ban đầu i_0 . Tiếp theo lại xuất hiện sự giãn nở hơi tới áp suất p'' và phục hồi lại entanpi ở điểm B. Khi dòng hơi đi qua những răng chèn tiếp theo thì quá trình trên lại lặp đi lặp lại nhiều lần cho đến khi đạt được áp suất p_1 sau răng chèn cuối cùng. Định luật thay đổi áp suất của hơi dọc theo chiều dài của bộ chèn được biểu thị bằng đường bậc thang trên Hình 6.1.

Ta sẽ khảo sát bộ chèn có diện tích của khe hở hẹp nhất bằng nhau $F_y = \pi d_y \delta_y$ trong đó δ_y - khe hở hướng kính trong bộ chèn; d - đường kính của bộ chèn.

Khi dòng chảy qua bộ chèn hơi giãn nở, thể tích riêng của hơi tăng, tốc độ của dòng hơi đi qua các khe chèn tăng từ răng chèn này sang răng chèn khác tương ứng là tăng nhiệt giáng h_x , làm cho hơi tăng tốc trong từng khe chèn.



Hình. 6.3 Lưu lượng hơi tương đối của ống phun nhỏ dần và lỗ có cạnh sắc

Nếu trong từng ngăn giãn nở động năng của hơi sau khi ra khỏi khe hở hẹp bị mất hoàn toàn, thì điểm tương ứng với trạng thái hơi trong ngăn giãn nở của từng răng chèn sẽ nằm trên đường entanpi ban đầu i_0 , còn điểm ứng với trạng thái hơi trong khe chèn trùng với đường ab (đường dựng cho tỷ số $G_y / F_y = \text{const}$). Đường cong ấy gọi là đường Fannô.

Dòng hơi đi qua bộ chèn răng lược được coi như là dòng đi qua liên tiếp nhiều lỗ có cạnh sắc.

Khác với ống phun nhỏ dần, trong đó dòng hơi ra khỏi mép ống phun có tiết diện bằng tiết diện ra của ống phun và hệ số lưu lượng của ống phun gần bằng một,

khi dòng chảy ra khỏi lỗ có cạnh ở vùng dưới âm tiết diện của dòng co thắt lại và hệ số lưu lượng (tức là tỷ số lưu lượng đi qua khe hở có cạnh sắc trên lưu lượng đi qua ống phun với cùng diện tích ra và tỷ số áp suất như nhau) bằng $\mu_y = 0,63 \div 0,68$. Khi giảm áp suất ở đầu ra khỏi lỗ, hệ số lưu lượng thay đổi và với áp suất bé ở đầu ra giá trị của $\mu_y = 0,85$; vì thế khi dòng chảy ra khỏi lỗ có cạnh sắc lưu lượng hơi tiếp tục tăng, ngay cả khi tỷ số áp suất $\varepsilon < \varepsilon_*$. Theo số liệu thí nghiệm, giá trị lớn nhất của lưu lượng hơi quá nhiệt sẽ đạt được khi giảm áp suất đến $\varepsilon_{**} = 0,13$, và nếu tiếp tục giảm ε thì lưu lượng sẽ giữ không đổi (Hình 6.3).

Ở đây $q = G/G_{* \text{ ống phun}}$ - lưu lượng hơi tương đối; $\varepsilon = P_1/P_0$ tỷ số áp suất.

6.2- Xác định lưu lượng hơi rò qua bộ chèn

Sự thay đổi lưu lượng tùy thuộc vào tỷ số áp suất, cũng như trường hợp đối với ống phun nhỏ dần. Nếu lấy $q = G/G_{*o}$, trong đó G_{*o} - lưu lượng tới hạn với áp suất ban đầu P_o , thì rõ ràng là, với áp suất bé hơn P_{oi} và $T_o = T_{oi} = \text{const}$, lưu lượng hơi tới hạn G_{*i} sẽ bằng :

$$G_{*i} = G_{oi} \frac{P_{oi}}{P_o} = G_{oi} \varepsilon_o$$

Thế thì :

$$q = \frac{G}{G_{*o}} = \sqrt{1 - \left(\frac{P_i - P_*}{P_{oi} - P_*} \right)^2} \cdot \varepsilon_o = \sqrt{\varepsilon_o^2 \left(\frac{\varepsilon_i - \varepsilon_* \varepsilon_o}{1 - \varepsilon_*} \right)^2} \quad (6-1)$$

Ở đây $\varepsilon_i = P_i/P_o$

Tương tự, đối với lỗ có cạnh sắc, lưu lượng hơi tới hạn G_{**} với áp suất ban đầu P_o có dạng :

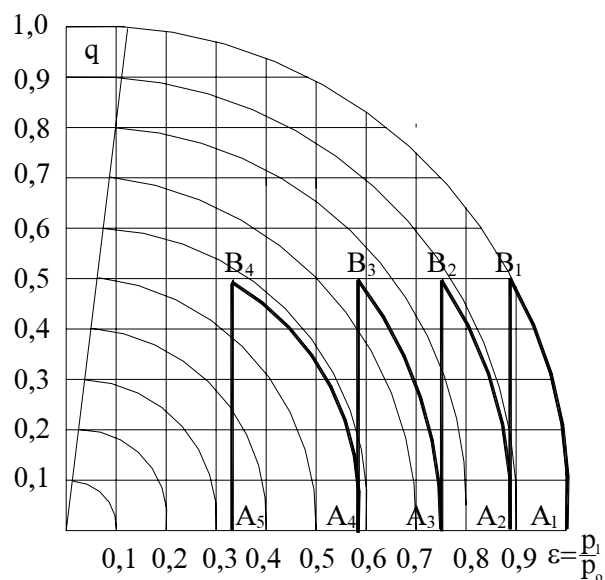
$$q = \frac{G}{G_{**}} = \sqrt{\varepsilon_o^2 \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{**} \varepsilon_o}{1 - \varepsilon_{**}} \right)^2} \quad (6-2)$$

Trong đó với hơi quá nhiệt $\varepsilon_{**} = 0,13$.

Lưu lượng hơi cực đại đi qua lỗ có cạnh sắc trong trường hợp này được xác định theo công thức hơi khác với công thức của lưu lượng tới hạn đối với ống phun nhỏ dần bởi hệ số $\mu_y = 0,85$

$$G_{**} = \mu_y \cdot 0,667 F_y \sqrt{\frac{P_o}{v_o}}$$

Nếu trước lỗ có cạnh sắc entanpi của hơi không đổi, nhưng thay đổi áp suất ban đầu (tức là tiết lưu hơi ở trước lỗ), thì tương tự như đối với ống phun nhỏ dần, có thể xây dựng đồ thị như Hình 6.4.



Hình. 6.4 Lưu lượng hơi tương đối của ống phun có lỗ cạnh sắc

Đồ thị Hình 6.4 cho ta tìm được số răng chèn cần thiết khi đã biết lưu lượng hơi tương đối đi qua bộ chèn răng lược.

Thật vậy, trạng thái hơi trước từng răng chèn ứng với entanpi không đổi, cho nên đồ thị có thể được áp dụng cho răng chèn trung gian bất kỳ.

Giả sử bộ chèn gồm bốn răng chèn. Yêu cầu xác định, với tỷ số áp suất nào thì lượng hơi tương đối đi qua chèn $q = 0,5$?

Dòng chảy qua khe hở của răng chèn thứ nhất có thông số trước chèn bằng P_0, v_0 . Lưu lượng

hơi tương đối đáp ứng các thông số ấy tương ứng với đường A_1B_1 . Theo đường cong ấy tại B_1 ta có giá trị $q = 0,5$. Với lưu lượng ấy áp suất tương đối sau răng chèn thứ nhất $\varepsilon = 0,88$. Áp suất tương đối này sẽ là áp suất ban đầu của răng chèn thứ hai. Qua điểm A_2 vạch cung tròn ứng với áp suất ban đầu $\varepsilon = 0,88$ và đường thẳng đi qua điểm B_2 - giao điểm của cung tròn A_2B_2 với đường lưu lượng tương đối $q = 0,5$, ta tìm được điểm A_3 , tương ứng với áp suất tương đối sau răng chèn thứ hai $\varepsilon = 0,75$. Lặp lại cách xây dựng như vậy đối với răng chèn thứ ba và thứ tư, ta tìm được tại điểm A_5 áp suất sau răng chèn thứ tư $\varepsilon = 0,33$. Với áp suất này lưu lượng hơi tương đối đi qua chèn bằng $q = 0,5$.

Cũng có thể tính giá trị áp trong các răng chèn răng lược bằng phương pháp giải tích.

Ta viết lại công thức (6-2) dưới dạng :

$$(\varepsilon - \varepsilon_{**} \varepsilon_0)^2 = (1 - \varepsilon_{**})^2 (\varepsilon_0^2 - q^2) \tag{6-4}$$

Công thức (6-4) có thể biến đổi và đem về dạng :

$$(1 - \varepsilon_{**}) (\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2) - \varepsilon_{**} (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2 = (1 - \varepsilon_{**})^2 q^2$$

Nếu có Z răng chèn và lấy tổng ở vế trái và vế phải, ta có:

$$(1 - \varepsilon_{**}) \sum_1^Z (\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2) - \varepsilon_{**} \sum_1^Z (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2 = (1 - \varepsilon_{**})^2 q^2 Z \tag{6-5}$$

Để ý rằng, áp suất cuối ε đối với răng chèn thứ n bằng áp suất đầu ε_0 đối với răng chèn thứ $n + 1$, và đối với răng chèn thứ nhất $\varepsilon_0 = 1$, biểu thức của tổng thứ nhất ở vế trái của (6-5) có thể viết :

$$\sum_1^Z (\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2) = 1 - \varepsilon_Z^2$$

Phương trình rút gọn có dạng :

$$(1 - \varepsilon_{**}) (1 - \varepsilon_Z^2) - \varepsilon_{**} \sum_1^Z (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2 = (1 - \varepsilon_{**})^2 q^2 Z$$

Nếu số răng chèn lớn và giáng áp trong từng răng chèn $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0 - \varepsilon$ bé, thì có thể bỏ qua tổng bình phương của các đại lượng bé ấy và ta tìm được:

$$q = \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_Z^2}{Z(1 - \varepsilon_{**})}} \quad (6-6)$$

Cần chú ý rằng, lưu lượng hơi đi qua bộ chèn tỷ lệ nghịch với căn bậc hai của số chèn Z .

Trong trường hợp khi tỷ số áp suất ε trong răng chèn bé (tức là $\Delta\varepsilon$ lớn), đó là lúc có số răng chèn không lớn và tỷ số áp suất trong toàn bộ chèn bé, nếu bỏ qua $\Delta^2\varepsilon$ thì sẽ có sai số lớn, và có thể tính gần đúng:

$$\sum_1^Z (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2 \approx \frac{(1 - \varepsilon_Z)^2}{Z}$$

Và biểu thức đối với lưu lượng hơi tương đối là:

$$q = \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_Z^2}{(1 - \varepsilon_{**})Z} - \frac{\varepsilon_{**}(1 - \varepsilon_Z)^2}{(1 - \varepsilon_{**})^2 Z^2}} \quad (6-7)$$

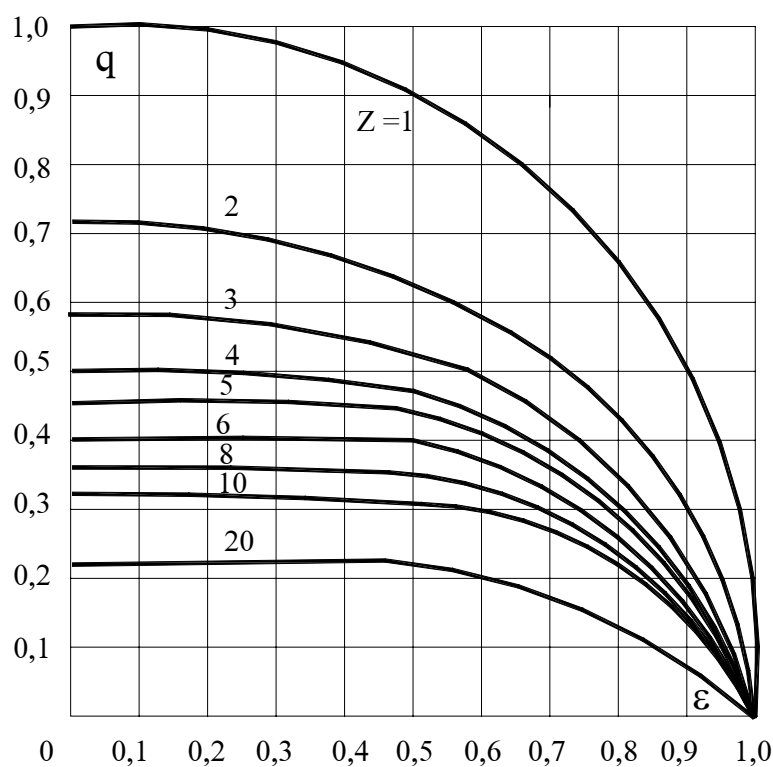
Thực tế đã chứng minh rằng, công thức (6-7) cho ta kết quả khá chính xác đối với số răng chèn bất kỳ.

Phương trình (6-7) cho ta tìm lưu lượng hơi tương đối qua bộ chèn răng lược, trong đó khi giảm ε lưu lượng q sẽ tăng lên. Giá trị cực đại $q_{\max}$ tương ứng với lưu lượng tối hạn đi qua khe hở của răng chèn cuối cùng và ứng với $\varepsilon = (\varepsilon_{**})_Z$.

Nếu tiếp tục giảm ε lưu lượng không thay đổi và giữ bằng $q_{\max}$ Muốn xác định $(\varepsilon_{**})_Z$, cần lấy đạo hàm của q theo ε , cho bằng không và giải đẳng thức nhận được theo ε .

$$\text{Ta có : } (\varepsilon_{**})_Z = \frac{\varepsilon_{**}}{Z(1 - \varepsilon_{**}) + \varepsilon_{**}} \quad (6-8)$$

Nếu độ dẫn nở thực $\varepsilon < (\varepsilon_{**})_Z$, thì muốn xác định lưu lượng hơi đi qua bộ chèn cần thay ε bằng $(\varepsilon_{**})_Z$, và như vậy sẽ xác định được lưu lượng tối đa $q_{\max}$ đi qua bộ chèn.



Hình. 6.5 Lưu lượng hơi tương đối đi qua bộ chèn có số răng chèn hữu hạn

Hình 6.5 - Biểu thị đồ thị lưu lượng hơi tương đối với bộ chèn gồm có số răng chèn hữu hạn. Đồ thị được xây dựng tùy thuộc vào tỷ số áp suất sau bộ chèn trên áp suất ban đầu.

Trong thực tế khi tính toán hơi rò qua bộ chèn tuốc bin hơi nước không thể coi rằng, răng chèn có cạnh sắc tuyệt đối, hơn nữa trong vận hành nó sẽ va chạm và dòng chảy trong khe hở sẽ tăng lên.

Nếu xem rằng, hơi rò qua khe hở ứng

với lưu lượng đi qua ống phun có cùng diện tích F_y thì $\mu \rightarrow 1$, $\varepsilon_{**} \rightarrow \varepsilon_* = 0,546$. Thế thì :

$$G_t = \frac{0,667}{\sqrt{1-0,546}} F_y \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{Z}} \approx F_y \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{Z}} \tag{6-9}$$

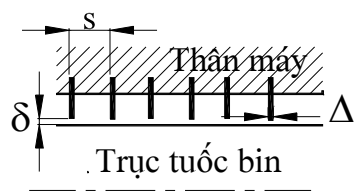
Trong thực tế, do sự thay đổi hình dạng của răng chèn và bề dày tương đối của nó, lưu lượng hơi tăng lên, nên:

$$G_y \approx \mu_y F_y \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{Z}} \tag{6-10}$$

Trong đó: μ_y - hệ số thực nghiệm của lưu lượng, nó chỉ rằng, lưu lượng hơi đi qua chèn bé hơn lưu lượng tính theo (6-9) bao nhiêu lần.

Tất cả những kết luận trên đây phù hợp với bộ chèn răng lược lý tưởng, trong đó cho rằng, trong từng ngăn giãn nở động năng của dòng hơi khi ra khỏi khe hở hẹp bị triệt tiêu hoàn toàn.

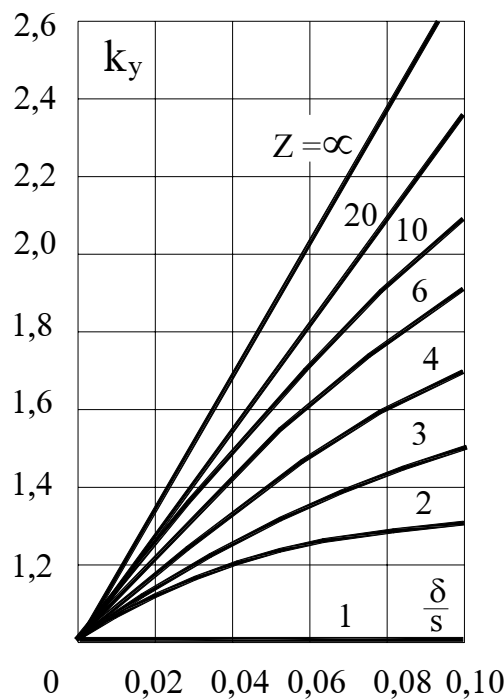
Giả thiết này cũng khá chính xác đối với *bộ chèn có cấp* (xem hình 6-1). Ở đây không chỉ có hơi giãn nở trong các khe hở hẹp mà dòng còn bị ngoặt trong các ngăn giãn nở. Nhược điểm của chèn có cấp là, khi có di dọc trục (xuất hiện lúc sấy tuốc bin cũng như lúc thay đổi phụ tải) những phần nhô trên trục có thể cắt những



Hình. 6.7 Bộ chèn răng lược trên trục trơn

răng chèn sắc bất động. Cho nên chèn có cấp thường được bố trí gần những nơi mà sự di trục không lớn lắm. Còn ở những nơi khác khoảng cách dọc trục giữa các phần nhô trên trục phải đủ lớn hoặc là làm *bộ chèn không có cấp* (trục trơn như Hình 6.7). Bộ chèn này kém hiệu quả hơn bộ chèn có cấp. Ở đây trục để trơn, dòng hơi khi ra khỏi khe chèn hẹp không bị ngoặt, thành thử hơi bị lọt qua khe chèn với tốc độ ban đầu lớn.

Lưu lượng hơi đi qua bộ chèn trục trơn phần lớn phụ thuộc vào tỷ số của khe hở hướng kính δ ở giữa răng chèn và trục trên bước của bộ chèn S , và được tính theo công thức (6-10) nhân với hệ số hiệu chỉnh k_y (Hình 6.8)



Hình. 6.8 Hệ số hiệu chỉnh để tính bộ chèn răng lược trên trục trơn

Hệ số hiệu chỉnh không chỉ phụ thuộc vào tỷ số δ/s , mà còn phụ thuộc vào tỷ số răng chèn tuyệt đối trong bộ chèn. Như đã thấy trên hình 6-8, k_y tăng khi tăng số răng chèn và tăng δ/s .

Ví dụ: cần xác định lưu lượng hơi đi qua bộ chèn gồm 20 răng chèn. Đường kính chèn $d_y = 300\text{mm}$. Khe hở hướng kính $\delta_y = 0,3\text{ mm}$. Bước của răng chèn $S = 6\text{mm}$.

Các thông số hơi trước bộ chèn : $P_o = 0,784\text{ MPa}$ (7,84 bar), $t_o = 250^\circ\text{C}$, áp suất của hơi sau bộ chèn $P_1 = 0,196\text{ MPa}$ (1,96bar) tức là là tỷ số áp suất $\varepsilon = 0,25$. Thể tích riêng của hơi $v_o = 0,30\text{ m}^3/\text{kg}$.

Giải:

Xác định diện tích của khe chèn :

$$F_y = \pi d_y \delta_y = 0,28. 10^{-3}\text{ m}^2$$

Lượng hơi rò qua bộ chèn có cấp với hệ số lưu lượng $\mu_y = 0,8$ bằng :

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{Z}}$$

$$= 0,8 \cdot 0,28 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{0,784 \cdot 10^5}{0,30}} \sqrt{\frac{1 - 0,25^2}{20}} = 0,36 \text{ kg/s}$$

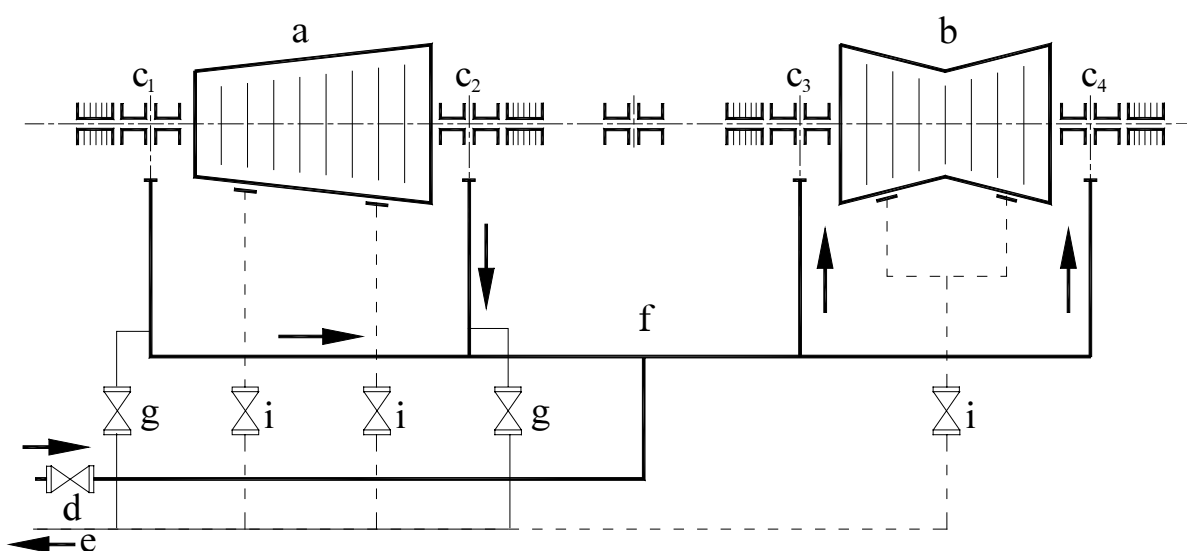
Nếu là chèn tròn tròn thì phải nhân với hệ số k_y . Trong trường hợp này, $\delta_y/a = 0,05$, $Z = 20$ nên theo hình 5-8, $k_y = 1,73$.

Vậy thì lưu lượng hơi thực tế chèn tròn là :

$$G_y = k_y \cdot 0,36 = 0,62 \text{ kg/s.}$$

6.3- Kết cấu của bộ chèn răng lược:

Dòng hơi trong những bộ chèn răng lược ở các đầu cuối được nối với nhau bằng hệ thống đường ống chung (Hình 6.9)



Hình. 6.9 Sơ đồ đường ống dẫn hơi chèn và xả động của tuốc bin

Từ các hộp chèn trung gian những ống dẫn hơi đường nối với đường chung. Theo đường ống chung ấy, khi có phụ tải lớn hơi thoát từ các bộ chèn C_1 và C_2 được dẫn về bộ chèn C_3 và C_4 , và khi hơi qua các bộ chèn của thân hạ áp sẽ ngăn không khí lọt vào bình ngưng.

Khi có phụ tải lớn lượng hơi đi qua bộ chèn C_1 và C_2 có thể quá nhiều cho việc chèn thân hạ áp. Trong trường hợp ấy lượng hơi thừa sẽ tỏa ra gian máy. Để loại trừ sự bay hơi quá đáng trong gian máy, người ta nối ống dẫn hơi chèn chung với ống e qua van g, để dẫn bớt hơi thừa về bình ngưng.

Khi phụ tải tuốc bin bé, do giảm áp suất trước các bộ chèn C_1 và C_2 , lượng hơi thoát ra qua chèn giảm xuống, và thậm chí bộ chèn C_2 có thể rơi vào chân không. Như vậy, khi phụ tải tuốc bin thấp sẽ không đủ lượng hơi chèn. Vì vậy người ta phải cho thêm hơi mới vào đường ống chung f qua van d.

Đường gạch gạch trên đường Hình 6.9 là đường xả động trên các thân máy. Van i sẽ mở xả động khi sấy tuốc bin, lúc mà hơi vào tuốc bin gặp phải vách thân máy và rôto còn nguội và ngưng tụ rất nhanh. Nước đọng ấy phải được xả ngay qua van i vào bình ngưng. Khi tuốc bin đã được sấy đầy đủ sẽ đóng đường xả lại để tránh hơi rò liên tục vào bình ngưng.

Kết cấu của bộ chèn có ảnh hưởng nhiều đến độ làm việc tin cậy của tuốc bin. Như đã trình bày trên, trong tuốc bin nhiều tầng bộ chèn răng lược dùng để chèn ở các đầu cuối và chèn bánh tĩnh. Ngoài ra trong phần chảy của tuốc bin còn có chèn trên đai cánh và ở góc cánh động. Kiểu cấu tạo các chi tiết của bộ chèn : khe hở, răng chèn và các ngăn giãn nở tiếp theo là quan trọng để cho bộ chèn làm việc có hiệu quả. Cần phải làm cho động năng của dòng khí ra khỏi khe chèn được triệt tiêu hoàn toàn trong ngăn giãn nở. Nếu đạt được điều kiện đó thì sẽ bảo đảm được lưu lượng hơi qua chèn là bé nhất.

Nếu để khe hở theo răng chèn giữa stato bé, thì sẽ giảm được nhiều nhất lưu lượng hơi qua chèn. Nhưng với khe hở quá bé thì có khả năng va chạm rôto với stato. Khi có cọ xát với răng chèn tại chỗ tiếp xúc sẽ phát nhiệt, làm cho lớp ngoài của kim loại rôto sẽ bị sấy nóng. Do có sự dẫn nở nhiệt của kim loại sẽ xuất hiện độ cong rôto về phía bị sấy cục bộ, vì thế sự cọ xát lại càng tăng, rôto bị sấy nóng thêm và độ cong của rôto cũng tăng lên. Vì rôto lại bị biến dạng nên xuất hiện ứng suất nén trong vùng bị va chạm, nếu bị sấy mạnh có thể vượt giới hạn đàn hồi của kim loại, trong rôto phát sinh biến dạng nén dư, sau khi ngưng máy và nguội dần rôto sẽ bị cong về hướng ngược chiều với vùng cọ xát trên rôto. Khi rôto chịu độ võng dư, phải đem đi nắn lại rất phức tạp.

Để loại trừ khả năng va chạm trầm trọng trong bộ chèn, khi xây dựng cấu trúc của bộ chèn cuối và chèn bánh tĩnh đã tính đến hai biện pháp chủ yếu. Trong trường hợp khi răng chèn 1 được lắp lên stato, nên rôto có tạo thêm các rãnh nhiệt, nếu bị cọ xát sự giãn nở dọc trục của các thớ kim loại rôto trên đoạn nằm giữa các rãnh nhiệt sẽ diễn ra một cách tự do không làm cong trục và gây nên biến dạng dư. Phương pháp thứ hai là làm những răng chèn mỏng lặn chặt vào trong. Trong

trường hợp này sự truyền nhiệt do ma sát tại chỗ tiếp xúc với rôto là khó khăn, vì bề mặt truyền nhiệt của răng chèn mỏng tương đối bé.

Nếu sự di dịch dọc trục của rôto so với stato lớn (ví dụ , trong thân hạ áp của tuốc bin có công suất lớn) người ta áp dụng bộ chèn không cấp với trục trơn, còn răng chèn thì được lắp trên stato ; hoặc là người ta làm bộ chèn với răng chèn nghiêng được bố trí cả trên stato lẫn rôto. Để giảm bớt hệ số lưu lượng trong bộ chèn ấy, những răng chèn này được đặt với bộ nghiêng ngược chiều với dòng hơi.

Kim loại để cấu tạo răng chèn là : đồng thau - nếu làm việc ở vùng nhiệt độ thấp ; hợp kim mông-nen (68Ni, 2,5Fe, 1,5Mn, 28Cu) - ở vùng nhiệt độ cao, thép không rỉ - ở vùng hơi ẩm./.

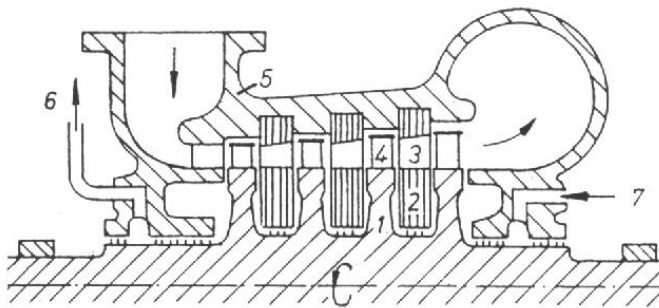
CHƯƠNG 7

TUỐC BIN HƠI NƯỚC NHIỀU TẦNG

7-1. Quá trình làm việc của tuốc bin nhiều tầng

Để truyền động máy phát điện có công suất lớn người ta dùng tuốc bin có hiệu quả kinh tế cao. Loại tuốc bin như vậy được chế tạo nhiều tầng với kiểu xung lực và phản lực.

Trong những tuốc bin hơi nước hiện đại nhiệt giáng lý thuyết của tuốc bin là $1000 \div 1600 \text{ kJ/kg}$. Do độ bền của kim loại hiện nay nên không thể cho phép người ta chế tạo tuốc bin một tầng, có hiệu quả cao, với nhiệt giáng lớn như vậy được. Thật vậy, tốc độ ở đầu ra khỏi ống phun trong điều kiện ấy là $1500 \div 2000 \text{ m/s}$. Do đó để tuốc bin một tầng làm việc với hiệu quả kinh tế cao, thì tốc độ vòng của cánh quạt trên đường kính trung bình với tỷ số tốc độ $u/ca = 0,65$ phải là $1000 \div 1100 \text{ m/s}$. Để bảo đảm độ bền cho rôto và cánh quạt với tốc độ vòng như thế thực tế là không thể được.



Hình. 7.1 Sơ đồ mặt cắt phân chảy của tuốc bin
Xung lực nhiều tầng

- | | |
|------------------|----------------|
| 1- Trục tuốc bin | 2- Cánh hướng |
| 3- Ống phun | 4- Cánh động |
| 5- Thân tuốc bin | 6, 7- Hơi chèn |

Ngoài ra số M trong dòng hơi trong trường hợp này là $3 \div 3,5$. Vì thế tổn thất sóng trong dòng là rất lớn. Bởi vậy, tất cả các tuốc bin lớn cho ngành năng lượng và các ngành kinh tế khác đều được chế tạo nhiều tầng.

Hình 7-1 biểu thị sơ đồ cấu tạo của tuốc bin xung lực nhiều tầng. Trong những tuốc bin ấy, hơi giãn nở tuần tự trong các tầng, hơn nữa nhiệt giáng của tầng chỉ là

một phần nhỏ của nhiệt giáng lý thuyết toàn tuốc bin. Cho nên tốc độ vòng của cánh quạt trong tuốc bin nhiều tầng là $120 \div 250 \text{ m/s}$ (đối với phần lớn các tầng cao áp và trung áp) và đạt tới $350 \div 450 \text{ m/s}$ (đối với các tầng cuối của tuốc bin ngưng hơi).

Quá trình giãn nở hơi diễn ra trong ống phun. Bộ phận của tuốc bin bao gồm bánh tĩnh và đĩa tiếp theo có mang cánh động (tạo thành dãy cánh động)

được gọi là tầng tuốc bin xung lực. Bánh tĩnh của hai tầng kề nhau tạo thành buồng, bên trong có bánh động.

Trong nhiều tuốc bin người ta áp dụng phân phối hơi bằng ống phun. Tầng thứ nhất làm việc với độ phun hơi thay đổi khi lưu lượng hơi thay đổi. Tầng này được gọi là tầng điều chỉnh và với nhiệt giáng tính toán bé thì được chế tạo dưới dạng tầng đơn xung lực, còn với nhiệt giáng lớn thì được chế tạo dưới dạng tầng tốc độ kép.

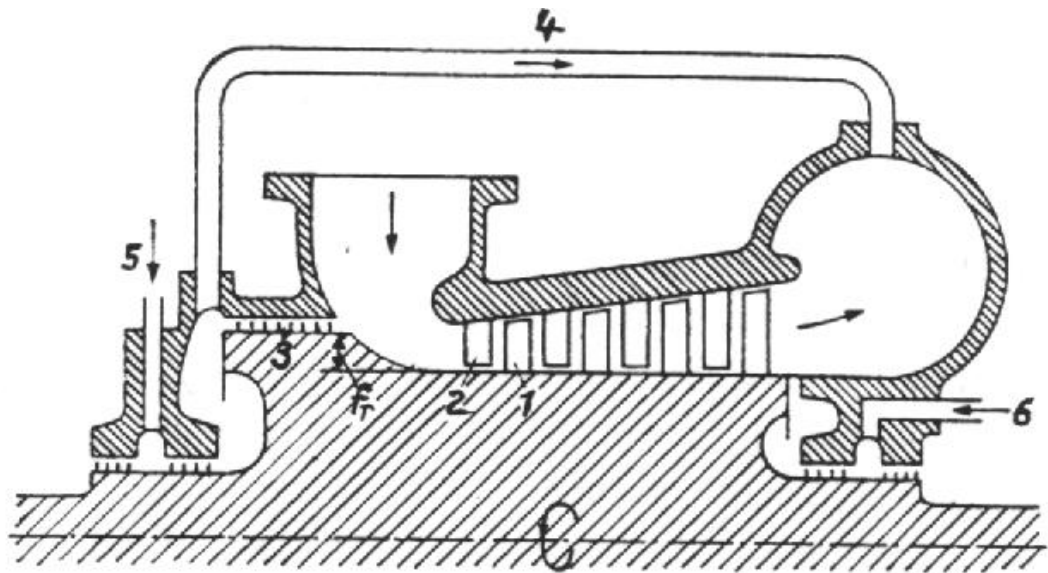
Trong tuốc bin nhiều tầng nhiệt giáng lý thuyết toàn phần từ trạng thái hơi ban đầu tới áp suất ở ống thoát được phân phối cho các tầng nối tiếp nhau. Vì thế, nhiệt giáng của từng tầng chỉ là một phần của toàn nhiệt giáng chung mà thôi.

Hơi dẫn vào tuốc bin chảy qua van stop và các van điều chỉnh. Dòng chảy ấy có tổn thất, nên áp suất của hơi P_0 trước dây ống phun của tầng điều chỉnh có thấp hơn áp suất trước van stop ($\sim 4 \div 6\%$). Trong dây ống phun của tầng thứ nhất hơi giãn nở từ áp suất P_0 đến áp suất P_1 , vì thế tốc độ khi dòng chảy ra khỏi dây ống phun sẽ tăng đến C_1 . Phần động năng chủ yếu $C_1^2/2$ của dòng hơi đi qua dây cánh động của tầng điều chỉnh sẽ biến thành năng lượng quay của rôto tuốc bin, và khi ra khỏi dây cánh động tốc độ C_1 của dòng hơi còn không đáng kể. Cứ như vậy, hơi tiếp tục giãn nở trong những tầng tiếp theo, cho đến khi đạt được áp suất P_k ở ống thoát tuốc bin. Trong các tầng cao áp và trung áp của tuốc bin xung lực cho phép để độ phản lực không lớn. Trong các tầng hạ áp độ phản lực tăng lên.

Mô men quay trên trục tăng dần từ tầng trước đến tầng sau do cộng các mô men quay mà dòng tạo nên trong tầng. Mômen tổng M tương ứng với công suất tổng P . Với tần số quay ω tuốc bin truyền cho rôto máy phát điện có công suất :

$$P = 10^{-3} M \omega \text{ kW.}$$

Mô men âm không lớn ở đầu trục phía trước do chi phí công suất để truyền động bơm dầu đặt trong caste của paliê trước xác định.



Hình. 7.3 Sơ đồ phân chảy của tuốc bin phản lực nhiều tầng

- | | | |
|-----------------|---------------|--------------|
| 1- Cánh động | 2- Cánh hướng | 3- Vòng chèn |
| 4- Ống cân bằng | 5- Hơi chèn | |

Hình 7.4 biểu thị quá trình giãn nở hơi trong tuốc bin phản lực trên giản đồ i-s. Vì sự giãn nở hơi xảy ra trong cả dãy ống phun và dãy cánh động, nên sự thay đổi trạng thái của hơi khi giãn nở được thể hiện bằng đường cong tròn.

Do giá trị của $(u/C_a)_{opt}$ của tầng phản lực lớn, nên với cùng một tốc độ vòng như nhau, nhiệt giáng của tầng phản lực bé hơn nhiệt giáng của tầng xung lực và số tầng trong tuốc bin phản lực cũng lớn hơn.

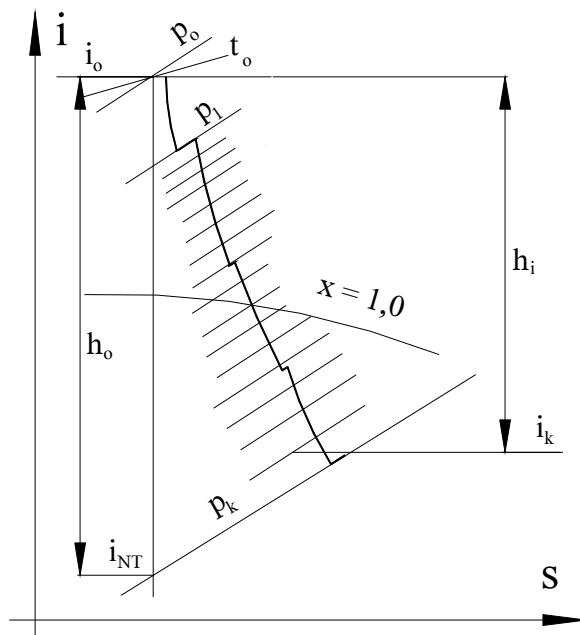
So với tuốc bin một tầng tuốc bin nhiều tầng có một số ưu điểm sau đây :

- Trong tuốc bin nhiều tầng nhiệt giáng trên từng tầng không lớn, tốc độ dòng chảy của hơi ra khỏi dãy ống phun giảm, nên ngay cả với tốc độ vòng vừa phải cũng bảo đảm được giá trị của $x_a = u/C_a$ tối ưu, thành thử hiệu suất của tầng cao.
- Trong tuốc bin nhiều tầng khi tăng số tầng lên, chiều cao của dãy ống phun và cánh động trong tất cả các tầng sẽ tăng lên. Thật vậy, từ công thức cho chiều cao cánh ống phun $el_1 = F_1/\pi ds \sin \alpha_{1E}$ thấy rằng, việc tăng chiều cao l_1 gắn liền với việc giảm đường kính của tầng d và tăng diện tích của dãy ống phun F_1 .

Đường kính của tầng giảm là do khi tăng số tầng, nhiệt giáng của tầng giảm, và vì thế giảm tốc độ vòng u của cánh quạt. Diện tích F_1 tăng là do giảm tốc

độ của hơi trong dây cánh ống phun. Tăng chiều cao của dây ống phun và cánh động sẽ làm giảm tổn thất đầu cuối trong dây cánh của tầng và giảm bớt hơi rò qua các khe hở trên đai và ở góc cánh động.

Trong tuốc bin với công suất không lớn có phun hơi từng phần, khi tăng số tầng và giảm đường kính xuống, có khả năng tăng thêm độ phun hơi, tức là giảm bớt tổn thất do phun hơi từng phần.



Hình. 7.4 Quá trình bành trướng hơi trong Tuốc bin phản lực nhiều tầng trên đồ thị i-s

tầng tổn thất bởi tốc độ ra bằng không. Năng lượng tốc độ ra chỉ mất trong tầng cuối cùng của tuốc bin và trong các tầng nằm trước buồng có dung tích lớn trong phần chảy của tuốc bin, ví dụ : trong tầng điều chỉnh, trong tầng trước bình trích hơi, v.v... Trong các tầng ấy $\chi_{c2} = 0$.

- Trong tuốc bin nhiều tầng tổn thất nhiệt năng của tầng trước được sử dụng để sản xuất năng lượng có ích trong tầng tiếp theo nhờ có hiện tượng hoàn nhiệt trong tuốc bin.

- Với cấu tạo của tuốc bin nhiều tầng cho phép thực hiện trích hơi gia nhiệt nước cấp và quá nhiệt hơi trung gian, vì thế hiệu suất của chu trình nhiệt được nâng cao lên rất nhiều.

Nhược điểm chủ yếu của tuốc bin nhiều tầng:

Thực hiện được phun hơi toàn phần và bảo đảm đủ chiều cao cho các tầng không điều chỉnh của tuốc bin nhiều tầng là một yếu tố rất quan trọng để nâng cao hiệu suất của tuốc bin.

- Trong tuốc bin nhiều tầng năng lượng do tốc độ ra của tầng trước được sử dụng trong dây ống phun của tầng tiếp theo. Năng lượng do tốc độ ra ấy sẽ nâng cao năng lượng lý thuyết của tầng tiếp theo. Như đã trình bày ở chương 3, hiệu suất của tầng trung gian được xác định theo công thức $\eta_{OL} = 1 - \xi_c - \xi_L$.

Như vậy là, trong các tầng trung gian của tuốc bin nhiều

- Khi tăng số tầng cấu tạo sẽ phức tạp hơn, giá thành chế tạo sẽ tăng lên, nhưng sẽ được bù lại do tăng hiệu suất của tuốc bin và thiết bị tuốc bin.
- Trong tuốc bin nhiều tầng xuất hiện thêm tổn thất phụ: Do hơi rò qua chèn cuối phía trước, qua chèn bánh tĩnh trung gian. Trong tầng có độ phản lực còn rò theo khe hở hướng kính của cánh động. Trong tuốc bin một tầng không có hơi rò qua chèn bánh tĩnh. Khi có hơi rò sẽ làm giảm hiệu suất của tuốc bin.

Những tầng cuối của tuốc bin nhiều tầng làm việc trong vùng hơi ẩm. Hiệu suất của những tầng ấy sẽ giảm do những giọt nước va đập vào cánh tuốc bin.

Nếu lựa chọn đúng cấu tạo thì sẽ giảm được các tổn thất phụ ấy và nâng cao được hiệu suất của tuốc bin nhiều tầng.

Chú ý rằng, trong thành phần của tuốc bin còn có van stop van điều chỉnh đặt trước tuốc bin và trước phần trung áp của tuốc bin có quá nhiệt trung gian. Trong các van ấy dòng chuyển động với tổn thất thủy lực cũng làm giảm hiệu suất của tuốc bin.

Các ống dẫn hơi giữa các thân máy, ống thoát của tuốc bin cũng là thành phần của tuốc bin. Quá trình dòng chảy của hơi trong các ống ấy cũng kèm theo tổn thất năng lượng, làm giảm hiệu suất của máy.

7.2. Hệ số hoàn nhiệt :

Một trong những ưu điểm của tuốc bin nhiều tầng là sử dụng tổn thất năng lượng của những tầng trước để sinh công có ích trong các tầng tiếp theo. Tổn thất năng lượng trong tầng sẽ chuyển thành nhiệt và làm tăng entanpi của hơi sau tầng.

Trong vùng hơi quá nhiệt sẽ làm tăng nhiệt độ của hơi sau tầng, trong vùng hơi ẩm - tăng độ khô x của hơi.

Trên hình 7.5 biểu thị quá trình giãn nở của hơi trong tuốc bin ngưng hơi nhiều tầng trên đồ thị T-s.

Nhiệt giáng lý thuyết của toàn tuốc bin h_o , tương đương với diện tích 1234a1, có thể xem như là tổng nhiệt giáng đẳng entropi của các tầng riêng lẻ :

$$H_o = h'_{01} + h'_{02} + h'_{03} + \dots$$

Trong vùng hơi ẩm các tổn thất ấy được biểu thị trên đồ thị T-s bằng hình chữ nhật $T_2 \Delta S$.

Rõ ràng là, nhiệt giáng sử dụng không phụ thuộc vào tính chất diễn biến của quá trình trong tuốc bin, và chỉ do entanpi ban đầu và cuối cùng của hơi khi vào và ra khỏi tuốc bin xác định.

Nhiệt giáng sử dụng tầng riêng lẻ h_i có thể xem như là tích của nhiệt giáng lý thuyết của tầng với hiệu suất của nó η_{oi} . Vậy là :

$$h_i = h_o^c \eta_{oi}$$

Nhiệt giáng sử dụng của toàn tuốc bin bằng tổng nhiệt giáng của các tầng riêng lẻ :

$$H_i = \sum h_i = \sum h_o \eta_{oi}^c = \sum (h_o' + q) \eta_{oi}^c \quad (7-1)$$

Nếu giả thiết cho rằng hiệu suất của tất cả các tầng đều giống nhau, thì η_{oi}^c có thể đưa ra ngoài dấu cộng thế thì :

$$H_i = \eta_{oi}^c \sum h_o = \eta_{oi}^c \sum (h_o' + q) = \eta_{oi}^c (H_o + Q) \quad (7-2)$$

Ở đây :

H_o - Nhiệt giáng lý thuyết của toàn tuốc bin, (diện tích 1234a1 trên đồ thị T-s)

Q - Phần nhiệt bị mất mát trong các tầng tuốc bin có thể được sử dụng trong những tầng tiếp theo.

Mặt khác, nhiệt giáng sử dụng của toàn tuốc bin

$$H_i = H_o \cdot \eta_{oi}$$

So sánh hai biểu thức cho nhiệt giáng sử dụng, ta tìm được hiệu suất của toàn tuốc bin η_{oi}

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}^c \left(1 + \frac{Q}{H_o} \right) = \eta_{oi}^c (1 + q_T) \quad (7-3)$$

Tỷ số $\alpha_T = q_T = Q/H_o$ được gọi là *hệ số hoàn nhiệt*, và xác định phần tổn thất có thể sử dụng trong các tầng tiếp theo.

Như vậy là, công thức (7-3) cho ta thấy rằng, hiệu suất tương đối của toàn tuốc bin nhiều tầng lớn hơn hiệu suất trung bình của từng tầng riêng lẻ.

Số tầng tuốc bin càng lớn thì đường gãy khúc 44'55'66'77' càng gần với đường giới hạn 4b và diện tích tương đương với Q càng lớn, nghĩa là hệ số hoàn nhiệt càng cao.

Ảnh hưởng của số tầng tuốc bin với hệ số hoàn nhiệt đối với tuốc bin làm việc bằng hơi bão hòa có thể đánh giá theo giả thiết gần đúng sau đây :

Cho rằng, điểm ban đầu của quá trình giãn nở hơi trong mỗi tầng nằm trong vùng hơi ẩm, trên đường AB (hình 7.5)

Với số tầng Z nhiệt hoàn lại bằng tổng :

$$Q = \frac{\Delta S}{Z} \frac{(T_o - T_2)}{Z} (Z-1) + \frac{\Delta S}{Z} \frac{(T_o - T_2)}{Z} (Z-2) + \dots$$

Mỗi số hạng của dãy số ấy tương ứng với diện tích $f_1, f_2, \dots$

Tổng số các số hạng của cấp số cộng bằng :

$$Q = \frac{\Delta S}{2} (T_o - T_2) \frac{Z-1}{Z} \quad (7-4)$$

Với số tầng vô tận nhiệt hoàn lại cho hơi bão hòa là :

$$Q_\infty = \frac{\Delta S}{2} (T_o - T_2)$$

Với số tầng hữu hạn nhiệt hoàn lại bằng $Z-1/Z$ phần của Q_∞ .

Gia số entropi ΔS có thể biểu thị như sau :

Đối với trường hợp, khi quá trình kết thúc ở vùng hơi ẩm, nhiệt cấp cho nguồn lạnh được biểu thị trên đồ thị T-s bằng hình chữ nhật $T_2 \Delta S$. Mặt khác, nhiệt ấy có thể xem như là tích của $H_o (1 - \eta_{oi})$.

Vậy là :

$$T_2 \Delta S = H_o (1 - \eta_{oi})$$

Từ đây :

$$\Delta S = \frac{H_o}{T_2} (1 - \eta_{oi})$$

Thay thế giá trị này vào (7-4), ta có :

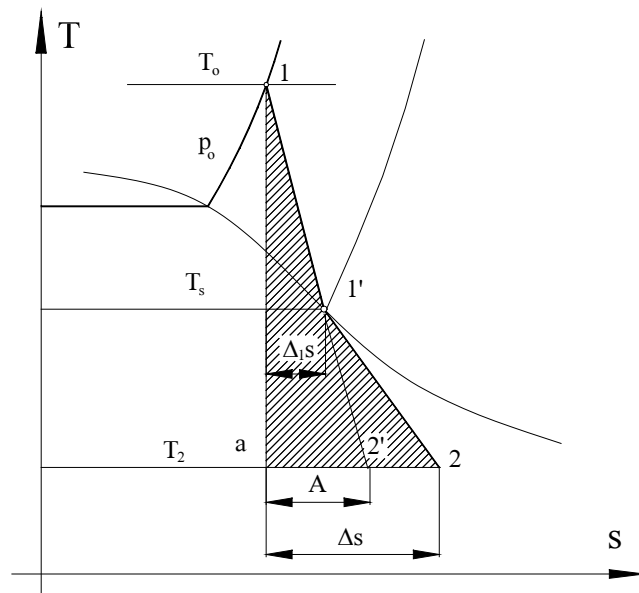
$$Q = \frac{H_o}{T_2} \left(\frac{T_o}{T_2} - 1 \right) (1 - \eta_{oi}) \frac{Z-1}{Z} \quad (7-5)$$

Cuối cùng, hệ số hoàn nhiệt bằng :

$$\alpha_T = q_T = \frac{Q}{H_o} = \left(\frac{T_o}{T_2} - 1 \right) \frac{(1 - \eta_{oi})}{2} \frac{Z-1}{Z} \quad (7-6)$$

Những công thức này được chứng minh với giả thiết rằng, quá trình giãn nở diễn ra trong vùng hơi ẩm và đường giãn nở trên giản đồ T-s có thể biểu thị bằng đường thẳng nối điểm đầu và điểm cuối của trạng thái hơi.

Các công thức gần đúng (7-4) và (7-5) cũng có thể dùng cho trường hợp, khi toàn bộ hơi giãn nở trong vùng quá nhiệt, nhưng nhiệt độ T_2 phải lấy theo trạng thái ở cuối quá trình giãn nở đẳng entrôpi, chứ không phải theo trạng thái của hơi thoát (ở vùng bão hòa hai nhiệt độ này đều giống nhau). Nếu ban đầu quá trình giãn nở nằm ở vùng hơi mới, còn cuối cùng quá trình kết thúc (ở vùng bão hòa hai nhiệt độ này đều giống nhau).



Hình. 7.6 Quá trình bành trướng hơi trên đồ thị T-s khi chuyển từ vùng hơi quá nhiệt sang vùng hơi ẩm

Nếu ban đầu quá trình giãn nở ở vùng hơi mới, còn cuối cùng quá trình kết thúc ở vùng bão hòa, thì khi tính toán theo công thức (7-4) và (7-5) sẽ có sai số.

Thật vậy, nếu giả thiết rằng đường giãn nở trên đồ thị i-s là đường thẳng nối liền điểm đầu và điểm cuối của quá trình, thì có thể coi là gần với sự biểu thị ban đầu của quá trình giãn nở.

Nhưng khi đưa sang đồ thị T-s khi chuyển qua đường giới

hạn, thì có chỗ bị gãy khúc (Hình 7-6).

Như vậy, với số tầng vô cùng lớn nhiệt lượng hoàn lại được thể hiện qua diện tích $a1'2a1$.

Nếu chấp nhận các ký hiệu như trên Hình 7.6, và cho rằng các đường 11' và 1'2 là những đường thẳng, thì diện tích ấy bằng:

$$\begin{aligned} Q_{\infty} &= \frac{T_o - T_2}{2} A + \frac{T_s - T_2}{2} (\Delta S - A) \\ &= \frac{T_o - T_s}{2} A + \frac{T_s - T_2}{2} \Delta S \end{aligned}$$

Trong đó :

$$A = \Delta_1 S \frac{T_o - T_2}{T_o - T_s}$$

Dùng biểu thức này ta có thể tính gần đúng hệ số hoàn nhiệt :

$$\alpha_T = q_T = \frac{Q}{H_o}$$

Trong quá trình thực dòng giãn nở không phải là đường thẳng mà là đường cong (xem hình 7.2 và 7.4). Cho nên hệ số hoàn nhiệt trong thực tế thường bé hơn giá trị tính toán và bằng :

$$\alpha = q (0,8 \div 0,9) \alpha_T$$

Để đánh giá gần đúng hệ số hoàn nhiệt có thể dùng công thức của G.Flügel :

$$\alpha = k (1 - \eta_{oi}) H_o \frac{Z - 1}{Z} \quad (7-7)$$

Trong đó :

- Đối với tuốc bin chỉ làm việc trong vùng hơi mới

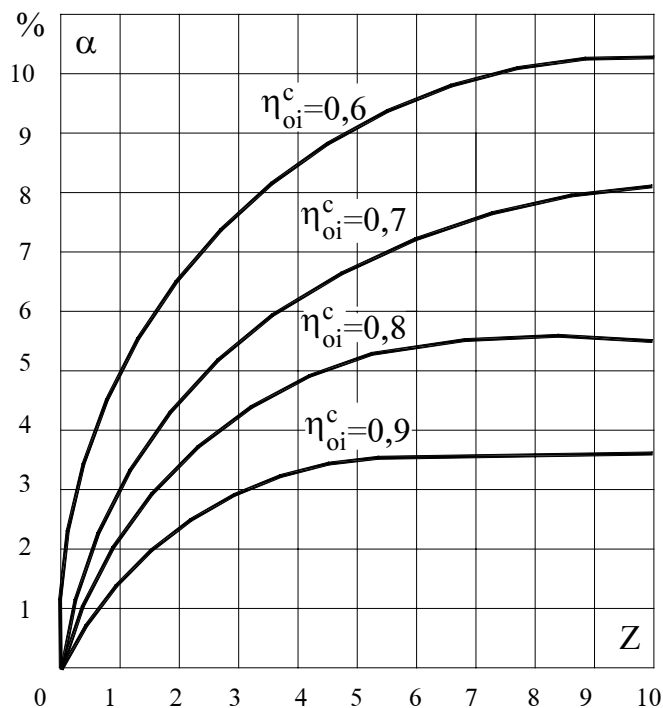
$$k = 4,8 \cdot 10^{-4}$$

- Nếu toàn bộ đường quá trình nằm trong vùng hơi ẩm :

$$k = 2,8 \cdot 10^{-4}$$

- Đối với tuốc bin có quá trình giãn nở chuyển từ vùng quá nhiệt về vùng hơi ẩm :

$$k = 3,2 \div 4,3 \cdot 10^{-4}$$



Hình. 7.7 ảnh hưởng của số tầng và hiệu suất trung bình của tầng tới hệ số hoàn nhiệt

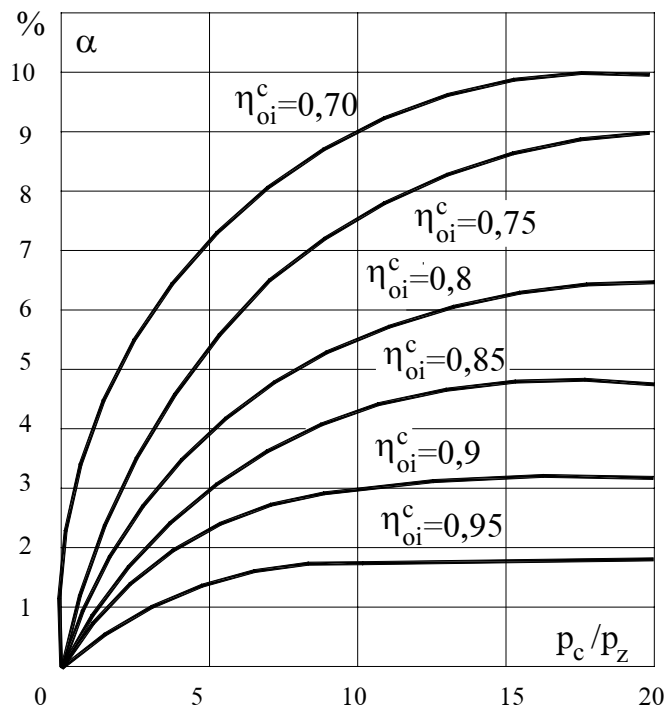
Trên Hình 7-7 trình bày đồ thị thay đổi hệ số hoàn nhiệt tùy thuộc vào số tầng với các giá trị hiệu suất trong tương đối η_{oi}^c của tầng khác nhau.

Đối với số tầng và hiệu suất thường gặp hệ số hoàn nhiệt dao động trong giới hạn từ 0,04 đến 0,10.

Những công thức đã chứng minh (7-4) và (7-6) dựa trên giả thiết cho rằng, nhiệt giáng của các tầng riêng lẻ đều bằng nhau. Trong thực tế, nếu những điều kiện ấy

không được thỏa mãn, thì sai số khi đánh giá hệ số hoàn nhiệt có thể tăng lên, mặc dù trong nhiều trường hợp độ chính xác vẫn phù hợp cho tính toán tuốc bin.

Phương pháp đánh giá hệ số hoàn nhiệt đã khảo sát dựa trên việc nghiên cứu quá trình giãn nở hơi trong tuốc bin được biểu thị trên đồ thị T-s, và tính đến đặc điểm của sự chuyển quá trình từ vùng hơi quá nhiệt sang vùng hơi bão hòa.



Hình. 7.7 ảnh hưởng của số tầng và hiệu suất trung bình của tầng tới hệ số hoàn nhiệt

tăng độ giãn nở của hơi.

Với số tầng hữu hạn Z, hệ số hoàn nhiệt tính theo công thức :

$$\alpha_z = q_z = q_T^\infty \frac{Z-1}{Z} \quad (7-8)$$

7.3. Tổn thất do hơi rò :

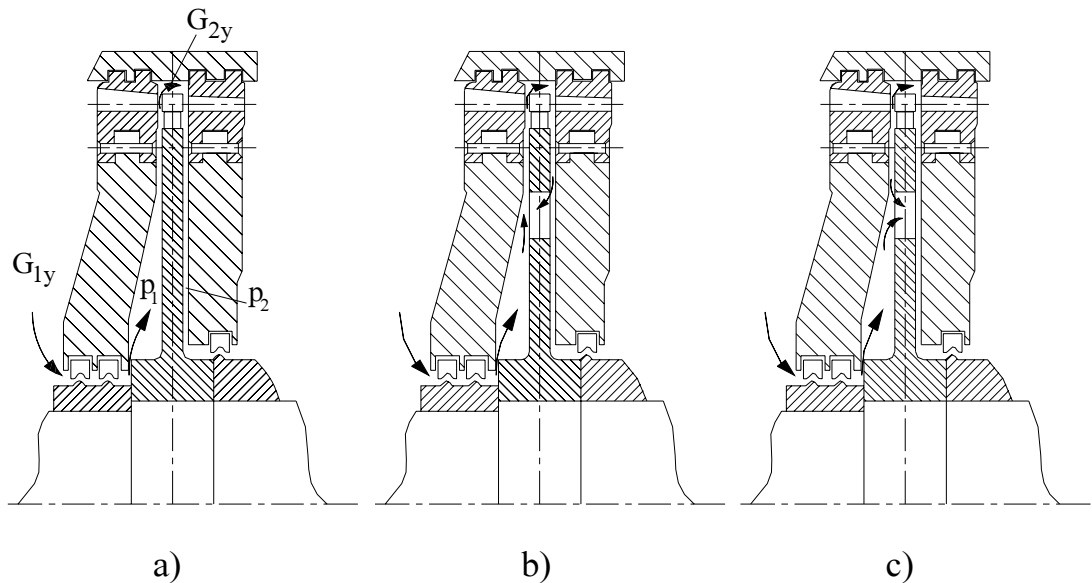
Khi nghiên cứu dòng chảy của hơi qua ống phun và rãnh cánh động, ta giả thiết rằng, toàn bộ lượng hơi đem vào tầng đều đi qua rãnh ống phun và cánh động.

Nếu khảo sát sự giãn nở của chất khí, hoặc là chấp nhận đối với hơi quá nhiệt, có thể sử dụng phương trình của khí lý tưởng. Hệ số hoàn nhiệt có thể xác định bằng phương pháp tích phân.

Trên Hình 7-8 trình bày đồ thị về sự phụ thuộc hệ số hoàn nhiệt vào tỷ số áp suất và hiệu suất của tầng.

Số mũ entrôpi $k = 1,3$. Trên trục hoành đặt tỷ số áp suất, đặc trưng cho độ giãn nở hơi trong tuốc bin. Trên trục tung - hệ số hoàn nhiệt. Như đã thấy, hệ số hoàn nhiệt q_t^∞ tăng khi

Trong thực tế thì không như vậy. Trong tầng trung gian xung lực, một phần hơi G_{1y} không qua ống phun mà lại lọt qua khe hở giữa rôto và bộ chèn bánh tĩnh.



Hình. 7.9 Sơ đồ hơi rò khác nhau trong tầng tuốc bin xung lực

Kết cấu bánh tĩnh

Ngoài ra, nếu tầng làm việc với độ phản lực $\rho > 0$ và áp suất trước cánh động P_1 lớn hơn áp suất sau đĩa P_2 , thì một phần hơi G_{2y} sẽ rò qua đai cánh và không tham gia sinh công.

Bên cạnh những trường hợp này trong các cấu tạo khác nhau của tầng cũng có thể xuất hiện những hiện tượng rò khác nữa. Ví dụ, trong tầng xung lực có lỗ cân bằng (Hình 7.9) dùng để đề phòng có hiệu áp lớn trên hai phía của đĩa làm tăng lực dọc trục, với độ phản lực $\rho = 0$, dòng hơi khi ra khỏi ống phun và hút hơi từ khe hở, có thể tạo thành vùng thấp áp trước đĩa. Kết quả sinh ra dòng chảy qua lỗ cân bằng ngược chiều với sự chuyển động của dòng hơi trong tuốc bin.

Thông thường hay gặp trường hợp hơi rò như trên Hình 7.9,c. Ngay cả khi có độ phản lực không lớn lắm, lúc ra khỏi dây ống phun hơi không chỉ rò qua vành đai, mà còn rò qua lỗ 1 (theo mũi tên)

Cuối cùng là có thể có trường hợp trung gian, lúc một phần hơi lọt qua chèn bánh tĩn sẽ rò qua lỗ cân bằng, trong lúc đó phần còn lại của ống hơi ấy bị dòng hơi khi ra khỏi dây ống cuốn hút đi.

Ta khảo sát trường hợp chung thứ nhất (Hình 7.9,a) về dòng chảy của hơi qua khe hở và lập phương trình động lượng đối với dòng đi qua dây cánh động :

$$R_u = (G - G_{1y} - G_{2y}) C_1 \cos \alpha_1 + (G - G_{2y}) C_2 \cos \alpha_2 \quad (7-9)$$

Trong đó :

G - Lưu lượng hơi đi qua tuốc bin trong một giây

$G - G_{1y} - G_{2y}$ - Khối lượng đi vào rãnh cánh động với tốc độ C_1 .

$G - G_2$ - Khối lượng hơi rời khỏi cánh động với tốc độ C_2 .

Công suất trên cánh động của tầng xung lực đã tính đến hơi rò :

$$\mathcal{P} = u [(G - G_{1y} - G_{2y}) C_1 \cos \alpha_1 + (G - G_{2y}) C_2 \cos \alpha_2] \quad (7-10)$$

Hiệu suất trên cánh động :

$$\eta'_{OL} = \frac{u [(G - G_{1y} - G_{2y}) C_1 \cos \alpha_1 + (G - G_{2y}) C_2 \cos \alpha_2]}{GE_o}$$

$$= \frac{u}{E_o} \left[\left(1 - \frac{G_{1y}}{G} - \frac{G_{2y}}{G} \right) C_1 \cos \alpha_1 + \left(1 - \frac{G_{2y}}{G} \right) C_2 \cos \alpha_2 \right] \quad (7-11)$$

Biến đổi phương trình (7-11), ta có :

$$\begin{aligned} \eta'_{OL} &= \frac{u}{E_o} \left[(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) \left(1 - \frac{G_{2y}}{G} \right) - \frac{G_{2y}}{G} C_1 \cos \alpha_1 \right] \\ &= \eta_{oL} \left(1 - \frac{G_{2y}}{G} \right) - \frac{G_{1y}}{G} \frac{u C_1 \cos \alpha_1}{E_o} \end{aligned} \quad (7-12)$$

Thay

$$E_o = \frac{C_{1t}^2 - C_2^2 + W_{2t}^2 - W_{1t}^2}{2}$$

Giả thiết rằng, tốc độ ra được sử dụng hoàn toàn vào tầng tiếp theo ($\chi_2 = 1$), ta được:

$$\eta'_{OL} = \eta_{oL} \left(1 - \frac{G_{2y}}{G} \right) - \frac{G_{1y}}{G} \frac{2u C_1 \cos \alpha_1}{C_{1t}^2 - C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2} \quad (7-13)$$

Đối với trường hợp riêng của tầng xung lực ($\rho = 0$) có thể coi rằng

$$G_{2y}/G = 0, W_1 = W_{2t}.$$

Ngoài ra, cho rằng động năng ra mất hoàn toàn ($\chi_2 = 0$), ta có :

$$\eta'_{OL} = \eta_{OL} - \frac{G_{1y}}{G} 2\rho^2 x_1 \cos \alpha_1 \quad (7-14)$$

Nếu đĩa có lỗ cân bằng (thường được thực hiện trong tầng xung lực) thì hơi lọt qua chèn bánh tĩnh sẽ rò qua các lỗ ấy ra lưu lượng hơi đi vào dây cánh động là $G - G_{1y}$. Công thức (7-9), được viết dưới dạng :

$$R_u = (G - G_{1y} - G_{2y}) (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$$

Để ý rằng đối với tầng xung lực $G_{2y} \approx 0$, sau khi biến đổi phương trình này ta có :

$$\eta'_{OL} = \eta_{OL} \left(1 - \frac{G_{2y}}{G} \right) = \eta'_{OL} - \xi_{1y} \quad (7-15)$$

Trong đó :

$$\xi_{1y} = \eta'_{OL} \frac{G_{1y}}{G}$$

Công thức này thường dùng để tính tổn thất hơi rò trong các tầng xung lực.

Để giảm bớt tổn thất hơi rò qua chèn bánh tĩnh, người ta chế tạo bộ chèn răng lược với số răng chèn Z .

Lưu lượng hơi rò qua chèn có thể tính gần đúng bằng công thức :

$$G_{1y} \approx \mu_{1y} F_{1y} 0,667 \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{Z(1 - \varepsilon_*)}}$$

Trong đó :

μ_{1y} - Hệ số lưu lượng qua khe chèn ;

$F_{1y} = \pi d_{1y} \delta$ - Diện tích của khe vòng chèn ;

Lưu lượng của hơi qua dây ống phun của tầng ;

$$G \approx \mu_1 F_1 \cdot 0,667 \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1 - 2\varepsilon_*(1 - \varepsilon) - \varepsilon^2}{(1 - \varepsilon_*)^2}}$$

Thay thế giá trị của các lưu lượng vào hệ số tổn thất hơi rò, ta có:

$$\xi_{1y} = \eta'_{OL} \frac{G_{1y}}{G} \eta_{OL} \frac{\mu_{1y} F_{1y}}{\mu_1 F_1} \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon^2)(1 - \varepsilon_*)}{Z[1 - 2\varepsilon_*(1 - \varepsilon) - \varepsilon^2]}}$$

Hay được tính gần đúng là :

$$\xi_{1y} \approx \frac{\mu_{1y} F_{1y} \eta_{OL}}{\mu_1 F_1 \sqrt{Z}} \quad (7-16)$$

Khi dựng quá trình trên đồ thị $i-s$ phải tính giá trị của tổn thất hơi rò :

$$h_{1y} = \xi_{1y} E_o \quad (7-17)$$

Để ý rằng : $F_1 = \pi d \sin \alpha_1$

Cũng có thể tìm được:

$$\xi_{ly} = \frac{\mu_{ly} d_{ly} \delta \eta_{OL}}{\mu_1 d l e \sin \alpha_1 \sqrt{Z}}$$

Trong tuốc bin xung lực dọc trục thường có độ phản lực theo đường kính trung bình không lớn $\rho_m = 0,05 \div 0,10$. Ở đỉnh cánh độ phản lực tăng lên, làm phát sinh hơi rò qua khe hở trên vành đai, mà không thể bỏ qua được.

Có thể tính gần đúng tổn thất ấy theo công thức sau đây :

$$\xi_{ly} = \frac{\mu_{2y} F_{2y} \eta_{OL}}{\mu_1 F_1 \sqrt{Z}} \sqrt{\frac{\rho_o}{1 - \rho_m}} \quad (7-18)$$

Trong đó :

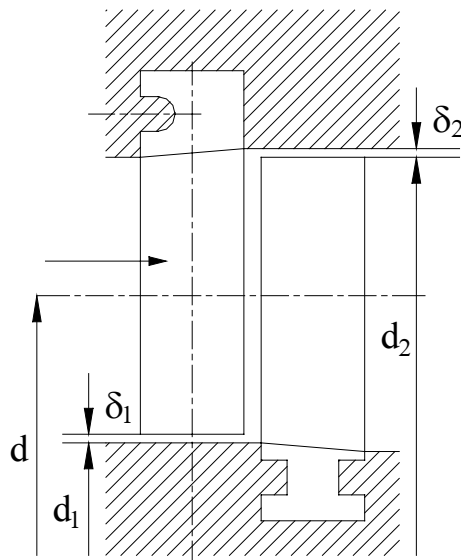
$$\mu_{2y} F_{2y} = \mu_{2y} \pi (d + l) \delta_2$$

Ở đây:

μ_{2y} và μ_1 - Hệ số lưu lượng qua khe chèn và qua dây ống phun

F_{2y} và F_1 - Diện tích của khe vòng chèn

ρ_o và ρ_m - Độ phản lực ở đỉnh và ở tiết diện trung bình của tầng.



Hình. 7.10 Khe hở trong phần chảy của tầng phản lực Kết cấu bánh tĩnh

suất trong η_{oi} của tầng.

Nếu từ tính toán biết được ρ_m , thì giá trị của độ phản lực ở đai cánh ρ_o có thể đánh giá qua công thức gần đúng :

$$\rho_b = 1 - (1 - \rho_m)$$

$$\left(\frac{\theta}{1 + \theta} \right)^2$$

Tổn thất tổng của hơi rò trong các tầng có độ phản lực bé bằng :

$$h_y = (\xi_{ly} + \xi_{2y}) E_o$$

Trong tuốc bin phản lực tổn thất bởi hơi rò rất lớn.

Đối với tầng phản lực (Hình 7.10) kiểu tang trống có thể bỏ qua tổn thất ma sát. Tổn thất thông hơi và đẩy hơi quần cũng có, vì ở đây thực hiện phun hơi toàn phần. Cho nên công thức (7-13) xác định hiệu

Nếu tầng có độ phản lực $\rho = 0,5$ thì công thức (7-13) sau khi biến đổi có dạng :

$$\eta'_{OL} = \eta_{OL} \left[1 - \frac{G_{2y}}{G} - \frac{G_{1y}}{2G} \left(1 - \frac{x_1}{2 \cos \alpha_1 - x_1} \right) \right] \quad (7-19)$$

Theo ký hiệu trên hình 7-10, ta biểu thị hơi rò như sau :

$$G_{1y} = \frac{\mu_{1y} F_{1y} C_{1t}}{v_1} = \frac{\pi \delta_1 d_1 \mu_{1y} \sqrt{2h_o(1-\rho) + C_o^2}}{v_1} \quad (7-20)$$

$$G_{1y} = \frac{\pi \delta_2 d_2 \mu_{2y} \sqrt{2h_o(1-\rho) + w_1^2}}{v_2} \quad (7-21)$$

Trong đó :

μ_{1y} và μ_{2y} - Hệ số lưu lượng qua khe hở

Mặt khác, lưu lượng hơi đi qua dây cánh động :

$$G'_1 = G - G_{1y} = \frac{\pi d l \sin \alpha_1 \mu_1 \sqrt{2h_o(1-\rho) + C_o^2}}{v_1} \quad (7-22)$$

Và lưu lượng hơi đi qua dây cánh hướng

$$G'_2 = G - G_{2y} = \frac{\pi d l \sin \beta_2 \mu_2 \sqrt{2h_o(1-\rho) + w_1^2}}{v_2} \quad (7-23)$$

Sử dụng các công thức này và lập tỷ số G_{1y}/G và G_{2y}/G , ta có :

$$\frac{G_{1y}}{G} = \frac{\delta_1 d_1 \mu_{1y}}{\mu_1 d l \sin \alpha_1 + \delta_1 d_1 \mu_{1y}} \approx \frac{\delta'_1}{l \sin \alpha_1} \quad (7-24)$$

Trong đó : Khe hở quy dẫn

$$\delta'_1 = \frac{\mu_{1y} \delta_1 d_1}{\mu_1 d}$$

và

$$\frac{G_{2y}}{G} = \frac{\delta_2 d_2 \mu_{2y}}{\mu_2 d l \sin \beta_2 + \delta_2 d_2 \mu_{2y}} \approx \frac{\delta'_2}{l \sin \beta_2}$$

Trong đó, khe hở quy dẫn :

$$\delta'_2 = \frac{\mu_{2y} \delta_2 d_2}{\mu_2 d}$$

Đối với tầng phản lực làm việc với $\rho = 0,5$ thường ta lấy $\delta'_2 \approx \delta'_1$, $\beta_2 = \alpha_1$.

Vậy công thức (7-19) được viết lại như sau :

$$\eta_{oi} = \eta_{OL} \left[1 - \frac{G_{1y}}{G} \left(1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right) \right]$$

$$= \eta_{OL} \left[1 - \frac{\delta'_1}{l \sin \alpha_1} \left(1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right) \right] = \eta_{OL} - \xi_y \quad (7-27)$$

Trong đó :

$$\xi_y = \left[\frac{\delta'_1 \eta_{OL}}{l \sin \alpha_1} \left(1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right) \right] \quad (7-27)$$

Ta sẽ khảo sát ảnh hưởng của hơi rò tới sự phụ thuộc của hiệu suất vào tỷ số x_1 . Giả sử tầng được tính với nhiệt giáng đã cho h_0 . Cho rằng, khe hở phụ thuộc vào đường kính bằng $\delta'_1 = kd$, ngoài ra, qua phương trình liên tục ta biểu thị tích :

$$l \sin \alpha_1 = \frac{Gv}{\pi d C_1}$$

Thay thế các giá trị ấy vào phương trình (7-27) ta có :

$$\xi_y = \frac{kd^2 \pi C_1}{Gv} \left[1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right] \eta_{OL}$$

Thay

$$d^2 = \left(\frac{60u}{\pi n} \right)^2$$

Ta có

$$\xi_y = \frac{3600ku^2 C_1}{\pi n^2 Gv} \left[1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right] \eta_{OL}$$

Cuối cùng, thay $u = x_1 c_1$, ta có :

$$\xi_y = \frac{3600C_1^3}{\pi n^2 Gv} x_1^2 \left[1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right] \eta_{OL} \quad (7-28)$$

Ví dụ, trên Hình 7.11 đã dựng đồ thị ξ_y , cũng như η_{OL} và η_{O_i} với các dữ kiện sau đây:

$$k = 0,001 ; C_1 = 150 \text{m/s} ; n = 3000 \text{v/f} ; G = 10 \text{kg/s} ; v = 0,283 \text{m}^3/\text{kg} ;$$

$$\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ ; \varphi = \psi = 0,92$$

Thay thế các giá trị ấy vào (6-28) ta sẽ đem về dạng sau đây :

$$\xi_y = 0,157 x_1^2 \left[1,5 + \frac{x_1}{2(2 \cos \alpha_1 - x_1)} \right] \eta_{OL}$$

Trong trường hợp này, lưu lượng thể tích hơi không lớn ($Gv = 2,83 \text{ m}^3/\text{s}$), do đó ảnh hưởng của tổn thất hơi ra rất lớn, và đi đến kết luận rằng tỷ số tốc độ x_1 có lợi nhất là 0,5, trong lúc đó đối với η_{OL} thì $x_1 = \cos\alpha_1 = 0,94$.

Để đánh giá gần đúng tổn thất hơi rò trong các tầng phản lực của tuốc bin có thể dùng công thức đơn giản :

$$\xi_y = a \frac{\delta}{1} \quad (7-29)$$

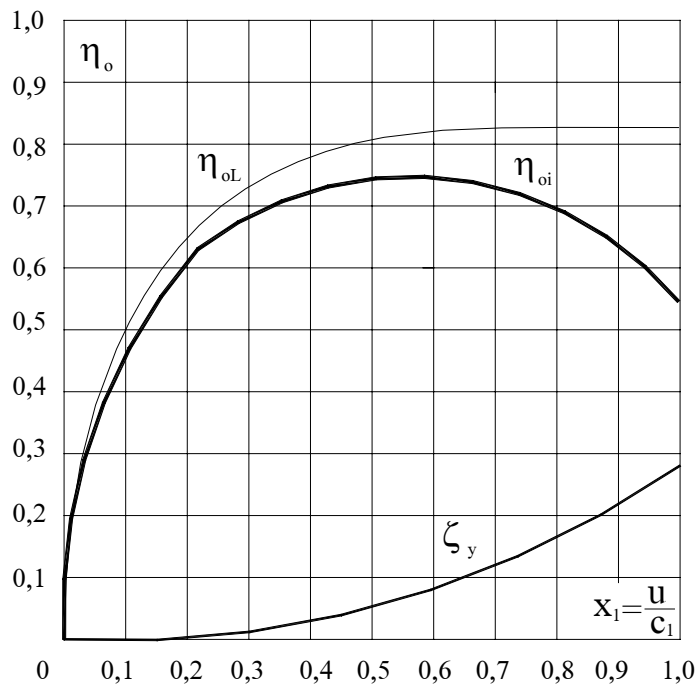
Trong đó :

Hệ số a phụ thuộc vào phương pháp chèn của khe hở hướng kính vào $\sin\alpha_1$. Nếu không có chèn đặc biệt và $\alpha_1 = 14 \div 18^\circ$ thì hệ số $a = 3 \div 4,5$.

Do có tổn thất hơi rò mà entanpi hơi thoát tăng thêm. Cho nên tổn thất hơi rò cần được tính đến khi dựng các quá trình trên giản đồ i - s . Trên cơ sở phương trình (7-17) tổn thất hơi rò bằng :

$$h_y = \xi_y E_o$$

Hay là tính theo công



Hình. 7.11 Ảnh hưởng của tổn thất hơi rò tới hiệu suất của tầng phản lực

thức (bằng cách sử dụng phương trình hỗn hợp)

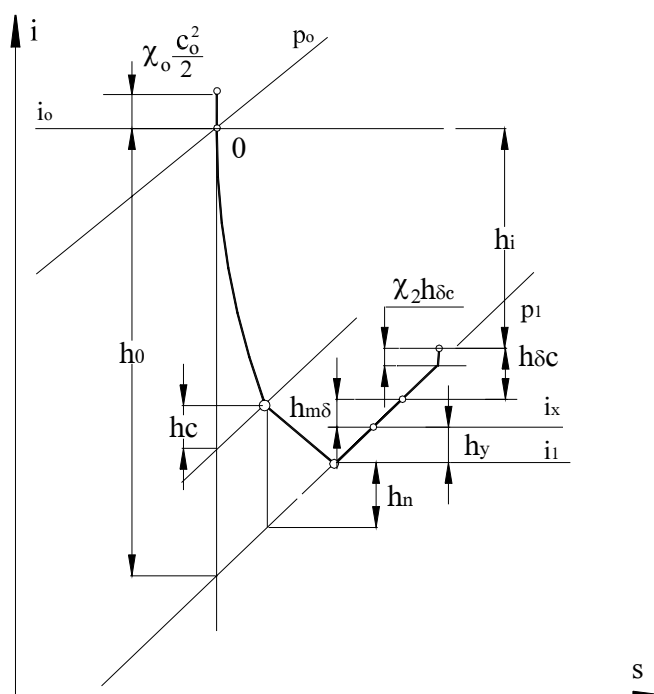
$$h_y = i_x - i_1 = \frac{G_{1y}i_{1y} + G_{2y}i_o - (G_{1y} + G_{2y})i_1}{G} \quad (7-30)$$

Trong đó :

i_o - Entanpi hơi không đi qua cánh quạt

i_{1y} - Entanpi của hơi không đi qua ống phun, nhưng qua rãnh cánh động.

Quá trình của tầng tuốc bin với độ phản lực không lớn có tính đến tất cả các tổn thất được biểu thị trên đồ thị $i-s$ (Hình 7.12).



Hình. 7.12. Quá trình của tầng tuốc bin trên đồ thị $i-s$

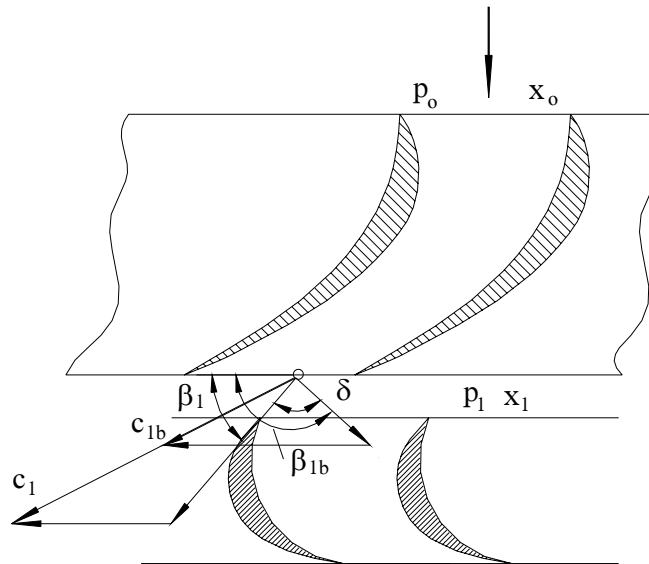
7.4. Ảnh hưởng của độ ẩm tới hiệu suất của tầng tuốc bin

Trong tuốc bin ngưng hơi nhiều tầng các tầng cuối thường làm việc trong vùng hơi ẩm. Trong tuốc bin hơi bão hòa hay là hơi quá nhiệt nhẹ ở các nhà máy điện nguyên tử số tầng làm việc trong tầng hơi ẩm lại càng nhiều hơn. Như vậy là các dãy cánh trong các tầng ấy làm việc với môi chất hai pha: hơi khô bão hòa (pha hơi) và các hạt nước lơ lửng (pha nước). Pha nước trong hơi ẩm có thể ở trạng thái phân tán mịn - dạng sương mù, phân tán thô - dạng giọt nước, màng nước chuyển động trên bề mặt profin cánh quạt và trên vách mút, và cũng có thể là dạng tia dòng.

Sự chuyển động của hơi ẩm trong tầng tuốc bin kéo theo một loạt hiện tượng mà trong dòng chảy của hơi quá nhiệt không có. Trong dãy ống phun và

cánh động những hạt nước tương đối lớn chuyển động chậm hơn pha hơi, tốc độ của giọt nước bé hơn tốc độ của hơi nhiều.

Trên sơ đồ Hình 7.13 biểu thị prôfin của dây ống phun và cánh động trong một tầng trung gian.



Hình 7.13 Tam giác tốc độ đối với hơi ẩm

Nếu trước dây ống phun hơi có độ ẩm bằng $(1 - x_0)$, thì trong quá trình giãn nở độ ẩm tăng lên và khi ra khỏi ống phun độ ẩm bằng $(1 - x_1)$.

Với trạng thái lơ lửng trong dòng hơi khi ra khỏi dây ống phun những giọt nước có tốc độ không đều nhau, hơn nữa tốc độ của giọt nước lại bé hơn tốc độ của hơi. Rõ ràng là những hạt nước tạo nên do sự giãn nở trước đó và được dòng hơi dẫn vào

ống phun là chậm nhất.

Những hạt nước ấy được gia tốc trong ống phun là do dòng hơi cuốn hút vào. Còn những hạt nước tạo thành trong phạm vi rãnh ống phun do giãn nở hơi cũng sẽ ra khỏi ống phun với tốc độ bé hơn tốc độ của hơi. Những sự chậm trễ ấy không lớn như sự chậm trễ của những giọt nước lẫn trong hơi ở trước ống phun.

Nếu ký hiệu C_1 là tốc độ ra của hơi khỏi ống phun (Hình 7.13), và giả thiết rằng, mép vào được chế tạo tốt phù hợp với góc vào cánh động β_1 của hơi, thì hạt nước khi ra khỏi ống phun với tốc độ C_{1b} bé hơn sẽ có góc hướng của tốc độ vào tương đối W_{1b} bằng β_{1b} và đập vào lưng cánh quạt dưới một góc và bằng $\delta = \beta_{1b} - \beta_1$. Sự va đập của hạt nước lên cánh động sẽ gây ra mô men hãm lên đĩa của tầng. Từ tam giác tốc độ vào thấy rằng thành phần va đập của hạt nước càng lớn thì tốc độ tuyệt đối C_{1b} càng bé và tốc độ vòng u càng lớn.

Sự va đập của những hạt nước vào mép của cánh động, một mặt sẽ làm giảm hiệu suất của tầng, mặt khác sẽ phá hủy bề mặt kim loại của cánh quạt, tức là cánh quạt bị mài mòn.

Bên cạnh tác dụng va đập của giọt nước khi tăng làm việc trong vùng hơi ẩm cần chú ý một số hiện tượng sau đây :

1. Khi hơi giãn nở từ trạng thái quá nhiệt tới gần đường bão hòa ($x = 1,0$) có thể có hiện tượng quá lạnh hơn (hiện tượng ngưng tụ chậm).

Đặc trưng của quá trình giãn nở hơi có quá lạnh là ở trong hơi không xuất hiện các giọt nước, không có ngưng tụ hơi, và đáng lý ra phải xảy ra.

Hơi quá lạnh trong trạng thái không bền vững được gọi là trạng thái giả bền, khi nhiệt độ của hơi thấp hơn nhiệt độ hơi bão hòa (ứng với áp suất của hơi). Trạng thái ấy có thể chuyển sang trạng thái cân bằng nhiệt độ trong quá trình xuất hiện pha nước. Khi giãn nở hơi có quá lạnh nhiệt giáng lý thuyết đối với dòng ở trong dây cánh thấp hơn so với khi giãn nở hơi cân bằng nhiệt động với sự hình thành giọt nước (khi có quá lạnh thể tích hơi bé hơn so với trường hợp của quá trình cân bằng nhiệt động. Cho nên công lý thuyết $h_0 = \int v d_1$ cũng bé hơn).

Hiệu số tương đối của các nhiệt giáng khi giãn nở cân bằng và khi giãn nở có quá lạnh $(H_0 - H_0^{ql})/H_0$ được gọi là hệ số tổn thất do quá lạnh ξ^{ql} .

2. Với một giới hạn quá lạnh nhất định hơi từ trạng thái giả bền chuyển sang trạng thái cân bằng với sự ngưng tụ một phần hơi và tạo thành sương mù. Ở chế độ lúc số $M \approx 1$ sẽ xuất hiện hiện tượng mặt tăng nhảy vọt đoạn nhiệt ổn định và không ổn định. Mặt tăng nhảy vọt đoạn nhiệt không ổn định di chuyển lên xuống theo dòng và có thể là mối nguy hiểm cho các cánh quạt (về phương diện rung động).

3. Do sự lắng đọng các giọt nước lên bề mặt cánh quạt hay là trên vách mút của rãnh cánh mà tạo nên màng mỏng và khi tương tác với lớp biên của dòng hơi sẽ làm tăng tổn thất năng lượng trong dòng. Màng mỏng khi rời khỏi mép ra cánh quạt sẽ bị xé vụn ra hình thành những giọt lớn (dạng phân tán thô). Những giọt nước cũng tách rời khỏi màng lỏng.

4. Trong các rãnh ống phun giọt nước có thể tăng kích thước lên do hơi ngưng tụ, bị xé vụn dưới tác dụng của lực khí động học của dòng và bốc hơi và ngưng tụ do va chạm nhau.

5. Quỹ đạo của giọt nước trong rãnh cánh phụ thuộc vào cỡ hạt của nó. Những giọt nhỏ trong dòng với kích thước $d < 1 \div 5$ micrô sẽ đi theo đường dòng của pha hơi (dạng sương mù). Những giọt lớn chuyển động lệch khỏi đường dòng của pha hơi. Giọt nước càng to thì độ lệch càng lớn. Những hạt rất to ($d > 50 \div 100$ micrô) chuyển động qua rãnh cánh không phụ thuộc vào hướng của dòng.

6. Trong rãnh cánh diễn ra hiện tượng ma sát, trao đổi nhiệt, trao đổi chất giữa các pha, v.v...

Trên đây ta đã thống kê một số hiện tượng chủ yếu đã phát sinh khi tăng làm việc trong vùng hơi ẩm.

Kết quả của quá trình phức tạp đó, song với dòng chảy hơi quá nhiệt, làm thay đổi các thông số thực của dòng ở đầu ra dây cánh : tốc độ, các góc của dòng, sự phân phối áp suất theo đường viền profin và theo chiều cao, v.v... Nói một cách khác là đã ảnh hưởng tới các đặc tính tổng hợp của dòng bao dây cánh, cũng như ảnh hưởng tới hệ số tổn thất và lưu lượng, tức là làm giảm hiệu quả kinh tế của tăng tuốc bin.

Tổn thất năng lượng do độ ẩm trong tăng tuốc bin bao gồm các thành phần chủ yếu sau đây :

- a) Tổn thất do sự va đập của giọt nước và lưng cánh động gây nên mômen cản quay rôto;
- b) Tổn thất do độ quá lạnh của hơi
- c) Tổn thất do dòng hơi phải gia tốc các giọt nước ;
- d) Tổn thất trong lớp biên do sự tạo thành màng nước lên bề mặt của phần chảy.
- e) Tổn thất do tăng kích thước của vệt mép ra vì màng bị xé vụn sau khi rời khỏi mép ra cánh quạt.

Để đánh giá ảnh hưởng của độ ẩm tới hiệu suất của tuốc bin thường người ta áp dụng quy tắc : trong vùng hơi ẩm hiệu suất của tăng giảm tỷ lệ với độ khô của hơi.

Nếu ký hiệu $\eta_{oi}^{khô}$ là hiệu suất của tăng làm việc bằng hơi khô bão hòa, thì khi tăng ấy làm việc bằng hơi ẩm hiệu suất sẽ là :

$$\eta_{oi}^x = \eta_{oi}^{khô} x \quad (7-31)$$

Như vậy:

Tổn thất do hơi ẩm có thể tìm theo công thức :

$$h_x = \xi_x E_o \quad (7-32)$$

Trong đó :

$$(1 - x) \eta_{oi}^{khô}$$

Đó là công thức dùng để đánh giá sơ bộ ảnh hưởng của độ ẩm tới hiệu suất của tuốc bin.

Thật ra, những hiện tượng phức tạp của dòng chảy hơi ẩm không cho phép xây dựng được phương pháp tính gần đúng các tổn thất năng lượng do độ ẩm của hơi. Những yếu tố chủ yếu có ảnh hưởng tới tổn thất do độ ẩm trong tăng, là độ ẩm trước tăng y_o và sau tăng y_2 , tỷ số tốc độ u/Ca , cũng như độ phân tán của giọt nước.

Công thức bán thực nghiệm sau đây của MEI đã tính đến các yếu tố ấy :

$$\xi_a = 2 \frac{u}{Ca} [0,9y_o + 0,35(y_2 - y_o)] \quad (7-33)$$

Trong công thức này số hạng thứ nhất tính đến tổn thất do những giọt lớn (dạng phân tán thô) được tạo nên từ tầng trước đó và do độ ẩm trước tầng đang xét y_o xác định, số hạng thứ hai tính đến tổn thất do sương mù (dạng phân tán mịn) được tạo thành trong tầng đang xét bằng hiệu số của độ ẩm sau và trước tầng $y_2 - y_o$. Các hệ số 0,90 và 0,35 trước các số hạng ấy chứng tỏ rằng phần góp vào tổn thất năng lượng của những giọt to lớn hơn phần góp của các giọt mịn (sương mù). Công thức (7-33) có thể dùng để tính các tầng làm việc trong vùng áp suất thấp.

Trong tính toán thực tế người ta cũng áp dụng rộng rãi công thức gần đúng để đánh giá tổn thất do độ ẩm :

$$\xi_a = a \frac{y_o + y_2}{2} \quad (7-34)$$

Các thí nghiệm đã chứng tỏ rằng hệ số a trong công thức này thay đổi trong phạm vi rộng từ 0,4 đến 1,4 và phụ thuộc nhiều vào kết cấu các thông số và điều kiện làm việc.

Để tính toán sơ bộ có thể chấp nhận $a = 0,8 \div 0,9$.

7.5. Sự mài mòn cánh quạt tuốc bin và phương pháp tách nước trong phần chảy của tuốc bin.

Như đã trình bày ở trên, trong tầng tuốc bin làm việc ở vùng hơi ẩm cánh quạt thường bị mài mòn.

Do sự va đập của các giọt nước vào bề mặt của mép vào cánh động, lúc đầu bề mặt cánh bị nhám, dần bị rỗ, có lỗ thủng, bị nham nhõ như răng cưa, hình dạng profin cánh bị thay đổi. Cánh có thể bị mài mòn tới 0,2÷ 0,3 cung của nó, Nếu làm việc lâu dài phần trên của cánh có thể bị phá hủy hoàn toàn. Kết quả là giảm độ bền cơ khí của cánh và giảm hiệu suất của tầng.

Sự mài mòn của cánh động dính liền với sự phá hủy kim loại của cánh quạt do mỗi vì chịu ứng suất cơ rất cao khi những giọt nước va đập vào bề mặt cánh.

Áp suất khi giọt nước tương tác với bề mặt cánh có thể xác định được trên cơ sở phương trình và thủy lực của N.E.Jukovski :

$$P = \alpha \rho_a W_a a_a$$

Trong đó :

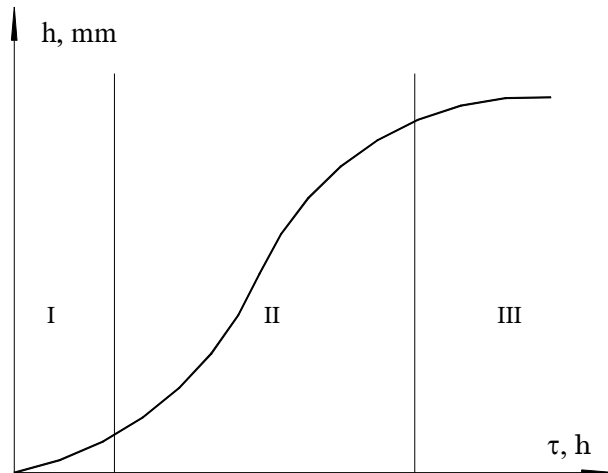
ρ_a - Mật độ của nước trong rãnh ;

W_a - Tốc độ của giọt nước so với bề mặt cánh quạt

a_a - Tốc độ âm thanh trong chất lỏng.

α - Hệ số. Nó thay đổi tùy thuộc vào tốc độ của giọt nước W_a từ 0,25 tới 0,5, khi W_a 150 m/s ; $\alpha = 0,5$.

Áp suất va có thể đạt tới 310 MPa với tốc độ va chạm nhau của giọt nước và cánh quạt $W_a = 300$ m/s.



Hình 7.14 Quá trình mài mòn bề mặt cánh quạt
Tùy theo thời gian làm việc của tuốc bin

Tốc độ tương đối W_{la} này sẽ đạt được khi tốc độ vòng trên cánh quạt hơi vượt chút ít giá trị của $u = 300$ m/s.

Ngoài ứng suất cơ, sự han rỉ kim loại, sự xâm thực, v.v.. cũng có thể ảnh hưởng đến quá trình mài mòn cánh quạt.

Quá trình phá hủy cánh quạt do sự mài mòn theo thời gian có thể quy ước chia ra làm ba giai đoạn (Hình 7.14)

I- Giai đoạn thứ nhất, bắt đầu - giai đoạn "ủ bệnh" lúc mà trên bề mặt lớp kim loại

tích tụ những hiện tượng hư hỏng do mỏi (sự tạo thành và tăng trưởng các vết nứt do mỏi).

II- Giai đoạn thứ hai - giai đoạn mài mòn mạnh

III- Giai đoạn thứ ba - Giai đoạn tăng chậm sự mài mòn.

Thời gian của các giai đoạn ấy phụ thuộc vào độ ẩm của hơi, độ phân tán của nước, tốc độ va chạm nhau của giọt nước và bề mặt cánh quạt.

Độ mài mòn ở giai đoạn III tăng chậm là nhờ có màng nước đệm trên bề mặt rõ của cánh quạt.

Để bảo vệ cánh quạt khỏi bị mòn người ta áp dụng các biện pháp sau đây :

- 1- Giảm độ ẩm của hơi ở đầu ra của tuốc bin bằng cách nâng cao nhiệt độ hơi mới, áp dụng quá nhiệt trung gian, v.v...
- 2- Giảm độ ẩm thực tế trước dây cánh động bằng cách áp dụng biện pháp tách nước có hiệu quả trong phần chảy (tách nước bên trong, tách nước bên ngoài vì của tầng..)

- 3- Tăng khe hở dọc trục giữa ống phun và cánh động, tạo khả năng cho giọt nước được xé vụn và giảm bớt sự cách biệt về tốc độ của nước và hơi. (Khe hở ấy có thể đạt tới $100 \div 300\text{mm}$).
- 4- Tránh dùng đai giấy, nơi tạo điều kiện cho nước tích tụ.
- 5- Áp dụng xẻ rãnh dọc trên phần vào lưng, gần đỉnh cánh quạt, nước trong rãnh sẽ giảm bớt sự va đập của giọt nước, ngoài ra, rãnh còn có tác dụng tách nước nữa.
- 6- Sử dụng kim loại chịu mòn để làm cánh (thép không rỉ, hợp kim titan, v.v...) tăng bền mặt (ví dụ, bằng cách tôi), dùng kim loại bảo vệ

Để tăng bền mép vào của cánh quạt ở phía lưng người ta hàn bọc thêm những miếng ốp bằng kim loại stelit có độ cứng và độ chịu mòn cao.

Để giảm bớt ứng suất chập trong mối hàn có thể phát sinh khi cánh bị rung và bảo đảm cho cánh quạt tự do giãn nở nhiệt, người ta chia miếng ốp ra nhiều phần đặt theo chiều dài của mép vào cánh quạt.

Những biện pháp chống mài mòn đã thống kê cho ta tránh được hiểm họa mài mòn cánh quạt khi làm việc với tốc độ vòng $560 \div 580\text{m/s}$ và độ ẩm sau tuốc bin gần 8%, còn với tốc độ vòng thấp hơn thì độ ẩm đến $12 \div 14\%$.

Ngoài những biện pháp nhằm nâng cao tuổi thọ của cánh quạt kể trên, trong nhiều tầng tuốc bin hiện đại còn có bộ phận tách nước ra khỏi phần chảy và các phần cuối của tuốc bin. Như vậy không những giảm độ mài mòn cánh quạt, mà còn giảm được tổn thất năng lượng do độ ẩm, tức là nâng cao hiệu suất của tuốc bin. Kinh nghiệm cho ta thấy rằng, chỉ có thể tách được những giọt nước (dạng phân tán thô) mà nó lại chiếm phần không lớn trong hàm lượng hơi ẩm chung.

Có thể tiến hành tách nước trong phần chuyển hơi bằng cách sau đây :

1. Hút màng nước khỏi bề mặt cánh ống phun hoặc khỏi mép của nó (tách nước trong rãnh).
2. Tách nước từ buồng sau dây ống phun, do dòng bị xoắn ở đầu ra của dây ống phun vòng những hạt hơi ẩm chịu tác dụng của lực ly tâm. Những giọt nước với mật độ lớn hơn nhiều so với mật độ của hơi sẽ văng ra phía ngoại biên. Do có sức ly tâm của những giọt nước mà hiệu quả tách nước khá tốt. Nhưng đồng thời sẽ làm giảm hiệu suất của tầng. Nguyên nhân là khi hút nước có cuốn theo cả hơi và làm rối dòng đi vào cánh động. Trong trường hợp này đường dòng hướng về phía ngoại biên.
3. Tách nước từ cánh động hoặc là sau cánh động. Để thải nước từ các cánh động văng ra do sức ly tâm, trên cánh quạt phải có khoảng trống nối liền với các rãnh

tách nước hay là những rãnh xả đặc biệt. Không có đai cánh quạt thì thuận tiện cho việc tách nước, nhưng lại làm giảm hiệu suất của tầng.

Trong nhiều yếu tố có ảnh hưởng tới sự tách nước, cần chú ý đến áp suất của hơi P. Bởi vì khi áp suất tăng sẽ giảm bớt hiệu số các mật độ của hơi và nước, vì vậy hiệu quả tách nước sẽ thấp.

7.6. Lực dọc trục trong tuốc bin hơi nước

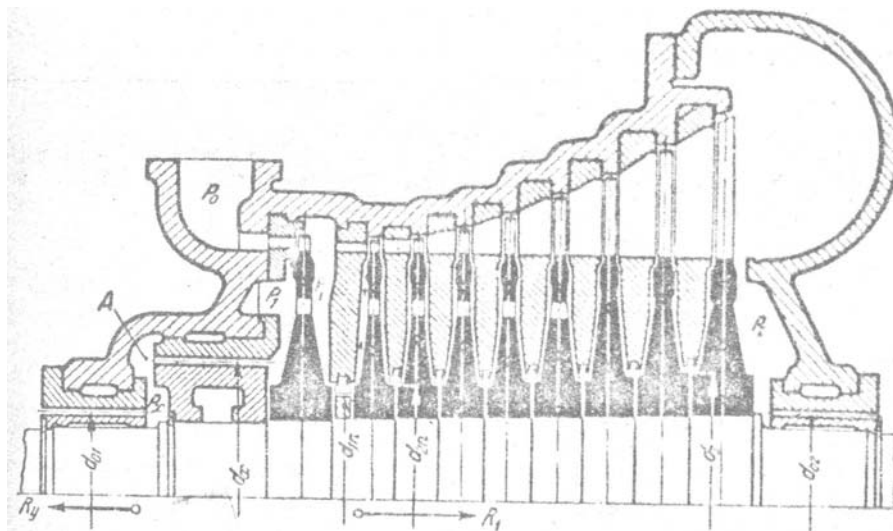
Khi giãn nở trong phần chuyển hơi của tuốc bin, hơi không những chỉ truyền mô men quay cho rôto do các lực vòng tác dụng lên cánh động, mà còn cả lực dọc trục, không sinh công và chuyển về paliê chắn. Thông thường, lực này cố đẩy rôto theo chiều dòng hơi, hơn nữa, có khi lại đạt tới giá trị lớn. Để đảm bảo cho tuốc bin làm việc an toàn, và an toàn cho paliê chắn, cần xác định khá chính xác lực dọc trục.

Muốn vậy, ta sẽ khảo sát lực dọc trục tác dụng lên một trong các tầng trung gian của tuốc bin nhiều tầng (Hình 7.15). Tầng này được biểu thị trên hình 7.16 với tỷ lệ đã được khuếch đại.

Lực vòng truyền lên cánh động đối với tầng thứ n có phun hơi toàn phần là:

$$Ra' = G(C_{1n} \sin \alpha_{1n} C_{2n} \sin \alpha_{2n}) + \pi d_n l_n (P_{1n} - P_{2n}) \quad (7-35)$$

Nếu áp suất hơi P'_{1n} và P_{2n} ở cả hai phía đĩa không bằng nhau, thì đĩa chịu một lực dọc trục tác dụng bằng :



Hình. 7.15 Bản vẽ lược đồ của tuốc bin xung lực nhiều tầng có đĩa giảm tải

$$Ra'' = S_1 (P'_{1n} + P_{2n}) = \frac{\pi}{4} [(d_n - l_n)^2 - d_{2n}^2] (P'_{1n} - P_{2n}) \quad (7-36)$$

Trong đó :

d_n - Đường kính trung bình của tầng

d_{2n} - Đường kính của bạc chèn

l_n - Chiều cao của cánh động

Nếu đường kính d_{1n} và d_{2n} của chèn trung gian ở cả hai đĩa không bằng nhau, như ở hình 7-16, thì lực dọc trục truyền cho bề mặt mút trong giới hạn của tầng do hiệu của các đường kính chèn gây nên sẽ là :

$$Ra''' = \frac{\pi}{4} (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) P'_{1n} \quad (7-36)$$

Để giảm bớt lực dọc trục tổng chuyển về paliê chắn, trong tuốc bin hơi nước người ta có gắng cân bằng nó. Có thể đạt được điều đó bằng cách, ví dụ, tăng đường kính của chèn cuối phía trước (Hình 7-15) và nối buồng chèn trung gian A với bình ngưng hay là với tầng

trung gian có áp suất không lớn. Như vậy là đã tạo được lực cân bằng hướng ngược chiều dòng hơi và giảm bớt phụ tải cho paliê chắn. Chi tiết để cân bằng lực dọc trục ấy được gọi là đĩa (pit tông) cân bằng hay là đĩa giảm tải.

Nếu sử dụng các ký hiệu trên Hình 7-15, và chấp nhận rằng :

$$\sum_1^z Ra^I + \sum_1^z Ra^{II} + \sum_1^z Ra^{III} = R_1 \quad (7-37)$$

Ký hiệu phản lực của paliê chắn qua R_y và giả thiết rằng, hơi rút từ buồng của đĩa giảm tải được đem về tầng trung gian, mà áp suất trong đó với phụ tải tính toán bằng P_x , thì tổng các lực dọc trục chiếu theo chiều trục sẽ bằng :

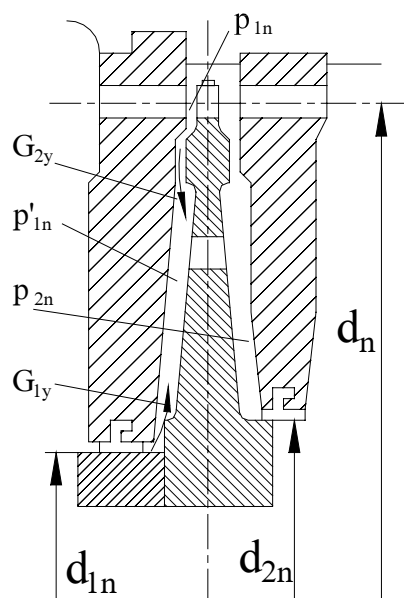
Những lực hướng về phía bên trái :

$$R_y + \frac{\pi}{4} P_1 (d_x^2 - d_{1n}^2) + \frac{\pi}{4} P_2 (d_x^2 - d_{02}^2)$$

Những lực hướng về phía bên phải

$$P_x + \frac{\pi}{4} (d_x^2 - d_{01}^2) + \frac{\pi}{4} \sum_z P'_{1n} (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) + R_1$$

Giải phương trình này ta tìm được :



Hình. 7.16 Sơ đồ tuốc bin xung lực (có bánh tĩnh)

$$d_x = \frac{1}{\sqrt{P_1 - P_x}} \sqrt{\frac{4}{\pi} (R_1 - R_Y) + \sum_2^Z F'_{1n} (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) - P_2 (d_Z^2 - d_{02}^2) + P_1 d_{1n}^2 - P_x d_{01}^2}$$

Đẳng thức này chứng tỏ rằng, d_x phụ thuộc vào phụ tải R_Y mà paliê chắn có thể chịu đựng được.

Nếu trong tuốc bin tất cả các tầng đều là xung lực thuần túy, còn đĩa thì có đầy đủ lỗ cân bằng, nếu bỏ qua lực dọc trục trong chèn lắt léo, thì có thể xem $R_Y = 0$ là gần đúng. Trong trường hợp này, để cho phụ tải dọc trục bằng không, chỉ cần chế tạo đường kính bằng không, tức là :

$$d_x = d_1 = d_{01} = d_{2n} = d_{1n} = d_2 = d_{02}$$

Như vậy là piston cân bằng bằng với chèn cuối bên ngoài.

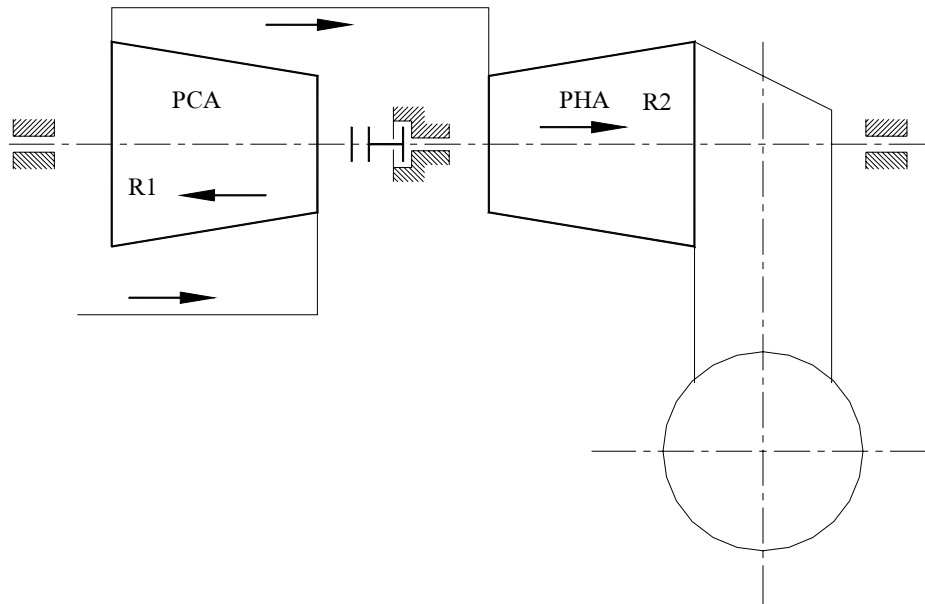
Trong tuốc bin phản lực, cánh động được lắp trực tiếp lên tang trục và không có bánh tĩnh trung gian, lực R_a'' không có, nhưng lực R_a''' lại rất lớn, bởi vì mức độ tăng đường kính của tầng hoàn toàn do hiệu của các đường kính tang trục xác định :

Ngoài ra, trong tầng phản lực, lực R_a' là lớn, vì giáng áp lên cánh động lớn. Đối với cụm tầng phản lực có đường kính trung bình bằng nhau và chiều cao cánh quạt ít thay đổi, bỏ qua hiệu của lượng chuyển động theo chiều trục, có thể viết :

$$\sum R_a' = \pi d_{lm} \sum (P_{1n} - P_{2n}) = \pi d_{lm} \sum \rho (P_{0n} - P_{2n}) = \pi d_{lm} \rho (P_0 - P_2) \quad (7-38)$$

Trong đó P_0 và P_2 - áp suất ở đầu và cuối cụm tầng phản lực. Để cân bằng lực dọc trục đáng kể xuất hiện trong tuốc bin phản lực người ta áp dụng đĩa giảm tải với đường kính lớn (hình 7.15). Nếu trong tuốc bin phản lực tất cả các cánh động được lắp trên tang trục hình trụ, còn áp suất P_x bằng áp suất sau tầng cuối cùng, thì lực dọc trục được cân bằng hoàn toàn với điều kiện là đường kính của đĩa cân bằng d_x bằng đường kính trung bình của tầng giữa.

Trong tuốc bin nhiều tầng không có quá nhiệt trung gian người ta cố gắng cân bằng lực dọc trục bằng cánh hướng dòng hơi trong thân máy thứ nhất và thứ



Hình 7.17 Cân bằng lực dọc trục trong tuốc bin có hai thân máy

hai đi ngược chiều nhau (Hình 7.17). Đồng thời lực dọc trục của từng thân máy có thể cân bằng hoàn toàn và không cần đến đĩa cân bằng nữa.

Trong tuốc bin có quá nhiệt trung gian không thể thực hiện sự cân bằng bằng phương pháp ấy khi có chế độ quá độ được ; bởi vì do quán tính lớn của thể tích hơi trong đường ống dẫn hơi quá nhiệt, áp suất trước phần trung áp của tuốc bin thay đổi không đồng thời với sự thay đổi áp suất trước phần cao áp của tuốc bin. Cho nên lực R_1 và R_2 (Hình 7.17) đã được cân bằng ở chế độ ổn định có thể khác nhau nhiều ở chế độ quá độ, và như vậy sẽ tạo nên lực quá lớn, không cho phép lên pailê chắn. Vì nguyên nhân ấy mà trong tuốc bin có quá nhiệt hơi trung gian các rôto PCA và PTA phải được cân bằng riêng. Đối với tuốc bin có trích hơi điều chỉnh cũng tiến hành cân bằng lực dọc trục riêng tương tự như vậy.

Tác dụng lên pailê chắn còn có các lực dọc trục phụ từ rôto của máy được truyền động (máy phát điện, quạt nén,v.v...) Theo quy tắc, những lực ấy không lớn lắm. Lực dọc trục đáng kể có thể xuất hiện trong các khớp trục ấy chuyển động theo dọc trục và mỗi rôto có pailê chắn riêng của nó. Lực dọc trục phụ cũng

có thể phát sinh khi có giảm nở nhiệt của rôto và khi chuyển động dọc trục của khớp trục bị hạn chế ...

Trong tuốc bin lớn hiện tại, nếu những lực dọc trục phụ ấy quá lớn, thì người ta chỉ dùng khớp trục cứng.

Trong quá trình vận hành lực dọc trục trong tuốc bin có thể thay đổi do thay đổi độ phản lực trong các tầng riêng lẻ hay trong từng cụm tầng, do thay đổi hơi rò qua chèn bánh tĩnh và chèn trên đai, v.v...

Sự thay đổi lực dọc trục có thể xảy ra do chuyển từ chế độ này sang chế độ khác nhanh quá. Hơn nữa, sự thay đổi nhanh nhiệt độ trong các chi tiết của rôto và stato sẽ làm thay đổi các khe hở trong chèn và tương ứng, sẽ làm thay đổi lực dọc trục.

CHƯƠNG 8

TUỐC BIN PHỐI HỢP

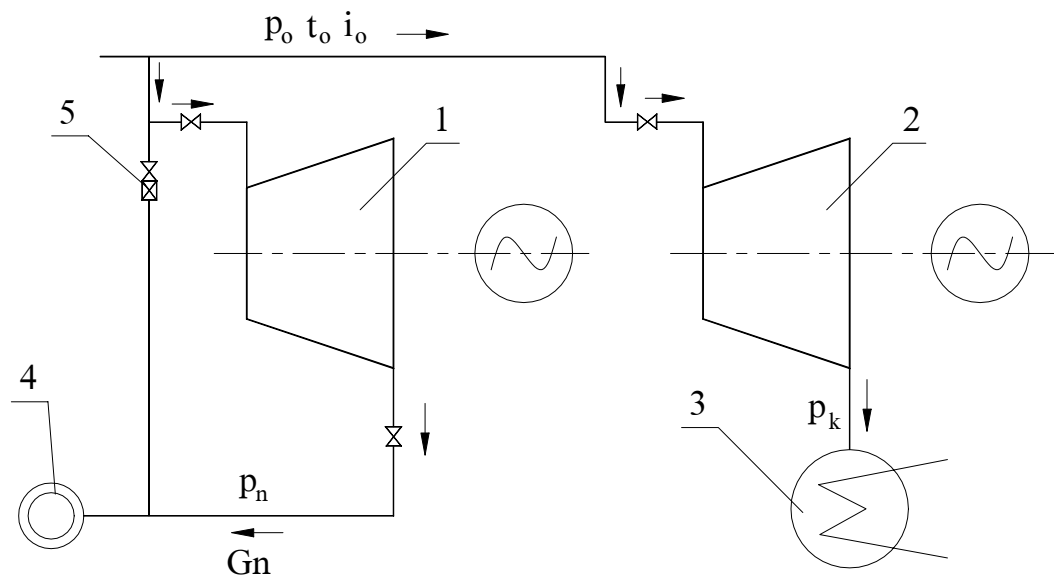
SẢN XUẤT NHIỆT VÀ ĐIỆN NĂNG

Tuốc bin phối hợp sản xuất nhiệt và điện là tuốc bin không chỉ dùng để chạy tuốc bin để phát điện, mà còn để cung cấp nhiệt cho các hệ tiêu thụ nhiệt bên ngoài, được gọi là tuốc bin cấp nhiệt thu hồi và được phân ra các loại chủ yếu sau đây:

- Tuốc bin đối áp;
- Tuốc bin có một cửa trích hơi điều chỉnh;
- Tuốc bin có một cửa trích hơi điều chỉnh và tuốc bin đối áp;
- Tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh;

8.1. Tuốc bin đối áp

Sơ đồ của thiết bị tuốc bin đối áp được biểu thị ở hình 8.1.



Hình. 8.1 Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin đối áp và tuốc bin ngưng hơi

1- Tuốc bin đối áp 2- Tuốc bin ngưng hơi 3- Bình ngưng

4- Hệ tiêu thụ nhiệt 5- Bộ giảm ôn - giảm áp

Hơi mới từ lò hơi với các thông số P_o và t_o được dẫn vào tuốc bin. Trong tuốc bin 1 hơi giãn nở tới áp suất p_n , hơi thoát đi vào hệ tiêu thụ nhiệt 4. Để sưởi

ấm người ta dùng hơi với áp suất $p_n = 70 \div 250$ kPa, đối với mục đích công nghiệp $p_n = 0,4$ đến $0,7$ MPa và trong nhiều trường hợp $p_n = 1,3 \div 1,8$ MPa.

Trong tuốc bin đối áp lượng hơi tiêu thụ phụ thuộc vào hệ tiêu thụ nhiệt. Cho nên công suất điện của tuốc bin đối áp sinh ra không phải là tùy ý mà phụ thuộc vào công suất nhiệt của hệ tiêu thụ nhiệt.

Công suất điện P_E do tuốc bin không có cửa trích hơi sinh ra bằng :

$$P_E = G_n H_o \eta_{oi} \eta_M \eta_G = G_n H_o \eta_{OE} \quad (8-1)$$

Khi thông số hơi không thay đổi, nhiệt giáng lý thuyết H_o không thay đổi nên hiệu suất η_{OE} chủ yếu phụ thuộc vào lưu lượng thể trích hơi qua tuốc bin, do đó công suất của tuốc bin đối áp được xác định duy nhất bởi lưu lượng hơi G_n đi qua tuốc bin và chỉ thay đổi khi có sự thay đổi phụ tải của hệ tiêu thụ nhiệt.

Trên thực tế, đồ thị phụ tải nhiệt và điện năng không trùng nhau, nên khi làm việc độc lập, tuốc bin đối áp không thể bảo đảm điện năng cho hệ tiêu thụ. Vì vậy trong hệ thống năng lượng hiện đại người ta đặt tuốc bin đối áp làm việc song song với tuốc bin ngưng hơi 2 (Hình 8-1). Khi làm việc như vậy tuốc bin đối áp chỉ sản xuất công suất điện tương ứng với lưu lượng hơi cung cấp cho hệ tiêu thụ nhiệt, phần sản lượng điện còn lại do tuốc bin ngưng hơi đảm nhiệm. Trong giờ cao điểm của phụ tải nhiệt, nếu nhu cầu hơi cho hệ dùng nhiệt vượt quá khả năng cung cấp hơi của tuốc bin đối áp, thì phải lấy thêm hơi mới từ lò hơi qua bộ giảm ôn giảm áp 5. Bộ giảm áp cũng cho phép cung cấp hơi cho hệ dùng nhiệt 4 khi tuốc bin 2 ngừng làm việc.

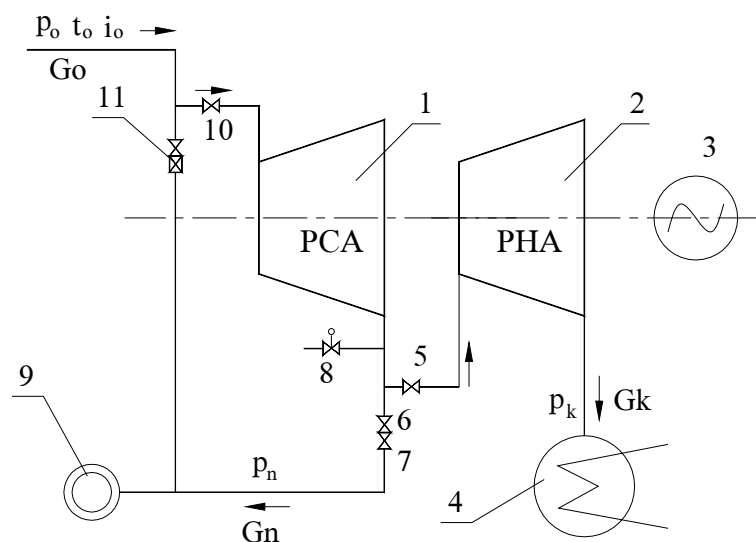
Như vậy là, công suất điện cho tuốc bin đối áp sinh ra hoàn toàn phụ thuộc vào phụ tải nhiệt, do đó không cho phép sử dụng hiệu quả hết công suất đặt của thiết bị tuốc bin và điều đó cũng hạn chế phạm vi sử dụng của tuốc bin đối áp.

8.2. Tuốc bin có trích hơi điều chỉnh:

Tuốc bin ngưng hơi có trích hơi điều chỉnh có thể cung cấp đồng thời nhiệt năng và điện năng cho hệ tiêu thụ dùng bên ngoài, cho nên nó ngày càng được áp dụng rất phổ biến.

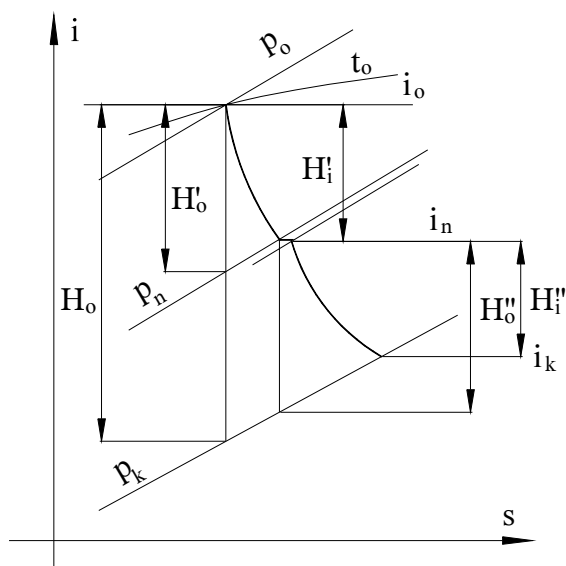
Khác với tuốc bin đối áp tuốc bin có trích hơi điều chỉnh sản xuất ra điện năng không lệ thuộc vào phụ tải nhiệt của các hệ tiêu thụ.

Tuốc bin có trích hơi điều chỉnh gồm có hai phần (Hình 8.2)



Hình. 8.2 Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tước bin có trích hơi điều chỉnh

Cụm tầng nằm trước cửa trích (1), gọi là phần cao áp (PCA), và cụm tầng từ cửa trích đến bình ngưng hơi (2) - Phần hạ áp (PHA).



Hình. 9.3 Quá trình giãn nở hơi của tước bin có trích hơi điều chỉnh trên đồ thị $i-s$

Hơi mới được đưa vào tước bin qua van stop và xupáp điều chỉnh 10 với áp suất P_o và nhiệt độ t_o . Trong (PCA) hơi giãn nở tới áp suất P_n , được giữ không đổi và do hệ tiêu thụ nhiệt 9 quyết định. Khi ra khỏi (PCA) dòng hơi G_o sẽ phân nhánh; phần hơi G_n qua van ngắt 6 và van một chiều 7 đi vào hệ tiêu thụ 9, còn phần hơi G_k , qua các cơ quan điều chỉnh 5 - vào PHA rồi giãn nở đến áp suất P_k trong bình ngưng 4. Bộ giảm ổn giảm áp 11 dùng để cung cấp hơi cho hệ dùng nhiệt lúc ngưng tước bin 1.

Công suất điện của tước

bin P_E (kW), có một cửa trích hơi điều chỉnh (không tính đến hơi cho gia nhiệt) được xác định từ biểu thức :

$$\begin{aligned} P_E &= P_i \eta_M \eta_G \\ P_i &= P_i' + P_i'' = G_o (i_o - i_n) + G_k (i_n - i_k) \\ &= G_o H_o' \eta_{oi}' + G_k H_o'' \eta_{oi}'' \\ &= G_n (i_o - i_n) + G_k (i_o - i_k) \\ &= G_n H_o' \eta_{oi}' + G_k H_o'' \eta_{oi}'' \end{aligned} \quad (8-2)$$

Trong đó :

P_i' và P_i'' - Công suất trong của PCA và PHA, kW

G_o, G_n, G_k - Lưu lượng hơi qua tuốc bin, PCA, PHA, kg/s ;

i_o, i_n, i_k - Entanpi của hơi mới, hơi trích, hơi thoát, kJ/kg

H_o, H_o', H_o'' - Nhiệt giáng lý thuyết của tuốc bin, PCA, PHA, kJ/kg

$\eta_{oi}, \eta_{oi}', \eta_{oi}''$ - Hiệu suất trong tuốc bin, PCA, PHA;

η_M - Hiệu suất cơ khí

η_G Hiệu suất máy phát điện.

Ta biết: $G_k = G_o - G_n$

Từ (8 -2) ta có biểu thức cho lưu lượng hơi mới đi qua tuốc bin có cửa trích hơi điều chỉnh:

$$G_o = \frac{P_i}{i_o - i_k} + G_n \frac{i_n - i_k}{i_o - i_k} = \frac{1}{H_i} (P_i + G_n H_i'') = \frac{1}{H_i} \left(\frac{P_E}{\eta_M \eta_G} + G_n H_i'' \right) \quad (8-3)$$

Với nhiệt giáng sử dụng không thay đổi H_i'' của PHA, và của toàn tuốc bin H_i lưu lượng hơi đi qua tuốc bin có trích hơi điều chỉnh phụ thuộc vào công suất điện P_E và lưu lượng hơi trích G_n cho hệ dùng nhiệt.

Đặc điểm của tuốc bin có cửa trích hơi:

1- Tính đa dạng của các chế độ làm việc có thể xảy ra là đặc trưng của tuốc bin có cửa trích hơi. Tùy thuộc vào phụ tải nhiệt có thể chia thành hai nhóm chế độ; ngưng hơi và cấp nhiệt thu hồi.

Khi lưu lượng hơi trong cửa trích điều chỉnh bằng không, chế độ làm việc của tuốc bin được gọi là chế độ cấp nhiệt thu hồi. Tùy theo tính chất của tuốc bin có thể có chế độ làm việc theo chế độ nhiệt hoặc điện. Khi tuốc bin làm việc theo đồ thị nhiệt công suất điện do phụ tải nhiệt xác định không thể thay đổi, nếu phụ tải nhiệt không thay đổi tương ứng. Ở các chế độ ấy cơ quan điều chỉnh của PHA là không đổi, còn sự thay đổi phụ tải của hệ tiêu thụ dùng nhiệt và công suất của tuốc bin thì do các cơ quan phân phối hơi của PCA đảm nhiệm. Ngoài ra còn có

khả năng làm việc theo chế độ đối áp, nếu các cơ quan điều chỉnh của PHA đóng lại và toàn bộ hơi được dẫn về cửa trích hơi điều chỉnh. Ở chế độ này cần phải cho một lượng hơi tối thiểu đi qua PHA để dẫn nhiệt do sự ma sát với các bộ phận quay của rôto ra ngoài.

Khi tuốc bin làm việc theo đồ thị diện các cơ quan điều chỉnh của PHA có thể thay đổi độ đóng mở tùy ý.

2- Tính đa dạng của các chế độ làm việc trong tuốc bin có trích hơi điều chỉnh do sự thay đổi lưu lượng hơi đi qua PCA trong phạm vi rộng rãi xác định. Vì vậy trong các tuốc bin có cửa trích hơi người ta thường hay phân phối hơi bằng ống phun.

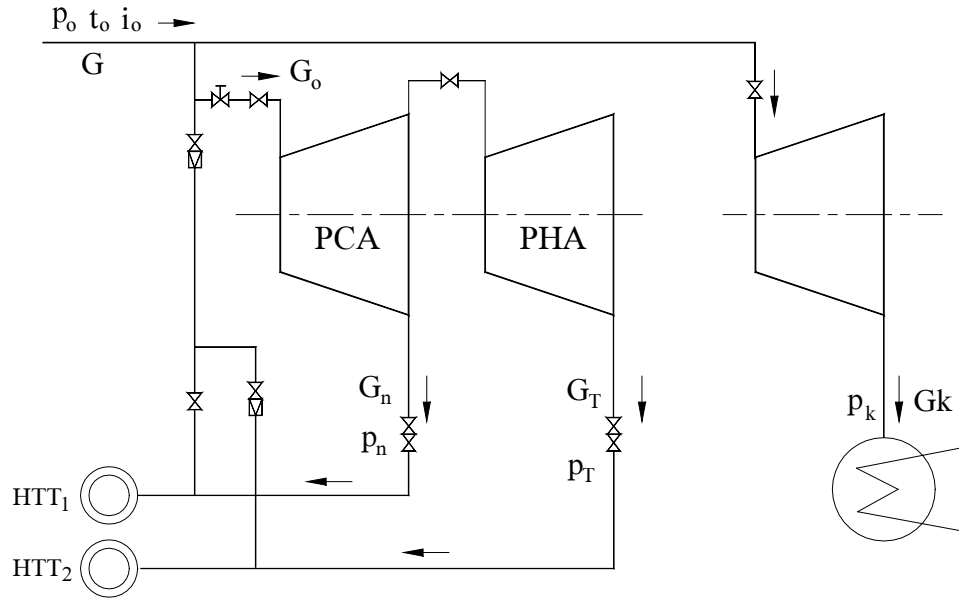
3- Trong tuốc bin có cửa trích hơi những dòng hơi đi vào PCA và PHA đều được điều chỉnh, trong đó áp suất hơi dẫn về hệ dùng nhiệt được giữ không đổi, không phụ thuộc vào công suất và lưu lượng hơi.

4- Theo quy tắc, đường ống dẫn hơi trích tiếp giáp với tuốc bin và có dung tích lớn. Khi cắt máy phát một cách đột ngột, nếu các cơ quan điều chỉnh PHA chưa đóng lại, thì hơi từ ống dẫn hơi trích có thể đi ngược qua PHA về bình ngưng. Lúc đấy, khi giãn nở trong PHA hơi có thể tăng tốc độ tuốc bin đến mức phá hủy nó. Để đề phòng tăng tốc tuốc bin như vậy, trên các đường ống dẫn hơi trích điều chỉnh và không điều chỉnh đều đặt van một chiều 5. Ngoài ra, còn phải ngắt van 4 và các cơ quan điều chỉnh 6, đồng thời phải đóng xupáp điều chỉnh 7 và van stop trên đường dẫn hơi mới vào tuốc bin (hình 8.2).

5- Khi đường trích hơi được gom từ một số tuốc bin, có khả năng giảm áp suất trong đường ống do ngừng sự cố một trong những tuốc bin ấy. Lúc ấy giáng áp lên các bánh tĩnh của các tầng cuối PCA tuốc bin sẽ tăng đột ngột, có thể gây nên hư hỏng cơ học. Mức độ nguy hiểm càng lớn, khi áp suất hơi trích càng cao. Để nâng cao độ tin cậy của tuốc bin phải đặt thiết bị cắt hơi vào tuốc bin hoặc vào đường trích hơi khi giáng áp lên tầng cuối cùng của PCA tăng lên đột ngột. Trong các tuốc bin cấp hơi thu hồi không có sự nguy hiểm đó, vì bánh tĩnh của tầng cuối cùng PCA đã được tính cho trường hợp giảm áp suất trong cửa trích xuống bằng không.

8.3. Tuốc bin đối áp có trích hơi điều chỉnh :

Tuốc bin đối áp có trích hơi điều chỉnh được đặt ở trung tâm nhiệt điện. Trong trường hợp, khi cần phải bảo đảm hơi cho hệ dùng nhiệt với các áp suất khác nhau như mục đích cấp nhiệt sinh hoạt và công nghiệp. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin loại này được biểu thị trên hình 8.4.



Hình. 9.4 Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin có trích hơi điều chỉnh

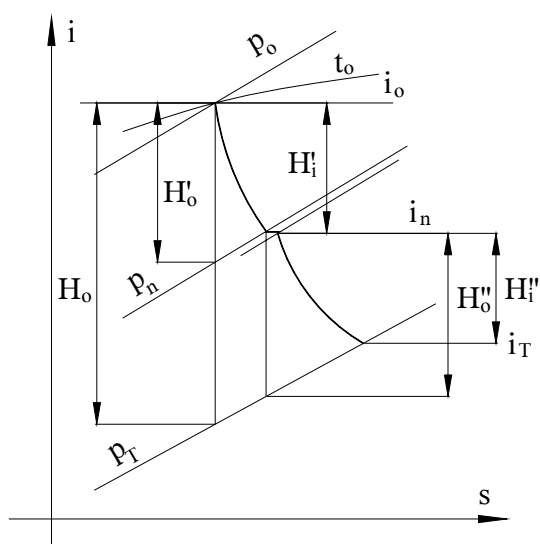
Hơi mới với các thông số p_o , t_o được đem vào tuốc bin và giãn nở trong PCA đến áp suất p_n để cung cấp cho hệ dùng công nghiệp HTT_1 . Tiếp theo, dòng hơi tự phân thành 2 phần; một phần hơi G_n được dẫn vào hệ tiêu thụ nhiệt công nghiệp HTT_1 , phần còn lại với lượng G_T được đem qua các cơ quan điều chỉnh và vào PHA, rồi giãn nở đến áp suất p_T và cung cấp cho hệ dùng nhiệt thấp áp HTT_2 (hệ thống sấy sưởi ẩm, hệ thống nước nóng).

Do tuốc bin đối áp có trích hơi chỉ có thể sử dụng hợp lý theo đồ thị nhiệt, nên bên cạnh thường đặt thêm tuốc bin ngưng hơi để đáp ứng sự dao động của phụ tải điện.

Công suất trong tuốc bin đối áp có trích hơi phát ra được xác định bởi phụ tải của các hệ dùng nhiệt và bằng :

$$P_i = \frac{P_E}{\eta_M \eta_G} = G_o(i_o - i_n) + G_T(i_n - i_T)$$

$$= G_o H_o' \eta_{oi}' + G_T H_o'' \eta_{oi}'' = G_n H_o' \eta_{oi}' + G_T H_o \eta_{oi} \quad (8-4)$$



Hình. 8.5 Quá trình giãn nở hơi của tuốc bin đối áp có trích hơi điều chỉnh trên đồ thị $i-s$

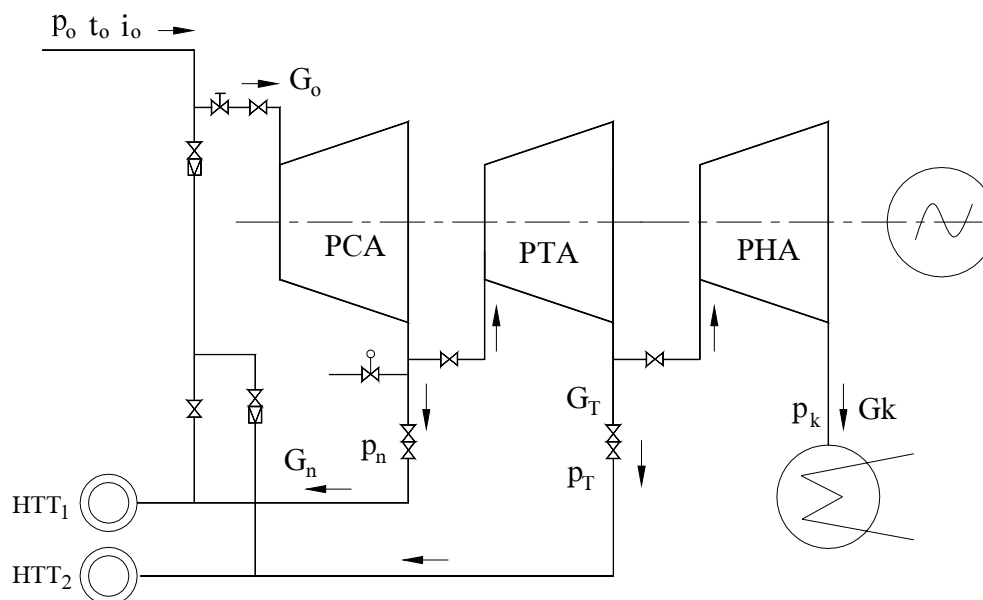
Trong đó :

$G_o, G_n, G_T, i_o, i_n, i_T$ - Lưu lượng và entanpi của hơi mới và hơi đi vào các cửa trích công nghiệp và sinh hoạt.

$H_o, H_o', H_o'', \eta_{oi}, \eta_{oi}', \eta_{oi}''$ - Nhiệt giáng lý thuyết và hiệu suất trong tương đối của tuốc bin, PCA, PHA.

Nhược điểm lớn nhất của tuốc bin đối áp có trích hơi là không tận dụng hết khả năng của thiết bị năng lượng trong thời điểm cần giảm tiêu thụ nhiệt.

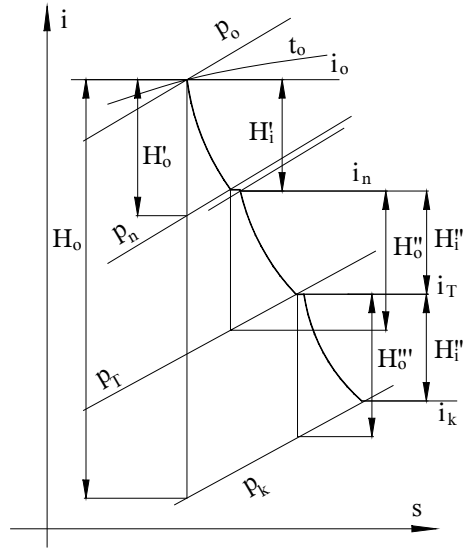
8.4. Tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh:



Hình. 8.6 Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh

Để đồng thời phục vụ hai hệ tiêu thụ nhiệt với các thông số hơi khác nhau, tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh có tính ưu việt trội hơn nhiều so với tuốc bin đối áp có trích hơi. Sơ đồ nguyên lý của các loại tuốc bin này được biểu thị trên hình 8.6. Tuốc bin được chia ra làm ba cụm

- Cụm tầng nằm trước cửa trích hơi cho công nghiệp HTT_1 .
- Cụm tầng nằm giữa cửa trích cho hệ tiêu thụ thấp áp HTT_2
- Cụm tầng có trích hơi cấp nhiệt thu hồi đến bình ngưng.



Hình. 8.7 Quá trình giãn nở hơi của tuốc bin
Có 2 cửa trích hơi điều chỉnh trên đồ thị i - s

Hơi mới với lưu lượng G_o và P_o , t_o , sẽ giãn nở trong phần cao áp PCA đến áp suất P_n để cung cấp hơi cho hệ dùng nhiệt công nghiệp HTT_1 . Tiếp đó lưu lượng hơi $G = G_o - G_n$ đi qua các xupáp điều chỉnh vào phần trung áp PTA. Ở đây hơi giãn nở đến áp suất P_T để cấp nhiệt thu hồi từ cửa trích G_T cho hệ dùng nhiệt thấp áp HTT_2 .

Phần hơi còn lại $G_k = G_o - G_n - G_T$ đi vào pha hạ áp PHA và giãn nở đến áp suất trong bình ngưng P_k .

Công suất trong P_i (kW) do tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh phát ra (không kể hơi trích cho gia nhiệt) bằng tổng của các công suất riêng cộng lại (hình.8.7)

$$P_i = \frac{P_E}{\eta_M \eta_G} = P_i' + P_i'' + P_i'''$$

$$= G_o H_o' \eta_{oi}' + (G_o - G_n) H_o'' \eta_{oi}'' + (G_o - G_n - G_T) H_o''' \eta_{oi}''' \quad (8-5)$$

Giải phương trình (8-5), ta tìm được lưu lượng hơi đi qua tuốc bin có hai cửa trích:

$$G_o = \frac{P_E}{H_o \eta_{oi} \eta_M \eta_G} + G_n \frac{H_o'' \eta_{oi}'' + H_o''' \eta_{oi}'''}{H_o \eta_{oi}} + G_T \frac{H_o''' \eta_{oi}'''}{H_o \eta_{oi}} \quad (8-6)$$

Trong đó :

P_i', P_i'', P_i''' - Công suất trong PCA, PTA, PHA

G_o, G_n, G_T - Lưu lượng hơi mới và hơi đi vào các cửa trích hơi công nghiệp và sinh hoạt, kg/s

H_o, H_o', H_o'', H_o''' - Nhiệt giáng lý thuyết của tuốc bin, PCA, PTA và PHA kJ/kg ;

$\eta_{oi}, \eta_{oi}', \eta_{oi}'', \eta_{oi}'''$ - Hiệu suất trong của tuốc bin, PCA, PHA, PTA

8.5. Đồ thị các chế độ.

Trong trường hợp chung đồ thị các chế độ thể hiện dưới dạng đồ thị phụ thuộc giữa công suất điện của tuốc bin P_E , lưu lượng hơi G_o , phụ tải nhiệt của hệ tiêu thụ Q_n , (Q_T), áp suất hơi trích cho hệ tiêu thụ p_n (p_T), các thông số hơi mới p_o, t_o lưu lượng nước làm mát W_c và các đại lượng khác có ảnh hưởng tới chế độ làm việc của tuốc bin :

$$F(P_E, G_o, Q_n, Q_T, p_n, p_T, W_c, \dots) = 0 \quad (8-7)$$

Phương trình (8-7) được trình bày bằng đồ thị trên mặt phẳng trong trường hợp nếu không có quá ba biến số. Trong trường hợp ngược lại, chỉ có thể biểu thị đồ thị chế độ trên mặt phẳng, nếu đem thay thế sự tương giao của các biến số bằng sự phụ thuộc gần đúng: nhưng các thông số biến thiên phương trình (8-7) càng nhiều thì sai số đem vào đồ thị càng lớn. Cho nên tốt nhất là giới hạn số lượng các thông số độc lập. Cần lưu ý rằng, ảnh hưởng các thông số riêng lẻ tới công suất không giống nhau. Đồ thị chủ yếu, thường được gọi là đồ thị các chế độ, biểu thị sự phụ thuộc giữa công suất của tuốc bin và lưu lượng hơi. Các đồ thị phụ, được gọi là đồ thị phụ hiệu chỉnh. Xác định ảnh hưởng của sự thay đổi của một trong các thông số đồ thị phụ khác như: sự phụ thuộc nhiệt độ nước cấp vào lưu lượng hơi mới, sự phụ thuộc áp suất bé nhất trong cửa trích hơi điều chỉnh vào lưu lượng hơi và cửa trích, v.v...

Đồ thị chế độ chính có thể thực hiện với độ chính xác cao, vì số biến thiên đã được hạn chế. Đồ thị phụ thường có kèm theo sai số. Nhưng sai số của đồ thị phụ làm tăng không đáng kể sai số chung của đồ thị các chế độ, bởi vì giá trị tuyệt đối của hệ số hiệu chỉnh chỉ bằng vài phần trăm công suất chung của tuốc bin.

Nhờ có đồ thị các chế độ ta có thể thiết lập bằng đồ thị sự liên hệ giữa các thông số của phương trình (8-7) và phân vùng các chế độ làm việc của thiết bị tuốc bin.

Đồ thị các chế độ được sử dụng rộng rãi khi thiết kế và vận hành nhà máy nhiệt điện vì rõ ràng, thuận tiện và có độ chính xác khá cao.

Trong thực tế người ta thường dùng các đồ thị chế độ sau:

1- Đồ thị các chế độ của tuốc bin đối áp

Đồ thị chế độ của tuốc bin đối áp phản ánh sự phụ thuộc lưu lượng hơi mới G_o vào công suất điện P_E và đối áp p_n ;

$$G_n = f(P_E, p_n) \quad (8-8)$$

Nó có thể được biểu thị trên mặt phẳng tương ứng với các số liệu thực nghiệm hay tính toán đã có. Trong ba thông số của phương trình (8-8), áp suất cuối p_n , là ít có ảnh hưởng nhất, cho nên đồ thị các chế độ của tuốc bin đối áp được thể hiện dưới dạng mạng đường cong $G_o = (P_E)$, khi $P_n = \text{const}$

2- Đồ thị các chế độ của tuốc bin có một cửa trích hơi điều chỉnh

Trong trường hợp chung đồ thị các chế độ biểu thị sự phụ thuộc công suất điện P_E vào lưu lượng hơi đi qua tuốc bin G_o và qua cửa trích G_n , cũng như vào áp suất hơi trong cửa trích p_n .

$$G_n = f(P_E, G_n, p_n) \quad (8-9)$$

Từ phương trình này có thể loại trừ áp suất của hơi trích p_n , thay thế ảnh hưởng của nó bằng hệ số điều chỉnh (sai số tương đối bé). Vì vậy sự phụ thuộc (8-9) có thể được thể hiện trên mặt phẳng dưới dạng một loạt các đường cong $G_o = f(P_E)$ khi $G_n = \text{const}$.

Ta sẽ khảo sát ví dụ về cách dựng đồ thị các chế độ của tuốc bin có trích hơi bằng phương pháp gần đúng cho rằng quan hệ phụ thuộc của lưu lượng hơi G_o vào công suất P_E và G_n đã được tuyến tính hóa :

$$\begin{aligned} G_o &= G_{k.o} + y_n G_n = G_{k.x} r_k P_E + y_n G_n \\ &= G_{k.x} + d_{\text{nom}} (1-x) P_E + y_n G_n ; \end{aligned} \quad (8-10)$$

Trong đó :

$G_{k.o} = G_{k.x} r_k P_E$ - Lưu lượng hơi vào tuốc bin khi làm việc với chế độ ngừng hơi không có trích hơi ;

$G_{k.x}$ - Lưu lượng hơi khi chạy không tải không có trích hơi ;

$r_x = (G_o - G_{k.x}) / P_E$ - Suất tăng lưu lượng hơi ở chế độ ngừng hơi, kg/kWh

$y_o = (i_n - i_k) / (i_o - i_k)$ - Tỷ số của nhiệt giáng sử dụng phần hạ áp trên nhiệt giáng sử dụng toàn phần tuốc bin (hệ số hụt công suất do hơi trích) ;

$d_{\text{dm}} = G_{\text{dm}} / P_{\text{dm}}$ - Suất tiêu hao hơi khi có phụ tải định mức và chế độ ngừng, kg/kWh

$$x = \frac{G_{k.x}}{G_o} \text{ Hệ số chạy không tải.}$$

3- Đồ thị các chế độ của tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh.

Đồ thị phản ánh sự phụ thuộc giữa công suất của tuốc bin P_E , lưu lượng hơi đi qua tuốc bin G_o các lưu lượng hơi trích phía trên (công nghiệp) và phía dưới (cấp nhiệt thu hồi) G_n và G_T ;

$$G_o = f(P_E, G_n, G_T) \quad (8-11)$$

Ảnh hưởng của các thông số còn lại của phương trình (8-7) được tính các hệ số hiệu chỉnh.

Khi dựng đồ thị các chế độ của tuốc bin có hai cửa trích điều chỉnh người ta quy ước thay thế bằng tuốc bin ảo có cửa trích hơi phía trên. Hơi trích cấp nhiệt thu hồi được xem bằng không, còn hơi dẫn vào PHA của tuốc bin sẽ sinh thêm công suất.

$$\Delta P_T = G_T H_i'' \eta_M \eta_G = k G_T \quad (8-12)$$

Trong đó :

H_i'' - Nhiệt giáng sử dụng của PHA

k - Hệ số tỷ lệ

Nếu kể đến (9-12) biểu thức (9-11) có thể đem về dạng ;

$$P_E = P_E^{qui\ uoc} - \Delta P_T = f(G_o, G_n) - G_T H_i'' \eta_M \eta_G \quad (8-13)$$

Trong đó :

$P_E^{qui\ uoc} = f(G_o, G_n)$ - Công suất do tuốc bin quy ước sinh ra khi hơi trích cấp nhiệt thu hồi bằng không.

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	
MỤC LỤC	3
CHƯƠNG 1 : LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN CỦA TUỐC BIN	8
1.1. Tuốc bin hơi	8
1.2. Tuốc bin khí	12
1.3. Phân loại tuốc bin hơi nước	17
CHƯƠNG 2 : CHU TRÌNH NHIỆT VÀ HIỆU SUẤT TUYỆT ĐỐI CỦA THIẾT BỊ TUỐC BIN HƠI NƯỚC	10
2.1. Chu trình nhiệt	10
2.2. Hiệu suất tuốc bin	11
2.3. Các biện pháp nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình tuốc	17
2.3.1. Nâng cao áp suất ban đầu p_0	17
2.3.2. Nâng cao nhiệt độ hơi ban đầu T_0	18
2.3.3. Giảm áp suất hơi thoát p_k	19
2.3.4. Quá nhiệt hơi trung gian	21
2.3.5. Hồi nhiệt hãm nước cấp	24
2.3.6. Phối hợp sản xuất nhiệt và điện năng	26
CHƯƠNG 3 : SỰ BIẾN ĐỔI NĂNG LƯỢNG TRONG TẦNG TUỐC BIN	32
3.1. Những giả thiết và các phương trình cơ bản	32
3.2. Những đặc tính và các thông số hơi chủ yếu của dòng trong rãnh	40
3.3. Các tổn thất năng lượng trong dòng chảy thực	49
3.4. Dây ống phun khi chế độ làm việc thay đổi. Ống phun nhỏ dần	52
3.5. Sự giãn nở của hơi trong miền cắt vát của dây cánh	60
3.6. Sự biến đổi năng lượng trong tầng tuốc bin dọc trục	63
3.7. Hiệu suất tương đối trên dây cánh động của tầng tuốc bin	71
CHƯƠNG 4 : CÁC TỔN THẤT CỦA DÒNG KHÍ CHUYỂN ĐỘNG QUA CÁNH	79
4.1. Đặc tính kích thước hình học của dây cánh và chế độ dòng chảy	79
4.1.1. Đặc tính kích thước hình học	79
4.1.2. Đặc tính khí động học của dây cánh	82
4.2. Tổn thất năng lượng khi dòng chuyển động bao quanh dây cánh	100
CHƯƠNG 5 : TÍNH TOÁN TẦNG TUỐC BIN	100
5.1. Lựa chọn các đặc tính và tính toán tầng tuốc bin (tầng đơn)	112
5.2. Tính toán tầng tốc độ	125

5.3. Hiệu suất trong tương đối của tầng và các tổn thất phụ	136
5.4. Tầng có cánh quạt dài	147
CHƯƠNG 6 : BỘ CHÈN CỦA TUỐC BIN HƠI NƯỚC	147
6.1. Sự chuyển động dòng hơi trong bộ chèn	149
6.2. Xác định lưu lượng hơi rò qua bộ chèn	154
6.3. Kết cấu của bộ chèn răng lược	158
CHƯƠNG 7 : TUỐC BIN HƠI NƯỚC NHIỀU TẦNG	158
7.1. Quá trình làm việc của tuốc bin nhiều tầng	163
7.2. Hệ số hoàn nhiệt	169
7.3. Tổn thất do hơi rò	177
7.4. Ảnh hưởng của độ ẩm tới hiệu suất của tầng tuốc bin	
7.5. Sự mài mòn cánh quạt tuốc bin và phương pháp tách nước trong phần chảy của tuốc bin	181 184
7.6. Lực dọc trục trong tuốc bin hơi nước	189
CHƯƠNG 8 : TUỐC BIN PHỐI HỢP SẢN XUẤT NHIỆT VÀ ĐIỆN NĂNG	189
8.1. Tuốc bin đối áp	190
8.2. Tuốc bin có trích hơi điều chỉnh	193
8.3. Tuốc bin đối áp có trích hơi điều chỉnh	195
8.4. Tuốc bin có hai cửa trích hơi điều chỉnh	197
8.5. Đồ thị các chế độ	
TÀI LIỆU THAM KHẢO	

NHỮNG KÝ HIỆU, CHỈ SỐ

KÝ HIỆU

- a- tốc độ âm thanh, m/s; chiều dài hướng trục, m, mm,
- b- cung cánh, cung profin, m, mm;
- C- tốc độ tuyệt đối, m/s;
- Ca- tốc độ ảo, được xác định theo nhiệt giáng lý thuyết của tầng theo các thông số hãm, m/s;
- d- đường kính, m, mm, suất tiêu hao hơi, kg/J, kg/kJ, kg/(kw.h);
- e- độ phun hơi;
- E- năng lượng lý thuyết, kJ/kg;
- F- diện tích, m², cm²;
- H,h- nhiệt giáng của tuốc bin, của cụm tầng cả của tầng, J/kg, kJ/kg;
- h- tổn thất năng lượng trong tầng, J/kg, kJ/kg;
- i- entanpi, J/kg, kJ/kg;
- k- số mũ của quá trình đẳng entropi; hệ số;
- M- số Max;
- l- chiều cao cánh quạt;
- m- số mũ của quá trình đa biến, bội số tuần hoàn;
- n- tần số quay, 1/s;
- O- kích thước của cổ rãnh ống phun, m, mm;
- p- áp suất, Pa, KPa, MPa;
- P- công suất W, kW, MW;
- q- suất tiêu hao nhiệt, J/kWh, KJ/kWh lưu lượng hơi tương đối; hệ số hoàn nhiệt
- Q- lượng nhiệt, W, kW, MW;
- r- bán kính, m, mm;
- R- lực, N,
hằng số chất khí, J/(kg.K);
- Re- số Rây nôn;
- S- entrôpi, J/(kg.K), kJ/(kg.K), khoảng cách, mm;
- t- nhiệt độ, 0C; bước của dãy cánh, mm;
- T- nhiệt độ, K;
- u- tốc độ vòng, m/s;
- v- thể tích riêng, m³/kg;
- W- lưu lượng nước, m³/h; mômen kháng, m³, cm³;

	tốc độ trong chuyển động tương đối, m/s;
x-	độ khô, tỷ số tốc độ;
y-	độ ẩm;
α -	góc hướng của tốc độ tuyệt đối, độ;phần hơi trích; hệ số hoàn nhiệt;
β -	góc hướng của tốc độ tương đối, độ;
δ -	góc lệch dòng, độ; khe hở, mm, hiệu số;
ε -	tỷ số áp suất;
ζ -	hệ số tổn thất của dây cánh;
η -	hiệu suất;
θ -	tỷ số của đường kính trung bình trên chiều cao cánh quạt (trong dãy cánh vòng)
λ -	tỷ số tốc độ (tính theo tốc độ tới hạn);
μ -	hệ số lưu lượng;
ξ -	hệ số tổn thất của tầng;
ρ -	độ phản lực; mật độ; tỷ trọng kim loại, kg/m ³
σ -	ứng suất, Pa, MPa;
τ -	thời gian, s, phút, h;
φ -	hệ số tốc độ đối với dãy ống phun;
ψ -	hệ số tốc độ đối với dãy cánh động;
ω -	tốc độ góc;
Ω -	diện tích vòng của tầng, m ² ;

CÁC CHỈ SỐ

a-	ảo, dọc trục;
â-	độ ẩm;
b3-	tương tác;
c-	ống phun;
e-	hiệu dụng;
E-	điện năng; hữu hiệu;
G-	máy phát điện;
i-	trong; số cặp đầu cụm ống phun; số dòng hơi;
k-	cuối; ngưng hơi; gốc; cốt;
L-	cánh động;
m-	trung bình;
m.r-	mép ra;
m.s-	ma sát;

n-	trích hơi;
nc-	nước cấp;
nom-	định mức;
oe-	tương đối hiệu dụng;
OL-	tương đối trên cánh quạt;
opt-	tối ưu;
pr-	prôfin;
phối-	phối hợp;
q.n-	quá nhiệt;
q.l-	quá lạnh;
r-	hồi nhiệt;
s-	bão hòa; sóng;
lt-	lý thuyết;
T-	cấp nhiệt thu hồi; lý thuyết;
t.d-	tương đương;
u-	vòng;
x.x-	không tải;
y-	rò; đặt;
Z-	số tầng tuốc bin; số răng chèn;
o-	ban đầu; tính toán; định mức;