

PHẠM HỮU ĐỒNG (*chủ biên*)
HOA VĂN NGŨ, LƯU BÁ THUẬN

MÁY LÀM ĐẤT



NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG

PHẠM HỮU ĐỒNG (*chủ biên*)
HOA VĂN NGŪ, LƯU BÁ THUẬN

MÁY LÀM ĐẤT

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2004

LỜI NÓI ĐẦU

Trong xây dựng cơ bản, khối lượng công tác đất chiếm tỷ trọng tương đối lớn. Để từng bước cơ giới hóa, tự động hóa công tác làm đất, trên thế giới cũng như ở nước ta ngày càng sử dụng nhiều loại máy làm đất.

Cuốn sách "Máy làm đất" biên soạn nhằm góp phần đáp ứng yêu cầu tìm hiểu về các loại máy làm đất đang được sử dụng nhiều trên các công trình xây dựng cơ bản của nước ta và thế giới.

Cuốn sách "**Máy làm đất**" dùng làm giáo trình cho sinh viên Ngành Cơ khí xây dựng. Nó cũng là tài liệu tham khảo khi tính toán, thiết kế, chế tạo, sử dụng các loại máy làm đất.

Sách gồm 6 phần: Phần 1- Những vấn đề chung; Phần 2- Máy xúc một gầu; Phần 3- Máy xúc nhiều gầu; Phần 4- Máy đào - chuyển đất; Phần 5- Một số máy làm đất khác; Phần 6- Sử dụng khai thác máy làm đất.

Phần 1, 5, 6 do Phạm Hữu Đồng biên soạn, phần 2, 3 do Hoa Văn Ngũ biên soạn và phần 4 do Lại Bá Thuận biên soạn.

Nhóm tác giả chân thành cảm ơn các đồng nghiệp thuộc Bộ môn Máy xây dựng, Trường Đại học Xây dựng - Hà Nội, đặc biệt PGS.TS. Đặng Quốc Sơn đã giúp đỡ và góp nhiều ý kiến quý báu.

Do sự phong phú phức tạp của môn khoa học này, cũng như do hạn chế về nguồn tài liệu và khả năng của người biên soạn, nên sách sẽ không tránh khỏi thiếu sót trong quá trình viết và in sách. Rất mong được bạn đọc góp ý.

Các tác giả

PHẦN I

NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

Chương I

NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

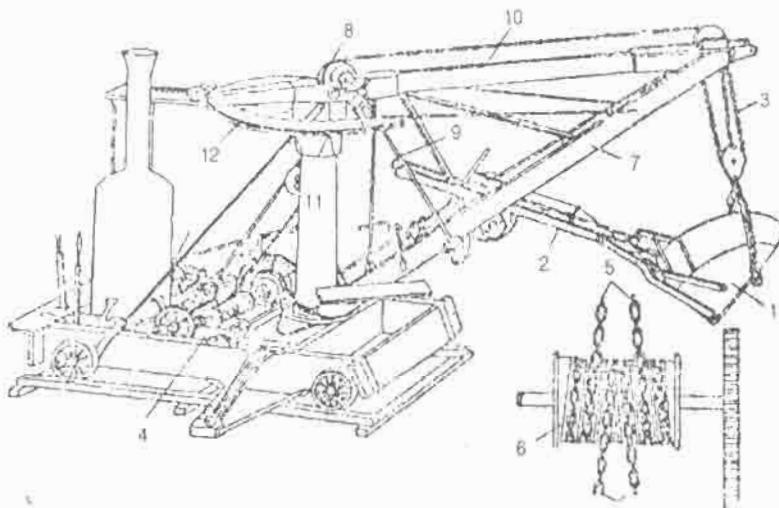
§1. QUÁ TRÌNH PHÁT TRIỂN MÁY LÀM ĐẤT

Công nghiệp chế tạo máy xây dựng nói chung, máy làm đất nói riêng là nền công nghiệp còn non trẻ và quá trình phát triển nó đồng hành với quá trình phát triển của các ngành khoa học và công nghiệp của loài người.

Bức tranh tổng thể ngành chế tạo máy làm đất có thể chia thành các giai đoạn chính:

a) *Giai đoạn I*: Thế kỷ XVI đến thế kỷ XVIII.

Xuất hiện những phương tiện cơ giới và cơ giới hóa đầu tiên dùng trong khai lâm đất, động lực dùng trên các phương tiện cơ giới lúc đó chủ yếu là sức người, sức ngựa và bước đàu dùng động cơ hơi nước. Loài người đã chế tạo và sử dụng máy xúc một gầu $q = 0,75\text{m}^3$ đầu tiên.



Hình 1.I.1. Máy xúc một gầu đầu tiên của Leonardo da Vinci

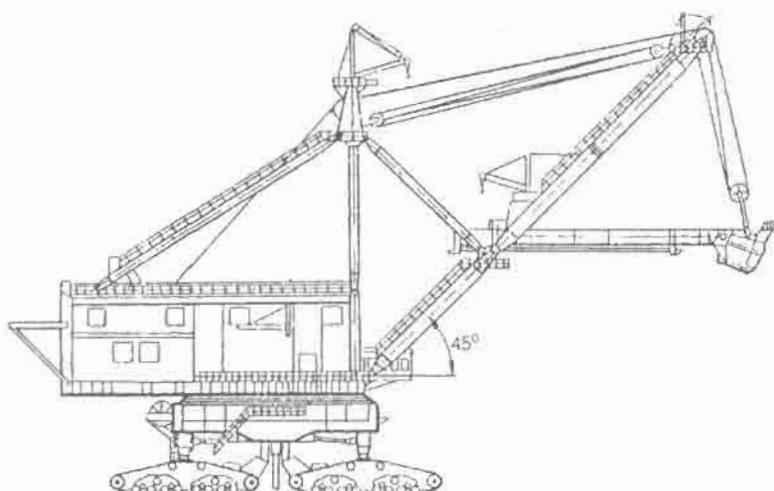
1. Gầu; 2. Tay dây; 3. Xích nâng hạ gầu; 4. Cơ cấu nâng gầu; 5. Xích dẫn động tay dây;
6. Cơ cấu dẫn động tay dây; 7. Cân máy; 8. Cùm puly đầu chặn chống;
9. Trụ nghiêng; 10. Thanh giữ cân máy; 11. Trụ quay; 12. Bàn quay.

b) *Giai đoạn 2:* Thế kỷ XIX đến năm 1910.

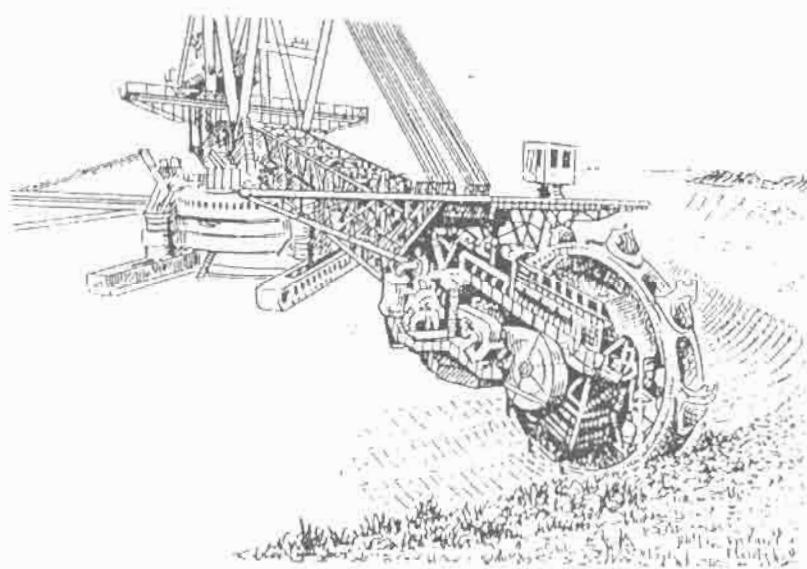
Trong giai đoạn này cùng với sự phát triển các công trình xây dựng lớn, nhất là các công trình xây dựng giao thông, giao thông đường sắt, xuất hiện máy xúc một gầu quay toàn vòng 360° - chạy trên ray, cùng các loại máy làm đất khác.

c) *Giai đoạn 3:* Từ sau năm 1910.

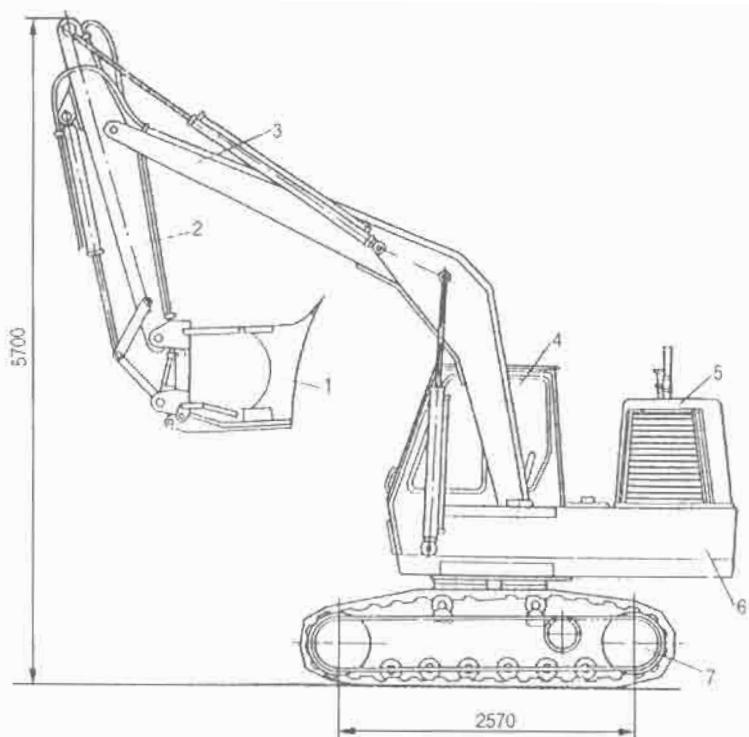
Khâu làm đất trong công tác xây dựng đã được tiến hành cơ giới hóa ở mức độ ngày càng cao do xuất hiện nhiều loại máy làm đất, như: máy xúc đất quay toàn vòng 360° di chuyển bằng bánh lốp, bánh xích, kề cá máy xúc di chuyển bằng thiết bị tự bước. Đồng thời để đáp ứng khối lượng công tác đất ngày càng lớn trong xây dựng cơ bản. Nền công nghiệp đã chế tạo nhiều loại máy làm đất có chức năng, công dụng, kết cấu khác nhau: Máy xúc nhiều gầu, máy ủi đất, máy cát đất, máy đầm đất...



Hình 1.I.2. Máy xúc
một gầu $q = 100m^3$



Hình 1.I.3. Máy xúc
nhiều gầu kiểu Roto

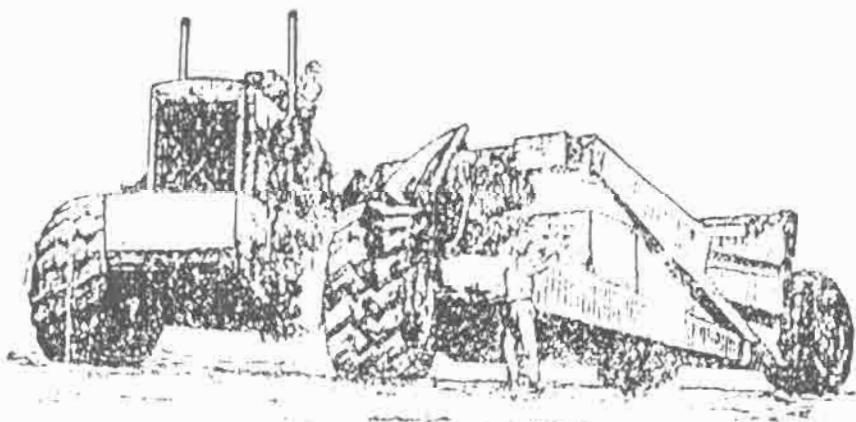


*Hình 1.I.4. Máy xúc
một gầu thủy lực*

- 1. Gầu xúc;
- 2. Tay dây;
- 3. Cần;
- 4. Cabin;
- 5. Cum động lực;
- 6. Bàn quay;
- 7. Hộp di chuyển.



*Hình 1.I.5. Máy đào - vận
chuyển đất các loại.*



Hình 1.I.6. Máy cào đất $q = 46m^3$

Xu hướng phát triển máy làm đất trong giai đoạn này là nâng cao năng suất làm việc, tăng vận tốc di chuyển máy và vận tốc làm việc; sử dụng vật liệu kim loại, phi kim loại chất lượng cao để giảm khối lượng riêng của máy, nâng cao độ tin cậy của các chi tiết máy, giảm thời gian bảo dưỡng trong quá trình sử dụng; hoàn thiện các thiết bị động lực và truyền động cùng các hệ thống khác trên máy - chế tạo các bộ công tác (thiết bị làm việc) thay thế để máy có thể làm việc ở các điều kiện, chế độ khác nhau (tức là vạn năng hóa máy làm đất), nên năng suất làm việc của máy ngày càng được nâng cao.

Trong những năm gần đây, khối lượng của một số loại máy làm đất giảm nhẹ đi 20 - 30%, nhưng công suất trên máy tăng lên 50 - 80%. Công suất trang bị trên máy tăng lên, kéo theo hiệu suất làm việc của máy tăng lên. Cùng với việc không ngừng cải tiến, hoàn thiện về nguyên lý, kết cấu của máy, người ta còn sử dụng các bộ phận, các máy cơ sở được chế tạo theo tiêu chuẩn, theo môđun để hòa nhập xu hướng thống nhất hóa, tiêu chuẩn hóa và vạn năng hóa ngành sản xuất máy làm đất.

§2. Ý NGHĨA CƠ GIỚI HÓA CÔNG TÁC ĐẤT

Trong xây dựng cơ bản: Xây dựng dân dụng, công nghiệp, xây dựng giao thông, xây dựng thủy lợi... đối tượng thi công trước tiên có khối lượng lớn - có thể nói là lớn nhất - là công tác đất. Trong các công trình xây dựng, đất là đối tượng được xử lý với các phương pháp, mục đích khác nhau nhưng có thể tập hợp theo các quy trình công nghệ chính: Đào - khai thác; vận chuyển; đắp, san bằng và đầm chặt.

Cơ giới hóa công tác đất có ý nghĩa trọng yếu và đó là vấn đề cấp bách, cần thiết do khối lượng công việc rất lớn, đòi hỏi nhiều nhân lực, lao động nặng nhọc, ánh hưởng nhiều đến tiến độ thi công và năng suất lao động nói chung.

Nhiệm vụ chủ yếu của cơ giới hóa là nâng cao năng suất lao động, như V.I.Lênin đã nói: "Năng suất lao động là điều kiện quan trọng và cơ bản nhất để chế độ xã hội mới chiến thắng chế độ xã hội cũ".

Cơ giới hóa là biện pháp chủ yếu chứ không phải là biện pháp duy nhất làm tăng năng suất lao động.

Năng suất lao động còn có thể tăng lên bằng cách hoàn chỉnh quy trình công nghệ sản xuất, hoàn thiện, cải tiến công tác quản lý và tổ chức sản xuất. Trong trường hợp quy trình công nghệ đã ổn định thì áp dụng cơ giới hóa tiến tới tự động hóa khâu làm đất là biện pháp chủ yếu để tăng năng suất lao động. Do vậy, có thể rút ra một số ý nghĩa của cơ giới hóa công tác đất:

- Cơ giới hóa là bước đầu tiên và là một trong những biện pháp chủ yếu làm tăng năng suất lao động trong khâu làm đất.

- Là biện pháp chính giảm nhẹ cường độ lao động cho công nhân.

Ngoài các ý nghĩa chính trên, việc cơ giới hóa khâu làm đất còn góp phần:

- Nâng cao chất lượng công trình xây dựng.

- Giảm đáng kể diện hoạt động trên công trường.

- Đẽ dàng áp dụng tiêu chuẩn hóa, tiến hành công xưởng hóa các công đoạn của quá trình sản xuất, góp phần thực hiện thành công chủ trương công nghiệp hóa.

- Đồng thời áp dụng cơ giới hóa khâu làm đất còn tiến hành được các công việc mà lao động thủ công không làm được, hoặc khó làm được.

Cơ giới hóa khâu làm đất thường được thực hiện bằng các hình thức sau:

- Máy và thiết bị cơ khí (máy xúc, máy cày, máy ủi...).
- Máy và thiết bị thủy lực (súng phun thủy lực, tầu hút bùn...).
- Chất nổ (nổ mìn phá đá...)
- Dòng điện cao tần, siêu âm... (phá tan vỡ đất)
- V.v...

Cơ giới hóa khâu làm đất bằng máy và thiết bị cơ khí (phương pháp cơ học) là phổ biến nhất vì tính phổ biến và phổ cập của nó, đồng thời nâng lượng tiêu tốn cho 1m^3 đất rất nhỏ chỉ bằng khoảng $0,05 \div 0,3 \text{ kW.h}$.

Nâng lượng tiêu tốn khi dùng phương pháp thủy lực cao hơn nhiều - khoảng $0,2 \div 2 \text{ kW.h}$, có khi còn cao hơn, như đối với đất chặt lên tới $3 \div 4 \text{ kW.h}$.

Trên các công trình xây dựng, cơ giới hóa khâu làm đất bằng phương pháp cơ học chiếm khoảng 80 - 85%, bằng phương pháp thủy lực khoảng 7 - 8% và dùng chất nổ chỉ 1 - 3%, còn lại là các phương pháp khác.

§3. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ LÀM ĐẤT

Công tác đất chiếm khối lượng lớn trong công tác xây dựng cơ bản, nên để tiến hành cơ giới hóa khâu làm đất, người ta sử dụng nhiều loại máy làm đất khác nhau như máy đào đất, máy ủi đất, máy cày đất...

Máy làm đất vừa nhiều về số lượng và đa dạng về thể loại kết cấu, nhưng đều có chung đặc điểm về mặt kết cấu phải thực hiện mục đích, công dụng của chúng. Nhằm đáp ứng được công dụng của máy làm đất, phần cấu tạo thường gồm hai bộ phận chính:

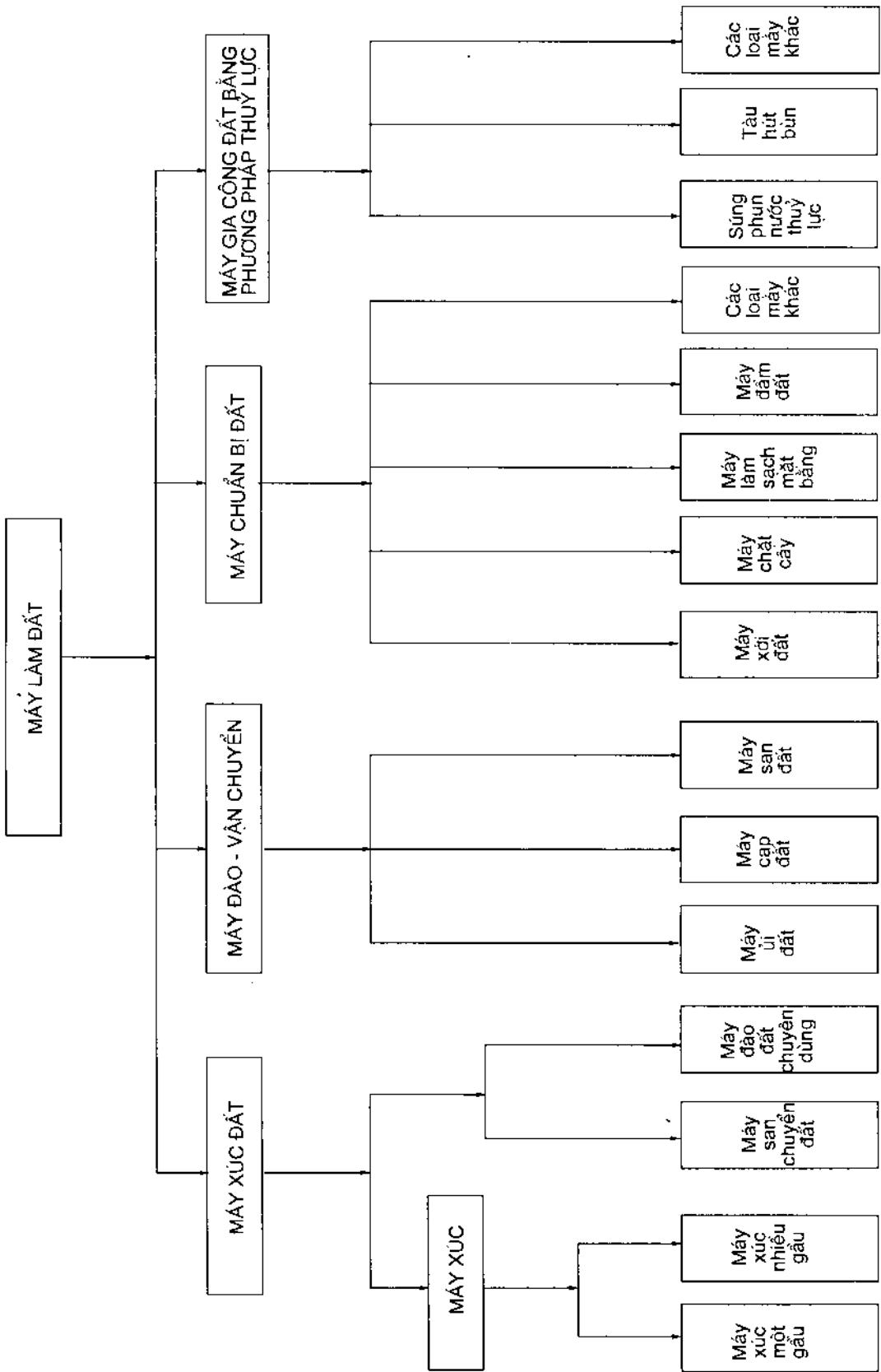
- Bộ phận làm việc (bộ công tác).
- Bộ phận di chuyển máy.

Để thực hiện các chức năng chính:

- + Tách đất ra khỏi khối đất;
- + Đưa đất đào được vào bộ phận giữ, chứa đất;
- + Giữ, chứa đất;
- + Chuyển đất đến nơi xả, đổ đất;
- + Quay lại vị trí làm việc tiếp theo.

Có nhiều dấu hiệu để phân loại máy làm đất, thông thường người ta hay phân loại máy làm đất dựa vào công dụng của chúng.

Bảng 1.I.1: Bảng phân loại máy làm đất theo công dụng



§4. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ CÁC CHỈ TIÊU CƠ BẢN CỦA MÁY LÀM ĐẤT

1. Chế độ làm việc của máy làm đất

Mỗi quá trình làm việc của máy được ghi nhận bởi các chỉ tiêu khác nhau: lực tác dụng - vận tốc chuyển động, sự thay đổi về phương, chiều và giá trị của chúng, thời gian của từng giai đoạn. Sự thay đổi của các chỉ tiêu này phụ thuộc nhiều vào điều kiện và đối tượng làm việc của máy. Trong trường hợp tổng quát đó là chế độ làm việc của máy.

Chế độ làm việc của máy được chia thành 6 nhóm: chế độ làm việc rất nhẹ, nhẹ, trung bình, trung bình nặng, nặng và rất nặng.

Chế độ làm việc rất nhẹ của máy đặc trưng bằng sự không thay đổi về vận tốc, phương chiêu chuyển động. Chế độ làm việc rất nhẹ có giá trị tỷ số giữa tải trọng lớn nhất và trung bình không vượt quá 1,2. Số lần đóng, mở cơ cấu không vượt quá 20 - 50 lần/h.

Chế độ làm việc nhẹ đặc trưng bằng sự thay đổi nhỏ về vận tốc của các chuyển động không đảo chiều hay ít đảo chiều, số lần đóng, mở trong 1 giờ nằm trong khoảng từ 50 đến 100 lần. Ở chế độ làm việc nhẹ của máy, tải trọng có thể tăng lên từng lúc nhưng không vượt quá giá trị trung bình 1,21 - 1,5 lần.

Chế độ làm việc trung bình có giá trị tỷ số giữa tải trọng lớn nhất và trung bình là khoảng 1,51 - 2,5, khi vận tốc thay đổi mà không dừng chuyển động và chiêu chuyển động cũng không thay đổi. Số lần đóng, mở có thể đạt 200 lần/h.

Chế độ làm việc nặng đặc trưng bằng tỷ số giữa tải trọng lớn nhất với tải trọng trung bình có giá trị trong khoảng 2,6 - 3 khi vận tốc biến đổi từ không đến lớn nhất, số lần đóng mở có thể đạt tới 300 lần/h. Chế độ làm việc nặng của máy còn đặc trưng bằng sự quá tải đột ngột, tỷ số giữa tải trọng lớn nhất và trung bình lớn hơn 3. Vận tốc làm việc thay đổi cả về trị số và chiêu chuyển động. Số lần đóng mở đạt tới 1200 lần/h trong thời gian dài.

Chế độ làm việc rất nặng được đặc trưng chủ yếu bằng tải trọng va đập, có giá trị tỷ số giữa tải trọng lớn nhất và trung bình lớn hơn hoặc bằng 4, số lần đóng mở có thể lên tới 2000 lần/h hoặc lớn hơn.

2. Các chỉ tiêu cơ bản của máy làm đất

Đánh giá máy làm đất thường dựa vào các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật chính: giá thành một đơn vị sản phẩm, mức tiêu hao nhiên liệu, năng lượng và cường độ lao động. Trong các chỉ tiêu trên thì công dụng của máy, đặc điểm kết cấu bộ phận công tác, năng suất của máy. Kích thước kết cấu, khối lượng của máy. Độ tin cậy, mức độ phức tạp, tính thích ứng sửa chữa... có ý nghĩa quan trọng.

Công dụng của máy là quá trình làm việc có liên quan đến đối tượng làm việc của máy. Tính chất của đối tượng làm việc có ảnh hưởng đến kết cấu bộ phận công tác. Chế độ và điều kiện làm việc ảnh hưởng lớn đến năng suất của máy.

Khối lượng của máy thường được phân thành: Khối lượng làm việc có dự trữ đầy đủ nhiên, vật liệu sử dụng; khối lượng kết cấu (khối lượng khô); khối lượng vận chuyển. Đối với một số máy khối lượng làm việc bằng khối lượng kết cấu. Đối với tất cả các máy - trừ các máy làm việc bằng khối lượng bản thân (các loại máy đầm đất...) thì khối lượng là yếu tố có hại, nên khi thiết kế, chế tạo ta thường cố gắng giảm thiểu khối lượng máy. Riêng đối với các máy và thiết bị cầm tay, khối lượng là chí tiêu rất quan trọng. Để đánh giá chất lượng máy về công dụng không những khối lượng chung mà còn xét tới khối lượng riêng: tỷ số giữa khối lượng và đơn vị năng suất, công suất hay kích thước bộ phận công tác (ví dụ như đối với máy xúc một gầu là tỷ số giữa khối lượng và đơn vị dung tích gầu).

Kích thước có thể phân thành: kích thước bản thân máy, những kích thước này thường không biến đổi (chiều dài, chiều rộng, chiều cao cơ sở...) và kích thước làm việc (kích thước bộ phận công tác tương ứng với vị trí của chúng trong quá trình làm việc).

Khi thiết kế: Kích thước bản thân máy nên có giá trị nhỏ nhất để giảm khối lượng máy, nâng cao tính cơ động, nhưng với kích thước nhỏ nhất ấy phải đảm bảo đủ chỗ bố trí các cơ cấu, điều kiện bảo dưỡng, chăm sóc sửa chữa máy thuận tiện, đảm bảo điều kiện ổn định, áp lực lên nền đất và đảm bảo kích thước làm việc.

Kích thước làm việc được xác định bởi điều kiện sử dụng và công dụng của máy. Nếu tăng kích thước trong khi vẫn giữ nguyên các thông số khác sẽ làm giảm năng suất và tăng khối lượng của máy.

Độ phức tạp của máy được xác định bằng số lượng các chi tiết và bộ phận chính cũng như khối lượng của máy. Trong điều kiện như nhau, nếu tăng khối lượng thì sẽ dẫn đến máy phức tạp hơn. Có thể coi một cách gần đúng, máy đơn giản là máy có số lượng chi tiết máy không vượt quá 1500 chi tiết; máy có độ phức tạp trung bình có số chi tiết nằm trong khoảng 1501 - 3000; máy phức tạp có số lượng chi tiết lớn hơn 3000.

Tính thích ứng sửa chữa thể hiện trong quá trình thao tác các chi tiết, bộ phận sửa chữa phải dễ dàng, lắp ráp phải thuận tiện, chính xác và tin cậy. Để có được tính thích ứng tốt máy phải có kết cấu khôi, khi đó mỗi một cụm có thể tháo lắp nhanh, chắc chắn mà không cần tháo các cụm khác.

Độ tin cậy là khả năng của máy hay các bộ phận khi làm việc liên tục mà không có hiện tượng hư hỏng nào ảnh hưởng đến năng suất thiết kế trong khoảng thời gian làm việc quy định. Trong mọi trường hợp thời gian đó không nhỏ hơn 1% khoảng thời gian làm việc đến kỳ sửa chữa lớn đối với chi tiết hay bộ phận mà thời gian cần thiết để thay thế không lớn hơn 15 phút và không nhỏ hơn 3% thời gian làm việc đến kỳ sửa chữa lớn đối với chi tiết hay bộ phận có thời gian cần thiết để thay thế lớn hơn 15 phút.

Độ tin cậy không những phụ thuộc vào việc lựa chọn hợp lý kết cấu các bộ phận, mà còn phụ thuộc vào chất lượng chế tạo các chi tiết, chất lượng và việc bảo dưỡng, sửa chữa đúng định kỳ.

Tuổi thọ của máy và các bộ phận được xác định bằng thời gian làm việc trong điều kiện bình thường đến kỳ sửa chữa lớn. Đối với các máy hiện tại, thời gian này không được nhỏ hơn các số liệu ở bảng sau:

Bảng 1.I.2

Khối lượng máy (T)	Thời gian làm việc × (1000h)	Khối lượng máy (T)	Thời gian làm việc × (1000h)	Khối lượng máy (T)	Thời gian làm việc × (1000h)
< 0,15	6	4,5 - 13,5	30	361 - 1100	115
0,15 - 0,5	9	13,6 - 41	45	1101 - 3300	145
0,51 - 1,5	14	41,1 - 120	65	3301 - 10000	176
1,51 - 4,5	20	121 - 360	88	10001 - 20000	210

Thời gian làm việc của các bộ phận, chi tiết được xác định trong khoảng từ 10% thời gian làm việc của máy cho đến kỳ sửa chữa lớn đối với các bộ phận, chi tiết không phức tạp, không quan trọng, và đến 100% đối với các bộ phận, chi tiết phức tạp, quan trọng.

Công suất của máy tính trên đơn vị khối lượng máy tuy là gián tiếp nhưng nó đặc trưng cho năng suất kỹ thuật của máy.

Năng suất của máy là khối lượng đất làm được trong đơn vị thời gian. Ta thường xác định năng suất mét theo giờ làm việc (T/h hay m³/h). Đôi khi có thể tính năng suất theo ca máy, tháng hoặc theo năm.

Trên cơ sở đặc điểm tính toán năng suất, công dụng của chúng, ta thường phân thành 3 khái niệm năng suất: năng suất lý thuyết - Q_0 ; năng suất kỹ thuật - Q_{KT} ; và năng suất sử dụng - Q_{sd} .

Năng suất lý thuyết được xác định với vận tốc với tải trọng, vật liệu, điều kiện làm việc theo tính toán và với chế độ làm việc liên tục. Vận tốc tính toán xác định ứng với công suất lớn nhất của động cơ. Tải trọng tính toán ứng với chế độ làm việc danh nghĩa. Điều kiện tính toán thể hiện những đặc điểm của điều kiện làm việc của máy cho trước mà nó được tính toán ở điều kiện đó.

Năng suất lý thuyết dùng để so sánh các thông số kết cấu, thông số tính toán, động học của các máy khác nhau.

Năng suất kỹ thuật là năng suất thực tế lớn nhất của máy khi làm việc liên tục ở điều kiện cho trước và sử dụng hết công suất của máy. Năng suất kỹ thuật không những chỉ

phụ thuộc vào vận tốc như năng suất lý thuyết mà còn phụ thuộc vào lực thực tế tác dụng vào bộ phận công tác. Khi đó vận tốc không phải là vận tốc tính toán trung bình mà là vận tốc được xác định ở điều kiện làm việc cho trước. Năng suất kỹ thuật dùng để so sánh khả năng, chất lượng làm việc của các máy cùng loại. Dựa vào năng suất kỹ thuật, ta xác định số lượng, và năng suất của phương tiện vận chuyển.

Năng suất sử dụng khác với năng suất kỹ thuật, ở chỗ có kẽ đến điều kiện sử dụng máy cụ thể theo thời gian, trình độ chuyên môn của người sử dụng, điều kiện của môi trường máy làm việc.

Lực và vận tốc di chuyển xác định khả năng vượt dốc và tính cơ động của máy. Đối với các máy mà quá trình di chuyển cũng là quá trình làm việc (máy đào - vận chuyển đất; máy đầm đất...) thì lực kéo và vận tốc di chuyển của máy là yếu tố xác định năng suất làm việc của máy. Áp lực trên nền đất đánh giá khả năng làm việc của máy ở các loại đất khác nhau, cũng như cùng với giá trị lực kéo, chiều cao khe sáng gầm máy là yếu tố xác định khả năng thông qua của máy.

Khi thiết kế máy mới, thường chỉ có các thông số chính, còn các thông số khác phải xác định sơ bộ.

Chương II

ĐẤT, ĐỐI TƯỢNG LÀM VIỆC CỦA MÁY LÀM ĐẤT

§1. KHÁI NIÊM CHUNG VỀ ĐẤT

Đất là lớp đất đá tạo thành vỏ bề mặt trái đất, là thành phần tẩm thực của vỏ trái đất. Trong xây dựng đất là nền tảng, là nguyên liệu của các công trình xây dựng.

Theo Priclónxki B.A (Прилонский Б.А) chia đất theo nguồn gốc phát sinh, trạng thái và độ bền cơ học thành 5 lớp: đá, pha đá, đất tảng, đất cát và đất sét.

a) Đá: Là loại đất rất rắn chắc (đá hoa cương, đá tảng, đá vôi...) không thấm nước, trên thực tế không bị nén và độ bền nén giới hạn có giá trị lớn hơn $500 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$ (50 kG/cm^2). Đá thường tập hợp thành từng dải, từng tầng hay các tầng lớn.

b) Pha đá: Là những lớp, những tảng đất không rắn chắc bằng đá, có giá trị độ bền nén nhỏ hơn $500 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$ là loại không thấm nước.

c) Đất tảng: Là những tảng, những hòn được tạo ra trong quá trình chuyển hóa tự nhiên của hai loại đất trên và có độ bền chắc kém hơn chúng.

d) Đất cát: Là lớp đất gồm những hạt nhỏ có kích thước từ 0,05 - 2mm. Cát là kết quả của quá trình đá bị ăn mòn.

e) Đất sét: Là sản phẩm cuối cùng của quá trình các lớp đất trên bị ăn mòn và thường có kích thước hạt nhỏ hơn 0,05 mm.

Đối tượng làm việc chủ yếu của máy làm đất trong xây dựng là đất sét, đất cát và đất tảng, trong một số điều kiện nhất định là một số loại đất pha đá. Các lớp đất trên bao phủ hầu hết vỏ bề mặt trái đất.

Do vậy khi thiết kế cũng như khi sử dụng các loại máy làm đất, ta phải xét đến ảnh hưởng của các loại đất trên đến quá trình làm việc của máy (như lực cắt đất, lực đào đất, độ bết dính, độ tươi... của đất).

Khi gia công các loại đá, thường phải sử dụng các loại máy chuyên dùng, hay trước đó phải gia công sơ bộ.

§2. TÍNH CHẤT CƠ LÝ CỦA ĐẤT

Các dấu hiệu thể hiện tính chất của đất có liên quan với nhau và ở các mức độ khác nhau ảnh hưởng đến quá trình làm việc của máy làm đất.

1. Thành phần cấp phối

Thành phần cấp phối là một trong những dấu hiệu chính của trạng thái vật lý của đất. Các loại đất sét, đất cát, đất tảng là kết quả của quá trình phân hủy tự nhiên và chuyển

hóa của 2 loại đất đá và đất pha đá. Các loại đất trên được tạo ra bởi các hòn - các cục, hạt các phần tử nhỏ của đất, nước, muối hòa tan cũng như các dung dịch và hơi. Tỷ lệ các hạt trong đất có kích cỡ khác nhau tính theo trọng lượng xác định bằng phân tách.

- Đá dăm	> 40 mm
- Sỏi	2 - 40 mm
- Cát	0,25 - 2 mm
- Cát tinh	0,05 - 0,25 mm
- Bụi	0,005 - 0,05 mm
- Bụi sét	< 0,005 mm

2. Trọng lượng riêng (tỷ trọng)

Trọng lượng riêng của đất là trọng lượng một đơn vị thể tích ở độ ẩm tự nhiên. Trọng lượng riêng của đất phụ thuộc vào loại đất.

3. Độ tơi xốp đặc trưng bằng hệ số tơi

Hệ số tơi là tỷ số giữa thể tích của đất sau khi làm tơi với thể tích ban đầu ở trạng thái chặt:

$$K_{tơi} = \frac{V_t}{V}$$

Trong đó:

V_t - Thể tích của đất sau khi làm tơi ;

V - Thể tích của đất ở trạng thái chặt.

Độ tơi của đất sẽ khác nhau khi đào bằng các loại máy khác nhau và ở các độ ẩm khác nhau.

Bảng 1.II.1. Phân loại đất, trọng lượng riêng và hệ số tơi

Loại đất	Tên đất	Trọng lượng riêng γ (kN/m ³)	Hệ số tơi $K_{tơi}$
I	Than bùn, đất canh tác, cát, á cát	5,87 - 11,7 14,7 - 18,7	1,2 - 1,3 1,08 - 1,2
II	Á sét mẫu vàng, hoàng thổ ẩm và tơi	15,7 - 17,1	1,14 - 1,28
III	Sét, á sét chặt, hoàng thổ ẩm tự nhiên	17,1 - 18,6	1,24 - 1,32
IV	Sét, khô, chặt, á sét lán sỏi, hoàng thổ khô meechen mềm	19,0 - 20,0	1,33 - 1,37
V	Meechen cứng, đất đồi núi khô cứng	20,0 - 21,5	1,30 - 1,45

4. Độ ẩm

Độ ẩm là tỷ số trọng lượng nước chứa trong đất với trọng lượng của khối đất đó ở trạng thái khô với nhiệt độ 100°C - 105°C tính theo %.

$$\omega = \frac{g_a - g_k}{g_k} \cdot 100\%$$

Trong đó: g_a - Trọng lượng đất ẩm;
 g_k - Trọng lượng đất khô.

5. Độ dẻo

Độ dẻo là tính chất thay đổi hình dáng của đất khi tác dụng ngoại lực, lực thôi thúc thay đổi hình dáng đã thay đổi vẫn tồn tại. Đất sét có độ dẻo lớn nhất, đất cát và sỏi không có tính dẻo.

Độ dẻo xác định bằng chỉ số dẻo ω_p ; chỉ số dẻo ω_p là hiệu số độ ẩm ở giới hạn chảy ω_c và giới hạn dẻo ω .

$$\omega_p = \omega_c - \omega$$

Bảng 1.II.2. Chỉ số dẻo của đất

Loại đất	ω_p
Đất sét - Đất rất dẻo	17
Á sét - Đất dẻo	7 - 17
Á sét - Đất ít dẻo	0 - 7
Cát - Đất không dẻo	0

Đất dẻo ở một độ ẩm nhất định thường có hiện tượng đính bết, tức khả năng bám chặt vào bề mặt các cơ cấu, bộ công tác, nó làm cho hiệu quả làm việc của máy tụt hẳn xuống.

6. Độ bết đính của đất

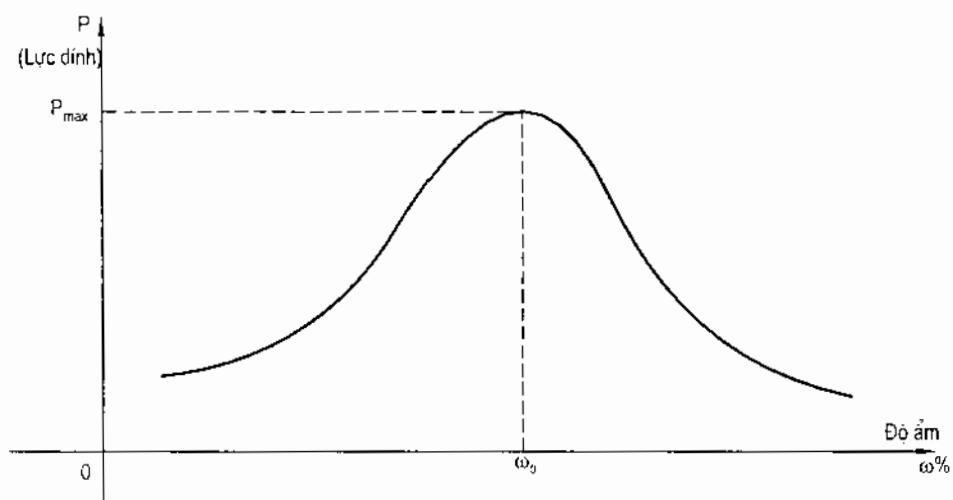
Bết đính là đặc trưng chủ yếu của đất sét thể hiện ở một độ ẩm nhất định. Bết đính là khả năng của đất (chủ yếu là đất sét) liên kết với bề mặt tiếp xúc của các bộ phận máy bằng lực liên kết.

Chẳng hạn đối với thép - lực liên kết đó có thể đạt tới giá trị $1 - 2 \text{N/cm}^2$ ($1000 - 2000 \text{N.m}^2$). Có nghĩa là bằng lực liên kết - lực bết đính - có thể giữ được một lớp đất dày tới một mét. Trong điều kiện nhất định (ở độ ẩm nhất định) độ bết đính của đất sẽ là nhân tố ảnh hưởng quyết định đến năng suất của máy. Do vậy, ngay từ khâu thiết kế, chế tạo cũng như trong quá trình sử dụng máy phải tính tới khả năng này của đất, từ đó chọn ra các biện pháp thích hợp loại trừ, khắc phục độ bết đính của đất.

Nghiên cứu bản chất lực bết đính người ta thấy: Lực bết đính trên thực tế là lực tác dụng điện tử - phân tử, nó phụ thuộc vào mức độ nước hòa tan trong đất, nghĩa là phụ thuộc vào độ ẩm của đất.

Đất có khả năng bắt đầu bết đính, nếu nó có chứa nước hòa tan tương ứng khi độ ẩm khoảng $10 - 20\%$.

Lực bết dính còn phụ thuộc vào áp lực ban đầu, vào nguyên liệu và độ bồng bề mặt của các mặt tiếp xúc.



Hình 1.II.1. Sơ phác thảo của P - Lực bết dính - vào ω độ ẩm

Bảng 1.II.3. Lực bết dính của đất sét phụ thuộc vào vật liệu và độ bồng bề mặt

Vật liệu	$\omega\%$	P (N/cm^2)
Thép không gỉ công	25	1.03
Thép gỉ công bê mặt:		
bê mặt V 6	27	2,45
Gang gỉ công bê mặt V 6	28	2,94
Nhôm	25	2,71
Cao su xốp	25	0,7
Thủy tinh	25	3,18

7. Hệ số ma sát đất - đất và đất - thép

Hệ số ma sát xác định lực cản đào đất. Trong quá trình đào đất có sự dịch chuyển tương đối đất - đất, đất - thép do đó phát sinh ra các lực ma sát. Lực ma sát này tăng rõ rệt khi vừa đào đất vừa tích lũy đất trong bộ công tác.

Hệ số ma sát phụ thuộc vào loại và trạng thái đất cũng như trạng thái bê mặt bộ công tác. Mỗi quan hệ giữa hệ số ma sát giữa đất - thép f_1 và hệ số ma sát trong đất - đất f_2 có thể biểu thị gần đúng:

$$f_1 \approx 0,75 f_2 \text{ nghĩa là } \operatorname{tg} \varphi_1 \approx 0,75 \operatorname{tg} \varphi_2$$

Trong đó: φ_1 - Góc ma sát đất - thép

φ_2 - Góc ma sát đất - đất.

Bảng 1.II.4. Hệ số ma sát đất - đất f_2 và đất - thép: f_1

Tên đất	Hệ số ma sát đất - đất: f_2	Hệ số ma sát đất - thép: f_1
Than bùn	0,9 - 1,0	0,1 - 0,5
Cát	0,4 - 0,7	0,4 - 0,5
Á cát	0,4 - 0,7	0,4 - 0,5
Á sét	0,7 - 0,8	0,5 - 0,6
Sét	0,8 - 1,0	0,6 - 0,7
Sỏi - đá nhỏ	0,62 - 0,78	0,75
Đá dăm	0,9	0,84

8. Góc chân nón φ

Góc chân nón φ là góc nghiêng chân nón lập thành do ta đổ đất rời từ trên cao xuống tạo ra một khối đất hình chóp nón. Góc chân nón phụ thuộc vào hệ số ma sát trong f_2 và độ dính kết.

Bảng 1.II.5. Góc chân nón φ^0

Trạng thái	Sỏi	Đá nhỏ vụn	Cát			Sét		Á sét nhẹ	Đất canh tác
			Hạt lớn	Hạt trung bình	Hạt nhỏ	Sét béo	Sét xơ		
Khô	40	35	30	28	25	45	50	40	40
Ẩm	40	45	32	35	30	35	40	30	35
Ướt	35	25	27	25	20	15	30	20	25

9. Lực cản trượt

Dưới tác dụng của ngoại lực đất bị phá vỡ, sự phá vỡ đó chủ yếu do sự dịch chuyển tương đối của hạt này với hạt khác theo một mặt phẳng nào đó, ta gọi mặt phẳng đó là mặt phẳng trượt, hoặc mặt phẳng dịch chuyển.

Khả năng chống trượt được xác định bởi độ dính kết của đất, nói cách khác là bởi ma sát trong của đất. Độ dính kết của đất phụ thuộc chủ yếu vào thành phần hạt, độ ẩm, độ nén chất.

Lực cản trượt xác định theo Kulon là hàm bậc nhất, phụ thuộc vào ứng suất pháp tuyến.

$$\tau = \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 + C = \sigma \cdot f_2 + C$$

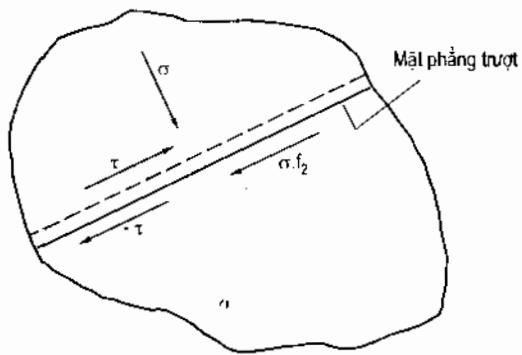
Trong đó: f_2 - Hệ số ma sát đất - đất ;

C - Lực bám của đất khi trượt - Lực liên kết.

Đối với đất không dính (cát khô) công thức trên có thể viết dưới dạng:

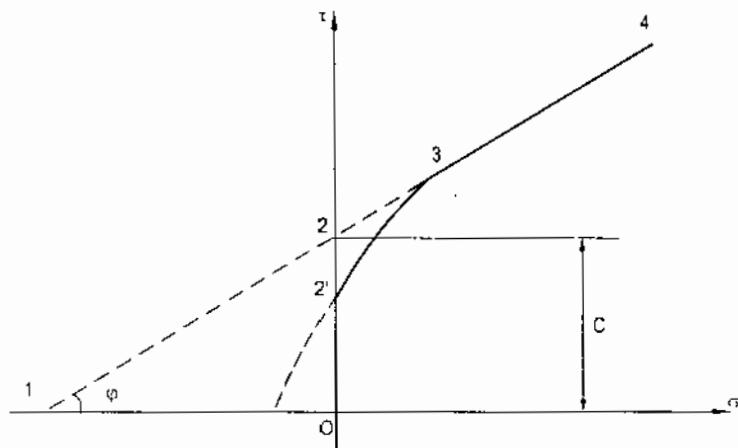
$$\tau = \sigma \cdot f_2$$

Khái niệm lực cản trượt chỉ là khái niệm quy ước, vì quá trình phá vỡ đất xảy ra rất phức tạp.



Hình 1.II.2. Sơ đồ
mặt phẳng trượt

Lực liên kết C (đoạn 02) là ứng suất giới hạn trượt khi không có lực pháp tuyến ($\sigma = 0$) tác dụng nữa và vẫn giữ nguyên được sự phụ thuộc tuyến tính giữa τ và σ .



Hình 1.II.3. Sự phụ thuộc giữa ứng suất pháp và ứng suất tiếp (σ và τ) khi xảy ra hiện tượng trượt

Đoạn 1 - 2 - 3: sự phụ thuộc tuyến tính của $\tau = f[\sigma]$.

Đoạn 2 - 3 - 4: sự phụ thuộc thực tế.

φ - Góc trượt (góc ma sát trong).

C - Giá trị lực liên kết.

Bảng 1.II.6. Lực liên kết C

Tên đất	Lực liên kết C - MPa		
Than bùn	Sét	Á sét	Á cát
Cát	0,10	0,6	0,02
Á cát	0,06	0,04	0,015
Á sét	0,04	0,25	0,010
Sét	0,02	0,015	0,005
Sỏi - đá nhỏ	0,01	0,010	0,002
Đá dăm	0,005	0,005	0,0

10. Mô đun biến dạng của đất

Mô đun biến dạng của đất tương tự như mô đun đàn hồi của vật liệu đồng nhất, song còn có đặc điểm riêng:

- Mô đun biến dạng của đất được xác định theo biểu dạng toàn phần.
- Mô đun biến dạng của đất sẽ thay đổi khi thay đổi độ ẩm và độ bền chất của đất.
- Biến dạng của đất không tuyến tính nên mô đun biến dạng có thể đặc trưng khoảng ứng suất nhỏ.

Mô đun biến dạng E được xác định theo đường cong giới hạn bền của đất bị nén dưới khuôn hình trụ.

$$E = a \cdot \frac{\sigma \cdot D}{\lambda}$$

Trong đó: a - Hệ số điều chỉnh tính đến dạng và độ cứng của khuôn ($a = 1,25$);

σ - Ứng suất trên bề mặt đất dưới khuôn;

D - Đường kính khuôn;

λ - Độ lún.

Biểu thức trên tương tự như định luật Hooke về biến dạng tương đối.

11. Sức chịu nén

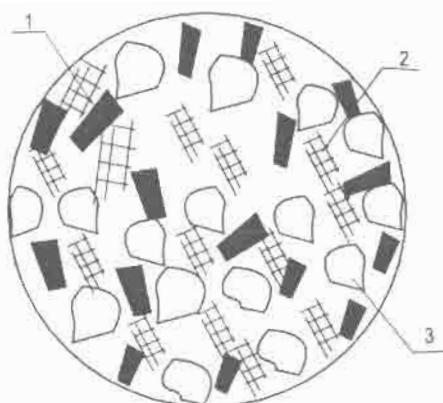
Khi nén bằng một khí cụ nào đó xuống đất hoặc bộ di chuyển của máy xuống đất, vùng đất bị nén toàn diện (tất cả mọi phương). Nếu biến dạng lõm xuống 1 cm với các đơn vị lực và tiết diện nào đó, gọi là hệ số chịu nén. Còn nếu biến dạng lõm xuống đến 6 - 12 cm, ta hạn chế điều kiện đó và coi là trạng thái giới hạn đối với bộ di chuyển của máy làm đất.

Bảng 1.II.7. Hệ số chịu nén P_0 và ứng lực nén cho phép đối với bộ di chuyển máy làm đất xuống nén đất P_d (kN/m^2)

Tên đất	P_0	P_d
Đất lầy	18 - 25	26 - 30
Đất sét ướt, cát ướt	25 - 35	300 - 500
Cát hạt khô, sét ướt chặt vừa phải	35 - 60	400 - 600
Đất sét chặt vừa phải và khá chặt	50 - 60	600 - 700
Đất sét chặt ẩm vừa phải và hoàng thổ ẩm, meghen ẩm	70 - 100	800 - 1000
Đất sét chặt, meghen và hoàng thổ khô	110 - 130	1100 - 1500

12. Cấu tạo ba thể

Cấu tạo ba thể đó là đặc trưng của đất sét và đất cát, thực chất của nó là ngoài các phân tử rắn ra (các khoáng chất) là chất lỏng (nước và dung dịch muối) và hơi.



Hình I.II.4. Cấu tạo ba thể của đất

1. Chất rắn (khoáng chất rắn);
2. Chất lỏng (nước, dung dịch); 3. Hơi.

Ở mức độ nhất định, cấu tạo ba thể của đất ảnh hưởng rất nhiều đến độ bền vững và lực cản cơ học, nguyên nhân là có nước và hơi chứa trong đất, nhất là đất sét.

Theo các nhà nghiên cứu thì nước chứa trong đất có tới 5 dạng khác nhau: dạng hơi (hơi nước); dạng rắn (băng); dạng tinh thể và liên kết hóa học trong thành phần các khoáng chất của đất; dạng nước thẩm hay ở dạng màng và nước ở dạng tự do.

Nước ở dạng hơi được chứa trong các lỗ rỗng của đất, nó có thể di chuyển từ chỗ hơi có tính đàn hồi cao hơn vào chỗ hơi có tính đàn hồi thấp hơn. Dạng nước thẩm và dạng nước màng chứa ở trên các bề mặt của các phân tử đất và lực liên kết phân tử của nó lớn đến mức lớn hơn là trọng lượng bản thân. Nước tự do là nước hay các giọt nước có thể di chuyển được ở trong đất dưới tác dụng của trọng lực. Khi nhiệt độ môi trường xuống thấp, nước đóng thành băng ở trong đất. Tổng các dạng nước chứa trong đất, tạo ra độ ẩm của đất.

13. Độ nhám của đất (độ ăn mòn)

Do đất có các phân tử rắn nên trong quá trình làm việc một phần của bộ công tác trực tiếp tiếp xúc với đất và bị mài mòn khá nhanh, dẫn đến làm thay đổi hình dáng, kích thước bộ công tác có ảnh hưởng lớn đến vị trí tương đối, giá trị lực tác dụng, làm thay đổi tính năng kỹ thuật của máy. Do đó, khi tính toán thiết kế máy phải lưu ý tới đặc điểm này để hạn định phạm vi sử dụng của bộ công tác.

14. Lực cản cắt của đất

Quá trình cắt đất và các biện pháp phá vỡ đất tương tự là biện pháp chủ yếu khi giàn công đất và hầu hết các loại máy làm đất đều làm việc theo nguyên lý cắt đất.

Lực cản cắt của đất là khả năng của đất cản lại tác dụng cơ học gây ra bởi tập hợp các loại ứng suất (nén, kéo, trượt, cắt...) nhằm phá vỡ đất và tách chúng ra khỏi nền đất thành phoi hoặc các hòn, các cục đất. Để biểu thị độ bền cơ học của từng loại đất, ta dùng khái niệm lực cản riêng.

Chương III

LỰC TÁC DỤNG TƯƠNG HỐ GIỮA ĐẤT VÀ BỘ CÔNG TÁC

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

1. Khái niệm về lực cắt đất

Cắt phá vỡ đất là bước đầu tiên và là bước chủ yếu trong khâu làm đất. Mỗi một loại thiết bị làm việc của máy làm đất có thể thực hiện công việc đó với các phương pháp khác nhau, nhưng yêu cầu chính là phải cắt được đất.

Khi xét quá trình cắt phá vỡ đất, ta thấy thiết bị làm việc của máy phải vượt qua một tập hợp một số loại lực cản cắt của đất do độ bền cơ học của chúng gây ra. Để tiện cho việc tính toán các loại lực đó được phân ra các loại lực chính sau:

1) Lực cản khi cắt đất - ký hiệu là $P_{cắt}$.

2) Lực cản khi chuyển dịch khối phoi đất ở phía trước dụng cụ cắt được tạo ra trong quá trình cắt - ký hiệu là P_F .

3) Lực cản sinh ra trong quá trình đưa đất vào gầu, dụng cụ cắt đất để chứa giữ đất hay chuyển dịch khối đất đó lên phía trước - ký hiệu là P_{ch} .

Ngoài ra khi tính lực cản cắt của đất, do dụng cụ cắt đất tiếp xúc với nền đất, còn có lực ma sát xuất hiện ở bề mặt tiếp xúc đó - ký hiệu P_{ms} .

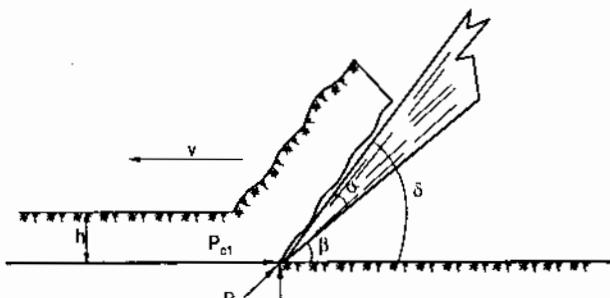
Nếu các lực trên tác dụng theo phương tiếp tuyến ta gọi là lực cản tiếp tuyến.

Và tổng các lực đó là:

$$P_d = P_{cắt} + P_F + P_{ch} + P_{ms}.$$

Công thức trên xác định lực cản đào toàn phần theo phương tiếp tuyến. Lực cản theo phương pháp tuyến phụ thuộc vào lực cản theo phương tiếp tuyến.

2. Các thông số chính của quá trình cắt đất



Hình 1.III.1. Sơ đồ
cắt đất

Trong sơ đồ lực cát P được phân tích thành 2 lực thành phần vuông góc với nhau:

- + P_{01} - Lực cản tiếp tuyến.
- + P_{02} - Lực cản pháp tuyến.
- V : Vận tốc cát. Vận tốc chuyển dời của dụng cụ cát trong nền đất.
- δ : Góc cát.
- α : Góc sắc của dụng cụ cát.
- β : Góc sau.

$$\delta = \alpha + \beta$$

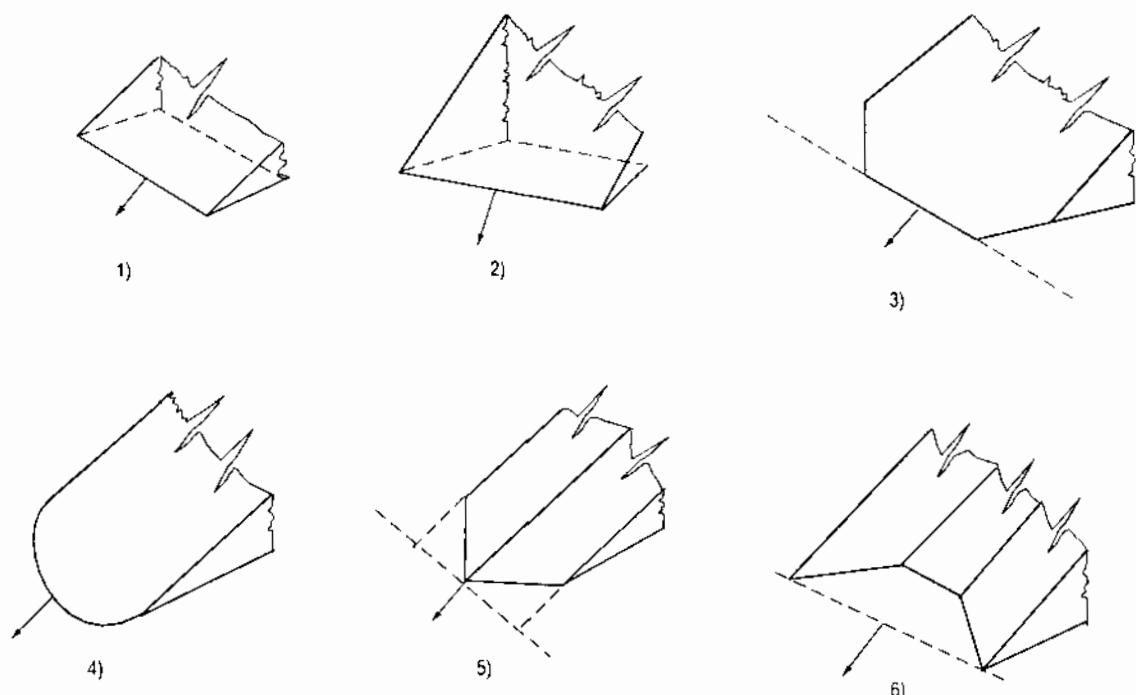
- h : Chiều dày của phoi đất.

§2. LỰC CẮT ĐẤT

1. Đặc điểm của quá trình cát đất là quá trình tách khỏi khối đất tạo ra hòn, lớp hoặc những phoi đất bằng dụng cụ cát gọi là dao cát.

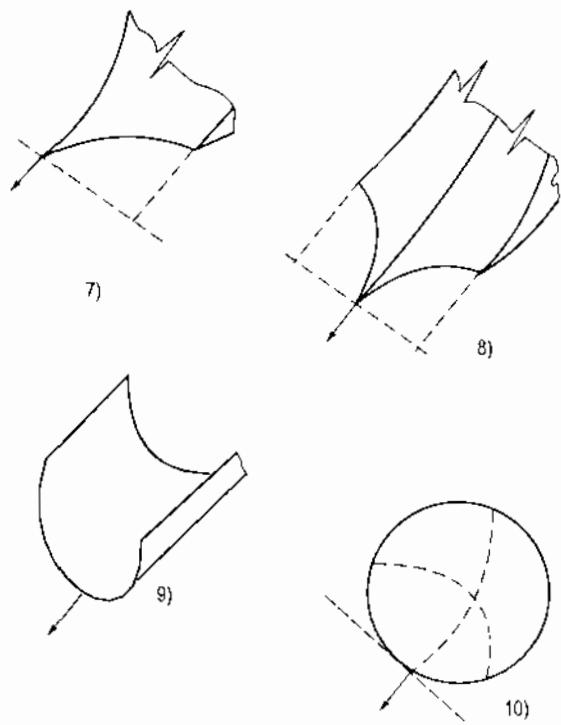
Trong máy làm đất phổ biến nhất là phương pháp cát đất để tạo ra phoi đất.

Muốn cát đất để tạo thành phoi đất, thường dùng một trong các dạng dao cát sau:



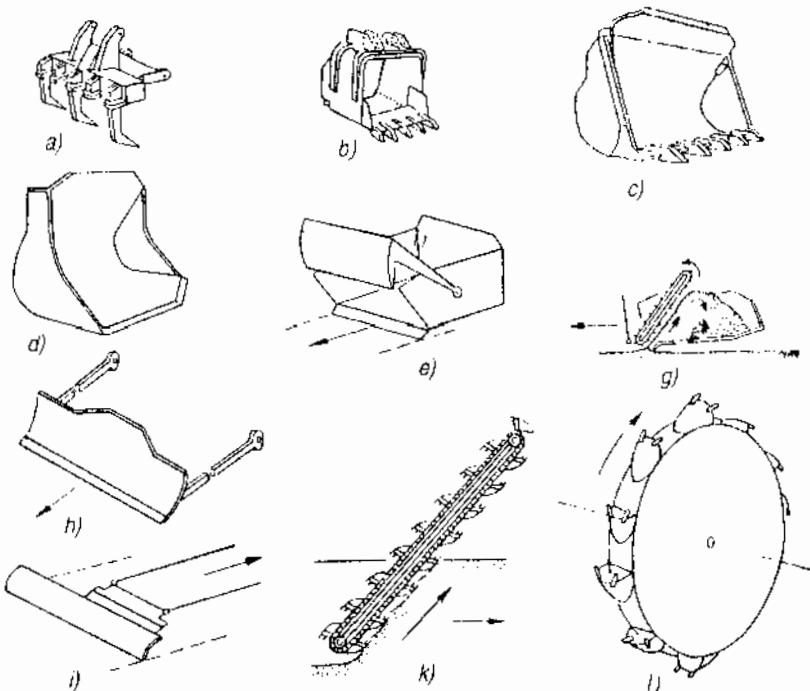
Hình I.III.2a. Những dạng dao cát đất chủ yếu

1. Dao cát phẳng vuông góc; 2. Dao cát phẳng vuông góc lệch;
3. Dao cát phẳng vuông góc với lưỡi cát là đường gấp khúc; 4. Dao cát phẳng vuông góc với lưỡi cát là đường cong;
5. và 6. Dao cát với 2 hay 3 cạnh cát;



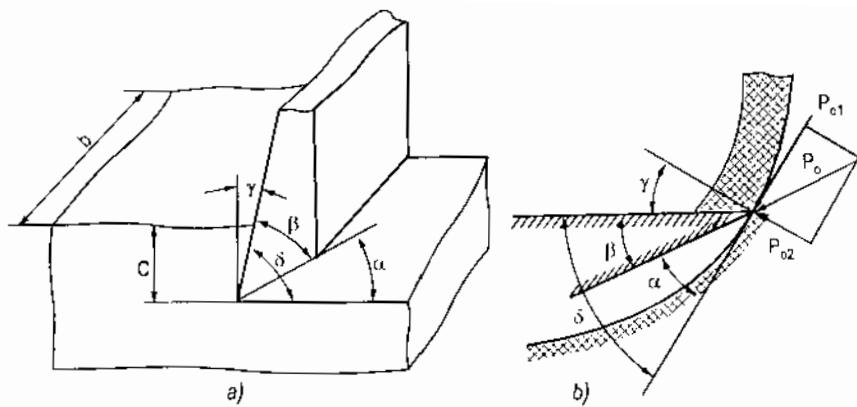
Hình 1.III.2b. Những dạng dao cắt đất chủ yếu

7. 8. 10. Dao cắt nghiêng với cạnh cắt là đường cong;
9. Dao cắt phẳng có cạnh cắt là đường cong.



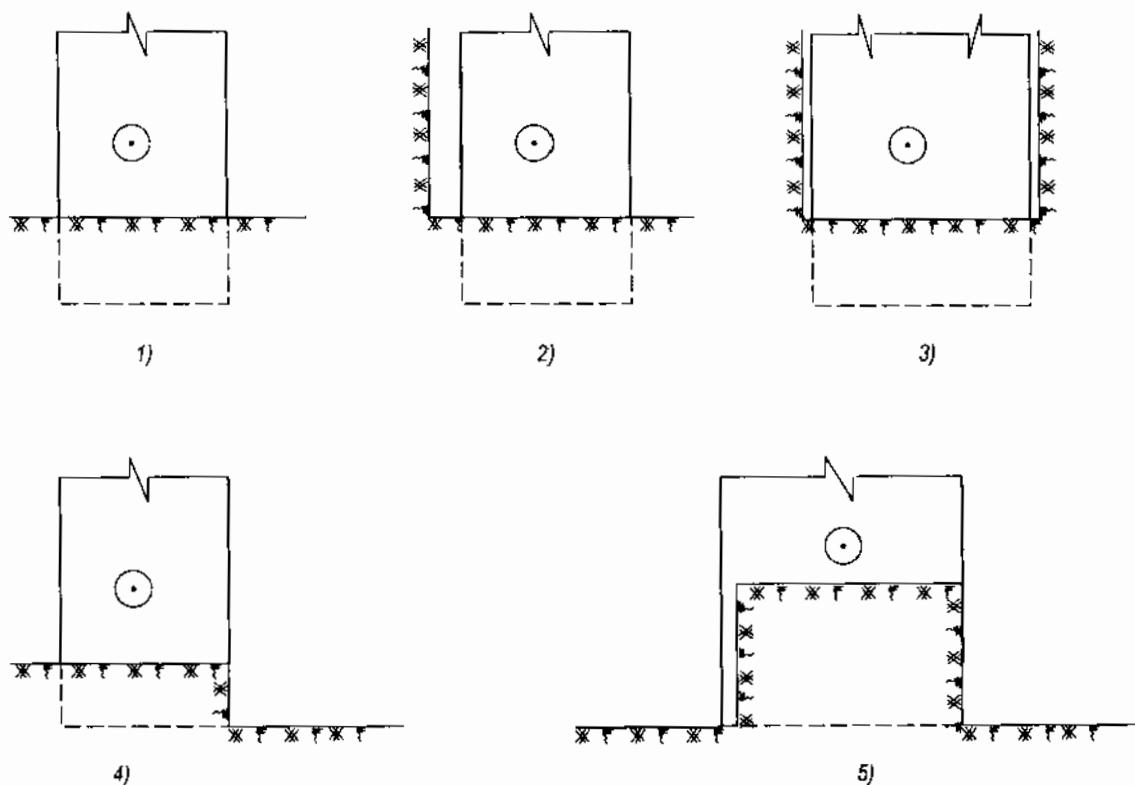
Hình 1.III.3. Bộ phận làm việc (bộ công tác) máy làm đất

- a) Răng xới; b) Gầu xúc; c) Gầu xúc chuyển; d) Gầu xúc chuyển; e) Gầu máy cày;
g) Gầu máy cày có bộ phận chuyển đất liên tục; h) Lưỡi úi; i) Lưỡi máy san;
k) Gầu máy xúc nhiều gầu trên xích; l) Rotor gầu.



Hình L.III.4. Sơ đồ cắt đất và lực cắt đất
a) Dạng hình lưỡi cắt; b) Sơ đồ lực cản cắt.

2. Những phương pháp cắt đất bằng dao cắt

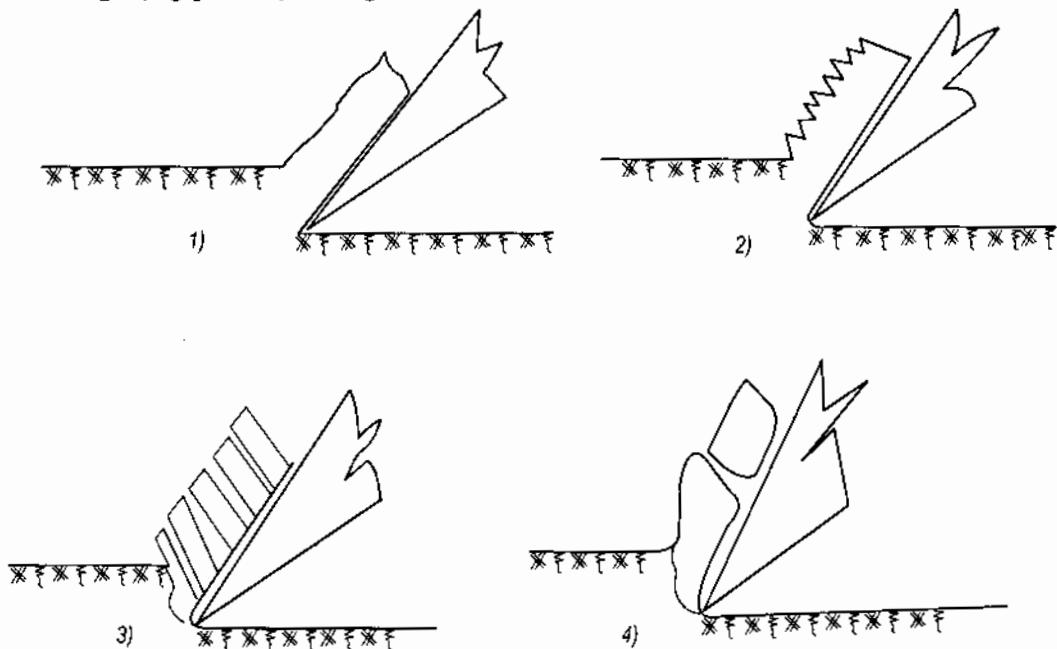


Hình L.III.5. Phương pháp cắt đất

1. Cắt ẩn; 2. Cắt lấn; 3. Cắt có hai bề mặt cạnh cắt; 4. Cắt nửa tự do; 5. Cắt hớt.

Mặc dù trong từng thời điểm vị trí tương đối giữa dao cắt với khối đất đã được xác định, nhưng khi cắt đất vẫn tạo thành các dạng phoi đất khác nhau, vì phụ thuộc vào tính chất của đất, độ ẩm, độ bền và thành phần cấp phôi.

3. Những dạng phoi đặc trưng



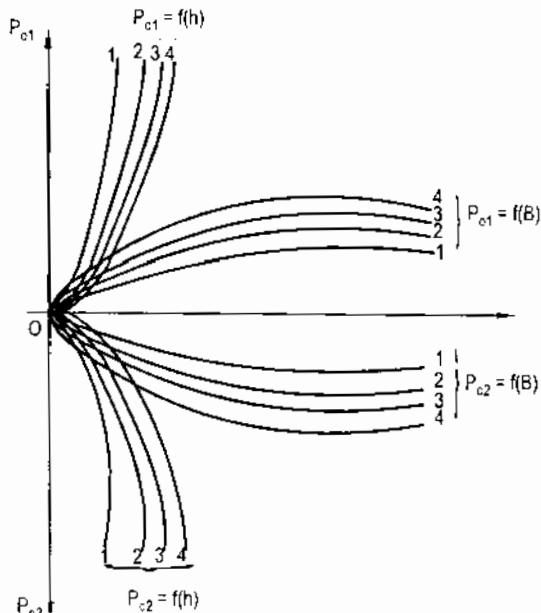
Hình 1.III.6. Các dạng phoi đất

1. Phoi dính liên kết;
2. Phoi bậc thang;
3. Phoi từng phần riêng biệt (phoi rời rạc);
4. Phoi đứt đoạn.

Khi cắt đất mềm, dẻo thường tạo ra phoi dính liên kết hay phoi bậc thang. Khi cắt đất khô, rắn, cứng thì tạo ra các dạng phoi từng phần riêng biệt hay phoi đứt đoạn.

4. Cắt đất tạo thành phoi có tiết diện khác nhau thì lực cản cắt sinh ra khi đó cũng khác nhau. Nghĩa là lực cản cắt pháp tuyến, lực cản cắt tiếp tuyến phụ thuộc vào chiều rộng B và chiều dày h của phoi.

Sự phụ thuộc đó thể hiện trên đồ thị xác định từ thực nghiệm (hình 1.III.7).



Hình 1.III.7. Quan hệ lực cắt và phoi đất

P_{c1}, P_{c2} : Lực cản tiếp tuyến và lực cản pháp tuyến.

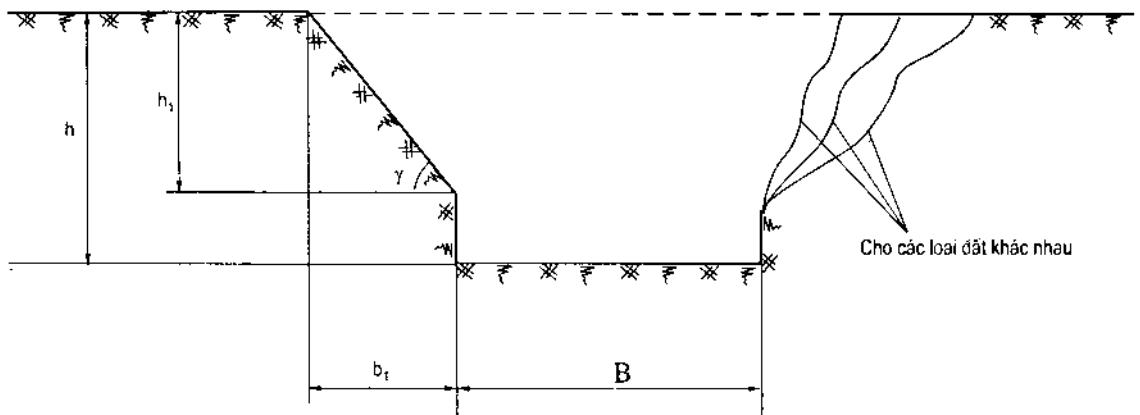
B; h: Chiều rộng, chiều dày của phoi đất.

Các đường thể hiện 1, 2, 3, 4 ứng với các loại đất khác nhau.

5. Tính không gian của quá trình cắt đất phụ thuộc vào cấp đất, dạng vét cát hay thiết diện phoi đất.

Vết cát tạo được trong quá trình cắt đất thường không phải thiết diện hình chữ nhật có kích thước B và h, thường tạo ra vết cát dạng hình thang.

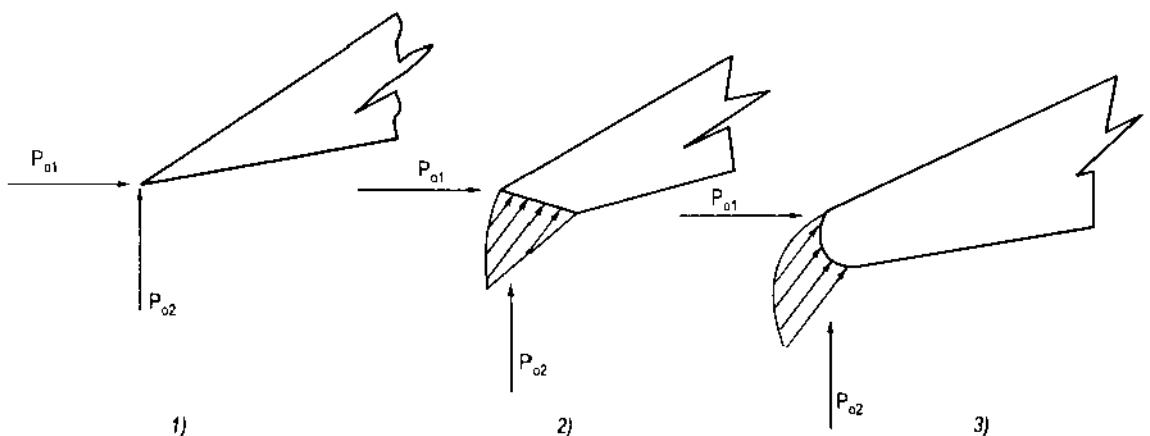
Sơ đồ vết cát.



Hình 1.III.8. Sơ đồ vết cát

$$K_1 = \frac{h_1}{h}, \text{ Gọi là hệ số độ sâu mở rộng cạnh bên vết cát.}$$

6. Một trong những đặc điểm nữa ánh hưởng đáng kể đến giá trị lực cắt và quá trình cắt đất là hiện tượng mòn, cùn của dao cắt đất. Hiện tượng này làm tăng lực cản cắt đất lên tới 60 - 200%, có khi còn cao hơn nữa.



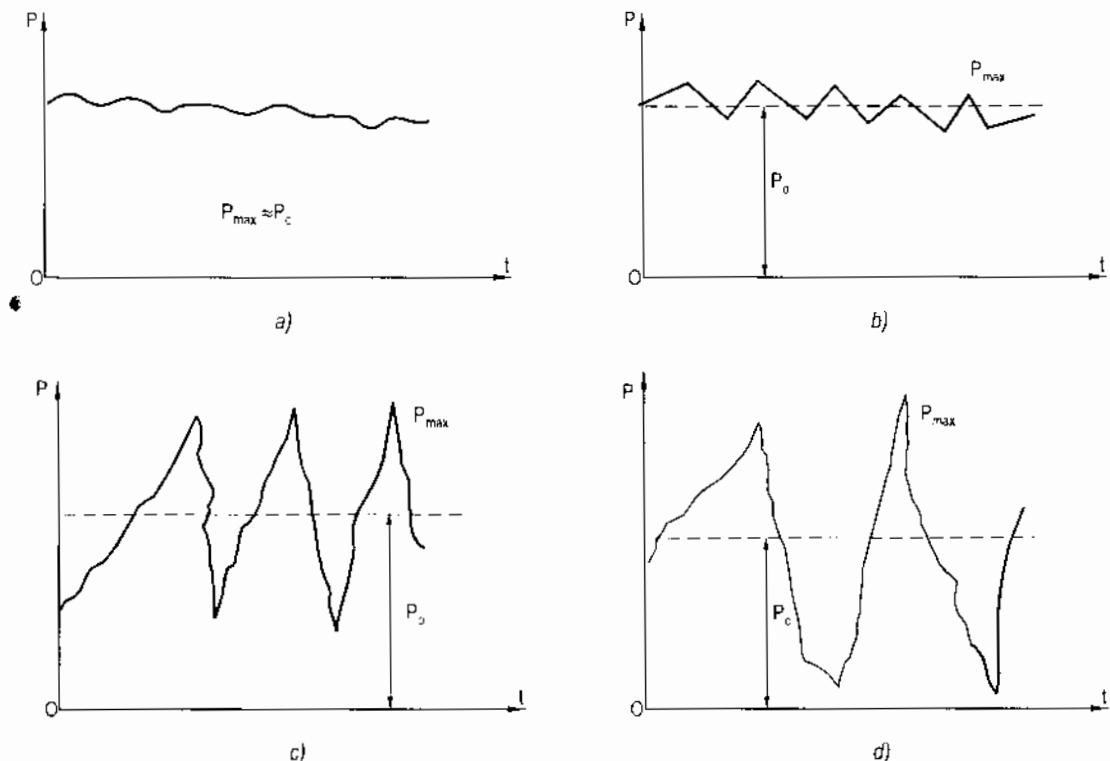
Hình 1.III.9. Sơ đồ lực cắt với các dạng dao cắt

1. Dao sắc; 2. Dao mòn; 3. Dao cùn.

7. Lực cản cắt còn thay đổi và phụ thuộc vào giá trị góc cắt δ , giá trị góc cắt δ nếu tăng từ 40° lên 60° thì lực cản cắt tác dụng vào dao cắt có thể tăng lên tới 2 lần.

Nhưng nếu giảm góc cắt xuống dưới 30° , có thể lại làm tăng lực cản cắt nói chung. Theo kinh nghiệm giá trị góc cắt hợp lý nên trong khoảng từ $30^\circ - 45^\circ$.

8. Lực cản đất biến đổi và phụ thuộc vào đặc điểm và dạng phoi tạo ra. Sự biến đổi đó được thể hiện qua các biểu đồ sau.



Hình 1.III.10. Sự thay đổi lực cắt theo thời gian và dạng phoi

- a) Đối với dạng phoi dính liên kết; b) Đối với dạng phoi bậc thang;
- c) Đối với dạng phoi từng phần riêng biệt; d) Đối với dạng phoi đứt đoạn.

Qua thực nghiệm thấy rằng lực cản đất đạt tới giá trị lớn nhất P_{\max} trước khi tách được phoi đất ra khỏi khối đất, rồi sau đó giảm xuống giá trị nhỏ nhất. Biên độ dao động sự thay đổi đó không giống nhau đối với các nền đất khác nhau.

§3. PHƯƠNG PHÁP TÍNH LỰC CẮT, LỰC ĐÀO ĐẤT

Môi trường đất là một môi trường phức tạp, do vậy bộ công tác đào đất và phương pháp đào cũng khác nhau, điều này ảnh hưởng lớn đến việc xác định lực cản đào đất. Cho đến nay một công thức chính xác, khoa học để xác định lực cản đào đất, mặc dù là đào đất thuần túy vẫn chưa có. Đã có nhiều nhà khoa học bỏ nhiều thời gian, công sức nghiên cứu vấn đề này như: E. Dinghinger, Klein; Nerlo - Nerli, N.G. Dombrovski; M.F. Galperin, Ju.A. Vetrov...

Xét về ý nghĩa thực tiễn thì có một số công thức tính toán của các nhà nghiên cứu sau là hay được dùng:

1. Công thức tính theo phương pháp của N.G Dombrovski

Dombrovski đề nghị tính lực cản cắt thuần túy P_0 là tổng của hai thành phần:

$$P_0 = P_{01} + P_{02}$$

Trong đó:

$$P_{01} = K_2 \cdot B \cdot h;$$

K_2 - Hệ số lực cản cắt thuần túy;

B, h - Chiều rộng và chiều dày phoi đất;

P_{02} tính từ P_{01} , nó phụ thuộc vào loại máy, dạng dao cắt - bộ công tác, tình trạng, vị trí lưỡi cắt.

$$P_{02} = \psi \cdot P_{01}$$

Trong đó: Hệ số phụ thuộc $\psi = 0,1 \div 0,5$

Giá trị lớn ứng với khi lưỡi cắt bị mòn cùn, phoi đất mỏng (h nhỏ).

Theo Dombrovski lực cản đào và tích đất được tính theo công thức:

$$P_{01} = K_1 \cdot B \cdot h$$

Trong đó: K_1 - Hệ số lực cản đào có tích đất.

Bảng 1.III.1. Hệ số lực cản cắt đối với gầu đào

Loại đất	Tên đất	Hệ số lực cản cắt (N/cm^2)		
		K_1		K_2
		Gầu thuận	Gầu kéo	
I	Cát, á sét nhẹ và trung bình ám và rời	1,6 - 1,8	3,0 - 12	1 - 3
II	Á sét, sỏi nhỏ và trung bình sét mềm (ám nhẹ, rời)	7 - 6	10 - 20	2,7 - 6
III	Á sét chắc, sét trung bình ám hoặc rời, than đá mềm	12 - 25	16 - 30	5,5 - 13
IV	Á sét nặng pha sỏi hoặc lẩn đá nhỏ, sét ám và rất ám than đá cứng vừa	22 - 36	25 - 42	13 - 25
V	Sét rất khô, hoàng thổ cứng chắc, thạch cao, đá ghịp mềm....	33 - 45	40 - 55	23 - 32
VI	Sản phẩm nổ mìn, quặng các loại nhỏ, vụn	200 - 250	-	-

Công thức tính theo phương pháp của Dombrovski tuy đơn giản, nhưng rõ ràng là không chính xác, nhưng nó vẫn được sử dụng phổ biến khi ta lựa chọn cẩn thận hệ số lực cản K_1, K_2 và hệ số phụ thuộc ψ .

2. Công thức tính theo phương pháp của A.N.Zelenin

A.N.Zelenin đề nghị sử dụng công thức sau để tính lực cắn đào:

$$P_d = A \cdot C^{1,35} (1 + 2,6b) (1 + 0,0075 \delta) \cdot Z$$

Trong đó: A - Hằng số xác định tính chất cơ - lý của đất.

b, C - Kích thước rộng và dày của phoi đất.

δ - Góc cắt.

Z - Hệ số tính tới ảnh hưởng của lưỡi dao và giá trị b, C.

Đây là công thức mang tính thực nghiệm.

3. Phương pháp tính của Ju. A. Vetrov

Ju.A. Vetrov đề nghị phương pháp tính lực cắn đất có xét đến ảnh hưởng của quá trình cắt đất, trên cơ sở một số giả thiết sau:

- Bảo đảm tính không gian của sự tác động tương hỗ giữa dao cắt và nền đất.
- Giữ nguyên sự phá vỡ về cơ học tương ứng của vết cắt và phoi đất.
- Chia lực cắn cắt ra các lực thành phần và tính theo các lực thành phần đó.
- Dao cắt ở đây được coi là dao sắc, và được chia ra các phần: một phần phù hợp với điều kiện của bài toán phẳng, phần còn lại phù hợp với điều kiện không gian.

Phần trên để xác định lực cắt khắc phục lực cắn cắt ở mũi dao, phần sau để khắc phục lực cắn cắt khi phá vỡ đất theo các cạnh bên của dao cắt.

Lực cắn ở phần mũi dao, trên thực tế có thể coi chúng tỷ lệ với kích thước của phoi đất - phụ thuộc vào B và h.

Lực cắn ở các cạnh bên của dao không phụ thuộc vào chiều rộng B của phoi đất.

Lực tiếp tuyến P: Khi cắt ăn ban đầu bằng dao cắt sắc, đơn giản (dao cắt có 1 răng hoặc không răng) xuất hiện các lực cắt có thể là tập hợp của 3 lực thành phần.

- Lực để khắc phục lực cắn ở phần mũi dao cắt, ta ký hiệu P_M , chúng tỷ lệ với thiết diện phần mũi dao. Chiều rộng B của phoi đất, phụ thuộc vào góc cắt δ và độ cứng của đất.

- Lực phá vỡ đất ở hai bên cạnh dao cắt, phụ thuộc thiết diện phoi đất, vào độ cứng nền đất, trên thực tế không phụ thuộc chiều rộng B phoi đất và góc cắt δ , ký hiệu P_C .

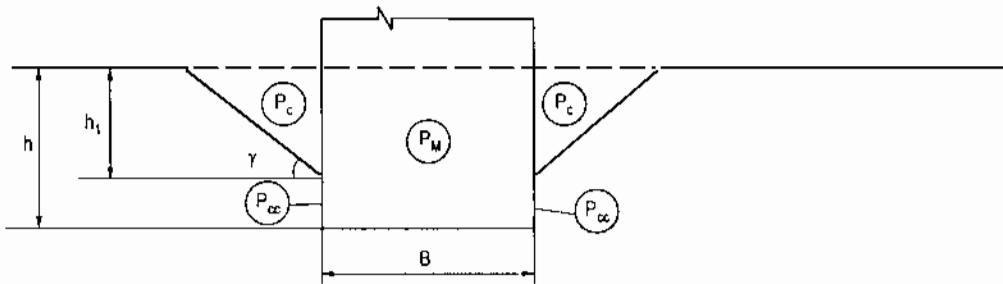
- Lực cắt bằng cạnh dao - ký hiệu P_{CC} , tỷ lệ với chiều dày phoi đất h, không phụ thuộc vào chiều rộng B của phoi đất và góc cắt δ .

Ta có: $P = P_M + P_C + P_{CC}$

Trong đó: $P_M = p_M \cdot F_M$

$P_C = p_C \cdot F_M$

$P_{CC} = p_{CC} \cdot L_{CC}$



Hình 1.III.11. Sơ đồ phân bố lực cắt đất.

P_M , P_C - Lực cản cắt riêng ở phần mũi và phần cạnh dao cắt;

p_{cc} - Lực cản cắt riêng khi cắt bằng cạnh dao;

F_M , F_C - Diện tích phần mũi dao và phần cạnh bên mở rộng của dao cắt;

L_{cc} - Tổng chiều dài đường cắt bằng cạnh dao.

Ta có:

$$F_M = B \cdot h$$

$$F_C = k_1^2 \cdot h^2 \cdot \cot \gamma$$

$$k_1 = \frac{h_1}{h} - \text{Hệ số độ sâu phải mở rộng cạnh bên.}$$

$$k_1 = 0,80 - 0,95.$$

Còn tổng chiều dài phần cắt bằng cạnh dao:

$$L_{cc} = 2 \cdot h (1 - k_1)$$

Các lực cản cắt riêng xác định như sau:

$$P_M = \varphi \cdot m_1$$

φ - Hệ số phụ thuộc vào góc cắt, khi $\delta = 45^\circ$; $\varphi = 1$

m_1 - Hệ số lực cản cắt riêng - xác định bằng thực nghiệm đối với từng loại đất.

Như trên ta có:

$$p_C F_C = p_C \cdot k_1^2 \cdot h^2 \cdot \cot \gamma$$

Ta đặt:

$$m_2 = \frac{1}{2} p_C \cdot k^2 \cdot \cot \gamma$$

m_2 - Hệ số lực cản cắt riêng ở phần cạnh bên mở rộng.

$$p_{cc} L_{cc} = p_{cc} \cdot 2h (1 - k_1)$$

Ta đặt:

m_3 - Hệ số lực cản cắt riêng của một cạnh trong những cạnh cắt của dao.

Ta có thể viết công thức xác định lực tiếp tuyến như sau:

$$P_{01} = P_M + P_C + P_{cc}$$

Hay: $P_{01} = \varphi m_1 B \cdot h + 2m_2 h^2 + 2m_3 h$

Khi dao cắt đã bị mòn cùn, xuất hiện lực cản phụ gây ra do hiện tượng mòn cùn của dao cắt.

Và công thức xác định lực cản cắt tiếp tuyến được viết dưới dạng:

$$P_{01} = P_M + P_C + P_{CC} + p_{m,C} \cdot B$$

hay: $P_{01} = \varphi m_1 B \cdot h + 2m_2 h^2 + 2m_3 h + p_{m,C} \cdot B$

Trong đó: $p_{m,C}$ - Lực cản cắt riêng phát sinh khi dao cắt bị mòn cùn trên 1 đơn vị chiều rộng dao cắt.

Khi cắt lấn hay cắt hớt thành phần thứ 2 và thứ 3 ở vế phải công thức trên bị mất hệ số 2, hoặc biến mất hoàn toàn.

Lực cản pháp tuyến được xác định phụ thuộc vào giá trị lực tiếp tuyến:

$$P_{02} = (P_M + P_C + P_{CC}) \cot(\delta + \mu)$$

Trong đó: δ - Góc cắt.

μ - Hệ số ma sát đất - thép.

Khi dao cắt đã bị mòn cùn, và δ_1 là góc do mòn, ta có.

$$P_{02} = (P_M + P_0 + P_{CC}) \cot(\delta + \mu) - p_{m,C} \cdot B \cot(\delta_1 + \mu)$$

Phụ thuộc và giá trị góc do mòn δ_1 gây ra, ta có thể có giá trị P_{02} lúc đó là:

$$P_{02} > 0$$

$$P_{02} = 0$$

hoặc $P_{02} < 0$

Khi lực P_{02} có giá trị bằng hoặc nhỏ hơn 0 có nghĩa là lúc đó mất khả năng cắt được đất.

Chương IV

NGUỒN ĐỘNG LỰC VÀ HỆ TRUYỀN ĐỘNG

§1. NGUỒN ĐỘNG LỰC

Nguồn động lực và hệ truyền động trên máy làm đất rất đa dạng. Nguồn động lực dùng trên máy làm đất có thể là: động cơ đốt trong, động cơ điện, động cơ thủy lực hay khí nén. Các loại động cơ trên có thể được dùng độc lập hay kết hợp với nhau tạo ra một tổ hợp động lực: động cơ đốt trong - động cơ điện; động cơ đốt trong - động cơ thủy lực...

Hiện nay động cơ đốt trong được dùng phổ biến hơn cả, động cơ diezen được dùng rộng rãi, còn động cơ xăng ít được dùng và thường chỉ dùng trên các máy công suất nhỏ. Động cơ đốt trong có ưu điểm chính là: Hiệu suất tương đối cao ($\eta_c = 0,18 - 0,3$ đối với động cơ xăng; $\eta_c = 0,27 - 0,42$ đối với động cơ diezen) và rất cơ động. Tuy nhiên động cơ đốt trong có cấu tạo tương đối phức tạp, không đảo chiều trực tiếp được, khả năng chịu quá tải thấp và sử dụng nhiên liệu đắt tiền.

Động cơ điện một chiều, xoay chiều dùng rộng rãi trên máy làm đất vì so với động cơ đốt trong, động cơ điện có hiệu suất cao $\eta = 0,75 - 0,90$; cấu tạo đơn giản, gọn nhẹ, đổi chiều dễ dàng, khả năng chịu tải lớn; đường đặc tính ngoài mềm, giá thành rẻ. Song nó không cơ động vì phụ thuộc nguồn điện, thay đổi vận tốc khó khăn.

Động cơ thủy lực đang càng ngày càng được sử dụng trên máy làm đất. Động cơ thủy lực có cấu tạo đơn giản, gọn nhẹ, làm việc chắc chắn, bền, đường đặc tính ngoài tương đối mềm nhưng chế tạo phải chính xác.

Động cơ khí nén là các máy chạy bằng không khí nén có áp suất làm việc khoảng $0,8 - 1,5$ MPa - công suất lớn.

Động cơ khí nén làm việc an toàn, khởi động nhanh, nhưng cấu tạo cồng kềnh, hiệu suất thấp do có tổn thất khí trên đường ống dẫn. Do vậy động cơ khí nén ít được dùng trên máy làm đất.

Nguồn động lực tổ hợp được dùng nhiều trên máy làm đất.

Động cơ và hệ truyền động ở trên máy thường được phân loại theo số lượng động cơ: hệ truyền động một động cơ và hệ truyền động nhiều động cơ.

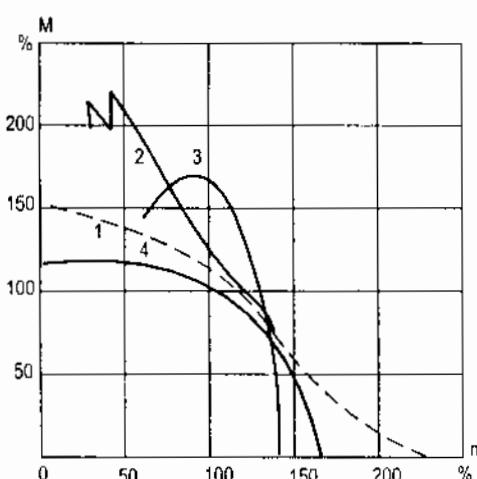
Hệ truyền động một động cơ có khối lượng nhỏ, kích thước gọn nhẹ, giá thành chế tạo rẻ, nhưng chi phí sử dụng lớn vì chi phí bảo dưỡng, sửa chữa cao, tính thích ứng sửa chữa thấp do tháo lắp khó khăn, do đó khả năng kết cấu khôi giảm, hệ truyền động phức

tập, muốn đảo chiều chuyển động phải dùng cơ cầu đảo chiều, khi làm việc thường không sử dụng đồng thời hết công suất động cơ.

Hệ truyền động nhiều động cơ có thể sử dụng một động cơ dẫn động một cơ cầu riêng biệt, hoặc một động cơ dẫn động một vài cơ cầu - dẫn động theo nhóm. Đối với hệ truyền động nhiều động cơ thì hạn chế được tải trọng trong từng cơ cầu, đảm bảo kết cấu khói, nên tính thích ứng sửa chữa cao hơn, dễ tiến hành tiêu chuẩn hóa, thống nhất hóa các chi tiết và bộ phận máy, loại bỏ được việc truyền dẫn động công kềnh đắt tiền và dễ đảo chiều cơ cầu bằng cách đảo chiều chuyển động của động cơ.

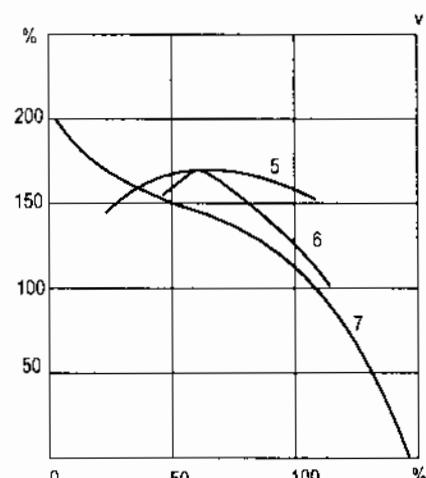
Tuy nhiên khối lượng lớn, kích thước lớn, giá thành cao.

Điều kiện làm việc của động cơ trang bị trên máy làm đất rất đặc biệt, động cơ luôn chịu tải trọng lớn nhất và giá trị tải trọng luôn thay đổi. Do vậy khi phân tích lựa chọn động cơ phải căn cứ vào đường đặc tính ngoài của chúng, xem chúng có thỏa mãn điều kiện làm việc của máy không.



Hình I.IV.1. Đường đặc tính ngoài của các loại động cơ điện

- 1, 4. Động cơ điện một chiều trong tổ hợp máy phát động cơ 3 pha; 2. Động cơ điện một chiều điều khiển bằng biến trở;
- 3. Động cơ điện xoay chiều lồng sóc.



Hình I.IV.2. Đường đặc tính ngoài của động cơ đốt trong

- 5. Động cơ xăng; 6. Động cơ diezen;
- 7. Động cơ diezen có biến tốc thủy lực.

Đường đặc tính động cơ gọi là "mềm", nếu giới hạn sử dụng mômen lớn nhất rộng rãi, tức là ứng với giới hạn có vận tốc biến đổi từ từ. Đường đặc tính càng mềm thì khả năng "tự điều chỉnh" càng cao, nghĩa là song song với việc tăng mômen, vận tốc giảm dần đều đặn, đảm bảo máy không bị hư hỏng.

Tính chọn động cơ cho máy làm đất thường căn cứ vào tải trọng tĩnh (không kể đến lực động) và so sánh với công suất danh nghĩa của động cơ. Những tính toán động được so sánh với mô men lớn nhất của động cơ kiểm tra về hệ số quá tải.

$$K = \frac{M_{\max}}{M_{d,n}}$$

Trong đó: M_{\max} - Mômen lớn nhất của động cơ.

$M_{d,n}$ - Mômen danh nghĩa của động cơ:

+ Với động cơ xăng: $K = 1,08 - 1,15$

+ Với động cơ diezen: $K = 1,1 - 1,25$

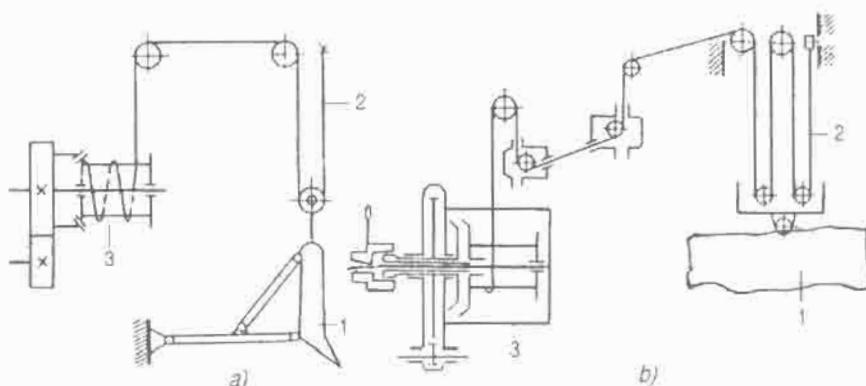
+ Với động cơ điện: $K = 2 - 3$

§2. HỆ TRUYỀN ĐỘNG

Truyền động dùng để truyền công suất, chuyển động từ động cơ đến bộ công tác.
Trên máy làm đất truyền động có thể sử dụng: Truyền động cơ học, truyền động điện, truyền động thủy lực, truyền động cơ khí nén, hoặc sử dụng hệ truyền động hỗn hợp.

1. Truyền động cơ học

Truyền động cơ học bao gồm các bộ truyền động cơ khí, cơ cầu đảo chiều, phanh, ly hợp... có khi dùng cả truyền động bằng thanh dẫn.



Hình 1.IV.3. Sơ đồ truyền động cùp

a) Nâng hạ lưỡi ủi - máy ủi đất; b) Nâng hạ thùng cát - máy cát đất;

1. Thiết bị làm việc; 2. Cáp nâng; 3. Cụm dẫn động.

Truyền động cùp có cấu tạo đơn giản, truyền đi xa và theo các phương khác nhau, nhưng chỉ truyền dẫn được theo một chiều. Trong nhiều trường hợp ta chỉ cần một chiều, ví dụ như ở hình vẽ trên để nâng lưỡi ủi, cồn muối hạ xuống chỉ cần nhả phanh, dưới tác dụng của trọng lượng bản thân lưỡi ủi sẽ được hạ xuống.

2. Truyền động thủy lực

Truyền động thủy lực là phần không thể thiếu được trong hệ truyền động của các máy hiện đại. Truyền động thủy lực phát triển nhanh và đang thay dần các máy xây dựng

khác. Truyền động thủy lực có hai loại: truyền động thủy lực thể tích và truyền động thủy lực thủy động.

a) *Tuyên động thủy lực thể tích*

Trong truyền động thủy lực thể tích năng lượng truyền động là dầu có áp suất cao chuyển động với vận tốc nhỏ.

Tuyên động thủy lực thể tích có ưu điểm chính sau:

- Điều chỉnh vô cấp vận tốc trong phạm vi rộng (1/1000) và tự động điều chỉnh vận tốc chuyển động các bộ phận công tác ngay cả khi máy làm việc.

- Truyền động công suất lớn.

- Dễ đảo chiều chuyển động của bộ công tác và dễ dàng thay đổi được quy luật chuyển động: biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến - hoặc ngược lại.

- Có thể đảm bảo cho máy làm việc ổn định không phụ thuộc vào sự thay đổi tải trọng bên ngoài.

- Kết cấu gọn, nhẹ, có lực quán tính nhỏ, ưu điểm này có ý nghĩa lớn trong hệ thống tự động.

- Truyền động êm, không có tiếng ồn.

- Độ nhạy, độ chính xác cao khi điều chỉnh, tính ổn định cao trong chuyển động của bộ công tác, điều khiển nhẹ nhàng và làm việc an toàn.

- Tự bôi trơn.

- Dễ tiêu chuẩn hóa, thống nhất hóa các phần tử cấu thành của hệ truyền động, do đó có thể tổ chức sản xuất hàng loạt.

Tuy nhiên truyền động thủy lực có nhược điểm chính sau:

- Yêu cầu cao về độ chính xác khi chế tạo, lắp ghép các chi tiết - nên giá thành đắt.

- Nhiệt độ môi trường bên ngoài ảnh hưởng đến các thông số của truyền động thủy lực.

- Yêu cầu đối với chất lượng của chất lỏng dùng trong hệ truyền động thủy lực rất cao.

- Tổn thất công suất khá lớn để khắc phục ma sát khi chất lỏng chuyển động trong ống dẫn, tổn thất chất lỏng do bị rò rỉ bên trong và bên ngoài ống dẫn.

- Nếu không khí lọt vào trong hệ thống thì phá hủy khả năng làm việc của hệ truyền động thủy lực.

Những nhược điểm trên có thể khắc phục được một phần bằng cách sử dụng chất lỏng đặc biệt, nâng cao chất lượng chế tạo, lắp ghép cơ khí, bảo dưỡng kịp thời và đúng kỹ thuật.

Dựa vào chuyển động của động cơ thủy lực ta có thể phân truyền động thủy lực thể tích thành hai loại: động cơ thủy lực có chuyển động tịnh tiến và động cơ thủy lực có chuyển động quay.

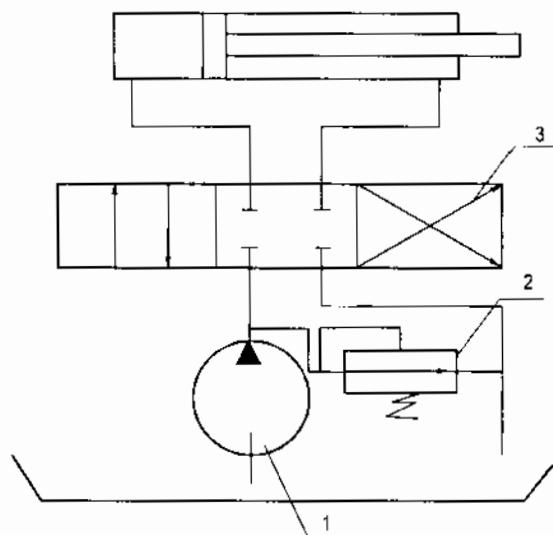
Truyền động thủy lực có động cơ chuyển động tịnh tiến sử dụng rộng rãi trên các máy làm đất khác nhau; ở máy xúc một gầu dùng để thay đổi vị trí gầu, cần, tay đẩy...

Truyền động thủy lực có động cơ chuyển động tịnh tiến bao gồm bơm 1, van an toàn 2, bộ phân phối 3, xi lanh thủy lực 4.

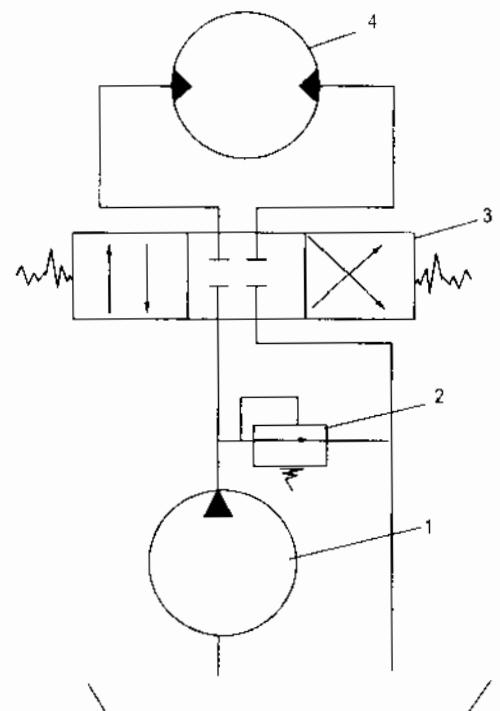
Thông thường bơm bánh răng sử dụng nhiều trong hệ truyền động không điều chỉnh, truyền công suất không lớn lắm (không lớn hơn 15 kW), có áp suất 10 - 13 MPa. Bơm piston hướng trực dùng trong truyền động có áp suất tương đối cao 20 - 40 MPa, và truyền được công tương đối lớn (lớn hơn 20 kW). Trong các máy làm đất, người ta thường sử dụng xi lanh thủy lực tác động hai chiều. Khi hệ thống làm việc, bơm 1 sẽ cung cấp chất lỏng cho xi lanh 4 qua bộ phân phối 3. Tùy theo vị trí con trượt trong bộ phân phối 3 mà chất lỏng hoặc vào ngăn bên trái, hoặc vào ngăn bên phải của xi lanh. Chất lỏng trong ngăn không làm việc sẽ theo đường hồi qua bộ phân phối 3 trở về thùng chứa dầu. Nếu áp suất trong hệ thống lớn hơn áp suất cho phép thì van an toàn 2 sẽ mở ra, chất lỏng về thùng chứa dầu.

Truyền động thủy lực có động cơ chuyển động quay sử dụng trên các máy làm đất thường để dẫn động thiết bị di chuyển, cơ cấu quay máy xúc một gầu...

Vì cấu tạo và nguyên lý làm việc cũng tương tự như loại chuyển động tịnh tiến, trong hệ thống này người ta thường dùng bơm piston hướng kính và động cơ thủy lực piston hướng kính.

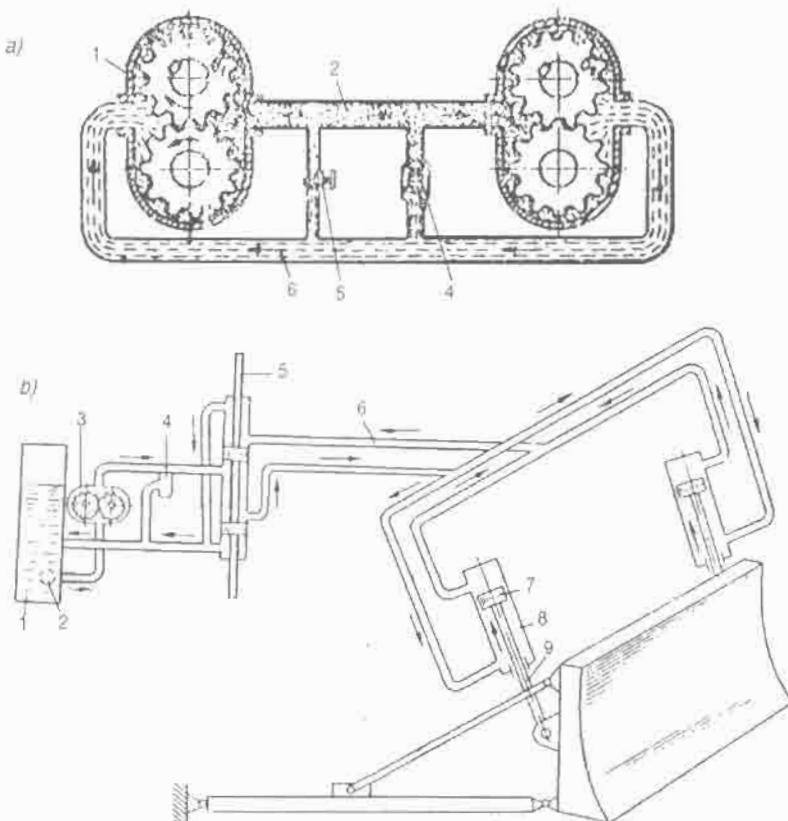


Hình IV.4. Sơ đồ truyền động thủy lực có động cơ chuyển động tịnh tiến



Hình IV.5. Sơ đồ chuyển động thủy lực có động cơ chuyển động quay

b) Truyền động thủy tinh



Hình 1.IV.6. Sơ đồ truyền động thủy tinh

a) Sơ đồ truyền động thủy tinh: Chuyển động quay.

1. Bơm thủy lực;
2. Đường cao áp;
3. Cơ cấu thực hiện;
- 4, 5. Van điều chỉnh và an toàn;
6. Đường thấp áp.

b) Sơ đồ truyền động thủy tinh: Chuyển động tịnh tiến.

1. Bình dầu;
2. Bộ lọc;
3. Bơm thủy lực;
4. Van an toàn,
5. Cơ cấu điều khiển;
6. Đường ống dẫn dầu;
- 7, 8, 9. Xí lanh - piston thủy lực (cơ cấu thực hiện).

Đối với truyền động thủy lực, điều khiển vận tốc và công suất thường xuất phát từ điều chỉnh năng suất bơm (bằng cách tăng, giảm vòng quay của bơm gián tiếp qua điều chỉnh vòng quay của động cơ dẫn động), song điều này chỉ lợi dụng được trong một phạm vi rất nhỏ.

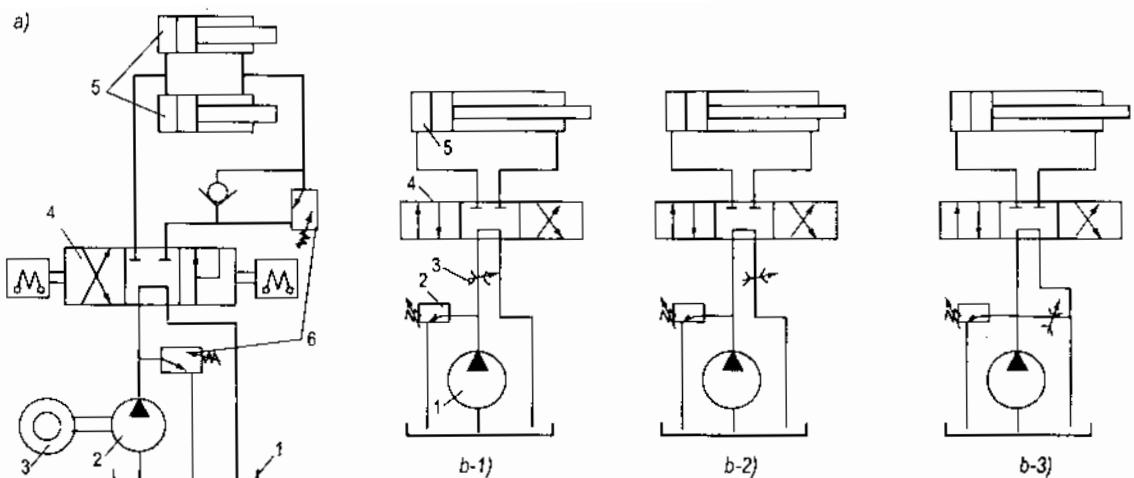
Áp suất thường dùng nằm trong khoảng 6000 - 20000 kN/m², công suất của bơm truyền động có thể tính theo:

$$N_b = \frac{Q \cdot p}{\eta}, \text{ kW}$$

Trong đó: Q - Năng suất bơm tính theo m³/s;

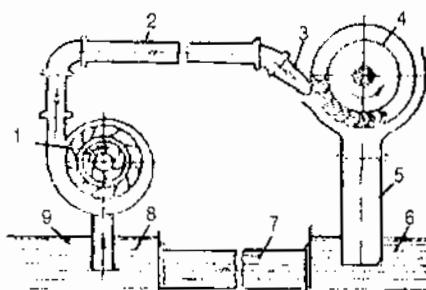
p - Áp suất dầu: kN/m²;

η - Hiệu suất bơm.



Hình 1.IV.8. Sơ đồ nguyên lý truyền động thủy động

1. Bơm ly tâm; 2, 5, 7, 9. Đường ống dầu; 3. Cơ cấu dẫn hướng; 4. Tuốc bin; 6, 8. Bình chứa dầu.



Nguyên lý hoạt động của sơ đồ trên như sau:

Bơm ly tâm quay nhờ động cơ dẫn động, đẩy dầu và hướng nó vào tuốc bin nhờ áp lực ở đầu dòng chảy, vận tốc dầu sẽ có trị số cao và đập vào cánh tuốc bin, do vậy tuốc bin có mô men quay. Truyền động thủy động có đường đặc tính mềm, số vòng quay của tuốc bin thay đổi tự động phụ thuộc vào ngoại lực. Nếu ngoại lực tăng, số vòng quay tuốc bin sẽ chậm lại, tia dầu tăng áp lực đập vào cánh tuốc bin và làm cho mô men quay của nó lại tăng.

Truyền động thủy động có hai hình thức:
Truyền động ly hợp thủy lực và truyền động
biến tốc thủy lực.

- Ly hợp thủy lực:

Ly hợp này gồm đĩa bơm và đĩa tuốc bin
có vỏ bọc kín dầu, đĩa bơm gắn trên trục
chủ động nối với động cơ, đĩa tuốc bin gắn
vào trục bị động truyền đến các bộ phận hoạt
động, giữa chúng có khe hở (không liên hệ
cơ học với nhau).

Đĩa bơm quay hút dầu sang đĩa tuốc bin
làm tuốc bin bị quay theo. Vận tốc quay của
chúng không đồng đều, điều đó được xác
định qua độ trượt S

$$S = \frac{n_b - n_t}{n_b}$$

Trong đó: n_b và n_t . Số vòng quay của đĩa bơm và đĩa tuốc bin.

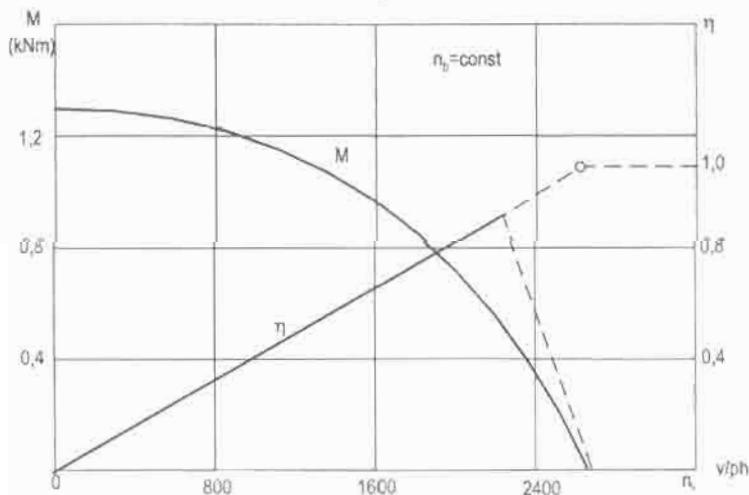
Lúc đầu (khi khởi động ly hợp) độ trượt là 100%, sau đó tới giai đoạn ổn định, độ trượt
có thể chỉ còn lại 2 - 3%. Công suất truyền động do có sự trượt nên luôn luôn nhỏ hơn công
suất động cơ (trên trục đĩa bơm).

Tổn thất công suất N_0 tính theo:

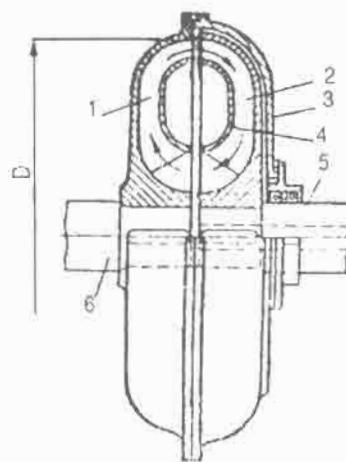
$$N_0 = SN_B = (1 - \eta)N_B$$

η - Là hiệu suất của ly hợp và xác định theo:

$$\eta = \frac{n_t}{n_b} = 1 - S$$



Hình 1.IV.10. Đường đặc tính ngoài của ly hợp thủy lực



Hình 1.IV.9. Sơ đồ nguyên lý ly hợp thủy lực

- 1. Đĩa bơm;
- 2. Đĩa tuốc bin;
- 3. Vỏ ngoài;
- 4. Vỏ trong (lõi);
- 5. Trục tuốc bin;
- 6. Trục đĩa bơm

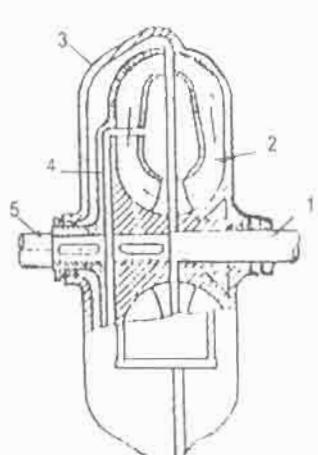
Hình trên thể hiện đường đặc tính ngoài của ly hợp thủy lực khi $n_b = \text{const}$.

Dùng ly hợp thủy lực rất có lợi cho các động cơ của máy mà ngoại lực thay đổi không lường trước được, nô tác dụng giảm chấn (giảm dao động quay).

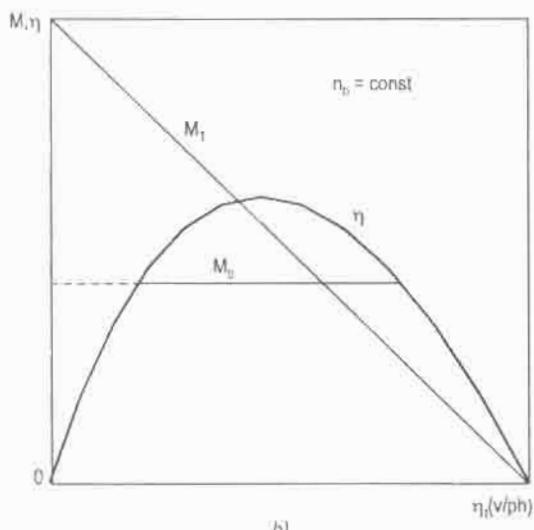
Động mờ cho các bộ máy trên máy rất êm, khi gặp sự cố (đào đất vướng đá ngầm, rễ cây...) máy tự động dừng lại, động cơ vẫn làm việc mà không sợ hư hỏng. Khuyết điểm chính của nó là (do bị cách ly cơ học) không thay đổi được mô men quay của động cơ ứng với những trường hợp ngoại lực thay đổi.

*) Biến tốc thủy lực:

Biến tốc thủy lực có khát ly hợp thủy lực là dầu đưa vào đĩa bơm qua hệ định hướng. Hệ định hướng làm tăng vận tốc dầu hút từ đĩa bơm sang đĩa tuốc bin, làm thay đổi cả hướng dầu, do đó thay đổi được cả mô men đĩa tuốc bin.



a)



b)

Hình I.IV.11. a) Sơ đồ nguyên lý cấu tạo biến tốc thủy lực.

1. Trục chủ động; 2. Cơ cầu dẫn hướng; 3. Đĩa tuốc bin; 4. Đĩa bơm; 5. Trục bị động.

b) Đặc tính ngoài của biến tốc thủy lực.

Biến tốc thủy lực thường có những thông số sau:

- Hệ số biến tốc K.

$$K = \frac{M_1}{M_b}$$

- Tỷ số truyền động i.

$$i = \frac{n_b}{n_t}$$

Hiệu suất η :

$$\eta = \frac{N_t}{N_b} = \frac{M_t \cdot n_t}{M_b \cdot n_b}$$

Hình trên thể hiện đường đặc tính ngoài của biến tốc thủy lực, ta thấy dùng nó ngoài những ưu điểm của ly hợp thủy lực, nó còn có được khả năng điều chỉnh M và n mong muốn. Do vậy, người ta sử dụng biến tốc thủy lực ở dạng một hay nhiều tầng thay hộp số (tất nhiên sự biến đổi M và n xảy ra từ từ, không ngắt quãng thành bậc như hộp số cơ học).

Trên máy làm đất truyền động thủy động chưa được ứng dụng rộng rãi, phổ cập, mà chỉ có tính chất thay thế một khâu nào đó (ly hợp, hộp số...) của truyền động cơ học. Còn truyền động thủy tĩnh đã được sử dụng rộng rãi và giải quyết được triệt để từ động cơ đến tận các bộ máy khác nhau, mà nhiều khi không cần hoặc rất ít dùng hình thức cơ học hỗ trợ, nói cách khác truyền động thủy tĩnh được đánh giá cao.

Chương V

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

Hệ thống điều khiển dùng để điều khiển quá trình làm việc của máy. Trên máy làm đất sử dụng hệ thống điều khiển rất khác nhau, sơ đồ của chúng phụ thuộc vào độ phức tạp của máy và công dụng của hệ thống.

Theo cấu tạo và phương pháp truyền năng lượng, hệ thống điều khiển có thể phân thành 2 loại:

- Hệ thống điều khiển trực tiếp;
- Hệ thống điều khiển có cơ cấu khuỷu đai (có cấu trợ lực tay lái).

Trong hệ thống điều khiển này, người ta thường dùng cơ cấu trợ lực kiểu cơ học, thủy lực, điện hoặc khí nén.

Theo phương pháp điều khiển, hệ thống điều khiển phân thành 2 loại:

- Hệ thống điều khiển thông thường.
- Hệ thống điều khiển tự động.

Theo loại truyền động, hệ thống điều khiển phân thành 5 loại:

- Hệ thống điều khiển cơ học.
- Hệ thống điều khiển điện.
- Hệ thống điều khiển thủy lực.
- Hệ thống điều khiển khí nén.
- Hệ thống điều khiển tổng hợp.

Hệ thống điều khiển là một trong những hệ thống quan trọng của máy, ảnh hưởng lớn đến năng suất làm việc, điều kiện vệ sinh môi trường.

Do vậy khi thiết kế hệ thống điều khiển cần thỏa mãn các yêu cầu chính sau:

- Nhẹ nhàng, phù hợp với sức khỏe của người bình thường, như: Lực điều khiển ở tay không quá 30 - 40 N, hành trình không lớn hơn 0,25 m góc quay không quá 35° . Lực điều khiển ở chân không quá 80N, hành trình không quá 0,2 m và góc quay không quá lớn 60° .

- Cường độ điều khiển phải bình thường, số lần điều khiển ở các máy cỡ nhỏ sau một chu kỳ trong điều kiện làm việc bình thường < 12 lần, mỗi giờ không quá 2500 lần.

- Đơn giản, thuận tiện, số tay gạt, bàn đạp, nút ấn điều khiển sao cho ít nhất và được bố trí ở những vị trí thích hợp nhất.

- Điều khiển cảm êm, đảm bảo độ nhạy cần thiết, độ nhạy đảm bảo năng suất và hạn chế tác động của tải trọng động, thời gian điều khiển vào khoảng: 0,25 - 0,3 s, đối với máy nhỏ 0,3 - 0,4 s máy cỡ vừa; và 1 - 2 s máy cỡ lớn.

- Các chỉ tiêu kinh tế phải hợp lý, bền; dễ điều chỉnh, sửa chữa trong quá trình sử dụng.

- Làm việc phải an toàn. Đảm bảo cho máy làm việc bình thường ở môi trường có nhiệt độ 0 - 50°C, ẩm và cả dưới trời mưa, kể cả trường hợp dầu mỡ bị lọt vào phanh hay ly hợp.

§2. CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

1. Hệ thống điều khiển cơ học

Trong hệ thống điều khiển cơ học tác động trực tiếp cần phải bảo đảm tỷ số giữa lực và hành trình của tay điều khiển hoặc bàn đạp với lực và hành trình của chi tiết cuối cùng của hệ điều khiển để đóng, mở cơ cấu, nghĩa là tỷ số truyền cần thiết để đóng mở cơ cấu:

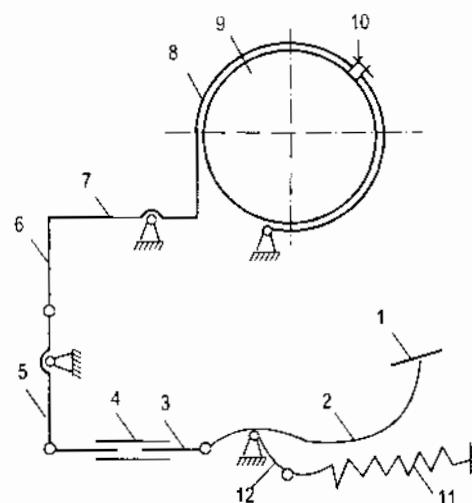
$$i = \frac{S}{e}$$

Trong đó: S - Hành trình tay điều khiển hoặc bàn đạp;

e - Hành trình của chi tiết cuối cùng của hệ để đóng, mở cơ cấu.

Trong các máy cỡ nhỏ điều khiển cơ học, thường có $e = 1 - 3$ mm do đó: $i = 25 - 40$.

Hệ thống điều khiển cơ học chỉ sử dụng ưu việt ở các máy có công suất nhỏ và điều khiển các cơ cấu phụ bởi vì nó có cấu tạo đơn giản, rẻ, làm việc êm. Song, so với các hệ điều khiển khác nó có quá nhiều thanh, bàn lề, nên độ nhạy thấp. Các khâu, khớp rất dễ bị sai lệch nên phải thường xuyên kiểm tra, điều chỉnh để đảm bảo hành trình tính toán tay điều khiển và bàn đạp. Lực điều khiển lớn do ma sát lớn trong các khớp liên kết. Để giảm lực điều khiển ở tay điều khiển, người ta thường dùng bộ khuỷch đại cơ học. Năng suất làm việc của máy một phần phụ thuộc vào trình độ chuyên môn và sức khỏe của người điều khiển máy.



Hình 1.V.1. Hệ điều khiển cơ học

1. Bàn đạp; 2, 5, 7, 12. Tay đòn; 3, 6. Thanh kéo;
4. Èc điều chỉnh; 8. Đai phanh; 9. Bánh phanh;
10. Bu lông điều chỉnh; 11. Lò xo.

2. Hệ thống điều khiển thủy lực

Hệ thống điều khiển càng ngày càng được sử dụng rộng rãi trên các máy, kể cả máy làm đất. Hệ thống điều khiển thủy lực có kết cấu nhỏ, gọn, không có hệ thanh, bản lề công kẽm, phức tạp. Có khả năng truyền lực đi xa, lực tác dụng lên tay điều khiển hay lên bàn đạp và hành trình của chúng nhỏ hơn hệ thống điều khiển cơ học rất nhiều, do đó người lái đỡ mệt mỏi, góp phần nâng cao năng suất. Khi đóng, mở cơ cấu có hiện tượng giật nên phát sinh tải trọng động ở các cơ cấu và bị tổn thất khi hệ thống bị rò rỉ.

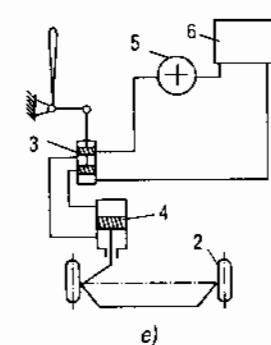
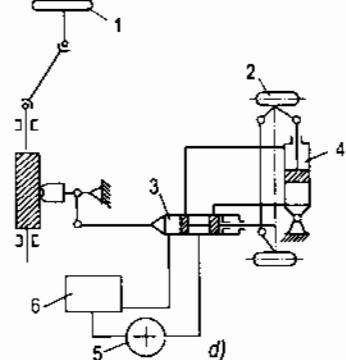
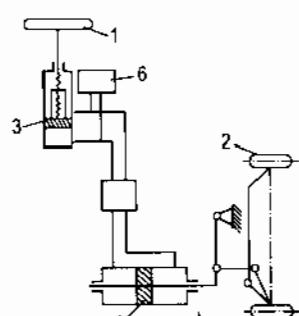
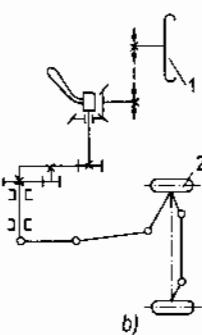
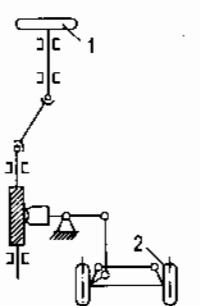
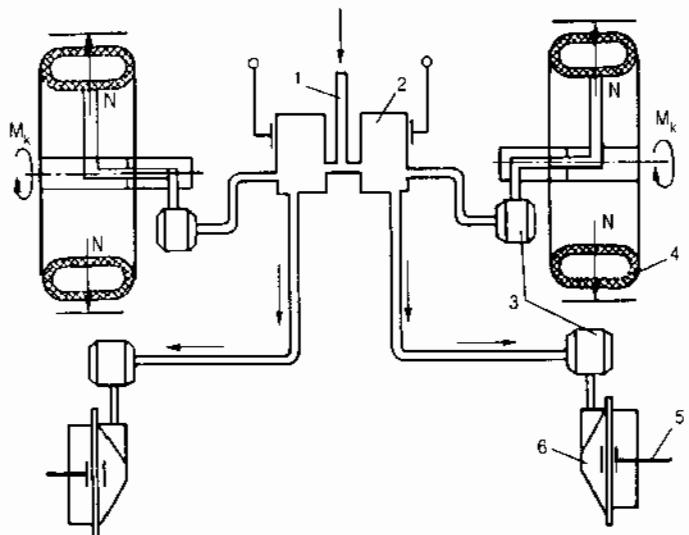
Có thể dựa vào các dấu hiệu đặc trưng khác nhau để phân loại hệ thống điều khiển thủy lực.

Hình 1.V.2. Một số sơ đồ

hệ thống điều khiển

A) Sơ đồ hệ thống điều khiển hơi.

1. Ống dẫn hơi nén;
2. Hộp phân phối;
3. Van đóng - mở nhanh;
4. Khớp hơi;
5. Thanh truyền lực hãm;
6. Bình hơi có màng ép.



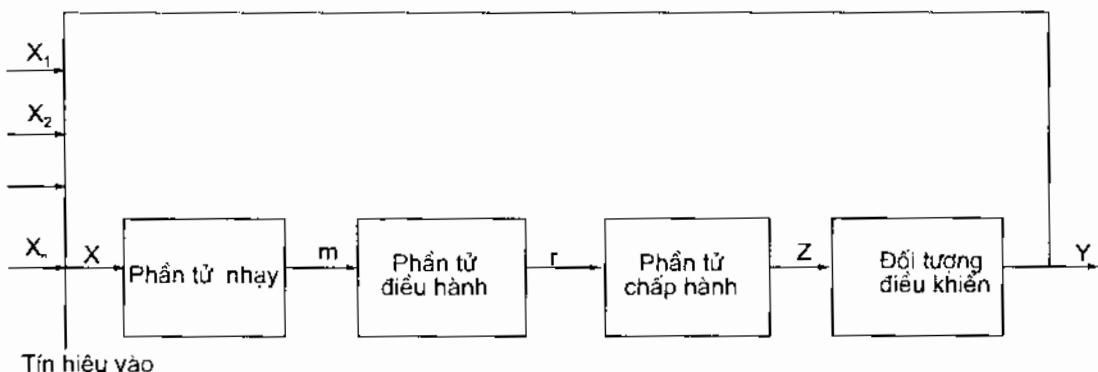
B) Sơ đồ nguyên lý điều khiển máy làm đất tự hành (điều khiển bằng vô lăng)

- a. Với bộ truyền bánh vít - trực vít;
- b. Với bộ truyền bánh răng;
- c. Với truyền động thủy lực không có bơm;
- d. Với bộ biến đổi thủy lực (cường hóa thủy lực);
- e. Với bơm thủy lực.

Theo tính chất tuân hoán chất lỏng trong hệ thống phân thành hai loại: hệ thống điều khiển hở và hệ thống điều khiển kín. Theo phương pháp tác động ta có: hệ thống điều khiển bằng sức người (thủ công) hệ thống điều khiển bán tự động và tự động. Theo nguyên lý tác động phân thành hai loại: hệ thống điều khiển không có bơm và hệ thống điều khiển có bơm.

a) Hệ thống điều khiển thủy lực kiểu hở

Hệ thống điều khiển thủy lực kiểu hở được sử dụng rộng rãi trên máy làm đất để phanh bánh xe di chuyển, phanh tời...



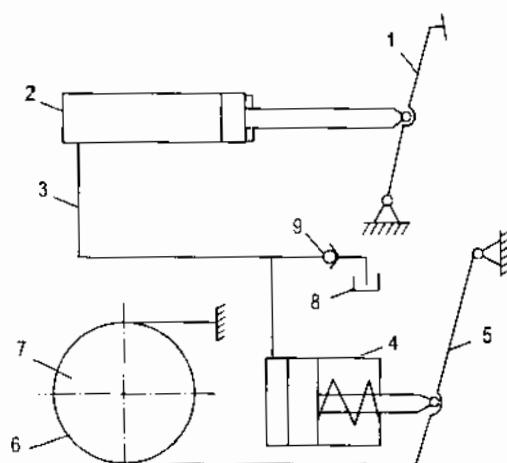
Hình 1.V.3. Sơ đồ hệ thống điều khiển thủy lực kiểu hở

Tín hiệu vào X tác động lên đối tượng điều khiển được đo bằng các phản tử nhạy của hệ, nó xử lý tín hiệu nhận được và truyền lệnh m cho các phản tử điều hành các phản tử điều hành khuếch đại lệnh m và nhờ tác động của lệnh r buộc các phản tử chấp hành phải chuyển động, sau đó tín hiệu Z tác động lên đối tượng điều khiển.

Hình 1.V.4. Sơ đồ cấu tạo hệ thống

điều khiển thủy lực không bơm

1. Bàn đạp;
2. Xi lanh điều khiển;
3. Ống dẫn;
4. Xi lanh công tác;
5. Tay phanh;
6. Đai phanh;
7. Bánh phanh;
8. Thùng dầu bổ sung;
9. Van 1 chiều.



Người lái tác động lên bàn đạp 1, chất lỏng công tác từ xi lanh điều khiển 2 theo ống dẫn 3 vào xi lanh công tác 4 và tác động lên tay phanh 5 làm đai phanh 6 ép vào bánh phanh 7 thực hiện quá trình phanh. Khi người lái thôi tác động lên bàn đạp 1 thì lò xo ở

xì lanh công tác 4 sẽ đẩy pít tông công tác sang trái và chất lỏng theo ống dẫn 3 trở về xi lanh điều khiển 2.

Trong hệ thống này có 3 tỷ số truyền của 3 khâu truyền động: Tỷ số truyền cơ học ở bàn đạp, tỷ số truyền thủy lực ở 2 xi lanh, tỷ số truyền cơ học ở tay phanh.

Tỷ số truyền thủy lực xác định như sau:

$$i_{TL} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

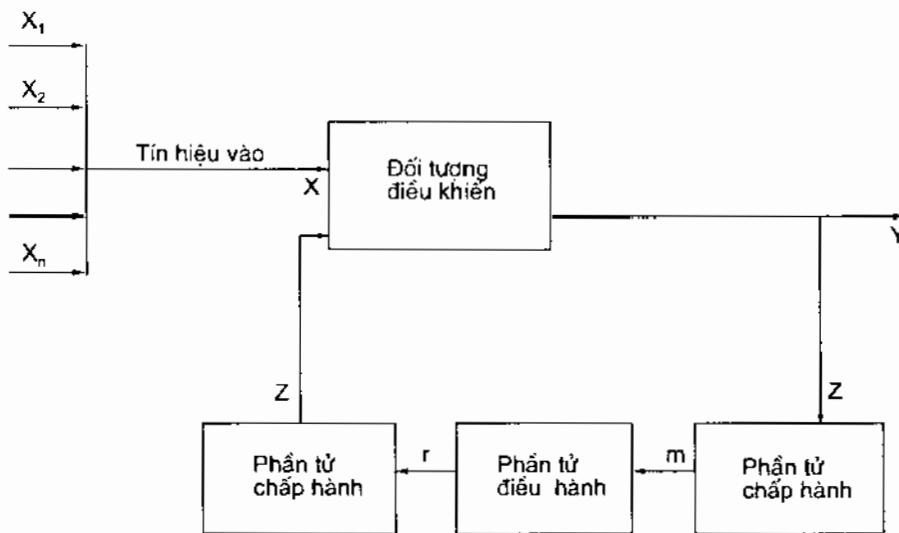
Trong đó: d_1, d_2 - Đường kính xi lanh điều khiển và xi lanh công tác.

Hệ thống điều khiển thủy lực kiểu hở có cấu tạo đơn giản làm việc tin cậy, nhạy, nhưng độ chính xác phụ thuộc nhiều vào người điều khiển. Do vậy, những hệ thống này được dùng trong các trường hợp chỉ yêu cầu đủ sao chép lại các tín hiệu cho trước không đòi hỏi chính xác lắm.

Trong các trường hợp có yêu cầu cao hơn với độ xử lý chính xác tín hiệu thì người ta dùng hệ thống điều khiển thủy lực kín hay còn gọi là hệ thống điều khiển thủy lực có mối liên hệ ngược.

b) Hệ thống điều khiển thủy lực kín

Trong hệ thống điều khiển thủy lực kín, phần tử nhạy không cảm thụ tín hiệu vào X, nhưng nó cảm thụ trực tiếp theo sự thay đổi tín hiệu ra Y của đối tượng điều khiển và hiệu chỉnh nó phù hợp với lệnh cho trước hay theo chương trình.



Hình I.V.5. Sơ đồ hệ thống điều khiển thủy lực kiểu kín.

c) Hệ thống điều khiển tự động

Một trong những biện pháp nâng cao năng suất của máy làm đất là điều chỉnh tự động quá trình làm việc của chúng.

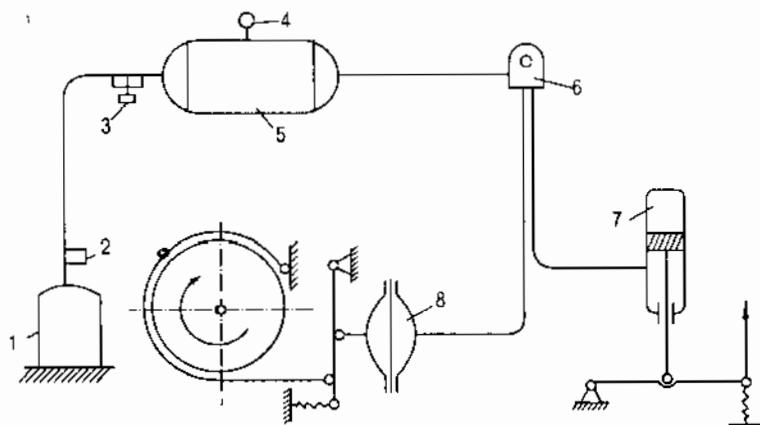
Quá trình thi công bằng máy làm đất rất đa dạng và phức tạp. Bộ công tác của máy trong quá trình làm việc thường xuyên phải chịu tác động của tải trọng thay đổi (tải trọng lớn nhất có thể lớn hơn tải trọng trung bình tới 2 - 3 lần). Địa hình thi công không thuần nhất. Mặt khác, chất lượng công trình ngày càng đòi hỏi cao hơn, điều kiện lao động của người lái máy ngày càng phải cải thiện tốt hơn. Với những điều kiện trên dẫn đến nhu cầu phải tự động hóa quá trình điều khiển máy. Có nhiều phương án khác nhau để điều khiển tự động quá trình làm việc. Thí dụ, quá trình đào đất của máy đào có các phương án, như: thay đổi chiều sâu đào theo lực kéo hoặc công suất của động cơ, thay đổi vận tốc di chuyển làm việc của máy, thay đổi số vòng quay của bộ công tác, theo quỹ đạo đào cho trước...

§3. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN KHÍ NÉN

Trong máy làm đất loại nhò và vừa, người ta thường dùng hệ thống điều khiển khí nén để đóng mở ly hợp, khớp nối, phanh... Chất sinh công trong hệ thống là không khí sạch, không khí là môi chất dễ nén ép, nên điều khiển êm, nhẹ nhàng, nhạy và sạch sẽ hơn hệ thống điều khiển thủy lực. Nhược điểm của hệ thống điều khiển khí nén là khó làm sạch tạp chất, độ ẩm trong không khí. Nếu khí nén trong hệ có lẫn hơi nước thì có thể làm cho máy bị ngừng hoạt động, khó phát hiện chỗ rò rỉ. Các cơ cấu chấp hành thường có kích thước lớn vì áp suất khí nén thấp khoảng 0,7 - 0,8 MPa.

Hình I.V.6. Sơ đồ hệ thống điều khiển khí nén

1. Máy nén khí;
2. Van an toàn;
3. Bộ tách ẩm;
4. Đồng hồ đo áp suất;
5. Bình chứa khí nén;
6. Van điều khiển;
7. Xi lanh khí nén;
8. Bát hơi



Lưu lượng không khí tiêu thụ trung bình trong một giờ của hệ thống điều khiển khí nén được xác định theo công thức:

$$Q = \sum_{C=1}^Z n_i V_i$$

Trong đó:

V_i - Thể tích không khí tiêu thụ cho một nguyên công của phân tử tiêu thụ thứ i;

n_i - Tần số đóng mở trung bình trong một đơn vị thời gian;

Z - Số phần tử tiêu thụ khí nén.

Giá trị V_i xác định theo công thức sau:

Đối với xi lanh khí nén: $V = F \cdot S$

Đối với "Bát hơi":

$$V = \frac{\pi}{6} (D^2 + Dd + d^2) S$$

Trong đó:

F - Diện tích piston;

D - Đường kính của màng ngắn;

d - Đường kính cán màng ngắn;

S - Hành trình của cán.

Lưu lượng của máy nén khí Q_M cần phải lớn hơn lưu lượng tiêu thụ trung bình trong một giờ Q , nên ta có:

$$Q_M = K \cdot Q$$

Trong đó: K - Hệ số an toàn, $K = 1,3 - 1,4$

Thể tích hữu ích của bình chứa khí xác định theo công thức:

$$V = \frac{K' \cdot Q \cdot t}{P_{\max} - P_{\min}}$$

Trong đó:

K' - Hệ số an toàn, $K' = 1,1 - 1,2$

t - Thời gian cần thiết để nạp đầy bình:

$$t = 20 - 30 \text{ s}$$

P_{\max} ; P_{\min} - Áp suất lớn nhất, nhỏ nhất trong bình chứa.

Hệ thống điều khí khí nén cũng có thể tự động hóa như hệ thống điều khí thủy lực.

Chương VI

THIẾT BỊ DI CHUYỂN MÁY LÀM ĐẤT

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

Thiết bị di chuyển máy làm đất dùng để di chuyển khi làm việc và di chuyển từ nơi này sang nơi khác, đồng thời truyền áp suất, tải trọng lên nền đất. Ở một số máy, thiết bị di chuyển đồng thời là bộ công tác, như: máy đầm, lăn, ép...

Thiết bị di chuyển cần phải bảo đảm độ bền, cứng, vững, ổn định trong mọi điều kiện làm việc của máy có ý nghĩa đảm bảo an toàn cho máy chuyển động với vận tốc cần thiết, chịu tải trọng bình thường trong trường hợp gấp chướng ngại trên đường di chuyển và sự biến dạng của nền đất. Thiết bị di chuyển máy phải đảm bảo khả năng thông qua tốt, có độ bám lớn và cơ động trong các điều kiện môi trường khác nhau, không có hiện tượng trượt khi di chuyển. Khả năng thông qua và kéo của máy phụ thuộc vào tính chất cơ - lý của nền đất, áp suất do máy tạo ra truyền lên đất, lực cản chuyển động lực bám của thiết bị di chuyển với nền đất, chiều sâu vệt di chuyển, độ trùng nhau của quỹ đạo bánh trước và bánh sau. Thiết bị di chuyển phải có khả năng cơ động cao và linh hoạt để đáp ứng yêu cầu làm việc của máy.

Dựa vào kết cấu, thiết bị di chuyển phân thành 5 loại:

- Thiết bị di chuyển bánh xích.
- Thiết bị di chuyển bánh lốp.
- Thiết bị di chuyển bánh sắt.
- Thiết bị phao nổi.
- Thiết bị di chuyển tự bước.

§2. CÁC DẠNG THIẾT BỊ DI CHUYỂN

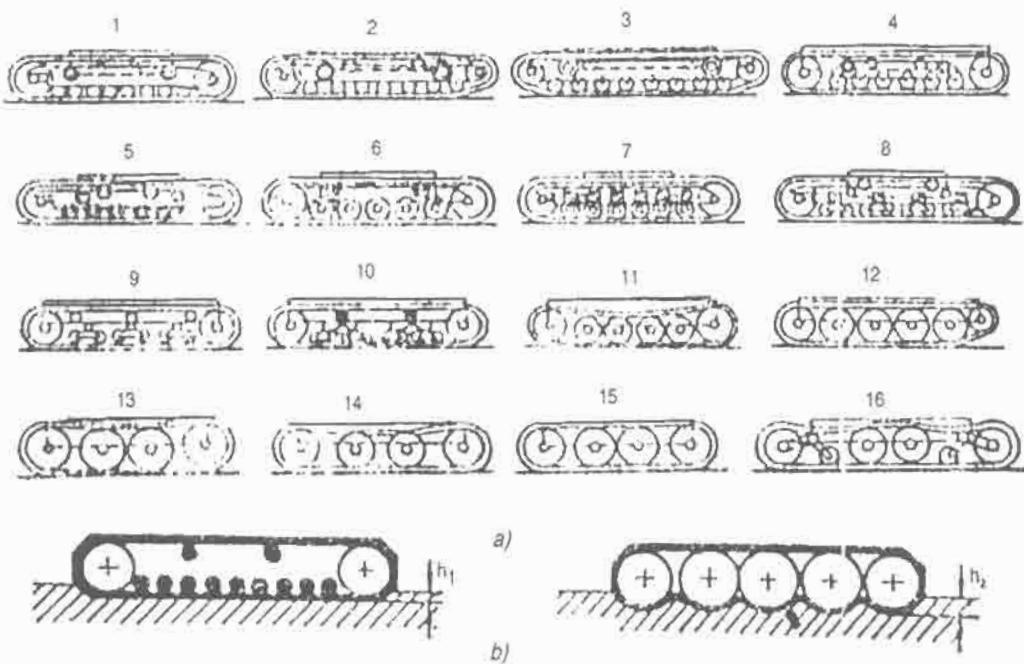
1. Thiết bị di chuyển bánh xích

Thiết bị di chuyển bánh xích được dùng rộng rãi, phổ biến ở các máy làm đất. Thiết bị di chuyển bánh xích cho phép giảm đáng kể áp suất lên đất, thường là 0,04 - 0,1 MPa và phân bố tương đối đều trên bề mặt tựa nên thích hợp với các nền đất khác nhau.

Thiết bị di chuyển bánh xích có lực bám lớn, tính năng thông qua tốt, khả năng vượt dốc lớn, máy cỡ lớn có thể vượt được dốc 10 - 20°, máy cỡ vừa lên dốc tới 30°, máy cỡ nhỏ có thể vượt dốc 40°.

Nhuộm điểm của thiết bị di chuyển bánh xích là trọng lượng lớn (cố khỉ tới 40% trọng lượng máy), cấu tạo phức tạp, chế tạo, lắp ráp sửa chữa khó khăn, các chi tiết của thiết bị di chuyển chống mòn, thời gian phục vụ nhỏ khoảng 2000 - 2500h. Lực cản di chuyển lớn, vận tốc di chuyển thấp khoảng 6 - 8 km/h.

(Lực cản di chuyển không nhỏ hơn 10 - 12% ở điều kiện đường sá tốt và lên tới 40% khi đường sá xấu).



Hình 1.VI.1. Sơ đồ kết cấu thiết bị di chuyển bánh xích

a) 1 - 16 Sơ đồ các kiểu bánh xích; b) So sánh nền biến dạng dưới bánh xích $h_2 > h_1$.

Thiết bị di chuyển bánh xích còn có thể phân loại theo: số dài xích; khung xích; số lượng bánh tỳ; cách đặt và vị trí bánh chủ động...

Theo số dài xích chia ra hai loại: hai dài xích và nhiều dài xích (có 4, 6, 8, 12, 16... dài xích).

Dựa vào khung xích, được phân thành hai loại: có khung, không có khung. Loại có khung cho phép giảm kích thước, khối lượng của khung dưới và dễ dàng thay đổi áp suất trên nền đất bằng cách tăng bánh tỳ, kích thước mặt tựa nhưng có kết cấu phức tạp, khung xích có 3 loại: khung cứng, khung nửa cứng và khung mềm.

Theo vị trí bố trí bánh chủ động có 3 loại: bánh chủ động đặt trước, sau và giữa.

Theo đặc điểm truyền áp suất lên đất ta có 2 loại: loại nhiều bánh tỳ, loại ít bánh tỳ.

Loại nhiều bánh tỳ là loại mà tỷ số giữa mặt xích nằm trên đất và bánh tỳ nhỏ hơn 2. Số bánh tỳ thường là 4 - 6. Loại ít bánh tỳ có tỷ số giữa mặt xích nằm trên đất và bánh tỳ lớn hơn 2, số bánh tỳ là 2, 3.

2. Thiết bị di chuyển bánh lốp

Thiết bị di chuyển bánh lốp có những ưu nhược điểm hình như trái ngược với thiết bị di chuyển bánh xích, những điểm chính sau:

- Thời gian làm việc dài, bền có thể đạt tới 30 - 40 nghìn km.
- Vận tốc di chuyển cao tới 60km/h.
- Nhẹ nhàng, êm, hiệu suất cao.
- Sức bám yếu, có hạn, áp suất đè xuống nền đất không đồng đều và tương đối cao do bề mặt tiếp xúc của bánh xuống nền đất nhỏ.
- Khả năng vượt dốc chỉ tới 25% và tính cơ động trên các loại địa hình kém.

Để khắc phục các nhược điểm của bánh lốp, người ta đã chế tạo những bánh lốp cỡ lớn, chịu tải cao, có gai lốp thích hợp với các địa hình di chuyển của máy đảm bảo sức bám tốt, áp suất hơi trong lốp thấp, cố định hoặc có thể tăng giảm được cho thích hợp với nền đường. Bánh lốp có áp suất cao là $500 - 700 \text{ kN/m}^2$; áp suất thấp là $125 - 350 \text{ kN/m}^2$ và rất thấp là: $50 - 80 \text{ kN/m}^2$.

Khi tính toán lực kéo hoặc lực cản di chuyển của bánh xích, bánh lốp thường cần có những trị số về hệ số bám φ và hệ số cản di chuyển f .

Bảng 1.VI.1. Hệ số bám φ

Địa hình di chuyển	Bánh lốp	Bánh xích
Đường nhựa	0,7	-
Đường các loại khác có đầm chặt	0,6 - 0,8	0,9 - 1,1
Đồng cỏ đã cắt, ẩm ướt	0,5	0,6
Đồng cỏ chưa cắt, ẩm ướt	0,7	1,2
Ruộng cày (ẩm và khô)	0,4	0,7
Bãi cát khô	0,3	0,4
Bãi cát ướt	0,4	-
Ruộng, đồng bằng	0,1	0,3

Bảng 1.VI.2. Hệ số cản di chuyển f

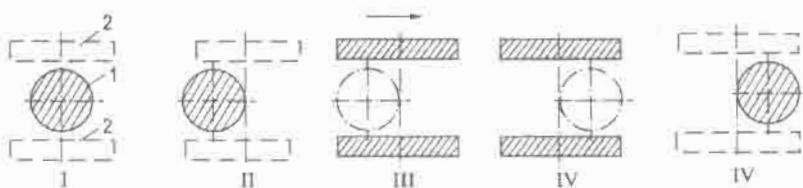
Địa hình di chuyển	Bánh lốp	Bánh xích	Bánh sắt
Đường nhựa	0,015	0,06	0,02
Đường các loại đường khác có đầm chặt - khô	0,03 - 0,05	0,06 - 0,07	0,05 - 0,08
Đồng cỏ ướt	0,08	0,07	0,14
Ruộng cày	0,16	0,1	0,20
Cát khô	0,2	0,15	0,30
Cát ẩm	0,16	0,1	0,40
Ruộng nước đồng lầy	0,25	0,15	0,40

3. Thiết bị tự bước

Đối với các máy làm đất làm việc trên nền đất yếu thường được trang bị thiết bị tự bước. Thiết bị tự bước dùng chủ yếu ở các máy làm việc thường xuyên tĩnh tại với khối lượng công việc lớn.

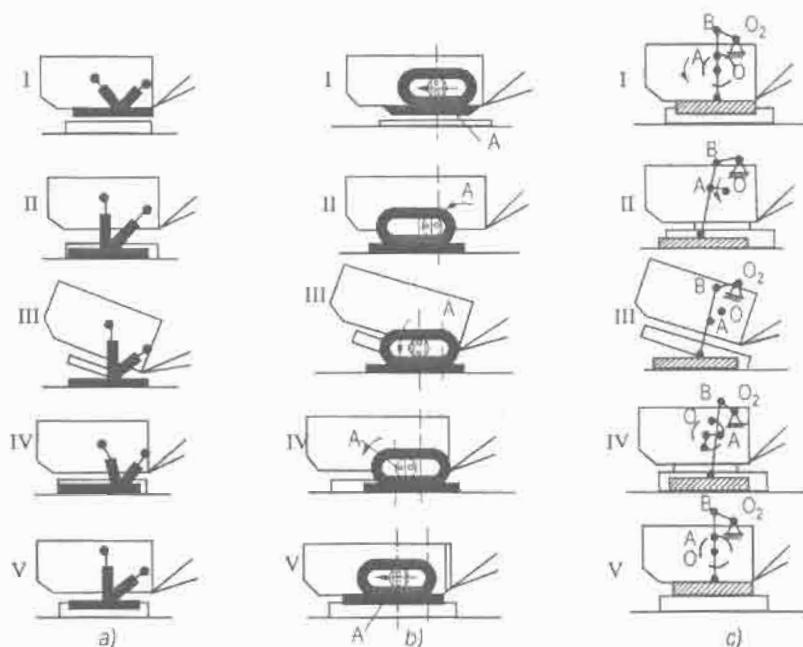
Thiết bị di chuyển tự bước làm việc theo nguyên lý: trong quá trình di chuyển lăn lượt truyền áp lực xuống nền đất thông qua đế tựa trung tâm và nhôm đế tựa bên. Nói chung nó có ưu điểm lớn là áp suất đè lên nền đất rất nhỏ. Nhược điểm chính là cồng kềnh, vận tốc di chuyển rất thấp 0,08 - 0,6 km/h.

Thiết bị di chuyển tự bước có nhiều dạng kết cấu: kích - cáp, xi lanh thủy lực, tay sai, cơ cấu tay quay thanh truyền... Trong đó, kết cấu thiết bị tự bước kiểu xi lanh thủy lực có nhiều ưu điểm hơn cả.



Hình 1.VI.2. Các vị trí lăn lượt của đế tựa trung tâm 1 và đế tựa bên 2 trong quá trình di chuyển tự bước

I. Vị trí khởi đầu; II. Đế tựa bên chuyển lên phía trước; III. Tựa trên đế tựa bên; IV. Tựa trên đế tựa bên - máy chuyển lên phía trước; V. Tựa trên đế tựa trung tâm.

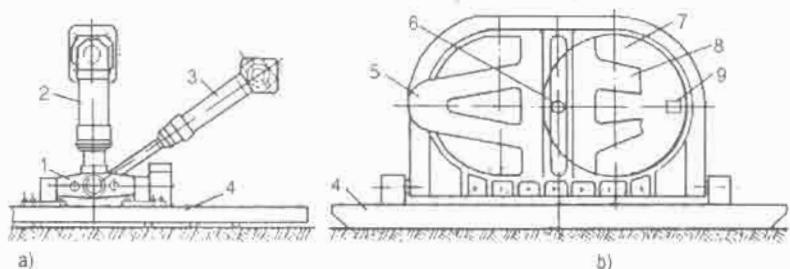


Hình 1.VI.3. Quá trình di chuyển của thiết bị tự bước

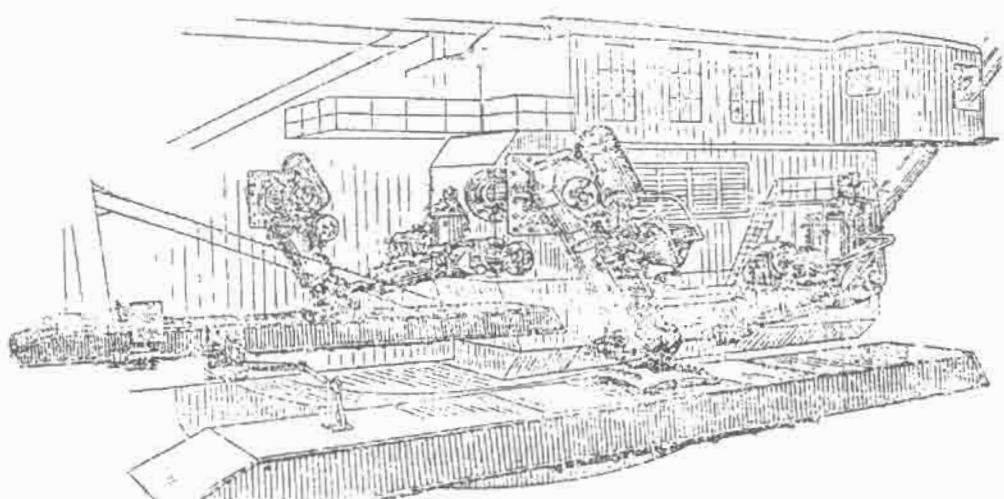
a) Xilanh thủy lực;

c) Cơ cấu tay quay thanh truyền. Các vị trí tự bước lăn lượt từ I - IV.

Các dạng kết cấu khác của thiết bị di chuyển dùng trong máy làm đất (thiết bị di chuyển bánh sắt, di chuyển trên ray, thiết bị di chuyển trên mặt nước, phao nổi) so với các loại thiết bị di chuyển trình bày ở trên ít sử dụng hơn.



Hình 1.VI.4. Sơ đồ kết cấu tự bước cơ cầu di chuyển
a) Hệ xí lanh thủy lực; b) Hệ tâm sai



*Hình 1.VI.5. Kết cấu thiết bị tự bước cơ cầu di chuyển
(Hệ xí lanh thủy lực)*

PHẦN 2

MÁY XÚC MỘT GẦU

Chương I

CẤU TẠO CHUNG MÁY XÚC MỘT GẦU

§1. CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI MÁY XÚC MỘT GẦU

1. Công dụng máy xúc một gầu

Máy xúc một gầu chủ yếu dùng để đào và khai thác đất, cát phục vụ công việc xây dựng cơ sở hạ tầng trong các lĩnh vực: Xây dựng dân dụng và công nghiệp, khai thác mỏ, xây dựng thủy lợi, xây dựng cầu đường,... Cụ thể, nó có thể phục vụ các công việc sau:

+ Trong xây dựng dân dụng và công nghiệp: Đào hố móng, đào rãnh thoát nước, đào rãnh dùng để lắp đặt đường ống cấp thoát nước, đường điện ngầm, điện thoại, bốc xúc vật liệu ở các bãi, kho chứa vật liệu. Ngoài ra có lúc làm việc thay cẩu trục khi lắp các ống thoát nước hoặc thay các búa đóng cọc để thi công móng cọc, phục vụ thi công cọc nhồi,...

+ Trong xây dựng thủy lợi: Đào kênh, mương; nạo vét sông ngòi, bến cảng, ao, hồ,...; khai thác đất để đắp đập, đắp đê,...

+ Trong xây dựng cầu đường: Đào móng, khai thác đất, cát để đắp đường; nạo, bạt sườn đồi để tạo ta luy khi thi công đường sát sườn núi...

+ Trong khai thác mỏ: Bóc lớp đất tẩm thực vật phía trên bề mặt đất; khai thác mỏ lộ thiên (than, đất sét, cao lanh, đá sau nổ mìn,...).

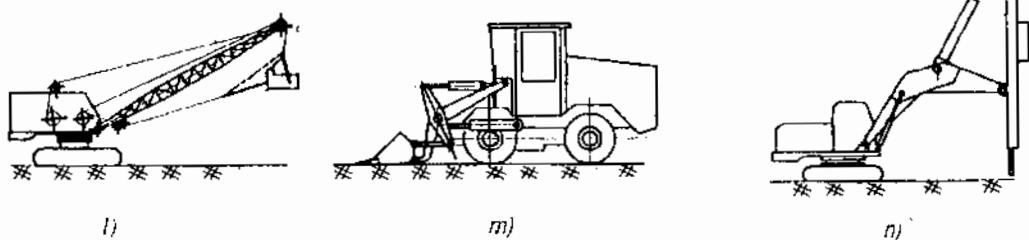
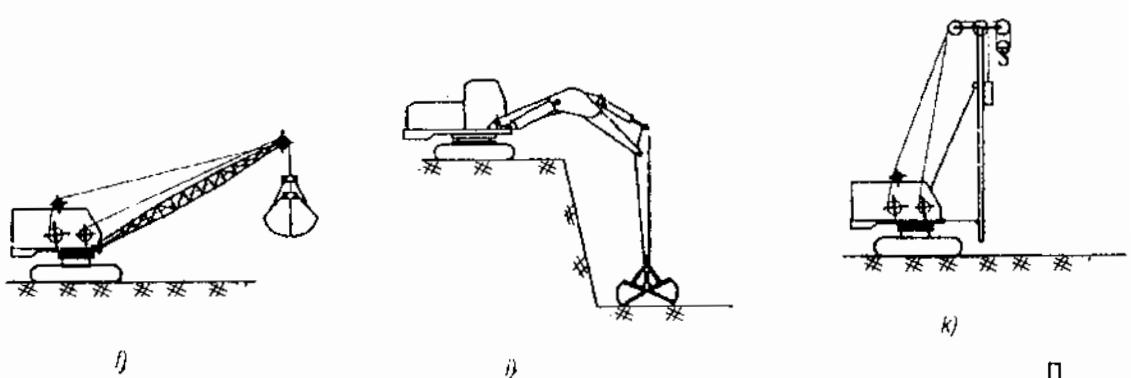
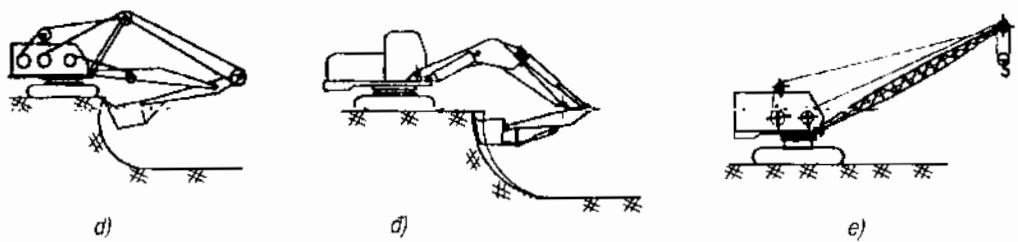
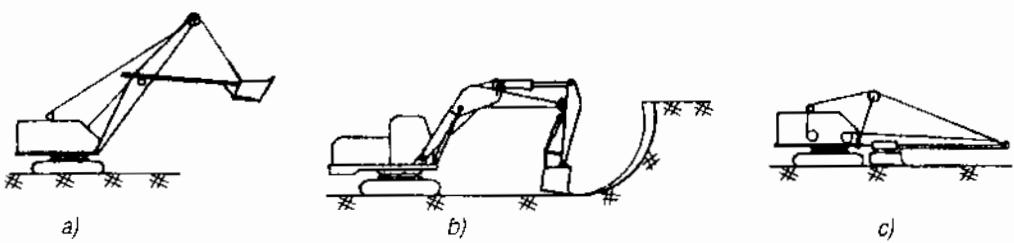
+ Trong các lĩnh vực khác: Nhào trộn vật liệu trong các nhà máy hóa chất (phân lân, cao su,...). Khai thác đất cho các nhà máy gạch, sứ,... Tiếp liệu cho các trạm trộn bê tông, bê tông át phan... Bốc xếp vật liệu trong các ga tàu, bến cảng. Khai thác sỏi, cát ở lòng sông...

Ngoài ra, máy cơ sở của máy xúc một gầu có thể lắp các thiết bị thi công khác ngoài thiết bị gầu xúc như: cẩu trục, búa đóng cọc, thiết bị ấn bắc thẩm,... (xem hình 2.I.1).

2. Phân loại máy xúc một gầu

a) Phân loại theo dạng thiết bị làm việc

+ Máy xúc gầu thuận (gầu ngửa)



Hình 2.I.1. Các loại máy xúc một gầu và các dạng thiết bị lắp lẩn khác

- a) Máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí;
- b) Máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực;
- c) Máy xúc gầu bào;
- d) Máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí;
- e) Cân trực;
- f) Máy xúc gầu ngoặt dẫn động cơ khí;
- g) Máy xúc gầu ngoặt dẫn động thủy lực;
- h) Máy đóng cọc;
- i) Máy xúc gầu dây;
- m) Máy xúc lật;
- n) Máy ấn bắc thấm dẫn động thủy lực.

- Dẫn động cơ khí - hình 2.I.1a.
- Dẫn động thủy lực - hình 2.I.1b.

Loại máy này thường làm việc ở nơi cao hơn mặt bằng đứng của máy

- + Máy xúc gầu nghịch (gầu sấp)

- Dẫn động cơ khí - hình 2.I.1d.
- Dẫn động thủy lực - hình 2.I.1d.

Loại máy này thường làm việc nơi thấp hơn mặt bằng đứng của máy.

- + Máy xúc gầu dây (gầu quăng, gầu kéo) - hình 2.I.1l.

- + Máy xúc gầu ngoạm.

- Dẫn động cơ khí - hình 2.I.1f.
- Dẫn động thủy lực - hình 2.I.1i.
- + Máy xúc gầu bào - hình 2.I.1c.
- + Máy xúc lật (máy bốc xếp) - hình 2.I.1m.

b) Phân loại theo hệ thống dẫn động của thiết bị làm việc

- + Máy xúc một gầu dẫn động cơ khí (cáp) - hình 2.I.1. a, c, d, f, l.
- + Máy xúc một gầu dẫn động thủy lực - hình 2.I.1. b, đ, i, m.

c) Phân loại theo hệ thống di chuyển

- + Máy xúc một gầu di chuyển bằng bánh lốp.
- + Máy xúc một gầu di chuyển bằng xích.
- + Máy xúc một gầu di chuyển bằng bánh sắt chạy trên ray.
- + Máy xúc một gầu di chuyển bằng phao.
- + Máy xúc một gầu di chuyển tự bước.

d) Phân loại theo động cơ trang bị trên máy

- + Máy xúc một gầu trang bị một động cơ (dẫn động chung).
- + Máy xúc một gầu trang bị nhiều động cơ cùng loại (dẫn động riêng).
- + Máy xúc một gầu trang bị tổ hợp: động cơ Diesel - máy phát - động cơ điện.

e) Phân loại theo dung tích gầu xúc

- + Máy xúc một gầu cỡ nhỏ: loại máy có dung tích gầu $q < 1,0 \text{ m}^3$.
- + Máy xúc một gầu cỡ trung bình: loại máy có dung tích gầu $q = 1,0 \dots 2,0 \text{ m}^3$.
- + Máy xúc một gầu cỡ lớn: loại máy có dung tích gầu $q > 2,0 \text{ m}^3$.

f) Phân theo công dụng

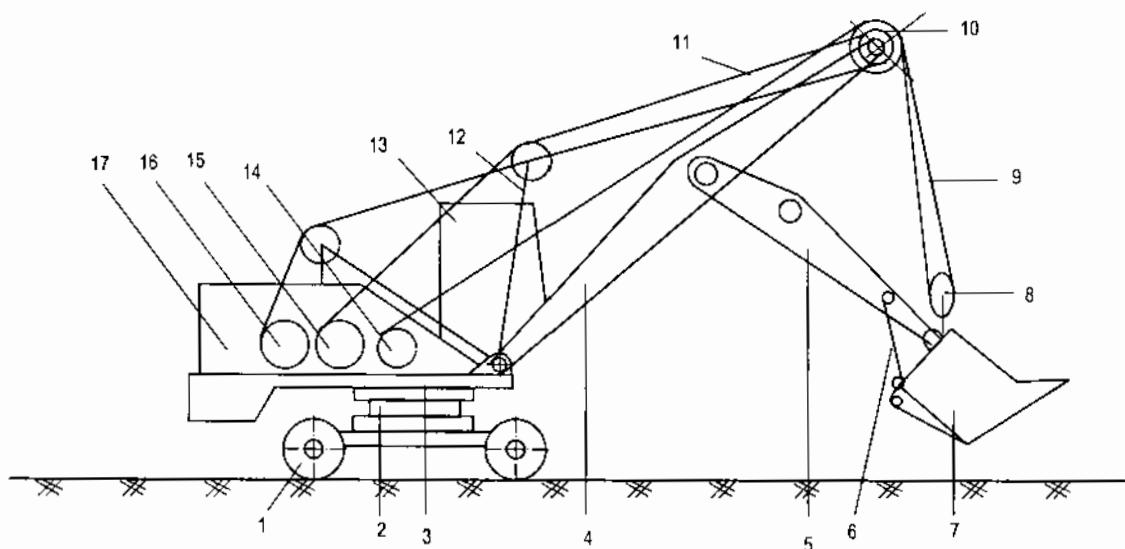
- + Máy xúc một gầu thông dụng.
- + Máy xúc một gầu chuyên dùng.

§2. CẤU TẠO MÁY XÚC GẦU THUẬN

1. Máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí

a) Không có cơ cấu dây

Đặc điểm của máy xúc gầu thuận dẫn động cáp: xúc đất ở nơi cao hơn mặt bằng đứng của máy, đất được xả ra qua đáy gầu, làm việc trên từng chỗ đứng, có thể xúc đất từ cấp I đến III. Làm việc theo chu kỳ.

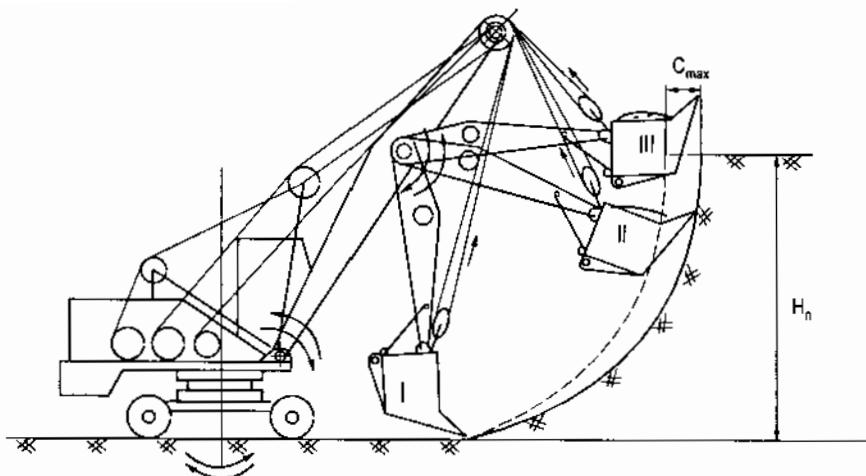


Hình 2.I.2. Sơ đồ cấu tạo chung của máy xúc gầu thuận, dẫn động bằng cơ khí, không có cơ cấu dây

1. Cơ cấu di chuyển bánh lốp; 2. Cơ cấu quay; 3. Bàn quay; 4. Cân; 5. Tay cân; 6. Đòn gánh; 7. Gầu xúc; 8. Cùm pu li treo gầu; 9. Cáp nâng hạ gầu; 10. Cùm pu li đầu cân; 11. Cáp nâng hạ cân; 12. Hệ thống chân chống; 13. Cabin điều khiển; 14. Cơ cấu nâng hạ gầu; 15. Cơ cấu nâng hạ cân; 16. Cơ cấu điều khiển thanh chống; 17. Động cơ.

Một chu kỳ làm việc của máy như sau:

Máy di chuyển đến vị trí làm việc. **Đưa gầu về vị trí sát máy và hạ gầu tiếp xúc với nền đất (vị trí I - hình 2.I.3).** Nâng gầu xúc và đồng thời nối cáp hạ cân. Gầu sẽ tiến hành xúc đất và tích đất vào gầu từ vị trí I, II, III theo một quỹ đạo là một đường cong ecicloid (hoặc cố định cần thì quỹ đạo là một cung tròn hoặc điều chỉnh cần để có quỹ đạo là một đường thẳng) đến vị trí III gầu đầy đất và chiều dày phôi đất là lớn nhất (với điều kiện chọn chiều cao tầng đào hợp lý, răng gầu ngang với chốt giữa cần và tay cân). Tiếp tục đưa gầu ra khỏi tầng đào. Quay máy về vị trí xả đất. Đất được xả ra qua đáy gầu nhờ cơ cấu mở đáy gầu. Đất có thể xả vào thiết bị vận chuyển hoặc xả thành đống. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo. Có thể kết hợp vừa quay vừa hạ gầu để rút ngắn thời gian một chu kỳ làm việc.

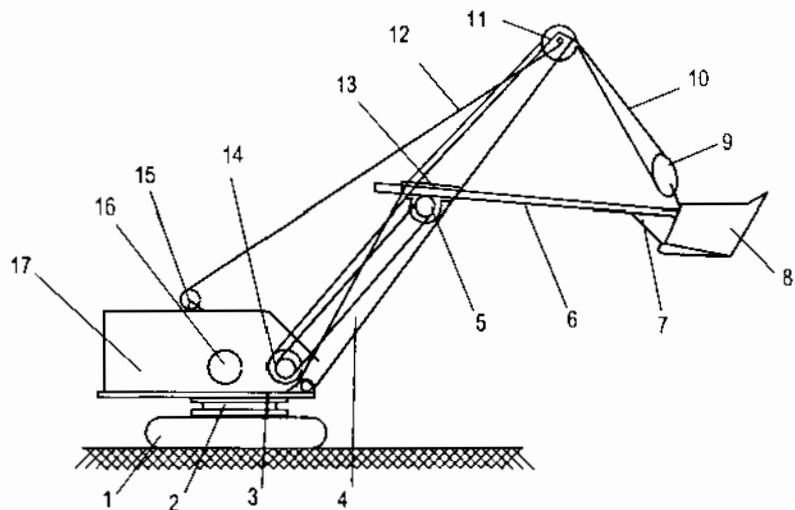


Hình 2.I.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí, không có cơ cầu dây

b) Có cơ cầu dây

Loại máy có cơ cầu dây có thể làm việc ở nền đất từ cấp I đến IV.

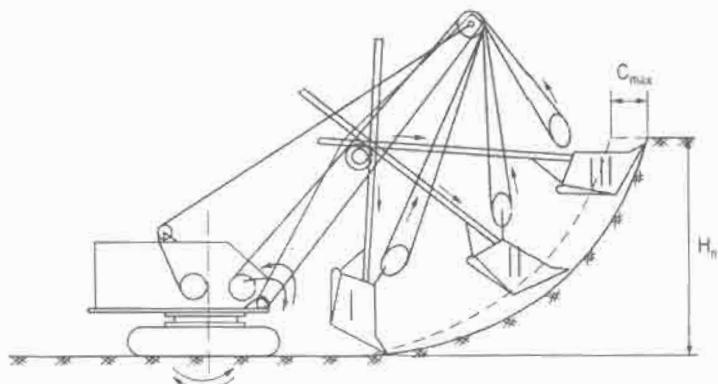
Đặc điểm của loại máy này cũng tương tự như máy xúc không có cơ cầu dây. Nghĩa là xúc đất nơi cao hơn mặt bằng đứng của máy. Đất được xả ra qua đáy gầu, làm việc trên từng chõ đứng theo chu kỳ.



Hình 2.I.4. Sơ đồ cấu tạo chung của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí, có cơ cầu dây

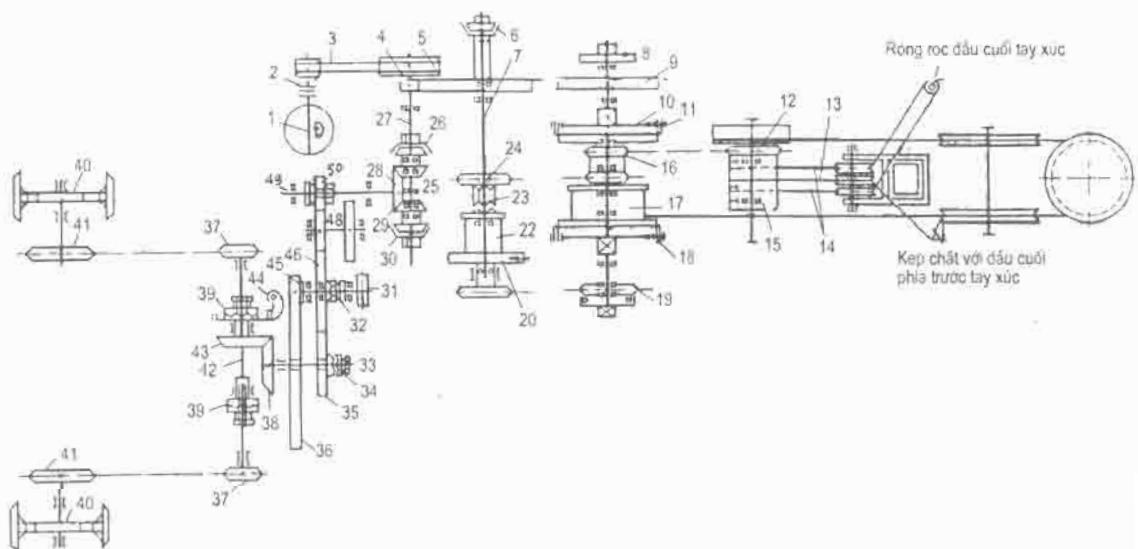
1. Cơ cầu di chuyển;
2. Cơ cầu quay;
3. Bàn quay;
4. Cân;
5. Cơ cầu dây;
6. Tay đẩy;
7. Đòn gánh;
8. Gầu xúc;
9. Cụm pu li treo gầu;
10. Cáp nâng hạ gầu;
11. Cụm pu li đầu cân,
12. Cáp nâng hạ cân;
13. Ốc yên;
14. Cơ cầu nâng hạ gầu;
15. Cụm thanh chống;
16. Cơ cầu nâng hạ cân;
17. Động cơ.

Một chu kỳ làm việc của máy: Đưa máy về vị trí làm việc, hạ gầu tiếp xúc với nền đất gần sát máy nhất. Nâng gầu và cho cơ cầu dây tay đẩy ăn răng gầu vào nền đất. Gầu sẽ tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu từ các vị trí I - II - III (hình 2.I.5). Nếu chọn chiều cao tăng đào hợp lý thì khi gầu đến vị trí III là đầy đất. Chiều dày phoi cắt hình lưỡi liềm (từ không đến max). Đưa gầu ra khỏi tăng đào (lùi cơ cầu dây hoặc tiếp tục nâng gầu). Quay máy về vị trí xả đất, đất có thể xả thành đồng hoặc xả trực tiếp lên thiết bị vận chuyển. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo. Khi quay máy có thể kết hợp co tay dây và hạ gầu để tiết kiệm thời gian một chu kỳ làm việc.



Hình 2.I.5. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy xúc gầu thuận có cơ cầu dây.

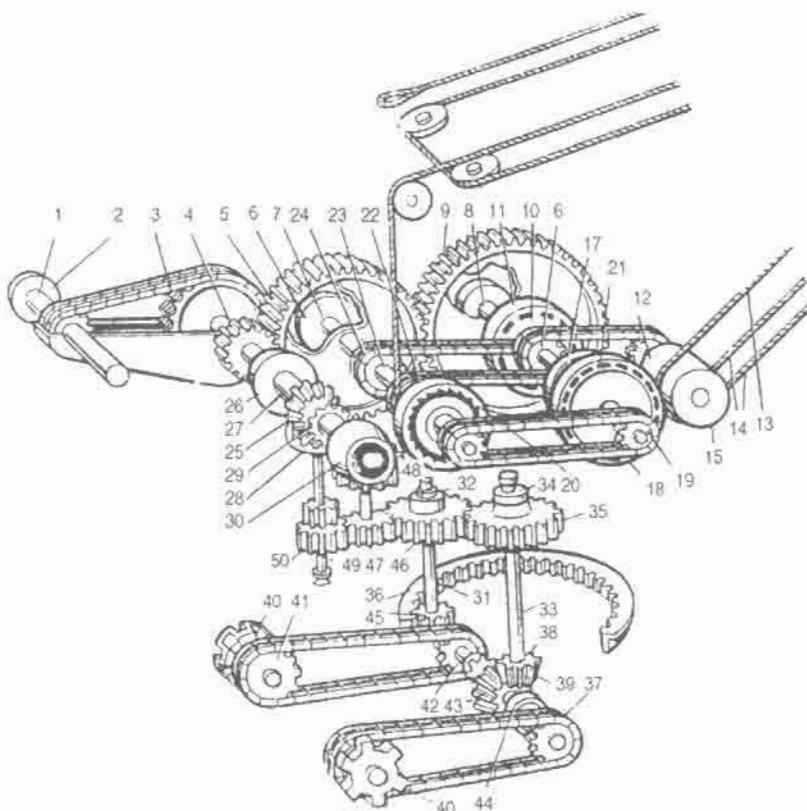
Sơ đồ truyền lực của máy xúc gầu thuận có cơ cầu dây thể hiện ở hình 2.I.6.



Hình 2.I.6. Sơ đồ truyền lực của máy xúc E652B (Э652Б) của Liên Bang Nga

- Trục động cơ;
- Ly hợp chính;
- Bộ truyền xích;
- , 5, 9, 35, 45, 48, 50. Bánh răng trực truyền lực;
- 26, 30. Ly hợp ma sát hai mặt côn;
- 7, 8, 27, 31, 33, 42, 49. Trục;
- 10, 21. Ly hợp ma sát đai;
- 11, 18, 20. Phanh;
- 12, 16, 19, 24, 37, 41. Đĩa xích;
- 13, 14. Dây cáp;
- 15, 17, 22. Tang cuốn cáp;
- 23, 32, 34, 39. Ly hợp vấu;
- 25, 28, 29, 38, 43. Bánh răng côn truyền lực;
36. Vòng bánh răng;
40. Cân chủ động;
44. Cử hầm.

Để hiểu rõ sơ đồ trên, có thể tham khảo thêm sơ đồ bố trí truyền động máy hình 2.1.7.



Hình 2.1.7. Sơ đồ bố trí truyền động của máy xúc gầu thuận E652B (3652E)

Các ký hiệu đánh số tương ứng với hình 2.1.6.

Cơ cấu dây máy xúc gầu thuận có ba kiểu: phụ thuộc, độc lập và hỗn hợp.

+ Cơ cấu dây phụ thuộc được mô tả ở hình 2.1.8. a, b,

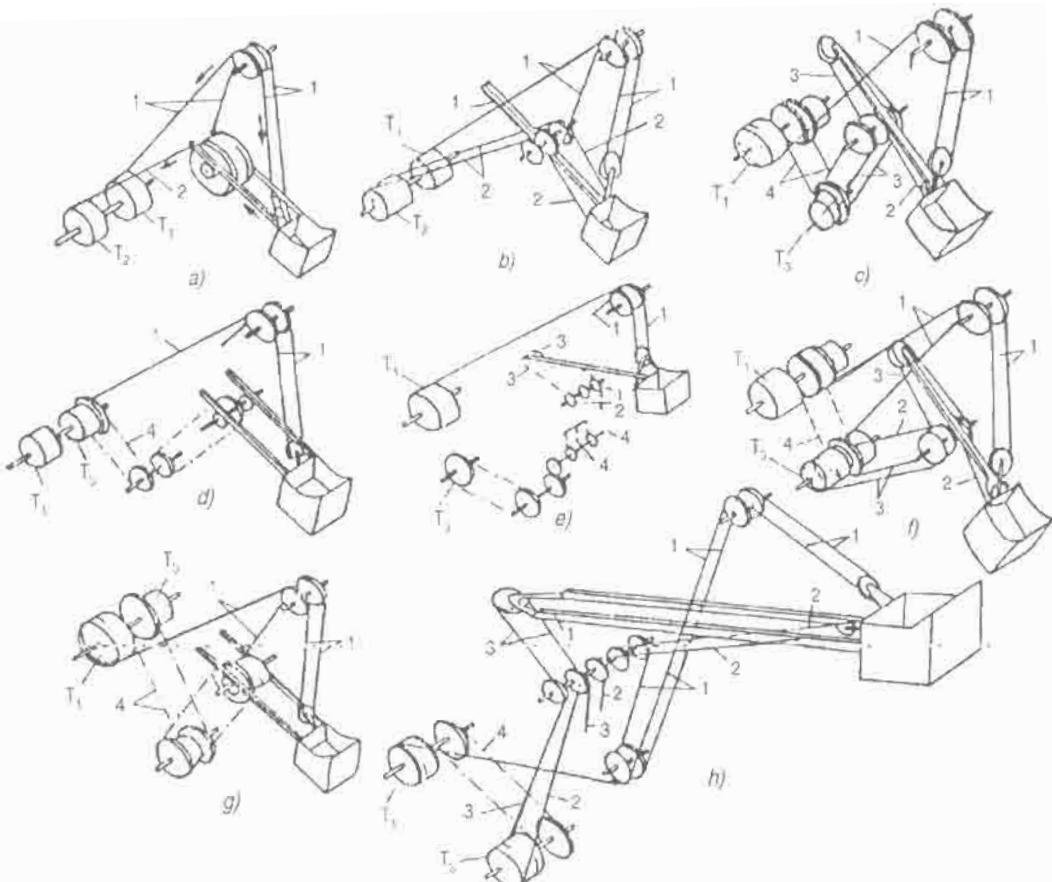
Cơ cấu dây phụ thuộc: Có kết cấu đơn giản nhưng vận tốc nâng của gầu phụ thuộc vào vận tốc dây. Còn lực đẩy lai phụ thuộc vào lực nâng. Từ lý do trên mà khi máy làm việc ở nền đất cứng với chiều dày phoi cát lớn thì gầu không cắt được. Muốn gầu vẫn cắt được ở nền đất cứng cần phải phanh tang T_2 .

+ Cơ cấu dây độc lập được mô tả ở hình 2.1.8. c, d, e.

Cơ cấu dây độc lập đảm bảo sự độc lập hoàn toàn chuyển động tịnh tiến và lùi của tay đẩy. Không phụ thuộc vào cơ cấu nâng. Nhưng trong trường hợp này điều chỉnh vận tốc dây rất khó thực hiện. Trong thực tế, đóng ly hợp trong một khoảng thời gian ngắn của cơ cấu dây để tịnh tiến tay đẩy cồn cát đất chủ yếu bằng cách nâng gầu với cơ cấu dây được phanh lại.

+ Cơ cấu dây hỗn hợp được mô tả ở hình 2.1.8. f, g, h.

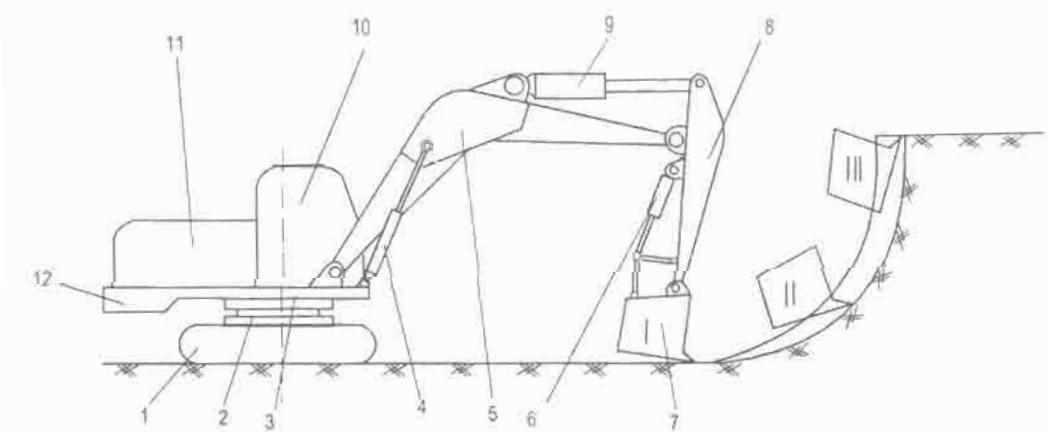
Cơ cấu dây hỗn hợp có kết cấu phức tạp hơn, song nó khắc phục được những nhược điểm của hai kiểu trên.



Hình 2.1.8. Sơ đồ nguyên lý làm việc của các loại cẩu dây

1. Cáp nâng hạ gầu; 2. Cáp lùi tay dây; 3. Cáp dây tay dây; 4. Truyền động xích.

2. Máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực



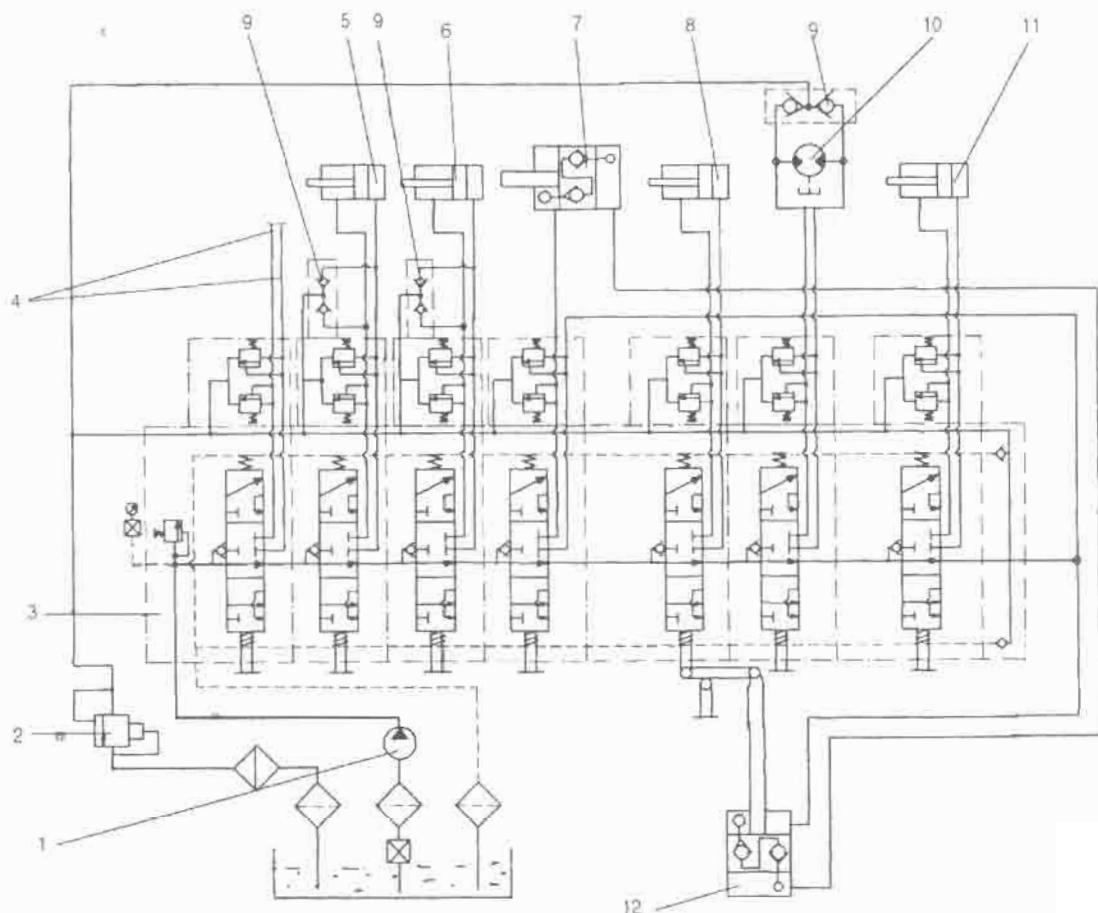
Hình 2.1.9. Sơ đồ kết cấu của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

1. Cơ cầu di chuyển; 2. Cơ cầu quay; 3. Bàn quay; 4. Xi lanh nâng hạ cẨm; 5. CẨm; 6. Xi lanh quay gầu; 7. Gầu xúc; 8. Tay cẨm; 9. Xi lanh cÔ duỗi tay cẨm; 10. Buồng điều khiển; 11. Động cơ; 12. Đối trọng.

Kết cấu của máy xúc một gầu dẫn động thủy lực gồm hai thành phần chính: phần máy cơ sở (máy kéo bánh xích) và bộ phận công tác (thiết bị làm việc).

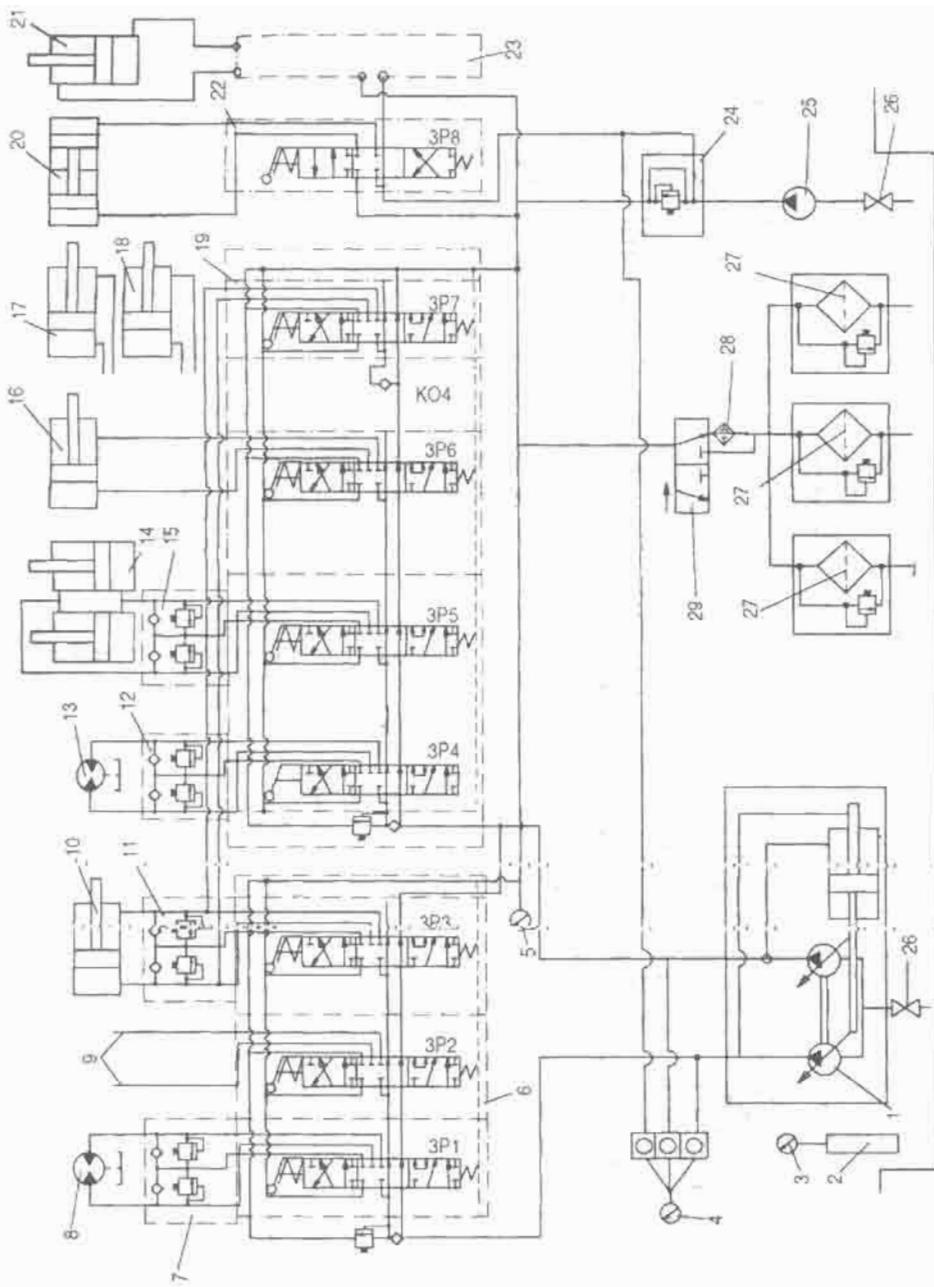
Phần máy cơ sở, bao gồm: cơ cấu di chuyển 1 là loại di chuyển bằng xích; Cơ cấu quay 2; Bàn quay 3 ở trên đó lắp toàn bộ các cơ cấu, bộ truyền động, thiết bị làm việc, thiết bị điều khiển; Cabin 10 nơi tập trung điều khiển các hoạt động của cả máy; Động cơ 11 là động cơ diesel, cung cấp năng lượng cho các cơ cấu khác làm việc. Đôi trọng 12 làm nhiệm vụ cân bằng tĩnh của máy.

Phần thiết bị công tác: Cân máy 5, có kết cấu phụ thuộc vào cỗ máy; Chân cân được lắp khớp trụ với bàn quay, đầu cân liên kết với tay cần cũng bằng khớp trụ; Cân được nâng lên hạ xuống nhờ xi lanh thủy lực 4; Tay cần một đầu liên kết với cân và đầu kia liên kết với gầu 7; Cân co duỗi nhờ xi lanh 9; Gầu 7 quay được quanh khớp liên kết với tay cần xi lanh 6.



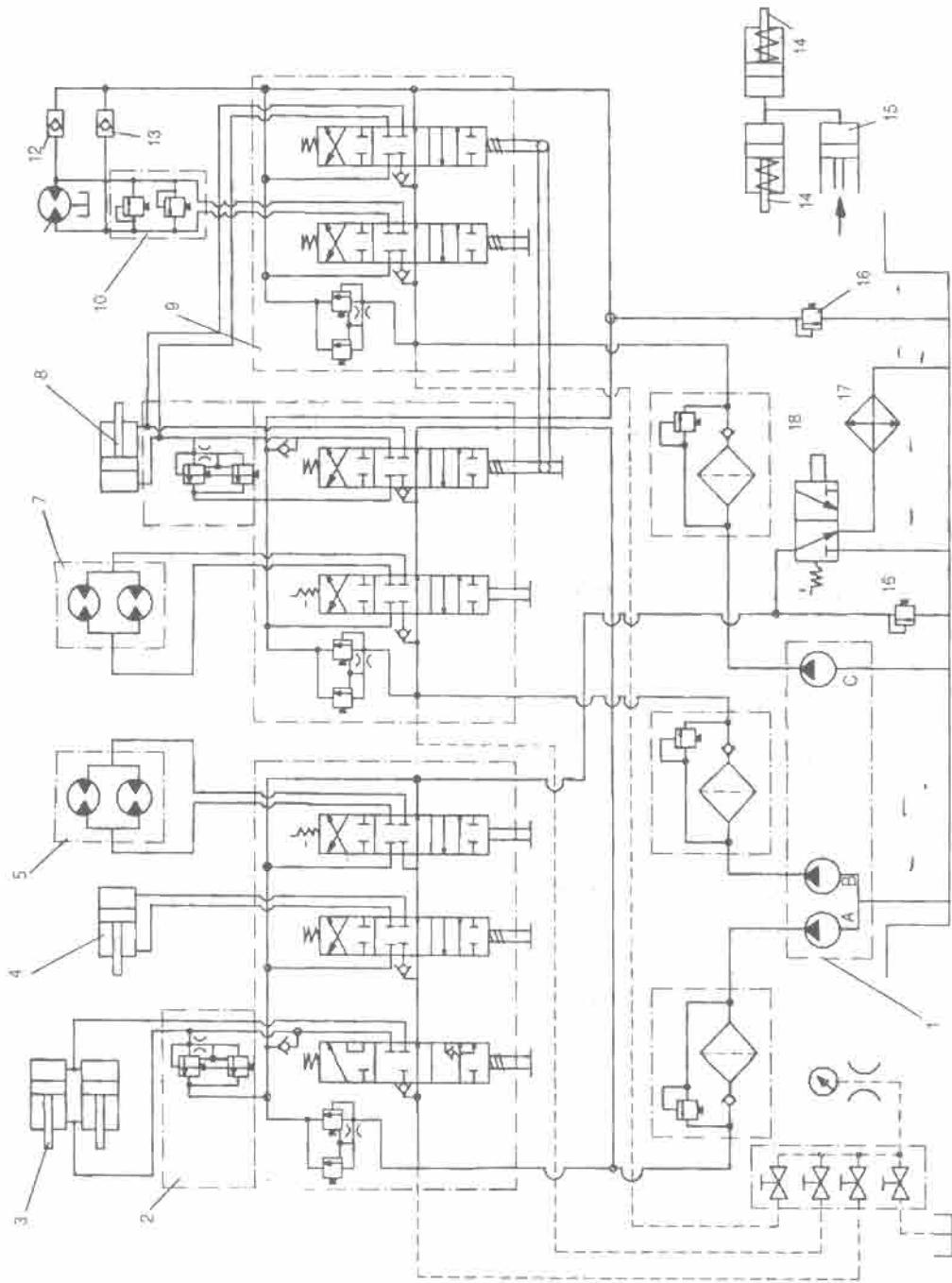
Hình 2.I.10. Sơ đồ dẫn động thủy lực một dòng chảy có cung cấp nối tiếp

1. Bơm thủy lực; 2. Van áp lực; 3. Khối van phân phối; 4. Nhánh ống dẫn động cơ thủy lực của bộ phận phụ; 5. Xi lanh nâng hạ cân; 6. Xi lanh co duỗi tay cần; 7. Cơ cấu lái; 8. Xi lanh quay gầu; 9. Van một chiều; 10. Động cơ của cơ cấu di chuyển; 11. Xi lanh chân chống ngoài; 12. Mối liên hệ ngược của cơ cấu lái.



1. Bơm kép điều chỉnh được; 2. Cảm biến nhiệt độ; 3. Động cơ do nhiệt độ; 4, 5. Áp lực kép; 6, 19. Khối van phân phối; 7, 11, 12, 15. Khối van mồi chiếu; 8. Mô tơ quay; 9. Mô tơ di chuyển; 10. Xi lanh tay cần; 14. Xi lanh cản; 16. Xi lanh quay gầu ngoặt; 17. Xi lanh quay gầu bốc xếp; 18. Xi lanh hàm gầu ngoặt; 20. Xi lanh quay gầu ngoặt; 21. Xi lanh quay bánh xe; 22. Bộ phân phối điều khiển quay gầu ngoặt; 23. Bộ phân phối hệ thống tự động quay bánh xe; 24. Van an toàn; 25. Bơm không điều chỉnh của hệ thống dẫn động thủy lực phụ; 26. Van khóa; 27. Bộ lọc; 28. Bộ làm mát; 29. Van trượt; 3P1, 3P2,..., 3P8: Các bộ phận công tác; KO4: Bộ phận giữa (trung gian).

Hình 2.1.11. Sơ đồ dẫn động thủy lực hai dòng chảy.



1. Bom; 2, 6, 9. Khối van
 phân phối thủy lực; 3. Xi
 lanh cảm; 4. Xi lanh gầu;
 5, 7. Mô tơ thủy lực của
 cơ cấu di chuyển; 8. Xi
 lanh tay gầu; 10. Khối
 van; 11. Mô tơ thủy lực
 quay bát quay; 12, 13.
 Van một chiều bổ sung;
 14. Xi lanh hàn bánh
 xích; 15. Xi lanh thủy
 lực cảm biến; 16. Van;
 17. Bơ làm mát;
 18. Van trượt;

Hình 2.I.12. Sơ đồ dẫn động thủy lực ba động cơ của máy xay mứt gấu bánh nisch

Nguyên lý làm việc của máy:

Máy làm việc ở nơi nền đất cao hơn mặt bằng đứng của máy. Đất được xả qua miệng gầu nhờ xi lanh 6. Nhưng có những máy đất được xả qua đáy gầu giống như ở máy xúc gầu thuận dẫn động cáp. Máy làm việc theo chu kỳ và trên từng chỗ đứng. Một chu kỳ làm việc của máy bao gồm những nguyên công sau:

Máy đến vị trí làm việc. Hạ gầu và đưa gầu về vị trí sát máy, tiếp xúc với nền đất (vị trí I). Cho gầu chuyển động từ vị trí I, II, III. Nhờ xi lanh 9 hoặc kết hợp với xi lanh 4. Gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Đến vị trí III coi như gầu đã đầy đất và kết thúc quá trình cắt đất. Đưa gầu ra khỏi tầng đào nhờ xi lanh 4. Quay máy về vị trí xả đất nhờ cơ cấu quay 2. Đất có thể xả thành đống hoặc xả trực tiếp vào thiết bị vận chuyển. Đất được xả ra qua miệng gầu nhờ xi lanh 6. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo với một chu kỳ hoàn toàn tương tự.

Các cơ cấu dẫn động thủy lực được trình bày ở hình 2.I.10, hình 2.I.11 hình 2.I.12.

§3. MÁY XÚC GẦU NGHỊCH

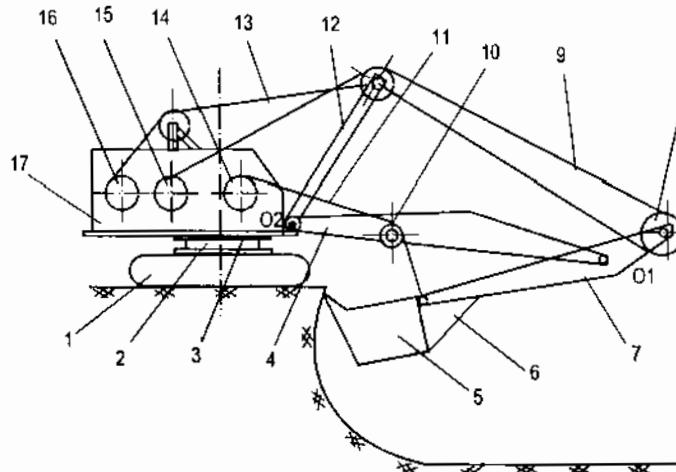
1. Máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí

Máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí đào đất nơi nền đất thấp hơn mặt bằng đứng của máy. Dùng để đào móng, đào rãnh thoát nước, lắp đặt đường cấp thoát nước, đường điện ngầm, cáp điện thoại,... Máy xúc có cơ cấu di chuyển bánh lốp, xích,...

Sơ đồ cấu tạo của máy xúc gầu nghịch được mô tả ở hình 2.I.13.

Hình 2.I.13. Sơ đồ cấu tạo chung của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí

1. Cơ cấu di chuyển;
2. Cơ cấu quay;
3. Bàn quay;
4. Cân;
5. Gầu xúc;
6. Đòn gánh;
7. Tay cầm;
8. Cụm pu lì đầu tay cầm;
9. Cáp nâng hạ cân cân;
10. Pu lì đổi hướng cáp;
11. Cáp kéo gầu;
12. Thanh chống;
13. Cáp nâng hạ thanh chống;
14. Cơ cấu kéo gầu;
15. Cơ cấu nâng hạ cân;
16. Cơ cấu nâng hạ thanh chống;
17. Động cơ và các bộ truyền cơ khí.



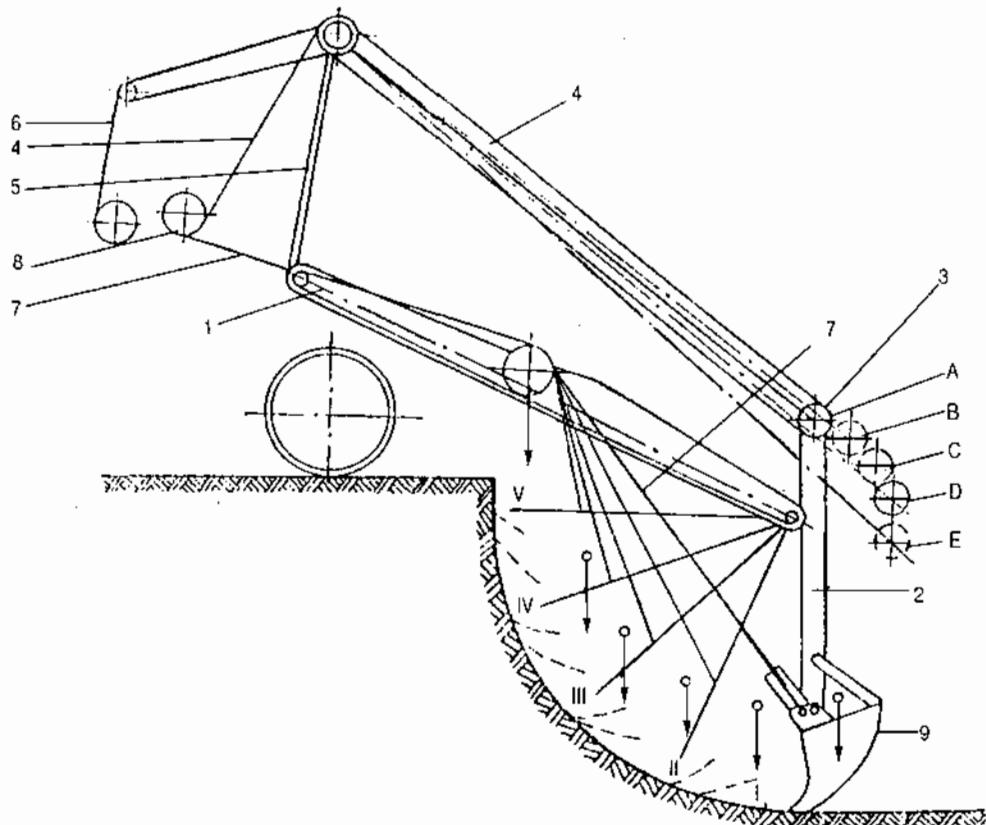
Đối với máy xúc gầu nghịch, trong quá trình làm việc đầu cần có thể hạ thấp hơn so với chân cần (góc âm). Điều này không có ở máy xúc gầu thuận.

Nguyên lý làm việc:

Cũng như máy xúc gầu thuận, máy xúc gầu nghịch làm việc theo chu kỳ, trên từng chỗ đứng. Nhưng, đất được xả ra qua miệng gầu. Nó có thể làm việc ở nền đất từ cấp I – IV.

Một chu kỳ làm việc của máy: Đưa máy về vị trí làm việc. Hạ gầu xuống, răng gầu tiếp xúc với nền đất (ở vị trí xa máy nhất) ở vị trí I. Kéo gầu từ vị trí I đến vị trí V. Gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Quỹ đạo chuyển động của răng gầu có thể là một đường thẳng và cũng có thể là một đường cong.

Nếu trong quá trình gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu mà góc nghiêng cần không thay đổi, thì quỹ đạo của răng gầu là một đường cong, được thể hiện ở hình 2.I.14.

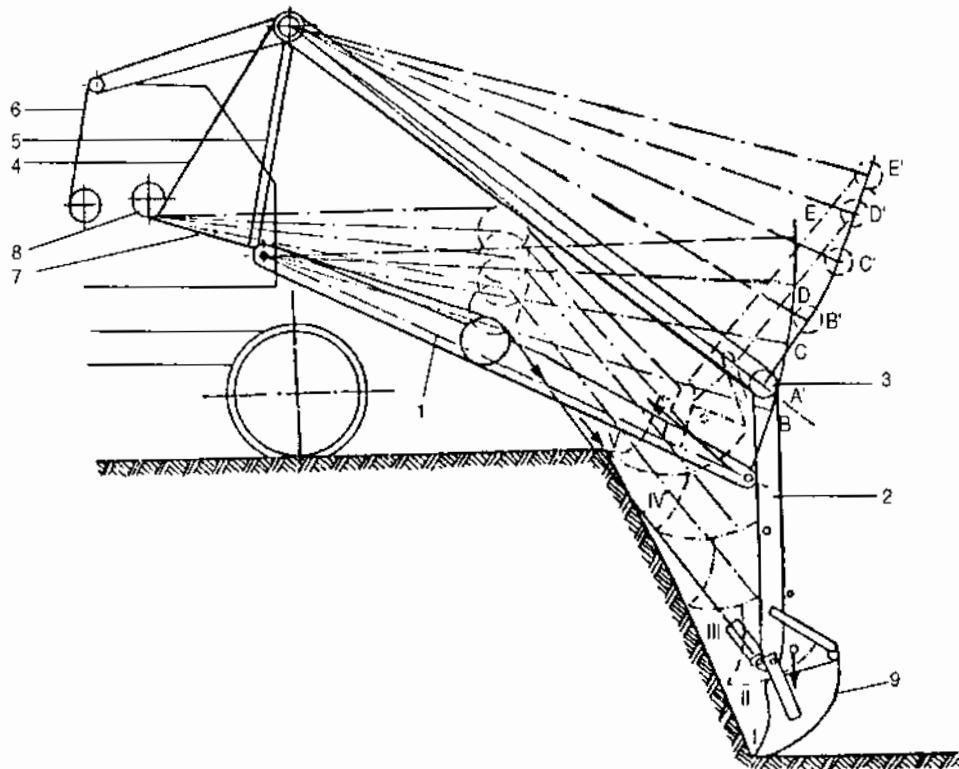


Hình 2.I.14. Quá trình cắt đất và tích đất vào gầu của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí, khi cần nghiêng một góc cố định

- 1. Cần; 2. Tay cần; 3. Cụm pu li tay cần; 4. Cáp nâng hạ cần; 5. Thanh chống;
- 6. Cáp nâng hạ thanh chống; 7. Cáp kéo gầu; 8. Cơ cấu kéo gầu và nâng hạ cần; 9. Gầu xúc.

Nếu trong quá trình cắt đất và tích đất vào gầu mà cần có thay đổi góc nghiêng thì có thể điều chỉnh quỹ đạo của răng gầu theo một đường thẳng, hình 2.I.15.

Khi chiều sâu tầng đào được chọn một cách hợp lý thì đến vị trí V là đầy đất. Chiều dày phoi cắt biến thiên từ nhỏ nhất đến lớn nhất. Đưa gầu ra khỏi tầng đào bằng cách tiếp tục kéo cáp gầu hoặc nâng cần. Quay máy về vị trí xả đất. Đất có thể xả thành đống hoặc xả trực tiếp lên thiết bị vận chuyển. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo. Trong quá trình quay máy có thể kết hợp với hạ gầu để rút ngắn thời gian một chu kỳ làm việc của máy.



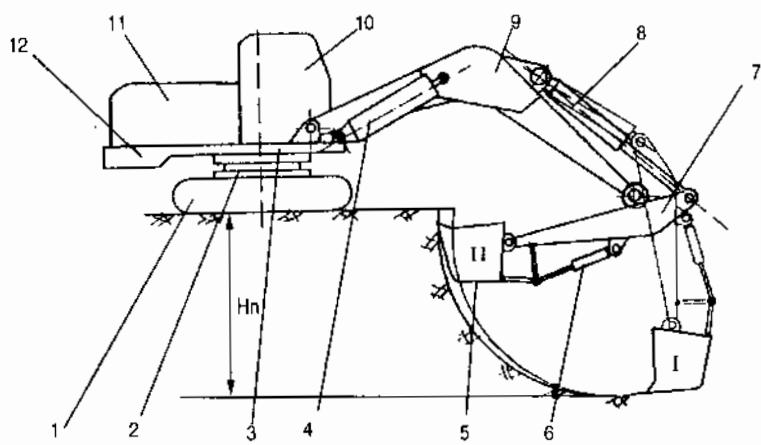
Hình 2.I.15. Quá trình cắt đất và tích đất vào gầu của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí, khi cần thay đổi góc nghiêng (Các ký hiệu giống như hình 2.I.14).

2. Máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực

Sơ đồ cấu tạo được mô tả ở hình 2.I.16. Đây là loại máy cỡ nhỏ.

Hình 2.I.16. Sơ đồ kết cấu máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực.

1. Cơ cầu di chuyển;
2. Cơ cầu quay;
3. Bàn quay;
4. Xi lanh nâng hạ cần;
5. Gầu xúc;
6. Xi lanh điều khiển gầu;
7. Tay gầu;
8. Xi lanh điều khiển tay gầu;
9. Cần;
10. Ca bin;
11. Động cơ và các bộ truyền động;
12. Đối trọng.



Kết cấu của máy gồm hai phần chính: phần máy cơ sở (máy kéo xích) và phần thiết bị công tác (thiết bị làm việc).

Phần máy cơ sở: Cơ cấu di chuyển (1) chủ yếu di chuyển máy trong công trường. Nếu cầu di chuyển máy với cự ly lớn phải có thiết bị vận chuyển chuyên dùng. Cơ cấu quay (2) dùng để thay đổi vị trí của gầu trong mặt phẳng ngang trong quá trình đào và xà đất. Trên bàn quay (3) người ta bố trí động cơ, các bộ truyền động cho các cơ cấu,... Ca bin (10) nơi tập trung cơ cấu điều khiển toàn bộ hoạt động của máy. Đổi trọng (12) là bộ phận cân bằng bàn quay và ổn định của máy.

Phần thiết bị công tác: Cân (9) một đầu được lắp khớp trụ với bàn quay còn đầu kia được lắp khớp với tay cầm. Cân được nâng lên hạ xuống nhờ xi lanh dưới được nhờ xi lanh (8). Điều khiển gầu xúc (5) nhờ xi lanh (6). Gầu thường được lắp thêm các răng để làm việc ở nền đất cứng.

Nguyên lý làm việc:

Máy thường làm việc ở nền đất thấp hơn mặt bằng đứng của máy (cũng có những trường hợp máy làm việc ở nơi cao hơn, nhưng nền đất mềm và chỉ có xi lanh quay gầu để cắt đất). Đất được xả qua miệng gầu. Máy làm việc theo chu kỳ và trên từng chỗ đứng. Một chu kỳ làm việc của máy bao gồm những nguyên công sau: Máy đến vị trí làm việc. Đưa gầu vươn xa máy và hạ xuống, răng gầu tiếp xúc với nền đất. Gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu từ vị trí I đến II nhờ xi lanh 8 hoặc kết hợp với xi lanh 4.

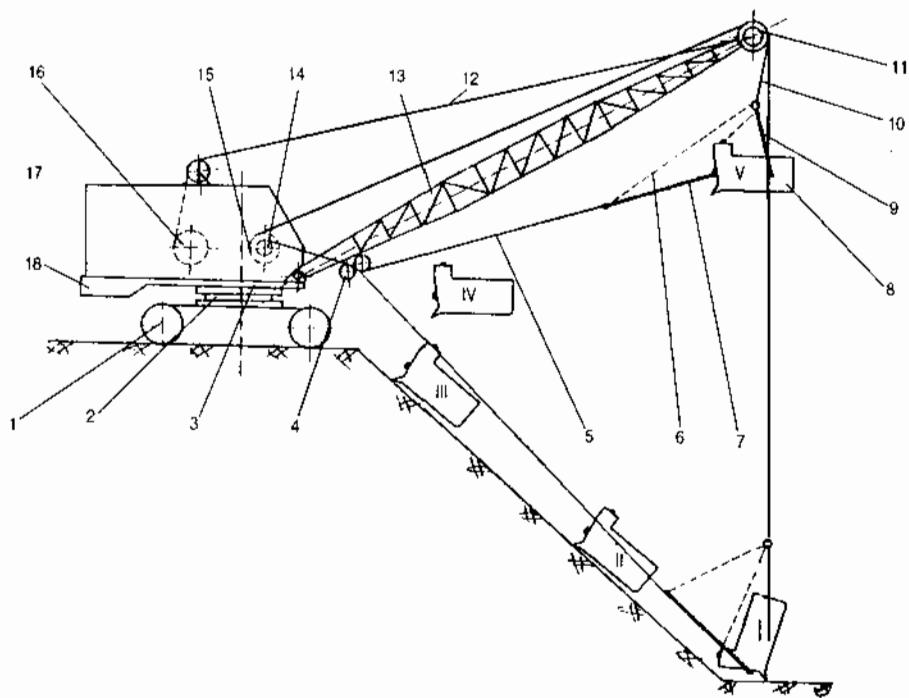
Quỹ đạo chuyển động của răng gầu trong quá trình cắt đất là một đường cong. Chiều dài phoi cắt thông thường thay đổi từ bé đến lớn. Vị trí II gầu đầy đất và có chiều dài phoi đất lớn nhất. Đưa gầu ra khỏi tầng đào và nâng gầu lên nhờ xi lanh 4. Quay máy về vị trí xả đất nhờ cơ cấu quay 2. Đất có thể xả thành đống hoặc xả vào thiết bị vận chuyển. Đất được xả ra khỏi miệng gầu nhờ xi lanh 6. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo với một chu kỳ hoàn toàn tương tự.

§4. MÁY XÚC GẦU DÂY (GẦU KÉO, GẦU QUĂNG)

Sơ đồ cấu tạo của máy xúc gầu dây được mô tả ở hình 2.I.17. Đặc điểm của loại máy này so với các máy đã giới thiệu: Gầu được liên kết mềm với cần thông qua dây cáp. Cần có chiều dài lớn nên cho phép tăng bán kính làm việc của máy. Gầu cắm sâu vào đất do trọng lượng bản thân của gầu. Vì vậy, thông thường máy chỉ làm việc ở nền đất cấp I và II.

Máy xúc gầu dây làm việc ở nơi thấp hơn mặt bằng đứng của máy. Để đảm bảo cho cáp kéo gầu cuốn lên tang của cơ cấu 14 ổn định, khi nâng gầu từ vị trí thoát khỏi tầng đào đưa lên phía đầu cần. Gầu phải luôn giữ cân bằng nhờ cáp cân bằng và sức căng của cáp kéo gầu.

Dung tích gầu thường từ 0,25 đến 3.0m^3 , nhưng cũng có những máy có dung tích rất lớn tới 168 m^3 .



Hình 2.I.17. Sơ đồ cấu tạo máy xúc gầu dây

1. Cơ cấu di chuyển;
2. Cơ cấu quay;
3. Bàn quay;
4. Cụm pu ly giữ hướng cáp;
5. Cáp kéo gầu;
6. Cáp cân bằng;
7. Xích kéo gầu;
8. Gầu xúc;
9. Xích nâng gầu;
10. Cáp nâng gầu;
11. Cụm pu ly đầu cần;
12. Cáp nâng cần;
13. Cần;
14. Cơ cấu kéo gầu;
15. Cơ cấu nâng gầu;
16. Cơ cấu nâng hạ cần;
17. Động cơ và các bộ truyền động;
18. Đối trọng.

Nguyên lý làm việc:

Máy làm việc theo chu kỳ, mỗi chu kỳ gồm các nguyên công sau: Đưa máy đến vị trí làm việc. Gầu ở vị trí cao nhất phía đầu cần (V). Thả cáp 10 và cáp 5. Gầu rơi tự do, rãnh gầu cắm vào nền đất. Thả chùng cáp 10 kéo cáp 5 kéo gầu về phía máy nhờ cơ cấu 14. Gầu di chuyển từ vị trí I, II, III tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Đến vị trí III gầu đầy đất. Đưa gầu thoát khỏi tầng đào bằng cách nâng cáp 10 và giữ căng cáp 5. Tiếp tục cuốn cáp 10 và thả dần cáp 5 (có phanh) để luôn giữ cho gầu cân bằng (luôn nằm ngang). Từ vị trí IV đến V. Quay máy về vị trí xả đất. Đất có thể xả thành đống hoặc xả vào thiết bị vận chuyển. Khi xả đất chỉ cần thả chùng cáp 5 lập tức miệng gầu chui xuống và đất được rơi tự do ra khỏi miệng gầu. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo với một chu kỳ hoàn toàn tương tự.

Chú ý: Có thể vừa quay máy vừa thả gầu để rút ngắn thời gian một chu kỳ làm việc của máy.

§5. MÁY XÚC GẦU NGOẠM

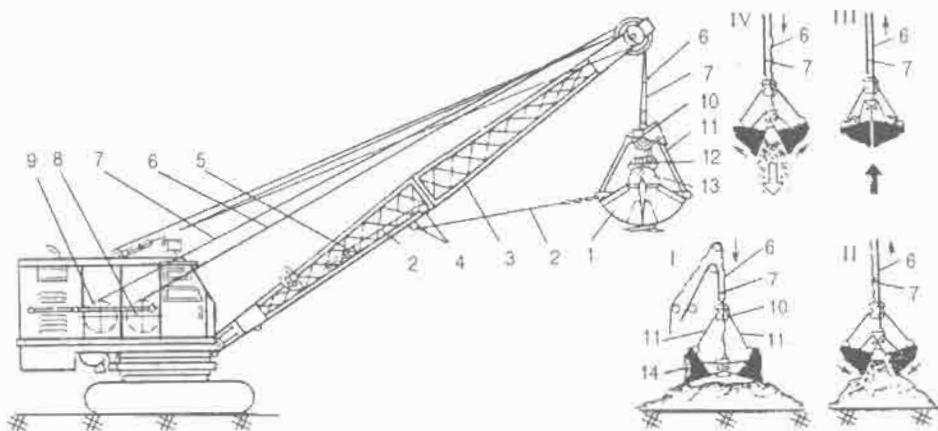
1. Máy xúc gầu ngoạm dẫn động cơ khí

Máy xúc gầu ngoạm dùng để xúc đất nơi thấp hơn hoặc cao hơn mặt bằng đứng của máy. Ngoài ra có thể xúc cát, vật liệu; Khai thác cát, sỏi ở lòng sông; Nạo vét sông ngòi,

kênh mương, Bốc xếp vật liệu ở ga tàu, bến cảng. Nhào trộn vật liệu trong các nhà máy phân đạm, phân lân, cao su...

Máy xúc gầu ngoặt dẫn động cơ khí có hai loại: loại một dây cáp và loại hai dây cáp. Nhưng hay dùng nhất loại có hai dây cáp. Loại này dễ điều khiển và năng suất cao hơn loại một dây cáp.

Sơ đồ cấu tạo của máy xúc gầu ngoặt dẫn động cơ khí loại hai dây cáp được mô tả ở hình 2.I.18.



Hình 2.I.18. Sơ đồ cấu tạo của máy xúc gầu ngoặt và quá trình làm việc

1. Gầu;
2. Cáp giữ gầu không xoay;
3. Cân;
4. Ròng rọc đổi hướng cáp;
5. Đôi trọng của cáp giữ gầu;
6. Cáp đóng mở gầu;
7. Cáp nâng gầu;
8. Cơ cầu đóng mở gầu;
9. Cơ cầu nâng hạ gầu;
10. Đầu (đám) trên;
11. Thanh kéo;
12. Ròng rọc;
13. Đầu (đám) dưới (đôi trọng).

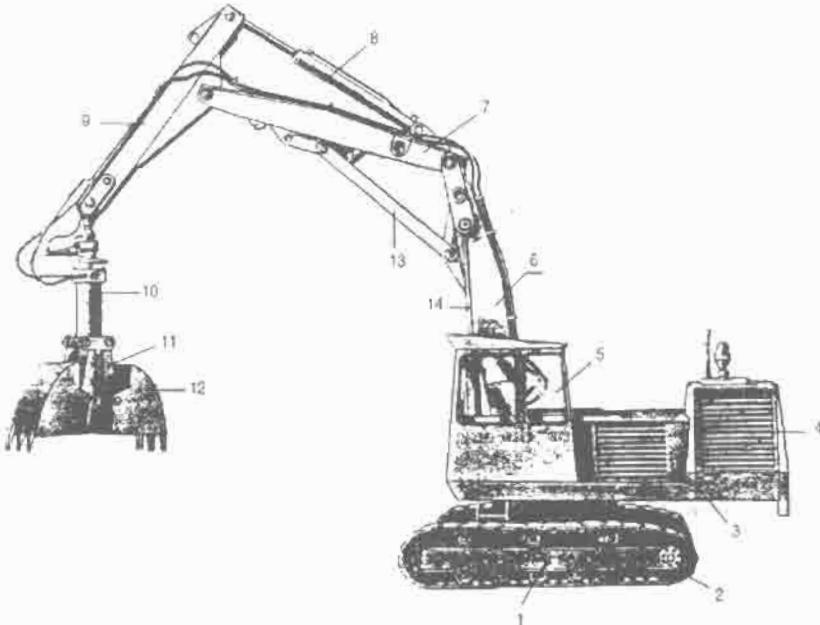
Đặc điểm của loại máy này: Có tầm với hoạt động lớn, chiều sâu (chiều cao) đào lớn. Làm việc theo chu kỳ.

Nguyên lý làm việc như sau:

Đưa máy đến vị trí làm việc, thả gầu cả hai cáp 6 và 7 đều chùng. Miệng gầu mở. Do trọng lượng bản thân rơi và cầm lưỡi gầu vào đất (vật liệu) (Pha I). Để chùng cáp 7, kéo căng cáp 6, hai nửa gầu đóng lại và tiến hành xúc đất (vật liệu) vào gầu (Pha II). Khi gầu đã đầy và được đóng kín thì kéo cả hai cáp 6 và 7 căng, nâng gầu (Pha III) quay máy về vị trí cần xả đất. Đất có thể xả thành đồng hoặc trực tiếp vào thiết bị vận chuyển. Khi xả đất, thả chùng cáp 6 và căng cáp 7 (Pha IV). Xả đất xong quay máy về vị trí làm việc tiếp theo. Khi quay máy có thể kết hợp hạ gầu để tiết kiệm thời gian một chu kỳ làm việc.

2. Máy xúc gầu ngoặt thủy lực

So với máy xúc gầu ngoặt dẫn động cơ khí (đóng mở gầu bằng cáp) thì loại máy này nhỏ gọn hơn, điều khiển dễ dàng hơn, đặc biệt lực cắt đất rất lớn (hình 2.I.19). Thể hiện kết cấu chung của máy xúc gầu ngoặt.



Hình 2.I.19. Sơ đồ cấu tạo chung máy xúc gầu ngoạm dẫn động thủy lực

- 1. Cơ cấu di chuyển xích; 2. Cơ cấu quay; 3. Bàn quay; 4. Động cơ; 5. Buồng điều khiển (cabin);
 6. Cần chính; 7. Đoạn cần nối thêm; 8. Xì lanh co duỗi tay cần; 9. Tay cần; 10. Trục và xì lanh đóng
 của gầu; 11. Thanh liên kết; 12. Gầu; 13. Thanh liên kết giữa 2 đoạn cần; 14. Xì lanh nâng hạ cần.

Nguyên lý làm việc:

Máy làm việc theo chu kỳ có thể xúc đất từ cấp I ÷ IV.

Máy di chuyển đến vị trí làm việc, hạ gầu xúc cho tiếp xúc với nền đất (khi gầu đã mở). Răng gầu cắm sâu vào đất hay đống vật liệu. Gầu được đóng lại tiến hành xúc đất và tích đất vào gầu (có thể điều chỉnh xì lanh 14 trong quá trình xúc đất và tích đất vào gầu). Nâng gầu và quay máy về vị trí xả đất. Đất có thể xả thành đống hoặc vào thiết bị vận chuyển. Khi xả đất điều khiển xì lanh 10. Quay máy về vị trí làm việc tiếp theo. Có thể vừa quay máy vừa hạ gầu xúc để tiết kiệm thời gian một chu kỳ làm việc.

§6. MÁY XÚC LẬT

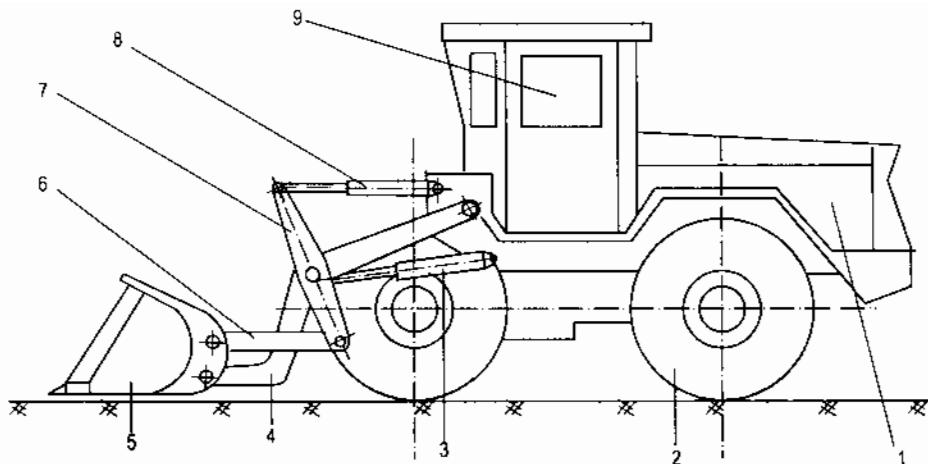
Máy xúc lật thường dùng xúc đất, cát và vật liệu rời. Ngoài ra có thể dùng để gom vật liệu giống như máy úi.

Máy làm việc ở nơi cao hơn mặt bằng đứng của máy.

Sơ đồ cấu tạo chung của máy thể hiện ở hình 2.I.20.

Nguyên lý làm việc:

Máy làm việc theo chu kỳ, đất (vật liệu) xả qua miệng gầu. Đưa máy về vị trí làm việc, hạ gầu tiếp xúc với nền đất (vật liệu). Dùng xì lanh 8 điều khiển tay cần và gầu ở vị trí phù hợp với đối tượng làm việc. Cho máy di chuyển với vận tốc xúc đất. Gầu tiến hành xúc đất (vật liệu) vào gầu.



Hình 2.I.20. Sơ đồ cấu tạo chung máy xúc lật thủy lực

1. Động cơ;
2. Cơ cấu di chuyển;
3. Xi lanh nâng hạ gầu xúc;
4. Cầu;
5. Gầu xúc;
6. Thanh liên kết giữa gầu xúc và tay cần;
7. Tay cần;
8. Xi lanh điều khiển tay cần;
9. Buồng điều khiển (ca bin).

Gân cuối quá trình xúc, dùng xi lanh 8 điều khiển tay cần và gầu sao cho khi nâng gầu lên thì đất (vật liệu) không bị rơi ra ngoài. Nâng gầu (nâng cầu) nhờ xi lanh 3. Đưa máy về vị trí xả đất (vật liệu) bằng cách tiến hoặc lùi máy. Loại máy xúc lật này không có cơ cấu quay. Đất (vật liệu) xả thành đống hoặc xả trực tiếp vào thiết bị vận chuyển.

Chương II

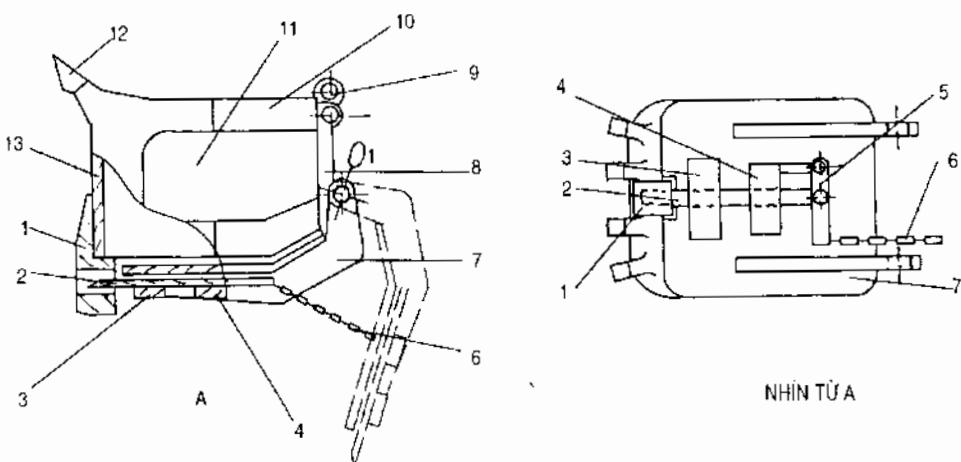
CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU

§1. GẦU XÚC

1. Gầu thuận

a) Gầu thuận dẫn động bằng cơ khí

Cấu tạo của gầu được mô tả ở hình 2.II.1. Theo nguyên lý làm việc của loại máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí ở chương I phần 2, đất được xả ra qua đáy gầu. Vì vậy, đáy gầu được liên kết với thành sau bằng khớp trụ O_1 và chốt 2 ăn vào mấu giữ chốt 1.



Hình 2.II.1. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy xúc: gầu thuận dẫn động cơ khí

1. Mấu giữ chốt;
2. Chốt;
- 3, 4. Thanh dẫn hướng chốt;
5. Tay đòn điều khiển chốt;
6. Xích mó chốt;
7. Đáy gầu;
8. Thành sau;
9. Tai gầu liên kết với tay cần;
10. Đai miệng gầu;
11. Thành bên;
12. Răng gầu;
13. Thành trước.

Đáy gầu được mở ra nhờ xích 6 kéo chốt 2 trượt khỏi mấu 1, đất trong gầu được xả ra. Đáy gầu được đóng lại nhờ trọng lượng bán thân đáy gầu 7 khi nó dao động như một con lắc quanh trục O_1 và nhờ độ vát hợp lý của chốt 2 nên khi đáy gầu dao động thì chốt 2 bập vào mấu 1.

Răng gầu 12 được chế tạo riêng bằng vật liệu chống mòn ma sát sau đó được liên kết với đai miệng gầu 10 bằng bu lông.

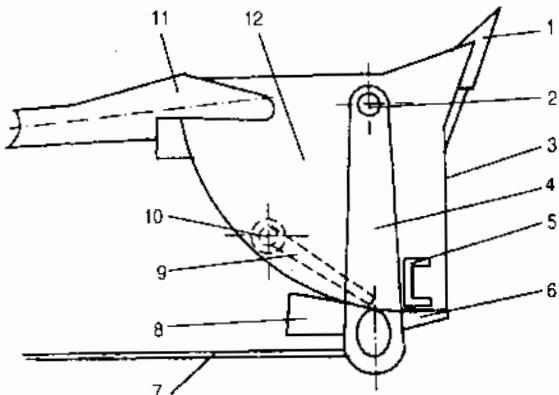
Với kết cấu đáy gầu và cách đóng mở của nó, cho phép đất xả ra sạch, nhanh (kể cả loại đất bết dính). Nhưng với gầu xúc có dung tích lớn thì sẽ gây ra một xung lực lớn khi xả đất trực tiếp lên thiết bị vận chuyển.

Để khắc phục nhược điểm trên, người ta đã đưa ra một kết cấu như hình 2.II.2.

Với kết cấu này, cho phép xả đất êm dịu, nhanh. Nhưng không xả sạch bằng gầu có kết cấu ở hình 2.II.1.

Hình 2.II.2. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí có dây mở hai cấp

1. Răng gầu; 2. Khớp quay; 3. Thành trước; 4. Thanh treo; 5. Vật chặn; 6. Đáy gầu chính; 7. Dây cáp mở đáy gầu; 8. Phần đỡ đáy gầu; 9. Đáy gầu phụ; 10. Khớp quay đáy gầu phụ; 11. Tay cần; 12. Thành bên gầu.

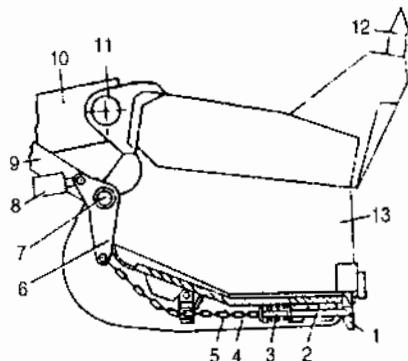


b) Gầu thuận của máy xúc một gầu dẫn động thủy lực

Kết cấu của gầu cơ bản giống như gầu của máy xúc dẫn động cơ khí. Chỉ có điều khác biệt: đóng mở đáy gầu nhờ một xi lanh - pit tông thủy lực.

Liên kết giữa gầu xúc với tay cần có hai kiểu:

Liên kết cố định (hình 2.II.3) giữa gầu và tay cần thông qua đòn gánh 9 và chốt 11. Mở đáy gầu nhờ xi lanh 8.



Hình 2.II.3. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

1. Mấu giữ chốt; 2. Chốt; 3. Cân đẩy chốt;
4. Đáy gầu; 5. Xích; 6. Tay dòn; 7. Chốt liên kết giữa đáy gầu và gầu; 8. Xi lanh mở đáy gầu; 9. Đòn gánh; 10. Tay cần; 11. Chốt liên kết giữa gầu và tay cần; 12. Răng gầu; 13. Thành gầu.

Liên kết cố định (hình 2.II.4) giữa gầu và tay cần thông qua đòn gánh 6 và khớp 1. Đóng mở đáy gầu nhờ xi lanh 7. Loại này đất được xả ra nhanh, sạch và êm. Khi đóng đáy gầu có độ tin cậy cao.

Chương II

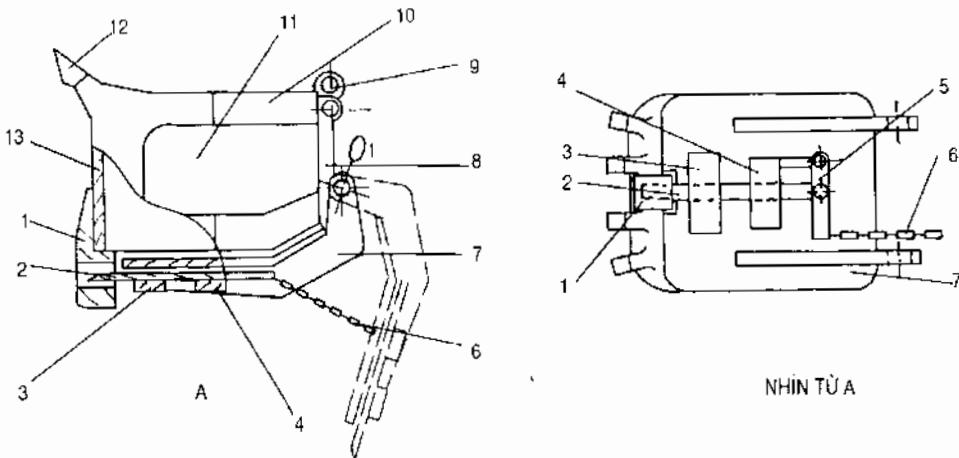
CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU

§1. GẦU XÚC

1. Gầu thuận

a) Gầu thuận dẫn động bằng cơ khí

Cấu tạo của gầu được mô tả ở hình 2.II.1. Theo nguyên lý làm việc của loại máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí ở chương I phần 2, đất được xả ra qua đáy gầu. Vì vậy, đáy gầu được liên kết với thành sau bằng khớp trục σ_1 và chốt 2 ăn vào mấu giữ chốt 1.



Hình 2.II.1. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí

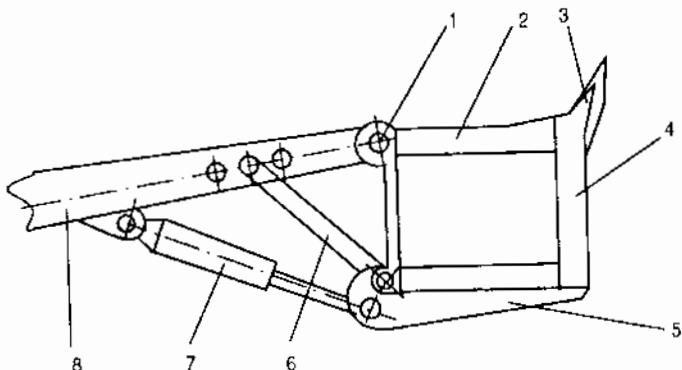
1. Mấu giữ chốt;
2. Chốt;
- 3, 4. Thanh dẫn hướng chốt;
5. Tay đòn điều khiển chốt;
6. Xích mòn chốt;
7. Đáy gầu;
8. Thành sau;
9. Tai gầu liên kết với tay cầm;
10. Đai miệng gầu;
11. Thành bên;
12. Răng gầu;
13. Thành trước.

Đáy gầu được mở ra nhờ xích 6 kéo chốt 2 trượt khỏi mấu 1, đất trong gầu được xả ra. Đáy gầu được đóng lại nhờ trọng lượng bán thân đáy gầu 7 khi nó dao động như một con lắc quanh trục σ_1 và nhờ độ vát hợp lý của chốt 2 nên khi đáy gầu dao động thì chốt 2 bập vào mấu 1.

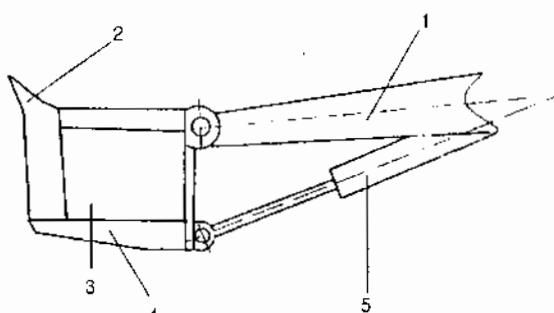
Răng gầu 12 được chế tạo riêng bằng vật liệu chống mòn ma sát sau đó được liên kết với đai miệng gầu 10 bằng bu lông.

Hình 2.II.4. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

1. Khớp liên kết giữa gầu và tay cần;
2. Đai miệng gầu;
3. Răng gầu;
4. Thành trước;
5. Đáy gầu;
6. Đòn gánh;
7. Xi lanh đóng mở đáy gầu;
8. Tay cần.



Loại gầu quay được: Sơ đồ kết cấu thể hiện ở hình 2.II.5. Loại này có ưu điểm: kết cấu đơn giản đất được xả ra từ từ, êm dịu. Nhưng, nó có nhược điểm xả không sạch bằng các phương án khác.



Hình 2.II.5. Gầu quay được

1. Tay cần;
2. Răng gầu;
3. Thành gầu;
4. Đáy gầu;
5. Xi lanh đóng mở đáy gầu.

Ngoài ra, về mặt kết cấu của xi lanh và pit tông để quay gầu khi xả đất phải có hành trình lớn.

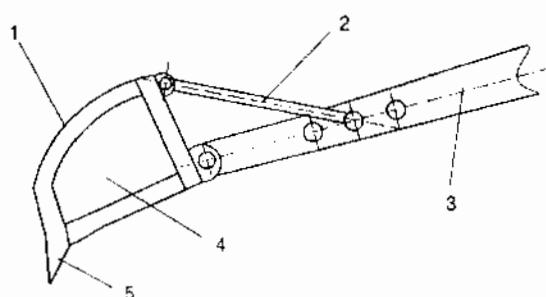
2. Gầu nghịch

a) Gầu nghịch của máy xúc dẫn động bằng cơ khí

Thông thường các máy xúc một gầu vạn năng thì gầu thuận có thể lắp lân khi cần máy xúc gầu nghịch. Kết cấu gầu thể hiện ở hình 2.II.6

Hình 2.II.6. Sơ đồ cấu tạo gầu nghịch của máy dẫn động cơ khí

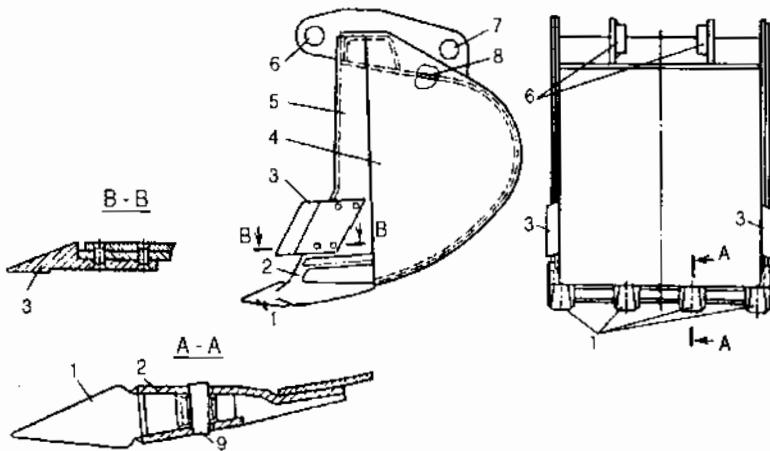
1. Đáy gầu;
4. Thành gầu;
2. Đòn gánh;
5. Răng gầu;
3. Tay cần.



b) Gầu nghịch của máy xúc dẫn động thủy lực

Cũng như máy xúc gầu thuận, nó có thể chế tạo bằng phương pháp hàn hoặc đúc. Nhưng đáy gầu được chế tạo liền với các thành gầu thành một khối. Như vậy, về kết cấu

đơn giản hơn gầu thuận. Số răng gầu lắp trên đai trước của gầu phụ thuộc vào chiều rộng của gầu và công dụng của máy (đối tượng làm việc của máy). Sơ đồ cấu tạo thể hiện ở hình 2.II.7.



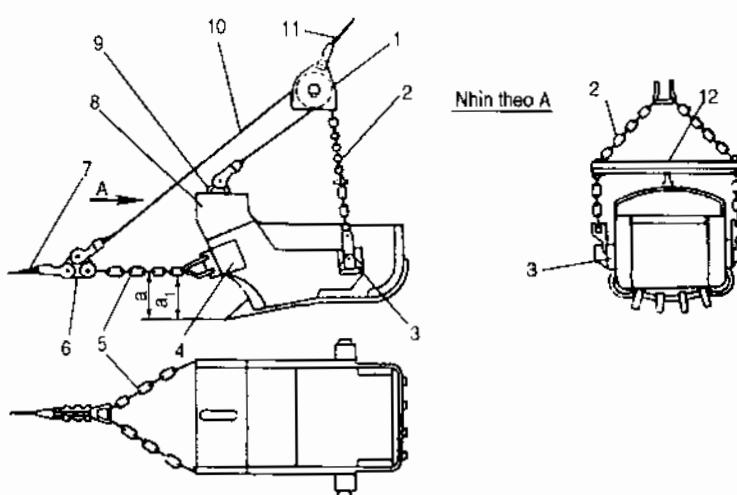
Hình 2.II.7. Sơ đồ cấu tạo gầu xúc của máy đào gầu nghịch dẫn động thủy lực

1. Răng gầu; 2. Đai trước; 3. Răng bên; 4. Thành bên gầu; 5. Đai miệng gầu; 6. Tai lắp với tay cần; 7. Tai lắp với tay đòn điều khiển quay gầu; 8. Thành sau; 9. Chốt răng gầu.

3. Gầu dây

Gầu dây có thể chế tạo bằng phương pháp đúc hoặc hàn, loại có răng gầu và loại không có răng gầu tùy thuộc vào đối tượng làm việc của máy. Số răng gầu bố trí phụ thuộc vào chiều rộng của gầu.

Sơ đồ cấu tạo của gầu được thể hiện ở hình 2.II.8



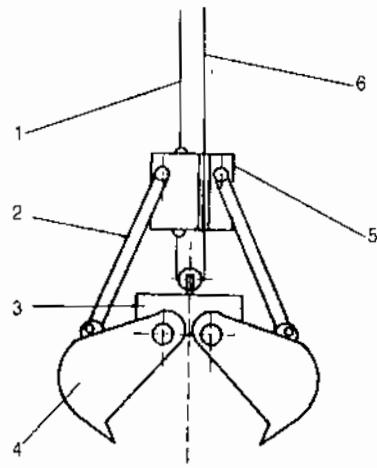
Hình 2.II.8. Sơ đồ cấu tạo gầu dây và cách treo gầu

1. Cụm pu ly cân bằng; 2. Xích treo gầu; 3. Tai liên kết giữa xích treo gầu và thành bên; 4. Tai liên kết giữa dai gầu và xích kéo gầu; 5. Xích kéo gầu; 6. Mối liên kết giữa xích kéo, cáp kéo gầu và cáp cân bằng; 7. Cáp kéo gầu; 8. Dai (vòm) gầu; 9. Tai liên kết giữa cáp cân bằng và dai gầu; 10. Cáp cân bằng; 11. Cáp nâng gầu; 12. Đòn gánh.

4. Gầu ngoạm

a) Gầu ngoạm của máy xúc dẫn động cáp

- Hình 2.II.9.** Sơ đồ cấu tạo gầu ngoạm dẫn động cáp
1. Dây cáp nâng gầu; 2. Thanh giằng;
3. Dầm dưới (đối trọng); 4. Má gầu;
5. Dầm trên; 6. Dây cáp đóng mở gầu.

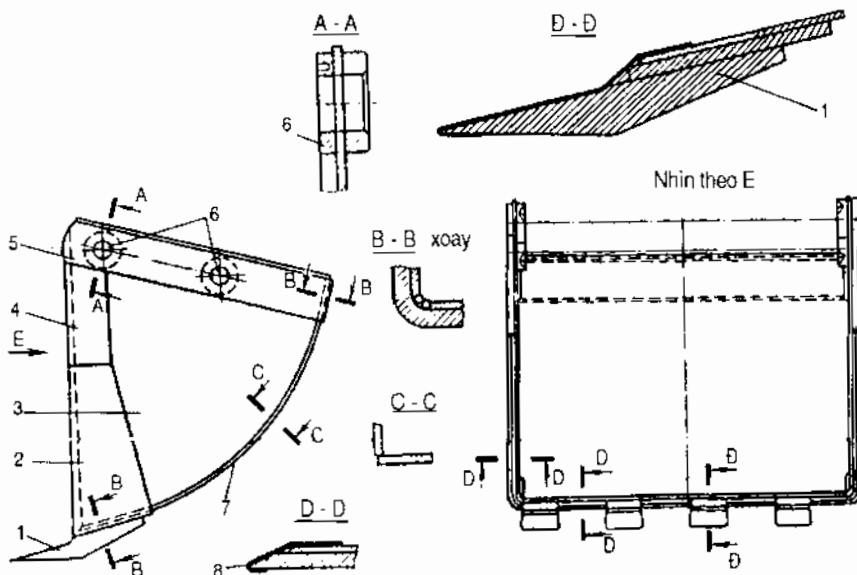


b) Gầu ngoạm của máy xúc dẫn động thủy lực

Thông thường loại gầu này được lắp với tay cần của máy xúc gầu nghịch. Nó có liên kết cứng qua các pittông và các cánh tay đòn. Do vậy, khi xúc đất có thể tạo lực cắt một cách chủ động và lớn hơn loại dẫn động cáp.

Gầu ngoạm được kết cấu thành hai má (hàm) đối xứng nhau. Mỗi một má có răng gầu bố trí lệch nhau để khi gầu đóng lại thì các răng sẽ cài răng lược. Số răng gầu phụ thuộc vào bề rộng của gầu. Sơ đồ cấu tạo má gầu ngoạm thể hiện hình 2.II.10.

Gầu ngoạm có thể chế tạo bằng phương pháp đúc hoặc hàn.



Hình 2.II.10. Sơ đồ cấu tạo của má gầu ngoạm dẫn động thủy lực

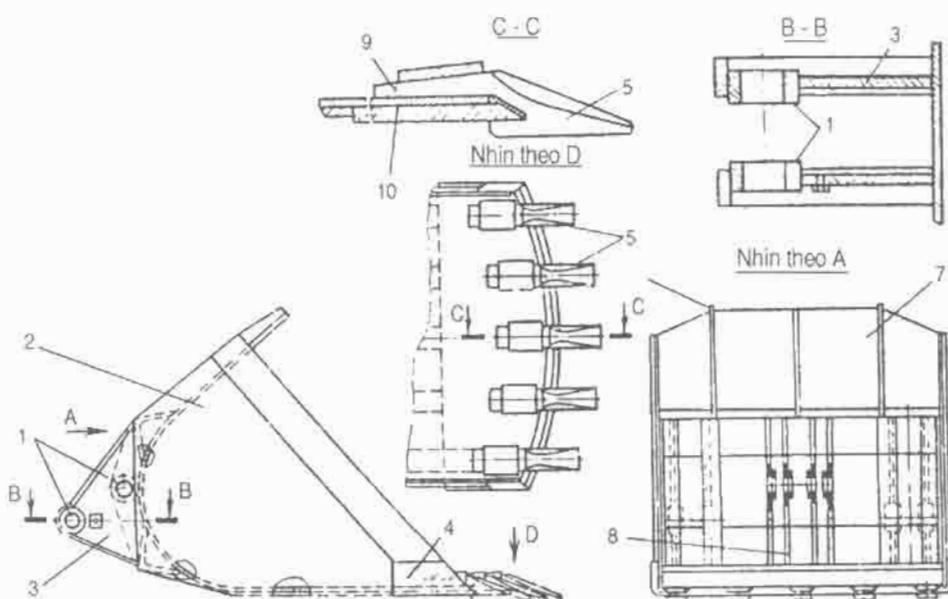
1. Răng gầu; 2, 4. Đai miệng gầu; 3. Thành gầu (bén);
5. Đai trên; 6. Tai liên kết; 7. Thành sau; 8. Lưỡi cắt.

5. Gầu lật (gầu bốc xếp)

Loại gầu lật của máy xúc dẫn động cơ khí như T157 của Liên Bang Nga nay ít dùng chủ yếu là loại gầu của máy xúc dẫn động thủy lực, vì có kết cấu nhỏ gọn, thao tác dễ dàng, êm. Chủ yếu dùng để bốc xếp vật liệu rời hoặc xúc đất như máy xúc gầu thuận nhưng dung tích gầu thường lớn hơn từ 1,5 - 2 lần so với máy xúc gầu thuận.

Gầu lật (bốc xếp) thường được chế tạo bằng phương pháp hàn, hai thành bên thẳng thành sau có dạng cong, đáy phẳng, phía trước có dai để lắp răng gầu. Số răng gầu cũng phụ thuộc vào chiều rộng của gầu. Để giữ cho răng gầu không bị tuột ra khỏi dai trước người ta sử dụng chốt cài. Để tạo độ cứng vững của gầu sử dụng các gân chịu lực ở phía sau và phía trên của thành sau.

Sơ đồ cấu tạo gầu lật (bốc xếp) được thể hiện ở hình 2.II.11.



Hình 2.II.11. Sơ đồ cấu tạo gầu lật (bốc xếp) của máy xúc dẫn động thủy lực

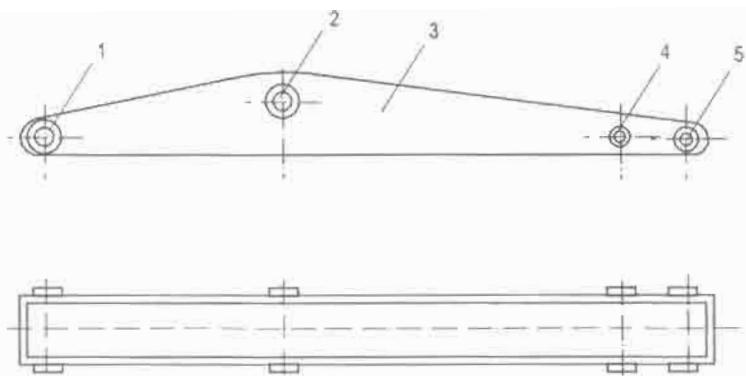
1. Tai gầu để liên kết với hì tay cần; 2. Thành bên; 3. Gân chịu lực của tai gầu;
4. Dai gầu; 5. Răng gầu; 6. Gân chịu lực phía trên; 7. Thành sau;
8. Gân chịu lực phía sau gầu; 9. Chốt; 10. Đáy gầu.

§2. TAY CẦN

1. Tay cần (tay đẩy) của máy xúc gầu thuận

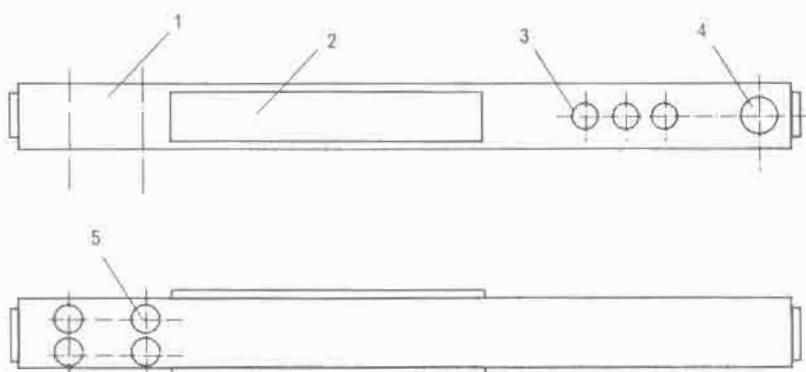
a) Tay cần của máy xúc gầu thuận không có cơ cấu đẩy dẫn động cơ khí

Nhiệm vụ của tay cần là liên kết giữa gầu xúc với cần. Đối với loại không có cơ cấu đẩy, có dung tích gầu bé $q \leq 0,5 \text{ m}^3$ có kết cấu đơn giản. Thường có kết cấu hình hộp và chế tạo bằng phương pháp hàn. Một đầu liên kết với cần bằng khớp trục, còn đầu kia liên kết với gầu xúc thông qua tai gầu và đòn gánh. Sơ đồ kết cấu được mô tả ở hình 2.II.12.



Hình 2.II.12. Sơ đồ cấu tạo của tay cẩn máy xúc gầu thuận không có cơ cầu đẩy

1. Lỗ liên kết với cần;
2. Lỗ liên kết với cần khi lắp thiết bị gầu nghịch;
3. Tay cẩn;
4. Lỗ liên kết với dòn gánh;
5. Lỗ liên kết với tai gầu.



Hình 2.II.13. Sơ đồ cấu tạo tay đẩy của máy xúc một gầu có cơ cầu đẩy (bằng cáp)

1. Tay đẩy;
2. Phần di chuyển trượt trong ổ yên;
3. Lỗ liên kết với dòn gánh;
4. Lỗ liên kết với tay cẩn;
5. Lỗ liên kết với pu li cáp của cơ cầu đẩy.

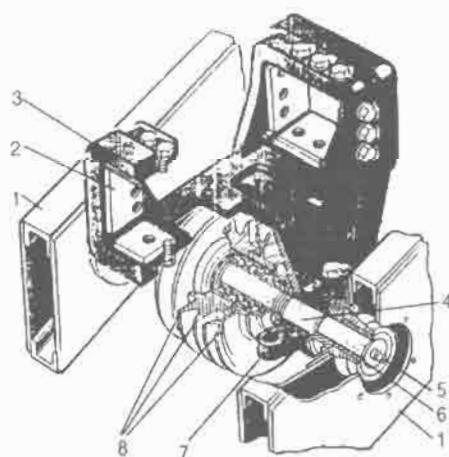
Kết cấu tay cẩn của máy xúc có cơ cầu đẩy phức tạp hơn. Có thể một đàm hoặc hai đàm hình hộp. Tiết diện của đàm không thay đổi dọc theo chiều dài. Liên kết với cần thông qua ổ yên để dẫn hướng cho cần tiến hoặc lùi khi cơ cầu đẩy làm việc. Kết cấu của tay cẩn được mô tả ở hình 2.II.13.

Cấu tạo của ổ yên được mô tả ở
hình 2.II.14.

Hình 2.II.14. Sơ đồ cấu tạo ổ yên

của máy xúc gầu thuận có
cơ cầu đẩy dẫn động bằng cáp

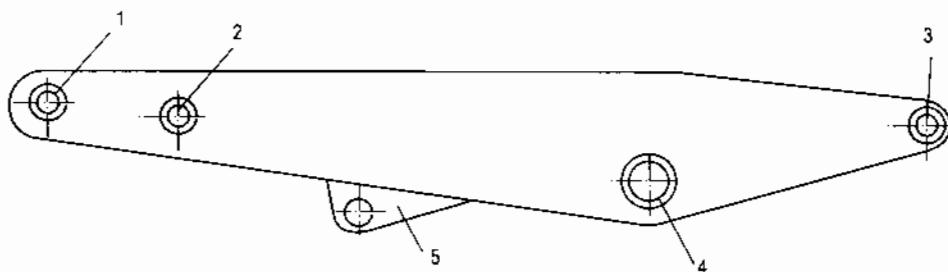
1. Cần;
2. Bạc trượt;
3. Yên ngựa;
4. Trục;
5. Vú mõ;
6. Bạc trượt;
7. Ổ kẹp;
8. Pu li cáp của cơ cầu đẩy.



Trong quá trình làm việc của cơ cấu đẩy thì tay đẩy tiến hoặc lùi trượt trong bậc trượt 2. Vì vậy, đoạn tay đẩy này được gia công cơ khí để đảm bảo độ nhẵn (độ bóng) cần thiết. Khi tay đẩy sẽ quay sẽ quay quanh trục 4.

b) Tay đẩy (tay cần) của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

Thông thường có kết cấu hàn hình hộp, có thể lắp lắn khi thay thế các dạng gầu xúc khác nhau hoặc chỉ dùng riêng cho từng loại. Sơ đồ cấu tạo thể hiện ở hình 2.II.15. Đây chỉ là một kiểu dáng cho máy xúc loại nhỏ và vừa.



Hình 2.II.15. Sơ đồ cấu tạo của tay đẩy (tay cần) gầu thuận dẫn động thủy lực

1. Lỗ lắp với tai gầu xúc;
2. Lỗ lắp với đòn gánh;
3. Lỗ lắp pittông co duỗi tay cần;
4. Lỗ lắp với cần;
5. Tai lắp xi lanh đóng mở đáy.

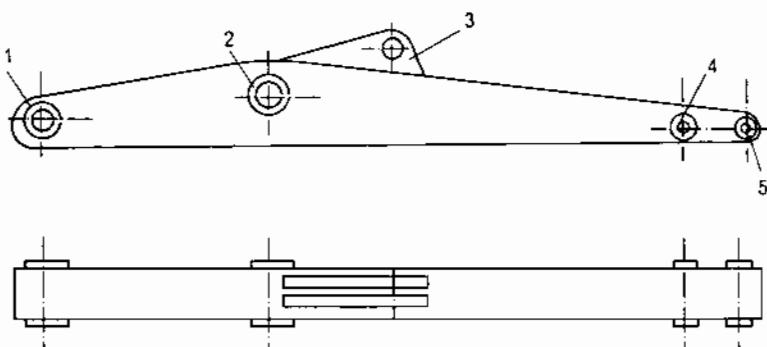
2. Tay cần của máy xúc gầu nghịch

a) Tay cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí

Sơ đồ cấu tạo giống tay đẩy của máy xúc gầu thuận không có cơ cấu đẩy dẫn động cơ khí hình 2.II.12 được sử dụng cho những loại máy cỡ nhỏ. Loại vừa và lớn có kết cấu tương tự nhưng kích thước lớn hơn.

b) Tay cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực

Kết cấu cơ bản giống tay cần gầu thuận, cũng là kết cấu hàn hình hộp.

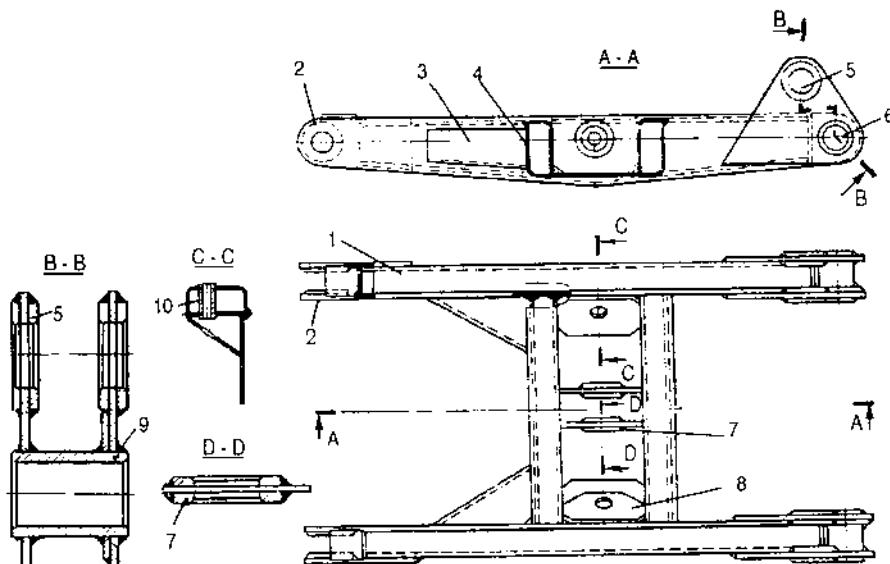


Hình 2.II.16. Sơ đồ cấu tạo tay cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực

1. Lỗ lắp pittông co duỗi tay cần;
2. Lỗ lắp với cần;
3. Tai lắp xi lanh điều khiển gầu xúc;
4. Lỗ lắp tay đòn điều khiển gầu xúc;
5. Lỗ lắp với tai gầu xúc.

3. Tay cầm (tay xúc) của máy xúc gầu lật (bốc xếp) dẫn động thủy lực

Thường có kết cấu hàn, có hai đầm và được liên kết với nhau bằng các thanh giằng ngang. Đầm có kết cấu hình hộp. Sơ đồ cấu tạo được thể hiện ở hình 2.II.17.



Hình 2.II.17. Sơ đồ cấu tạo của tay cầm (tay xúc) của máy xúc lật dẫn động thủy lực

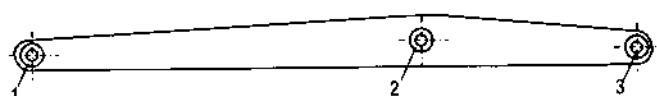
1. Đầm của tay cầm; 2. Lô liên kết với giá treo gầu; 3. Tấm gia cường; 4. Thanh giằng ngang;
5. Lô liên kết với pít-tông; 6. Lô liên kết với cần; 7. Tai liên kết với pít-tông co duỗi tay cầm;
8. Tấm gia cường; 9. Bạc trượt; 10. Ống.

§3. CẦN

1. Cần của máy xúc gầu thuận

a) Cần của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí

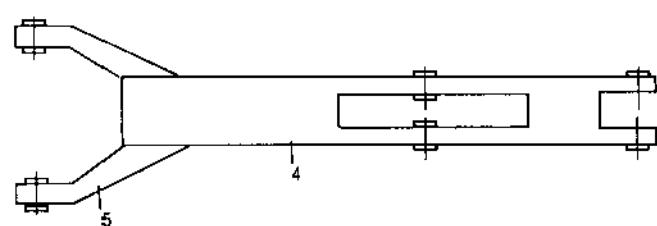
Cần được kết cấu bằng phương pháp hàn có dạng hình hộp. Chân cần nối khớp trụ với bàn quay. Độ rộng của chân phải đủ lớn để đảm bảo độ ổn định ngang khi thiết bị chịu mô-men xoắn và uốn. Phía đầu cần có lỗ để lắp trực của cụm pu li. Kết cấu của cần có dạng như hình vẽ 2.II.19.



Hình 2.II.18. Sơ đồ cấu tạo cần của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí

(Loại không có cơ cấu đẩy)

1. Lỗ chân cần lắp với bàn quay;
2. Lỗ lắp tay cần; 3. Lỗ lắp trực cụm pu li; 4. Thân cần; 5. Chân cần.

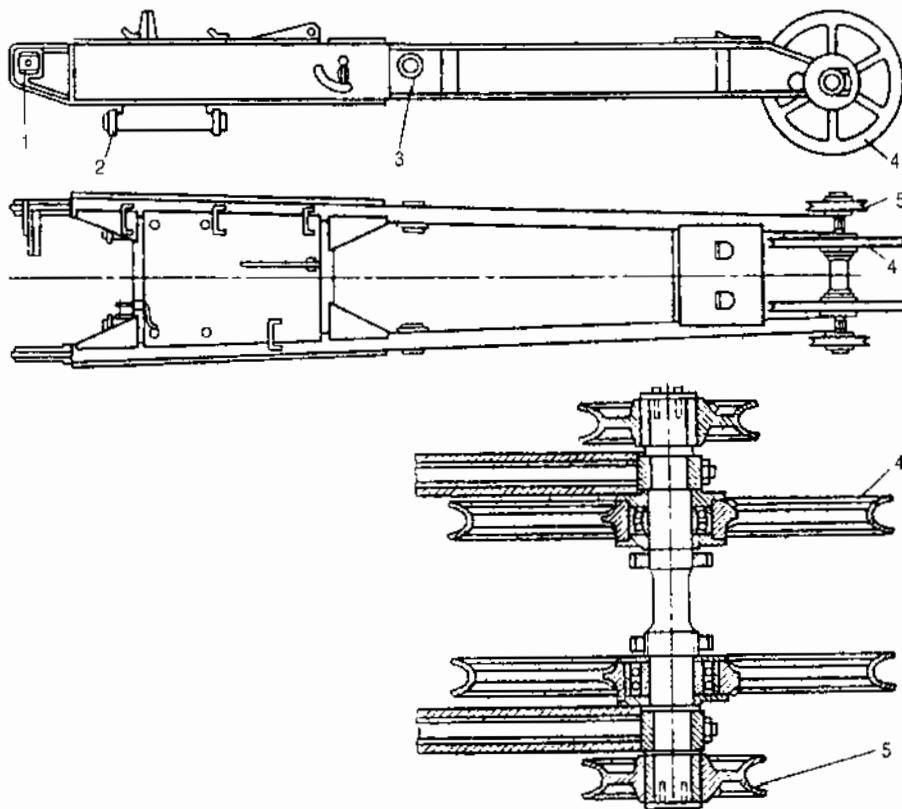


Đối với cần của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí có cơ cấu đẩy thì lỗ 2 dùng để lắp trực của ô yên. Còn các kết cấu khác tương tự.

Sơ đồ kết cấu thể hiện ở hình 2.II.20.

b) Cân của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

Cơ bản kết cấu cân giống như loại dẫn động cơ khí. Lỗ đầu cần dùng để lắp tay cần và trên cần có bố trí các tai để lắp xi lanh thủy lực.



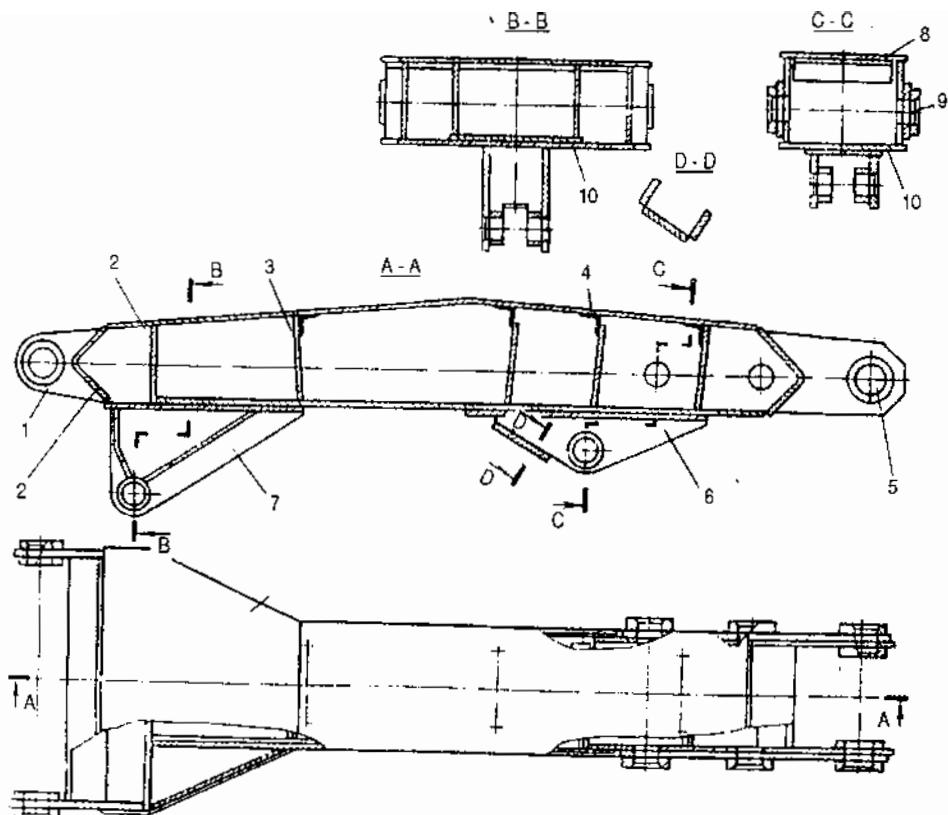
Hình 2.II.19. Sơ đồ cấu tạo của cần máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí, có cơ cấu đẩy máy xúc E-652B (Э-652Б) do Liên Bang Nga sản xuất
1. Lỗ chân cần để lắp với bàn quay; 2. Bộ phận giảm chấn; 3. Lỗ để lắp trực ô yên ngựa; 4. Ròng rọc và cáp nâng hạ gầu; 5. Ròng rọc vát cáp nâng hạ cần.

c) Cân của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

Kết cấu của cần cơ bản giống như loại dẫn động cơ khí. Chỉ có khác: Lỗ đầu cần dùng để lắp cần, trên cần có bố trí các tai để lắp xi lanh thủy lực.

Kết cấu của cần được thể hiện ở hình 2.II.20.

Trên đây là một dạng kết cấu cần của máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực EO-4121A (ЭО-4121А) của Liên Bang Nga sản xuất.



Hình 2.II.20. Sơ đồ cấu tạo của cần máy xúc gầu thuận dẫn động thuỷ lực

1. Chân cần; 2. 3. Các tâm gân gia cường; 4. Thép góc; 5. Tai liên kết với tay cần;
6. Tai dự phòng khi lắp thêm cần phụ (kéo dài); 7. Tai lắp xi lanh co duôi tay cần;
8. Tâm gia cường; 9. Lỗ để lắp pít tông nâng hạ cần; 10. Tấm thành của cần kiểu hộp.

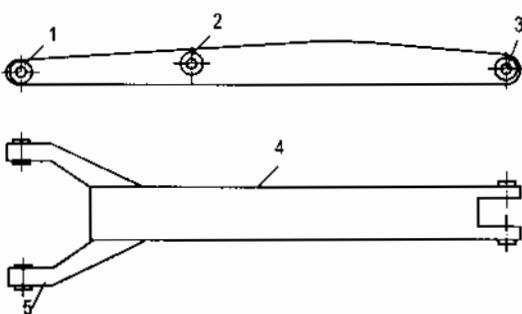
2. Cần của máy xúc gầu nghịch

a) Cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí

Kết cấu của cần kiểu hộp chế tạo bằng phương pháp hàn. Sơ đồ kết cấu như hình 2.II.22. Các chi tiết 1, 3, 4, 5 có các chức năng như cần của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí, riêng lỗ 2 thay đổi vị trí và dừng để lắp pu li đổi hướng cáp kéo gầu.

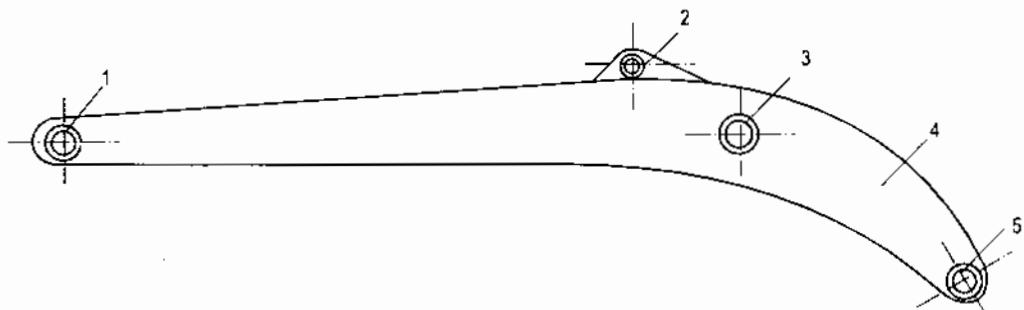
Hình 2.II.21. Sơ đồ cấu tạo cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí

1. Lỗ lắp chốt với bàn quay;
2. Lỗ lắp pu li đổi hướng cáp kéo gầu;
3. Lỗ để lắp trực cụm pu li đầu cần;
4. Thân cần; 5. Chân cần.



b) Cân của máy xúc gầu nghịch dân động thủy lực

Cân kết cấu hình hộp, được chế tạo bằng phương pháp hàn. Ngoài các lỗ để lắp với cân, lỗ chân cân lắp khớp trực với bàn quay.



Hình 2.II.22. Sơ đồ cân của máy xúc gầu nghịch dân động thủy lực

1. Lỗ để lắp tay cân;
2. Tai để lắp xi lanh co duỗi tay cân;
3. Lỗ để lắp pít tông nâng hạ cân;
4. Cân;
5. Lỗ chân cân để lắp khớp trụ với bàn quay.

Ngoài ra còn có các lỗ và tai để lắp xi lanh và pít tông thủy lực. Cân có hình dáng hơi cong, mục đích để hạ thấp đầu cân, để tăng chiều sâu đào.

Những thiết bị làm việc của máy xúc một gầu đã giới thiệu thường dùng cho các loại máy cỡ nhỏ và vừa. Loại máy lớn sẽ có kết cấu phù hợp với tính chất chịu lực và tính năng của máy.

Riêng cân của máy xúc gầu ngoặt, gầu lật (bốc xếp) có kết cấu tương tự như cân của máy xúc gầu thuận dân động thủy lực.

Cân của máy xúc gầu dây (quăng) có kết cấu và hình dáng tương tự như cân trực kiểu cân.

Chương III

TÍNH TOÁN CHUNG MÁY XÚC MỘT GẦU

§1. NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

1. Nhiệm vụ tính toán chung

Xuất phát từ yêu cầu hay nhiệm vụ thiết kế, các yêu cầu này có thể xuất phát từ hướng nghiên cứu thiết kế chiến lược phát triển của một ngành, một quốc gia hay của thế giới trong lĩnh vực máy xúc một gầu. Hoặc có thể do yêu cầu thực tế của một đơn vị khai thác sử dụng cho một đối tượng làm việc cụ thể. Trên cơ sở đó, người thiết kế đề ra, phân tích phương án để tìm ra một phương án hợp lý nhất, tối ưu nhất.

Nghĩa là người thiết kế phải đưa ra được một mô hình của máy mà mình sẽ thiết kế: Loại máy, kích cỡ máy, dung tích gầu, loại dân động,... Kích thước của bộ phận công tác, tốc độ của các cơ cấu chính, công suất máy,...

2. Xác định sơ bộ các thông số chủ yếu của máy xúc một gầu

Chúng ta có thể lựa chọn sơ bộ các thông số và kích thước ban đầu của máy thiết kế, dựa vào luật đồng dạng sau:

$$\frac{A_1^3}{A_2^3} \approx \frac{G_1}{G_2} \approx \frac{N_1}{N_2} \approx \frac{q_1}{q_2} \approx \frac{t_1^3}{t_2^3} \approx \frac{v_1^3}{v_2^3} \quad (2.III.1)$$

Trong đó: chỉ số 1 và 2 - Ký hiệu máy cũ và máy mới;

A - Thông số các kích thước;

G - Thông số về trọng lượng;

N - Thông số về công suất;

q - Thông số về dung tích gầu;

t - Thông số về thời gian chu kỳ làm việc của máy;

v - Thông số về tốc độ.

Trên cơ sở luật đồng dạng người ta đã thành lập một số công thức kinh nghiệm để tính gần đúng các thông số cần thiết.

Ví dụ:

+ Kích thước của máy, bộ phận công tác, bộ phận di chuyển có mối quan hệ với trọng lượng của máy theo công thức sau:

$$A = k_A \cdot \sqrt[3]{G} \quad [m] \quad (2.III.2)$$

Trong đó: k_A - Hệ số kích thước;

G - Trọng lượng của máy [tấn].

+ Thời gian một chu kỳ làm việc, giá trị của nó phụ thuộc vào trọng lượng của máy G , bán kính xúc đất R_d theo công thức sau:

$$t_{ck} = b + \sqrt{G} + A_1 \quad [s] \quad (2.III.3)$$

Hoặc:

$$t_{ck} = \sqrt[3]{(R_d - B)} \quad [s] \quad (2.III.4)$$

Trong đó: G - Trọng lượng của máy [tấn];

R_d - Bán kính xúc đất [m].

Các hệ số: a , b , A_1 , B đối với máy xúc xây dựng có thể lấy theo các trị số sau:

$$a = 1; b = 1,58; A_1 = 10; B = 6,8$$

Theo kinh nghiệm thiết kế, đối với máy xúc xây dựng có công suất nhỏ, dung tích gầu $q = 0,28 - 0,4 m^3$ và $G = 9 - 11$ tấn thì thời gian một chu kỳ làm việc tối ưu: $t_{ck} = 14 - 15$ giây.

Bảng 2.III.1. Bảng phân bố trọng lượng của các bộ phận chính trong máy
(Tính theo % so với trọng lượng làm việc của máy)

Tên các bộ phận chính	Tỷ lệ %
Bộ phận công tác của máy xúc gầu thuận:	16 - 20
Gầu và đòn gánh	3,5 - 4,5
Tay cần	3,0 - 4,0
Cần	7,0 - 8,0
Xi lanh điều khiển gầu	0,3 - 0,5
Xi lanh co duỗi tay cần	0,8 - 1,0
Xi lanh nâng hạ cần	1,2 - 1,5
Bàn quay và các cơ cấu:	36 - 39
Động cơ và khung máy	6,0 - 7,0
Thiết bị thủy lực và thiết bị phụ	6,0 - 10,0
Cơ cấu quay	1,0 - 3,0
Bàn quay	10,0 - 16,0
Bộ phận điều khiển	0,5 - 1,0
Vỏ máy	2,0 - 2,5
Đối trọng	0..... 1,0

Bảng 2.III.1. (tiếp theo)

Tên các bộ phận chính	Tỷ lệ %
Phần di chuyển:	38 - 42
Vòng ổ quay	1,0 - 1,8
Khung dưới và vòng bánh răng	7,0 - 10,0
Ngõng trực trung tâm	0,6 - 0,8
Cơ cấu di chuyển	3,0 - 5,0
Khung xích	6,5 - 7,0
Bánh chủ động, bánh bị động và bánh tì	5,0 - 10,0
Dải xích	8,0 - 10,0

Bảng 2.III.2. Mối quan hệ giữa các thông số chủ yếu của máy xúc thủy lực xây dựng với trọng lượng G(kN) và dung tích gầu (m^3)

Thông số và các hệ số	Máy xúc cỡ nhỏ	Máy xúc cỡ vừa và nhỏ
Trọng lượng máy xúc G (kN)	15 - 350	400 - 1300
Dung tích gầu xúc tiêu chuẩn q(m^3)	0,1 - 1,75	2,0 - 5,0
Trọng lượng riêng G/q (kN/ m^3):		
Điều kiện làm việc nhẹ	130 - 180	180 - 220
Điều kiện làm việc nặng	150 - 200	200 - 250
Hệ số kích thước máy xúc k_{A1} :		
Chiều cao buồng máy	1,25 - 0,85	0,93 - 0,88
Bán kính thành sau vỏ máy	0,95 - 0,90	1,05 - 1,10
Chiều cao khớp chân cần	0,70 - 0,65	0,65 - 0,60
Hệ số kích thước bộ phận công tác k_{A2} của máy xúc gầu thuận và gầu dây:		
Chiều dài cần (gầu thuận)	2,1 - 1,8	2,0 - 1,7
Chiều dài tay cần	1,6 - 1,5	1,5 - 1,4
Chiều cao đổ đất	1,6 - 1,5	1,5 - 1,35
Chiều cao xúc	2,15 - 2,05	2,05 - 1,95
Bán kính đổ đất	2,35 - 2,25	2,25 - 2,20
Bán kính xúc	2,65 - 2,52	2,50 - 2,40
Chiều dài cần (gầu dây)	4,5 - 4,6	4,50 - 4,70
Thông số về lực và tốc độ:		
Máy xúc gầu thuận, nghịch:		
Tốc độ nâng gầu (m/s)	0,35 - 0,50	0,40 - 0,65
Lực nâng đơn vị (kN/ m^3)	180 - 200	150 - 180

Bảng 2.III.2. (tiếp theo)

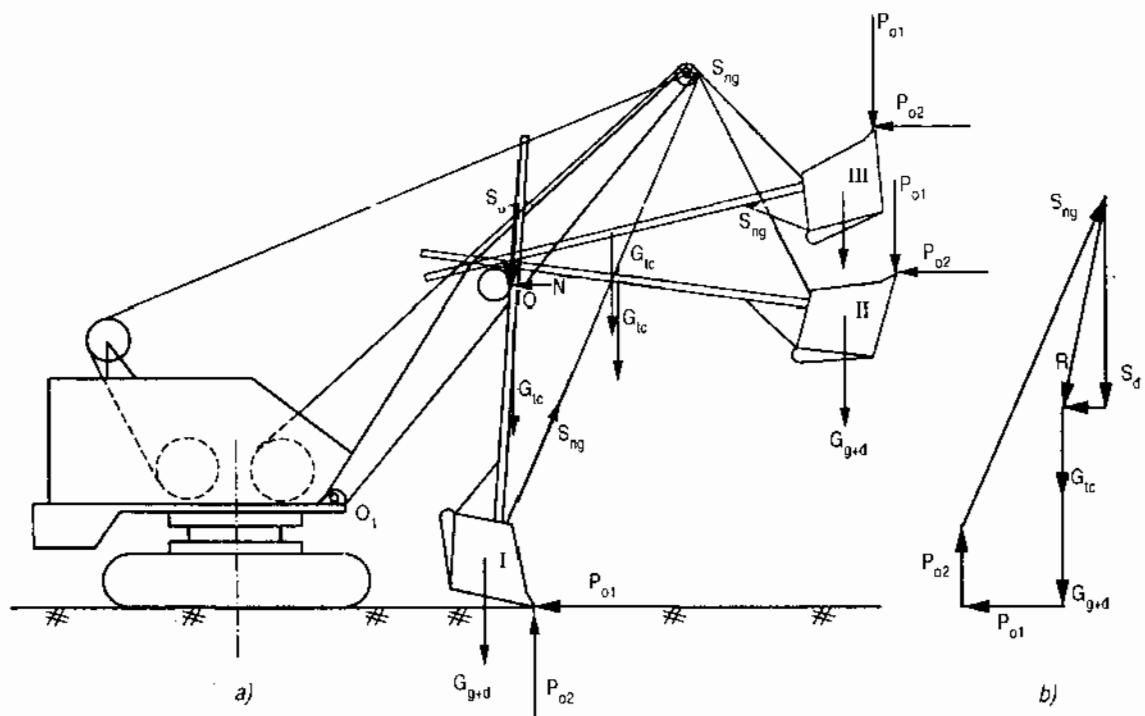
Thông số và các hệ số	Máy xúc cỡ nhỏ	Máy xúc cỡ vừa và nhỏ
Máy xúc gầu dây:		
Tốc độ kéo gầu (m/s)	0,70 - 0,90	0,90 - 1,20
Tốc độ nâng gầu (m/s)	1,0 - 1,6	1,6 - 2,0
Lực nâng đơn vị (kN/m^3)	100 - 140	65 - 100
Tốc độ di chuyển (km/h):		
Bánh xích	1,5 - 4,0	1,3 - 1,6
Bánh lốp	15 - 20	
Áp lực đè trên nền đất (MPa)	0,03 - 0,09	0,095 - 0,13

§2. TÍNH TOÁN CÁC CƠ CẤU CHÍNH CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU

1. Tính toán các cơ cấu của thiết bị làm việc của máy xúc một gầu dẫn động cơ khí

a) Máy xúc gầu thuận

Tính toán cơ cấu nâng gầu tại vị trí kết thúc quá trình xúc đất, răng gầu ngang với khớp giữa tay cần và cần (vị trí II hình 2.III.1a).



Hình 2.III.1. Sơ đồ tính cơ cấu nâng và đẩy gầu
của máy xúc gầu thuận dẫn động cáp có cơ cấu đẩy
a) Sơ đồ tính lực nâng gầu; b) Sơ đồ đa giác lực tại vị trí I để tính lực đẩy gầu.

Tại vị trí II (hình 2.III.1a) lực cản cắt tiếp tuyến P_{0I} có giá trị lớn nhất và được tính:

$$P_{0I} = K_t \cdot b \cdot C_{max}, \text{ N} \quad (2.III.5)$$

Trong đó: K_t - Hệ số cản cắt riêng (N/cm^2);

b - Chiều rộng phoi cắt (cm);

C_{max} - Chiều dày phoi cắt lớn nhất (cm).

Nếu xem thể tích của phoi đất cắt được từ vị trí I đến vị trí II có chiều dày C_{max} ; chiều rộng b và chiều cao H_n (chiều cao tầng đào) được tích đầy gầu thì ta có thể viết:

$$q = b \cdot C_{max} \cdot H_n \cdot K_t \quad (2.III.6)$$

K_t : Hệ số tơi của đất

Từ (2.III.6) ta rút ra:

$$C_{max} = \frac{q}{b \cdot H_n \cdot K_t} \quad (2.III.7)$$

Ở đây q là dung tích của gầu xúc (m^3).

Từ phương trình cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên hệ tay cần - gầu xúc đối với khớp 0 ta có lực nâng gầu:

$$S_{ng} = \frac{1}{r_{sng}} (P_{0I} \cdot r_{p0I} + G_{g+d} \cdot r_{Gg+d} + G_{tc} \cdot r_{Gtc}), \text{ N} \quad (2.III.8)$$

Ở đây: P_{0I} - Lực cản cắt tiếp tuyến;

G_{g+d} - Trọng lượng của gầu và đất;

G_{tc} - Trọng lượng tay cần;

$r_{sng}; r_{p0I}, r_{g+d}, r_{Gtc}$ - Khoảng cách từ các lực tương ứng đến điểm O.

Lực này gần lớn nhất ($S_{ng max}$) tác dụng lên pa lăng nâng gầu phụ thuộc vào cách bố trí động cơ trong máy (theo Ceausescu, V; Vlasiu.Gh)

Đối với máy xúc bố trí nhiều động cơ:

$$S_{ng max} = \frac{S_{ng}}{0,8} \dots \frac{S_{ng}}{0,7} \quad (2.III.9)$$

Đối với máy xúc bố trí một động cơ, trong trường hợp khi toàn bộ công suất động cơ dùng để nâng gầu:

$$S_{ng max} = \frac{S_{ng}}{0,65} \quad (2.III.10)$$

Như vậy, lực nâng gầu lớn nhất trong cáp nâng sẽ là:

$$S_{cng} = \frac{S_{ng max}}{a \cdot \eta_p} \quad (2.III.11)$$

Ở đây: a - Bội suất pa lăng

η_p - Hiệu suất của pa lăng

Công suất của cơ cấu nâng gầu tính theo công thức:

$$N_{ng} = \frac{S_{ng} \cdot v_{ng}}{1000 \cdot \eta_{ng}}, \text{ kW} \quad (2.III.12)$$

Ở đây: v_{ng} - Vận tốc nâng gầu (m/s), được lựa chọn theo các máy xúc hiện hành cùng chủng loại

S_{ng} - Lực nâng gầu (N).

η_{ng} - Hiệu suất của cơ cấu nâng hạ gầu.

Lực đẩy S_d của cơ cấu đẩy cần phải thẳng phản lực pháp tuyến của nền đất P_{02} và một thành phần của lực nâng gầu S_{ng} (theo phương ngang) (vị trí I và II). Nếu gầu ở vị trí thứ III thì không còn phản lực P_{02} nhưng lại xuất hiện thành phần của lực do G_{tc} và G_{g+d} gây ra.

Trong quá trình tính toán cần phải kiểm tra cả ba vị trí I, II, III. Ở vị trí thứ III thì $P_{02} = 0$ và thường được chọn là $S_{d\ max}$.

S_d được xác định bằng phương pháp hoạ đồ (hình 2.III.1b). Vị trí I khi cần nghiêng một góc $\alpha = 50 - 60^\circ$ và β_{min} (hình II.4.24b).

Bằng cách viết phương trình cân bằng mô men của các lực tác dụng lên hệ tay cần - gầu xúc đối với điểm O (hình 2.III.1a), sẽ xác định được $P_{01\ max}$. Từ đó có thể xác định được P_{02} qua biểu thức:

$$P_{02} = \psi P_{01} \quad (2.III.13)$$

Với phương pháp đa giác lực của các lực tác dụng lên hệ tay cần - gầu xúc ta có thể xác định được độ lớn và hướng của phản lực R tại điểm O. Phản R thành hai thành phần, một thành phần song song với tay cần là S_d và một thành phần vuông góc với tay cần N. Chịu lực là lực tác dụng lên gối đỡ của trực.

Tại vị trí thứ III (hình 2.III.1a), khi gầu xúc thoát ra khỏi tầng đào, gầu cao hơn khớp liên kết giữa tay cần và cần thì phải lưu ý lực bị động do các lực G_{g+d} ; G_{tc} ; S_{ng} gây ra đẩy tay đẩy lùi lại. Khi tính phanh cơ cấu cần chú ý tới lực ma sát, nó sẽ làm giảm mô men phanh cần thiết.

Khi máy xúc đất thì vận tốc đẩy lớn nhất xuất hiện trong 1,5 - 2,0 giây đầu, nó sẽ giảm dần và bằng không khi kết thúc quá trình xúc đất.

Kinh nghiệm cho thấy rằng:

$$v_{d\ max} = (0,75 - 1,2) v_{ng}, \text{ m/s} \quad (2.III.14)$$

Vận tốc đẩy trung bình tính toán

$$v_d = 0,6 v_{d\ max} = (0,45 - 0,72) v_{ng}, \text{ m/s} \quad (2.III.15)$$

Vận tốc lùi tay đẩy:

$$v_l = (1,7 - 2,0) v_d, \text{ m/s} \quad (2.III.16)$$

Công suất của cơ cấu dây trong trường hợp máy xúc có nhiều động cơ được tính theo công thức sau:

$$N_d = \frac{S_d \cdot v_d}{1000 \cdot \eta_d}, \text{ kW} \quad (2.III.17)$$

Trong đó: S_d - Lực đẩy, N;
 v_d - Vận tốc đẩy, m/s;
 η_d - Hiệu suất của cơ cấu đẩy.

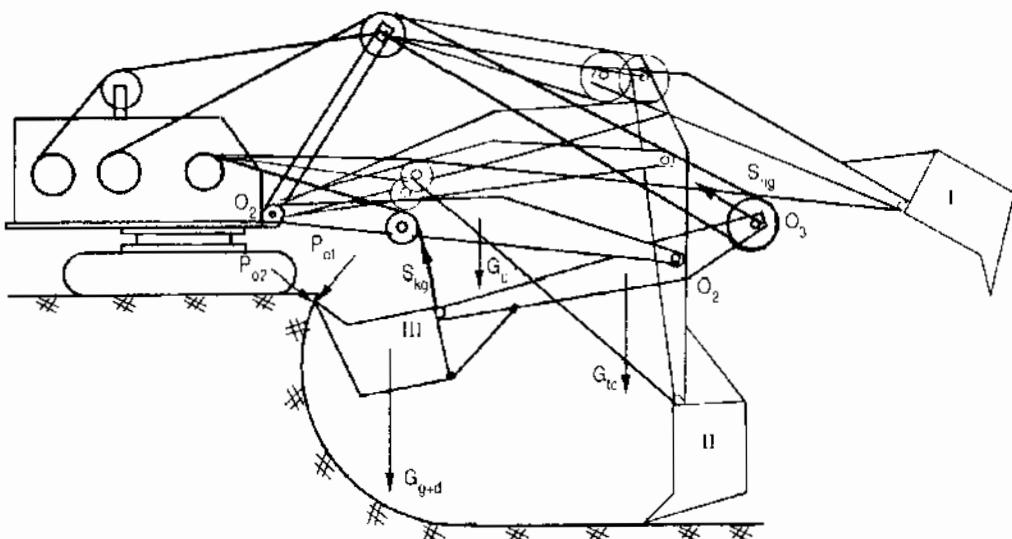
Trong trường hợp máy xúc trang bị một động cơ chung thì công suất của cơ cấu nâng và đẩy:

$$P_{ng+d} = \frac{1}{1000} \left(\frac{S_{ng} \cdot v_{ng}}{\eta_{ng}} + \frac{S_d \cdot v_d}{\eta_d} \right), \text{ kW} \quad (2.III.18)$$

b) Máy xúc gầu nghịch

Tính toán chung gầu nghịch phải xét trong các trường hợp tiêu biểu trong quá trình làm việc. Từ đó rút ra được trường hợp nguy hiểm trong trường hợp bất lợi nhất để tính toán

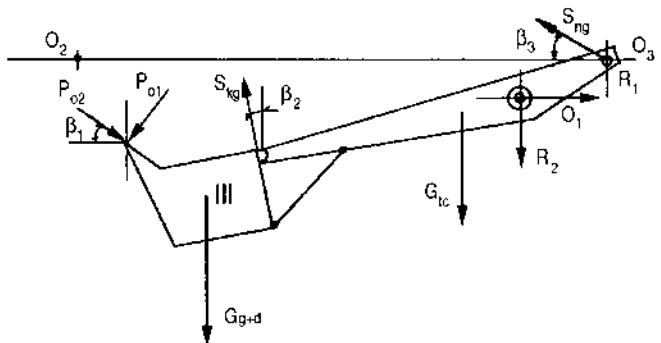
Trường hợp thứ nhất: khi gầu bắt đầu xúc đất ở độ cao bằng mặt bằng đứng của máy (vị trí I hình 2.III.2).



Hình 2.III.2. Sơ đồ tính toán của máy xúc gầu nghịch dẫn động cáp

Trường hợp thứ hai: khi gầu bắt đầu xúc đất ở độ sâu thấp hơn mặt bằng đứng của máy, tay cần có vị trí thẳng đứng (vị trí II hình 2.III.2).

Trường hợp thứ ba: khi gầu kết thúc quá trình xúc đất (gần ngang với mặt bằng đứng của máy), có chiều dày phoi đất lớn nhất.



Hình 2.III.3. Sơ đồ tính các lực và phản lực của thiết bị làm việc máy xúc gầu nghịch

Trường hợp thứ tư: khi gầu vượt ra khỏi tầng đất xúc, gầu đầy đất. S_{kg} giữ chặt, tiến hành cho S_n nâng toàn bộ thiết bị làm việc lên.

Từ hình 2.III.3, ta có thể viết được các phương trình sau. Phương trình chiếu lên các trục:

$$R_1 = S_{ng} \cdot \cos\beta_3 + S_{kg} \cdot \sin\beta_2 + P_{01} \cdot \sin\beta_1 - P_{02} \cdot \cos\beta_1 \quad (2.III.19)$$

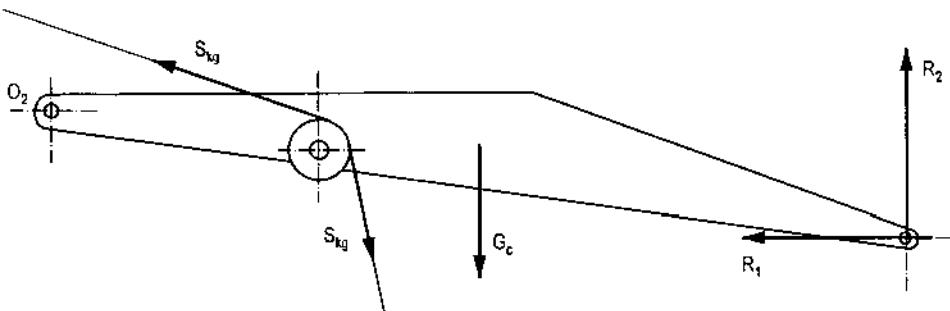
$$R_2 = S_{kg} \cdot \cos\beta_2 + S_{ng} \cdot \sin\beta_3 - P_{01} \cdot \cos\beta_1 - P_{02} \cdot \sin\beta_1 - G_{tc} - G_{g+d} \quad (2.III.20)$$

Phương trình mô men với O_1 .

$$S_{ng} \cdot r_{ng} + P_{01} \cdot r_{01} + P_{02} \cdot r_{02} + G_{g+d} \cdot r_{g+d} + G_{tc} \cdot r_{tc} - S_{kg} \cdot r_{kg} = 0 \quad (2.III.21)$$

Từ hình 2.III.4 ta có phương trình mômen với O_2

$$S_{kg} \cdot r'_{kg} - S_{kg} \cdot r''_{kg} - G_c \cdot r_c - R_1 \cdot r_1 + R_2 \cdot r_2 = 0 \quad (2.III.22)$$



Hình 2.III.4. Sơ đồ lực tác dụng vào cần.

Trong các công thức trên: r_{ng} , r_{01} , r_{02} , r_{g+d} , r_{tc} , r_{kg} , r''_{kg} , r_c , r_1 , r_2 là khoảng cách tương ứng từ các lực đến O_1 và O_2 .

Như vậy từ 4 phương trình trên ta có thể tính được S_{ng} ; S_{kg} ; R_1 và R_2 .

Nhưng cần phải kiểm tra S_{ng} ở trong trường hợp thứ tư để xác định S_{ng} lớn nhất trong các trường hợp.

Công suất của cơ cấu kéo gầu:

$$N_{kg} = \frac{S_{kg} \cdot v_{kg}}{1000 \cdot \eta_{kg}}, \text{ kW} \quad (2.III.23)$$

Công suất của cơ cấu nâng gầu:

$$N_{ng} = \frac{S_{ng} \cdot v_{ng}}{1000 \cdot \eta_{ng}}, \text{ kW} \quad (2.III.24)$$

Ở đây: S_{kg} - Lực kéo gầu, N;

v_{kg} - Vận tốc kéo gầu, m/s;

Trong thực tế vận tốc kéo gầu $v_{kg} = 0,35 - 0,45$ m/s;

η_{kg} - Hiệu suất của cơ cấu kéo gầu;

S_{ng} - Lực nâng gầu, N;

v_{ng} - Vận tốc nâng gầu, m/s;

Trong thực tế vận tốc nâng gầu: $v_{ng} = 0,25 - 0,3$ m/s;

η_{ng} - Hiệu suất của cơ cấu nâng gầu.

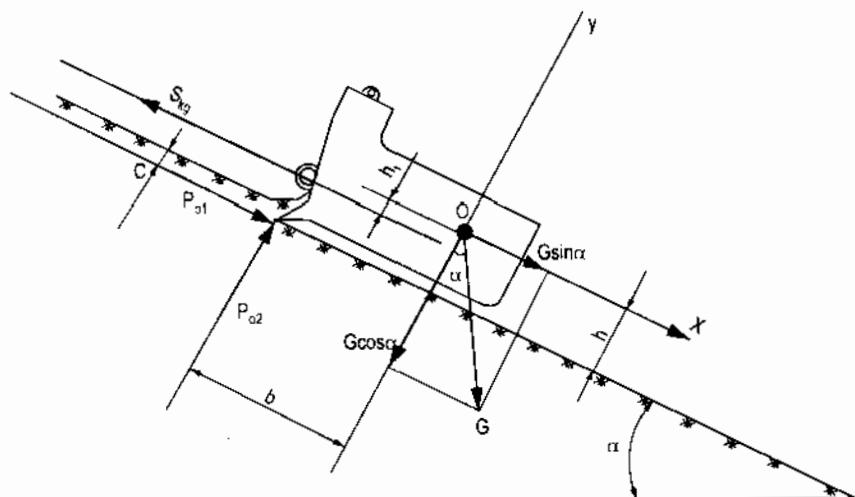
c) Máy xúc gầu dây

Xác định lực kéo gầu: Từ điều kiện ổn định của gầu xúc trong quá trình xúc đất (hình 2.III.5) ta viết phương trình mô men đối với điểm O, ta có:

$$S_{kg} \cdot h_1 + P_{02} \cdot b - P_{01} \cdot h = 0 \quad (2.III.25)$$

Suy ra:

$$S_{kg} = \frac{P_{01} \cdot h - P_{02} \cdot b}{h_1} \quad (2.III.26)$$



Hình 2.III.5. Sơ đồ lực tác dụng lên gầu xúc

Mặt khác ta có thể viết phương trình cân bằng lực lên hình chiếu của trục Ox và Oy.

$$- S_{kg} + G \sin \alpha + P_{01} = 0 \quad (2.III.27)$$

$$- G \cos \alpha + P_{02} = 0 \quad (2.III.28)$$

Từ 3 phương trình trên ta rút ra:

$$P_{01\max} = G \frac{b \cdot \cos \alpha + h_1 \cdot \sin \alpha}{h - h_1} \quad (2.III.29)$$

Từ công thức của Đôm-bröp-xki

$$P_{01\max} = K_1 \cdot b_g \cdot C_{\max} \quad (2.III.30)$$

Khi đã biết K_1 và b_g (bề rộng gầu) ta có thể tìm được chiều dày phoi đất C_{\max} .

Xuất phát từ $P_{01\max}$ ta có thể tính được $S_{kg\max}$ thay $P_{02} = G \sin \alpha$ (từ 2.III.28). Thay vào 2.III.26 ta có:

$$S_{kg\max} = \frac{P_{01\max} \cdot h - P_{02} \cdot b}{h_1} \quad (2.III.31)$$

Góc α thông thường có giá trị từ $0 - 55^\circ$

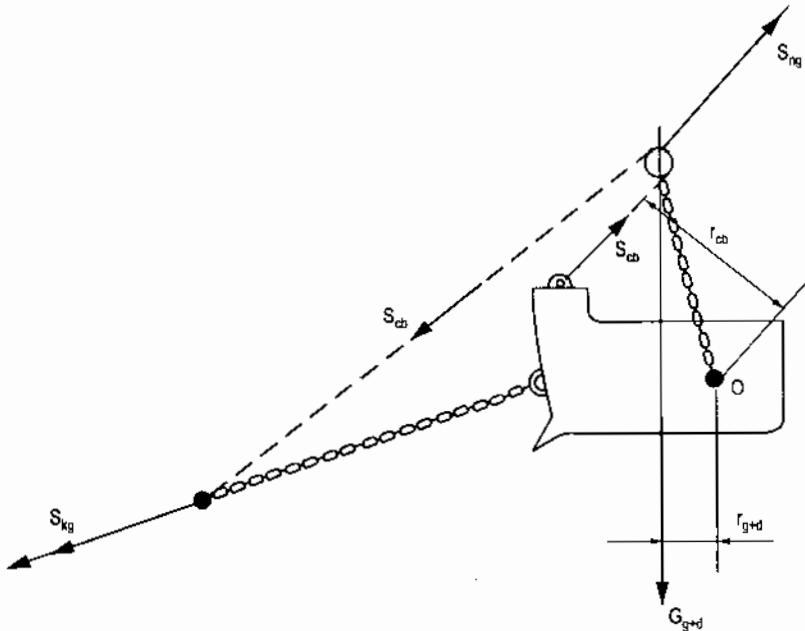
Xác định lực nhỏ nhất trong cáp cân bằng treo gầu. Từ hình 2.III.6 ta có thể viết phương trình mô men với điểm O, ta có:

$G_{g+d} \cdot r_{g+d} = S_{cb} \cdot r_{cb}$ suy ra:

$$S_{cb\min} = \frac{G_{g+d} \cdot r_{g+d}}{r_{cb}} \quad (2.III.32)$$

Xác định lực nâng gầu. Theo Mihăileseu St thì có thể lấy theo kinh nghiệm sau:

$$S_{ng} = (1,5 - 2,0) G_{g+d} \quad (2.III.33)$$



Hình 2.III.6. Sơ đồ tính lực bé nhất của cáp cân bằng - máy xúc gầu dây

Công suất của cơ cấu kéo gầu:

$$N_{kg} = \frac{S_{kg} \cdot v_{kg}}{1000 \cdot \eta_{kg}}, \text{ kW} \quad (2.III.34)$$

Công suất của cơ cấu nâng gầu:

$$N_{ng} = \frac{S_{ng} \cdot v_{ng}}{1000 \cdot \eta_{ng}}, \text{ kW} \quad (2.III.35)$$

Ở đây: S_{kg} - Lực kéo gầu, N;

v_{kg} - Vận tốc kéo gầu, m/s;

η_{kg} - Hiệu suất của cơ cấu kéo gầu;

S_{ng} - Lực nâng gầu, N;

v_{ng} - Vận tốc nâng gầu, m/s;

η_{ng} - Hiệu suất của cơ cấu nâng gầu.

2. Tính toán các cơ cấu của thiết bị làm việc của máy xúc một gầu dẫn động thủy lực

a) Máy xúc gầu thuận

Xác định chiều dày phoi đất lớn nhất.

Giả sử, trong quá trình xúc đất thì khớp liên kết giữa tay cần và cần (khớp 0, hình 2.III.7) không thay đổi vị trí theo phương thẳng đứng. Chiều dày phoi đất lớn nhất khi rãnh gầu ở cuối quá trình xúc đất (ngang độ cao của khớp 0). Phoi đất được tích đầy gầu. Như vậy ta có thể viết:

$$q = C_{max} \cdot b \cdot H_n \cdot K_t \quad (2.III.36)$$

Suy ra:

$$C_{max} = \frac{q}{b \cdot H_n \cdot K_t} \quad (2.III.37)$$

Ở đây: q - Dung tích của gầu xúc;

b - Bề rộng của phoi đất;

H_n - Chiều cao của tầng xúc (đào);

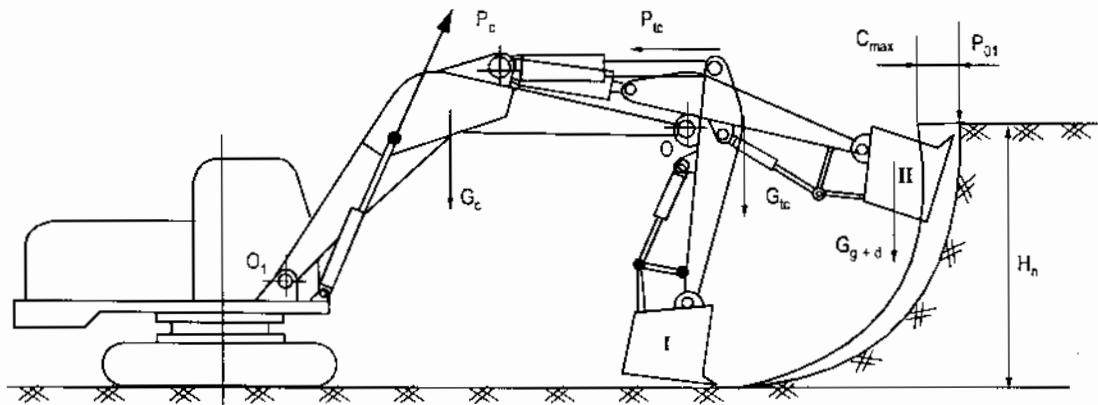
K_t - Hệ số tơi của đất.

Như vậy ta có:

$$P_{0I} = K_t \cdot b \cdot C_{max} \quad (2.III.38)$$

Ở đây K_t : Hệ số cản cắt riêng của nền đất đối với máy xúc thủy lực có thể làm việc ở nền đất cấp IV. Xác định P_{tc} .

Trong quá trình làm việc, gầu xúc tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu từ vị trí I đến vị trí II. Lực trong xi lanh co duỗi tay cần P_{tc} sẽ biến thiên từ 0 đến giá trị lớn nhất.



Hình 2.III.7. Sơ đồ lực tác dụng lên máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực

Từ 2.III.7. Ta viết phương trình mô men đối với khớp O của tất cả các lực tác dụng vào hệ tay cần và gầu. Ta có:

$$P_{tc} = \frac{P_{01} \cdot r_{01} + G_{tc} \cdot r'_{tc} + G_{g+d} \cdot r_{g+d}}{r_{tc}} \quad (2.III.39)$$

Trong đó: P_{01} - Lực cản tiếp tuyến;

G_{tc} - Trọng lượng tay cần;

G_{g+d} - Trọng lượng gầu và đất;

r_{01}, r'_{tc}, r_{g+d} - Khoảng cách tương ứng với các lực tới khớp O;

r_{tc} - Khoảng cách từ lực P_{tc} đến khớp O.

Xác định lực nâng cần P_c .

Xi lanh nâng cần có thể bố trí một hoặc hai tùy theo kết cấu của máy. Xi lanh nâng cần thường làm việc khi gầu đã kết thúc quá trình xúc đất. Mục đích nâng cần - tay cần - gầu và đất lên độ cao để xả đất.

Lực P_c được xác định bằng cách viết phương trình mô men của tất cả các lực tác dụng lên hệ cần - tay cần - gầu xúc đối với khớp chân cần với bàn quay O_1 (hình 2.III.7), ta có:

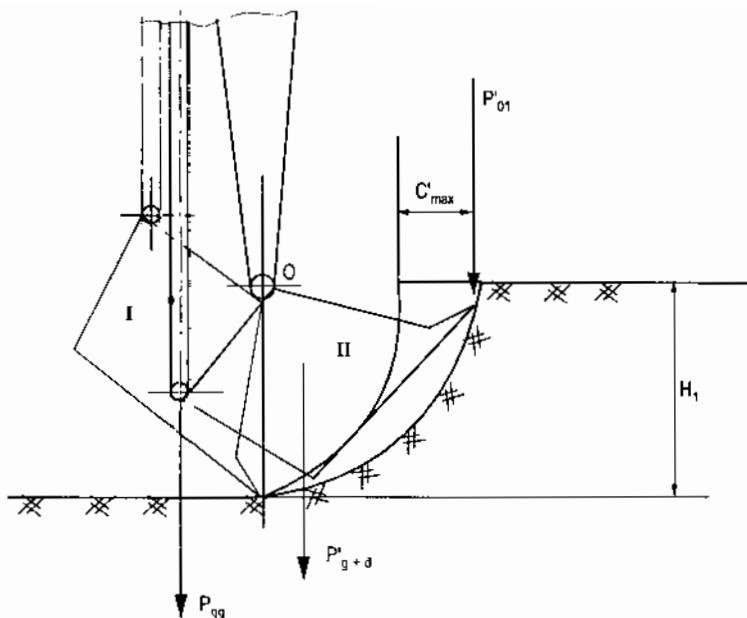
$$P_c = \frac{G_{g+d} \cdot r'_{g+d} + G_{tc} \cdot r''_{tc} + G_c \cdot r'_c}{r_c} \quad (2.III.40)$$

Ở đây: G_{g+d}, G_{tc}, G_c - Trọng lượng gầu và đất, trọng lượng tay cần, trọng lượng cần.

$r'_{g+d}, r''_{tc}, r'_c, r_c$ - Khoảng cách tương ứng các lực tới khớp O_1 .

Xác định lực trong xi lanh quay gầu.

Xác định lực trong xi lanh quay gầu trong trường hợp gầu quay quanh khớp O (giữa gầu và tay cần) để tiến hành xúc đất và tích đất vào gầu. Xi lanh cần và xi lanh tay cần cố định (hình 2.III.8).



Hình 2.III.8. Sơ đồ tính lực quay gầu xúc

Như vậy, khớp O cố định, gầu quay từ vị trí I đến vị trí II tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu với chiều cao H_1 . Khi răng gầu kết thúc quá trình cắt thì đạt ở độ cao ngang với khớp O và chiều dày phoi đất lớn nhất.

Xác định:

$$C'max = \frac{q}{b \cdot H_1 \cdot K_t} \quad (2.III.41)$$

K_t : Hệ số tơi của nền đất.

Lực cản cắt:

$$P'01 = K_I \cdot b \cdot C'max \quad (2.III.42)$$

K_I : Hệ số cản cắt riêng của nền đất, máy làm việc ở trường hợp này là đất cấp II.

Xác định lực quay gầu lớn nhất. Lực quay gầu lớn nhất xuất hiện khi răng gầu ở vị trí II (có $C'max$).

Từ hình 2.III.8. Ta viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O, ta có:

$$P_{qg} = \frac{P'_{01} \cdot r_{01} + G_{g+d} \cdot r_{g+d}}{r_{qg}} \quad (2.III.43)$$

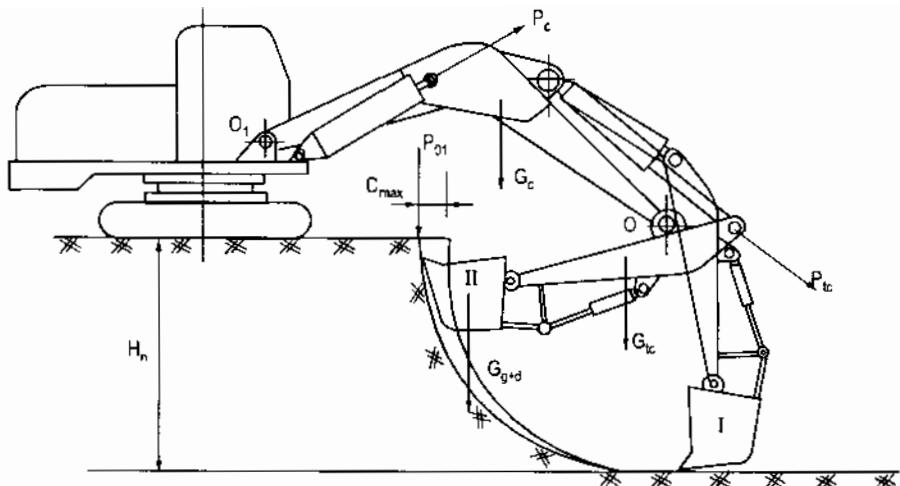
Trong đó: P'_{01} - Lực cản cắt ở vị trí II;

G_{g+d} - Trọng lượng của gầu và đất;

r_{01}, r_{g+d}, r_{qg} - Khoảng cách tương ứng của các lực tới khớp O.

b) Máy xúc gầu nghịch

Đối với máy xúc gầu nghịch, quá trình xúc đất và tích đất vào gầu là từ dưới lên (vị trí I đến vị trí II (hình 2.III.9). Giả sử góc nghiêng cần không đổi và khớp O có độ cao ngang mặt bằng đứng của máy.



Hình 2.III.9. Sơ đồ lực tác dụng lên máy xúc gầu nghịch dẫn động thuỷ lực

Xác định chiều dày phoi cắt lớn nhất.

$$C_{\max} = \frac{q}{b \cdot H_n \cdot K_t} \quad (2.III.44)$$

Trong đó: b - Bề rộng của gầu;

H_n - Chiều sâu xúc đất;

K_t - Hệ số tối của nền đất.

Xác định P_{01} .

$$P_{01} = K_t \cdot b \cdot C_{\max} \quad (2.III.45)$$

Ở đây: K_t - Hệ số cản cắt riêng của nền đất cấp IV.

Xác định lực trong xi lanh tay cần P_{tc} .

Trong quá trình xúc đất từ vị trí I đến vị trí II thì lực P_{tc} sẽ biến thiên từ O đến giá trị lớn nhất. Lực P_{tc} lớn nhất khi răng gầu gần kết thúc quá trình cắt đất và có C_{\max} .

Từ hình 2.III.9 ta viết phương trình mô men của tất cả các lực tác dụng lên hệ tay cần - gầu xúc đối với khớp O (giữa cần và tay cần), ta có:

$$P_{tc} = \frac{P_{01} \cdot r_{01} + G_{g+d} \cdot r_{g+d} + G_{tc} \cdot r'_{tc}}{r_{tc}} \quad (2.III.46)$$

Trong đó: P_{01} - Lực cắn cắt;

G_{g+d} - Trọng lượng gầu và đất;

G_{tc} - Trọng lượng tay cần;

$r_{01}, r_{g+d}, r'_{tc}, r_{tc}$ - Khoảng cách tương ứng của các lực lối lớp O.

Xác định lực nâng cần.

Cũng tùy theo từng loại máy, có thể có một hoặc hai xi lanh nâng cần. Lực nâng cần xuất hiện khi gầu đã kết thúc quá trình cắt đất và tích đất vào gầu. Xi lanh nâng cần - tay cần - gầu và đất lên độ cao cần thiết để xả đất. Xác định lực P_c bằng cách viết phương trình cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên hệ cần - tay cần - gầu xúc đối với khớp chân cần với bàn quay 01, ta có:

$$P_c = \frac{G_{g+d} \cdot r_{g+d} + G_{tc} \cdot r_{tc} + G_c \cdot r_c}{r_c} \quad (2.III.47)$$

Xác định lực trong xi lanh quay gầu xúc P_{qg} :

P_{qg} được xác định trong trường hợp xi lanh cần và xi lanh tay cần cố định. Nghĩa là khớp O cố định. Gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu từ vị trí I đến vị trí II. Khi răng gầu kết thúc quá trình cắt đất thì chiều dày phoi có giá trị lớn nhất và răng gầu ngang với khớp O.

Từ hình 2.III.10, ta có:

$$C_{\max} = \frac{q}{b \cdot H_n \cdot K_t} \quad (2.III.48)$$

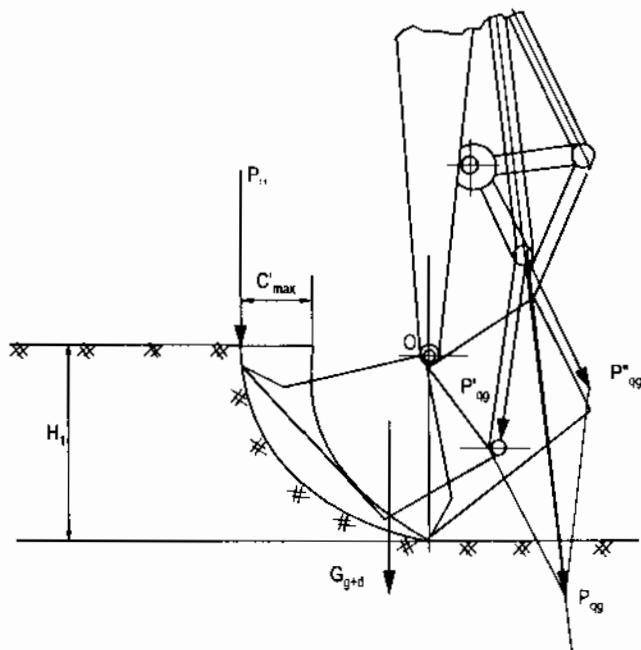
Trong đó: q - Dung tích hình học của gầu;

H_n - Chiều sâu tầng xúc (đào);

K_t - Hệ số tơi của đất.

Như vậy, ta xác định được P_{01} :

$$P_{01} = K_1 \cdot b \cdot C_{\max} \quad (2.III.49)$$



Hình 2.III.10. Sơ đồ tính lực quay gầu xúc

P_{qg} lớn nhất xuất hiện khi răng gầu gần kết thúc quá trình xúc đất và có C'_{\max} (vị trí II).

Từ hình 2.III.9, viết phương trình mô men với khớp O, ta có:

$$P_{qg} = \frac{P_{01} \cdot r_{01} + G_{g+d} \cdot r_{g+d}}{r_{qg}} \quad (2.III.50)$$

Trong đó: P_{01} - Lực cắt tiếp tuyến;

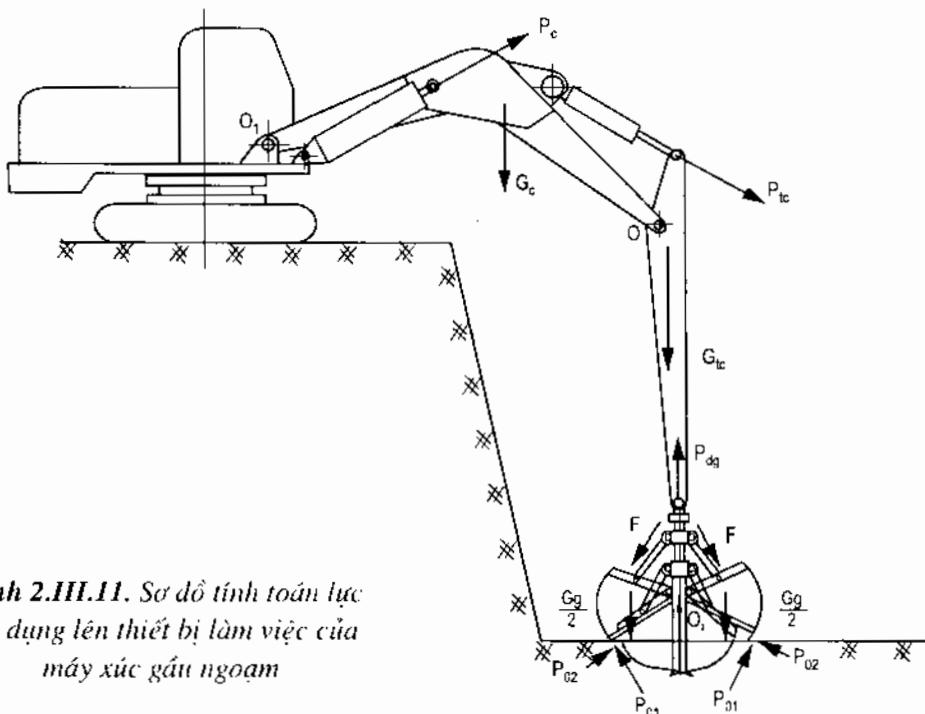
G_{g+d} - Trọng lượng gầu và đất;

r_{01}, r_{g+d}, r_{qg} - Khoảng cách từ các lực tương ứng đến khớp O.

c) Máy xúc gầu ngoạm

Xác định lực đóng mở gầu P_{dg} .

Thông thường kết cấu của gầu ngoạm có hai má được đóng mở nhờ một xi lanh thủy lực. Sơ đồ tính toán ở hình 2.III.11.



Hình 2.III.11. Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên thiết bị làm việc của máy xúc gầu ngoạm

Nếu ta tách ra một má gầu và thanh kéo và viết phương trình mômen đối với O_2 , ta có:

$$F = \frac{P_{01} \cdot r_{01} + P_{02} \cdot r_{02} - \frac{G_g}{2} \cdot r_g}{r_F} \quad (2.III.51)$$

Trong đó: $P_{01}; P_{02}$ - Lực cắt tiếp tuyến và pháp tuyến;

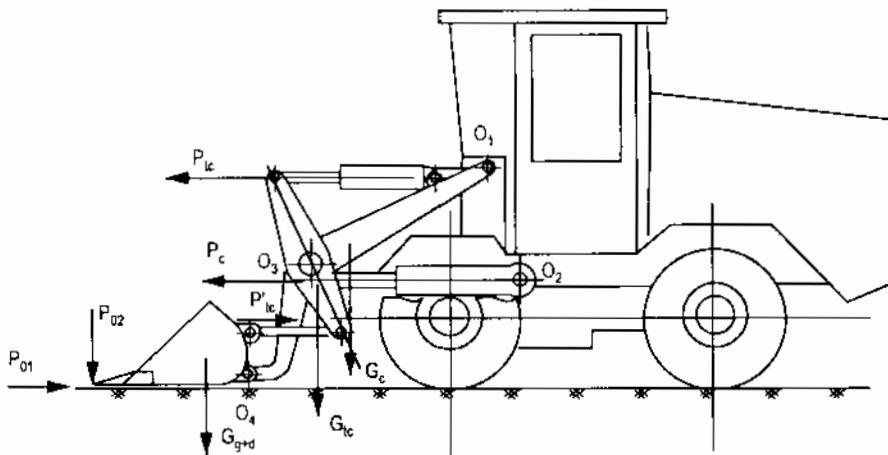
G_g - Trọng lượng gầu xúc;

r_{01}, r_{02}, r_g, r_F - Khoảng cách từ các lực tương ứng với O_2 .

Sau khi có F , bằng phương pháp họa đồ (đa giác lực) ta có thể tính được P_{dg} (khi có các thông số hình học).

Tính P_{tc} và P_c tương tự như trường hợp máy xúc gầu nghịch.

d) Máy xúc gầu lật (máy xúc bốc xếp)



Hình 2.III.12. Sơ đồ lực tác dụng vào thiết bị làm việc của máy xúc lật (máy bốc xếp)

Trường hợp gầu xúc vừa cắt một lớp vật liệu vừa quay gầu đối với khớp O_4 . Ta có thể viết phương trình mô men của các lực tác dụng vào gầu và thanh đẩy như sau:

$$P_{tc} = \frac{G_{g+d} \cdot r_g + d \cdot P_{01} \cdot r_{01} + P_{02} \cdot r_{02}}{r_{tc}} \quad (2.III.52)$$

Phương trình mô men đối với O_3 :

$$P_{tc} = \frac{P'_{tc} \cdot r''_{tc}}{r_{tc}} \quad (2.III.53)$$

Trong đó: G_{g+d} - Trọng lượng gầu và đất (vật liệu);

P_{01} - Lực cản cắt tiếp tuyến;

P_{02} - Lực cản cắt pháp tuyến;

r_g, r_{tc} - Khoảng cách của các lực tương ứng đối với O_3 ;

$r_{g+d}, r_{01}, r_{02}, r_{tc}$ - Khoảng cách của các lực tương ứng đối với O_4 .

Xác định lực nâng cần P_c

Lực nâng cần được xác định khi gầu đã kết thúc quá trình xúc và gầu đã đập đất (vật liệu). Xi lanh tay cần cố định. Viết phương trình mô men của tất cả các lực tác dụng lên hệ gầu xúc, tay cần và cần đối với khớp O_1 , ta có:

$$P_c = \frac{P_{g+d} \cdot r_{g+d} \cdot G_{tc} \cdot r_{tc} + G_c \cdot r_c}{r_c} \quad (2.III.54)$$

Tùy theo kết cấu của bộ phận làm việc mà sơ đồ lực tác dụng khác nhau. Nhưng cách xác định tương tự.

3. Tính toán cơ cấu quay máy xúc một gầu

Cơ cấu quay của máy xúc một gầu, dùng để di chuyển gầu xúc trong mặt phẳng ngang, nó có thể quay toàn vòng 360° . Thời gian quay của máy chiếm một tỷ trọng lớn trong một thời gian của một chu kỳ làm việc, trung bình chiếm 60 đến 80% thời gian của một chu kỳ làm việc.

a) Tính lực cản sinh ra trong khi quay máy

Trong quá trình mở máy (khởi động), mô men được truyền từ động cơ phải thắng mô men cản tĩnh và mô men cản động, có nghĩa là:

$$M_{d/c} = M_{ct} + M_{cd} \quad (2.III.55)$$

Trong quá trình chuyển động đều, mô men được truyền từ động cơ chỉ cần thắng mô men cản tĩnh:

$$M_{d/c} = M_{ct} \quad (2.III.56)$$

Trong quá trình phanh, mô men của các lực quán tính cần phải thắng mô men cản tĩnh và mô men phanh:

$$M_{gl} = M_{ct} + M_{ph} \quad (2.III.57)$$

Mô men cản tĩnh bao gồm: mô men cản do các lực ma sát sinh ra trong các con lăn đỡ bàn quay, mô men cản do không khí (gió), mô men cản do trực quay không thẳng đứng.

Mô men cản do ma sát được tính theo công thức:

$$M_{ms} \approx 0,01 \frac{Q \cdot R}{d} (\mu \cdot d_1 + 2f), \text{ daN.m} \quad (2.III.58)$$

Công thức này được tính khi con lăn tỳ cố định vào bàn quay.

Ở đây: Q - Tải trọng tác dụng lên vòng tựa quay, daN;

R - Bán kính trung bình của vòng tựa quay, cm;

d - Đường kính của lăn tỳ, cm;

d_1 - Đường kính của trực lăn tỳ, cm;

μ - Hệ số ma sát giữa bạc trượt và trực của con lăn $\mu = 0,05 - 0,10$;

f - Hệ số ma sát lăn của con lăn trên vòng tựa quay;

$f = 0,05 - 0,1$ cm.

Trường hợp, các con lăn tỳ tựa lăn tự do trên vòng tựa quay, thì mô men cản ma sát được tính theo công thức sau:

$$M_{ms} = 0,02 \frac{Q \cdot R}{d} \cdot f, \text{ daN.m} \quad (2.III.59)$$

Mômen cản do gió (không khí) được tính gần đúng theo công thức:

$$M_g = 0,0014 \sum F_i \cdot \rho_i^3 \cdot n^2, \text{ daN.m} \quad (2.III.60)$$

Ở đây: F_i - Tổng các diện tích bề mặt chịu gió khi quay m^2 ;

ρ_i - Khoảng cách từ trọng tâm của bề mặt chịu gió đến tâm quay của máy;

n - Số vòng quay của bàn quay trong 1 phút.

Mômen cản do lực quán tính được tính theo công thức:

$$M_{gt} = \frac{\epsilon}{g} \sum_{i=1}^n G_i r_i^2, \text{ daN.m} \quad (2.III.61)$$

Trong đó: ϵ - Gia tốc góc khi khởi động (hâm), rad/s^2 ;

g - Gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

G_i - Trọng lượng phần tử quay thứ i , daN;

r_i - Bán kính phần tử quay tương ứng, m.

Trong quá trình tính toán cần lưu ý:

Giá trị lớn nhất của gia tốc góc ϵ_{max} giới hạn bởi độ ổn định động học của máy xúc. Nó phải được kiểm tra lại trong trường hợp số vòng quay của bàn quay vượt quá 5 - 7 vòng/ph.

Thực tế nó còn phải được kiểm tra theo mô men bám giữa cơ cấu di chuyển với nền đất khi máy quay

Cụ thể là mô men quán tính lớn nhất không được vượt quá mô men bám do tất cả các lực bám của cơ cấu di chuyển lên nền đất.

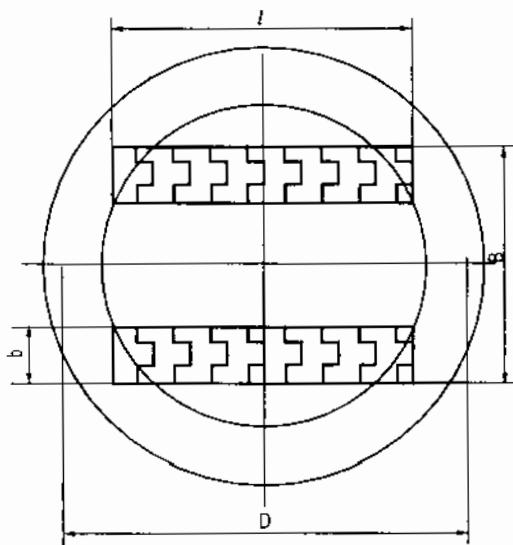
Đối với máy xúc có cơ cấu di chuyển xích (hình 2.III.12) mô men bám có thể xác định theo công thức sau (theo Peters E. P.):

$$M_b = \frac{1}{12} \mu \cdot p \left[2B \cdot l \cdot D + 2,3 B^3 \log \frac{B}{D-l} + 2,3 l^3 \log \frac{l}{D-B} \right], \text{ daN.m} \quad (2.III.62)$$

Trong đó: p - Áp lực trung bình lên nền đất, daN/m^2 ;

μ - Hệ số bám ($\mu = 0,25$);

B, l, d - Chiều rộng, chiều dài và đường chéo của hai đai xích, m.



Hình 2.III.13. Sơ đồ tính mô men bám giữa xích về nền đất

4. Tính toán cơ cấu di chuyển của máy xúc một gầu

a) Tính lực cản di chuyển của máy xúc di chuyển bằng xích

Đối với những máy di chuyển bằng hai dải xích thì trong quá trình di chuyển sẽ xuất hiện các lực cản sau :

- + Lực cản ma sát trong các bộ phận của cơ cấu di chuyển.
- + Lực cản do biến dạng của nền đất dưới tác dụng của xích.
- + Lực cản vòng.
- + Lực cản do độ dốc gây ra.

Sơ đồ xác định lực cản thể hiện ở hình 2.III.14.

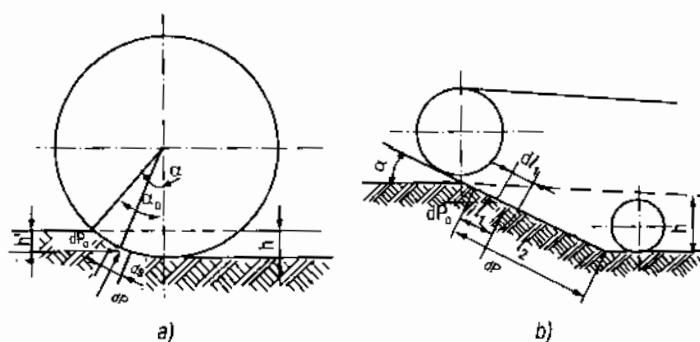
Xác định lực cản ma sát trong các bộ phận của cơ cấu di chuyển W_1 . Bao gồm các lực cản sau :

- Lực cản ma sát sinh ra ở các khớp của mắt xích vòng qua bánh xích chủ động và bị động.
- Lực cản ma sát sinh ra trong các ổ đỡ con lăn ty.
- Lực cản ma sát sinh ra trong các ổ trục bánh xích chủ động và bị động.

Theo kinh nghiệm, tổng các lực cản này chiếm khoảng 5 - 9% trọng lượng máy đè lên hai dải xích. Như vậy :

$$W_1 = (0,05 - 0,09) G \quad (2.III.63)$$

Xác định lực cản do biến dạng đất W_2



Hình 2.III.14. Sơ đồ xác định lực cản di chuyển xích

Xét hai trường hợp :

- Trường hợp thứ nhất : Bánh xe tròn nằm ngang với cùng dải xích tựa trên mặt bằng ngang (hình 2.III.13a).

Theo sơ đồ, ta có áp lực thành phần của nền đất lên phần tựa của bánh xe có bề rộng b và chiều dài là ds , sẽ là :

$$dp = p' \cdot b \cdot ds \quad (2.III.64)$$

Trong đó : p' - Áp lực đơn vị, daN/cm².

Thành phần nằm ngang của dp sẽ là :

$$dp_0 = dp \cdot \sin\alpha \quad (2.III.65)$$

Từ sơ đồ 2.IV.37a ta rút ra :

$$ds = R \cdot d\alpha \quad (2.III.66)$$

Mặt khác : Giữa áp lực đơn vị và chiều sâu lún h' của bánh xích ta có quan hệ :

$$p' = p_0 \cdot h' \quad (2.III.67)$$

Trong đó : p_0 - Đặc trưng cho từng nền đất, daN/cm² với bề mặt tựa lún sâu vào nền đất một cm.

Cũng từ hình 2.IV.37a, ta có :

$$h' = R (\cos\alpha - \cos\alpha_0) \quad (2.III.68)$$

$$\begin{aligned} dp_0 &= b \cdot R \cdot p_0 \cdot R (\cos\alpha - \cos\alpha_0) d\alpha \cdot \sin\alpha \\ &= bR^2 \cdot p_0 (\cos\alpha \sin\alpha - \cos\alpha_0 \sin\alpha) d\alpha \end{aligned} \quad (2.III.69)$$

Tích phân biểu thức trên với α biến thiên trong khoảng α_0 và 0, ta có :

$$\begin{aligned} P_0 &= b \cdot R^2 \cdot p_0 \left(\frac{1}{2} \sin^2\alpha_0 + \cos^2\alpha_0 - \cos\alpha_0 \right) \\ &= b \cdot R^2 \cdot p_0 \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos^2\alpha - \cos\alpha_0 \right) \end{aligned} \quad (2.III.70)$$

Nhưng : $\cos\alpha_0 = \frac{R-h}{R}$

Như vậy :

$$\begin{aligned} P_0 &= b \cdot R^2 \cdot p_0 \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{(R-h)^2}{R^2} - \frac{R-h}{R} \right] \\ &= \frac{1}{2} b \cdot p_0 [R^2 + R^2 - 2Rh + h^2 - 2R^2 + 2Rh] = \frac{1}{2} b \cdot p_0 h^2 \end{aligned} \quad (2.III.71)$$

Nếu ký hiệu p - áp lực đơn vị trung bình lên nền đất, có thể viết :

$$p = p_0 \cdot h \quad (2.III.72)$$

Như vậy : $P_0 = \frac{1}{2} \cdot b \cdot p \cdot h$, daN (2.III.73)

Đối với máy xúc có hai đai xích, lực cản do biến dạng nền đất W_2 sẽ là :

$$W_2 = 2 P_0 = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot p \cdot h = b \frac{G}{2b/l} \cdot h = \frac{h}{2l} \cdot G, \text{ daN}$$

Trong đó : l - Chiều dài đế tựa của đai xích, cm.

- Trường hợp thứ hai : Bánh xích phia trước được nâng lên (hình 2.IV.37b).

Tương tự như phần trên ta có :

$$dp = b \cdot p' \cdot dl_1$$

Thành phần nằm ngang của áp lực thành phần :

$$dP_0 = dp \cdot \sin\alpha \quad (2.III.75)$$

Nhưng :

$$p' = \frac{l_1}{l_2} \cdot p_0 \cdot h; l_2 = \frac{h}{\sin\alpha}$$

Như vậy :

$$p' = p_0 \cdot l_1 \cdot \sin\alpha \quad (2.IV.70)$$

Rút ra :

$$dp = h \cdot p_0 \cdot l_1 \cdot \sin\alpha \cdot dl_1 \quad (2.III.76)$$

Tích phân biểu thức trên trong khoảng $l_2 - 0$, ta có :

$$P_0 = b \cdot p_0 \cdot \sin^2\alpha \left| \frac{l_1^2}{2} \right|_0^{l_2} = b \cdot p_0 \cdot \frac{l_2^2 \cdot \sin^2\alpha}{2} \quad (2.III.77)$$

Thay $l_2 = \frac{h}{\sin\alpha}$ vào (2.IV.72), ta có :

$$P_0 = b \cdot p_0 \cdot \frac{h^2}{\sin^2\alpha} \cdot \frac{\sin^2\alpha}{2} = b \cdot p_0 \cdot \frac{h^2}{2} \quad (2.III.78)$$

Thay $p = p_0 \cdot h$ vào (2.IV.73), ta có :

$$P_0 = pb \cdot \frac{h}{2} \quad (2.III.79)$$

Thay $P = \frac{G}{2b \cdot l}$ vào 2.IV.74, ta có :

$$P_0 = b \cdot \frac{G}{2l} \cdot \frac{h}{2} = \frac{h}{4l} \cdot G \quad (2.III.80)$$

$$W_2 = 2P_0 = \frac{2 \cdot h}{4l} \cdot G = \frac{h}{2l} \cdot G \quad (2.III.81)$$

Như vậy cả hai trường hợp ta có W_2 như nhau.

Theo kinh nghiệm, khi máy di chuyển trong điều kiện khó khăn nhất, bất lợi nhất (trên nền chưa làm đường sần) :

$$W_2 = (0,08 - 0,17)G \quad (2.III.82)$$

Xác định lực cản vòng : Lực cản vòng do các lực ma sát sinh ra giữa dải xích và nền đất.

Nếu ta ký hiệu : M - Momen của những lực ma sát của 1 dải xích lên nền đất.

φ - Góc chuyển hướng khi lái vòng (hình 2.IV.38). Như vậy, ta có thể tính được công cơ học cần thiết để thắng các lực cản vòng theo công thức sau:

$$L = 2 M\varphi \quad (2.III.83)$$

Lực cản vòng W_3 sinh ra khi lái vòng sẽ là :

$$W_3 = \frac{L}{\left(R - \frac{a}{2} \right) \cdot \varphi} = \frac{2M}{R - \frac{a}{2}} = \frac{4M}{2R - a}, \text{ daN} \quad (2.III.84)$$

Trong trường hợp khi vòng mà phanh hãm một bên dải xích với tâm quay của toàn bộ máy chính là tâm của dải xích bị phanh hãm, có nghĩa là ta có $R = a$ (hình 2.III.15)và:

$$W_3 = \frac{4M}{2a - a} = \frac{4M}{a}, \text{ daN} \quad (2.III.85)$$

Mô men do các lực ma sát giữa dải xích với nền đất cơ thể được xác định theo công thức 2.III.62. Với mô men của các lực bám thì hệ số bám μ có giá trị lớn hơn, $\mu = 0,5 - 0,6$ với $\mu = 0,5$ ta có :

$$W_3 \approx 0,3G \quad (2.III.86)$$

Xác định lực cản dốc (lực cản do độ dốc gây ra).

Lực cản này sinh ra do máy di chuyển lên dốc, nó được tính theo công thức sau :

$$W_4 = G \cdot \sin\alpha$$

Trong đó : α là góc dốc thường có giá trị : $\alpha = 15 - 20^\circ$ ($\sin \alpha = 0,26 - 0,34$), Như vậy:

$$W_4 \approx 0,3G \quad (2.III.87)$$

Tổng các lực cản của máy xúc trong quá trình di chuyển có thể tổ hợp theo hai trường hợp sau :

- Trường hợp thứ nhất :

Máy xúc di chuyển trên mặt phẳng ngang và thực hiện lái vòng:

$$W_{d/c} = W_1 + W_2 + W_3 \quad (2.III.88)$$

- Trường hợp thứ hai :

Máy xúc di chuyển có độ dốc α và không thực hiện lái vòng. Thường loại máy nâng khi lái vòng có độ dốc thì cắt li hợp một bên và cài số lùi.

$$W_{d/c} = W_1 + W_2 + W_4 \quad (2.III.89)$$

So sánh hai trường hợp để chọn trường hợp tính công suất cho cơ cấu di chuyển có $W_{d/c}$ lớn nhất.

b) Tính lực cản di chuyển của máy xúc di chuyển bánh lốp

Thông thường các loại máy xúc một gầu di chuyển bánh lốp có lực cản nhỏ hơn nhiều so với máy xúc di chuyển bằng xích.

Lực cản trong quá trình di chuyển bao gồm :

- Lực cản ma sát.
- Lực cản do biến dạng nền đất.
- Lực cản vòng.
- Lực cản dốc.
- Lực cản do gió.

Xác định các lực cản thành phần.

- + Lực cản ma sát :

$$W_1 = G \cdot \cos\alpha \cdot W_0 \quad (2.III.90)$$

W_0 - Hệ số cản cơ bản.

- + Lực cản do biến dạng nền đất.

$$W_2 = f \cdot G \quad (2.III.91)$$

f - Hệ số cản di chuyển ; $f = 0,03$ đối với đường hiện đại (tốt) ; $f = 0,15 - 0,2$ đối với đường đất chưa đầm lèn.

Thực tế, trong quá trình di chuyển của bánh lốp ngoài biến dạng của nền đất thì các lốp cũng bị biến dạng, nó phụ thuộc vào áp lực ở trong lốp và các thông số khác, nó không thể xác định một cách chính xác bằng toán học được.

+ Lực cản vòng : Nhờ có cơ cấu ở vi sai của cơ cấu di chuyển bằng lốp nên lực cản vòng rất bé. Thực tế $W_3 \approx 0,01G$ nên trong tính toán có thể bỏ qua.

- + Lực cản dốc.

$$W_4 = G \cdot \sin\alpha$$

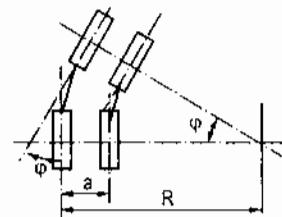
Thường $\alpha = 10 - 15^\circ$.

- + Lực cản do gió. Vì bé nên có thể bỏ qua.

Như vậy, Tổng các lực cản di chuyển của máy xúc di chuyển bằng lốp sẽ là :

$$W_{d/c} = W_1 + W_2 + W_4 \quad (2.III.92)$$

Hình 2.III.15. Sơ đồ tính lực cản vòng của máy xúc một gầu di chuyển xích



§3. TÍNH TOÁN TÍNH MÁY XÚC MỘT GẦU

Tính toán tĩnh máy xúc một gầu bao gồm hai vấn đề chính :

- Tính toán cân bằng bàn quay và tính chọn đối trọng.
- Tính ổn định máy khi lắp các bộ phận làm việc khác nhau.

1. Tính cân bằng bàn quay và tính chọn đối trọng

Bàn quay của máy xúc một gầu được gọi là cân bằng khi tổng của tất cả các lực lên bàn quay nằm trong vòng tựa quay.

Trong tính toán, người ta chỉ cần tính ở hai vị trí giới hạn của thiết bị làm việc, khi gầu ở xa máy nhất và gần máy nhất sẽ tìm được hai giá trị của đối trọng tương ứng. Và giá trị của đối trọng sẽ nằm trong hai giá trị ấy.

a) Máy xúc gầu thuận

Vị trí thứ nhất : Cân máy xúc nghiêng một góc $\alpha_{\max} = 55 - 60^\circ$, gầu xúc tựa lên nền đất ở vị trí sát máy nhất (hình 2.IV.39). Vì thế, trong tính toán bỏ qua trọng lượng của tay cân và gầu xúc. Tổng tất cả các lực tác dụng lên bàn quay nằm trên vòng tựa quay ở phía sau R_1 và ta sẽ tính được trọng lượng G_1 có giá trị lớn nhất $G_{dt\max}$.

Vị trí thứ hai : Cân máy nghiêng một góc nhỏ nhất $\alpha_{\min} = 35 - 40^\circ$. Răng gầu ngang với trục của cơ cấu đẩy. Tổng của tất cả các lực tác dụng đi qua vòng tựa quay ở phía trước R_2 và ta sẽ tính được trọng lượng đối trọng nhỏ nhất $G_2 = G_{dt\min}$.

Cách xác định : Bằng phương pháp họa đồ ta có thể xác định được G_{dt} . Xét cụ thể cho trường hợp thứ 2 (hình 2.III.17).

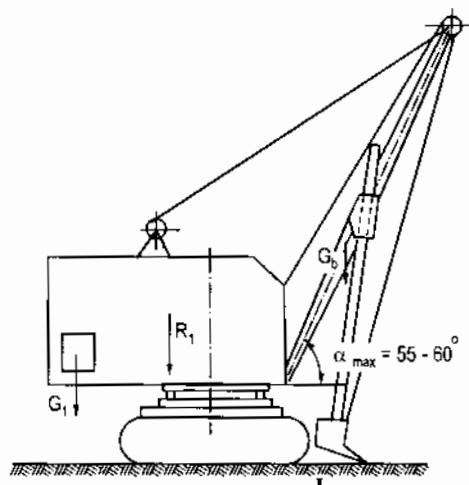
Trên một trục thẳng đứng bất kỳ ta lần lượt đặt liên tiếp các lực G_{bq} (trọng lượng bàn quay), $G_{d/c}$ (trọng lượng động cơ), G_{cc} (trọng lượng các cơ cấu), G_c (trọng lượng cần), G_{tc} (trọng lượng tay cân), G_{g+d} (trọng lượng gầu và đất). Lấy một điểm O nằm ngoài đường thẳng đã đặt các lực lần lượt nối các điểm cuối của lực O và G_{g+d} ta được đường 1 ; O với G_{tc} ta được đường 2 và tương tự ta có đường 6, nối điểm đầu của G_{bq} ta có đường 7.

Trên trục của lực R_2 kéo dài ta lấy một điểm a bất kỳ. Từ a kẻ một đường song song với 1 gấp G_{g+d} kéo dài tại một điểm ta có đường 1'. Từ điểm cắt nhau của đường 1 và trục G_{g+d} kéo dài ta kẻ đường 2'. Cứ tiếp tục làm như vậy ta có 7' song song với 7 và cắt G_2 kéo dài tại b. Nối a với b, ta có 8'.

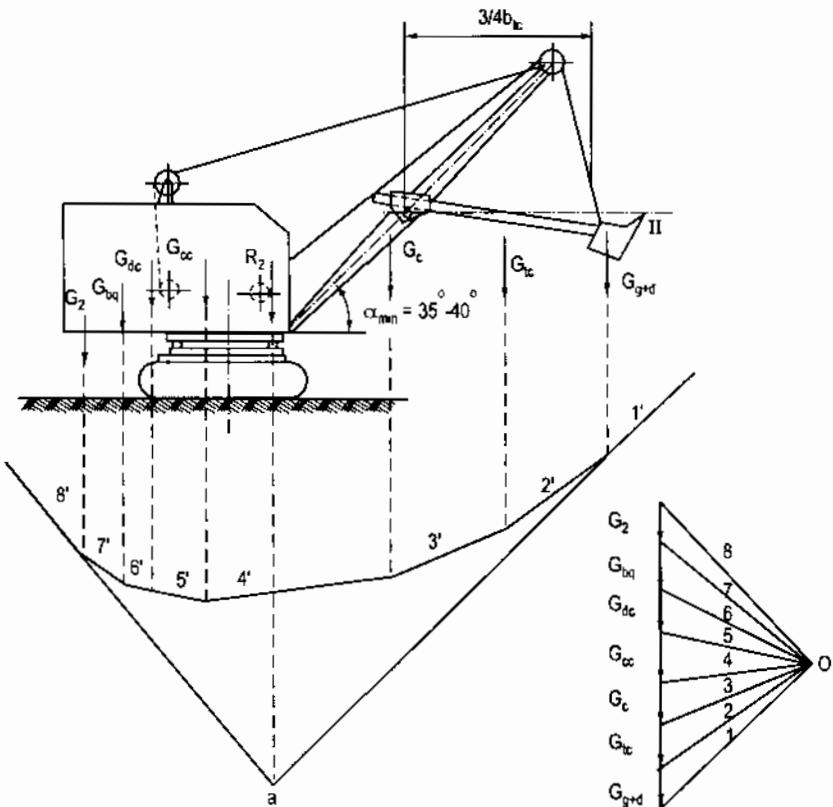
Từ O ta kẻ 8 song song với 8' gấp trục đặt các lực tại một điểm. Đó chính là điểm đầu của G_2 . Và như vậy ta xác định được G_2 là trọng lượng đối trọng nhỏ nhất $G_2 = G_{dt\min}$.

Bằng cách làm tương tự ta xác định được $G_1 = G_{dt\max}$ ở vị trí thứ nhất.

Khi tính được kết quả G_1 và G_2 thì có hai khả năng xảy ra :



Hình 2.III.16. Sơ đồ xác định đối trọng của máy xúc gầu thuận ở vị trí thứ nhất



Hình 2.III.17. Sơ đồ xác định đối trọng của máy xúc gầu thuận ở vị trí thứ hai

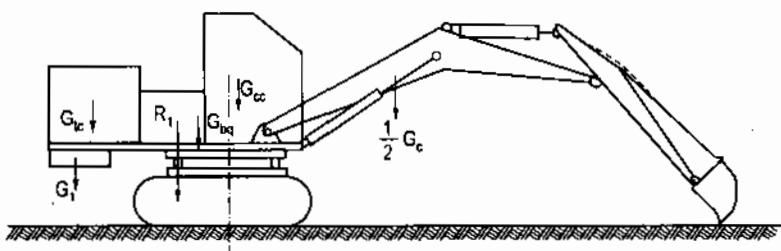
Nếu như $G_2 < G_1$ thì trọng lượng của đối trọng được chọn sẽ nằm trong khoảng G_2 và G_1 có nghĩa là :

$G_1 > G_{dc} > G_2$ (nên chọn gần giá trị của G_2).

Nếu như $G_2 > G_1$ có nghĩa là : Các cơ cấu đặt lên phía trước quá hoặc thiết bị làm việc quá nặng hoặc quá dài hoặc vòng tựa quay quá bé. Trong trường hợp này cần phải điều chỉnh và tính lại.

b) Máy xúc gầu nghịch

Vị trí thứ nhất : Thể hiện ở hình 2.III.18. Trường hợp này gầu tựa lên nền đất nên trong tính toán bỏ qua trọng lượng của gầu xúc, tay cần. Riêng cần chỉ lấy một nửa trọng lượng.



Hình 2.III.18. Sơ đồ xác định đối trọng của máy xúc gầu nghịch ở vị trí thứ nhất

Vị trí thứ hai : Gầu đầy đất, bắt đầu nâng thiết bị làm việc. R_2 tác dụng lên vòng tua quay phía trước và G_2 là nhỏ nhất (hình 2.III.19).

Bằng phương pháp họa đồ tương tự như máy xúc gầu thuận ta xác định được G_{di} .

Đối với máy xúc gầu dây, tính toán trong trường hợp : cần nghiêng một góc α_{min} , gầu đầy đất được nâng lên tận phía đầu cần.

Đối với máy xúc gầu ngoạm và máy xúc lật tương tự máy xúc gầu nghịch và gầu thuận.

2. Độ ổn định máy xúc một gầu

Kiểm tra độ ổn định của máy xúc một gầu tại vị trí bất lợi nhất mà máy đang làm việc hoặc di chuyển. Ngoài trọng lượng kết cấu của máy còn có các ngoại lực khác tác động vào máy như : lực cản cắt đất, lực do gió, lực ly tâm khi máy quay.

Trong máy xúc một gầu, người ta chia ra hai nhóm khi tính độ ổn định.

Máy xúc có độ ổn định tuyệt đối : có nghĩa là dù cần có góc nghiêng bao nhiêu thì máy vẫn ổn định (không bị lật). Loại này thường tính cho máy xúc một gầu có dung tích lớn từ $2m^3$ trở lên.

Máy xúc có độ ổn định tương đối : Loại này thường tính cho máy xúc có dung tích gầu cỡ nhỏ và trung bình, gầu có dung tích nhỏ hơn $2m^3$.

Nhóm máy này nếu thợ lái không có kinh nghiệm thì có thể dẫn đến máy mất ổn định. Nhưng thợ lái có kinh nghiệm thì tại thời điểm cảm thấy máy xúc hơi nghiêng, có thể bằng kinh nghiệm xử lý cho máy trở lại trạng thái bình thường (không bị lật).

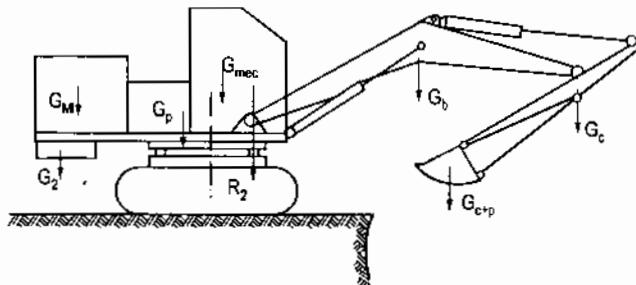
a) Xác định độ ổn định của máy xúc gầu thuận

1- Trường hợp máy xúc đang làm việc (xúc đất). Vị trí bất lợi nhất đối với máy là :

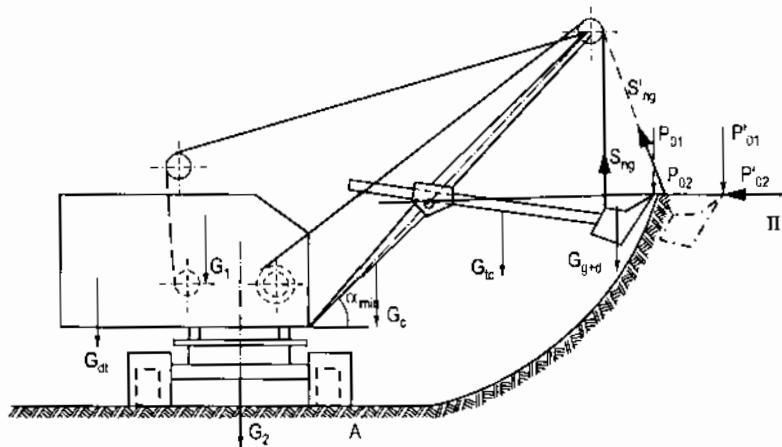
- Cần có vị trí vuông góc với hướng di chuyển của máy (vuông góc với trực dọc của máy).
- Cần nghiêng một góc α_{min} .
- Lực nâng gầu lớn nhất. Khi rằng gầu ngang mức với trực của ô yên ngựa (khớp liên kết giữa tay cần và cần).
- Gió thổi cùng chiều với chiều máy bị lật.

Sơ đồ lực tác dụng thể hiện ở hình 2.III.20.

Đối với máy xúc có cơ cấu đẩy, trong tính toán bỏ qua lực đẩy vì khi đó toàn bộ công suất động cơ tập trung để nâng gầu.



Hình 2.III.19. Sơ đồ xác định đối trọng của máy xúc gầu nghịch – vị trí thứ hai



Hình 2.III.20. Sơ đồ xác định độ ổn định của máy xúc gầu thuận trong khi làm việc.

Tính ổn định của máy bằng cách thông qua hệ số ổn định $K_{\text{đđ}}$.

$$1,05 < K_{\text{đđ}} = \frac{M_{\text{giữ}}}{M_{\text{lật}}} \leq 1,1 \quad (1.\text{III}.93)$$

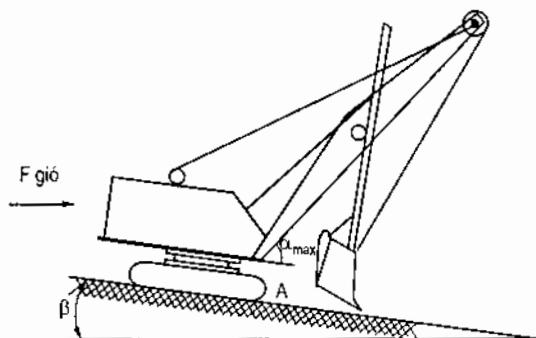
Tính mô men giữ và mô men lật đối với trục A-A (mề ngoài của con lăn tì). Khi biết được giá trị của các lực khoảng cách từ các lực tới trục A-A.

2- Trường hợp khi máy di chuyển.

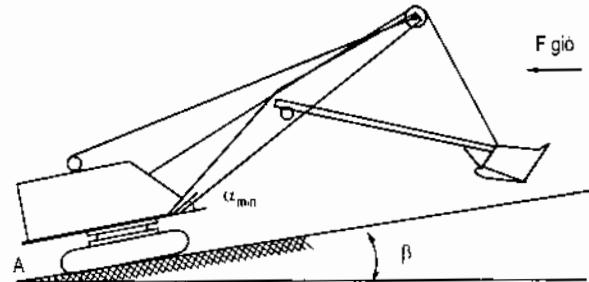
+ Di chuyển xuống dốc :

- Độ dốc của mặt đường β .
- Gầu ở phía trước, ở vị trí thấp nhất.
- Cần nghiêng một góc α_{max} .
- Gió thổi cùng chiều với hướng di chuyển.
- Tay cần vuông góc với mặt đường (hình 2.III.21).

Như vậy, máy có khả năng bị lật quanh trục A-A (đường tiếp xúc giữa xích với nền đất phía máy có khả năng lật).



Hình 2.III.21. Sơ đồ tính ổn định của máy xúc gầu thuận khi di chuyển xuống dốc



Hình 2.III.22. Sơ đồ tính ổn định máy xúc gầu thuận khi di chuyển lên dốc

+ Di chuyển lên dốc :

- Mật đường nghiêng một góc β .
- Gầu phía trước ở vị trí thấp nhất.
- Cần nghiêng một góc α_{\min} .
- Tay cần duỗi ra hết.
- Có gió thổi ngược chiều với hướng di chuyển.

Như vậy, máy có khả năng bị lật quanh trục A-A (đường tiếp xúc giữa xích với nền đất phía máy có khả năng lật).

Trong cả hai trường hợp thì hệ số ổn định tính như sau :

$$K_{\text{öd}} = \frac{M_{\text{giữ}}}{M_{\text{lật}}} \geq 1,2 \quad (2.\text{III}.94)$$

Với gió thổi có áp lực $P_{\text{gió}} = 25 - 35 \text{ daN/m}^2$

b) Xác định độ ổn định của máy xúc gầu nghịch

Xét trong khi máy làm việc và máy di chuyển.

1- Khi máy làm việc.

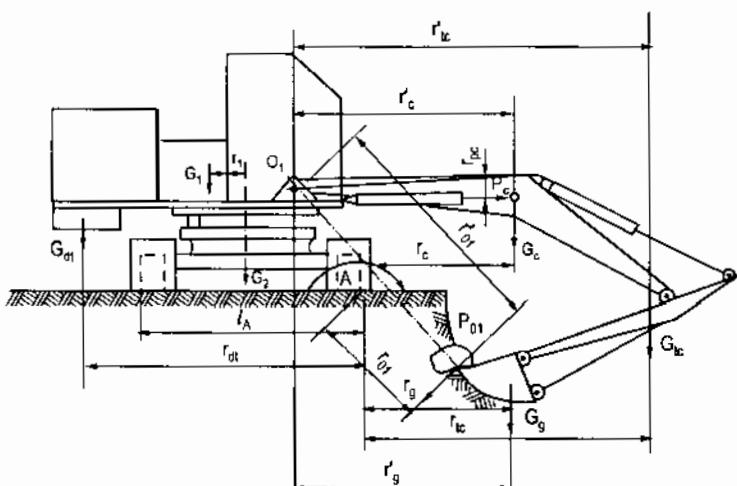
+ Khi gầu đang xúc đất :

- Gập chuồng ngại vật.
- Cần vuông góc với trục dọc của máy.
- P_{01} vuông góc với đường nối từ khớp chân cần với đỉnh của răng gầu.
- Lực nâng cần lớn nhất để thẳng chuồng ngại vật.

(Chuồng ngại vật thông thường cách mặt đất khoảng 0,75 - 1,0m)

Trong trường hợp này cần phải tính P_{01} . Theo sơ đồ ở hình 2.III.23. Ta viết phương trình mô men đối với O_1 và rút ra :

$$P_{01} = \frac{1}{r'_{01}} \left(P_{c\max} \cdot r_{pc} - G_c \cdot r'_c - G_{tc} \cdot r'_{tc} - G_g \cdot r'_g \right) \quad (2.\text{III}.95)$$



Hình 2.III.23. Sơ đồ tính ổn định máy xúc gầu nghịch khi xúc đất gấp chuồng ngại vật

Và hệ số ổn định trường hợp này có thể tính được bằng cách viết tỷ số giữa mô men giữ và mô men lật đối với trục A-A.

$$P_{\text{đđ}} = \frac{G_{\text{đđ}} \cdot r_{\text{đđ}} + G_1 \left(r_1 + \frac{L_A}{2} \right) + G_2 \cdot \frac{L_A}{2}}{G_c \cdot r_c + G_{\text{tc}} \cdot r_{\text{tc}} + G_g \cdot r_g + P_{01} \cdot r_{01}} \geq 1,15 \quad (2.\text{III}.96)$$

Trong đó : $G_{\text{đđ}}$ - Trọng lượng đối trọng;

G_1 - Trọng lượng bàn quay;

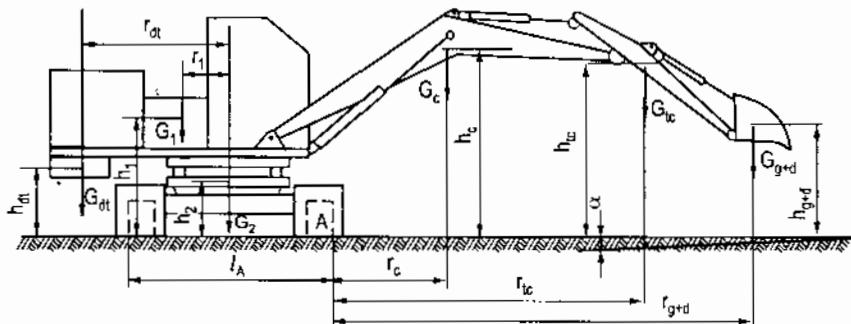
G_2 - Trọng lượng của động cơ và các cơ cấu;

G_c - Trọng lượng cần;

G_{tc} - Trọng lượng tay cần;

G_g - Trọng lượng gầu xúc.

+ Khi máy làm việc ở nền đất dính, khó xả đất, mặt bằng đứng của máy nghiêng góc $\alpha = 10 - 12^\circ$ theo chiều máy mấp mé ổn định, gầu vươn xa để xả đất (hình 2.III.24) cần vuông góc với trục dọc của máy.



Hình 2.III.24. Sơ đồ tính độ ổn định của máy xúc gầu nghịch (trường hợp làm việc nơi nền đất dính)

Máy có khả năng bị lật quanh trục A-A.

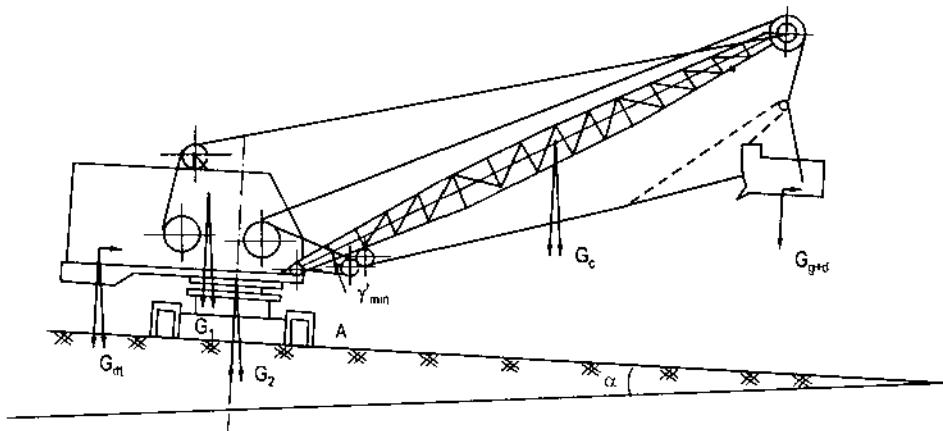
Hệ số ổn định của máy được tính theo:

$$P_{\text{đđ}} = \frac{G_{\text{đđ}} \left(r_{\text{đđ}} + \frac{L_A}{2} - h_{\text{đđ}} \operatorname{tg}\alpha \right) + G_1 \left(r_1 + \frac{L_A}{2} - h_1 \operatorname{tg}\alpha \right) + G_2 \left(\frac{L_A}{2} - h_2 \operatorname{tg}\alpha \right)}{G_c (r_c + h_c \cdot \operatorname{tg}\alpha) + G_{\text{tc}} (r_{\text{tc}} + h_{\text{tc}} \cdot \operatorname{tg}\alpha) + G_{g+d} (r_g + h_{g+d} \cdot \operatorname{tg}\alpha)} \geq 1,15 \quad (2.\text{III}.97)$$

c) Độ ổn định của máy xúc gầu dây

Trường hợp máy xúc gầu dây có nguy cơ mất ổn định khi :

- Cần vuông góc với trục dọc của máy.
- Cần nghiêng một góc nhỏ nhất.
- Gầu dây đất treo ở phía đầu mút cần.



Hình 2.III.25. Sơ đồ tính ổn định của máy xúc gầu dây

- Bắt đầu quay máy về vị trí xả đất.
- Mật bằng làm việc nghiêng một góc α theo chiều bị lật. Sơ đồ tính toán thể hiện ở hình 2.III.25.

Hệ số ổn định được xác định theo công thức sau :

$$1,1 < K_{\text{öd}} = \frac{M_{\text{giữ}}}{M_{\text{lật}}} < 1,15 \quad (2.\text{III}.98)$$

Máy có nguy cơ lật quanh trục A-A

Mô men giữ bao gồm :

$$M_{\text{giữ}} = G_{\text{dt}}(r_{\text{dt}} \cdot \cos\alpha - h_{\text{dt}} \cdot \sin\alpha) + G_1(r_1 \cdot \cos\alpha - h_1 \cdot \sin\alpha) + G_2(r_2 \cdot \cos\alpha - h_2 \cdot \sin\alpha) \quad (2.\text{III}.99)$$

Mô men lật :

$$M_{\text{lật}} = G_c(r_c \cdot \cos\alpha + h_c \cdot \sin\alpha) + G_{g+d}(r_{g+d} \cdot \cos\alpha + h_{g+d} \cdot \sin\alpha) \quad (2.\text{III}.100)$$

Trong đó :

- G_{dt} , G_1 , G_2 , G_c và G_{g+d} - Trọng lượng của đối trọng, các cơ cấu, bàn quay, cần và gầu cộng với đất;

- r_{dt} , r_1 , r_2 , r_c , r_{g+d} ; h_{dt} , h_1 , h_2 , h_c , h_{g+d} - Khoảng cách từ các lực tương ứng đến trục lật A-A.

Cách tính trên chỉ là tính gần đúng và đã bỏ qua lực ly tâm khi máy quay xả đất.

Đối với máy xúc gầu ngoặt và máy xúc lật cũng có phương pháp tính tương tự. Tuỳ từng thiết bị cụ thể.

§4. TÍNH NĂNG SUẤT MÁY XÚC MỘT GẦU

Năng suất của máy xúc một gầu cơ bản phụ thuộc vào dung tích của gầu và thời gian một chu kỳ làm việc của máy.

1. Năng suất lý thuyết

$$Q_{lt} = \frac{3600 \cdot q}{T_{ck}}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.III.101)$$

Trong đó : q - Dung tích hình học của gầu, m^3 ;

T_{ck} - Thời gian một chu kỳ làm việc của máy, s.

2. Năng suất kỹ thuật

$$Q_{lt} = \frac{3600 \cdot q}{T_{ck}} \frac{k_d}{k_t}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.III.102)$$

3. Năng suất thực tế

$$Q_{lt} = \frac{3600 \cdot q}{T_{ck}} \frac{k_d}{k_t} k_{tg}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.III.103)$$

Trong đó : k_d - Hệ số đầy gầu;

k_t - Hệ số tơi của đất;

k_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian.

Thời gian cắt đất và tích đất vào gầu phụ thuộc vào nền đất mà máy làm việc. Nền đất mềm có thể cắt với chiều dày phoi cắt lớn nên rút ngắn được thời gian cắt đất. Ngược lại, nền đất cứng thì phải cắt với chiều dày mỏng dẫn đến thời gian cắt đất lớn hơn.

Thời gian quay máy về vị trí xả đất và quay về vị trí làm việc tiếp theo phụ thuộc vào sơ đồ công nghệ thi công đất. Cụ thể phụ thuộc vào vị trí xả đất vào thiết bị vận chuyển, vào phương pháp xả đất của gầu xúc.

Thời gian xả đất phụ thuộc vào dung tích gầu, vào trạng thái của đất và khả năng của thiết bị vận chuyển.

Thời gian của một chu kỳ làm việc của máy xúc một gầu tham khảo trong bảng 2.III.3.

Bảng 2.III.3

Dung tích gầu q, m^3	Thời gian một chu kỳ làm việc, s		
	Gầu thuận	Gầu nghịch	Gầu dây
0,10 - 0,20	14	16 - 18	16
0,25 - 0,35	15	16 - 19	16
0,50 - 0,65	15,0 - 15,5	17 - 20	17,0 - 17,5
0,75 - 0,80	16,0 - 16,5	18 - 21	18,0 - 18,5
1,00 - 1,25	17,0 - 17,5	20 - 23	19,0 - 20,0
1,50 - 1,75	18,5 - 19,0	22 - 25	22,0 - 23,5
2,00 - 2,25	20,5 - 21,0	25 - 28	25,0 - 26,5
2,50 - 2,75	22,0 - 22,5	28 - 30	28,0 - 29,0
3,00 - 3,50	23,0 - 23,5	32 - 35	30,5 - 33,5
4,00 - 5,00	24,0 - 25,0	38 - 42	37,0 - 40,0

Chương IV

TÍNH TOÁN THIẾT BỊ LÀM VIỆC CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU

§1. THIẾT BỊ GẦU THUẬN

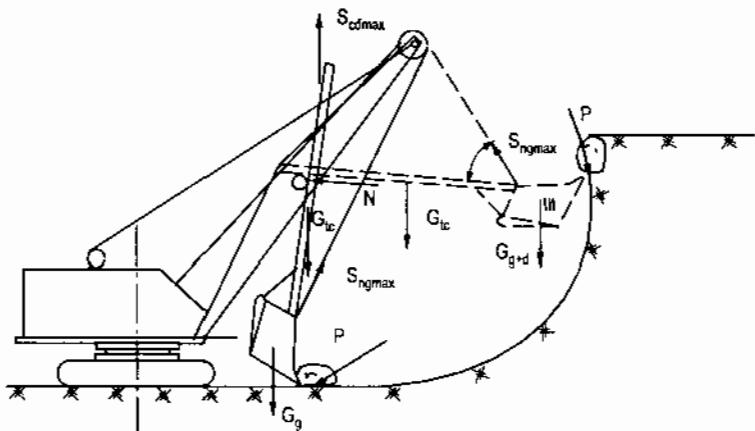
1. Thiết bị gầu thuận của máy xúc dẫn động cơ khí

a) Gầu xúc

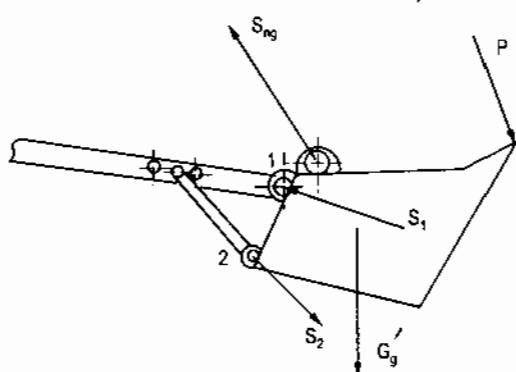
Gầu xúc chịu lực lớn nhất là khi bắt đầu cắt đất hoặc khi gần kết thúc quá trình cắt đất mà răng gầu gặp chướng ngại vật. Lúc đó thợ lái máy dần ga hy vọng vượt được chướng ngại vật. Có nghĩa là lúc đó S_{ng} và S_d có giá trị lớn nhất.

Cả hai vị trí, phản lực P có hướng gần như vuông góc với răng gầu. Ngoài các lực S_{ng} , S_d , và P , trong hệ gầu – tay cần (tay đẩy) còn có : trọng lượng của tay cần G_{tc} , trọng lượng gầu G_g và các phản lực ở các khớp.

Để tính được P , đầu tiên ta phải tính phản lực N .



Hình 2.IV.1. Sơ đồ vị trí tính toán gầu xúc của máy đào gầu thuận



Hình 2.IV.2. Sơ đồ tính các phản lực ở các khớp liên kết của gầu xúc với tay cần

Viết phương trình mô men đối với đỉnh răng của gầu, ta có :

$$N = \frac{1}{r_N} (S_{d\max} \cdot r_d - G_g \cdot r_g - G_{tc} \cdot r_{tc} + S_{ng} \cdot r_{ng}) \quad (2.V.5)$$

Trong đó : $r_N, r_d, r_g, r_{tc}, r_{ng}$ - Khoảng cách từ các lực tương ứng tới đỉnh răng gầu.

Sau khi xác định được lực N , ta lập đa giác lực để xác định lực P kể cả độ lớn và chiều.

Tính các phản lực tại các khớp liên kết giữa gầu và tay cần. Theo hình 2.IV.2, ta tính :

+ Phản lực S_2 :

Viết phương trình mô men đối với khớp 1, ta có :

$$S_2 = (P \cdot l_1 - S_{ng\max} \cdot l_2 + G_g \cdot l_3) / l_4. \quad (2.IV.2)$$

Trong đó : l_1, l_2, l_3, l_4 - Khoảng cách từ các lực tương ứng đến khớp 1.

+ Phản lực S_1 :

Viết phương trình mô men đối với khớp 2, ta có :

$$S_1 = (P \cdot l'_1 - S_{ng\max} \cdot l'_2 + G_g \cdot l'_3) / l'_4. \quad (2.IV.3)$$

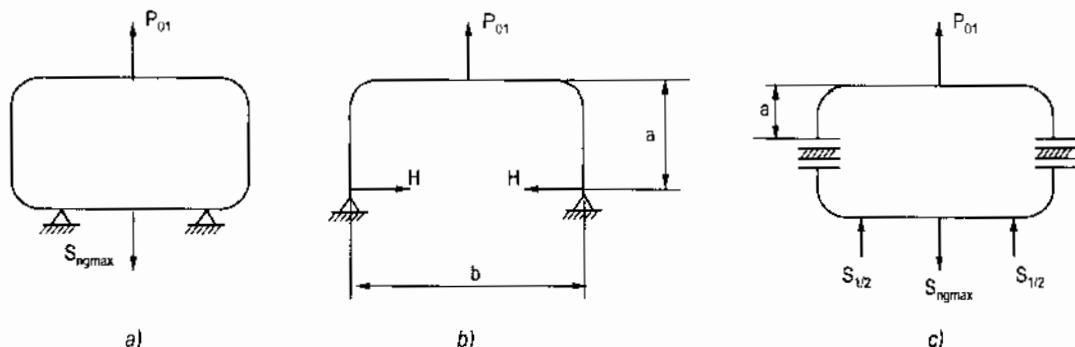
Trong đó : l'_1, l'_2, l'_3, l'_4 - Khoảng cách từ các lực tương ứng đến khớp 2.

Có thể tính S_1 bằng họa đồ lực.

Khi tính toán thành gầu, coi phản lực P_{01} tác dụng vào chính giữa thành trước và vuông góc với nó, bỏ qua trọng lượng bản thân của thành gầu.

Tính toán dai trên của gầu, phụ thuộc vào kết cấu và công nghệ chế tạo của gầu. Hình 2.IV.3. a, b, c thể hiện các sơ đồ tính dai trên của gầu.

+ Đối với loại gầu chế tạo bằng phương pháp đúc toàn khối thì sơ đồ tính thể hiện ở hình 2.IV.3. a.



Hình 2.IV.3. Sơ đồ tính dai trên của gầu

+ Đối với loại gầu chế tạo thành trước và hai thành bên thành một khối thì sơ đồ tính thể hiện ở hình 2.IV.3.b.

+ Đối với loại gầu chế tạo thành trước và một phần hai thành bên thành một khối, thành sau và phần còn lại của thành bên thành một khối. Liên kết giữa hai khối bằng hàn hoặc bằng đinh tán thì sơ đồ tính thể hiện ở hình 2.IV.3.c.

Khi tính chiều dày của thành gầu có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau :

$$t_g = (20 \div 35) \sqrt[3]{q} \quad (2.IV.4)$$

Giá trị trên đối với gầu đúc. Chiều dày của đai trên có thể chọn theo chiều dày của thành gầu cũng theo công thức kinh nghiệm sau :

$$t_d = (1,8 \div 2,0) t_g \quad (2.IV.5)$$

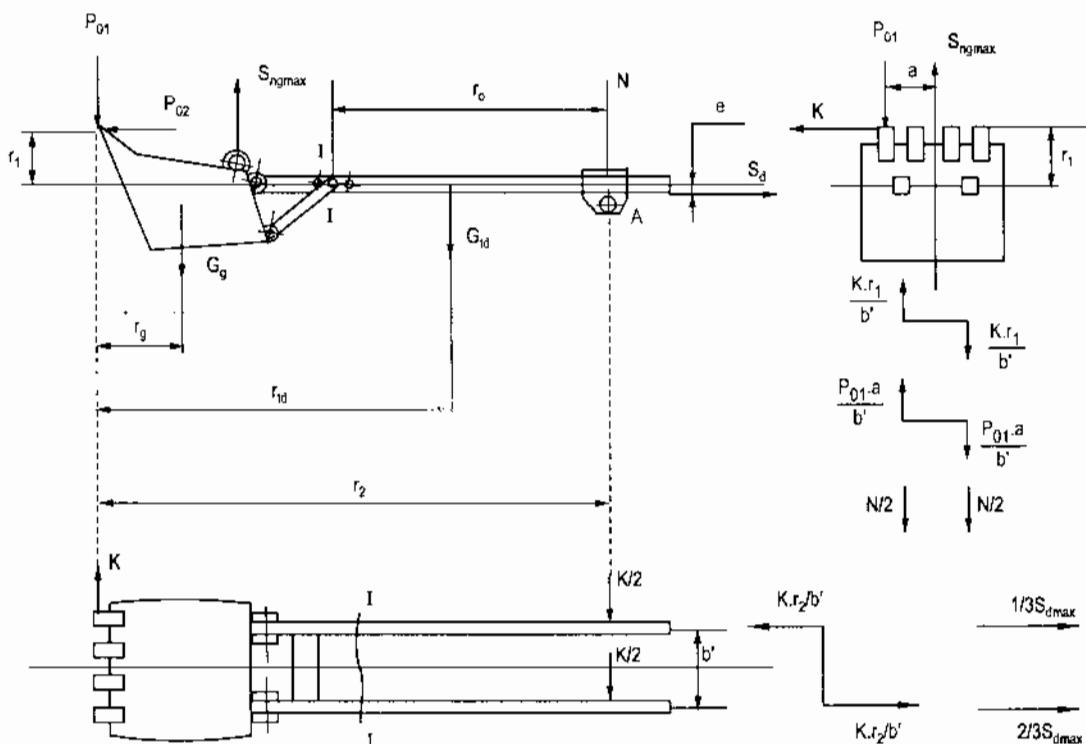
b) Tay cần

Đối với máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí có dung tích gầu lớn hơn $1m^3$ thì tay cần (tay đẩy) kết cấu có hai đâm song song và phía cuối của tay cần liên kết với gầu có một thanh giằng để tăng độ cứng vững. Còn loại nhỏ hơn thường dùng một đâm.

Ở đây chỉ giới thiệu tính toán cho loại có hai đâm song song.

Tải trọng lớn nhất xuất hiện trong tay cần (tay đẩy) thường là trong thời gian đào đất. Tại thời điểm tay cần có vị trí gần như nằm ngang còn răng gầu bên cạnh gặp chướng ngại vật. Khi đó người lái máy về số, dần ga hy vọng vượt được chướng ngại vật. Có nghĩa là lúc đó xuất hiện lực nâng gầu lớn nhất và lực đẩy của tay đẩy lớn nhất. Trên răng gầu ngoài cùng còn xuất hiện phản lực của chướng ngại vật P và được phân ra hai thành phần P_{01} và P_{02} (hình 2.IV.4).

Vì có chướng ngại vật ở răng gầu bên cạnh, dẫn đến làm cho thiết bị làm việc và bàn quay của máy quay. Từ nguyên nhân này, tại răng gầu xuất hiện một phản lực K .



Hình 2.IV.4. Sơ đồ tính tay cần (tay đẩy) hai đâm

Lực K được xác định theo công thức sau :

$$K = M_{ph}/R_k \cdot \eta_r \quad (2.IV.6)$$

Trong đó : M_{ph} - Mô men quay của cơ cấu quay;

R_k - Khoảng cách từ đinh răng tới trục quay của máy xúc;

η_r - Hiệu suất của cơ cấu quay.

Trên hệ gầu xúc - tay đẩy ở hình 2.IV.4, ta thấy : Những lực đã biết S_{ngmax} , S_{dmax} , G_{tc} , G_g và K. Những lực chưa biết cần xác định N, P_{01} và P_{02} . Chúng được xác định tương tự như tính gầu xúc.

Tiết diện nguy hiểm nhất tại khớp lắp đòn gánh với tay đẩy. Tại tiết diện này ta có :

Mô men uốn trong mặt phẳng đứng :

$$M_{ud} = \left(\frac{N}{2} + \frac{P_{01} \cdot a}{b'} + \frac{K \cdot r_1}{b'} \right) r_0 - \frac{2}{3} S_{dmax} \cdot e \quad (2.IV.7)$$

Mô men uốn trong mặt phẳng ngang :

$$M_{UN} = \frac{K}{2} \cdot r_0 \quad (2.IV.8)$$

Lực kéo :

$$P = \frac{2}{3} \cdot S_{dmax} + \frac{K \cdot r_2}{b'} \quad (2.IV.9)$$

Ứng suất lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm của một dầm được tính theo công thức sau :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{UD}}{W_{UD}} + \frac{M_{UN}}{W_{UN}} + \frac{P}{F} \quad (2.IV.10)$$

c) Cần

Lực lớn nhất tác dụng lên cần khi cần nghiêng một góc nhỏ nhất so với phương ngang. Tay cần vuông góc với cần, răng gầu gấp chuồng ngại vật mà thợ lái máy về số dần ga hy vọng sẽ vượt được chuồng ngại vật. Có nghĩa ta có lực nâng gầu lớn nhất và lực đẩy lớn nhất.

Như vậy, tại thời điểm này cần có các lực tác dụng (hình 2.IV.5) : S_{ngmax} , S_{dmax} , S_{cng} , G_c và phản lực tại khớp chân cần với bàn quay S_c , S_1 , đồng thời phản lực ngang K tại răng gầu. Bỏ qua trọng lượng bản thân của gầu và tay cần.

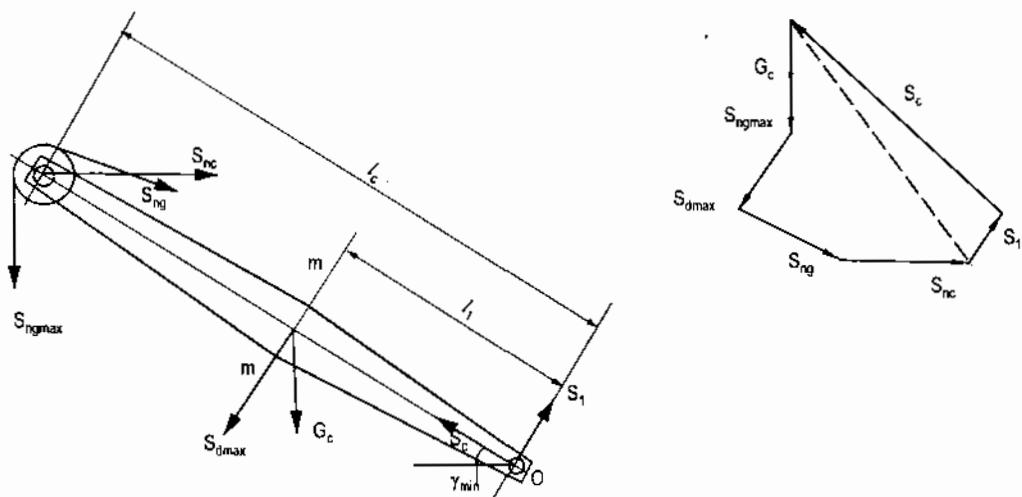
Lực căng cáp nâng gầu được xác định bằng công thức :

$$S_{cng} = \frac{S_{ng}}{a_p \cdot \eta_p} \quad (2.IV.11)$$

Trong đó : a_p - Bội suất của pa lăng nâng gầu;

η_p - Hiệu suất của pa lăng nâng gầu.

Lực căng cáp nâng cần được xác định bằng cách viết phương trình mô men của tất cả các lực tác dụng lên cần đối với khớp chân cần với bàn quay (O). Như vậy ta có :



Hình 2.IV.5. Sơ đồ tính cần của máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí

$$S_{nc} = (S_{ngmax} \cdot l_2 + G_c \cdot l_3 + S_{dmax} \cdot l_1 - S_{ng} \cdot l_4) / l_5 \quad (2.IV.12)$$

Trong đó : l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 - Khoảng cách từ các lực tương ứng tới (O)

Bằng cách thiết lập đa giác lực, ta xác định được S_l và S_c .

Tại tiết diện nguy hiểm nhất của cần m-m (khớp liên kết với tay cần) ta có mô men uốn được xác định theo công thức sau :

$$M_u = S_l \cdot l_1 \pm S_c \cdot c - \frac{G_c}{l_c} \cdot \frac{l_1^2}{2} \cos \gamma_{min} \quad (2.IV.13)$$

Trong đó : C - Khoảng cách từ lực S_c đến trọng tâm tiết diện đang xét.

Mô men xoắn :

$$M_x = K \cdot r_2 \quad (2.IV.14)$$

Lực nén :

$$P_n = S_c \quad (2.IV.15)$$

Ứng suất lớn nhất tại tiết diện m-m được tính gần đúng theo công thức :

$$\tau_{max} \approx \frac{1}{W_p} \sqrt{M_x^2 + \left(\alpha \cdot M_u + \alpha_1 \frac{WS_c}{F} \right)^2} \text{ theo [M]} \quad (2.IV.16)$$

Trong đó : $\alpha = 2 \cdot \tau_a / \sigma_u$ và $\alpha_1 = 2 \cdot \tau_a / \sigma_c$

W_p - Mô men cực của tiết diện cần;

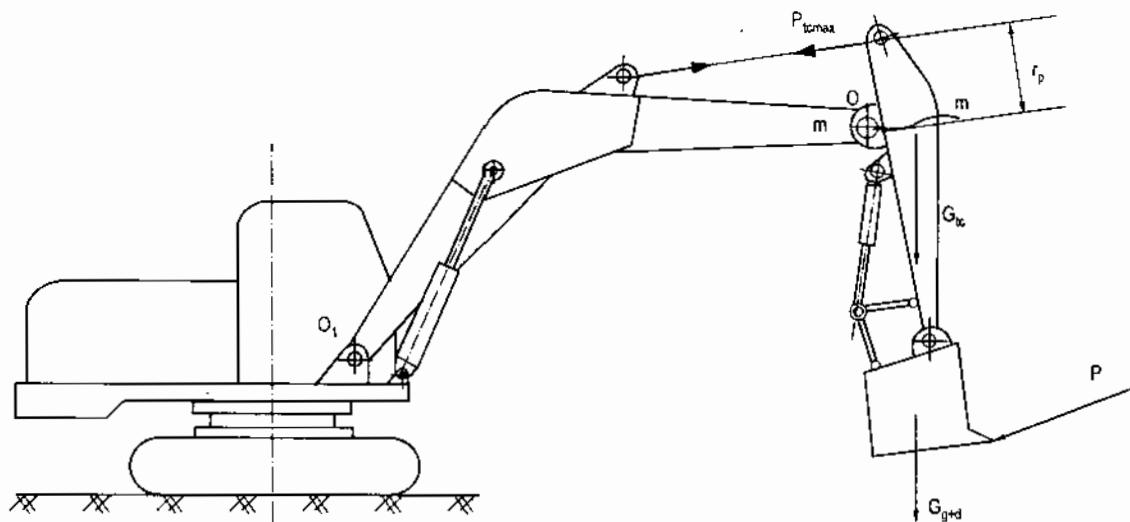
W - Mô men dọc trục của cùng tiết diện trên.

2. Thiết bị gầu thuận của máy xúc dẫn động thủy lực

Đối với gầu xúc được tính toán tương tự như gầu của máy xúc dẫn động cơ khí. Ở đây chỉ giới thiệu phân tích cần và tay cần.

a) Tính tay cần

Sơ đồ lực tác dụng lên tay cần được thể hiện ở hình 2.IV.6. Nội lực lớn nhất xuất hiện tại tiết diện m-m là khi máy đào đất ứng với thời điểm lực lớn nhất trong xi lanh vuông góc với tay cần.



**Hình 2.IV.6. Sơ đồ lực tác dụng lên tay cần
của máy xúc gầu thuận cỡ nhỏ dẫn động thủy lực**

Mô men uốn tại tiết diện m-m sẽ là :

$$M_u = P_{tcmax} \cdot r_p \quad (2.IV.17)$$

Và ứng suất sẽ là :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (2.IV.18)$$

b) Tính cần

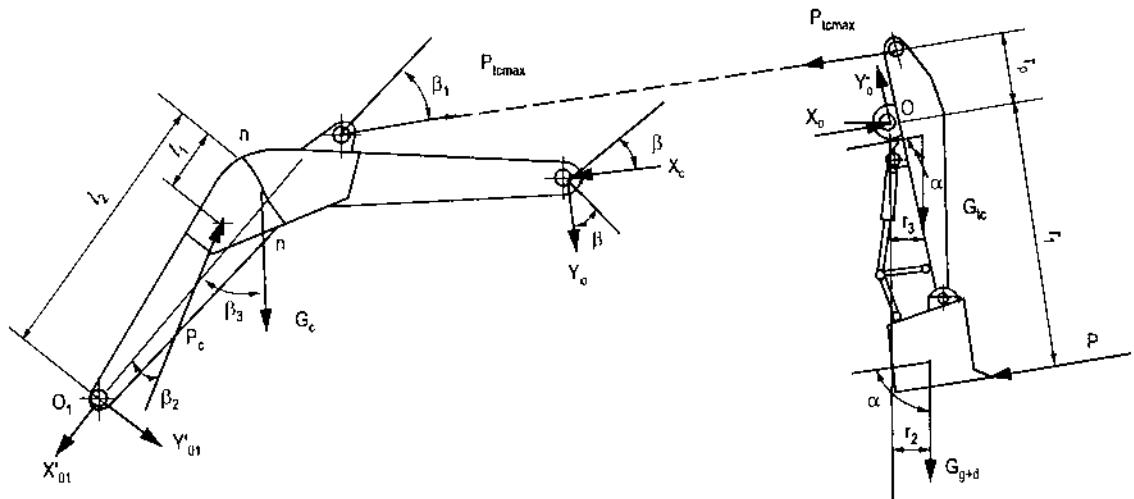
Tính toán cần được thực hiện ở các vị trí đào đất khác nhau và vị trí gầu đầy đất được nâng lên và vuông cách xa máy nhất. Các vị trí đào đất ít nhất là ba vị trí : Khi bắt đầu đào, khi nội lực lớn nhất xuất hiện ở tay cần và vị trí cuối quá trình đào. Cả ba vị trí đều có lực trong xi lanh tay cần là lớn nhất.

Ở đây chỉ tính toán trường hợp thứ hai còn các trường hợp khác sẽ tính tương tự.

Để thực hiện tính toán ta tách hệ cần – tay cần thành hai đầm tách biệt (hình 2.IV.7).

Tay cần có các lực tác dụng đã biết : Lực lớn nhất trong xi lanh tay cần P_{tcmax} , trọng lượng bản thân tay cần G_{tc} , trọng lượng bản thân gầu và đất G_{g+d} .

Các lực chưa biết cần xác định : Lực cản cắt đất P tác dụng vuông góc với bán kính quay của tay cắn, các phản lực X_0, Y_0 tại khớp liên kết O giữa tay cắn và cần.



Hình 2.IV.7. Sơ đồ lực tác dụng lên cần của máy xúc gầu thuận cỡ nhỏ dẫn động thủy lực

Viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O, ta có :

$$P \cdot r_1 + G_{g+d} \cdot r_2 + G_{tc} \cdot r_3 - P_{tcmax} \cdot r_p = 0 \quad (2.IV.19)$$

Từ (2.IV.19) ta suy ra :

$$P = (P_{tcmax} \cdot r_p - G_{g+d} \cdot r_2 - G_{tc} \cdot r_3) / r_1 \quad (2.IV.20)$$

Viết phương trình cân bằng hình chiếu của tất cả các lực theo hai trục x và y ta có :

Trên trục x :

$$X_0 - P_{tcmax} - P - G_{g+d} \cdot \cos\alpha - G_{tc} \cdot \cos\alpha = 0 \quad (2.IV.21)$$

Từ (2.IV.21) suy ra :

$$X_0 = P_{tcmax} + P + G_{g+d} \cdot \cos\alpha + G_{tc} \cdot \cos\alpha \quad (2.IV.22)$$

Trên trục y :

$$G_{g+d} \cdot \sin\alpha + G_{tc} \cdot \sin\alpha - Y_0 = 0 \quad (2.IV.23)$$

Từ (2.IV.23) suy ra :

$$Y_0 = G_{g+d} \cdot \sin\alpha + G_{tc} \cdot \sin\alpha \quad (2.IV.24)$$

Đối với cần có các lực tác dụng :

Các lực đã biết : P_{tcmax}, G_g, X_0, Y_0 . Các lực cần xác định : P_c, X_{01}, Y_{01} .

Tính P_c : Viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O₁ (khớp chân cần với bàn quay), ta có :

$$X_0 \cdot r_{x0} + Y_0 \cdot r_{y0} + G_c \cdot r_{gc} + P_{tcmax} \cdot r_{ptc} - P_c \cdot r_{pc} = 0 \quad (2.IV.25)$$

Từ (2.IV.25) suy ra :

$$P_c = (X_0 \cdot r_{x0} + Y_0 \cdot r_{y0} + G_c \cdot r_{gc} + P_{tcmax} \cdot r_{pc}) / r_{pc} \quad (2.IV.26)$$

Trong đó : $r_{x0}, r_{y0}, r_{gc}, r_{pc}, r_{pc}$ là khoảng cách từ các lực tương ứng đến khớp chân cẳng O_1 .

Tính X'_{01} : Viết phương trình cân bằng hình chiếu trục x trùng với X'_{01} , ta có :

$$X'_{01} - P_{tcmax} \cdot \cos\beta_1 - P_c \cdot \cos\beta_2 + Y_0 \cdot \sin\beta + X_0 \cdot \cos\beta + G_c \cdot \cos\beta_3 = 0 \quad (2.IV.27)$$

Từ (2.IV.27) suy ra :

$$X'_{01} = P_{tcmax} \cdot \cos\beta_1 + P_c \cdot \cos\beta_2 - Y_0 \cdot \sin\beta - X_0 \cdot \cos\beta - G_c \cdot \cos\beta_3 = 0 \quad (2.IV.28)$$

Tính Y'_{01} : Viết phương trình cân bằng hình chiếu trên trục y trùng với Y'_{01} , ta có :

$$Y'_{01} - P_{tcmax} \cdot \sin\beta_1 - P_c \cdot \sin\beta_2 + Y_0 \cdot \cos\beta + X_0 \cdot \sin\beta + G_c \cdot \sin\beta_3 = 0 \quad (2.IV.29)$$

Từ (2.IV.29) suy ra :

$$Y'_{01} = P_{tcmax} \cdot \sin\beta_1 + P_c \cdot \sin\beta_2 - Y_0 \cdot \cos\beta + X_0 \cdot \sin\beta - G_c \cdot \sin\beta_3 = 0 \quad (2.IV.30)$$

Tiết diện nguy hiểm nhất của cẳng là $n - n$. Ta có thể tính được mô men uốn trong mặt phẳng đứng và lực kéo :

Mô men uốn trong mặt phẳng đứng được tính theo công thức sau :

$$M_u = Y_0 \cdot l_2 \pm X'_{01} \cdot e + \frac{G_c}{l_c} \frac{l_1^2}{2} \sin\beta_3 - P_c \sin\beta_2 \cdot l_1 \quad (2.IV.31)$$

Trong đó : e - Khoảng cách lệch tâm của lực X'_{01} đối với trọng tâm tiết diện $n - n$.

Lực kéo có thể tính theo công thức sau :

$$P_k = X'_{01} + \frac{G_c}{2} \cos\beta_3 - P_c \cdot \cos\beta_2 \quad (2.IV.32)$$

Ứng suất đơn vị lớn nhất tại tiết diện $n - n$

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} + \frac{P_k}{F} \quad (2.IV.33)$$

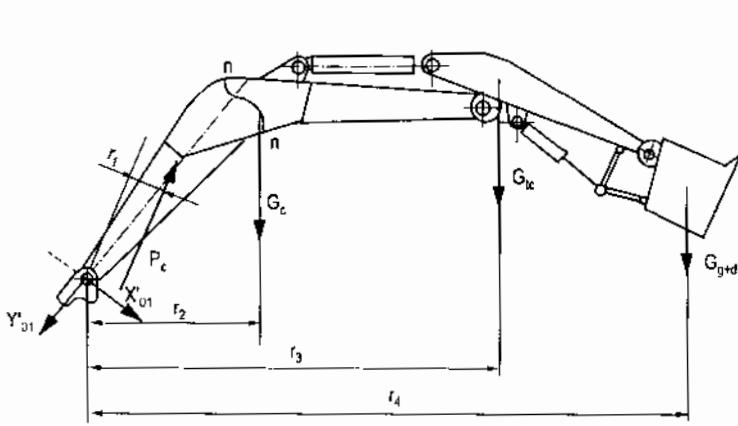
Đối với trường hợp gầu đầy đất được nâng lên và vươn xa máy nhất. Sơ đồ tính toán được thể hiện ở hình 2.IV.8. Trong trường hợp này không còn có lực P tác dụng vào gầu nữa.

Viết phương trình cân bằng mô men của tất cả các lực tác dụng lên hệ đối với khớp O_1 , ta có :

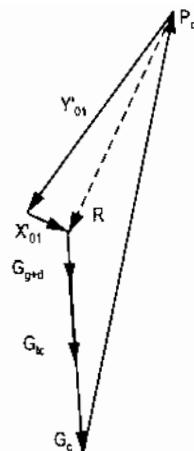
$$P_c \cdot r_1 - G_c \cdot r_2 - G_{lc} \cdot r_3 - G_{g+d} \cdot r_4 = 0 \quad (2.IV.34)$$

Suy ra :

$$P_c = \frac{G_c \cdot r_2 + G_{lc} \cdot r_3 + G_{g+d} \cdot r_4}{r_1} \quad (2.IV.35)$$



Hình 2.IV.8. Sơ đồ lực tác dụng vào hệ cần - tay cần - gầu xúc khi gầu được nâng lên và vị trí xa máy nhất



Hình 2.IV.9. Đa giác lực để xác định các phản lực tại khớp chân cần với bàn quay O_1

Để xác định các phản lực tại khớp chân cần O_1 , ta viết các phương trình cân bằng hình chiếu lên hai trục x và y , từ đó suy ra X'_01 và Y'_01 . Hoặc ta thiết lập đa giác lực để xác định phản lực tại khớp chân cần O_1 (cả về cường độ và hướng). Đa giác lực thể hiện ở hình 2.IV.9. Ứng suất tại tiết diện nguy hiểm $n - n$ được tính theo công thức (2.IV.33)

Đối với những máy xúc có dung tích lớn hơn, tuy kết cấu của thiết bị làm việc có khác nhau, nhưng phương hướng tính toán đều tương tự.

§2. THIẾT BỊ GẦU NGHỊCH

1. Thiết bị gầu nghịch của máy xúc dẫn động cơ khí

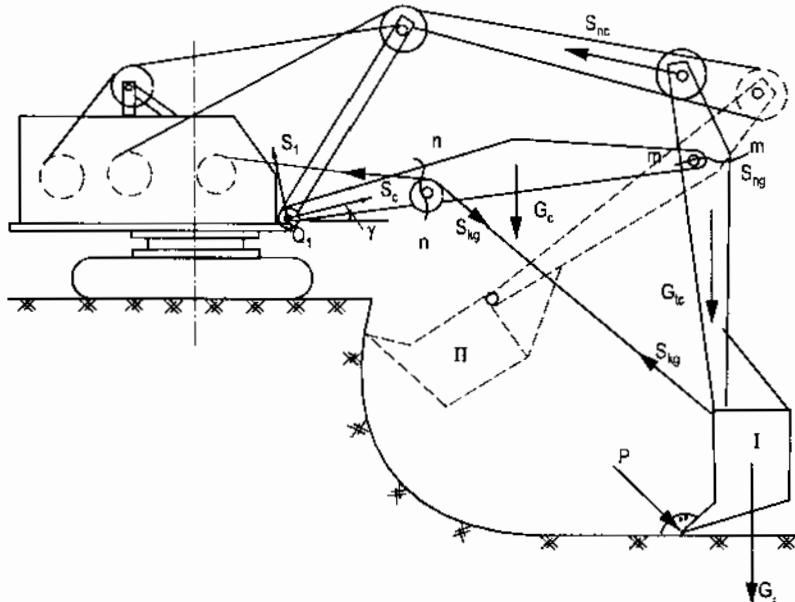
a) Gầu xúc

Được tính toán hoàn toàn tương tự như máy xúc gầu thuận. Gầu xúc chịu lực lớn nhất là khi bắt đầu cắt đất hoặc khi gầu kết thúc quá trình cắt đất mà răng gầu gặp chướng ngại vật. Lúc đó thợ lái về số, dần ga hy vọng vượt được chướng ngại vật. Như vậy ta có lực kéo gầu lớn nhất hình 2.IV.10.

b) Tay cần

Tay cần có kết cấu bằng kim loại hàn với tiết diện của đầm là hình hộp chữ nhật. Tính toán được thực hiện ở hai vị trí (hình 2.IV.10): Vị trí thứ nhất, tay cần vuông góc với cần, khi cắt đất răng gầu gặp chướng ngại vật, có lực kéo gầu lớn nhất; vị trí thứ hai khi gầu cắt đất với chiều dày phoi cắt lớn nhất đã đẩy gầu và vượt ra khỏi tầng đào. Ở đây ta tính toán cho vị trí thứ hai.

Xác định lực nâng cần S_{nc} . Viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O_1 (trong mặt phẳng đứng) và suy ra :



Hình 2.IV.10. Sơ đồ tính tay cần và cần của máy xúc gầu nghịch dần động cáp

$$S_{nc} = \frac{G_c \cdot r_c + G_{tc} \cdot r_{tc} + G_g \cdot r_g}{r_{nc}} \quad (2.IV.36)$$

Trong đó: r_c , r_{tc} , r_g , r_{nc} - Khoảng cách từ các lực tương ứng tới O_1 .

Trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng này còn có một lực tác dụng lên răng bên cạnh gầu.

Tiết diện nguy hiểm nhất của tay cần là tại khớp liên kết với cần $m - m'$.

Nó chịu tác dụng :

+ Mô men uốn trong mặt phẳng cần – tay cần như sau :

$$M_{ud} = S_{nc} \cdot r_{snc} \quad (2.IV.37)$$

+ Mô men uốn trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng trên :

$$M_u = K \cdot r_k \quad (2.IV.38)$$

+ Mô men xoắn do lực K tác dụng vào răng bên mép ngoài cùng của gầu :

$$M_x = K \cdot r_k \quad (2.IV.39)$$

Trong đó : r_{snc} - Khoảng cách từ lực nâng cần tới $m - m'$.

r_k - Khoảng cách từ lực K tới $m - m'$.

r_k - Khoảng cách từ điểm lực K tác dụng đến trực dọc tay cần.

c) Tính cần

Để tính cần ta cần xác định được các phản lực tại khớp chân cần với bàn quay, tại khớp liên kết giữa tay cần với cần và lực cản cát đất P . Muốn vậy, phải tách tay cần và

cần ra khỏi hệ và được hai dãm riêng biệt. Mỗi một dãm ta viết được hai phương trình hình chiếu lên hai trục và một phương trình cân bằng mô men. Như vậy ta được 6 phương trình với 6 ẩn là : S_1 , S_b , X_0 , Y_0 , P_{01} và P_{02} .

Tại tiết diện nguy hiểm nhất của cần n – n chịu tác dụng (xem hình 2.IV.5).

+ Mô men uốn trong mặt phẳng đứng :

$$M_{ud} = S_1 \cdot l_1 \pm S_c \cdot c + \frac{G_c}{t_c} \cdot \frac{l_1^2}{2} \cdot \cos\gamma \quad (2.IV.40)$$

+ Mô men uốn trong mặt phẳng ngang :

$$M_{un} = K(l_c - l_1) \quad (2.IV.41)$$

+ Mô men xoắn :

$$M_x = K \cdot r'_k \quad (2.IV.42)$$

+ Lực nén S_c

$$P_n = S_c$$

Đối với những máy xúc có dung tích bé, người ta sử dụng thiết bị của máy xúc gầu thuận (thiết bị vạn năng).

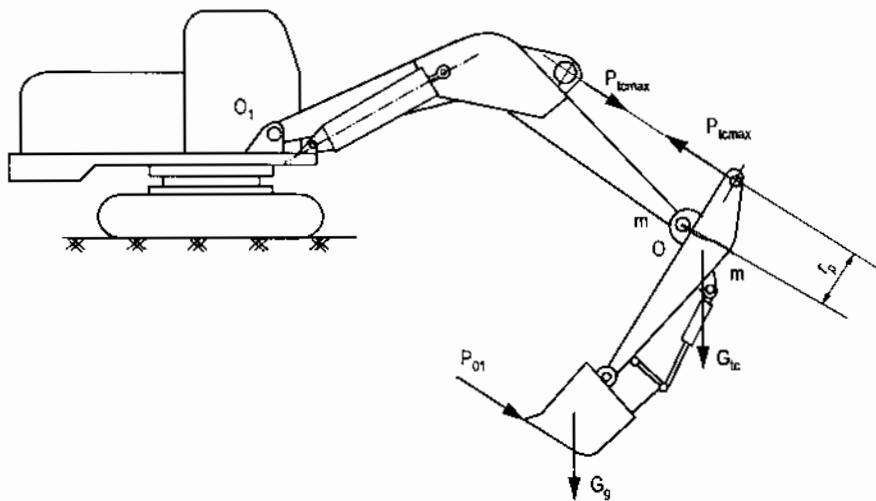
2. Thiết bị máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực

a) Gầu xúc

Gầu xúc cũng được tính toán tương tự như máy xúc gầu thuận.

b) Tay cần

Mô men uốn lớn nhất xuất hiện trong tiết diện nguy hiểm m – m khi gầu đang tiến hành cắt đất và xi lanh tay cần vuông góc với tay cần được tính theo công thức sau :



Hình 2.IV.11. Sơ đồ tính tay cần của máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực

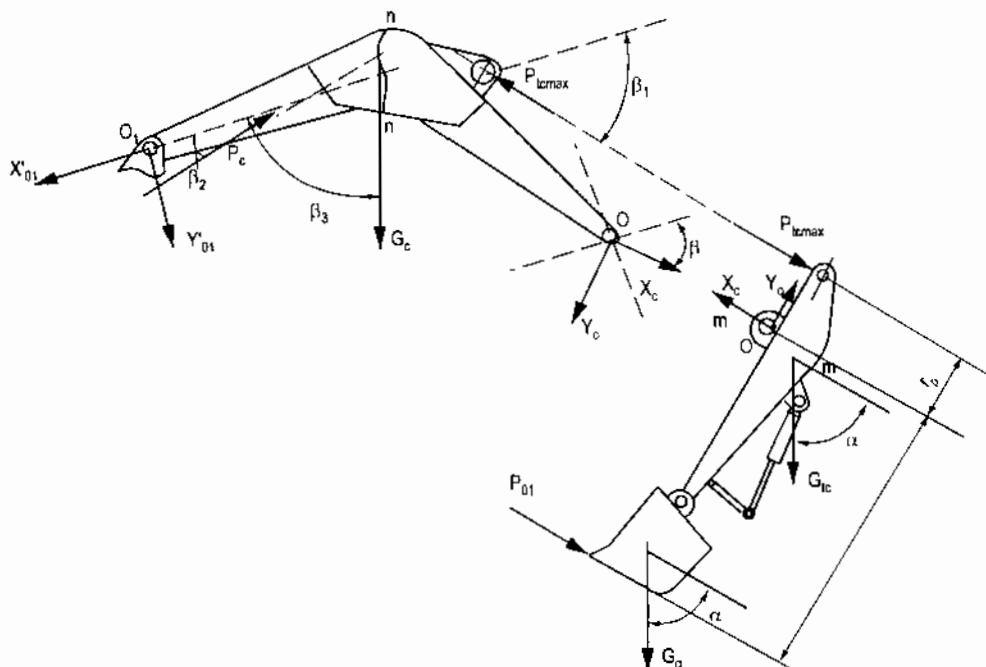
$$M_u = P_{tcmax} \cdot r_p \quad (2.IV.43)$$

Ứng suất tại tiết diện m – m được tính theo công thức sau :

$$\sigma = \frac{M_u}{W} \quad (2.IV.44)$$

c) Tính cân

Cũng như máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực, các vị trí tính toán đối với cần cũng tương tự. Ở đây chỉ xét một vị trí khi lực trong xi lanh tay cần vuông góc với cần (hình 2.IV.11). Tách tay cần ra khỏi cần (hình 2.IV.12).



Hình 2.IV.12. Sơ đồ tính cân của máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực.

Những lực đã biết : P_{tcmax} , G_g , G_{tc} , G_c .

Những lực cần xác định : P_{01} , X_0 , Y_0 , P_c , X_{01} , Y_{01}

+ Viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O trong hệ gầu – tay cần, ta có :

$$P_{01} \cdot r_p + G_g \cdot r_g - G_{tc} \cdot r_{tc} + P_{tcmax} \cdot r_{ptc} = 0 \quad (2.IV.45)$$

Suy ra :

$$P_{01} = \frac{-G_g \cdot r_g + G_{tc} \cdot r_{gtc} - P_{tcmax} \cdot r_{ptc}}{r_p} \quad (2.IV.46)$$

+ Viết phương trình cân bằng hình chiếu lên trục x trong hệ gầu – tay cần :

$$X_0 - P_{tcmax} - P_{01} - G_g \cos\alpha - G_{tc} \cos\alpha = 0 \quad (2.IV.47)$$

Suy ra :

$$X_0 = P_{tcmax} + P_{01} - G_g \cos\alpha - G_{tc} \cos\alpha \quad (2.IV.48)$$

+ Viết phương trình cân bằng hình chiếu lên trục y trong hệ gầu – tay cần :

$$Y_0 - G_g \sin\alpha - G_{tc} \cdot \sin\alpha = 0 \quad (2.IV.49)$$

Suy ra :

$$Y_0 = G_g \cos\alpha + G_{tc} \cdot \cos\alpha \quad (2.IV.50)$$

+ Viết phương trình cân bằng mô men đối với khớp O₁

$$P_c \cdot r_c - G_c \cdot r_{gc} + P_{temax} \cdot r'_{ptc} - X_0 \cdot r_{xo} - Y_0 \cdot r_{yo} = 0 \quad (2.IV.51)$$

Suy ra :

$$P_c = \frac{G_c \cdot r_{gc} - P_{temax} \cdot r'_{ptc} + X_0 \cdot r_{xo} + Y_0 \cdot r_{yo}}{r_c} \quad (2.IV.52)$$

+ Viết phương trình cân bằng hình chiếu lên trục x' của cần :

$$X'_{01} - X_0 \cdot \cos\beta + Y_0 \cdot \sin\beta + P_{temax} \cdot \cos\beta_1 + G_c \cdot \cos\beta_3 - P_c \cdot \cos\beta_2 = 0 \quad (2.IV.53)$$

Suy ra :

$$X'_{01} = X_0 \cdot \cos\beta - Y_0 \cdot \sin\beta - P_{temax} \cdot \cos\beta_1 - G_c \cdot \cos\beta_3 + P_c \cdot \cos\beta_2 = 0 \quad (2.IV.54)$$

+ Viết phương trình cân bằng hình chiếu lên trục y' của cần :

$$Y'_{01} + Y_0 \cdot \cos\beta + X_0 \cdot \sin\beta - P_{temax} \cdot \sin\beta_1 + G_c \cdot \sin\beta_3 - P_c \cdot \sin\beta_2 = 0 \quad (2.IV.55)$$

Suy ra :

$$Y'_{01} = P_{temax} \cdot \sin\beta_1 - Y_0 \cdot \cos\beta - X_0 \cdot \sin\beta - G_c \cdot \sin\beta_3 + P_c \cdot \sin\beta_2 = 0 \quad (2.IV.56)$$

Tại tiết diện n – n ta có :

+ Mô men uốn :

$$M_u = Y'_{01} \cdot l_1 \pm X'_{01} \cdot e + \frac{G_c}{l_c} \cdot \frac{l_1^2}{2 \sin\beta_3} \quad (2.IV.57)$$

Trong đó : l_1 - Khoảng cách từ tiết diện n – n đến khớp O₁

e - Khoảng cách từ X'_{01} đến trọng tâm của tiết diện n – n.

+ Lực kéo :

$$P_k = X'_{01} + \frac{G_c \cdot \cos\beta_3}{2} \quad (2.IV.58)$$

+ Ứng suất :

$$\sigma = \frac{M_u}{W} + \frac{P_k}{F} \quad (2.IV.59)$$

§3. THIẾT BỊ GẦU DÂY

1. Gầu xúc

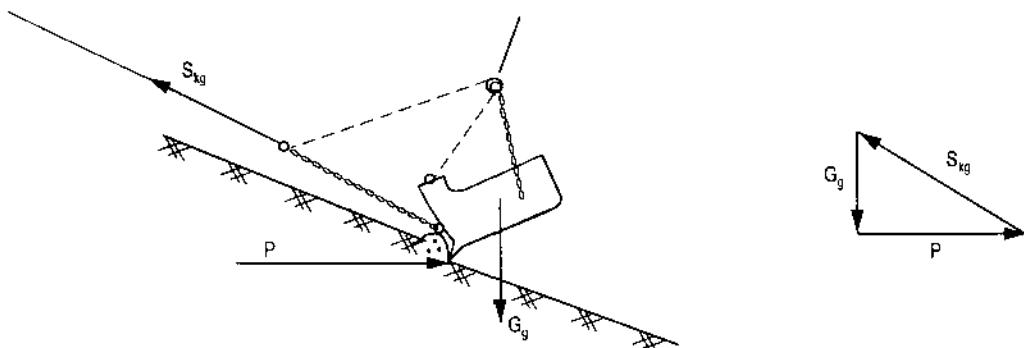
Gầu xúc được tính toán trong trường hợp khi gầu đang tiến hành cắt đất mà rãnh gầu gấp chướng ngại vật. Trong trường hợp này người lái máy sử dụng lực kéo gầu tối đa (S_{kgmax}). Gầu chuí về phía trước, đáy gầu được nâng lên khỏi mặt đất. Lực cản cắt

tác dụng vào răng gầu vuông góc với đai trước của gầu. Sơ đồ lực tác dụng thể hiện ở hình 2.IV.13.

Xác định phản lực của chướng ngại vật tác dụng vào răng gầu bằng phương pháp đa giác lực. Khi biết được cường độ và hướng của G_g và $S_{kg\max}$ ta thiết lập được đa giác lực, khi biết hướng của P . Từ đó suy ra độ lớn của P .

2. Cần

Cần của máy xúc gầu dây có kết cấu giàn bằng kim loại hàn. Tính cần trong trường hợp : khi cần nghiêng một góc nhô nhất so với phương ngang (γ_{\min}), gầu dây đất và được nâng lên phía đầu cần. Bắt đầu phanh của cơ cấu quay.



Hình 2.IV.13. Sơ đồ tính gầu xúc của máy xúc gầu dây

Sơ đồ lực tác dụng lên cần được thể hiện ở hình 2.IV.14.

Các tải trọng tác dụng lên cần :

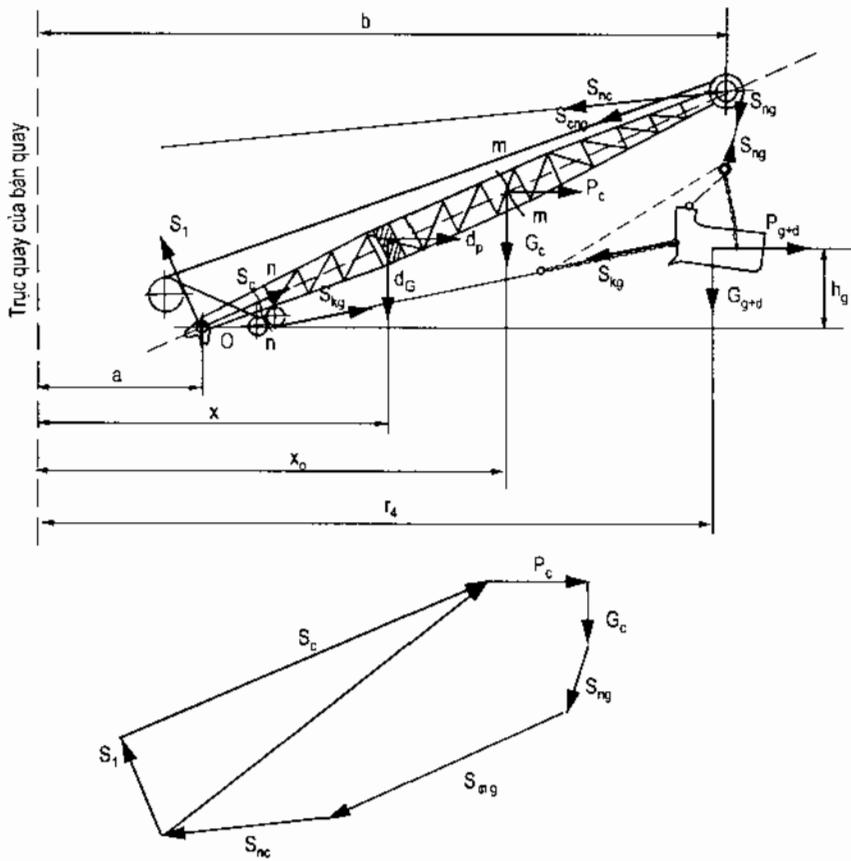
- + Trọng lượng bản thân của cần – G_c .
- + Trọng lượng bản thân của gầu và đất – G_{g+d} .
- + Lực ly tâm của cần khi quay – P_c .
- + Lực ly tâm của gầu và đất khi quay – P_{g+d} .
- + Lực quán tính của cần P_c^{qt} .
- + Lực quán tính của gầu và đất P_{g+d}^{qt} .

Tính lực ly tâm của gầu và đất theo công thức sau :

$$P_{g+d} = \frac{G_{c+d} \cdot r_4 \omega^2}{g} \quad (2.IV.60)$$

Tổng hợp của các lực G_{g+d} và P_{g+d} sẽ tác dụng vào cáp nâng gầu và cáp kéo gầu. Nếu ta bỏ qua tác dụng của lực kéo gầu vào cần, ta có thể tính lực cáp nâng gầu như sau :

$$S_{eng} = \frac{S_{ng}}{\eta_{pg}} \quad (2.IV.61)$$



Hình 2.IV.14. Sơ đồ tính cân của máy xúc gầu dây.

Lực nâng cần được tính từ công thức :

$$S_{nc} = S'_{nc} + S''_{nc} \quad (2.IV.62)$$

Trong đó : S'_{nc} - Lực trong cáp nâng cần do trọng lượng bản thân cần và lực nâng gầu, lực cáp nâng gầu sinh ra.

S''_{nc} - Lực trong cáp nâng cần do lực ly tâm của cần sinh ra.

Lực S'_{nc} được xác định từ phương trình cân bằng mô men đối với khớp O (giữa chân cần và bàn quay).

$$S'_{nc} = \frac{(G_c \cdot r_{gc} + S_{ng} \cdot r_{sng} - S_{scng} \cdot r_{scng})}{r_{S'nc}} \quad (2.IV.63)$$

Trong đó : r_{gc} , r_{sng} , r_{scng} , $r_{S'nc}$ – Khoảng cách từ các lực tương ứng đến khớp chân cần với bàn quay O.

Lực S''_{nc} được tính theo công thức :

$$S''_{nc} = \frac{M_c^H}{r_{S''nc}} \quad (2.IV.64)$$

Trong đó : M_c^{lt} - Mô men do lực ly tâm của cần sinh ra đối với khớp O.

Xác định M_c^{lt} :

Lấy một phân tố khối lượng dm của cần có chiều dài dx và trọng lượng dG .

Ta có :

$$dm = \frac{G_c \cdot dx}{g \cdot l_c \cdot \cos \gamma_{min}} \quad (2.IV.65)$$

Lực ly tâm được tính theo công thức sau :

$$dP = x \cdot \omega^2 \cdot dm = x \cdot \omega^2 \frac{G_c \cdot dx}{g \cdot l_c \cdot \cos \gamma_{min}} \quad (2.IV.66)$$

Mô men dM_c^{lt} do lực dP sinh ra đối với khớp O :

$$dM_c^{lt} = (x - a) \operatorname{tg} \gamma_{min} dP \quad (2.IV.67)$$

Tích phân biểu thức (2.IV.67) :

$$M_c^{lt} = \frac{G_c \omega^2 \operatorname{tg} \gamma_{min}}{g \cdot l_c \cos \gamma_{min}} \int_a^b (x - a) \cdot dx = \frac{G_c \omega^2 \operatorname{tg} \gamma_{min}}{g \cdot l_c \cos \gamma_{min}} \frac{1}{6} (2b^3 - 3ab^2 + a^3) \quad (2.IV.68)$$

Từ (2.IV.64) ta tính được S_{nc}'' .

Lực ly tâm do khối lượng của cần sinh ra được tính theo công thức sau :

$$P = \frac{G_c \omega^2}{g \cdot l_c \cos \gamma_{min}} \int_a^b x \cdot dx = \frac{G_c \omega^2}{g \cdot l_c \cos \gamma_{min}} \frac{1}{2} (b^2 - a^2) \quad (2.IV.69)$$

Các phản lực S_l và S_c tại khớp O được xác định nhờ đa giác lực ở hình 2.IV.14.

Tại tiết diện ở giữa cần m – m chịu tác dụng của các lực sau :

+ Lực nén S_c .

+ Mô men uốn trong mặt đứng M_{ud} .

+ Mô men uốn trong mặt ngang M_{un} .

Tính mô men uốn trong mặt đứng M_{ud} theo công thức sau :

$$M_{ud} = S_l \cdot \frac{l_c}{2} - \frac{G_c \cdot l_c}{8} \cdot \cos \gamma_{min} \pm S_c \cdot e \quad (2.IV.70)$$

Tính mô men uốn trong mặt phẳng ngang (mặt phẳng đi qua trục dọc của cần và vuông góc với mặt phẳng đứng) được tính theo công thức sau:

$$M_{un} = M_{un1} + M_{un2} \quad (2.IV.71)$$

Trong đó :

M_{un1} – Mô men uốn trong tiết diện m – m do các lực quán tính của cần sinh ra.

M_{un2} – Mô men uốn cũng tại tiết diện m – m do các lực quán tính của gầu và đất sinh ra.

Lực quán tính của cần tính theo công thức sau :

$$dP_c^{qt} = dm \cdot x \cdot \varepsilon_{max} = \frac{G_c \cdot \varepsilon_{max} \cdot x \cdot dx}{g \cdot I_c \cos \gamma_{min}} \quad (2.IV.72)$$

Trong đó : ε_{max} – Gia tốc góc lớn nhất.

Mô men dM_{unl} do lực dP_c^{qt} sinh ra tại tiết diện m – m sẽ là :

$$dM_{unl} = \frac{G_c \cdot x \cdot dx \cdot \varepsilon_{max}}{g \cdot I_c \cos^2 \gamma_{min}} (x - x_0) \quad (2.IV.73)$$

Tích phân biểu thức trên ta có mô men uốn quán tính trong mặt ngang do cần sinh ra :

$$M_{unl} = \frac{G_c / \varepsilon_{max}}{g \cdot I_c \cos^2 \gamma_{min}} \frac{1}{6} (2b^3 - 3x_0 \cdot b^2 + x_0^3) \quad (2.IV.74)$$

Mô men uốn quán tính do gầu và đất sinh ra tính theo công thức sau :

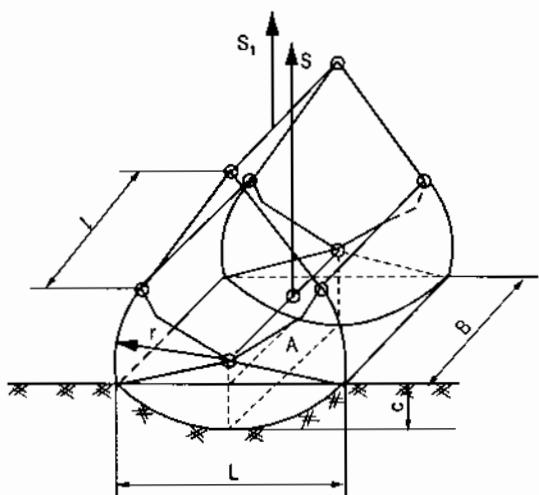
$$M_{un2} = \frac{G_g + d \cdot r_4 \cdot \varepsilon_{max}}{g} \frac{(r_4 - x_0)}{\cos \gamma_{min}} \quad (2.IV.75)$$

Tương tự ta có thể tính được mô men uốn trong tiết diện n – n tại vị trí có cụm pu li cân bằng cáp kéo gầu.

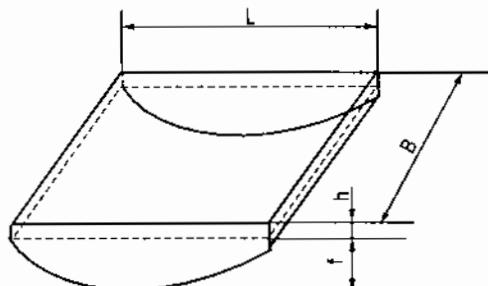
§4. THIẾT BỊ GẦU NGOẠM

Gầu ngoạm hai cáp được sử dụng nhiều nhất. Vì vậy trong phân tích toán ta chỉ tính cho loại gầu này. Như đã trình bày ở phần nguyên lý làm việc của gầu ngoạm.

Khi hạ gầu chỉ có cáp nâng gầu căng, còn cáp đóng mở gầu được chùng để tránh gầu đóng lại. Nếu ta gọi G_g là trọng lượng bản thân của gầu, S là lực trong cáp đóng gầu và S_1 là lực trong cáp nâng gầu. Khi hạ gầu ta có : $S = 0$ và $S_1 = G$.



Hình 2.IV.15. Các thông số hình học của gầu ngoạm



Hình 2.IV.16. Sơ đồ xác định thể tích của đất (vật liệu) chứa trong gầu

Khi gầu tiếp xúc với nền đất, ta có : $S = S_1 = 0$.

Trong thời gian cắt đất và tích đất vào gầu, lực trong cáp nâng gầu $S_1 = 0$ còn lực trong cáp đóng gầu tăng dần từ 0 đến khi : $S = G_g + G_d$ ở cuối quá trình cắt. G_d là trọng lượng của đất chứa trong gầu.

Khi bắt đầu cho cơ cấu nâng gầu làm việc thì lực S giảm dần và lực S_1 tăng dần. Đến thời điểm nâng gầu lên khỏi mặt nền đất, ta có : $S = S_1 = 0,5(G_g + G_d)$.

Khi xả đất (mở gầu), lực trong cáp đóng mở gầu S giảm dần và $S = 0$ khi gầu đã mở hoàn toàn.

Trên cơ sở S và S_1 ta tính cơ cấu nâng hạ gầu và cơ cấu đóng gầu.

Tính gầu:

Nội dung của phần tính gầu là phải xác định : Khối lượng của gầu, bội suất ρ_d lấp đóng gầu tương ứng với từng đối tượng làm việc của máy và các kích thước của gầu.

+ Khối lượng của gầu : Khối lượng của gầu được xác định gần đúng theo khối lượng của đất chứa trong gầu và có thể tính theo công thức sau :

$$m_g = k_g \cdot \rho_d \cdot q_g, \text{kg} \quad (2.IV.76)$$

Trong đó : k_g - Hệ số sử dụng trọng lượng bản thân của gầu ($k_g \approx 0,8$);

ρ_d - Tỷ trọng (khối lượng riêng) của đất, kg/m^3 ;

q_g - Dung tích hình học của gầu, m^3 .

Trọng lượng bản thân gầu sẽ là :

$$G_g = g \cdot m_g = 9,81 \cdot m_g \quad (2.IV.77)$$

+ Các thông số cơ bản của gầu : Có thể được xác định gần đúng theo dung tích gầu (xem hình 2.IV.16)

Chiều rộng thông thủy của gầu : $B = 1,1 \sqrt[3]{q}, \text{m}$

Chiều rộng mở của miệng gầu : $L = 2,45 \sqrt[3]{q}, \text{m}$

Bán kính cong của gầu : $r = 1,25 \sqrt[3]{q}, \text{m}$

Chiều dài thanh giằng : $l = 1,9 \sqrt[3]{q}, \text{m}$

Góc mở lớn nhất : $2\beta = 160^\circ$.

Góc kết cấu của gầu : $\gamma = 60^\circ$.

+ Chiều sâu cắt đất của gầu : Từ hình 2.IV.17. Thể tích của đất có thể cắt được và tích vào gầu tính theo công thức sau :

$$V = L \cdot B \cdot h + \frac{2}{3} L \cdot B \cdot f, \text{m}^3 \quad (2.IV.78)$$

Trong đó : f – Chiều sâu đáy parabol, m (hình 2.IV.16)

Từ (2.IV.78) suy ra :

$$f = \frac{3}{2} \frac{V}{L \cdot B} - 1,5 \cdot h, \text{ m} \quad (2.IV.79)$$

Chiều sâu lớp đất gầu cát được sẽ là :

$$c = f + h = \frac{3}{2} \frac{V}{L \cdot B} - 0,5 \cdot h, \text{ m} \quad (\text{hình 2.IV.15 và hình 2.IV.16}) \quad (2.IV.80)$$

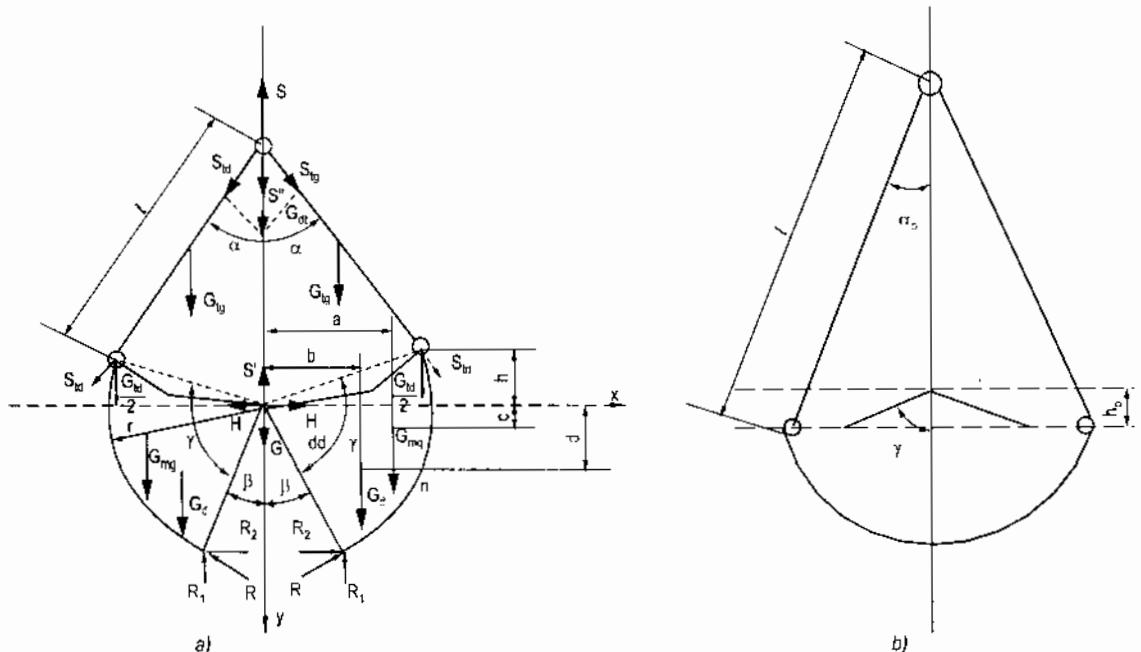
Thay các thông số L, B và chiều sâu gầu cắm vào đất khi hạ gầu $h = 100 - 200\text{mm}$ (tùy thuộc vào nền đất và vật liệu mà máy làm việc) vào (2.IV.80) ta có :

$$c = \frac{3}{2} \frac{V}{2,7\sqrt[3]{V^2}} - 0,5(0,1 \div 0,2) \approx 0,56\sqrt[3]{V} - (0,05 - 0,2), \text{ m} \quad (2.IV.81)$$

Trong tính toán thông thường người ta bỏ qua thừa số thứ hai, như vậy :

$$c \approx 0,56\sqrt[3]{q}, \text{ m} \quad (2.IV.82)$$

+ Xác định các lực tác dụng lên gầu ngoặt.



Trong quá trình cắt đất và tích đất vào gầu, tại một vị trí bất kỳ, có các lực tác dụng lên gầu : Lực trong cáp đóng gầu S, lực cản thành phần của nền đất tác dụng lên gầu R_1 và R_2 , trọng lượng của đất G_d , trọng lượng bản thân gầu G_g . Sơ đồ lực tác dụng lên gầu được thể hiện ở hình 2.IV.17.

Trọng lượng bản thân gầu được xác định theo công thức sau :

$$G_g = G_{dt} + G_{dd} + 2G_{mg} + 2G_{tg} \quad (2.IV.83)$$

- Trong đó : G_{dt} - Trọng lượng bản thân đầm trên;
 $G_{d,d}$ - Trọng lượng bản thân đầm dưới;
 G_{mg} - Trọng lượng bản thân một má gầu;
 G_{tg} - Trọng lượng thanh giằng của một gầu.

Đối với gầu ngoặt dùng trong xây dựng (xúc đất và vật liệu xây dựng) thì trọng lượng của các bộ phận có thể được tính gần đúng theo trọng lượng của gầu.

$$G_{dt} \approx G_{d,d} \approx 0,25G_g; G_{mg} \approx 0,2G_g; G_{tg} \approx 0,05G_g \quad (2.IV.84)$$

Hệ số dây gầu có thể được tính gần đúng theo công thức sau :

$$k_d = 1 - \sin\beta \quad (2.IV.85)$$

Nhờ có pa lăng đóng gầu mà đầm dưới có hợp lực của các nhánh cáp S' và đầm trên có hợp lực của các nhánh cáp S''.

Nếu ta có bội suất pa lăng đóng gầu là a và η_p là hiệu suất của pa lăng, ta có thể viết :

$$S = \frac{S'}{a \cdot \eta_p} \text{ hay } S' = S \cdot a \cdot \eta_p \quad (2.IV.86)$$

$$\text{Và } S'' = S' - S = S(a \cdot \eta_p - 1) \quad (2.IV.87)$$

Tải trọng của đầm trên tác dụng vào thanh giằng :

$$S_{tg} = \frac{G_{dt} + 2 \cdot 0,5G_{tg} + S''}{2 \cos\alpha} = \frac{G_{dt} + G_{tg} + S(a \cdot \eta_p - 1)}{2 \cos\alpha} \quad (2.IV.88)$$

Trong đó α là góc nghiêng của thanh giằng với trục đứng.

Từ điều kiện cân bằng má gầu bên phải ta có :

$$\sum X = 0 \Rightarrow S_{tg} \sin\alpha + R_2 + H = 0 \quad (2.IV.89)$$

$$\sum Y = 0 \Rightarrow$$

$$S_{tg} \cos\alpha + 0,5 G_{tg} + G_{mg} + 0,5 \cdot k_d G_d - R_1 + 0,5 G_{d,d} + 0,5 S' = 0 \quad (2.IV.90)$$

$$\sum M_O = 0 \Rightarrow$$

$$S_{tg} \cdot h \cdot \sin\alpha + S_{tg} \cdot l \cdot \sin\alpha \cos\alpha + 0,5 G_{tg} l \sin\alpha + G_g a + 0,5 k_d G_d b - R_2 \cdot r \cdot \cos\beta - R_1 \cdot r \cdot \sin\beta = 0 \quad (2.IV.91)$$

Trong đó :

H - Lực ngang xuất hiện ở khớp O của hai má gầu khi cắt đất;

h - Khoảng cách giữa hai khớp của má gầu theo phương đứng;

a - Khoảng cách từ G_g đến O (theo phương ngang);

b - Khoảng từ G_d đến O (theo phương ngang).

Thay S_{tg} từ 2.IV.88 ; lực S' từ 2.IV.86 và chú ý tới 2.IV.83, ta có :

$$H = \frac{G_{dt} + G_{tg}}{2} \operatorname{tg}\alpha + \frac{S(a.\eta_p - 1)}{2} \operatorname{tg}\alpha + R_2 \quad (2.IV.92)$$

$$R_1 = \frac{G_{dt} + G_{tg}}{2} + \frac{S(a.\eta_p - 1)}{2} + 0,5G_{tg} + G_g + 0,5k_d G_d + 0,5G_d - 0,5S.k_d\eta_p$$

$$- \frac{G_g + k_d \cdot G_d - S}{2} \quad (2.IV.93)$$

$$\frac{G_{dt} + G_{tg}}{2} h \operatorname{tg}\alpha + \frac{S(a.\eta_p - 1)}{2} h \operatorname{tg}\alpha + \frac{G_{dt} + G_{tg}}{2} l \sin\alpha + \frac{S(a.\eta_p - 1)}{2} l \sin\alpha \\ + 0,5G_{tg} \cdot l \sin\alpha + G_g \cdot a + 0,5k_d G_d b - R_2 r \cos\beta - R_1 \cdot r \sin\beta = 0 \quad (2.IV.93)$$

Thay R_1 từ (2.IV.93) vào (2.IV.94) ta có :

$$\frac{G_{dt} + G_{tg}}{2} (h \operatorname{tg}\alpha + l \sin\alpha) + \frac{S(a.\eta_p - 1)}{2} (h \operatorname{tg}\alpha + l \sin\alpha) + 0,5G_t l \sin\alpha + \\ G_g \cdot a + 0,5k_d G_{d,b} - R_1 \cdot r \cos\beta - \frac{G_g \cdot r \sin\beta}{2} - \frac{k_d \cdot G_d \cdot r \sin\beta}{2} + \frac{S \cdot r \sin\beta}{2} = 0 \quad (2.IV.95)$$

Thay các trọng lượng của các bộ phận theo G_g (từ 2.IV.80) và k_d từ (2.IV.85) vào (2.IV.95) ta có :

$$\left[(k_d \cdot \eta_p - 1) \frac{h \operatorname{tg}\alpha + l \sin\alpha}{2} + \frac{r \sin\beta}{2} \right] S + \\ G_g \left[(0,25 + 0,05) \frac{h \operatorname{tg}\alpha + h \sin\alpha}{2} + 0,05 \frac{l \sin\alpha}{2} + 0,2 \cdot a - \frac{r \sin\beta}{2} \right] + \\ G_d (1 - \sin\beta) \left(\frac{b}{2} - \frac{r \sin\beta}{2} \right) - R_2 \cdot R \cos\beta = 0 \quad (2.IV.96)$$

Biểu thức (2.IV.96) là phương trình cơ bản để tính gầu xúc. Nó thể hiện mối quan hệ giữa lực căng cáp đóng gầu, trọng lượng bản thân gầu, trọng lượng của đất (vật liệu), lực cản cắt đất và các kích thước hình học của gầu.

Cuối quá trình cắt, góc β và thành phần lực cản cắt theo phương đứng bằng không, khoảng cách h có giá trị h_0 , góc α có giá trị α_0 còn thành phần lực cản cắt ngang bằng chính nó. Như vậy, từ biểu thức ta có :

$$S = G_g + G_d \quad (2.IV.97)$$

Từ hình 2.IV.18b ta có (tính gần đúng).

$$h_0 = r \cos\gamma : \sin\alpha_0 = \frac{r}{l} \sin\gamma ; \operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{r \sin\gamma}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \gamma}} \quad (2.IV.98)$$

Thay từ (2.IV.97) và (2.IV.98) vào phương trình cơ bản tính gầu xúc (2.IV.96), trong trường hợp $\beta = 0$, ta có :

$$(G_g + G_d) \frac{r \cdot \sin \gamma}{2} \left(\frac{r \cdot \cos \gamma}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \gamma}} + 1 \right) (a \cdot \eta_p - 1) + \\ G_g \left[(0,25 + 0,05) \frac{r \cdot \sin \gamma}{2} \left(\frac{r \cdot \cos \gamma}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \gamma}} + 1 \right) + 0,05 \frac{r \cdot \sin \gamma}{2} + 0,2a \right] + \quad (2.IV.99) \\ + \frac{G_d \cdot b}{2} - R, r = 0$$

Với $\beta = 0$ và a, b có các giá trị gần đúng :

$$a \approx 0,65 \cdot r \text{ và } b \approx 0,55 \cdot r \quad (2.IV.100)$$

Thay các giá trị từ 2.IV.76, 2.IV.77 và 2.IV.100 vào biểu thức 2.IV.99 và các thông số hình học của gầu theo dung tích gầu, ta có :

$$9,81 \cdot \rho_d \cdot q (1 + k_g) \frac{\sqrt{3}}{4} \left(\frac{1,25}{2\sqrt{1,9^2 - 1,25^2 \cdot 0,75}} + 1 \right) (a \cdot \eta_p - 1) + \\ 9,81 \cdot \rho_d \cdot q \cdot k_g \left[\frac{0,3 \cdot \sqrt{3}}{4} \left(\frac{1,25}{2\sqrt{1,9^2 - 1,25^2 \cdot 0,75}} + 1 \right) + \frac{0,05\sqrt{3}}{4} + 0,2 \cdot 0,65 \right] \quad (2.IV.101) \\ + \frac{9,81 \cdot \rho_d \cdot q \cdot 0,55}{2} - R = 0$$

Sau khi biến đổi, ta có :

$$0,6(1 + k_g)(a \cdot \eta_p - 1) + 0,33 \cdot k_g + 0,28 - \frac{R}{9,81 \rho_d \cdot q} = 0 \quad (2.IV.102)$$

Phương trình 2.IV.102 có thể viết dưới dạng :

$$a \cdot \eta_p = 1 + \frac{R}{9,81 \cdot 0,6(1 + k_g) \rho_d \cdot q} - \frac{0,33 \cdot k_g + 0,28}{0,6(1 + k_g)} \quad (2.IV.103)$$

Lực cản cắt có thể xác định gần đúng theo biểu thức sau :

$$R = 0,62 \cdot K \sqrt[3]{q^2} \quad (2.IV.104)$$

Trong đó : K – Hệ số cản cắt riêng của đất hoặc vật liệu. Nó phụ thuộc vào từng nền đất, từng loại vật liệu.

Thay R từ 2.IV.104 và k_g vào 2.IV.103 ta có :

$$a \cdot \eta_d \approx 1 + \frac{0,06K}{\rho_d \sqrt[3]{q}} - 0,375 = 0,625 + \frac{0,06 \cdot K}{\rho_d \sqrt[3]{q}} \quad (2.IV.105)$$

Biểu thức 2.IV.105 cho phép chúng ta chọn pa lăng gầu ngoạm khi biết dung tích gầu và đối tượng làm việc của máy. Đồng thời trên cơ sở đó, chúng ta có thể kiểm tra, đánh giá gầu xúc hiện có, với đối tượng nào máy có thể làm việc trong điều kiện tốt nhất.

PHẦN 3

MÁY XÚC NHIỀU GẦU

Chương I

KHÁI NIỆM CHUNG VÀ PHÂN LOẠI

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

Máy xúc nhiều gầu là loại máy làm việc liên tục. Máy di chuyển hoặc quay đồng thời với quá trình xúc đất. Gầu thường được gắn vào dải xích hay vành rô to.

Trong quá trình làm việc, gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu, nâng gầu lên vị trí xả đất. Đất được xả trực tiếp vào thiết bị vận chuyển hoặc vào băng tải hoặc xả sang bên cạnh thông qua phễu và máng xả đất.

Dung tích gầu xúc thường được thiết kế từ 15 đến 400 l. Năng suất của máy khoảng từ 8 đến 6000 m³/h và công suất của máy khoảng từ 3,7 đến 7350kW.

So với máy xúc một gầu thì máy xúc nhiều gầu có những ưu điểm sau:

- + Năng suất cao hơn, vì máy làm việc liên tục.
- + Tiêu hao năng lượng cho 1 m³ đất xúc bé hơn.
- + Xúc đất dọc suốt cả chiều nghiêng của ta luy và cho ta một ta luy gần như hoàn thiện.
- Điều khiển máy đơn giản hơn máy xúc một gầu.

Song nó cũng có những nhược điểm sau:

- + Máy chỉ xúc ở những nền đất đồng đều, không có lân đá, rễ cây.
- + Không có tính vận nang.
- + Giá thành cơ bản đất hơn.

Vì vậy, máy xúc nhiều gầu làm việc có hiệu quả cao khi thi công kênh, mương, khai thác mỏ lộ thiên,... với khối lượng lớn, theo tuyến nhất định.

§2. PHÂN LOẠI MÁY XÚC NHIỀU GẦU

1. Phân theo hướng của thiết bị xúc đất với hướng di chuyển của máy

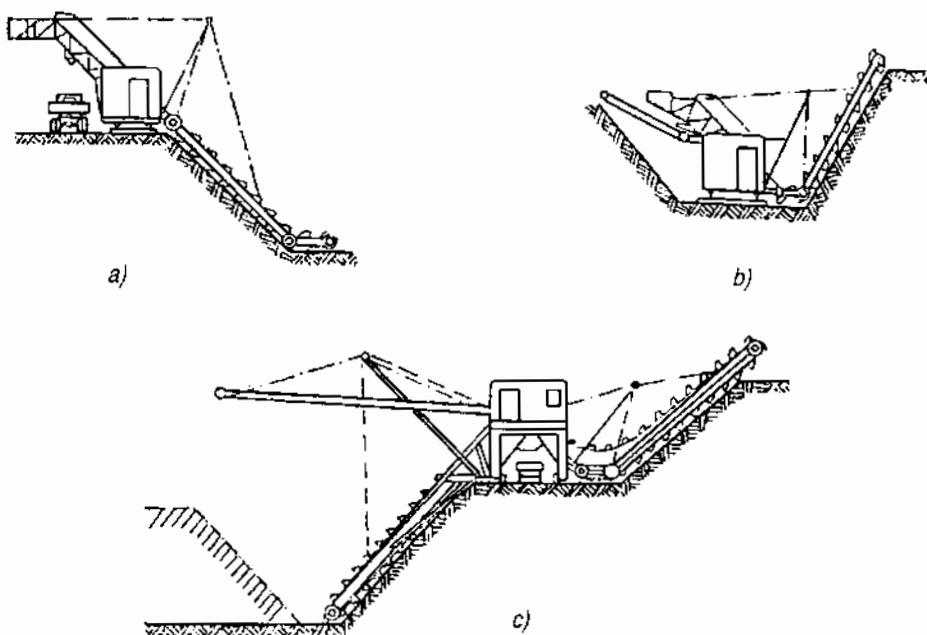
a) Máy xúc ngang

Thiết bị làm việc của máy đặt vuông góc với hướng di chuyển. Đa số các loại máy này có cơ cấu di chuyển bánh sắt chạy trên ray hoặc có cơ cấu di chuyển bằng xích.

Thường dùng để thi công kênh, mương, ta luy hoặc khai thác đất sét cho các nhà máy sứ, nhà máy gạch, nhà máy xi măng,...

Máy xúc ngang có thể xúc đất ở nơi thấp hơn, cao hơn mặt bằng đứng của máy, hoặc có thể đáp ứng cả hai trường hợp so với mặt bằng đứng của máy (hình 3.I.1a, 1b, 1c).

Để phù hợp với công tác xúc đất ở những loại đất khác nhau và mục đích khai thác sử dụng khác nhau, có loại máy được cấu tạo xích kéo gầu có các con lăn tỳ theo một tuyến nhất định (hình 3.I.1) để xúc ở những nền đất đồng đều.



Hình 3.I.1. Sơ đồ máy xúc nhiều gầu đào ngang

Có loại máy, xích kéo gầu được treo tự do để khai thác các vật liệu không đồng đều (hình 3.I.2a).

Có những loại, khung thiết bị được lắp khớp để thi công kênh, mương, máng (hình 3.I.2b).

Có những loại dùng kiểu khung ăng ten để thi công kênh, mương, máng (hình 3.I.2c).

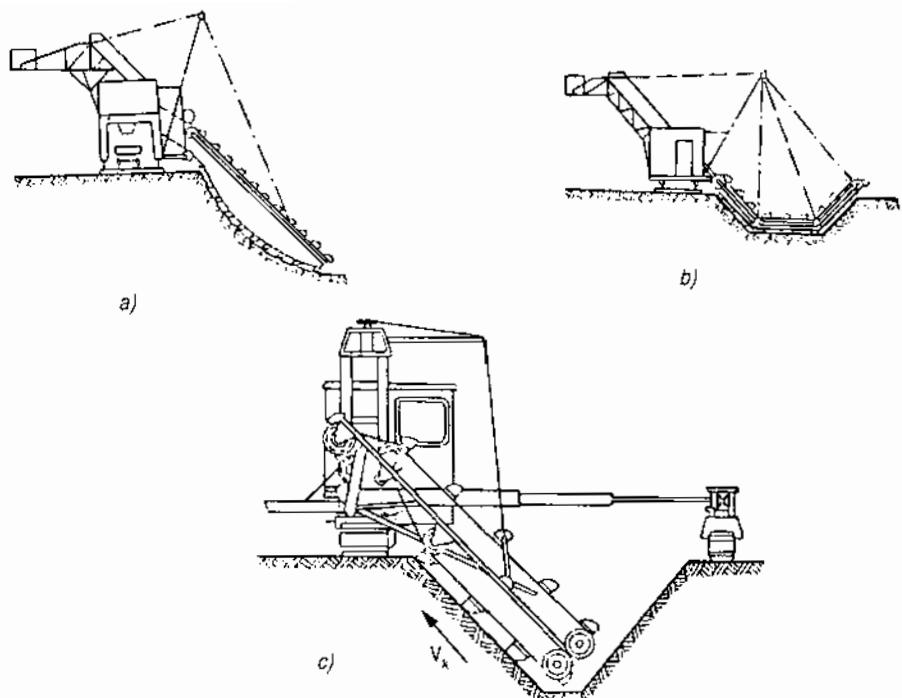
b) Máy xúc dọc

Thiết bị làm việc của máy đặt dọc theo hướng di chuyển của máy. Nó được sử dụng để thi công rãnh để lắp đặt đường ống thoát nước, cáp ngầm, kênh, mương, giao thông hào,...

Theo dạng thiết bị làm việc, có hai loại:

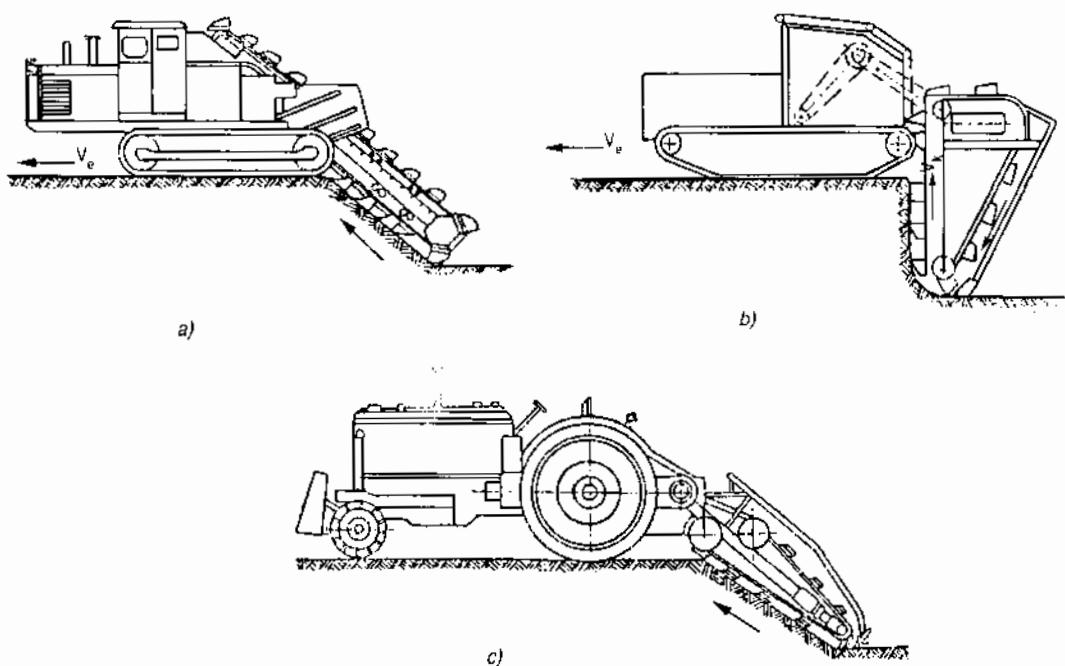
+ Máy xúc dọc hệ xích:

Là loại máy gầu xúc được gắn vào hai dải xích kéo, nó có thể làm việc ở nền đất từ cấp I đến cấp IV, có thể dùng để đào rãnh có độ sâu tới 7 m và chiều rộng từ 0,05 - 3,6 m.



Hình 3.I.2. Sơ đồ máy xúc nạo gầu đào ngang với các khung thiết bị khác nhau

Đối với những rãnh có chiều rộng lớn hơn 400 mm thì dùng gầu xúc (hình 3.I.3a, 3b). Đối với những rãnh nhỏ hơn 400 mm có thể dùng lưỡi gạt cắt (hình 3.I.3c) để khi xả đất dễ dàng hơn.

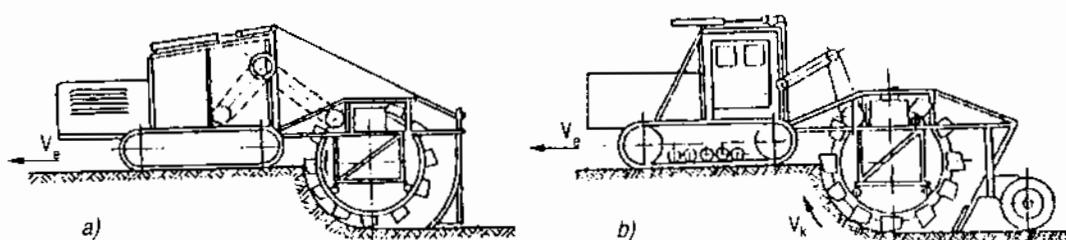


Hình 3.I.3. Sơ đồ máy xúc nạo gầu đào dọc (đào hào hẹp xích) với các thiết bị khác nhau

Thiết bị làm việc có thể đặt chính giữa trục dọc của máy hoặc có thể đặt bên cạnh. Loại đặt bên cạnh cho phép đào các rãnh sát với công trình. Trong một số trường hợp, thiết bị có thể di chuyển (dịch chuyển theo phương ngang) để mở rộng chiều rộng đào.

So với máy đào gầu nghịch, máy đào nhiều gầu có năng suất cao hơn từ 1,5... 2 lần và giá thành sản phẩm giảm được 2,0 - 2,5 lần.

+ Máy xúc dọc hệ rô to: Thiết bị làm việc có thể lắp côngxon với máy hoặc vừa tựa một phần vào bánh lốp đỡ thiết bị (hình 3.I.4b). Ở loại máy này, gầu xúc được lắp với vòng rô to. Khi vòng rô to quay kéo theo gầu cùng quay, tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu, nâng lên, xả đất vào phễu mang ra thiết bị vận chuyển hoặc băng tải hoặc sang hai bên máy.



Hình 3.I.4. Sơ đồ máy xúc nhiều gầu rô to

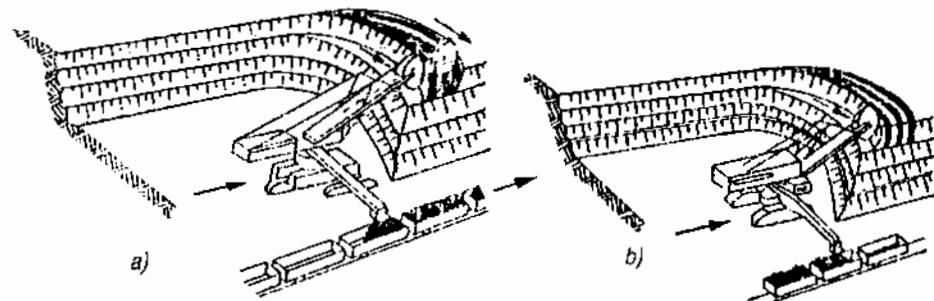
Trường hợp thiết bị lắp côngxon vào máy: Để đảm bảo độ ổn định của máy khi làm việc và di chuyển thì phải bố trí động cơ lùi về phía trước và cũng có thể có cả đối trọng. Lực bám của máy với nền đất lớn, vì toàn bộ trọng lượng của thiết bị đều truyền vào hai đai xích xuống nền đất.

Trường hợp thiết bị lắp một phần tựa vào máy, một phần tựa vào bánh lốp thì ổn định của máy tăng, không cần phải bố trí động cơ lùi về phía trước, lực bám giảm.

So với máy đào dọc hệ xích thì loại máy này có hiệu suất cao hơn. Khi có cùng công suất thì năng suất của máy này cao hơn vì nhờ hệ thống xả đất qua miệng gầu.

c) Máy đào hướng kính

Máy đào hướng kính là loại máy mà trong quá trình làm việc, toàn bộ thiết bị quay được trong mặt phẳng ngang và đồng thời gầu gắn vào rô to quay được trong mặt phẳng đứng (hình 3.I.5)



Hình 3.I.5. Sơ đồ quá trình làm việc của máy đào hướng kính.

Nó có thể xúc đất ở nơi cao hơn hoặc thấp hơn mặt bằng đứng của máy.

Có thể có những máy mà cần máy thay đổi được chiều dài trong quá trình làm việc.

Loại máy này chủ yếu đi thi công khai thác mỏ lộ thiên.

2. Phân theo động cơ và hệ thống dẫn động

Có 4 loại:

- Bố trí một động cơ đốt trong và hệ thống dẫn động cơ khí.
- Bố trí một động cơ đốt trong và hệ thống dẫn động cơ khí thuỷ lực.
- Bố trí một động cơ điện.
- Bố trí nhiều động cơ điện.

Hai loại đầu được sử dụng trong các máy đào dọc, vì trên cơ sở của máy kéo xích đã được trang bị động cơ đốt trong và thỉnh thoảng bố trí trong máy đào ngang với năng suất bé và không có băng tải.

Loại thứ ba: Thường dùng cho máy đào ngang và không trang bị băng tải.

Loại cuối cùng: Thường dùng trong máy đào ngang với năng suất lớn, có trang bị băng tải và dùng cho cả máy đào hướng kính.

3. Theo hệ thống di chuyển

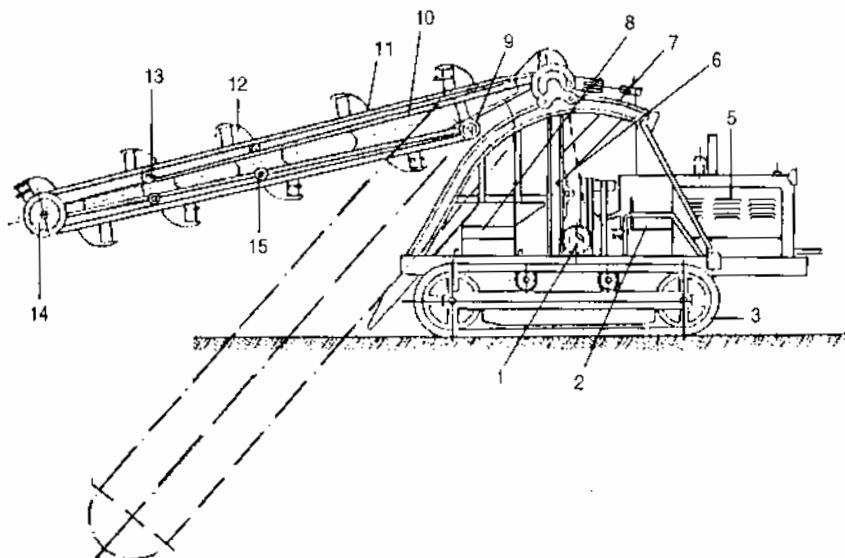
- Di chuyển xích: Thường dùng trong máy đào dọc, máy đào hướng kính và đôi khi cho máy đào ngang.
- Di chuyển bánh lốp: Dùng cho máy đào dọc máy đào hướng kính.
- Di chuyển bánh sắt trên ray: Dùng cho máy đào ngang.
- Di chuyển bằng phao: Dùng cho máy khai thác cát, sỏi ở lòng sông (thường dùng cho máy đào dọc).

Chương II

MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO HÀO HỆ XÍCH

§1. SƠ ĐỒ KẾT CẤU VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Sơ đồ kết cấu máy đào hào nhiều gầu hệ xích được mô tả ở hình 3.II.1.

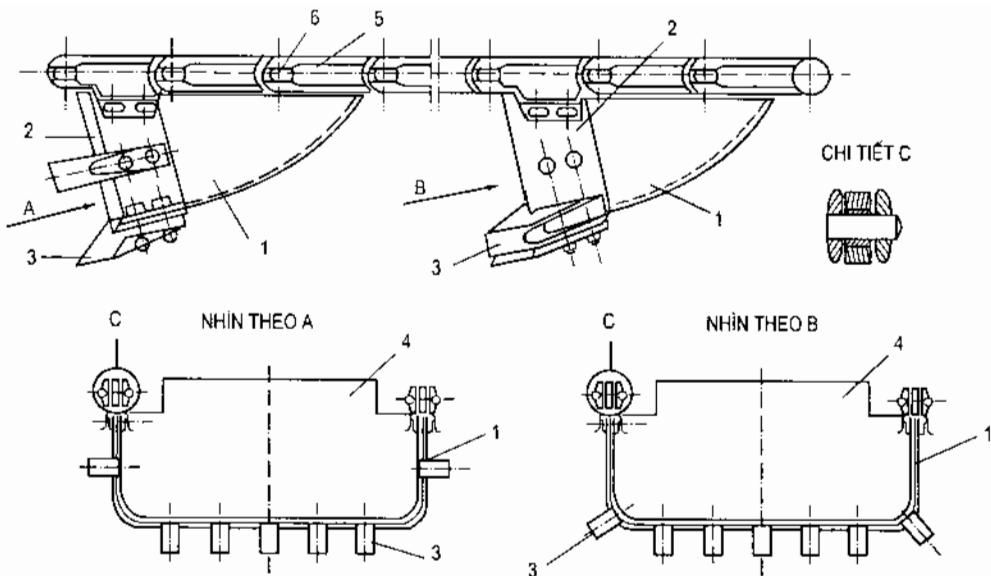


Hình 3.II.1. Sơ đồ kết cấu máy đào hào nhiều gầu hệ xích.

1. Cơ cấu dẫn động xích kéo gầu; 2. Cơ cấu nâng hạ thiết bị; 3. Cơ cấu di chuyển;
4. Khung máy kéo; 5. Động cơ; 6. Khung đỡ thiết bị; 7. Dây cáp nâng hạ thiết bị;
8. Băng tải; 9. Bánh đỡ thiết bị; 10. Khung thiết bị; 11. Xích kéo gầu; 12. Gầu xúc;
13. Con lăn đỡ xích; 14. Bánh xích bị động; 15. Con lăn tẩy.

Động cơ 5 được lắp trên khung máy kéo 4, cung cấp năng lượng để truyền chuyển động cho các cơ cấu dẫn động xích kéo gầu 1, cơ cấu nâng hạ thiết bị 2, cơ cấu di chuyển 3 và băng tải 8 làm việc thông qua các bộ truyền cơ khí. Khung thiết bị 10, đầu trên được liên kết với trục có lắp hai đĩa xích chủ động của bộ truyền xích kéo gầu và được di chuyển dọc theo thanh cong dẫn hướng của khung đỡ thiết bị 6. Đầu kia được lắp với trục có lắp hai đĩa xích bị động 14. Thiết bị làm việc được nâng lên ở vị trí di chuyển hay hạ xuống ở vị trí làm việc nhờ cơ cấu nâng hạ thiết bị 2 thông qua dây cáp 7.

Gầu xúc được liên kết với xích bởi hai khớp trên cùng một mắt xích. Răng của gầu trước và răng của gầu sau bố trí không trùng nhau để răng gầu không bị cắt lại hoặc bỏ sót. Kết cấu cụm xích và gầu được mô tả ở hình 3.II.2.



Hình 3.II.2. Sơ đồ kết cấu của cụm xích và gầu xúc

1. Thành bên của gầu;
2. Đai miệng gầu;
3. Răng gầu;
4. Thành sau của gầu;
5. Xích;
6. Liên kết giữa xích với gầu.

Nguyên lý làm việc:

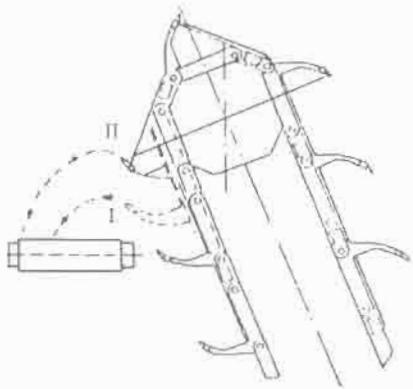
Khi chưa có tầng đào: Máy di chuyển đến vị trí làm việc, từ từ hạ thiết bị làm việc xuống bằng cách nới cáp 7. Gầu ở phía dưới tiếp xúc với nền đất. Cho cơ cấu dẫn động xích làm việc, gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Gầu đầy đất được nâng lên phía trên. Khi gầu vòng qua đĩa xích chủ động thì đất được xả tự do qua bụng gầu vào băng tải và đất được vận chuyển ra ngoài. Máy đứng yên tại một chỗ, từ từ hạ thiết bị xuống theo lớp đất đã đào được. Khi hào đã đạt được độ sâu thiết kế, bắt đầu cho máy di chuyển với vận tốc đào đất.

Khi tầng đào đã có sẵn: Máy di chuyển đến vị trí làm việc, từ từ hạ thiết bị làm việc xuống bằng cách nới cáp 7. Gầu ở phía dưới tiếp xúc với nền đất. Cho cơ cấu dẫn động xích làm việc, gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Gầu đầy đất được nâng lên phía trên. Khi gầu vòng qua đĩa xích chủ động thì đất được xả tự do qua bụng gầu vào băng tải và đất được vận chuyển ra ngoài. Máy di chuyển với vận tốc đào đất.

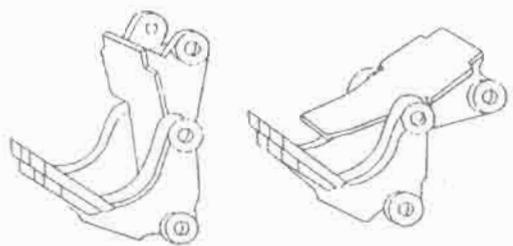
Hiện nay có một số máy xúc đào hào hệ xích, người ta thiết kế khi xả đất thì đất được xả qua miệng gầu. Hình 3.II.3 thể hiện nguyên lý làm việc của loại máy đó. Kết cấu của gầu xúc được mô tả ở hình 3.II.4.

Đối với máy đào hào nhiều gầu hệ xích loại nhỏ và trung bình có kết cấu tương tự như hình 3.II.1 khi thiết kế, bố trí chỗ ngồi của thợ vận hành phải để ở bên cạnh. Sao cho thợ vận hành ngồi quay mặt về băng tải 7, vừa có thể quan sát được quá trình đào đất và hướng di chuyển của máy.

Trong quá trình làm việc của máy, có thể điều chỉnh được độ sâu của hào bằng cách dùng cơ cấu nâng hạ thiết bị 2, thông qua cáp 7.

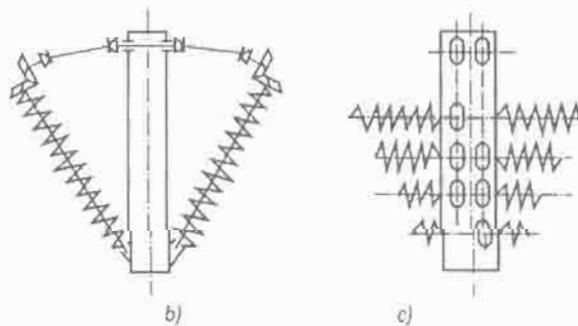
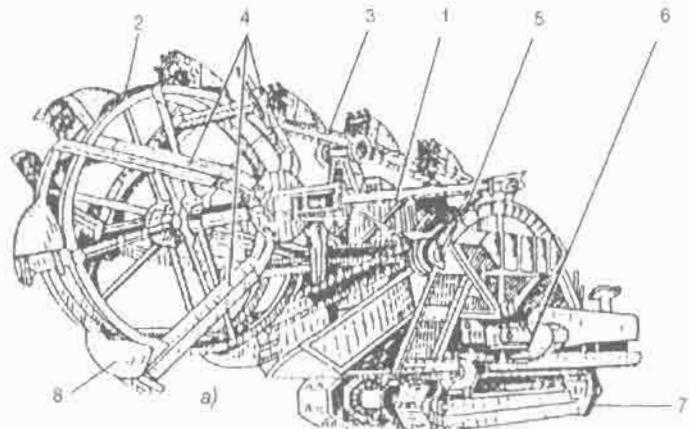


Hình 3.II.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy xúc gầu đào hào hệ xích - đất xả qua miệng gầu



Hình 3.II.4. Sơ đồ kết cấu của gầu xúc (đất xả qua miệng gầu)

Loại máy mô tả trên đây chỉ cho phép đào hào với tiết diện ngang của hào là hình chữ nhật. Nếu muốn đào hào với tiết diện ngang của hào là hình thang (trên to, dưới nhỏ), người ta lắp thêm các dao cắt ở bên cạnh. Kết cấu được mô tả ở hình 3.II.5 a, b, c...

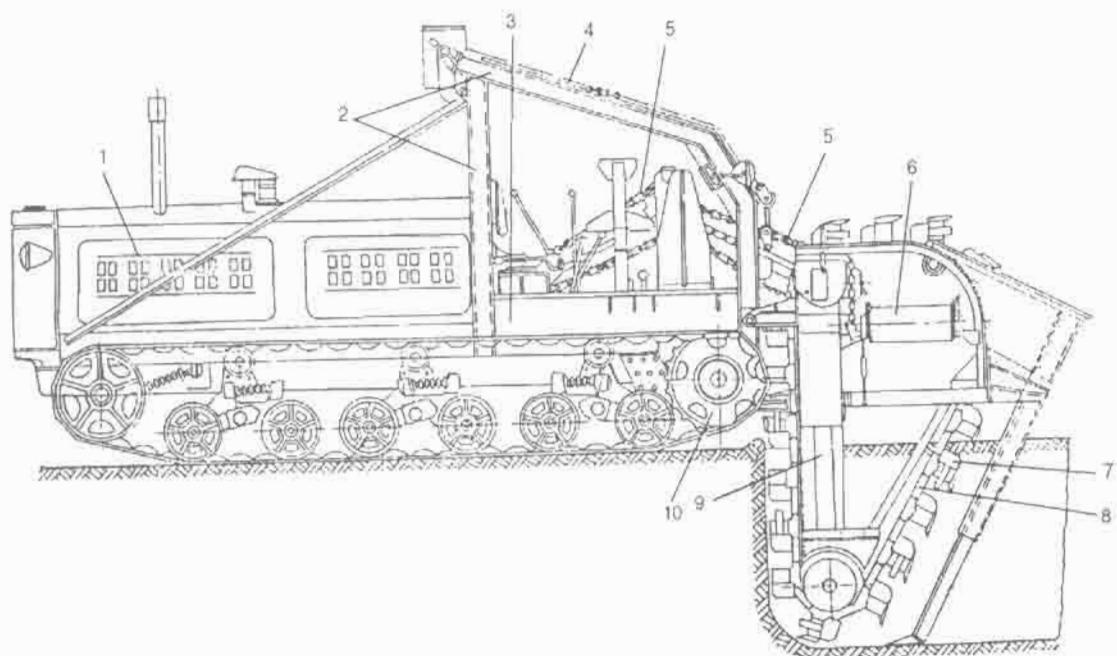


Hình 3.II.5. Sơ đồ kết cấu của máy xúc nhiều gầu hệ xích có lắp thêm thiết bị để đào hào có tiết diện ngang hình thang

a, b, c, Các phương án kết cấu để lắp thêm thiết bị đào hào có tiết diện ngang là hình thang.

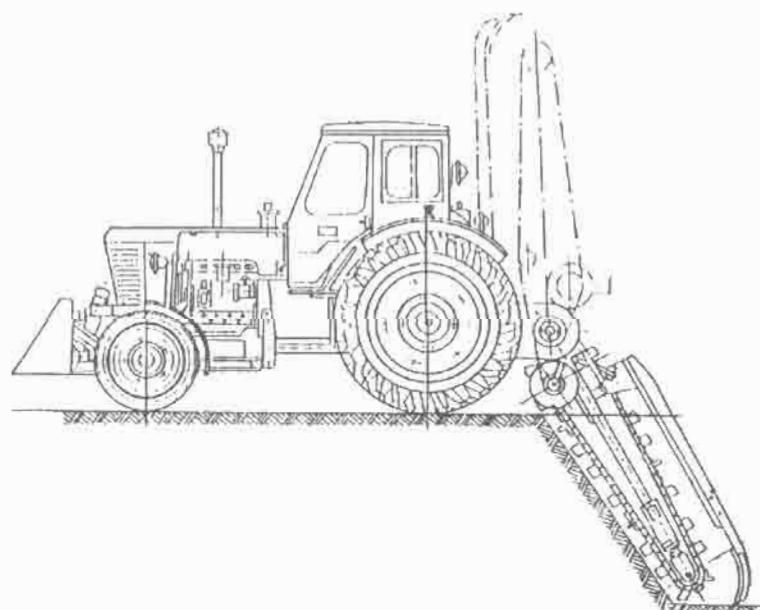
1. Khung đỡ đĩa xích và xích; 2. Đĩa xích bị động; 3. Xích kéo gầu; 4. Dao cắt lắp bên cạnh;
5. Bánh đỡ thiết bị di chuyển trên thanh cong; 6. Băng tải; 7. Cơ cầu di chuyển; 8. Gầu xúc.

Với kết cấu của máy xúc nhiều gầu hệ xích được mô tả ở hình 3.II.1 thì khung của thiết bị làm việc luôn nghiêng một góc so với phương ngang. Nhưng cũng có loại máy khung thiết bị trong quá trình làm việc theo phương thẳng đứng. Kết cấu của loại máy này được thể hiện ở hình 3.II.6.



**Hình 3.II.6. Sơ đồ kết cấu của máy đào hào nhiều gầu
hệ xích có khung thiết bị theo phương thẳng đứng.**

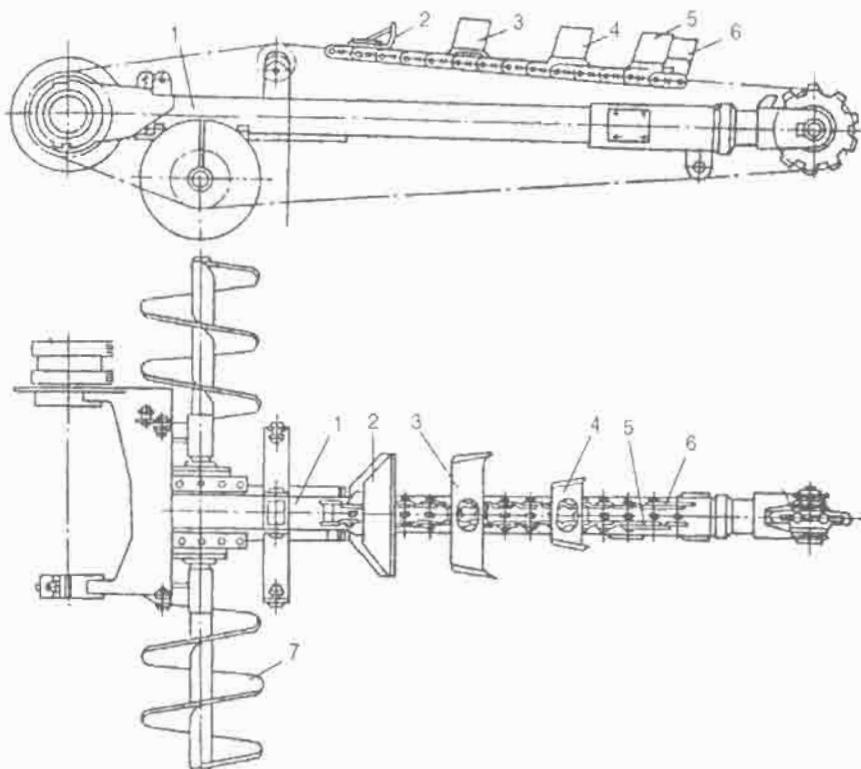
1. Động cơ; 2. Khung đỡ và dẫn hướng thiết bị làm việc; 3. Khung máy kéo; 4. Cáp nâng hạ thiết bị làm việc; 5. Bộ truyền xích dẫn động xích kéo gầu; 6. Băng tải; 7. Gầu xúc; 8. Xích kéo gầu; 9. Khung thiết bị làm việc; 10. Cơ cấu di chuyển xích.



**Hình 3.II.7. Sơ đồ kết
cấu máy đào hào với bộ
phận xúc đất có dạng tăm
gạt (thanh gạt)**

Nguyên lý làm việc, kết cấu của gầu xúc và mối liên kết giữa gầu xúc và xích của loại máy này cũng tương tự như máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích có khung thiết bị đặt nghiêng.

Máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích loại nhỏ, dùng để đào hào, đào rãnh. Thiết bị làm việc được lắp côngxon vào phía sau của máy kéo cơ sở. Sơ đồ kết cấu chung của máy được mô tả ở hình 3.II.7. Sơ đồ kết cấu của thiết bị làm việc ở hình 3.II.8. Gầu xúc có kết cấu dạng tấm gạt (thanh gạt).



Hình 3.II.8. Sơ đồ kết cấu của thiết bị làm việc

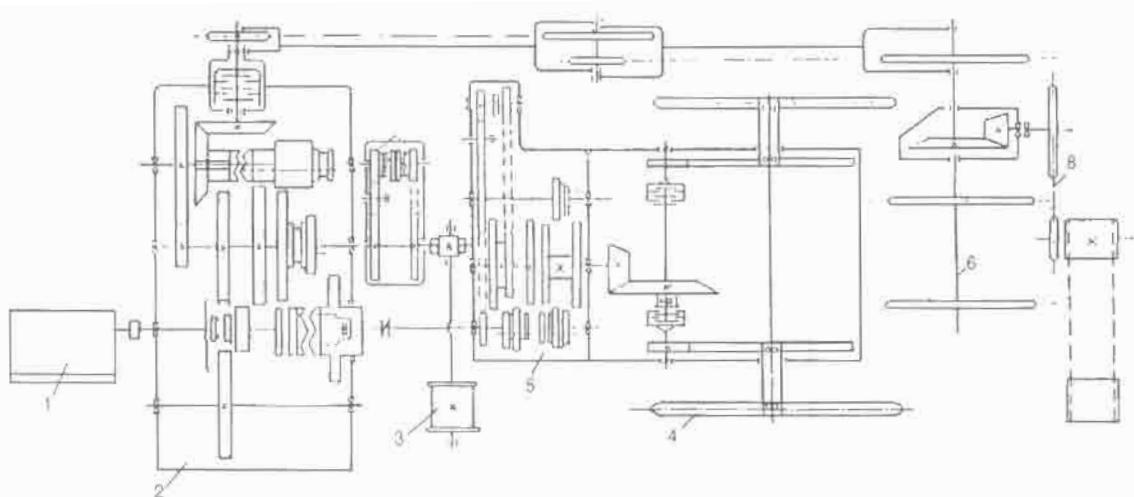
1. Khung thiết bị; 2, 3, 4, 5, 6. Tấm gạt; 7. Vít tải.

§2. TÍNH TOÁN CHUNG MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO HÀO HỆ XÍCH

1. Sơ đồ truyền động của máy

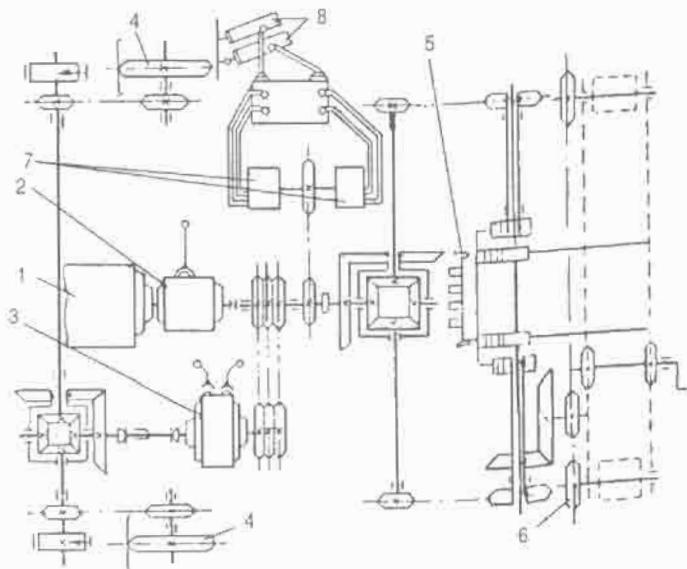
Hầu hết các máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích đều được trang bị một động cơ đốt trong. Qua các bộ truyền để dẫn động cho các cơ cấu làm việc. Có thể truyền động cơ khí (bánh răng, xích, cáp). Sơ đồ truyền động được thể hiện ở hình 3.II.9. Hoặc truyền động cơ khí - thủy lực. Sơ đồ truyền động được thể hiện ở hình 3.II.10.

Máy xúc nhiều gầu truyền động bằng hệ động cơ điện - điện. Sơ đồ truyền động được mô tả ở hình 3.II.11.



Hình 3.II.9. Sơ đồ truyền động cơ khí của máy xúc nhiều gầu đào hào nhiều gầu hệ xích.

1. Động cơ; 2. Hộp số của cơ cầu dẫn động xích kéo gầu;
3. Cơ cầu nâng hạ thiết bị làm việc;
4. Bánh xích của cơ cầu di chuyển;
5. Hộp số của cơ cầu di chuyển;
6. Trục và bánh xích kéo gầu;
7. Bộ truyền xích dẫn động băng tải.



Hình 3.II.10. Sơ đồ truyền động cơ khí thuỷ lực của máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xiết.

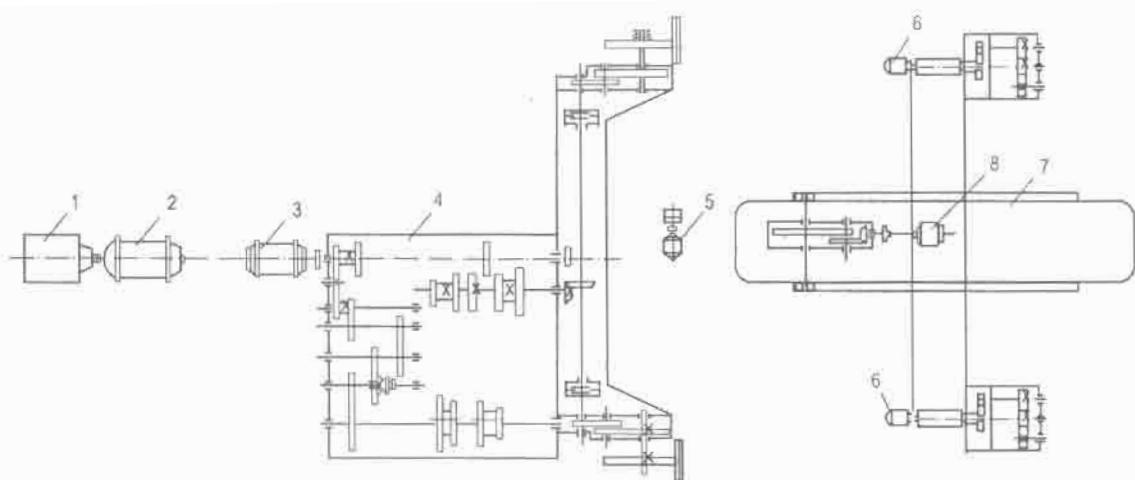
1. Động cơ;
- 2, 3. Điều khiển;
4. Bánh xích của cơ cầu di chuyển;
5. Bánh xích kéo gầu;
6. Truyền động băng tải;
7. Truyền động hệ thuỷ lực;
8. Xí lanh nâng hạ thiết bị làm việc.

Hiện nay hệ truyền động thường kết hợp giữa cơ khí và thủy lực. Nhưng theo kinh nghiệm thì các cơ cầu dẫn động xích kéo gầu và cơ cầu di chuyển của máy thông thường dùng cơ khí tốt hơn.

Trong thiết kế:

- + Vận tốc kéo gầu (vận tốc gầu) phải có ít nhất là 2 - 3 cấp tốc độ, để tương ứng với những điều kiện làm việc ở những nền đất khác nhau,

Ví dụ: Vận tốc nhỏ nhất khi máy làm việc ở nền đất không đồng đều và cứng.



Hình 3.II.11. Sơ đồ truyền động của máy xúc nhiều gầu bằng hệ động cơ diesel - điện

1. Động cơ diesel; 2. Máy phát điện; 3, 5, 6, 8. Động cơ điện dẫn động cho các

cơ cầu di chuyển, băng tải, nâng hạ thiết bị làm việc, xích kéo gầu; 7. Hệ xích - gầu.

Vận tốc trung bình khi máy làm việc ở nền đất đồng đều và loại đất nặng.

Vận tốc lớn nhất khi máy làm việc ở nền đất đồng đều và trung bình.

+ Vận tốc của băng tải có hai cấp tốc độ khi thay đổi khoảng cách xả đất mà không cần thay đổi vị trí của băng tải.

+ Vận tốc di chuyển của máy có nhiều cấp tốc độ để phù hợp với từng độ sâu của hào, mặt khác khi lắp các thiết bị làm việc khác nhau. Đối với máy truyền động cơ khí thường có vận tốc di chuyển của máy từ 8 - 25 số.

2. Tính năng suất của máy đào nhiều gầu

Năng suất của máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích được tính theo các loại năng suất sau:

+ Năng suất lý thuyết:

$$Q_{lt} = \frac{60 q \cdot z}{1000} = 0,06 q \cdot z, \text{m}^3/\text{h} \quad (3.II.1)$$

+ Năng suất kỹ thuật:

$$Q_{kt} = \frac{0,06 \cdot q \cdot z \cdot K_d}{K_t}, \text{m}^3/\text{h} \quad (3.II.2)$$

+ Năng suất thực tế:

$$Q_{rt} = \frac{0,06 \cdot q \cdot z \cdot K_d \cdot K_{tg}}{K_t}, \text{m}^3/\text{h} \quad (3.II.3)$$

Trong đó: q - Dung tích hình học của gầu (lít).

z - Số gầu xả đất trong một phút.

K_d - Hệ số dây gầu.

K_t - Hệ số tải của đất.

K_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian.

3. Xác định số gầu xả đất trong một phút

Số gầu xả đất trong một phút phụ thuộc vào vận tốc của gầu và bước gầu. Nó được xác định theo công thức sau:

$$z = \frac{60V_g}{T_g} \quad (3.II.3)$$

Trong đó: V_g - Vận tốc của gầu, m/s

T_g - Bước gầu, m

Từ công thức tính năng suất của máy ta thấy: Năng suất phụ thuộc vào số gầu xả đất trong một phút và tỷ lệ thuận với nó. Như vậy, muốn tăng năng suất phải tăng z . Nhưng không phải tăng tùy ý. Bởi vì, theo III.2.3, khi tăng z có nghĩa là hoặc phải tăng vận tốc gầu hoặc phải giảm bước gầu. Nếu vậy, dẫn đến các gầu sẽ không có đủ thời gian để xả đất ra hết. Từ phân tích trên, nếu tăng z quá một giới hạn nào đó sẽ làm cho năng suất bị giảm.

Đối với máy xúc nhiều hệ xích, đất xả qua bụng gầu. Nếu vận tốc gầu quá lớn hoặc bước gầu quá bé có thể dẫn đến: đất xả của gầu trên lại rơi vào miệng của gầu dưới. Để tránh hiện tượng trên, theo kinh nghiệm số gầu xả đất trong một phút được giới hạn: $z = 60 \div 70$.

Đối với máy xúc nhiều gầu hệ xích, đất xả qua miệng gầu (hất ra phía trước rơi tự do) thì số gầu xả đất có thể lớn hơn: $z = 150 \div 170$.

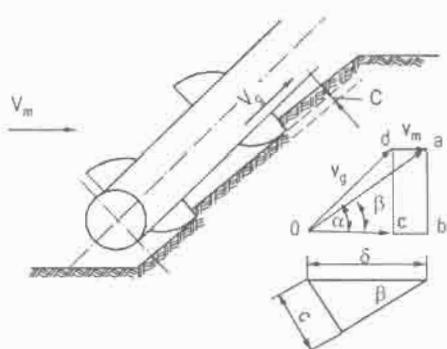
Đối với máy đào rã to hướng tâm, z phụ thuộc loại máy và kết cấu của rã to: $z = 30 \div 130$.

4. Chọn các thông số đào đất của máy nhiều gầu hệ xích

Khi máy làm việc, trong cùng thời gian gầu vừa đào đất, máy vừa di chuyển. Như vậy, giữa vận tốc di chuyển của gầu và vận tốc di chuyển của máy có mối quan hệ rất chặt chẽ. Cần phải lựa chọn các thông số đào sao cho đảm bảo được năng suất kỹ thuật yêu cầu.

Sơ đồ quá trình đào đất của máy đào hào nhiều gầu hệ xích được mô tả ở hình 3.II.12.

Theo sơ đồ hình 3.II.12 góc α là góc nghiêng của thiết bị làm việc so với phương ngang.



Hình 3.II.12. Sơ đồ quá trình đào đất của máy đào hào nhiều gầu hệ xích

a) Góc β là góc nghiêng của quỹ đạo đào

Theo sơ đồ ta có thể viết:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{ab}{ob} = \frac{v_g \cdot \sin\alpha}{(v_g \cdot \cos\alpha + v_m)} \quad (3.II.4)$$

Theo kinh nghiệm thực tế:

- + Góc nghiêng của thiết bị $\alpha = 15 - 55^\circ$. Giá trị nhỏ nhất được chọn cho chiều sâu đào nhỏ nhất. Giá trị lớn nhất được chọn cho chiều sâu đào lớn nhất.
- + Vận tốc gầu $v_g = 0.7 - 1,2 \text{ m/s}$.

b) Vận tốc di chuyển của máy

Vận tốc di chuyển của máy được xác định theo năng suất kỹ thuật và tiết diện ngang của hào đào:

$$v_m = \frac{Q_{kt}}{B \cdot H}, \text{ m/h} \quad (3.II.5)$$

Trong đó: Q_{kt} - Năng suất kỹ thuật, m^3/h ;

B - Chiều rộng của hào, m;

H - Chiều sâu của hào, m.

Từ công thức (3.II.5) ta thấy v_m tỷ lệ nghịch với chiều sâu hào H và chiều rộng hào B . Nếu B cố định, muốn có năng suất kỹ thuật của máy đảm bảo yêu cầu, khi H thay đổi thì v_m phải thay đổi theo. Có nghĩa là mỗi một chiều sâu của hào ta có một v_m . Như vậy ta phải có rất nhiều vận tốc di chuyển của máy mới đáp ứng được. Các máy thường có từ 8 - 25 số hoặc truyền động vô cấp.

Vận tốc di chuyển nhỏ nhất trong khi máy làm việc được chọn trong trường hợp chiều sâu hào lớn nhất và đất cứng.

Vận tốc di chuyển lớn nhất trong khi máy làm việc được chọn trong trường hợp chiều sâu hào nhỏ nhất và đất mềm.

c) Chiều dày phoi cắt

Theo sơ đồ ở hình 3.II.12 ta có thể viết:

$$c = \delta \cdot \sin\beta \quad (3.II.6)$$

$$\text{Và } v_m = \delta \cdot 60z, \text{ suy ra:} \quad \delta = \frac{v_m}{60} \cdot z \quad (3.II.7)$$

$$\text{Thế (3.II.7) vào (3.II.6) ta có:} \quad c = \frac{v_m \cdot \sin\beta}{60 \cdot z}, \text{ m} \quad (3.II.8)$$

d) Diện tích tiết diện phoi cắt

$$F = B \cdot c \frac{B \cdot v_m \sin\beta}{60 \cdot z}, \text{ m}^2 \quad (3.II.9)$$

5. Tính công suất của động cơ

Công suất cần thiết của động cơ bao gồm: Công suất đào đất, công suất nâng đất đến vị trí xả, công suất di chuyển của máy và công suất cho băng tải.

Tính toán cho máy trang bị một động cơ dẫn động chung, công suất động cơ tính theo công thức sau:

$$N_{d/c} = N_{tb} + N_{dc} + N_{bt} \quad (3.II.10)$$

$$N_{tb} = \frac{N_d + N_n}{\eta_{tb} \cdot \eta_{td}} \quad (3.II.11)$$

Trong đó:

N_d - Công suất cần thiết để đào đất;

N_n - Công suất cần thiết để nâng đất lên vị trí xả;

η_{tb} - Hiệu suất của thiết bị làm việc. Đối với thiết bị gầu xúc $\eta_{tb} = 0,60 - 0,65$.

Đối với thiết bị máng gát (thanh gạt) $\eta_{tb} = 0,45 - 0,55$;

η_{td} - Hiệu suất của hệ thống truyền động từ động cơ đến bánh xích chủ động dẫn động xích.

a) Xác định công suất đào đất - N_d

Theo Đôm-bröp-xki ta có lực cản cắt của một gầu được xác định theo công thức sau:

$$P_{01} = K_1 \cdot B \cdot c, \text{daN} \quad (3.II.12)$$

Trong đó:

K_1 - Lực cản cắt riêng (daN/m^2). Để tính toán ban đầu ta có thể xem bảng 3.II.1.

Bảng 3.II.1. Giá trị lực cản cắt riêng của máy xúc nhiều gầu

Cấp đất	I	II	III	IV	Đất đóng băng
$K_1 (\text{daN}/\text{m}^2)$	10.000	20.000	30.000	40.000	200.000

Đối với máy xúc nhiều gầu, khi đào đất có n_1 gầu đồng thời đào đất. Như vậy, ta có lực cản cắt của n_1 gầu như sau:

$$n_1 \cdot P_{01} = n_1 \cdot K_1 \cdot B \cdot c, \text{daN} \quad (3.II.13)$$

Khi đã biết được chiều dài của ta luy trên mặt nghiêng là 1 và bước gầu là T_g ta có thể viết:

$$n_1 = \frac{1}{T_g} \quad (3.II.14)$$

Thay (3.II.14) vào vế phải của (3.II.13) ta có:

$$n_1 \cdot P_{01} = \frac{1}{T_g} \cdot K_1 \cdot B \cdot c, \text{daN} \quad (3.II.15)$$

Từ (3.II.5) ta có:

$$B = \frac{Q_{kt}}{v_m \cdot H} \quad (3.II.16)$$

Và từ hình (3.II.12) ta có:

$$H = l \sin \beta \quad (3.II.17)$$

Thay (3.II.17) vào (3.II.16) ta được:

$$B = \frac{Q_{kt}}{v_m \cdot l \cdot \sin \beta} \quad (3.II.18)$$

Từ $v_m = \delta \cdot 60$, z thay vào $c = \delta \sin \beta$ ta có:

$$c = \frac{v_m \cdot \sin \beta}{60 \cdot z} \quad (3.II.19)$$

Từ $z = \frac{60 v_g}{T_g}$ suy ra:

$$T_g = \frac{60 v_g}{z} \quad (3.II.20)$$

Thay T_g , B , c từ các biểu thức (3.II.20), (3.II.18), (3.II.19) vào (3.II.15) ta có:

$$n_1 \cdot P_{01} = \frac{K_1 \cdot Q_{kt}}{3600 \cdot v_g}, \text{ daN} \quad (3.II.21)$$

Như vậy ta có công suất đào đất:

$$N_d = \frac{n_1 \cdot P_{01} v_g}{100} = \frac{K_1 \cdot Q_{kt}}{360 \cdot 10^3}, \text{ kW} \quad (3.II.22)$$

b) Xác định công suất nâng đất lên vị trí xả đất

Khi nâng đất lên vị trí xả đất, thực tế vẫn còn một số gầu đang tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu với lượng đất khác nhau. Một số gầu khác đã kết thúc quá trình đào và đã đầy đất. Như vậy ta có thể lấy độ cao trung bình nâng đất như sau:

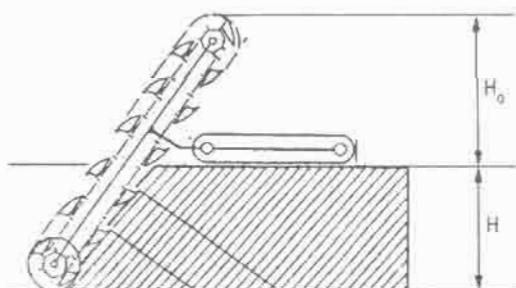
$$H_{tb} = \frac{H}{2 + H_o}, \text{ m} \quad (3.II.23)$$

Trong đó:

H - Chiều sâu hào m

H_o - Chiều cao từ mặt bằng đứng làm việc của máy đến vị trí xả đất, được mô tả ở hình (3.II.13).

Công suất cần thiết để nâng đất lên độ cao trung bình được tính theo công thức sau:



Hình 3.II.13. Sơ đồ tính công suất nâng đất

$$N_N = \frac{Q_{kI} \cdot \gamma \left\{ \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) \right\}}{360 \cdot 10^3}, \text{ kW} \quad (3.II.24)$$

Trong đó: γ - Trọng lượng riêng của đất ở trạng thái tự nhiên, daN/m³.

Nếu ta bỏ qua công suất tiêu hao để thắng các lực ma sát sinh ra trong quá trình làm việc của máy, công suất của thiết bị làm việc sẽ là:

$$N_{tb} = \frac{Q_{kI}}{360 \cdot 10^3} \left[K_I + \gamma \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) \right] \frac{1}{\eta_{tb} \cdot \eta_{td}}, \text{ kW} \quad (3.II.25)$$

c) Xác định công suất di chuyển

Công suất cần thiết cho cơ cấu di chuyển được tính theo công thức sau:

$$N_{dc} = \frac{W_{dc} \cdot v_m}{360 \cdot \eta_{dc}}, \text{ kW} \quad (3.II.26)$$

Trong đó: W_{dc} - Tổng các lực cản di chuyển, daN;

v_m - Vận tốc di chuyển của máy trong khi làm việc, km/h;

η_{dc} - Hiệu suất của cơ cấu di chuyển.

Cơ cấu di chuyển thường hay trang bị cho máy xúc nhiều gầu là di chuyển bằng xích (trên hai dải xích).

Tổng các lực cản bao gồm:

- + Lực cản do ma sát sinh ra trong các bộ phận của xích - W_1 .
- + Lực cản do biến dạng của nền đất dưới dải xích - W_2 .
- + Lực cản đào theo hướng di chuyển của máy - W_3 .
- + Lực cản di chuyển dốc - W_4 .

Lực cản do ma sát sinh ra trong các bộ phận của xích được tính theo công thức sau:

$$W_1 = (0,05 \div 0,09) (G_m + n_1 \cdot P_{01} \cdot \sin\beta) \quad (3.II.27)$$

Trong đó: β - Góc nghiêng giữa quỹ đạo đào và hướng di chuyển của máy;

G_m - Trọng lượng của máy khi làm việc.

Lực cản do biến dạng của nền đất dưới dải xích được tính theo công thức sau:

$$W_2 = (0,08 \div 0,17) (G_m + n_1 \cdot P_{01} \cdot \sin\beta) \quad (3.II.28)$$

Lực cản đào theo hướng di chuyển của máy được xác định theo công thức sau:

$$W_3 = n_1 \cdot P_{01} \cdot \cos\beta \quad (3.II.29)$$

Lực cản di chuyển dốc được xác định theo công thức sau:

$$W_4 = G_m \cdot \sin\theta \quad (3.II.30)$$

Như vậy, tổng các lực cản sẽ là:

$$W_{dc} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (3.II.31)$$

d) Xác định công suất băng tải

Công suất cho băng tải được xác định theo năng suất của máy và các thông số: khoảng cách vận chuyển và chiều cao xả đất. Thường năng suất của băng tải lấy tăng 20% so với năng suất của máy. Cách xác định theo giáo trình máy vận chuyển.

Trong một số máy, khi thiết kế có trang bị bơm thủy lực để nâng hạ thiết bị và giữ độ nghiêng không đổi của đáy hào. Như vậy, bơm thủy lực phải làm việc đồng thời khi máy đào đất và di chuyển. Do đó, trong công thức 3.II.10 phải cộng thêm thành phần của công suất tiêu hao cho bơm thủy lực.

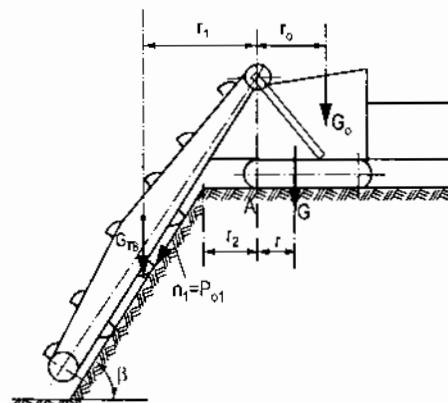
6. Tính ổn định của máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích

Tính toán ổn định trong hai trường hợp:

a) Khi máy làm việc

Thiết bị hạ xuống ở vị trí làm việc, nghiêng một góc β , các gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu. Sơ đồ lực tác dụng được mô tả ở hình (3.II.14)

Hình 3.II.14. Sơ đồ xác định độ ổn định của máy trong lúc làm việc



Tổng của tất cả các lực theo phương thẳng đứng được tính theo biểu thức sau:

$$G = G_0 + G_{tb} + n_1 \cdot P_{01} \cdot \sin\beta \quad (3.II.32)$$

Trong đó: G_0 - Trọng lượng của máy và băng tải đầy đất.

G_{tb} - Trọng lượng của khung thiết bị và gầu đầy đất.

Tổng của các lực được đặt cách điểm A một khoảng r .

$$r = \frac{G_{tb} \cdot r_1 + n_1 \cdot P_{01} \cdot \sin\beta \cdot r_2 - G_0 \cdot r_0}{G} \quad (3.II.33)$$

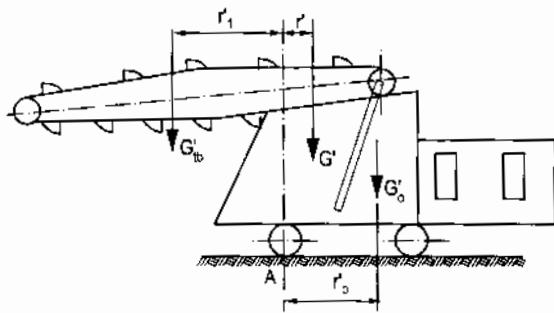
Hệ số ổn định được xác định theo công thức sau:

$$K_{od} = \frac{M_{giữ}}{M_{lật}} = \frac{G_0 \cdot r_0}{G_{tb} \cdot r_1 + n_1 \cdot P_{01} \cdot \sin\beta \cdot r_2} = 1,3 \div 1,4 \quad (3.II.34)$$

b) Khi máy không làm việc

Thiết bị được nâng lên ở vị trí di chuyển. Sơ đồ lực tác dụng được mô tả ở hình 3.II.15.

Hình 3.II.15. Sơ đồ xác định độ ổn định của máy trong lúc di chuyển



Tổng của tất cả các lực theo phương thẳng đứng được tính theo biểu thức sau:

$$G' = G'_o + G'_{tb} \quad (3.II.35)$$

Trong đó: G'_o - Trọng lượng của máy và băng tải không có đất;

G'_{tb} - Trọng lượng của khung thiết bị với gầu không có đất.

Tổng của các lực được đặt cách điểm A một khoảng r' .

$$r' = \frac{G'_{tb} \cdot r'_1 - G'_o \cdot r'_o}{G'} \quad (3.II.36)$$

Hệ số ổn định được xác định theo công thức sau:

$$K_{od} = \frac{M_{giữ}}{M_{lật}} = \frac{G'_o \cdot r'_o}{G'_{tb} \cdot r'_1} \geq 1.3 \quad (3.II.37)$$

§3. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ LÀM VIỆC

1. Xác định các thông số của gầu và xích

a) Dung tích của gầu

Dung tích của gầu phụ thuộc vào năng suất của máy và được xác định theo công thức sau:

$$q = \frac{Q_h}{0,06} \cdot z, \text{ dm}^3 \quad (3.II.38)$$

b) Chiều rộng của gầu

Chiều rộng của gầu được chọn theo chiều rộng của hào. Nếu đào hào với chiều rộng lớn hơn thì phải trang bị thêm các răng lắp công xon vào thành bên của gầu.

c) Chiều cao của gầu

Chiều cao của gầu được xác định theo công thức sau:

$$h_g = 1,3t \quad (3.II.39)$$

d) Bước xích

Bước xích kéo gầu có thể được tính toán theo công thức:

$$t = (42 \div 44) \cdot \sqrt[3]{q} \quad (3.II.40)$$

Trong đó: q - Dung tích hình học của gầu.

e) Bước gầu

Bước gầu (khoảng cách giữa hai gầu liên tiếp kề nhau) được chọn theo bước xích với một trong hai công thức sau:

$$T_g = 4t; T_g = 6t \quad (3.II.41)$$

Bước gầu T_g được kiểm tra: Bằng cách thiết lập họa đồ xích kéo gầu với đĩa xích chủ động và hai gầu liên tiếp cố định trên xích. Giả sử chiều dài bước gầu được chọn đúng trong trường hợp khi mà gầu trước đạt tới đường thẳng đứng đi qua tâm của bánh xích chủ động mà gầu tiếp kề sau không vượt quá đường đó (hình 3.II.16).

f) Vận tốc gầu

Vận tốc gầu được tính toán theo công thức:

$$v_g = \frac{T_g \cdot z}{60}, \text{ m/s} \quad (3.II.42)$$

Giá trị này được so sánh với giá trị đã định ban đầu.

2. Tính xích kéo gầu

Máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích, dải xích phía nền đất được treo tự do.

Lực lớn nhất của xích được tính theo công thức:

$$S_{\max} = S_1 + S_2 + S_d + S'_d \quad (3.II.43)$$

Trong đó: S_1 - Lực vòng của xích;

S_2 - Lực căng xích ban đầu;

S_d - Lực động sinh ra khi xích ăn khớp với đĩa xích;

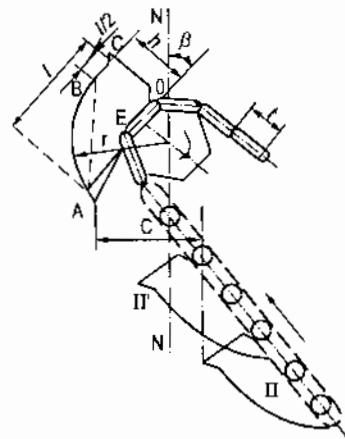
S'_d - Lực động phụ xuất hiện khi có một trong các gầu va chạm vào đá.

Lực vòng của xích, được xác định theo công thức sau:

$$S_1 = \frac{100 \cdot N_{tb} \cdot \eta_{td} \cdot \eta_l}{v_g}, \text{ daN} \quad (3.II.44)$$

Ở đây: N_{tb} - Công suất động cơ của thiết bị làm việc, kW;

η_{td} - Hiệu suất truyền động;



Hình 3.II.16. Sơ đồ xác định dung tích gầu và bước gầu

η_1 - Hiệu suất của trục đĩa xích chủ động;

v_g - Vận tốc của gầu, m/s.

Lực S_2 được xác định bởi trọng lượng riêng của xích và gầu. Giả sử phần treo tự do của xích có dạng parabol, đường cong parabol được cho bởi biểu thức sau:

$$K_\alpha = \frac{f_\alpha}{L_0} \quad (3.II.45)$$

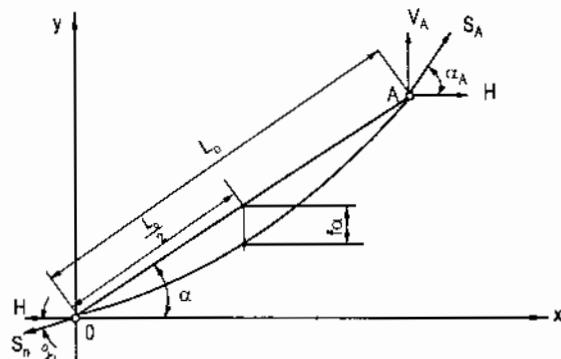
Trong đó: f_α - Độ vông tại điểm giữa của thiết bị làm việc khi nghiêng một góc α ;

L_0 - Khoảng cách giữa hai điểm treo của xích.

Theo hình 3.II.17 ta có thể viết được phương trình đường cong parabol trong hệ tọa độ xoy:

$$y = \frac{4f_\alpha}{L_0^2 \cdot \cos^2 \alpha} x^2 - \frac{4f_\alpha}{L_0 \cdot \cos \alpha} x + x \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.II.46)$$

Hình 3.II.17. Sơ đồ tính xích kéo gầu của máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích
(Xích treo tự do ở hai đầu)



Hoặc nếu đặt $\frac{f_\alpha}{L_0} = k_\alpha$, ta có thể viết:

$$y = \frac{4k_\alpha}{L_0^2 \cdot \cos^2 \alpha} x^2 - \frac{4k_\alpha}{L_0 \cdot \cos \alpha} x + x \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.II.47)$$

Lấy đạo hàm y đối với x ta thu được giá trị tang của góc giữa tiếp tuyến của đường cong với trục ox:

$$y' = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{8k_\alpha}{L_0 \cdot \cos^2 \alpha} x^2 - \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \quad (3.II.48)$$

Đối với điểm treo dưới, ta có: $x = 0$, và như vậy:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha} \quad (3.II.49)$$

Đối với điểm treo trên, ta có: $x = L_0 \cdot \cos \alpha$, và như vậy:

$$\operatorname{tg} \alpha_A = \operatorname{tg} \alpha + \frac{4k_\alpha}{\cos \alpha} \quad (3.II.50)$$

Thành phần nằm ngang của lực trong một nhánh của xích kéo gầu được treo theo dạng của parabol nó được xác định như sau:

- Giả sử trọng lượng riêng của xích và gầu q_{x+g} tác dụng đều dọc theo chiều dài của xích.

- Ta ký hiệu các phản lực đứng trong các điểm treo O và A: V_0 và V_A và phản lực ngang: H. Thể hiện ở hình 3.II.18.

Từ điều kiện cân bằng của hệ đối với điểm O ta có:

$$- M_q^0 - H \cdot h + V_A \cdot l = 0 \quad (3.II.51)$$

Suy ra;

$$V_A = \frac{M_q^0}{l} + H \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (3.II.52)$$

Ở đây M_q^0 là mô men do trọng lượng riêng của xích và gầu đối với điểm O.

Đặt: $\frac{M_q^0}{l} = V'_A$ - Là giá trị của phản lực đứng tại điểm A trong trường hợp của một đầm có khẩu độ l tựa lên hai gối đỡ đơn.

Như vậy có thể viết:

$$V_A = H \cdot \operatorname{tg}\alpha + V'_A \quad (3.II.52)$$

Đối với một điểm B bất kỳ trên dài xích, ta có thể viết được phương trình cân bằng sau:

$$V_A (1-x) - H [(1-x) \operatorname{tg}\alpha + f_x] - M_q^B = 0 \quad (3.II.53)$$

Trong đó: M_q^B - Mô men do trọng lượng riêng của xích và gầu phía bên phải đối với điểm B.

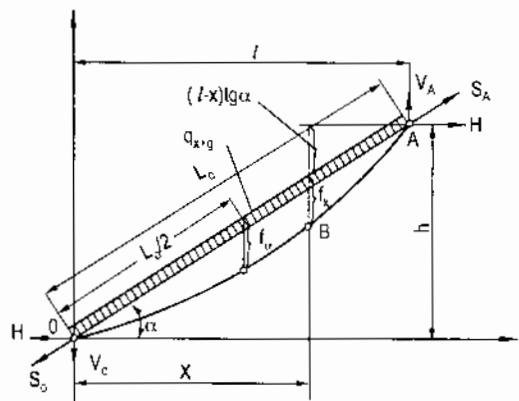
Từ (3.II.53) ta có thể viết dưới dạng sau:

$$(1-x) \cdot (V_A - H \cdot \operatorname{tg}\alpha) - H \cdot f_x - M_q^B = 0 \quad (3.II.54)$$

Thay V'_A ở (3.II.53) vào (3.II.54) ta có:

$$H \cdot f_x = (1-x) \cdot V'_A - M_q^B = M_x \quad (3.II.55)$$

Trong đó: M_x - Mô men uốn tại tiết diện x trong trường hợp của một đầm đơn giản tựa trên hai gối dưới tác dụng của một lực phân phôi đều dọc theo chiều dài đầm.



Hình 3.II.18. Sơ đồ tính các phản lực.

Suy ra, thành phần lực ngang H được xác định theo công thức sau:

$$H = \frac{M_x}{f_x} \quad (3.II.56)$$

Trong trường hợp đã cho:

$$x = \frac{L_0 \cdot \cos\alpha}{2} \quad (3.II.57)$$

Còn

$$M_x = \frac{q_{x+g} L_0^2 \cdot \cos\alpha}{4} - \frac{q_{x+g} L_0^2 \cdot \cos\alpha}{8} \quad (3.II.58)$$

Với $f_x = f_\alpha$ ta có:

$$H = \frac{q_{x+g} L_0^2 \cdot \cos\alpha}{8 \cdot f_\alpha} = \frac{q_{x+g} L_0 \cdot \cos\alpha}{8 \cdot k_\alpha} \quad (3.II.59)$$

Như vậy:

- Tại thời điểm O ta có: $S_0 = \frac{H}{\cos\alpha_0}$ (3.II.60)

- Tại điểm A ta có: $S_A = \frac{H}{\cos\alpha_1} = S_2$ (3.II.61)

Lực S_d - Lực sinh ra khi xích ăn khớp với đĩa xích.

Thông thường đĩa xích có số răng (số cạnh) nhất định. Khi đĩa xích quay, các điểm trên chu vi của đĩa xích sẽ cùng quay. Nhưng khoảng cách giữa các điểm đó so với trục của đĩa xích không bằng nhau. Vì vậy, các điểm đó sẽ có vận tốc khác nhau.

Khi xích vòng qua đĩa xích sẽ chuyển động với vận tốc này, tăng giảm liên tục. Vì vậy, xích phải chịu những lực quán tính và đập tương đối lớn.

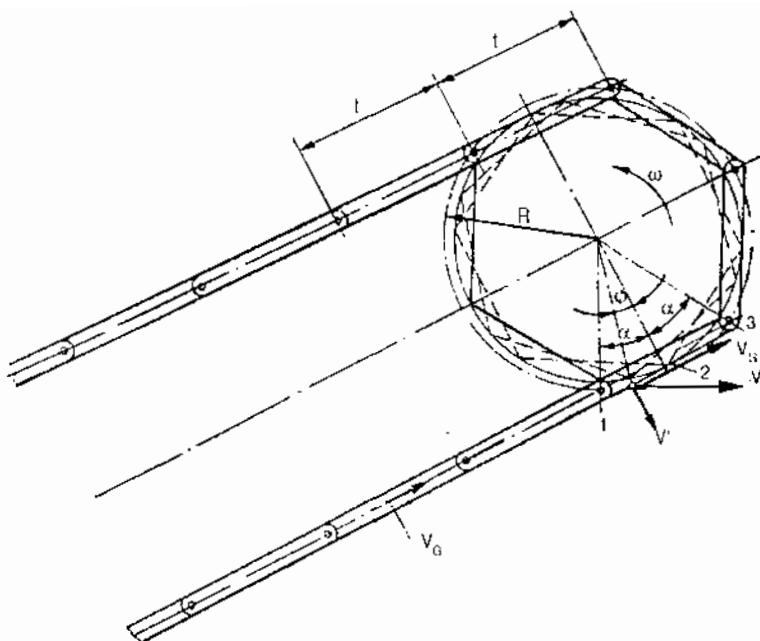
Số răng của đĩa xích chủ động đóng vai trò quan trọng đối với lực quán tính. Số răng càng ít thì sai số của vận tốc của các điểm trên vành đĩa xích càng lớn. Nghĩa là lực quán tính và đập càng lớn.

Xác định S_d .

Khảo sát sự ăn khớp của xích với các răng của đĩa xích chủ động trên hình III.2.19. Nếu như đĩa xích chủ động quay với vận tốc góc ω không đổi. Vận tốc vòng của xích tại một điểm ta xét được phân thành hai thành phần:

- + Thành phần theo hướng của xích: $v_g = v \cdot \cos\varphi = \omega \cdot R \cdot \cos\varphi$
- + Thành phần vuông góc với hướng của xích: $v' = v \cdot \sin\varphi = \omega \cdot R \cdot \sin\varphi$

Góc quay của một điểm trên xích trong thời gian dịch chuyển từ điểm 1 đến điểm 2 có giá trị từ: $-\alpha$ đến 0 .



Hình 3.II.19. Sơ đồ tính lực động của xích kéo gầu

Góc quay của một điểm trên xích trong thời gian dịch chuyển từ điểm 2 đến điểm 3 có giá trị từ: 0 đến α .

Như vậy, vận tốc gốc v_g có hướng không đổi, nó tăng từ điểm 1 đến điểm 2 và xích có chuyển động nhanh dần. Còn sau điểm 2 xích có chuyển động giảm dần. Từ nguyên nhân vừa phân tích, xích lúc đầu chịu kéo sau đó chịu nén.

Hướng vuông góc với xích v' nó giảm trên đoạn 1 - 2 và bằng không tại điểm 2. Sau đó nó tăng đến tận điểm 3, thì mắt xích tiếp theo lại tiếp tục một chuyển động tương tự. Chuyển động chậm dần rồi tăng dần theo hướng của v_g còn v' có thay đổi hướng.

Qua các phân tích ở trên, ta thấy xích có một chuyển động va đập, dao động với một chu kỳ dao động: $t' = \frac{60}{n \cdot z'}$.

Trong đó: n - Số vòng quay của đĩa xích chủ động trong một phút.

z' - Số răng của đĩa xích chủ động.

Chuyển động không đều của xích kéo gầu kể cả theo hướng của xích và cả hướng vuông góc với xích, dẫn đến xích phải chịu một lực tác động phụ. Lực này chủ yếu do biến đổi của vận tốc v_g , còn v' ảnh hưởng rất ít.

Khi có biến đổi của vận tốc v_g thì gia tốc của xích sẽ là:

$$a = \frac{dv_g}{dt} = -\omega^2 \cdot R \cdot \sin\varphi \quad (3.II.62)$$

Tại điểm 1, có $\varphi = -\alpha$ suy gia tốc tại điểm 1 sẽ là:

$$a_1 = \omega^2 \cdot R \cdot \sin\alpha \quad (3.II.63)$$

Tại điểm 3, có $\varphi = \alpha$ suy giả tốc tại điểm 3 sẽ là:

$$a_1 = -\omega^2 \cdot R \cdot \sin \alpha \quad (3.II.64)$$

Thay $\alpha = \frac{1}{2R}$ và gọi v_x là vận tốc trung bình của xích;

$$v_x = \frac{n \cdot z' \cdot t}{60} \text{ và } \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot v_x}{z' \cdot t} \quad (3.II.65)$$

Suy ra:

$$a_1 = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{1}{t}; a_3 = -2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{1}{t} \quad (3.II.66)$$

Lực sinh ra trong nhánh xích ở điểm 3 từ gia tốc a_3 đến gia tốc a_1 sẽ là:

$$S'_3 = \frac{(a_1 - a_3) G_{x+g}}{g} = 4 \left(\pi \cdot \frac{v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{G_{x+g}}{t \cdot g} \quad (3.II.67)$$

Trong đó: G_{x+g} - Trọng lượng riêng của xích và gầu đầy đất.

Lực này tác dụng tức thời lên xích nên khi tính toán phải lấy lớn gấp đôi.

Mặt khác tại thời điểm dịch chuyển đến điểm 3, xích có chuyển động chậm dần với
gia tốc a_3 . Như vậy lực sẽ giảm đi một lượng: $a_3 \cdot \frac{G_{x+g}}{g}$.

Từ nguyên nhân vừa nêu, ta có:

$$S_3 = 8 \cdot \left(\pi \cdot \frac{v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{G_{x+g}}{t \cdot g} - 2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{G_{x+g}}{t} \cdot g \quad (3.II.68)$$

$$S_3 = 6 \cdot \left(\pi \cdot \frac{v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{G_{x+g}}{t \cdot g} = S_d \quad (3.II.69)$$

Thực nghiệm đã chứng minh rằng, thường $S_d = 20 \div 25\% (S_1 + S_2)$

S'_d - Lực động phụ xuất hiện trong xích tại thời điểm có một gầu va chạm vào đá, khi đó lực này có giá trị rất lớn. Nếu tính đến lực này thì xích sẽ có kích thước rất lớn. Vì vậy, khi thiết kế người ta không tính lực này mà thay vào đó trang bị cho cơ cấu dẫn động xích kéo gầu một lì hợp an toàn, để tránh hỏng hóc trong quá trình làm việc. Sao cho nó chỉ truyền cho xích một lực S :

$$S = S_1 + S_2 + S_d \quad (3.II.70)$$

Khi tính cho một dải xích cần lưu ý: Khả năng các tải trọng phân bố không đồng đều, vì thế lực trong một dải xích được xác định theo công thức sau:

$$S = 0,6S_1 + 0,5S_2 + 0,6S_d \quad (3.II.71)$$

3. Tính khung của thiết bị làm việc

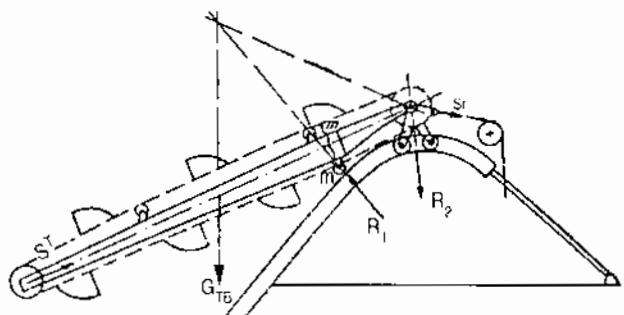
Khi tính toán khung thiết bị làm việc, phải phân tích và lựa chọn vị trí bất lợi nhất trong quá trình làm việc hoặc trong quá trình vận chuyển.

Vị trí bất lợi nhất là vị trí vận chuyển, khi mà vừa có lực nén của xích vừa có mô men uốn do trọng lượng riêng của thiết bị làm việc. Sơ đồ chịu lực được mô tả trong hình 3.II.20.

Tiết diện nguy hiểm nhất của khung trong trường hợp này là tiết diện m - m (ở con lăn tay giữa khung thiết bị và khung đỡ thiết bị).

Theo sơ đồ, những lực đã được xác định dựa vào những tính toán trước: S_v , S_n , G_{tb} .

Cần phải xác định R_1 và R_2 . Bằng cách viết phương trình mô men của tất cả các lực đối với điểm tác dụng của R_1 ta xác định được R_2 và ngược lại ta xác định được R_1 .



Hình 3.II.20. Sơ đồ tính khung của thiết bị làm việc - máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích

Chương III

MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO NGANG

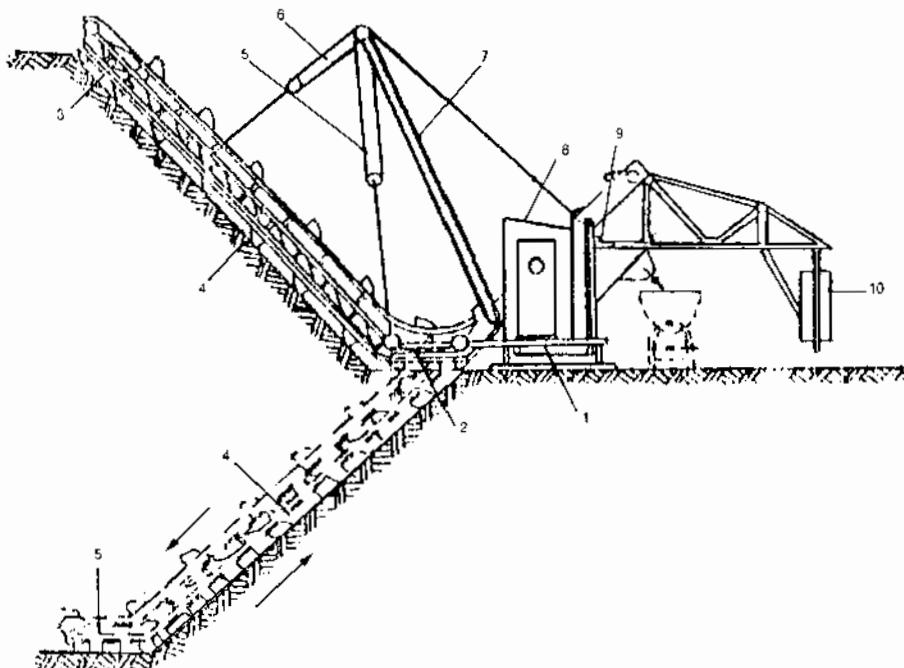
§1. SƠ ĐỒ KẾT CẤU VÀ NGUYỄN LÝ LÀM VIỆC

Sơ đồ kết cấu máy đào hào nhiều gầu đào ngang được mô tả ở hình 3.III.1 và hình 3.III.2.

Hình 3.III.1. Loại máy xúc nhiều gầu đào ngang có thiết bị xả đất vào phễu chứa.

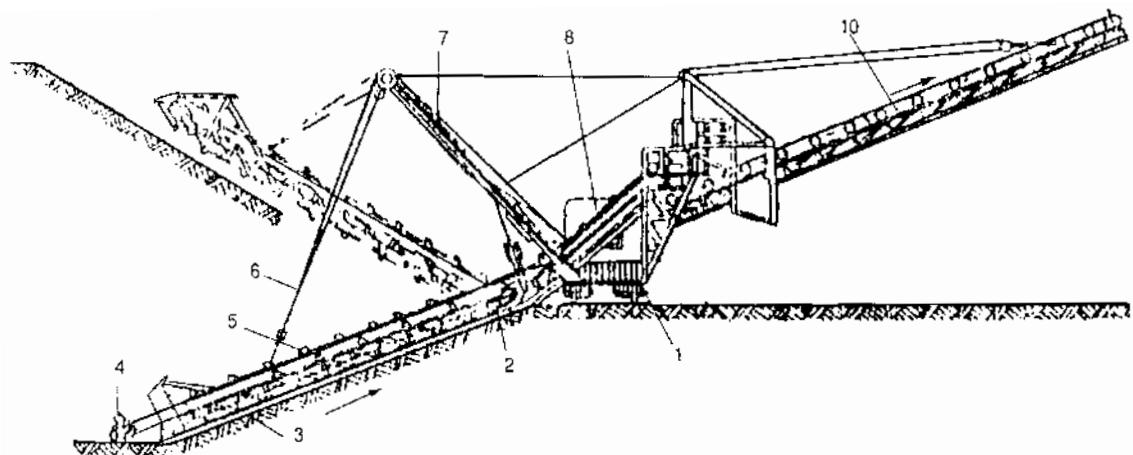
Hình 3.III.2. Loại máy xúc nhiều gầu đào ngang có thiết bị xả đất vào băng tải.

Cả hai loại máy đều có sàn máy (1) được tựa trên những bánh xe kim loại (sắt) di chuyển trên ray. Thiết bị làm việc được lắp khớp trụ với sàn máy về phía ta luy. Khung thiết bị có thể có một, hai hoặc ba đoạn mà trên đó người ta lắp xích kéo và gầu xúc. Khung thiết bị được treo nhờ cáp 5 và 6 (hình 3.III.1), nó cho phép điều chỉnh góc nghiêng theo yêu cầu. Đoạn khung chính 4 cho phép định hình ta luy. Đoạn khung 3 làm nhiệm vụ chuẩn độ sâu đào. Đoạn khung 2 và đoạn khung được lắp trên sàn máy nó cho phép dịch chuyển khung chính và giữ cùng độ nghiêng.



Hình 3.III.1. Máy xúc nhiều gầu đào ngang, đất xả vào phễu chứa

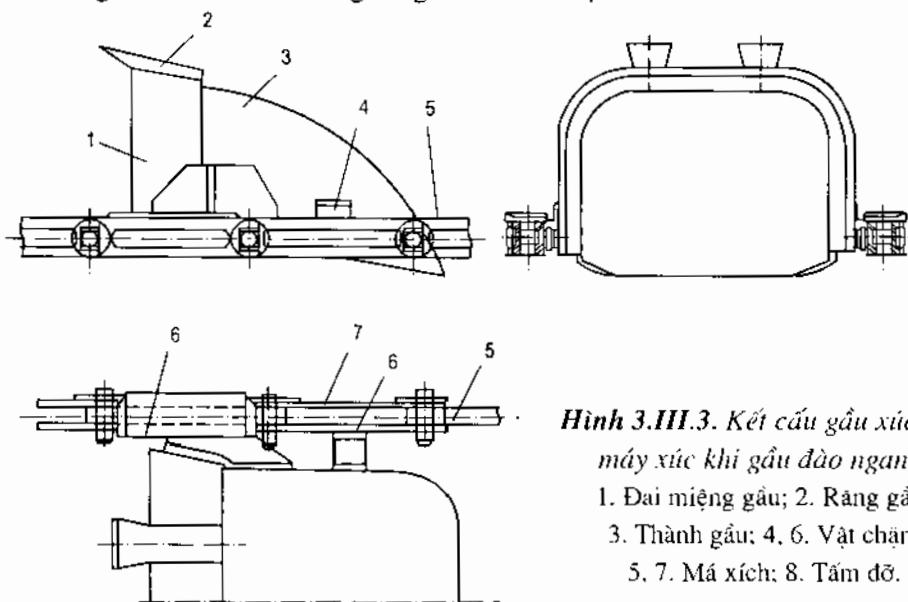
1. Sàn máy; 2. Đoạn khung trong; 3. Đoạn làm sạch đáy hào; 4. Đoạn khung chính;
- 5, 6. Cáp nâng thiết bị làm việc; 7. Cân chống; 8. Buồng điều khiển; 9. Phễu chứa đất; 10. Đổi trọng.



Hình 3.III.2. Máy xúc nhiều gầu đào ngang, đất xả vào băng tải.

1. Sàn máy;
2. Đoạn khung trong;
3. Đoạn khung chính;
4. Đoạn làm sạch dây hào;
5. Xích và gầu;
6. Cáp nâng hạ thiết bị làm việc;
7. Cần chống;
8. Buồng điều khiển;
9. Cáp nâng hạ băng tải;
10. Băng tải.

Kết cấu của gầu và mối liên kết giữa gầu - xích được mô tả ở hình 3.III.3.

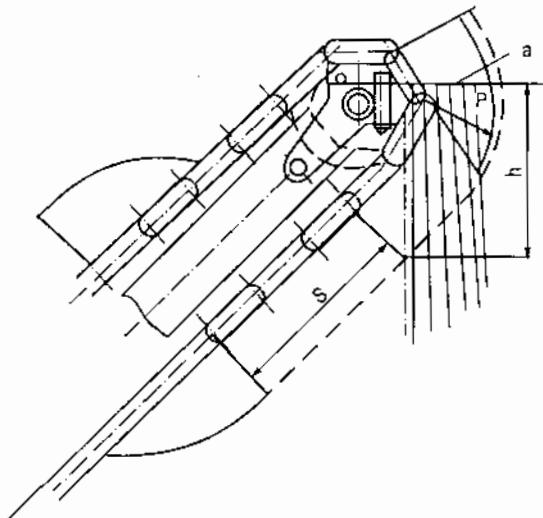


Hình 3.III.3. Kết cấu gầu xúc của máy xúc khi gầu đào ngang.

1. Đai miệng gầu;
2. Răng gầu;
3. Thành gầu;
- 4, 6. Vật chặn;
- 5, 7. Má xích;
8. Tâm đỡ.

Nguyên lý làm việc của máy xúc nhiều gầu đào ngang: khi máy đến vị trí làm việc, hạ thiết bị xuống độ sâu cần đào. Máy di chuyển với vận tốc làm việc dọc theo ta luy, đồng thời cơ cấu dẫn động xích kéo gầu làm việc, hướng của thiết bị vuông góc với hướng di chuyển của máy. Đa số máy đào ngang, khi đào đất, gầu dịch chuyển về phía máy. Gầu vừa cắt đất vừa tích đất vào gầu và được nâng lên phía trên, đất được xả vào phễu (hình 3.III.1) hoặc được xả vào băng tải (hình 3.III.2). Đất được xả rơi tự do qua bụng gầu khi gầu vòng qua bánh xích chủ động ở phía trên (3.III.4).

Cũng có một số máy xúc nhiều gầu đào ngang, thiết bị làm việc được lắp trên bàn quay. Như vậy máy sẽ có tính cơ động cao hơn, nhưng kết cấu phức tạp và máy sẽ nặng hơn.



Hình 3.III.4. Sơ đồ xả đất của máy xúc nhiều gầu đào ngang

§2. TÍNH TOÁN CHUNG MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO NGANG

1. Sơ đồ truyền động của máy

Máy xúc nhiều gầu đào ngang đa số có bốn cơ cấu: cơ cấu di chuyển, cơ cấu dẫn động xích kéo gầu, cơ cấu nâng hạ thiết bị và cơ cấu dẫn động băng tải. Nếu máy mà thiết bị làm việc lắp trên bàn quay thì phải có thêm cơ cấu quay.

Nếu máy được trang bị một động cơ Diesel, phải có các bộ truyền cơ khí hoặc thủy lực để dẫn động cho các cơ cấu làm việc. Phương án này chỉ dùng cho các loại máy nhỏ.

Khi máy làm việc theo tuyến nhất định, lâu dài, khối lượng công việc lớn, máy được trang bị động cơ điện dẫn động riêng cho từng cơ cấu. Mỗi một cơ cấu có một động cơ điện. Lấy điện trực tiếp từ nguồn điện lưới. Hình 3.III.5 giới thiệu một sơ đồ truyền động của máy xúc nhiều gầu đào ngang, dẫn động riêng.

Trong một số máy người ta có thể sử dụng một tổ hợp gồm: một động cơ Diesel - máy phát hiện - động cơ điện dẫn động cho các cơ cấu. Phương án này không phụ thuộc vào nguồn điện lưới.

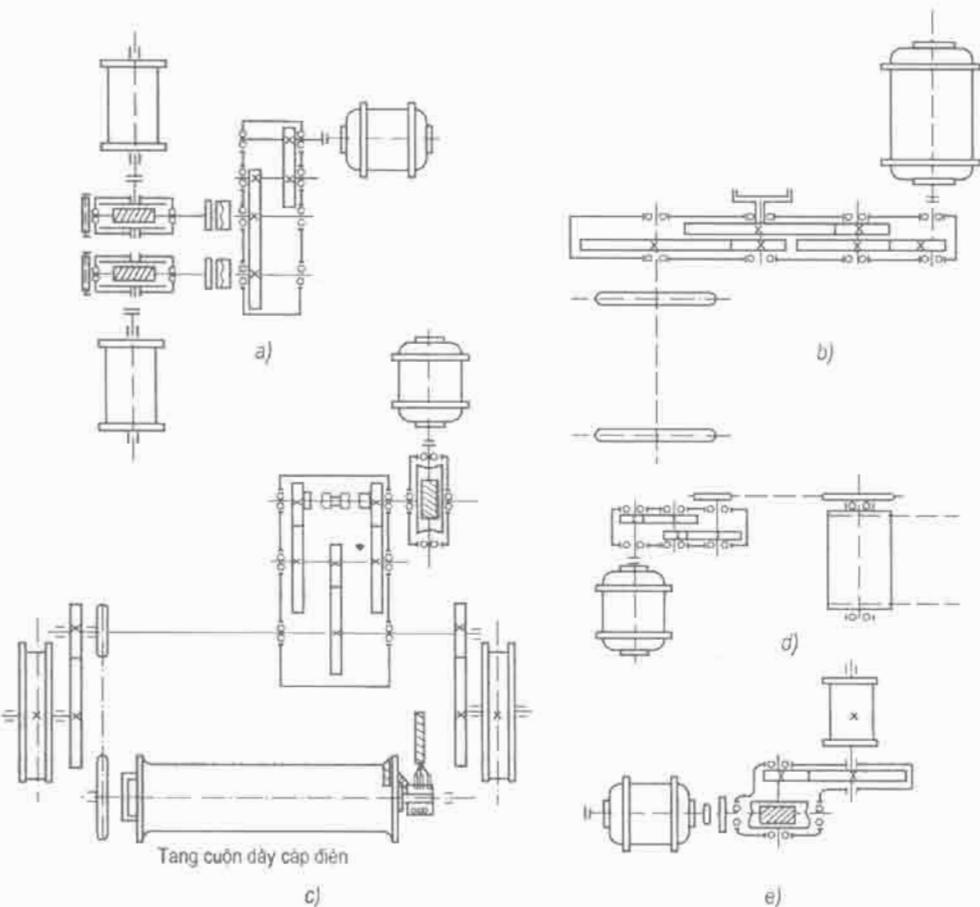
2. Chọn các thông số đào đất của máy xúc nhiều gầu đào ngang

Sơ đồ của quá trình làm việc máy đào nhiều gầu đào ngang được mô tả ở hình 3.III.6.

a) Góc nghiêng của quỹ đạo đào trong mặt phẳng ta luy so với thiết bị làm việc

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_m}{v_g} \quad (3.III.1)$$

Trong đó: v_m - Vận tốc di chuyển của máy;
 v_g - Vận tốc di chuyển của gầu.



Hình 3.III.5. Sơ đồ truyền lực của máy xúc nhiều gầu đào ngang,
bổ trí nhiều động cơ (động cơ điện)

- a) Cơ cấu nâng hạ thiết bị;
- b) Cơ cấu dẫn động xích kéo gầu;
- c) Cơ cấu di chuyển;
- d) Cơ cấu dẫn động băng tải;
- e) Cơ cấu nâng hạ băng tải.

b) Vận tốc di chuyển lớn nhất của máy

Từ điều kiện đào toàn bộ mặt phẳng ta luy, ta có:

$$T_g = \frac{v_g}{z}; B = \frac{v_m}{z} \quad (3.III.2)$$

Từ biểu thức 3.III.2, xác định giá trị lớn nhất của vận tốc di chuyển máy:

z - Số gầu xả đất trong một phút.

$$v_{m(\max)} = B \cdot z = \frac{B \cdot v_g}{T_g} \quad (3.III.3)$$

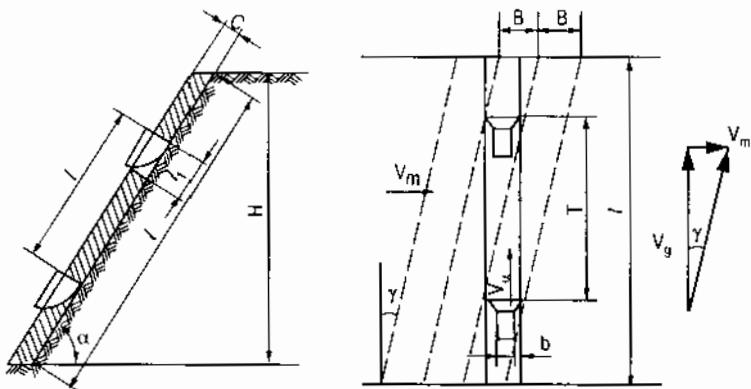
Từ điều kiện phân sau của gầu không trượt trên ta luy, ta có:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{v_m}{v_g} = \frac{B-b}{2l_1} \quad (3.III.4)$$

Như vậy:

$$v_{m(\max)} = \frac{v_g (B - b)}{2 l_1} \quad (3.III.5)$$

Trong đó: B , b , l được thể hiện trong hình 3.III.6.



Hình 3.III.6. Sơ đồ của quá trình làm việc máy đào nhiều gầu đào ngang

c) Chiều dày phoi cắt

Nguyên tắc khi tính toán chiều dày phoi cắt là phải đảm bảo năng suất yêu cầu.

Năng suất kỹ thuật có thể được tính toán theo công thức sau:

$$Q_{kt} = 60 \cdot l \cdot c \cdot v_m, \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.III.6)$$

Trong đó: v_m - Vận tốc di chuyển của máy khi làm việc, m/phút;

l, c - Chiều dài ta luy và chiều dày phoi cắt, m.

Từ (III.3.6) ta rút ra:

$$c = \frac{Q_{kt}}{60 \cdot l \cdot v_m} = \frac{Q_{kt} \cdot \sin\alpha}{60 \cdot H \cdot v_m}, \text{ m} \quad (3.III.7)$$

Trong đó: H - Chiều sâu đào, [m]

α - Góc nghiêng của ta luy ($\alpha = 50 \div 55^\circ$).

d) Diện tích tiết diện phoi cắt

Diện tích tiết diện phoi cắt được xác định theo công thức:

$$F = B \cdot c$$

Thay B từ 3.III.2 và c từ 3.III.7 ta được:

$$F = \frac{Q_{kt} \cdot \sin\alpha}{60 \cdot H \cdot z}, \text{ m}^2 \quad (3.III.8)$$

Năng suất của máy và số gầu xả đất trong một phút, xác định tương tự như máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích.

3. Tính công suất của động cơ

Công suất cần thiết của động cơ bao gồm: Công suất đào đất, công suất nâng đất đến vị trí xả, công suất di chuyển của máy và công suất cho băng tải.

Tính toán cho máy trang bị một động cơ dân động chung, công suất động cơ tính theo công thức sau:

$$N_{d/c} = N_{tb} + N_{dc} + N_{lb} \quad (3.III.9)$$

$$N_{tb} = (N_d + N_n + N_{ms}) \cdot \frac{1}{\eta_{tb} \cdot \eta_{td}} \quad (3.III.10)$$

Trong đó:

N_d - Công suất cần thiết để đào đất;

N_n - Công suất cần thiết để nâng đất lên vị trí xả;

N_{ms} - Công suất cần thiết để thắng lực ma sát;

η_{tb} - Hiệu suất của thiết bị làm việc. Đối với thiết bị gầu xúc $\eta_{TB} = 0,40 - 0,45$; đối với thiết bị máng gát (thanh gạt) $\eta_{TB} = 0,45 - 0,55$;

η_{td} - Hiệu suất của hệ thống truyền động từ động cơ đến bánh xích chủ động dân động xích.

a) Xác định công suất đào đất - N_d

Theo Đôm-bröp-xki ta có lực cản cắt của một gầu được xác định theo công thức sau:

$$P_{01} = K_1 \cdot B \cdot c, \text{ daN} \quad (3.III.11)$$

Trong đó: K_1 - Lực cản cắt riêng (daN/m^2). Để tính toán ban đầu ta có thể xem bảng 1.III.1.

Đối với máy xúc nhiều gầu, khi đào đất có n_1 gầu đồng thời đào đất. Như vậy ta có lực cản cắt của n_1 gầu như sau:

$$n_1 \cdot P_{01} = n_1 \cdot K_1 \cdot B \cdot c, \text{ daN} \quad (3.III.12)$$

Khi đã biết được chiều dài của ta luy trên mặt nghiêng là l và bước gầu là T_g ta có thể viết:

$$n_1 = \frac{l}{T_g} \quad (3.III.13)$$

Thay (3.III.13) vào vế phải của (3.III.12), ta có:

$$n_1 \cdot P_{01} = \frac{l}{T_g \cdot K_1 \cdot B \cdot c}, \text{ daN} \quad (3.III.14)$$

Ở phần trên đã trình bày ta có:

$$T_g = \frac{60 \cdot v_g}{z}; B = \frac{v_m}{z}; c = \frac{Q_{kt}}{60 \cdot l \cdot v_m}$$

Thay T_g , B , c vào vế phải của (3.III.14) và sau khi rút gọn ta được:

$$n_1 \cdot P_{01} = \frac{K_1 \cdot Q_{kt}}{3600 \cdot v_g}, \text{ daN} \quad (3.III.15)$$

Như vậy ta có công suất đào đất:

$$N_d = \frac{n_1 \cdot P_{01} \cdot v_g}{100} = \frac{K_1 Q_{kt}}{360 \cdot 10^3}, \text{ kW} \quad (3.III.16)$$

b) Xác định công suất nâng đất lên vị trí xả đất

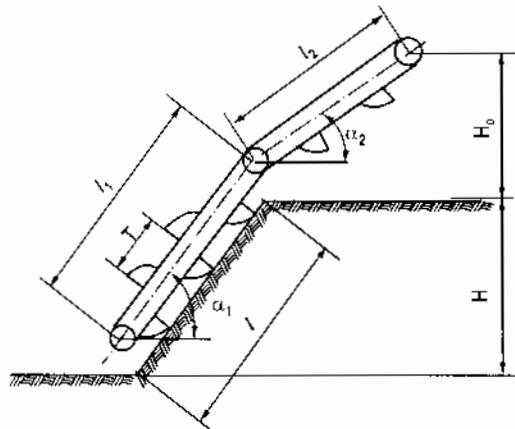
Khi nâng đất lên vị trí xả đất, thực tế vẫn còn một số gầu đang tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu với lượng đất khác nhau. Một số gầu khác đã kết thúc quá trình đào và đã đầy đất. Như vậy ta có thể lấy độ cao trung bình nâng đất như sau:

$$H_{tb} = \frac{H}{2} + H_0, \text{ m} \quad (3.III.17)$$

Trong đó:

H - Chiều sâu hào, m

H_0 - Chiều cao từ mặt bằng đứng làm việc của máy đến vị trí xả đất, được mô tả ở hình 3.III.7.



Hình 3.III.7. Sơ đồ tính công suất nâng đất

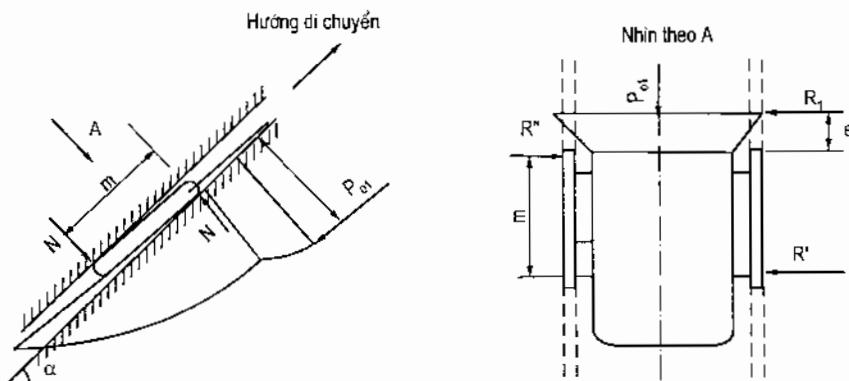
$$N_n = \frac{Q_{kt} \cdot \gamma \left\{ \left(\frac{H}{2} \right) + H_0 \right\}}{360 \cdot 10^3}, \text{ kW} \quad (3.III.18)$$

Trong đó: γ - Trọng lượng riêng của đất ở trạng thái tự nhiên, daN/m³.

c) Xác định công suất tiêu thụ do các lực ma sát sinh ra của thiết bị làm việc

Trong quá trình làm việc, lực ma sát sinh ra bao gồm:

Lực ma sát sinh ra giữa các dải xích và khung đỡ (trọng lượng của xích, của gầu, của đất và lực cản cắt P_{01}) và lực tác dụng lệch tâm đối với xích R_1 (hình 3.III.8).



Hình 3.III.8. Sơ đồ tính lực ma sát

Trong trường hợp này, lực P_{01} tác dụng theo hướng của thiết bị làm việc còn R_1 theo hướng di chuyển của máy. Giữa hai lực trên có mối quan hệ sau:

$$\frac{R_1}{P_{01}} = \frac{v_m}{v_g} = \operatorname{tg}\gamma \quad (3.III.19)$$

Hay

$$R_1 = \frac{P_{01} \cdot v_m}{v_g} \quad (3.III.20)$$

Lực ma sát sinh ra do trọng lượng riêng của xích, của gầu và đất chứa trong gầu được tính theo công thức sau:

$$S_1 = \mu_1 [G_m (n_1 \cdot \cos\alpha_1 + n_2 \cdot \cos\alpha_2) q_1 \cdot (l_1 \cdot \cos\alpha_1 + l_2 \cdot \cos\alpha_2) + q_1 \cdot \gamma \cdot (n_2 \cdot \cos\alpha_2 + n_1 \cdot \cos\alpha_1)] \quad (3.III.21)$$

Trong đó: $l_1; l_2; \alpha_1; \alpha_2$ là các thông số hình học của thiết bị làm việc được mô tả ở hình 3.III.7.

Lực ma sát của một gầu do lực cản cắt P_{01} tác dụng lệch tâm trong mặt phẳng đứng:

$$2N \cdot \mu_1 = \frac{2 P_{01} \cdot r \cdot \mu_1}{m} \quad (3.III.22)$$

Còn trong mặt phẳng ngang do lực R_1 tác dụng lệch tâm:

$$(R' + R'') \cdot \mu_1 = \left[\frac{R_1 \cdot e}{m} + \frac{R_1(e+m)}{m} \right] \mu_1 \quad (3.III.23)$$

Nếu có n_1 gầu cùng tham gia cắt đất thì lực ma sát sinh ra do lực cản R_1 trong mặt phẳng ngang và lực cản cắt P_{01} trong mặt phẳng đứng được xác định theo công thức sau:

$$S_2 = n_1 \cdot \mu_1 \left[\frac{R_1 \cdot e}{m} + \frac{R_1(e+m)}{m} + \frac{2P_{01} \cdot r}{m} \right] \quad (3.III.24)$$

Trong đó:

n_1 - Số gầu tham gia cắt đất;

n_2 - Số gầu đầy đất được vận chuyển lên vị trí xả đất;

α_1, α_2 - Góc nghiêng của hai đoạn thiết bị so với mặt phẳng ngang;

q_1 - Trọng lượng một mét dài xích;

μ_1 - Hệ số ma sát giữa xích và con lăn ty, thông thường: $\mu_1 = 0,2 - 0,25$.

Như vậy, công suất tiêu thụ do các lực ma sát sinh ra:

$$N_{ms} = \frac{(S_1 + S_2) \cdot v_g}{100}, \text{ kW} \quad (3.III.25)$$

d) Xác định công suất di chuyển của máy trong quá trình làm việc

Thông thường máy xúc nhiều gầu đều ngang có cơ cấu di chuyển bằng bánh sắt trên ray. Tổng các lực cản di chuyển của máy trong quá trình làm việc bao gồm:

$$W_{dc} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (3.III.26)$$

Trong đó:

W_1 - Lực cản ma sát sinh ra giữa trục - ổ trục; giữa bánh sắt - ray do các ngoại lực theo phương thẳng đứng gây ra.

W_2 - Lực cản do các ngoại lực theo phương ngang gây ra.

W_3 - Lực cản do gió.

W_4 - Lực cản do độ dốc gây ra.

W_1 được tính theo công thức:

$$W_1 = \frac{(G_m + n_1 \cdot P_{01} \sin\alpha_1) (\mu \cdot d + 2f)}{D}, \text{ daN} \quad (3.III.27)$$

Trong đó:

G_m - Trọng lượng của máy, daN;

d - Đường kính của trục, cm;

D - Đường kính của bánh, cm;

μ - Hệ số ma sát trượt giữa trục và bánh ($\mu = 0,08 \dots 0,1$);

f - Hệ số ma sát lăn giữa bánh sắt và ray ($f = 0,05 \dots 0,06$ cm);

α_1 - Góc nghiêng của ta luy với mặt phẳng ngang.

Lực cản do các ngoại lực theo phương ngang gây ra W_2 gồm:

$$W_2 = W'_2 + W''_2 + W'''_2 \quad (3.III.28)$$

Trong đó:

W'_2 - Thành phần lực cản đào theo hướng di chuyển của máy:

$$W'_2 = n_1 \cdot R_1 \quad (3.III.29)$$

W''_2 - Lực ma sát giữa gờ bánh và ray, nó được xác định bởi hình chiếu của lực cản theo phương ngang:

$$W''_2 = n_1 \cdot P_{01} \cdot \cos\alpha_1 \cdot \mu_2 \quad (3.III.30)$$

W'''_2 - Lực ma sát giữa gờ bánh và ray do $n_1 \cdot R_1$ tác dụng lệch tâm - Được thể hiện ở hình 3.III.9.

$$W'''_2 = 2 \cdot S \cdot \mu_2 = \frac{n_1 \cdot R_1 \left(a + e + \frac{1}{2} \right)}{b} \cdot \mu_2 \quad (3.III.31)$$

Trong đó: μ_2 - Hệ số ma sát giữa gờ bánh và ray ($\mu_2 = 0,1 - 0,12$)

W_3 - Lực cản do gió trong khi máy làm việc:

$$W_3 = k \cdot F \cdot p \quad (3.III.32)$$

Trong đó:

F - Diện tích chắn gió;

k - Hệ số độ rỗng của diện tích chắn gió, đối với kết cấu giàn thép: $k = 0,4 - 0,6$; đối với các cơ cấu: $k = 0,6 - 0,8$;

p - Áp lực riêng của gió tác dụng vào máy khi làm việc;

W_4 - Lực cản dốc được tính theo công thức sau:

$$W_4 = G_m \cdot \sin\theta \quad (3.III.33)$$

θ - Góc nghiêng của mặt băng máy đứng.

Thay tất cả các giá trị của các lực đã tính vào (3.III.26) ta được W_{dc} .

Công suất cần thiết cho cơ cấu di chuyển trong khi máy làm việc:

$$N_{DC} = \frac{W_{dc} \cdot v_m}{360 \cdot \eta_{dc}}, \text{ kW} \quad (3.III.34)$$

Trong đó: W_{dc} [daN]; v_m [km/h]

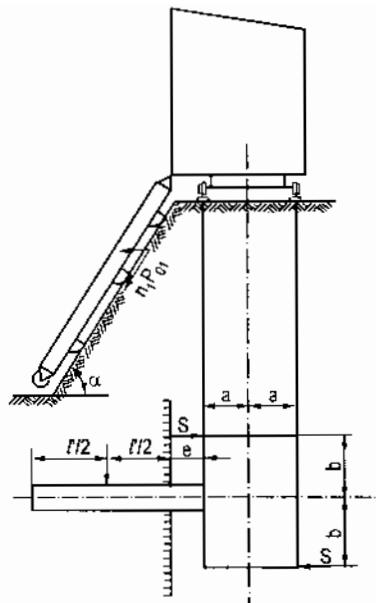
d) Xác định công suất băng tải, tương tự như máy xúc nhiều gầu hệ xích

4. Tính ổn định máy xúc nhiều gầu đào ngang

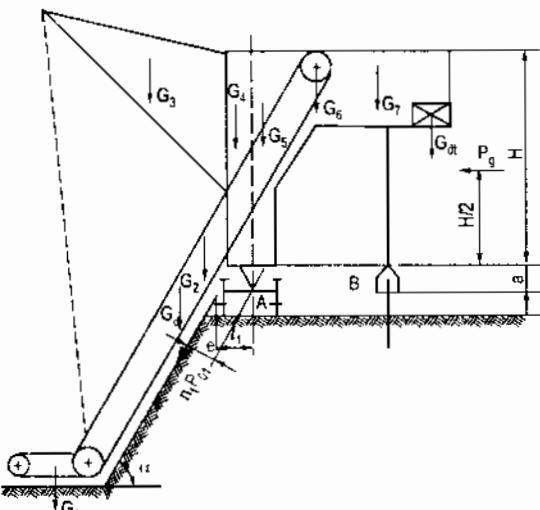
Tính ổn định trong hai trường hợp:

a) Khi máy làm việc

Sơ đồ tính được mô tả ở hình 3.III.10.



Hình 3.III.9. Sơ đồ tính lực cản di chuyển của máy xúc nhiều gầu đào ngang



Hình 3.III.10. Sơ đồ tính ổn định của máy xúc nhiều gầu

Trong sơ đồ ký hiệu:

- G_1 - Trọng lượng bộ phận làm sạch đáy hào;
- G_2 - Trọng lượng của khung thiết bị, xích và gầu;
- G_3, G_4, G_5, \dots - Trọng lượng các phần kết cấu khác của máy;
- G_{dt} - Trọng lượng đối trọng;
- G_d - Trọng lượng của đất;
- n_1, P_{01} - Tổng các lực cản cắt đất;
- $P_{gió}$ - Lực gió theo phương ngang.

Mô men lật đối với A.

$$M_l = n_1 \cdot P_{01} \cdot e + P_{gió} \left(a + \frac{H}{2} \right) + \sum_{i=1}^{n=4} G_i \cdot r_i \quad (3.III.35)$$

Mô men giữ đối với A.

$$M_g = \sum_{i=5}^{n-1} G_i \cdot r_i + G_{dt} \cdot r_{dt} \quad (3.III.36)$$

Hệ số ổn định sẽ là:

$$K_{od} = \frac{\sum_{i=5}^{n-1} G_i \cdot r_i + G_{dt} \cdot r_{dt}}{n_1 \cdot P_{01} \cdot e + P_{gió} \left(a + \frac{H}{2} \right) + \sum_{i=1}^4 G_i \cdot r_i} \quad (3.III.37)$$

Lực gió được tính theo công thức: $P_{gió} = k \cdot F \cdot p$

Trong đó: F - Diện tích chắn gió;

k - Hệ số độ rỗng của diện tích chắn gió.

Đối với kết cấu giàn thép: $k = 0,4 - 0,6$

Đối với các cơ cấu: $k = 0,6 - 0,8$

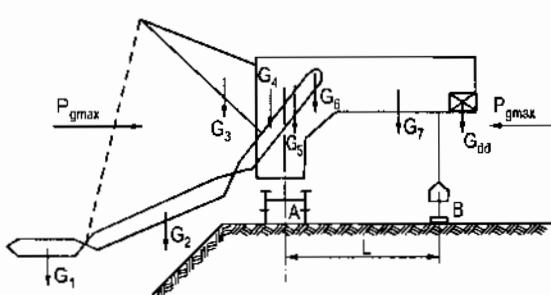
p - Áp lực riêng của gió tác dụng vào máy khi làm việc;

$p = 25 - 40 \text{ daN/m}^2$.

b) Khi máy vận chuyển

Sơ đồ lực tác dụng được mô tả ở hình 3.III.11.

Cần phải kiểm tra cả hai trường hợp đối với A và B. Với lực gió lớn nhất tác dụng từ phía trước hoặc từ phía sau. Áp lực gió $p = 100 - 200 \text{ daN/m}^2$.



Hình 3.III.11. Sơ đồ tính hệ số ổn định khi máy vận chuyển

Độ ổn định:

$$K_{od} = \frac{M_g}{M_e} = 1,3 - 1,4 \quad (3.III.37)$$

Đối với trường hợp khi lắp ráp máy xúc nhiều gầu đào ngang, cần phải kiểm tra độ ổn định khi chưa lắp thiết bị làm việc.

Đối với những máy lớn, thường người ta sử dụng đối trọng di động để đảm bảo độ ổn định cho máy khi thiết bị ở những vị trí làm việc khác nhau.

§3. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ LÀM VIỆC

1. Xác định các thông số của gầu và xích

a) Dung tích của gầu

Dung tích của gầu phụ thuộc vào năng suất của máy và cũng được xác định như máy đào hào hệ xích:

$$q = \frac{Q_h}{0,06 \cdot z}, \text{dm}^3 \quad (3.III.38)$$

b) Bước xích

Bước xích được xác định theo dung tích gầu, theo biểu thức sau:

$$t = (56 - 74) \sqrt[3]{q}, \text{mm} \quad (3.III.39)$$

c) Bước gầu

Bước gầu cũng được chọn như máy đào hào hệ xích. Theo hình III.2.16.

d) Vận tốc gầu

Vận tốc gầu cũng được xác định như máy đào hào hệ xích.

e) Chiều dài của gầu

Chiều dài của gầu được xác định theo công thức sau:

$$l_g = (2,47 - 2,6) \cdot t \quad (3.III.40)$$

f) Chiều cao của gầu

Chiều cao của gầu được xác định theo công thức sau:

$$h_g = (1,38 - 1,5) \cdot t \quad (3.III.41)$$

Đai miệng gầu được kiểm tra bền với điều kiện có một lực bằng $n_1 \cdot P_{01}$ tác dụng vào chính giữa đai miệng gầu (trong trường hợp gấp phải chường ngại vật).

2. Tính xích kéo gầu

Lực lớn nhất xuất hiện trong xích trong khi máy làm việc được tính theo công thức sau:

$$S = S_1 + S_2 + S_d \quad (3.III.42)$$

Trong đó:

S_1 - Lực kéo xích do động cơ của cơ cấu của thiết bị làm việc sinh ra;

S_2 - Lực căng xích ban đầu;

S_d - Lực động sinh ra khi xích vòng qua đĩa xích chủ động và đĩa xích bị động.

Tính S_1 - Lực kéo xích do động cơ của cơ cấu của thiết bị làm việc sinh ra được tính theo công thức sau:

$$S_1 = \frac{100 \cdot N_{tb} \cdot \eta_{td} \cdot \eta_l}{v_g}, \text{ daN} \quad (3.III.43)$$

Trong đó: N_{tb} - Công suất động cơ của thiết bị làm việc, kW;

v_g - Vận tốc kéo gầu, m/s;

η_{td} - Hiệu suất truyền động;

η_l - Hiệu suất của trục đĩa xích chủ động kéo xích.

Tính S_2 - Lực căng xích ban đầu. Theo St. Mihăilescu có thể lấy:

$$S_2 = 200 - 400 \text{ daN.}$$

Tính S_d - Được tính hoàn toàn tương tự như máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích.

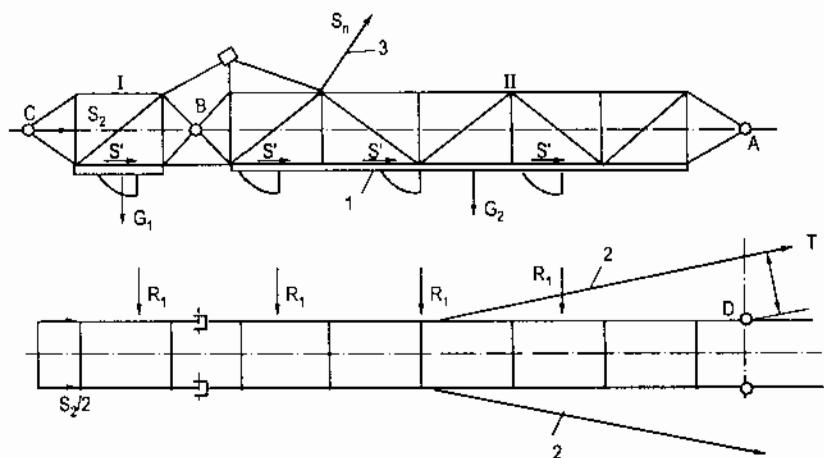
$$S_d = 6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot v_x}{z'} \right)^2 \cdot \frac{G_{x+g}}{t \cdot g} \quad (3.III.44)$$

Khi tính cho một xích cần chú ý tới khả năng tải trọng phân phối không đều dọc theo xích. Vì vậy lực xuất hiện trong một xích sẽ là:

$$S = 0,6S_1 + 0,5S_2 + 0,6S_d \quad (3.III.45)$$

3. Tính khung thiết bị làm việc

Khung thiết bị của máy xúc nhiều gầu đào ngang có kết cấu kim loại hàn. Đối với những loại máy cỡ nhỏ, khung là một dầm thép kiểu giàn, một đầu được lắp khớp trụ với sàn máy còn đầu kia được treo bởi một hệ thống dây cáp. Sơ đồ kết cấu được mô tả ở hình 3.III.12.



Hình 3.III.12. Sơ đồ máy tính khung thiết bị làm việc của máy xúc nhiều dẫn hướng gầu đào ngang

Phía dưới của khung có lắp thêm một thanh tì 1 để tăng độ cứng vững và dẫn hướng khi gầu đào đất. Phía trên lắp các con lăn đỡ xích và gầu không có đất. Mặt khác, để tăng độ cứng vững và ổn định ngang, người ta lắp thêm hai thanh giằng 2. Đầu mút ngoài cùng của đầm người ta lắp các đĩa xích bị động và bộ phận cảng xích.

Vị trí tính toán khung: Chọn vị trí khung nằm ngang và các gầu đang tiến hành cắt đất. Tại thời điểm này, các thành phần của khung chịu tác dụng của các lực lớn nhất. Bởi vì các lực do trọng lượng bản thân của khung cho mô men uốn lớn nhất.

Như vậy, khung thiết bị sẽ chịu các lực sau:

+ Trong mặt phẳng đứng:

- G_1 - Trọng lượng của đoạn đầm I kể cả gầu và xích nằm trong đoạn đó;
- G_2 - Trọng lượng của đoạn đầm II kể cả gầu và xích nằm trong đoạn đó;
- S_2 - Lực căng xích do bộ phận căng xích tạo ra;
- S' - Lực ma sát sinh ra giữa bộ phận mang xích và thanh tì dẫn hướng;
- S_n - Lực căng cáp nâng của thiết bị;
- P - Lực cản cắt đất.

+ Trong mặt phẳng ngang:

- R_1 - Phản lực tác dụng lên gầu khi máy di chuyển trong thời gian đào đất. Ta có thể tính được R_1 bằng cách sau:

Hướng của các phản lực R_1 vuông góc với hướng của lực cản cắt P_{01} . Các phản lực này tác dụng lên các lưỡi cắt của gầu, tạo ra một mô men uốn trong mặt phẳng ngang và một mô men xoắn đối với trục dọc của nó. Sơ đồ tính mô tả ở hình (3.III.13).

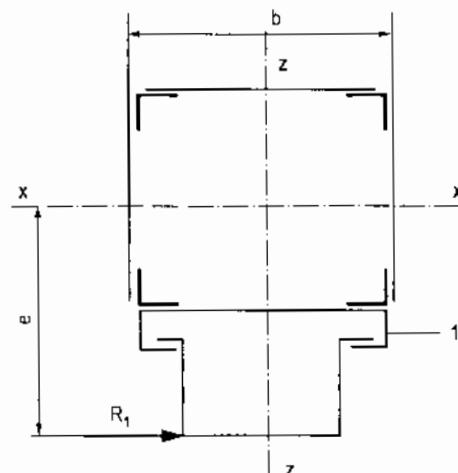
Phản lực ngang R_1 tác dụng vào một gầu phụ thuộc vào lực cản cắt P_{01} và tỷ số giữa vận tốc di chuyển của máy và vận tốc của gầu $\frac{v_m}{v_g}$. Được

tính theo công thức sau:

$$R_1 = P_{01} \cdot \operatorname{tg} \gamma = \frac{P_{01} \cdot v_m}{v_g} \quad (3.III.46)$$

Như vậy tổng phản lực ngang sẽ là:

$$R = \sum R_1 = n_1 \cdot R_1 = \frac{n_1 \cdot P_{01} \cdot v_m}{v_g} \quad (3.III.47)$$



Hình 3.III.13. Sơ đồ xác định mô men xoắn của khung thiết bị

Tính lực T trong thanh giằng.

Lực T trong mặt phẳng ngang, dưới tác dụng của các phản lực R_i , khung chỉ tựa lên gối D. Trong trường hợp này lực T được tính theo công thức sau:

$$T = \frac{\sum R_i \cdot d_i}{r_i} \quad (3.III.48)$$

Trong đó: d_i - Khoảng cách từ các phản lực đến gối D.

r_i - Khoảng cách từ thanh giằng đến gối D.

Khi đã biết được tất cả các lực tác dụng lên khung của thiết bị. Bằng phương pháp họa đồ hoặc giải tích ta có thể xác định được nội lực trong các thanh thành phần của khung.

Do các phản lực R_i tác dụng lệch tâm đối với trục y - y của khung một khoảng e (hình 3.III.13), nó sinh ra một mô men xoắn:

$$M_x = n_i \cdot R_i \cdot e \quad (3.III.49)$$

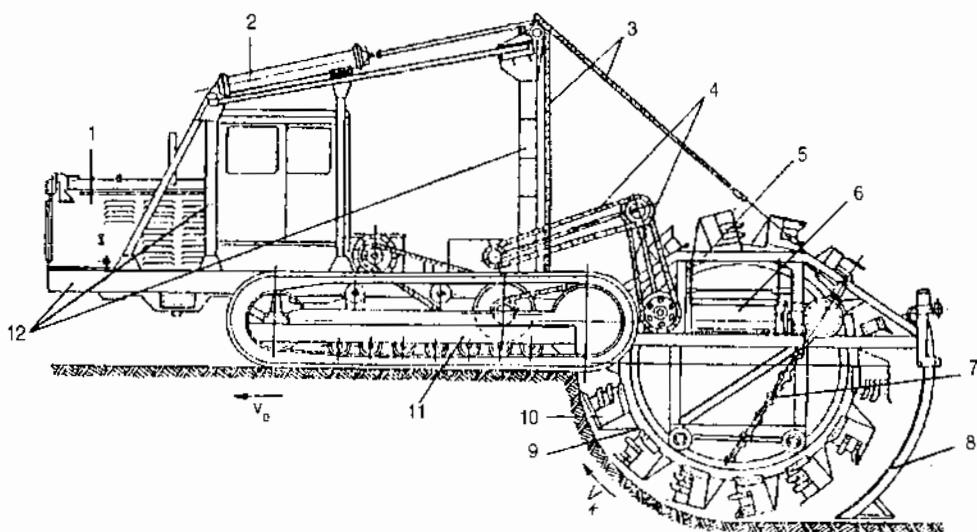
Chương IV

MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO HÀO RÔ TO

§1. SƠ ĐỒ KẾT CẤU VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Sơ đồ kết cấu của máy xúc nhiều gầu rô to được mô tả ở hình 3.IV.1 và hình 3.IV.2.

Hình 3.IV.1 là loại máy có thiết bị làm việc được lắp côngxon với máy kéo.



Hình 3.IV.1. Sơ đồ cấu tạo của máy xúc nhiều gầu rô to lắp côngxon sau máy kéo

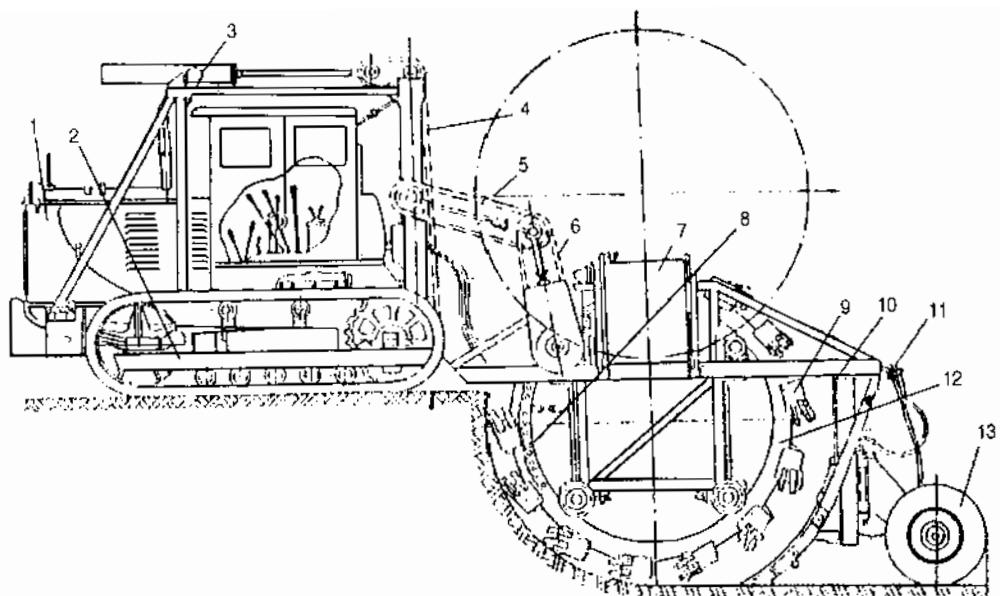
1. Động cơ; 2. Xi lanh nâng hạ thiết bị; 3. Xích; 4. Bộ truyền xích; 5. Khung thiết bị; 6. Băng tải;
7. Dao cắt mở rộng thành bên; 8. Thanh gạt; 9. Vành rô to; 10. Gầu; 11. Cơ cấu di chuyển; 12. Khung máy kéo.

Hình 3.IV.2 là loại máy xúc nhiều gầu rô to, thiết bị làm việc lắp tựa một phần vào phía sau của máy kéo và một phần tựa vào bánh lốp phụ.

Nguyên lý làm việc:

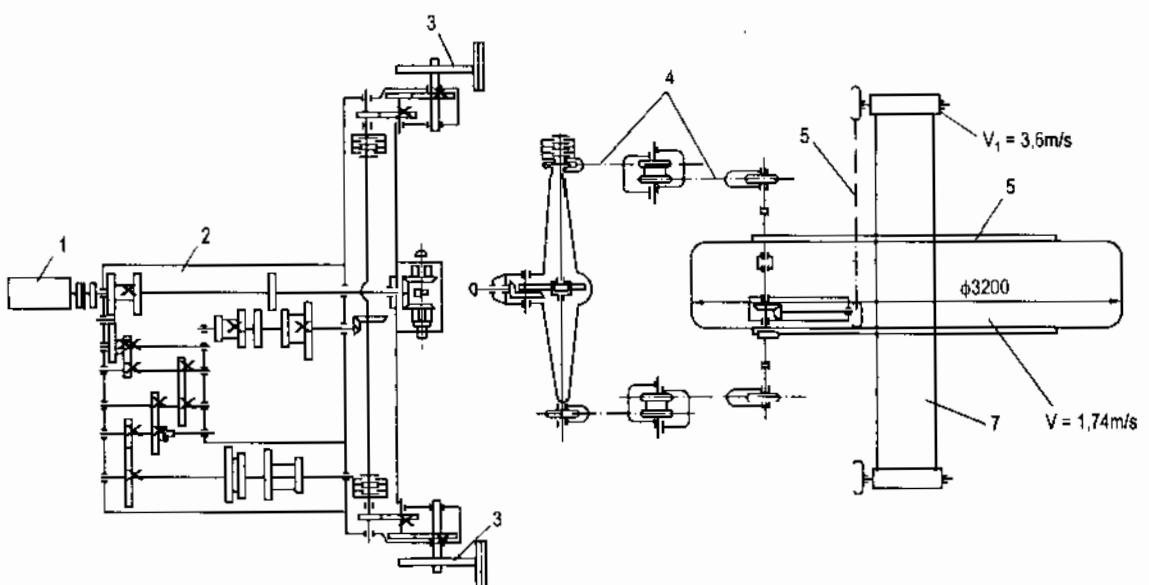
Máy đến vị trí làm việc, tầng đào đã chuẩn bị sẵn. Hạ thiết bị xuống đến độ sâu đào. Cho rô to quay, kéo theo gầu cùng quay. Gầu tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu, nâng lên. Khi gầu vòng qua phía trên vành rô to, đất được xả ra qua miệng gầu vào băng tải, đưa đất ra một bên.

Để dẫn động cho các cơ cấu làm việc, có thể dùng một động cơ diesel, qua các bộ truyền cơ khí, truyền chuyển động cho các cơ cấu (hình 3.IV.3), hoặc dùng tổ hợp động cơ diesel - máy phát cung cấp điện cho các động cơ điện làm việc (hình 3.IV.4).



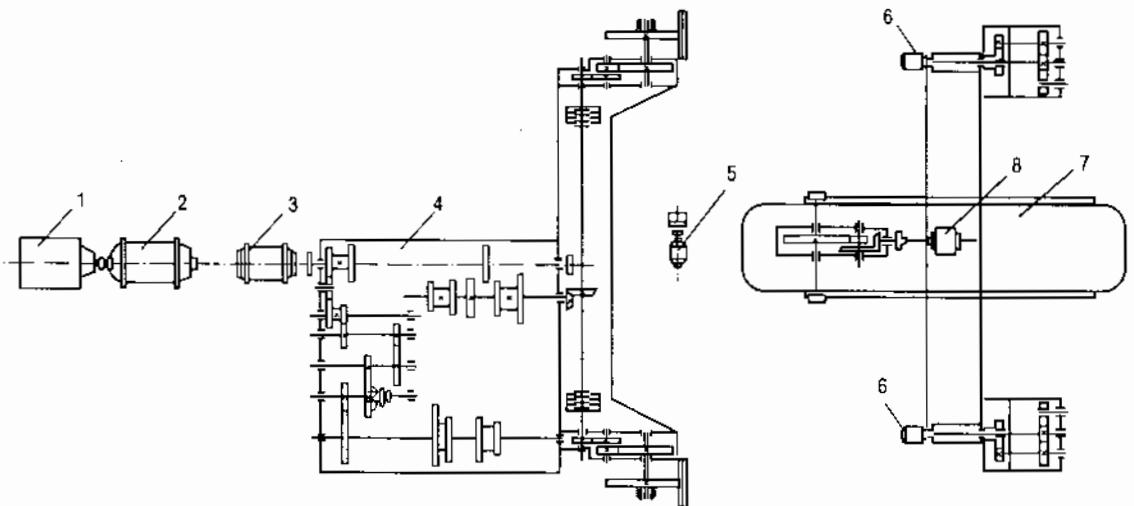
Hình 3.IV.2. Sơ đồ cấu tạo máy xúc nhiều gầu đào hào rỗ to

1. Động cơ; 2. Cơ cấu di chuyển; 3. Xi lanh nâng hạ thiết bị; 4. Xích;
- 5, 6. Bộ truyền xích; 7. Băng tải; 8. Vành tựa quay; 9. Gầu xúc;
10. Khung thiết bị; 11. Thanh gạt; 12. Vành rô to lắp gầu; 13. Bánh lốp đỡ thiết bị.



Hình 3.IV.3. Sơ đồ truyền động của máy xúc nhiều gầu rỗ to (một động cơ Diesel)

1. Động cơ; 2. Hộp số; 3. Cơ cấu di chuyển; 4. Cơ cấu dẫn động vòng rô to;
5. Vành rô to - gầu xúc; 6. Cơ cấu dẫn động băng tải; 7. Băng tải.



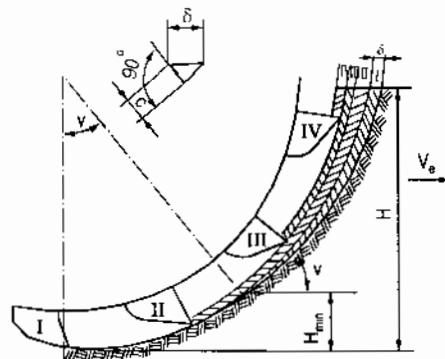
Hình 3.IV.4. Sơ đồ truyền động của máy xúc nhiều gầu rô to
(dùng tổ hợp động cơ diesel - máy phát)

1. Động cơ Diesel; 2. Máy phát; 3. Động cơ của cơ cấu di chuyển;
4. Hộp số; 5. Động cơ dẫn động băng tải; 6. Động cơ nâng hạ thiết bị;
7. Rô to-gầu; 8. Động cơ điện dẫn động vành rô to.

§2. CHỌN CÁC THÔNG SỐ ĐÀO ĐẤT CỦA MÁY XÚC NHIỀU GẦU RÔ TO.

1. Chiều dày phoi cát

Máy xúc nhiều gầu hệ xích, chiều dày phoi cát không thay đổi suốt cả chiều dài ta luy. Nhưng máy xúc nhiều gầu rô to, chiều dày phoi cắt thay đổi, nó biến đổi từ không đến c_{\max} . Sơ đồ quá trình làm việc của máy đào hào rô to thể hiện ở hình 3.IV.5.



Hình 3.IV.5. Sơ đồ quá
trình cắt đất của máy xúc
nhiều gầu đào hào rô to

Chiều dày lớn nhất của phoi cắt được xác định theo công thức:

$$c_{\max} = \delta = \frac{v_m}{60z}, \text{ m} \quad (3.IV.1)$$

Trong đó: v_m - Vận tốc làm việc của máy, m/h;
 z - Số gầu xả đất trong một phút.

2. Vận tốc di chuyển của máy trong khi làm việc

Vận tốc di chuyển của máy trong khi làm việc phụ thuộc vào: năng suất kỹ thuật và tiết diện của hào đào. Được tính theo biểu thức sau:

$$v_m = \frac{Q_{kt}}{B \cdot H} \cdot m/h \quad (3.IV.2)$$

Từ (3.IV.2) ta thấy nếu Q_{kt} và B không thay đổi khi chiều sâu hào đào thay đổi thì vận tốc thay đổi theo. Chiều sâu nhỏ nhất của hào đào thường lấy gần bằng 0,2 đường kính của rô to.

3. Tiết diện của phoi cắt

Tiết diện của phoi cắt được tính theo công thức sau:

$$F = B \cdot c = \frac{Q_{kt}}{60 \cdot H \cdot z} \quad (3.IV.3)$$

Loại máy này đất được xả ra qua miệng gầu, điều đó cho phép chúng ta bố trí số gầu gần nhau hơn (bước gầu bé) vận tốc tiếp tuyến của gầu có thể tới 1,6 - 2,7 m/s. Nhưng phải đảm bảo các điều kiện sau:

+ Vận tốc đào cần phải đảm bảo đất xả rơi tự do ra khỏi gầu.

+ Quỹ đạo rơi của đất phải nằm trong vùng tiếp nhận của băng tải.

+ Đất phải xả ra hết khỏi gầu trước khi gầu vượt qua vùng xả đất trên băng tải.

Xuất phát từ điều kiện thứ nhất, ta xác định số vòng quay tối hạn của rô to: n_{th}

Trên hình 3.IV.6 ta xét một phần tử có trọng lượng là G_1 , khi gầu quay để tiến hành cắt đất thì xuất hiện lực ly tâm tác dụng lên phần tử này.

Điều kiện cân bằng của phần tử đất được xác định theo biểu thức sau:

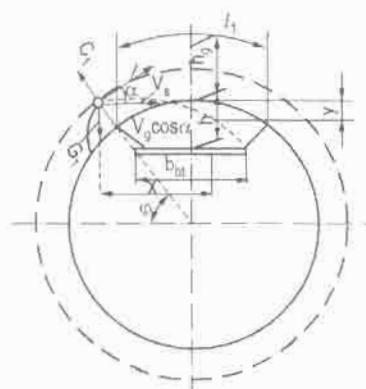
$$G_1 = C_1 \cdot \sin\phi \quad (3.IV.4)$$

$$\text{Vì } C_1 = \frac{m_1 \cdot v^2}{R} = \frac{\pi^2 \cdot m_1 \cdot R \cdot n_{th}^2}{30^2} \quad (3.IV.5)$$

$$\text{và } G_1 = m_1 \cdot g$$

Thay (3.IV.5) và (3.IV.6) vào (3.IV.4), ta có:

$$m_1 \cdot g = \frac{\pi^2 \cdot m_1 \cdot R \cdot n_{th}^2}{30^2 \cdot \sin\phi} \quad (3.IV.7)$$



Hình 3.IV.6. Sơ đồ tính toán vận tốc tối hạn của máy xúc đào hào rô to

Suy ra: $n_{th} = \frac{30}{\sqrt{R \cdot \sin \varphi}}$, vòng/phút (3.IV.8)

Trong đó: R - Bán kính của rô to

Trong thiết kế, người ta chọn vận tốc thực tế nhỏ hơn vận tốc tối hạn.

$$n_{th} = (0,5...0,6)n_{th} \quad (3.IV.9)$$

Kiểm tra điều kiện thứ hai: Chúng ta biết rằng, khi một phần tử của đất khi ra khỏi gầu, nó bị tác động bởi vận tốc tiếp tuyến của gầu đồng thời chịu tác dụng của gia tốc trọng trường. Quỹ đạo chuyển động là một đường parabol. Theo hình 3.IV.6 ta viết được biểu thức thành phần theo phương ngang của vận tốc gầu:

$$v_0 = v_g \cdot \cos \alpha \quad (3.IV.10)$$

Quãng đường của phần tử đất đi được trong thời gian t theo phương ngang sẽ là:

$$x = v_0 \cdot t = v_g \cdot \cos \alpha \cdot t \quad (3.IV.11)$$

Quãng đường của phần tử đất đi được trong thời gian t theo phương đứng sẽ là:

$$y = v_g \cdot \sin \alpha \cdot t - \frac{g \cdot t^2}{2} \quad (3.IV.12)$$

Từ (3.IV.11) suy ra: $t = \frac{x}{v_g \cdot \cos \alpha}$ (3.IV.13)

Thay (3.IV.13) vào (3.IV.12) ta có:

$$y = x \left[\operatorname{tg} \alpha - \left(\frac{\frac{g \cdot x}{2 \cdot v_g^2 \cdot \cos^2 \alpha}}{} \right) \right] \quad (3.IV.14)$$

Trên cơ sở (3.IV.14), vẽ được quỹ đạo chuyển động của phần tử đất. Để tính toán ban đầu ta có thể lấy: $\alpha \approx 30^\circ$.

Kiểm tra điều kiện thứ ba:

Chúng ta giả sử rằng, độ dài cung tròn t_1 là quãng đường mà gầu tiến hành xả đất hết trước khi gầu vượt ra khỏi vùng xả bằng hai lần bề rộng của băng tải.

Thời gian t_1 để gầu vượt qua vùng xả sẽ là:

$$t_1 = \frac{l_1}{v_g} \quad (3.IV.15)$$

Để đất được xả ra hết trong vùng xả đất thì thời gian t_1 phải lớn hơn thời gian đất rơi ra hết khỏi gầu t_2 , có nghĩa là:

$$t_1 > t_2$$

Trong thực tế, có thể lấy: $t_2 \approx 0,7\sqrt{h} \approx 0,7\sqrt{h_g}$ (3.IV.16)

Trong đó: h - Chiều cao rơi của đất;

h_g - Chiều cao của gầu.

§3. TÍNH CÔNG SUẤT CỦA MÁY ĐÀO HÀO NHIỀU GẦU RÔ TO

Công suất cần thiết của động cơ bao gồm: Công suất đào đất, công suất nâng đất lên vị trí xả, công suất di chuyển máy và công suất dẫn động cho băng tải.

Tính toán cho máy trang bị một động cơ dẫn động chung, công suất động cơ tính theo công thức sau:

$$N_{d/c} = N_{tb} + N_{dc} + N_{bt} \quad (3.IV.17)$$

$$N_{tb} = \frac{(N_d + N_n)}{\eta_{tb} \cdot \eta_{td}} \quad (3.IV.18)$$

Trong đó: N_d - Công suất cần thiết để đào đất;

N_n - Công suất cần thiết để nâng đất lên vị trí xả;

η_{tb} - Hiệu suất của thiết bị làm việc;

η_{td} - Hiệu suất của hệ thống truyền động từ động cơ đến bánh xích chủ động dẫn động xích.

Nếu ta bỏ qua công suất tiêu hao để thắng các lực ma sát sinh ra trong quá trình làm việc của máy, công suất của thiết bị làm việc sẽ là:

$$N_{tb} = \frac{Q_{kt}}{360 \cdot 10^3} \left[K_1 + \gamma \left(\frac{H}{2} + H_0 \right) \right] \frac{1}{\eta_{tb} \cdot \eta_{td}}, \text{ kW} \quad (3.IV.19)$$

Xác định công suất di chuyển:

Công suất cần thiết cho cơ cấu di chuyển được tính theo công thức sau:

$$N_{dc} = \frac{W_{dc} \cdot v_m}{360 \cdot \eta_{dc}}, \text{ kW} \quad (3.IV.20)$$

Trong đó: W_{dc} - Tổng các lực cản di chuyển, daN;

v_m - Vận tốc di chuyển của máy trong khi làm việc, km/h;

η_{dc} - Hiệu suất của cơ cấu di chuyển.

Cơ cấu di chuyển thường hay trang bị cho máy xúc nhiều gầu là di chuyển bằng xích (trên hai dải xích).

Tổng các lực cản bao gồm:

+ Lực cản do ma sát sinh ra trong các bộ phận của thiết bị - W_1 .

+ Lực cản do biến dạng của nền đất dưới dải xích - W_2 .

+ Lực cản đào theo hướng di chuyển của máy - W_3 .

+ Lực cản di chuyển dốc - W_4 .

a) Đối với máy xúc nhiều gầu có rô to lắp công xon với máy kéo

Lực cản do ma sát sinh ra trong các bộ phận của thiết bị được tính theo công thức sau:

$$W_1 = (0,05 \div 0,09) (G_m + p_{01}^v) \quad (3.IV.21)$$

Trong đó: G_m - Trọng lượng của máy khi làm việc.

p_{01}^v - Thành phần thẳng đứng của các lực cản cắt đất ở hình 3.IV.7.

Lực cản do biến dạng của nền đất dưới dải xích được tính theo công thức sau:

$$W_2 = (0,08 \div 0,17) (G_m + p_{01}^v) \quad (3.IV.22)$$

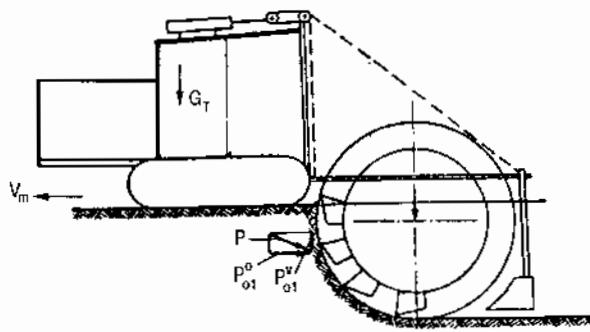
Lực cản theo hướng di chuyển của máy:

$$W_3 = P_{01}^0 \quad (3.IV.23)$$

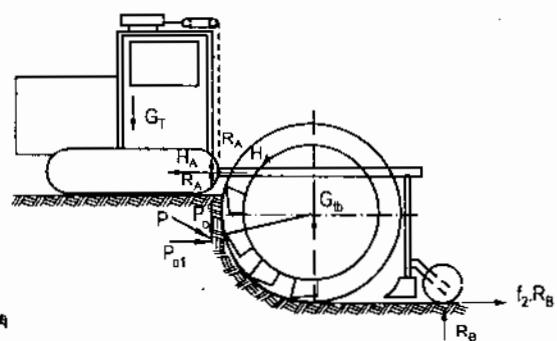
Lực cản dốc:

$$W_4 = G_m \cdot \sin\theta \quad (3.IV.24)$$

b) Đối với máy xúc nhiều gầu rô to lắp tựa một phần vào phía sau máy kéo và có bánh cao su đỡ thiết bị, (hình 3.IV.8)



Hình 3.IV.7. Sơ đồ tính lực cản di chuyển của máy đào hào rô to lắp công xon



Hình 3.IV.8. Sơ đồ tính lực cản di chuyển của máy xúc nhiều gầu có rô to lắp tựa một phần vào phía sau máy kéo và có bánh cao su đỡ thiết bị

Trong trường hợp này, ta có:

$$W_1 = (0,05 \dots 0,09) (G_{mk} + R_A) \quad (3.IV.25)$$

$$W_2 = (0,08 \dots 0,17) (G_{mk} + R_A) \quad (3.IV.26)$$

$$W_3 = P_{01}^0 + f_2 \cdot R_B = H_A \quad (3.IV.27)$$

$$W_4 = (G_{mk} + G_{tb}) \cdot \sin\theta \quad (3.IV.28)$$

Trong đó: R_A và H_A - Các phản lực tại khớp tựa của thiết bị làm việc và máy kéo;

R_B - Phản lực của bánh lốp đỡ thiết bị.

G_{mk} - Trọng lượng máy kéo.

G_{lb} - Trọng lượng của thiết bị làm việc.

f_2 - Hệ số cản di chuyển của bánh lốp với nền đất.

θ - Góc nghiêng của nền đất máy làm việc so với phương ngang.

Từ điều kiện cân bằng của thiết bị làm việc ta có thể viết được các phương trình sau:

$$\sum M_A = 0; \sum X = 0; \sum Y = 0.$$

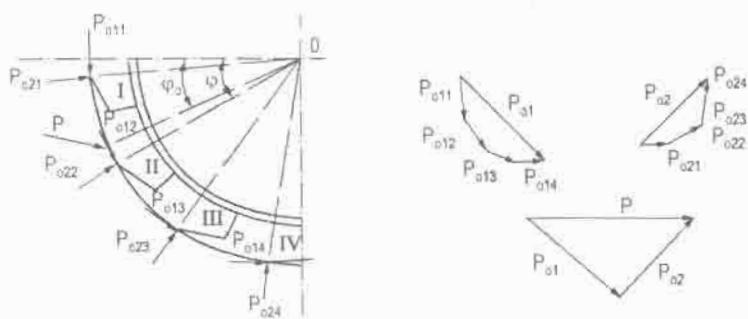
Từ ba phương trình trên, ta tính được R_A , H_A và R_B .

Xác định lực P cả về độ lớn và hướng của nó, và như vậy ta sẽ xác nhận được P_{01}^y và P_{01}^0 theo hình 3.IV.9.

Ta ký hiệu: $P_{011}, P_{012}, P_{013}, \dots, P_{01n}$ lực cản cắt tiếp tuyến của các gầu tương ứng.

$P_{021}, P_{022}, P_{023}, \dots, P_{02n}$ lực cản cắt pháp tuyến của các gầu tương ứng.

Đối với loại máy xúc nhiều gầu đào hào rô to, đã biết chiều dày phoi cắt lớn nhất là khi gầu ra khỏi tầng đào (hào) và được tính theo công thức sau:



Hình 3.IV.9. Sơ đồ tính lực cản đào của máy xúc nhiều gầu đào hào rô to

$$C_{\max} = \frac{V_m}{Z} \quad (3.IV.29)$$

Chiều dày phoi cắt ở một vị trí bất kỳ của gầu được tính theo công thức sau:

$$c = c_{\max} \cdot \cos \varphi \quad (3.IV.30)$$

Theo Đóm-brov-xki, ta có:

$$P_{011} = K_1 \cdot B \cdot c_1$$

$$P_{012} = K_1 \cdot B \cdot c_2$$

$$P_{013} = K_1 \cdot B \cdot c_3$$

$$P_{01n} = K_1 \cdot B \cdot c_n \quad (3.IV.31)$$

Và giữa lực cản cắt P và lực cản cắt tiếp tuyến có mối quan hệ sau:

$$P_i = \psi \cdot P_{011} \quad (3.IV.32)$$

Theo thực nghiệm người ta đã xác định được các giá trị của hệ số ψ đối với những vị trí gầu khác nhau.

Với $\varphi = 24^\circ$ ta có: $\psi = 0,5 - 0,8$

Với $\varphi = 48^\circ$ ta có: $\psi = 1,0 - 1,1$

Với $\varphi = 72^\circ$ ta có: $\psi = 1,0 - 1,1$

Với $\varphi = 90^\circ$ ta có: $\psi = 0,5 - 0,8$

Bằng phương pháp giải tích ta có thể tính được các lực cản cắt tiếp tuyến: P_{011} , P_{012} , $P_{013} \dots P_{01n}$ và biết được hướng tác dụng của nó (theo hình 3.IV.9), bằng phương pháp họa đồ ta có được P_{01} và P_{02} kể cả độ lớn và hướng.

Bằng cách cộng véc tơ của các lực thành phần ta xác định được tổng các lực cản cắt P .

Thực nghiệm đã xác định được điểm tác dụng của lực P , cách một khoảng từ $(0,05 - 0,1) D_r$ nằm ngoài rô to và so với phương ngang một góc khi nối với tâm của rô to từ $22 - 28^\circ$.

§4. TÍNH THIẾT BỊ LÀM VIỆC CỦA MÁY XÚC NHIỀU GẦU RÔ TO

1. Xác định các thông số của gầu và rô to

Tất cả các thông số của gầu và của rô to đều xác định theo các công thức gần đúng

a) Chiều rộng của gầu

$$b_g = 0,9 B \quad (3.IV.33)$$

Trong đó: B - Bề rộng của hào.

b) Chiều dài của gầu

$$l_g = (0,4 \dots 0,6) T_g \quad (3.IV.34)$$

Trong đó: T_g - Bước gầu.

c) Chiều cao của gầu

$$h_g = (0,5 \dots 0,6) B \quad (3.IV.35)$$

d) Đường kính của rô to được chọn theo chiều sâu lớn nhất của hào đào

$$D_r = (1,75 \dots 1,85) H_{\max} \quad (3.IV.36)$$

2. Tính các lực tác dụng lên thiết bị làm việc

a) Gầu xúc

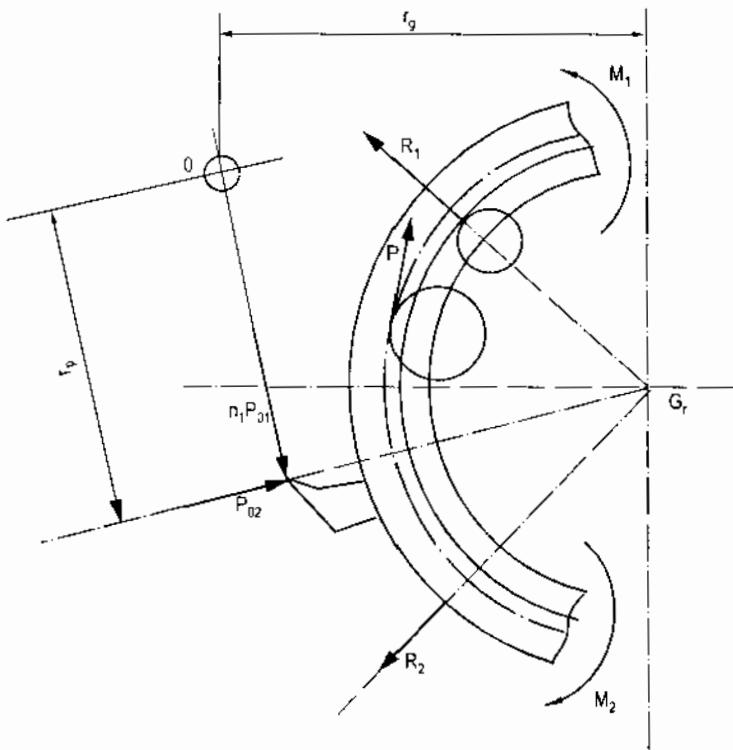
Đai gầu và liên kết giữa đai gầu với vành rô to được tính trong trường hợp tổng các lực cản cắt tiếp tuyến tác dụng lên một gầu.

$$P_{01} = \sum_{i=1}^n P_{01i} \quad (3.IV.37)$$

Trong đó: n - Số gầu cùng tham gia cắt đất đồng thời.

b) Rô to

Xác định các lực tác dụng lên rô to trong trường hợp khi gầu đang tiến hành cắt đất và tổng các lực cản cắt đất n_1 . P_{01} chỉ tác dụng vào một gầu. Gầu ở vị trí sao cho lực n_1 . P_{01} tác dụng lên gầu đi qua khớp liên kết giữa thiết bị làm việc vào phía sau của máy kéo (O). Sơ đồ lực tác dụng và vị trí các lực được mô tả ở hình 3.IV.10.



Hình 3.IV.10. Sơ đồ tính thiết bị làm việc của máy xúc nổ gầu rô to.

Xác định lực P_{02} . Ta viết phương trình mô men đối với khớp 0:

$$P_{02} = \frac{G_r \cdot r_g}{r_p} \quad (3.IV.38)$$

Xác định lực P :

$$P = \frac{2 \cdot M_q}{D_r} \quad (3.IV.39)$$

Trong đó: M_q - Mô men quay lớn nhất của rô to;

D_r - Đường kính của rô to.

PHẦN 4

MÁY ĐÀO - CHUYỂN ĐẤT

Chương I

MÁY ỦI

§1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI MÁY ỦI

1. Công dụng máy ủi

Máy ủi là loại điển hình của máy đào chuyển đất, đang được sử dụng rộng rãi trên thế giới. Ví dụ: Ở Mỹ máy ủi được sử dụng nhiều gấp 2 lần so với máy san và 5 lần so với máy cạp; Ở Nhật, máy ủi được sử dụng nhiều gấp 2 lần so với máy cạp và máy san; Còn ở Liên Bang Nga và Ukraina, máy ủi nhiều hơn 3,6 lần so với máy cạp và 8 lần so với máy san.

Máy ủi dùng để đào vận chuyển đất ở cự ly thích hợp nhỏ hơn 100m. Đồng thời nó cũng được dùng để san sơ bộ mặt bằng.

Trong thực tế, máy ủi thường được sử dụng làm các công việc sau:

- Đào hồ ao, kênh mương nông và rộng;
- Đào các móng nhà lớn;
- Đào đắp đường có độ cao không quá 2m;
- San sơ bộ, tạo mặt bằng lớn để xây dựng sân quăng trường, sân vận động, khu công nghiệp và các khu đô thị mới;
- San lấp rãnh đặt đường ống hoặc móng nhà, sau khi đã thi công xong;
- Thu dọn vật liệu phế thải trên hiện trường sau khi công trình đã hoàn thành;
- Dồn vật liệu thành đống cao để tạo điều kiện thuận lợi cho máy xúc một gầu xúc vật liệu đổ lên ô tô;
- Trợ lực đẩy cho máy cạp khi máy cạp đào đất gặp đất rắn;
- Kéo các phương tiện khác.

2. Phân loại máy ủi

Bộ phận làm việc chính của máy ủi là bàn ủi.

a) Dựa vào góc đặt của bàn ủi so với trục dọc của máy:

- Máy ủi vạn năng: Bàn ủi được liên kết với khung ủi qua khớp cầu nên bàn ủi có thể quay được trong mặt phẳng ngang và đặt nghiêng so với trục dọc của máy một góc $45 \div 60^\circ$.

- Máy ủi thường (hay còn gọi là máy ủi cố định): Bàn ủi luôn luôn được đặt vuông góc với trục dọc của máy.

b) Dựa vào phương pháp điều khiển thiết bị ủi:

- Máy ủi điều khiển bằng thủy lực;
- Máy ủi điều khiển bằng cáp;

Trong đó máy ủi điều khiển bằng thủy lực đang được sử dụng rộng rãi vì điều khiển nhẹ nhàng, êm và chắc chắn, kết cấu gọn, chăm sóc và bảo quản đơn giản dễ dàng.

Lưỡi ủi ăn sâu vào đất trong khi đào, một phần nhờ trọng lượng thiết bị ủi, phần còn lại chủ yếu nhờ áp lực của đầu. Do đó trọng lượng của thiết bị ủi giảm đi từ $5 \div 10\%$ so với thiết bị ủi của máy điều khiển bằng cáp cùng công suất. Đồng thời máy ủi điều khiển bằng thủy lực có thể đào được đất rắn hơn so với máy ủi điều khiển bằng cáp.

Ngoài ra còn có máy ủi điều khiển từ xa bằng điện từ, mới được người Nhật Bản áp dụng thí điểm cho những máy ủi khai thác khoáng sản dưới đại dương. Tuy nhiên loại máy ủi này có cấu tạo phức tạp, công nghệ chế tạo hiện đại, giá thành cao nên chưa được sử dụng phổ biến.

c) Dựa vào công suất và lực kéo của máy, có thể phân loại theo bảng dưới đây:

Phân loại máy ủi theo công suất và lực kéo

Loại máy ủi	Công suất động cơ (kW)	Lực kéo (T)
Rất nhỏ	đến 15	đến 2,5
Nhỏ	$15 \div 60$	$2,5 \div 7,5$
Trung bình	$60 \div 110$	$7,5 \div 15$
Lớn	$110 \div 220$	$15 \div 20$
Rất lớn	> 220	> 30

Xu hướng phát triển máy ủi: Chế tạo những máy ủi có công suất nhỏ và trung bình, điều khiển bằng thủy lực vì máy ủi nhỏ và trung bình có năng lượng riêng (công suất trên một đơn vị trọng lượng) lớn hơn nhiều so với loại máy ủi có công suất lớn.

d) Dựa vào cơ cấu di chuyển, máy ủi chia làm hai loại:

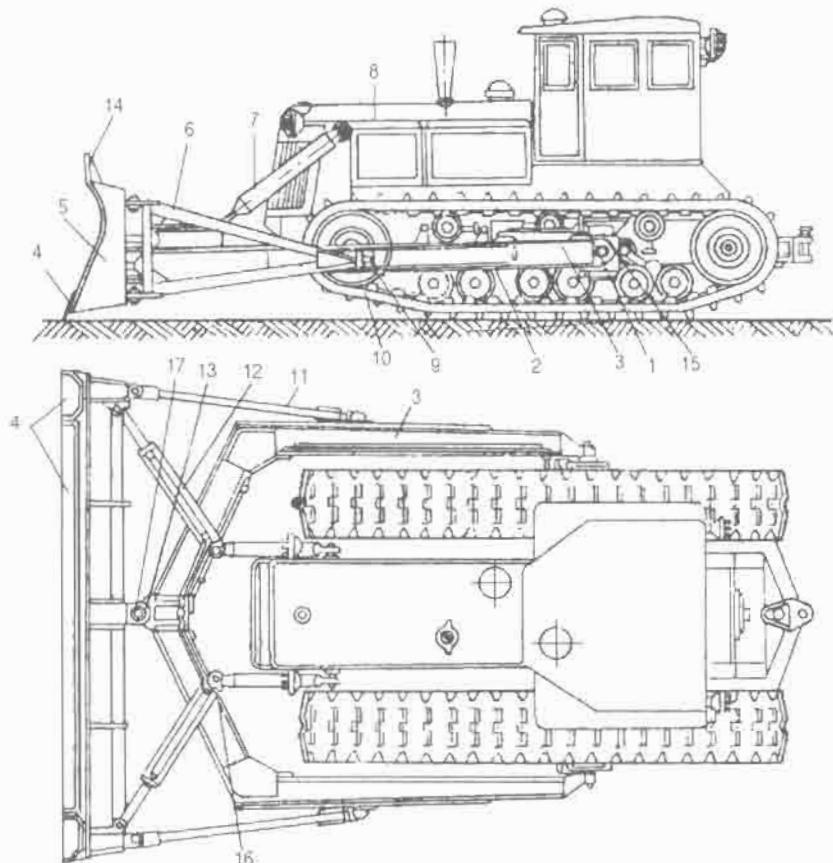
- Máy ủi bánh xích, có áp suất xuống đất nhỏ, bán kính quay vòng nhỏ, khả năng bám vào mặt đất tốt nên có thể hoạt động ở những nơi có nền đất yếu, những nơi có độ dốc lớn, địa hình chật hẹp.

- Máy ủi bánh hơi, có tốc độ di chuyển nhanh hơn, nhưng áp suất xuống đất lớn hơn so với máy ủi bánh xích cùng trọng lượng.

§2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA MÁY ỦI

1. Cấu tạo chung của máy ủi

Cấu tạo chung máy ủi vận năng điều khiển bằng thủy lực với bàn ủi quay, được mô tả trên (hình 4.I.1).



Hình 4.I.1. Máy ủi vận năng

1. Khớp liên kết khung ủi với máy kéo; 2. Rãnh dẫn hướng cho con trượt 9; 3. Khung ủi vận năng;
4. Dao cắt; 5. Bàn ủi; 6. Thanh chống xiên; 7. Xí lanh nâng thiết bị ủi; 8. Máy kéo cơ sở; 9. Con trượt;
10. Xích di chuyển; 11. Thanh đẩy nằm ngang; 12. Xí lanh quay bàn ủi; 13. Khớp cầu; 14. Tấm chắn đất phía trên bàn ủi; 15. Rãnh dẫn hướng khớp số 1 khi nâng hạ khung ủi; 16, 17. Tai liên kết.

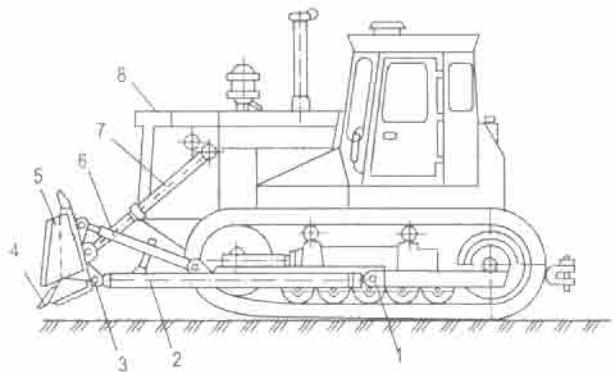
Ở máy ủi vận năng, bàn ủi 5 được liên kết với khung ủi 3 bằng khớp cầu 13, nó có thể quay trong mặt phẳng ngang nhờ hai xí lanh số 12 và tạo với trục dọc của máy một góc $\varphi = 45^\circ \div 60^\circ$ (hình 4.I.3b).

Góc quay này được sử dụng khi máy ủi thực hiện việc san lấp rãnh đặt đường ống, móng nhà sau khi thi công, san các mặt bằng nối chung và cho năng suất cao hơn máy ủi thường. Khung ủi của máy ủi vận năng là một dầm liên tục, hình chữ "U".

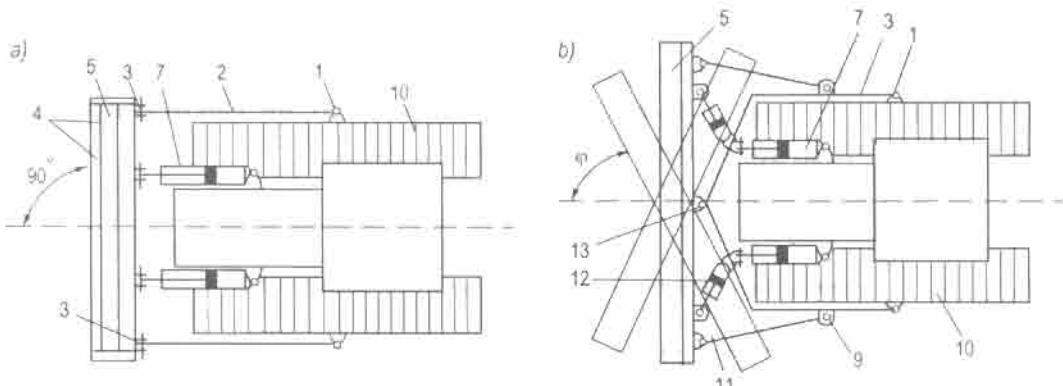
Cấu tạo của máy ủi thường điều khiển bằng thủy lực với bàn ủi không quay được, được thể hiện trên hình 4.I.2 .

Hình 4.1.2. Máy ủi thường

1. Khớp liên kết khung ủi với máy kéo cơ sở; 2. Khung ủi; 3. Khớp tru liên kết khung ủi với bàn ủi; 4. Dao cắt đất; 5. Bàn ủi; 6. Thanh chống xiên để thay đổi góc cắt của dao cắt và tăng cường độ cứng vững của bàn ủi khi làm việc; 7. Xilanh thủy lực nâng hạ thiết bị ủi; 8. Máy kéo cơ sở.



Ở máy ủi thường, khung ủi 2 gồm hai phần riêng biệt và được liên kết với bàn ủi số 5 bằng khớp trục 3 (hình 4.1.3a), do đó bàn ủi luôn luôn được đặt vuông góc với trực tiếp của máy và không thể quay được trong mặt phẳng ngang.



Hình 4.1.3. Các loại thiết bị ủi

- a) Thiết bị ủi thường (Bàn ủi không quay);
- b) Thiết bị ủi vạn năng (Bàn ủi quay với góc ϕ so với trục máy)

Thanh chống xiên số 6 ở hai loại máy ủi nói trên đều có chung một công dụng là giữ cho bàn ủi ổn định trong khi làm việc dưới tác động của áp lực khói đất trước bàn ủi. Đồng thời để làm thay đổi góc cắt đất của dao cắt nhờ thay đổi vị trí lắp thanh xiên với khung ủi hoặc thay đổi chiều dài của thanh chống xiên trong trường hợp thanh chống xiên có cấu tạo ren vít (như cờ cầu tăng đơ).

2. Quá trình làm việc của máy ủi

Máy ủi là loại điển hình của máy đào và chuyên đất đang được sử dụng rộng rãi. Cự ly đào chuyên đất thích hợp của máy ủi $< 100m$. Máy ủi làm việc theo chu kỳ. Một chu kỳ làm việc của máy ủi gồm các giai đoạn sau:

- Cắt đất và tích lũy đất trước bàn ủi.
- Chuyển đất về phía trước và đổ đất.
- Chạy không tải về vị trí cũ và tiếp tục chu kỳ mới.

Để nâng cao năng suất máy ủi, cần phải sử dụng hợp lý chế độ lực kéo trong từng giai đoạn để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc của máy, trong đó giai đoạn cắt đất và tích đất trước bàn ủi là quan trọng nhất.

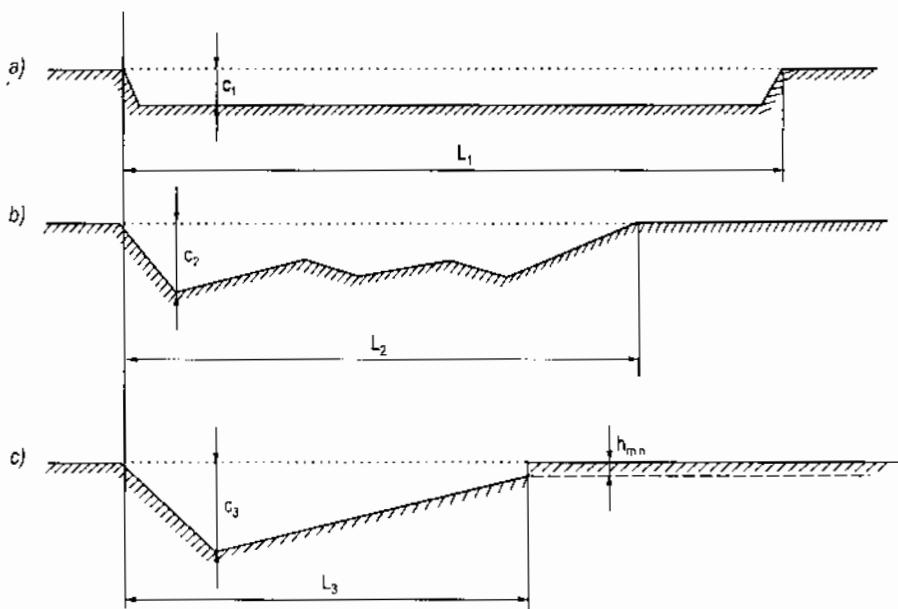
Hiện nay việc nghiên cứu quá trình cắt đất và tích lũy đất trước bàn ủi, các thông số liên quan đến quy luật thay đổi chiều sâu cắt và quỹ đạo chuyển động của dao cũng như các yếu tố ảnh hưởng đến lực cản cắt tác dụng lên máy ủi vẫn chưa được các chuyên gia về Máy làm đất của Việt Nam quan tâm một cách đầy đủ và thoả đáng nên vẫn còn những hạn chế nhất định. Do đó, mục đích của chương này là cần phải nghiên cứu đầy đủ hơn các vấn đề trên.

Quá trình cắt đất và tích đất của máy ủi có thể được tiến hành theo 3 sơ đồ (hình 4.I.4).

Trong 3 sơ đồ này:

1. Sơ đồ (a): Cắt đất và tích đất có chiều dày phoi cát không đổi trên suốt quãng đường đào đất L_1 . Như thế không sử dụng hợp lý chế độ lực kéo của máy, chiều dài quãng đường đào đất lớn, dẫn đến thời gian chu kỳ làm việc dài hơn và năng suất máy thấp.

Bởi vậy sơ đồ này ít được sử dụng trong thi công. Chỉ khi máy ủi làm việc xuống dốc với độ dốc lớn mới áp dụng sơ đồ này. Trong trường hợp đó, lực cản di chuyển máy ủi giảm đi nhiều vì lực cản dốc đã biến thành lực đẩy.



Hình 4.I.4. Các sơ đồ đào đất của máy ủi

2. Hợp lý hơn cả là sơ đồ (c): Theo sơ đồ này, quá trình đào đất và tích đất trước bàn ủi gồm hai giai đoạn:

- + Ấn sâu dần dao cắt vào đất đến khi đạt được chiều sâu cắt lớn nhất C_3 .
- + Nâng dần bàn ủi lên để giảm chiều sâu cắt; đến khi đạt được chiều sâu cắt nhỏ nhất h_{min} vết cắt có dạng hình thang (hình 4.I.4c).

Sơ đồ này cho phép sử dụng hợp lý chế độ lực kéo, rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc, cũng như rút ngắn chiều dài quãng đường cắt đất, và tích đất nên cho năng suất cao. Hầu hết máy ủi đều tiến hành cắt đất theo sơ đồ này và áp dụng cho mọi địa hình thi công.

3. Sơ đồ (b) thường chỉ dùng khi thi công gấp đất rắn có lực cản cắt riêng lớn.

Chiều sâu cắt và chiều dài quãng đường đào đất theo ba sơ đồ trên có quan hệ như sau: $C_1 < C_2 < C_3$ và $L_1 > L_2 > L_3$.

Việc xác định các thông số liên quan đến quá trình cắt đất sẽ được trình bày ở điểm 2 mục §4 chương này.

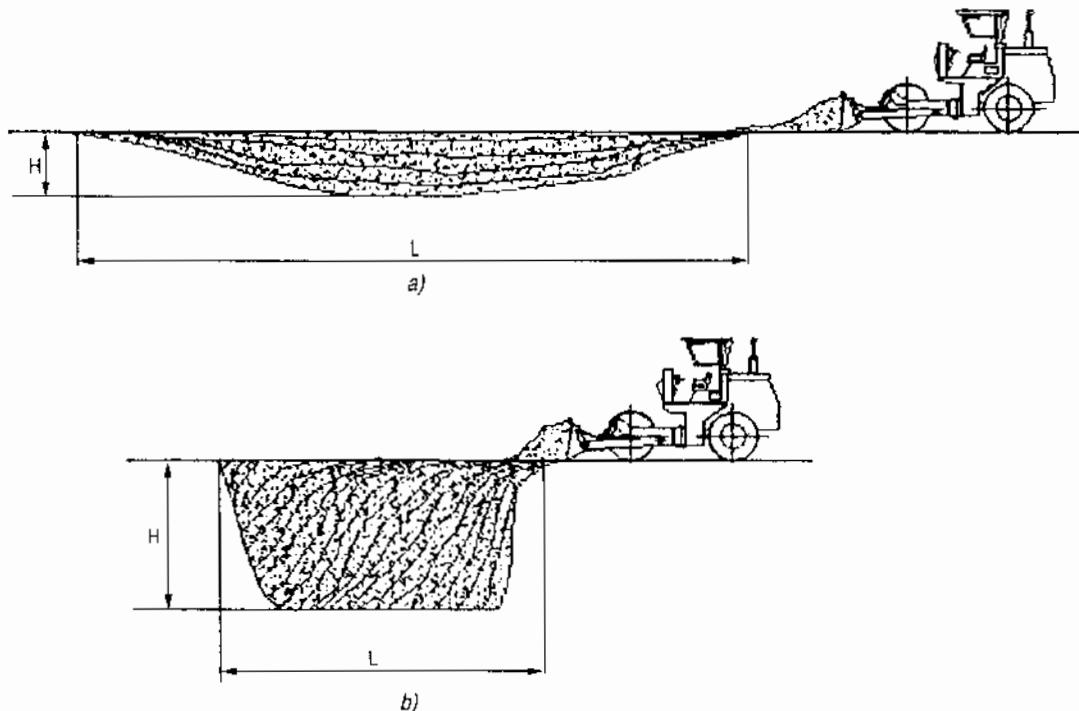
Sau khi kết thúc giai đoạn đào đất, trước bàn ủi đã được tích tụ đầy đất, máy ủi chuyển sang giai đoạn chuyển đất về phía trước đến nơi đổ đất.

Trong khi di chuyển đất, đất sẽ bị rơi vãi sang hai phía của bàn ủi. Để bù lại lượng đất rơi vãi đó, người ta cho bàn ủi cắt đất với chiều sâu cắt h_{min} . Chiều sâu này không thay đổi trên suốt quãng đường chuyển đất.

Tiếp theo là giai đoạn đổ đất, máy ủi tiến hành đổ đất theo hai phương pháp:

- Nếu nơi máy đang thi công cần lấy đất để san lấp thì máy ủi đổ đất theo cách san rải đất thành lớp.

Khi san lấp rãnh với bờ thoai có chiều sâu nhỏ, máy ủi thường di chuyển theo đường chéo giao nhau (góc tạo bởi các đường chéo này thường từ $40 \div 45^\circ$). Như vậy, máy vừa san rải đất, vừa có tác dụng đầm chặt đất được nhiều lần (xem hình 4.I.5a).



Hình 4.I.5. Sơ đồ san lấp đất của máy ủi
a) San lấp rãnh; b) San lấp hố, ao.

Khi san lấp hồ ao với bờ dốc đứng và có chiều sâu lớn, máy ủi thường san lấp theo phương pháp lấn dần tức là đất được đổ lấn dần từ bờ ra. Phương pháp này làm giảm độ dốc thi công cho máy ủi tức là giảm lực cản di chuyển khi máy chạy lùi không tải, sau khi đã đổ đất xong; nhưng có nhược điểm là độ chặt của đất không được đồng đều (xem hình 4.I.5b).

- Nếu nơi máy đang thi công không cần lấy đất để san lấp rãnh hoặc hồ ao thì máy ủi tiến hành đổ đất theo phương pháp: nâng dần bàn ủi lên để vun đất thành đống cao hơn mặt bằng thi công, tạo điều kiện thuận lợi cho máy đào một gầu, xúc lượng đất đó đổ lên ô tô, chuyển đi nơi khác, góp phần làm tăng năng suất cho máy đào một gầu.

Sau khi đổ đất xong, máy ủi di chuyển không tải về vị trí cũ để tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

Thông thường, máy ủi chạy lùi không tải (mà không quay đầu máy) về vị trí cũ để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc, tăng năng suất máy.

Song đôi khi, nếu chiều dài quãng đường làm việc của máy lớn hơn chiều dài giới hạn vận chuyển đất thì có thể cho máy ủi quay đầu, rồi chạy tiến với số tiến cao nhất về vị trí cũ để tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

Chiều dài giới hạn quãng đường chuyển đất được xác định theo công thức:

$$L_{gh} = \frac{2v_t \cdot v_f (t_q - t_s)}{v_t + v_f}, \text{ m} \quad (4.I.1)$$

Trong đó: v_t - Tốc độ di chuyển của máy khi tiến, m/s;

v_f - Tốc độ di chuyển của máy khi lùi, m/s;

t_q - Thời gian quay đầu máy, s;

t_s - Thời gian chuyển từ số tiến sang số lùi, s.

Khi đào - chuyển đất thường chiều dài vận chuyển hợp lý từ (35 ÷ 45) m; khi san lấp, có thể tăng lên (50 ÷ 60)m.

§3. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CỦA MÁY ỦI

Máy ủi, thường sử dụng hai loại hệ thống điều khiển:

+ Hệ thống điều khiển bằng cáp.

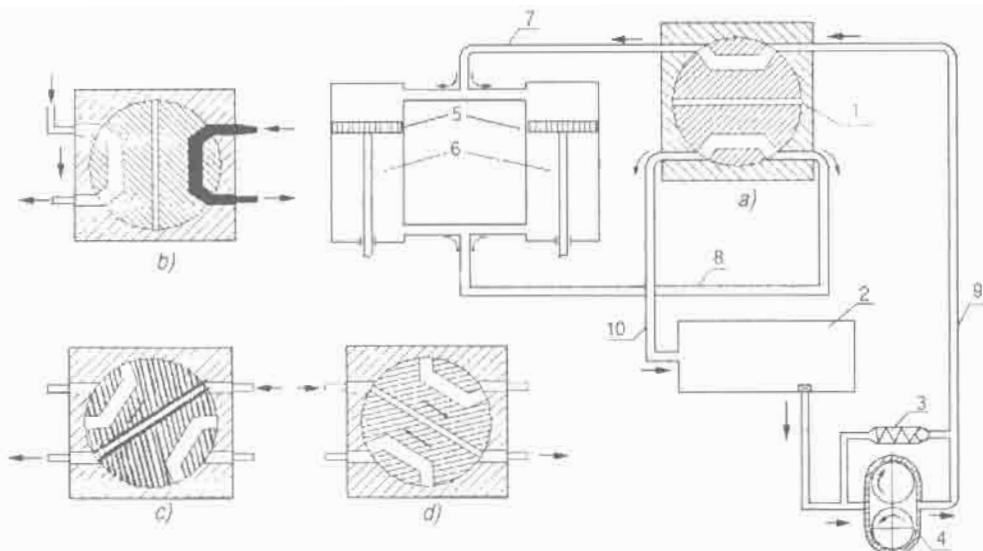
+ Hệ thống điều khiển bằng thủy lực.

Trong đó hệ thống điều khiển bằng thủy lực có nhiều ưu điểm hơn so với điều khiển bằng cáp, như đã giới thiệu ở §.1 nên nó đang được sử dụng rộng rãi.

1. Hệ thống điều khiển thủy lực

Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng thủy lực của máy ủi được mô tả trên hình 4.I.6.

Khi nhận được lực từ hộp rút công suất của máy kéo cơ sở truyền tới, bơm dầu số 4 sẽ hoạt động, hai bánh răng của bơm sẽ quay theo chiều mũi tên để hút dầu từ bình chứa



Hình 4.I.6. Hệ thống điều khiển thủy lực của máy ủi

dầu số 2 về bơm. Từ bơm này, dầu được tăng áp suất rồi theo đường ống 9 đến van phàn phối số 1. Nếu để van ở vị trí a, dầu từ ống 9 qua van sang ống 7 vào phần trên của các xi lanh, đẩy các pít tông 5 đi xuống để ăn bàn ủi vào đất. Dầu từ phần dưới các pít tông 5, theo ống 8 về van và theo 10 về bình chứa số 2.

Nếu xoay van đi 90° , chuyển sang vị trí b thì dầu sẽ từ bơm 4, qua van 1 vào phần dưới của các xi lanh 6 và đẩy pít tông 5 đi lên và bàn ủi được nâng lên.

Nếu để van ở vị trí c thì dầu từ bơm 4, qua van 1, lúc này ống 9 và 10 thông với nhau, do đó dầu đi từ ống 9, qua van 1 và theo ống 10 về bình chứa dầu số 2. Dầu không đến các xi lanh 6 mà pít tông 5 được giữ ở vị trí cố định. Nghĩa là bàn ủi được giữ cố định ở một vị trí nào đó.

Nếu để van ở vị trí d thì phần trên và phần dưới của xi lanh 6 thông với nhau thì bàn ủi được thả tự do. Tùy theo trọng lượng của thiết bị ủi và phản lực của nền đất mà bàn ủi có thể được nâng lên hay hạ xuống theo sự dịch chuyển của pít tông.

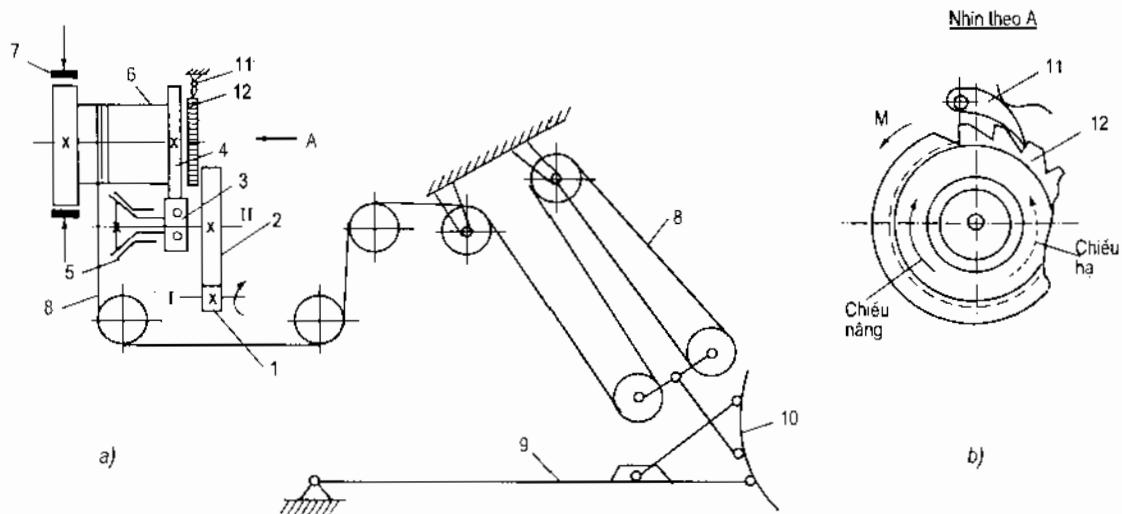
Thường áp suất dầu do bơm tạo ra đạt trị số $700 \div 750 \text{ N/cm}^2$. Nếu áp suất dầu vượt quá trị số cho phép, dầu từ bơm 4, qua van an toàn 3 để về bình chứa 2.

2. Hệ thống điều khiển bằng cáp (hình 4.I.7)

Hệ thống điều khiển bằng cáp được sử dụng trên máy ủi phổ biến vào thập kỷ 80 của thế kỷ XX trở về trước. Ngày nay nó ít được sử dụng và sẽ được thay thế bằng hệ thống điều khiển thủy lực. Hệ thống điều khiển bằng cáp bao gồm tời một chiều kết hợp với pa lăng cáp. Nguyên lý làm việc của nó như sau: Khi nhận được chuyển động từ trục rút công suất của máy kéo truyền tới, cáp bánh răng 1 và 2 quay, làm cho trục II quay. Người điều khiển máy ủi có nhiệm vụ điều khiển ly hợp ma sát nón số 5 và phanh đai số 7 để nâng hạ thiết bị ủi.

Nếu đóng ly hợp ma sát 5 thì bánh răng 3 quay cùng trục II, bánh răng 4 quay theo làm cho tang 6 quay, cuộn cáp 8 để nâng khung 9 và bàn ủi 10.

Muốn hạ thiết bị ủi, phải bật cá hăm 11 ra khỏi bánh 12, đồng thời mở ly hợp ma sát 5, để bánh răng 3 không nhận được chuyển động từ trục II. Dưới tác dụng của trọng lượng bản thân thiết bị ủi, tang 6 được kéo quay ngược lại, nhả cáp 8, hạ thiết bị ủi. Muốn điều chỉnh vận tốc hạ thiết bị ủi thì điều khiển phanh dài 7. Muốn dừng và giữ thiết bị ủi tại vị trí cần thiết trong một thời gian nhất định thì sử dụng cơ cấu kiểu cá hăm như trong kích thanh răng (hình 4.I.6b). Khi đó cho cá hăm 11 vào ăn khớp với bánh hăm 12. Cơ cấu này thường lắp ngay trên trục tang số 6.



Hình 4.I.6b. Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng cáp của máy ủi

§4. NHỮNG TÍNH TOÁN CƠ BẢN ĐỐI VỚI MÁY ỦI

Khi thiết kế máy ủi, cần tiến hành một số tính toán chủ yếu sau đây:

- Xác định các thông số cơ bản của máy ủi.
- Xác định lực kéo và công suất của máy ủi.
- Xác định các lực tác dụng lên máy ủi.
- Tính ổn định máy ủi.
- Xác định năng suất của máy ủi.

1. Xác định các thông số cơ bản của máy ủi

* Các thông số cơ bản của máy ủi gồm:

+ Trọng lượng sử dụng của máy G_m .

Theo kinh nghiệm $G_m = 1,2 G_T$;

+ Trọng lượng thiết bị ủi G_{TB} , có thể chọn sơ bộ $G_{TB} = (0,15 \div 0,2) \cdot G_T$;

G_T : Trọng lượng máy kéo cơ sở;

* Các thông số của bàn ủi (hình 4.I.7) gồm:

- + Chiều cao bàn ủi H;
- + Chiều rộng bàn ủi B;
- + Góc cắt của dao cắt δ;
- + Góc sắc của dao cắt β;
- + Góc sau của dao cắt α;
- + Góc quay bàn ủi trong mặt phẳng ngang φ;
- + Góc tạo bởi mép dao cắt bàn ủi và phương ngang (góc tự lựa) γ;
- + Góc nghiêng bàn ủi so với phương ngang ε;
- + Góc lật ψ và góc đặt ψ₁;
- + Bán kính cong R;
- + Chiều cao tâm chấn phía trên H₁;

a) Xác định các thông số cơ bản của bàn ủi

- Các thông số động học của bàn ủi: được chọn theo bảng 4.I.1.

Bảng 4.I.1. Các thông số động học của bàn ủi

STT	Các thông số động học	Loại bàn ủi	
		Bàn ủi không quay	Bàn ủi quay
1	Góc cắt đất δ	55°	50° ÷ 55°
2	Góc nghiêng bàn ủi ε	75°	75°
3	Góc lật ψ	70° ÷ 75°	60° ÷ 75°
4	Góc đặt của tâm chấn phía trên ψ ₁	90° ÷ 100°	90° ÷ 100°
5	Góc sau α	30° ÷ 35°	30° ÷ 35°
6	Góc tạo bởi giữa bàn ủi và trục dọc máy kéo (góc quay của bàn ủi) φ	90°	45° ÷ 60°
7	Góc tạo bởi mép dưới dao cắt và phương ngang (khi nhìn từ phía trước) - góc tự lựa γ		± (6° ÷ 12°)

- Xác định các thông số hình học của bàn ủi

+ Chiều cao của bàn ủi có thể xác định theo lực kéo của máy kéo cơ sở:

$$* \text{Với bàn ủi không quay: } H = 500\sqrt[3]{0,1T} - 0,5T, \text{ mm} \quad (4.I.2)$$

$$* \text{Với bàn ủi quay: } H = 450\sqrt[3]{0,1T} - 0,5T, \text{ mm} \quad (4.I.2a)$$

Trong đó: T là lực kéo danh nghĩa của máy kéo, KN.

+ Chiều rộng bàn ủi B được chọn như sau:

$$B = (2,6 \div 3,0). H \quad (4.I.3)$$

Hoặc được xác định theo chiều rộng của máy kéo cơ sở.

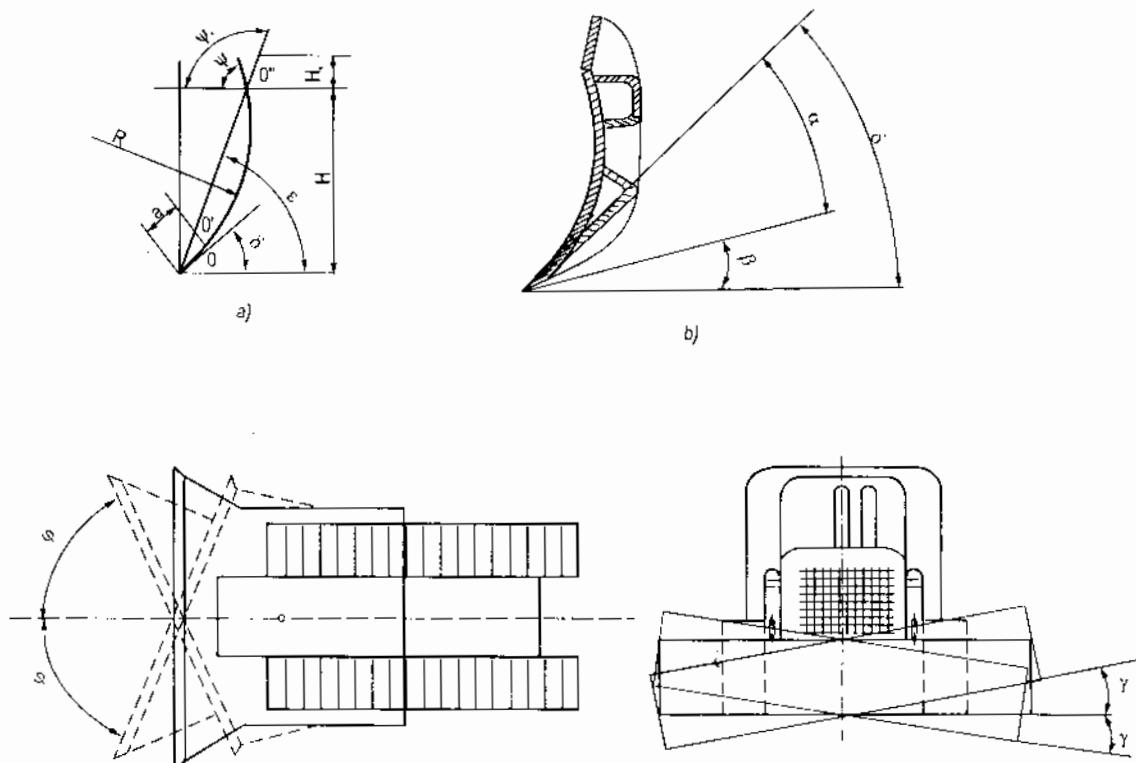
* Với bàn ủi cố định: $B = b + (700\text{mm} \div 900\text{mm})$

$$* \text{Với bàn ủi quay: } B = \frac{b}{\sin\varphi} + (700\text{mm} \div 900\text{mm})$$

Trong đó: b - chiều rộng bao của máy kéo cơ sở;

φ - góc đặt của bàn ủi so với trục dọc của máy: $\varphi = 45^\circ \div 60^\circ$

(góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang).



Hình 4.1.7. Các thông số cơ bản của bàn ủi

+ Bán kính cong của bàn ủi R , xác định từ quan hệ sau:

$$H = a \sin\delta + R (\cos\delta + \cos\psi) \Rightarrow R = \frac{H - a \sin\delta}{\cos\delta + \cos\psi} \quad (4.1.4)$$

Ở đây: H - Chiều cao bàn ủi; a - Chiều rộng vùng phẳng của bàn ủi để lắp dao cắt, thường: $a = (150 \div 200)\text{mm}$; δ - Góc cắt và ψ là góc lật của bàn ủi.

* Với bàn ủi không quay; $\delta = 55^\circ$; $\psi = 70^\circ \div 75^\circ \Rightarrow R \approx H$.

* Với bàn ủi quay; $\delta = 55^\circ \div 55^\circ$; $\psi = 60^\circ \div 75^\circ \Rightarrow R = (0.15 \div 0.25) \cdot H$

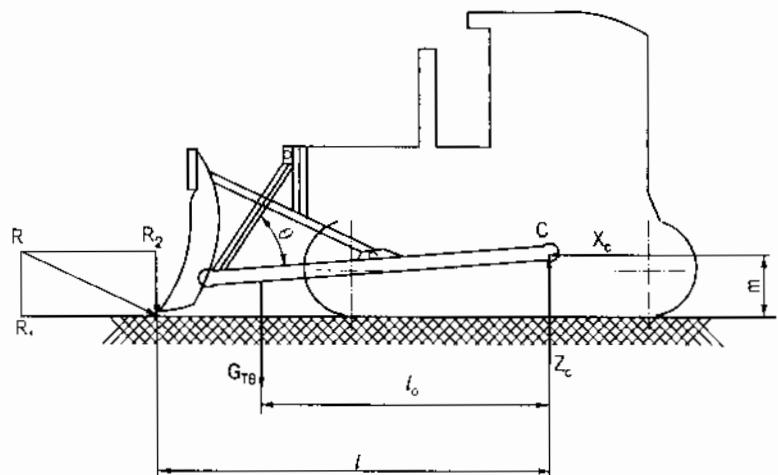
Khi biết trước công suất động cơ của máy kéo (mã lực) có thể sơ bộ chọn các thông số của máy ủi theo công thức kinh nghiệm cho trong bảng (4.I.2).

Bảng 4.I.2. Các thông số cơ bản của máy ủi dựa theo công suất động cơ máy kéo N, mã lực

S/T	Các thông số cơ bản	Các công thức liên quan với N (ml)
1	Lực kéo danh nghĩa, N	$T = (7,7 \div 12,3) (93,5 \text{ N})$
2	Trọng lượng toàn bộ của máy, N	$G_m = (7,7 \div 12,3) (110 \text{ N})$
3	Trọng lượng thiết bị ủi, N	$G_{TB} = (7 \div 13) (18,8 \text{ N})$
4	Chiều cao bàn ủi, mm	$H = (0,81 \div 1,19) (201\sqrt[3]{N})$
5	Chiều cao nâng bàn ủi lớn nhất, mm	$h = (0,79 \div 1,22) (208\sqrt[3]{N})$
6	Tốc độ di chuyển của máy khi làm việc, km/h + Nhỏ nhất; + Lớn nhất.	$v_{min} = 2 \div 2,75$ $v_{max} = 6,5 \div 11,5$
7	Áp suất trên đất, N/cm ²	$p = 3,5 \div 6,3$

* Trọng lượng thiết bị ủi: G_{TB}

Trọng lượng này được xác định dựa trên máy ủi điều khiển bằng cáp và phải đảm bảo sao cho dao cắt thẳng lực cản của đất trong khi cắt đất (hình 4.I.8).



Hình 4.I.8. Sơ đồ xác định trọng lượng thiết bị ủi G_{TB}

Điều kiện để tính G_{TB} : Máy ủi làm việc trên mặt phẳng ngang; Dao cắt của bàn ủi đang ấn sâu vào đất; Lực căng của cáp nâng bằng 0.

Tại dao cắt xuất hiện phản lực của đất tác dụng lên dao cắt R. Phân R thành 2 lực:

* R_2 theo phương thẳng đứng hướng lên trên:

$$R_2 = k \cdot x \cdot B, \text{ N} \quad (4.I.5)$$

Trong đó: k - Hệ số khả năng chịu tải của đất, $k = (50 \div 60), \text{ N/cm}^2$;

x - Chiều rộng mòn (cùn) của dao cắt thường, $x = 1,0 \div 1,5, \text{ cm}$;

B - Chiều rộng bàn ủi, cm.

* R_1 : Phản lực do ma sát giữa dao cắt và đất (theo phương ngang):

$$R_1 = \mu_1 \cdot R_2, N \quad (4.I.6)$$

Trong đó: μ_1 - Hệ số ma sát giữa thép và đất, có thể chọn theo bảng dưới đây:

Bảng 4.I.3. Hệ số ma sát giữa thép và đất μ_1 và góc chảy tự nhiên của đất γ

Loại đất	Giá trị μ_1	Giá trị γ , độ
Đất cát	0,35 ÷ 0,4	30 ÷ 40
Đất sét trung bình	0,50 ÷ 0,6	40 ÷ 45
Đất sét nặng	0,65 ÷ 0,80	45 ÷ 50

Có thể xác định được G_{TB}^{\min} dựa vào phương trình cân bằng mô men với điểm C.

$$\begin{aligned} \sum M_C &= G_{TB}^{\min} \cdot l_0 - R_2 \cdot l + R_1 \cdot m = 0 \\ \Rightarrow G_{TB}^{\min} &= \frac{R_2 \cdot l - R_1 \cdot m}{l_0} = \frac{R_2(l - \mu_1 \cdot m)}{l_0} \end{aligned} \quad (4.I.7)$$

Trọng lượng thiết bị úi của máy úi điều khiển bằng cáp phải chọn lớn hơn G_{TB}^{\min} từ (5 ÷ 7)%;

Trọng lượng thiết bị úi của máy úi điều khiển bằng thủy lực được chọn giảm đi (5 ÷ 10)% vì ở máy úi điều khiển bằng thủy lực, dao cắt được ấn sâu cưỡng bức vào đất vừa do trọng lượng thiết bị úi vừa do áp lực dầu trong các xi lanh thủy lực.

2. Xác định lực cản tác dụng lên máy úi và các thông số liên quan đến quá trình đào đất của máy úi

Nội dung của phần này bao gồm:

- Xác định các lực cản tác dụng lên máy úi khi đào - chuyển đất, qua đó xác định được lực kéo tiếp tuyến và công suất của máy.
- Xác định các thông số liên quan đến quá trình đào đất và những thông số ảnh hưởng đến lực cản cắt của máy úi.

2.1. Xác định lực kéo và công suất của máy úi

Trong khi đào và chuyển đất, máy úi muốn di chuyển được thì phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sum W \leq P_k \leq P_b$$

Trong đó: $\sum W$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy úi;

P_k - Lực kéo tiếp tuyến của máy kéo;

P_b - Lực bám giữa cơ cấu di chuyển và mặt đường.

a) Xác định các lực cản tác dụng lên máy ủi

- Trong quá trình đào và vận chuyển đất máy ủi gặp các lực cản sau:
 - + Lực cản cắt đất;
 - + Lực cản di chuyển khối đất lăn trước bàn ủi;
 - + Lực cản di chuyển khối đất cuộn lên phía trên bàn ủi;
 - + Lực cản di chuyển máy ủi;
 - + Lực cản ma sát giữa dao cắt và đất.

Xác định lực cản cắt

$$W_1 = k \cdot B \cdot h_1 \quad (4.I.8)$$

Trong đó:

k - Lực cản cắt riêng, kN/m^2 ;

Giá trị k chọn khi góc cắt $\delta = 45 \div 60^\circ$, phụ thuộc vào cấp đất.

Với đất cấp I có $k = 10 \div 55 \text{ kN}/\text{m}^2$;

Với đất cấp II có $k = 57 \div 110 \text{ kN}/\text{m}^2$;

Với đất cấp III có $k = 110 \div 170 \text{ kN}/\text{m}^2$;

Với đất cấp IV có $k = 170 \div 200 \text{ kN}/\text{m}^2$;

B - Chiều rộng bàn ủi, m;

h_1 - Chiều sâu cắt trong giai đoạn vận chuyển đất để bù lại lượng đất bị rơi vãi sang hai bên, m;

$$h_1 = \frac{k_1 \cdot V}{B} \quad (4.I.9)$$

Trong đó:

k_1 - Hệ số kể đến sự rơi vãi đất sang hai bên trên 1m quãng đường vận chuyển đất. Giá trị của nó phụ thuộc vào tính chất của đất:

Với đất ướt đính: $k_1 = 0,025 \div 0,032$;

Với đất khô: $k_1 = 0,06 \div 0,07$;

V - Thể tích khối đất lăn trước bàn ủi, m^3 ;

V - Phụ thuộc vào tính chất của đất và các thông số hình học của bàn ủi.

$$V = \frac{H_T^2 \cdot B}{2k_1} \quad (4.I.10)$$

Hoặc:

$$V = \frac{BH_T^2}{2tg\gamma} \quad (4.I.10a)$$

Trong đó:

H_T - Chiều cao kể cá tẩm chấn phía trên của bàn ủi, m;

$H_T = H + H_1$ (xem hình 4.I.7);

B - Chiều rộng bàn ủi, m;

γ - Góc chảy tự nhiên của đất (xem hình 4.I.9a);

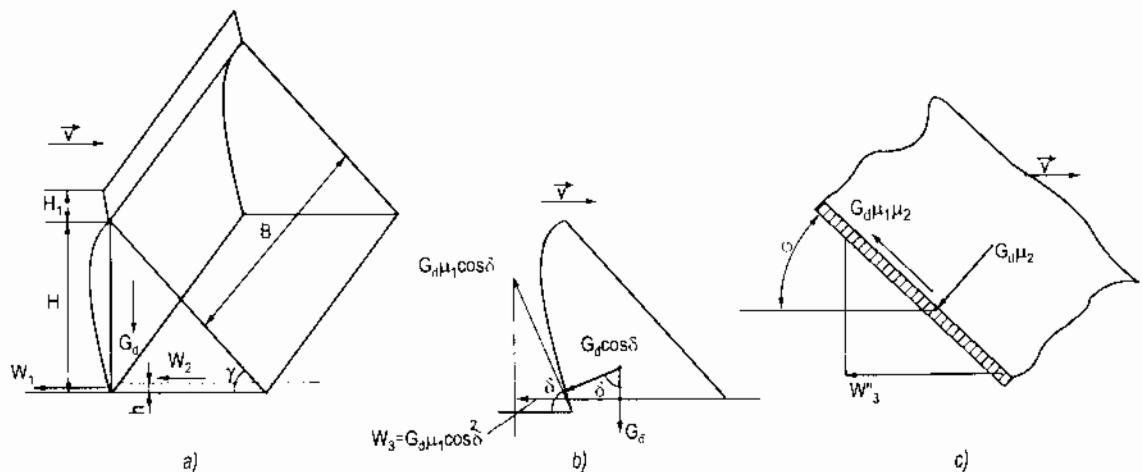
K_t - Hệ số phụ thuộc vào tính chất của đất và tỷ số $\frac{H}{B}$ và được chọn theo bảng (4.I.4).

Bảng 4.I.4. Giá trị của hệ số k_t

Tỷ số $\frac{H}{B}$	$\leq 0,15$	$0,15 \div 0,30$	$0,30 \div 0,35$	$0,35 \div 0,40$	$0,40 \div 0,50$
Đất ướt và dẻo	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95
Đất khô và tối	1,15	1,20	1,25	1,30	1,50

- Xác định lực cản di chuyển khối đất lăn trước bàn ủi (hình 4.I.9a)

$$W_2 = V \cdot \rho \cdot \mu_2 = G_d \cdot \mu_2 \quad (4.I.11)$$



Hình 4.I.9. Sơ đồ xác định lực cản tác dụng lên bàn ủi

Trong đó:

G_d - Trọng lượng khối đất lăn trước bàn ủi, $G_d = V \cdot \rho$;

ρ - Trọng lượng riêng của đất;

μ_2 - Hệ số ma sát giữa đất và đất;

Với đất ướt: $\mu_2 = 0,5$;

Với đất khô: $\mu_2 = 0,7$.

- Lực cản di chuyển khối đất cuộn lên phía trên bàn ủi (xem hình 4.I.9b)

Khi máy ủi thực hiện quá trình đào và tích đất, phía trước bàn ủi đất được cuộn lên trên để tạo thành khối đất lăn có thể tích V và trọng lượng G_d . Khối đất này sẽ nén vào bề mặt làm việc của bàn ủi áp lực N . Dưới tác dụng của N , tại bề mặt tiếp xúc giữa khối đất lăn và lòng bàn ủi xuất hiện lực ma sát F_{ms} , chống lại chuyển động của đất khi nó cuộn lên phía trên bàn ủi.

Lực ma sát này có phương vuông góc với phương của áp lực N và được xác định theo công thức:

$$F_{ms} = \mu_1 \cdot N = \mu_1 \cdot G_d \cdot \cos\delta$$

Chiều lực F_{ms} xuống phương di chuyển, sẽ xác định được lực cản di chuyển do khối đất cuộn lên phía trên bàn ủi tạo ra:

$$W_3 = F_{ms} \cdot \cos\delta = \mu_1 \cdot G_d \cdot \cos^2\delta \quad (4.I.12)$$

Trong đó: δ - Góc cắt của dao cắt, độ;

μ_1 - Hệ số ma sát giữa thép và đất.

- *Lực cản di chuyển máy ủi*

$$W_4 = G_m \cdot (f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \quad (4.I.13)$$

Trong đó:

G_m - Trọng lượng máy ủi;

f - Hệ số cản lăn, theo bảng 4.I.5; Với máy ủi bánh xích $f = 0,10 \div 0,12$; Với máy ủi bánh hơi $f = 0,015 \div 0,06$;

α - Góc nghiêng của nơi máy làm việc so với phương ngang;

Khi $\alpha < 10^\circ$ có thể xem $\cos\alpha = 1$; $\sin\alpha \approx \tan\alpha = i$;

Lúc đó: $W_4 = G_m \cdot (f \pm i)$. Dấu (+) khi lên dốc; dấu (-) khi xuống dốc;

i - Độ dốc của bề mặt làm việc, %.

Lực cản ma sát giữa dao cắt của bàn ủi và đất

Lực cản này phụ thuộc vào thành phần thẳng đứng của lực cản cắt R_2 và trọng lượng của thiết bị ủi.

$$W_5 = \mu_1 \cdot (R_2 + G_{TB}) \quad (4.I.14)$$

Vậy tổng các lực cản tác dụng lên máy ủi thường với bàn ủi không quay là:

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \quad (4.I.15)$$

Với máy ủi vạn năng có bàn quay:

$$\Sigma W = W'_1 + W'_2 + W'_3 + W_4 + W_5 \quad (4.I.15a)$$

Trong đó:

$$W'_1 = W_1 \cdot \sin\varphi; W'_2 = W_2 \cdot \sin\varphi; W'_3 = W_3 \cdot \sin\varphi + W''_3;$$

φ - Góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang; W''_3 được xác định như sau:

Khi máy ủi vạn năng dùng để san đất, bàn ủi quay trong mặt phẳng ngang và tạo với trục dọc của máy góc φ . Lúc đó đất di chuyển dọc bàn ủi và được đổ sang bên cạnh máy. Do đó xuất hiện lực ma sát F'_{ms} tại bề mặt tiếp xúc giữa bề mặt làm việc của bàn ủi và khối đất trượt dọc bàn ủi. Lực F'_{ms} được xác định theo công thức:

$$F'_{ms} = \mu_1 \cdot G_d \cdot \mu_2$$

Chiều F_{ms} theo phương di chuyển, sẽ xác định được lực cản di chuyển do đất trượt dọc bàn ủi tạo ra:

$$W_3 = \mu_1 \cdot G_d \cdot \mu_2 \cdot \cos\varphi \quad (4.I.16)$$

b) Xác định lực kéo tiếp tuyến của máy

- Lực kéo tiếp tuyến của máy P_k phải thỏa mãn điều kiện:

$$\sum W \leq P_k < P_b \quad (4.I.17)$$

Trong đó:

P_b - Lực bám của các bánh xe chủ động của máy kéo với mặt đường;

$$P_b = \varphi \cdot G_b = \varphi \cdot G_m \cdot \cos\alpha \cdot k_{cd} \quad (4.I.18)$$

Ở đây:

G_b - Trọng lượng bám;

G_m - Trọng lượng máy ủi;

α - Góc nghiêng nơi máy làm việc so với phương ngang;

k_{cd} - Hệ số kể đến tỷ lệ trọng lượng máy phân ra các bánh xe chủ động.

Với máy ủi bánh xích và máy ủi bánh hơi có tất cả các cầu đều là chủ động $k_{cd} = 1$;

Với máy ủi bánh hơi có hai cầu, trong đó chỉ có một cầu chủ động thì $k_{cd} = 0,65 \div 0,70$.

φ - Hệ số bám giữa bánh xe chủ động, hoặc dài xích với mặt đường, cho trong bảng (4.I.5).

Bảng 4.I.5. Giá trị hệ số cản lăn f và hệ số bám φ

Loại đường	Bánh xích		Bánh hơi	
	f	φ	f	φ
Atphan bê tông	0,06	0,06 : 0,80	0,015	0,70
Đất khô, chặt	0,06 ÷ 0,07	0,90 ÷ 1,00	0,025 ÷ 0,035	0,5 ÷ 0,8
Cát khô	0,15	0,4 ÷ 0,5	0,02	0,3 ÷ 0,4
Cát ẩm	0,10 ÷ 0,12	0,5 ÷ 0,6	0,16	0,4 ÷ 0,5
Đất sau mưa, ướt	0,10 ÷ 0,12	0,3 ÷ 0,4	0,05 ÷ 0,15	0,2

c) Xác định công suất động cơ máy kéo cơ sở

$$N = \frac{P_k \cdot v}{270 \cdot \eta} \text{ (mã lực)} \quad (4.I.19)$$

Hoặc:

$$N = \frac{P_k \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (4.I.19a)$$

Trong đó: P_k - Lực kéo tiếp tuyến; $P_k \geq \sum W$;

v - Vận tốc của máy khi làm việc; thường v là vận tốc số I của máy kéo;

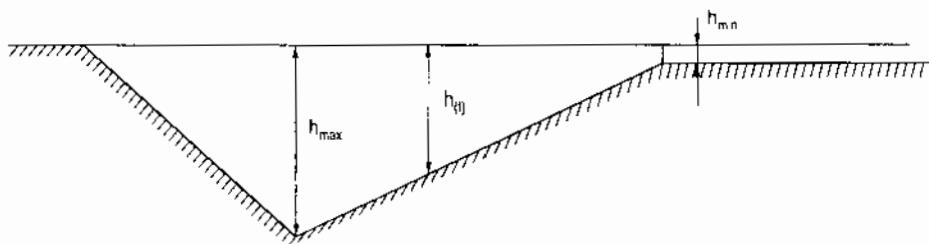
Ở công thức (4.1.19) P_k có đơn vị kG; v có đơn vị là km/h;

Ở công thức (4.1.19a) P_k có đơn vị là N; v có đơn vị là m/s;

η - Hiệu suất truyền động của máy; $\eta = 0.8 \div 0.9$.

2.2. Xác định các thông số liên quan đến quá trình đào đất của máy ủi

Như đã trình bày ở phần trước, hiện nay máy ủi thường đào đất theo sơ đồ (hình 4.1.9*). Đó là sơ đồ hợp lý hơn cả. Vì vậy, ta khảo sát kĩ sơ đồ này.



Hình 4.1.9*. Sơ đồ đào đất hợp lý của máy ủi

Nhìn vào sơ đồ trên, ta thấy máy ủi tiến hành cắt đất theo hai giai đoạn:

* *Giai đoạn 1:* Hạ bàn ủi xuống để dao cắt ăn sâu dần vào đất đến khi đạt được chiều sâu cắt lớn nhất h_{\max} . Đồng thời với việc ăn sâu dao cắt vào đất là quá trình di chuyển máy từ từ về phía trước.

* *Giai đoạn 2:* Nâng dần dao cắt lên để giảm chiều sâu cắt, đến khi đạt được h_{\min} . Đồng thời với việc nâng dần dao cắt lên cũng là quá trình di chuyển máy về phía trước.

Như vậy: dao cắt thực hiện đồng thời hai chuyển động: Theo phương thẳng đứng cùng với việc nâng hạ bàn ủi và theo phương ngang cùng với việc di chuyển máy.

a) Xác định tốc độ di chuyển của dao cắt

Trong cùng một thời gian t , dao cắt di chuyển theo phương thẳng đứng với chiều sâu cắt h và đồng thời di chuyển theo phương ngang cùng với máy ủi một đoạn l . Quan hệ giữa h và l được biểu diễn qua công thức:

$$h = l \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Ở đây: α là góc sau của dao cắt.

Nếu gọi tốc độ di chuyển của dao cắt theo phương thẳng đứng là v_c và tốc độ di chuyển của máy ủi trong khi cắt đất là v_d , thì sẽ có:

$$h = v_c t \text{ và } l = v_d t$$

Suy ra:

$$t = \frac{h}{v_c} = \frac{l}{v_d}$$

Thay: $h = l \operatorname{tg}\alpha$ vào phương trình trên, sẽ xác định được quan hệ giữa tốc độ v_c và v_d từ phương trình: $\frac{l \operatorname{tg}\alpha}{v_c} = \frac{l}{v_d}$

Suy ra:

$$v_c = v_d \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (4.I.20)$$

b) Xác định thể tích khối đất trước bàn ủi

Thể tích khối đất trước bàn ủi tại thời điểm t bất kỳ của giai đoạn cắt đất và tích đất được xác định theo công thức:

$$\begin{aligned} dV &= Bh_{(t)}, v_c dt \\ \text{Hay: } V_{(t)} &= Bv_c \int_0^{t_d} h_{(t)} dt \end{aligned} \quad (4.I.21)$$

Trong đó: B - Chiều rộng cắt chính là chiều rộng bàn ủi, m;

v_c - Tốc độ di chuyển của dao cắt, m/s;

$h_{(t)}$ - Chiều sâu cắt tại thời điểm t, m;

t_d - Thời gian cắt đất, s.

c) Xác định chiều sâu cắt $h_{(t)}$ tại thời điểm t bất kỳ

Muốn xác định chiều sâu cắt $h_{(t)}$ tại thời điểm t, ta dựa vào phương trình cân bằng lực kéo và lực cản tác dụng lên máy ủi khi máy tiến hành cắt đất ở giai đoạn nâng dần bàn ủi lên để giảm chiều sâu cắt:

$$P_k = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (4.I.22)$$

Trong đó:

W_1 - Lực cản cắt đất được xác định theo công thức (4.I.8):

$$W_1 = k_c \cdot B \cdot h_{(t)}$$

$B, h_{(t)}$ - Chiều rộng và chiều sâu cắt; m;

k_c - Lực cản cắt riêng (kN/m^2);

W_2 - Lực cản di chuyển khối đất lăn phía trước bàn ủi được xác định theo công thức (4.I.11):

$$W_2 = V_{(t)} \cdot \rho \cdot \mu_2$$

W_3 - Lực cản di chuyển do đất cuộn lên phía trên bàn ủi sinh ra (hình 4.I.9b), được xác định theo công thức (4.I.12);

$$W_3 = \mu_1 \cdot V_{(t)} \cdot \rho \cdot \cos^2 \delta$$

μ_1 - Hệ số ma sát giữa thép và đất;

δ - Góc cắt của dao cắt;

W_4 - Lực cản di chuyển máy ủi, theo công thức (4.I.13);

$$W_4 = G(f \pm i)$$

G - Trọng lượng máy ủi;

f - Hệ số cản lăn; i - Độ dốc nơi máy làm việc.

Dấu (+) được dùng khi máy lên dốc; dốc (-) khi xuống dốc.

Thay các công thức xác định các lực cản nêu trên vào phương trình (4.I.22), sẽ có:

$$P_k = k_c \cdot B \cdot h_{(t)} + \rho \cdot V_{(t)} (\mu_2 + \mu_1 \cos^2 \delta) + G (f \pm i) \quad (4.I.23)$$

Đặt $m = \rho (\mu_2 + \mu_1 \cos^2 \delta)$ thì phương trình trên có dạng sau:

$$P_k = k_c \cdot B \cdot h_{(t)} + m \cdot V_{(t)} + G (f \pm i) \quad (4.I.24)$$

Mặt khác, tại thời điểm đạt chiều sâu cắt lớn nhất h_{\max} , lực kéo chủ yếu để khắc phục lực cản cắt và lực cản di chuyển máy ủi. Do đó phương trình cân bằng lực kéo tại thời điểm này có dạng:

$$P_k = k_c \cdot B \cdot h_{\max} + G (f \pm i) \quad (4.I.24a)$$

Trong quá trình cắt đất và tích đất, máy ủi di chuyển với một tốc độ nên giá trị lực kéo tiếp tuyến P_k là không thay đổi. Vì vậy có thể kết hợp phương trình (4.I.24) và phương trình (4.I.24a).

Nghĩa là:

$$k_c \cdot B \cdot h_{\max} + G (f \pm i) = k_c B h_{(t)} + m V_{(t)} + G (f \pm i)$$

Thay $V_{(t)} = B v_c \int_0^{t_d} h_{(t)} dt$ vào phương trình trên, sẽ có:

$$k_c B h_{\max} + G (f \pm i) \approx k_c B h_{(t)} + m B v_c \int_0^{t_d} h_{(t)} dt + G (f \pm i)$$

Hay: $k_c B h_{\max} = k_c B h_{(t)} + m B v_c \int_0^{t_d} h_{(t)} dt$

Từ phương trình trên, có thể xác định được quy luật thay đổi chiều sâu cắt trong giai đoạn cắt đất và tích đất trước bàn ủi.

$$h_{(t)} = h_{\max} \cdot \exp(-mv_c t_d / k_c) \quad (4.I.25)$$

Thể tích khối đất trước bàn ủi cũng biến thiên theo thời gian cắt và tích đất và được xác định theo công thức sau:

$$V_{(t)} = \frac{B h_{\max} k_c [1 - \exp(-mv_c t_d)]}{m} \quad (4.I.26)$$

Tại thời điểm cuối giai đoạn cắt đất, trước bàn ủi đã được tích tụ đầy đất, thể tích khối đất trước bàn ủi tại thời điểm này được xác định gần đúng theo hình (4.I.9a). Đó là thể tích hình lăng trụ có đáy là tam giác vuông và góc kề với cạnh huyền là γ .

$$V_{(t = t_{\text{điều})}} = \frac{BH^2}{2 \cdot \text{tg}\gamma} \quad (4.I.26a)$$

Trong đó: B - Chiều rộng của bàn ủi;
H - Chiều cao của bàn ủi;
 γ - Góc chảy tự nhiên của đất.

Thay công thức (4.I.26a) vào phương trình (4.I.26) sẽ xác định được thời gian cắt đất và tích đất trước bàn ủi theo công thức:

$$t_d = \frac{k_c}{mv_c} \ln \left(1 + \frac{mH^2}{2k_c \text{tg}\gamma h_{\max}} \right) \quad (4.I.27)$$

Nhìn vào công thức (4.I.27) ta thấy rằng:

Thời gian cắt đất và tích đất trước bàn ủi phụ thuộc vào chiều cao bàn ủi, chiều sâu cắt, tốc độ di chuyển theo phương thẳng đứng của dao cắt (gọi tắt là tốc độ cắt) v_c và tính chất cơ lý của đất thi công.

Với một loại máy ủi đã chọn, thi công trên một loại đất xác định thì thời gian cắt đất và tích đất phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ cắt.

Tốc độ cắt càng nhanh thì thời gian cắt đất và tích đất càng nhỏ, năng suất máy sẽ tăng.

Tuy nhiên tốc độ cắt tăng sẽ làm tăng lực cản cắt (Điều này sẽ được trình bày rõ ở mục 4.2.3) và do vậy làm tăng năng lượng tiêu hao cho quá trình cắt đất.

Vì vậy, tốc độ cắt phải thỏa mãn điều kiện theo công thức (4.I.20), tức là:

$$v_c \leq v_d \cdot \text{tg}\alpha$$

2.3. Ảnh hưởng của các thông số cơ bản của máy đến lực cản cắt

Lực cản cắt đất là một thành phần cơ bản trong các lực cản tác dụng lên máy ủi khi làm việc. Các lực cản này có ảnh hưởng lớn đến thời gian chu kỳ làm việc và năng suất máy. Nếu các lực cản đó càng lớn thì máy ủi phải làm việc với vận tốc càng nhỏ mới có giá trị lực kéo tiếp tuyến lớn đủ để khắc phục các lực cản, do đó thời gian chu kỳ làm việc của máy tăng và năng suất máy giảm. Mặt khác khi máy làm việc với lực kéo tiếp tuyến lớn sẽ dễ xảy ra hiện tượng quay tròn của cơ cấu di chuyển (nếu lực kéo tiếp tuyến lớn hơn lực bám), làm cho máy chuyển động không ổn định. Điều đó cũng làm tăng thời gian chu kỳ làm việc và làm giảm năng suất máy.

Bởi vậy, mục đích của phần này là khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến lực cản tác dụng lên máy ủi, mà chủ yếu là những yếu tố ảnh hưởng đến lực cản cắt đất. Qua đó sẽ xác định được giá trị tối ưu của các thông số cơ bản của máy nhằm làm giảm lực cản cắt đất tác dụng lên máy ủi, góp phần rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc và nâng cao năng suất máy.

a) Ánh hưởng của góc cắt δ của dao cắt

Góc cắt δ của dao cắt là thông số cơ bản có ảnh hưởng lớn đến quá trình cắt của máy ủi:

$$\delta = \alpha + \beta \quad (*)$$

Trong đó:

α - Góc sau của dao cắt;

β - Góc sắc của dao cắt;

Theo Giáo sư Tiến sĩ T.V. Alekseeva thì:

Góc cắt δ có ảnh hưởng đến năng lượng tiêu hao cho quá trình cắt, cũng như lực cản cắt tác dụng lên máy ủi.

Góc cắt càng tăng thì lực cản cắt càng tăng. Cũng theo T.V. Alekseeva khi $\delta > 55^\circ$ lực cản cắt tăng nhanh, ứng với mỗi độ tăng của góc cắt δ thì lực cản cắt tăng 1,5%. Đương nhiên khi góc cắt δ giảm thì lực cắt giảm. Song theo công thức (*), nếu $\delta < 45^\circ$ thì góc sau α và góc sắc β giảm. Nếu góc α nhỏ sẽ làm tăng thành phần phản lực thẳng đứng của đất khi ấn sâu dao cắt vào đất trong quá trình cắt, còn nếu góc β nhỏ thì độ bền của dao cắt không đảm bảo. Theo T.V. Alekseeva, góc sau của dao cắt hợp lý của bàn ủi là: $\alpha = 30 \div 35^\circ$. Kết hợp các điều kiện đã phân tích ở trên, góc cắt δ hợp lý của dao cắt hợp lý là: $\delta = 50 \div 55^\circ$.

b) Ánh hưởng của chiều rộng và chiều sâu cắt

Giáo sư Viện sỹ I.U.A. Vetrov đã nêu lên công thức để xác định lực cản tiếp tuyến:

$$W_p = k \cdot B \cdot h$$

$$k = \psi \cdot h^m$$

Trong đó:

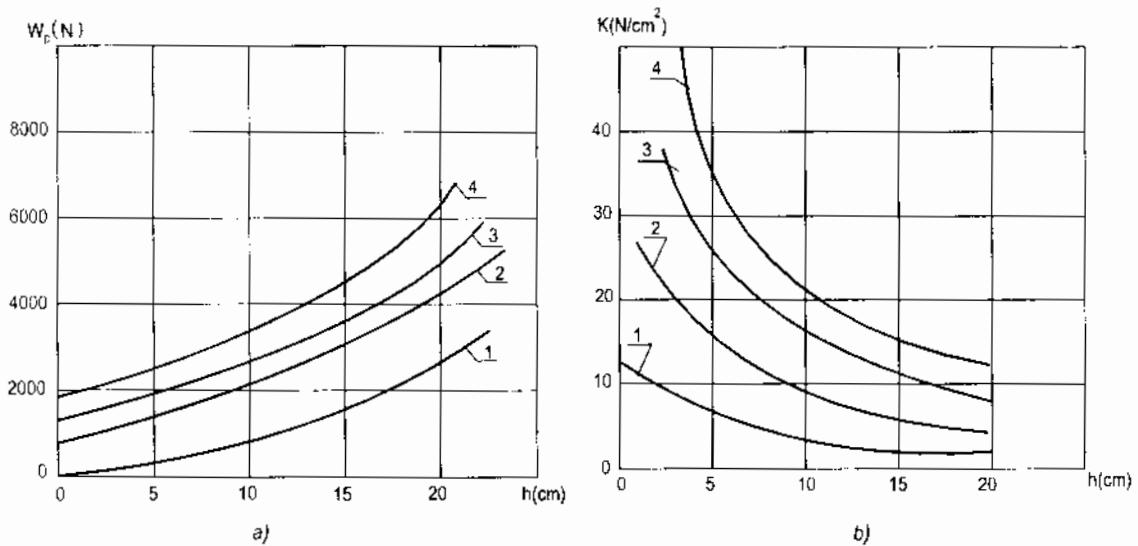
k - lực cản cắt riêng;

B - chiều rộng cắt và h - chiều sâu cắt;

ψ và m là các hệ số; $\psi = 1,6 \div 2,4$; $m = -0,4$.

Nhìn vào hai công thức trên, rõ ràng ta nhận thấy rằng: Khi B và h tăng thì lực cản cắt tiếp tuyến W_p sẽ tăng. Với mỗi loại máy ủi xác định có chiều rộng B của bàn ủi (tức chiều rộng cắt B) không đổi thì lực cản cắt tiếp tuyến chỉ phụ thuộc vào chiều sâu cắt h và lực cắt riêng k. Sự phụ thuộc này được thể hiện bằng đồ thị trên hình 4.I.10. Khi chiều sâu cắt tăng thì lực cản cắt tiếp tuyến W_p sẽ tăng (hình 4.I.10a).

Ngược lại khi chiều sâu cắt tăng thì lực cản cắt riêng giảm (hình 4.I.10b). Như vậy lực cản tiếp tuyến W_p và chiều sâu cắt có quan hệ tỷ lệ thuận. Trong khi đó, lực cản cắt riêng k và chiều sâu cắt h có quan hệ tỷ lệ nghịch.



Hình 4.1.10. Sự phụ thuộc của lực cản cắt riêng và lực cản cắt tiếp tuyến vào chiều rộng và chiều sâu cắt

Đường cong số 1 ứng với dao cắt chưa bị mòn cùn;

Đường cong số 2 ứng với dao cắt chưa bị mòn với bán kính 5 mm;

Đường cong số 3 ứng với dao cắt bị mòn với chiều rộng 40 mm;

Đường cong số 4 ứng với dao cắt bị mòn cùn với chiều rộng 70 mm.

Lực cản cắt pháp tuyến P_h có phương vuông góc với quỹ đạo chuyển động của dao và được xác định như sau:

Với dao sắc đơn giản:

$$P_h = W_p \cdot \cotg(\delta + \varphi_1);$$

Với dao đã mòn cùn:

$$P_h = W_p \cdot \cotg(\delta + \varphi_1) + W_{mòn} \cdot \cotg(\delta_1 + \varphi_1)$$

Ở đây:

δ - Góc cắt của dao;

φ_1 - Góc ma sát giữa đất và thép;

δ_1 - Góc tạo bởi quỹ đạo chuyển động của dao cắt và bề mặt mòn (cùn) của dao...

$W_{mòn}$ - Lực cản cắt chỉ xuất hiện khi dao bị mòn (cùn), I.U.A.Vetrov đã đưa ra các phương pháp xác định lực cản cắt tiếp tuyến và pháp tuyến khi dao sắc, cũng như khi dao mòn. Phương pháp của I.U.A.Vetrov đã và đang được những chuyên gia về máy làm đất trên thế giới áp dụng rộng rãi khi xác định lực cản cắt đất.

c) *Ảnh hưởng của góc quay φ của bàn ủi đến lực cắn cắt*

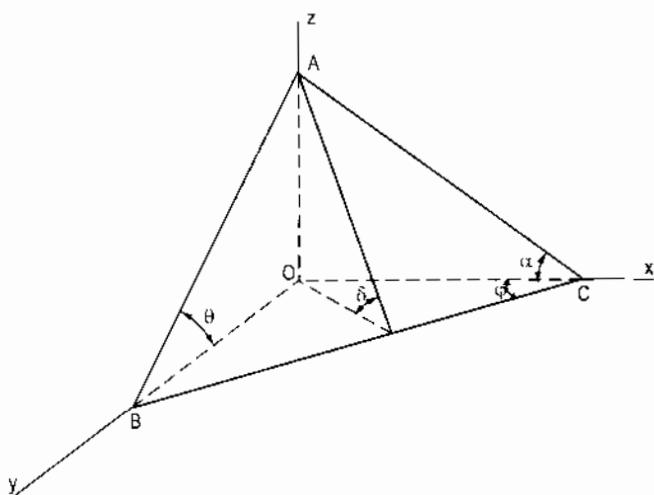
Quá trình cắt đất của bàn ủi vạn năng có kèm theo sự di chuyển của đất dọc bề mặt bàn ủi. Dạng hình học của bàn ủi (profil của bàn ủi) có ảnh hưởng lớn đến quá trình cắt đất và tích đất của bàn ủi. Góc quay φ của bàn ủi trong mặt phẳng ngang (còn gọi là góc đặt bàn ủi) có ảnh hưởng lớn đến lực cắn cắt riêng.

Viện sĩ V.P.Goriatakin khảo sát bàn ủi quay của máy ủi vạn năng như một cái chêm được giới hạn bởi 3 mặt phẳng nghiêng (hình 4.I.11).

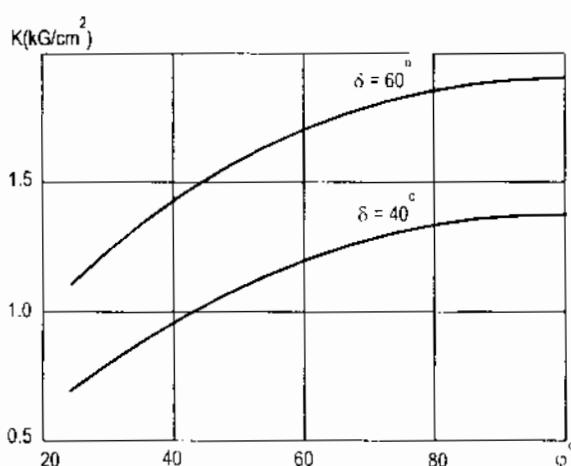
Có thể khảo sát chêm này gồm 3 chêm đơn giản như sau:

- + Chêm thứ nhất nằm trong mặt phẳng ZOX có góc nghiêng của chêm là δ ;
- + Chêm thứ hai nằm trong mặt phẳng YOZ với góc nghiêng là θ ;
- + Chêm thứ ba nằm trong mặt phẳng XOY với góc nghiêng là φ .

Góc φ chính là góc tạo bởi trục dọc của bàn ủi với phương OX là phương di chuyển của máy. Đây cũng là góc quay (hay góc đặt) của bàn ủi. Góc δ tạo bởi giữa mặt phẳng ABC và XOY được gọi là góc cắt của chêm.



Hình 4.I.11. Chêm ba mặt



Hình 4.I.12. Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực cắn cắt riêng K và góc đặt chêm φ

Trên cơ sở phân tích lý thuyết quá trình cắt đất bằng chêm 3 mặt nói trên, V.P.Goriatakin đã kết luận rằng: ở chêm 3 mặt, lực cắn do đất di chuyển dọc bề mặt chêm nhỏ hơn so với chêm đơn giản nếu kể đến ma sát xuất hiện trên bề mặt làm việc của chêm. Bằng kết quả nghiên cứu thực nghiệm của mình I.A.Nhedarezov đã xây dựng được đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực cắn riêng K và góc đặt của chêm φ như hình 4.I.12.

Lực cản cắt riêng K giảm khi tăng chiều sâu cắt h và được biểu diễn bằng công thức:

$$k = \Psi \cdot h^m$$

Trong đó:

h - chiều sâu cắt;

Ψ và m - các hệ số; $m = -0,4$;

Ψ phụ thuộc vào góc đặt φ của chém;

$\Psi = 2,4$ khi $\varphi = 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$;

$\Psi = 2$ khi $\varphi = 45^\circ$;

$\Psi = 1,9$ khi $\varphi = 30^\circ$.

Nhìn vào đồ thị trên ta thấy khi góc đặt chém φ tăng thì lực cản cắt riêng tăng, do đó lực cản đào cũng tăng và có thể biểu diễn bằng công thức sau:

$$W_d = A \cdot h^n$$

Trong đó:

A và n - các hệ số;

h - chiều sâu cắt;

$n = 0,6$;

A - phụ thuộc vào góc đặt φ của chém;

$A = 362$ khi $\varphi = 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$;

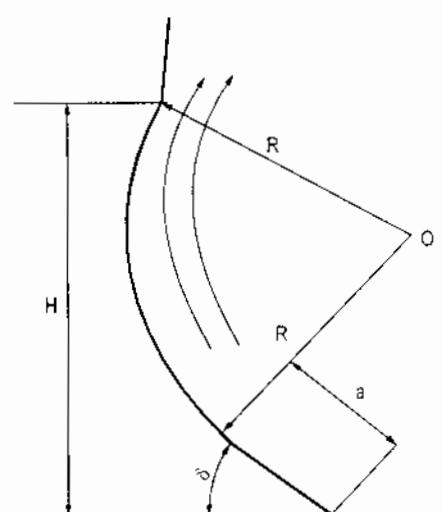
$A = 307$ khi $\varphi = 45^\circ$;

$A = 285$ khi $\varphi = 30^\circ$.

Theo kết quả nghiên cứu của I.A.Nhedarezov khi giảm góc đặt φ từ $90^\circ \rightarrow 45^\circ$ thì lực cản cắt riêng giảm xuống $20 \div 30\%$.

Để nâng cao năng suất máy và giảm lực cản đào, đối với máy ủi, bàn ủi hợp lý nhất được chế tạo với profil chi dân trên hình (4.I.13).

Nhờ có độ cong của bàn ủi (hình 4.I.13) mà khi đào và tích đất trước bàn ủi, đất được cuộn trượt lên phía trên và luôn đổ về phía trước theo chiều mũi tên (đất không bị rơi vãi lại phía sau bàn ủi); Đồng thời làm tăng khả năng chứa đất của bàn ủi tức là tăng thể tích khối đất trước bàn ủi; Cũng nhờ có độ cong này mà lực ma sát giữa đất và bàn ủi khi đất cuộn lên phía trên, giảm rõ rệt.



Hình 4.I.13. Profil của bàn ủi

Góc quay (còn gọi là góc đặt) của bàn ủi còn có ảnh hưởng rất lớn đến lực cản đào riêng cũng như lực cản di chuyển của máy trong quá trình làm việc.

Từ những kết quả nghiên cứu thực nghiệm của mình I.A.Nhedarezov đã xây dựng được đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực cản đào riêng K_1 với góc quay φ của bàn ủi.

Trong đồ thị:

Đường cong 1 ứng với góc cắt $\delta = 40^\circ$ của bàn ủi;

Đường cong 2 ứng với góc cắt $\delta = 50 \div 55^\circ$ của bàn ủi;

Đường cong 3 ứng với góc cắt $\delta = 60^\circ$ của bàn ủi.

Nhìn vào đồ thị trên, ta thấy đối với những bàn ủi có góc cắt $\delta = 40^\circ$ thì khi tăng góc quay φ mức độ tăng lực cản đào riêng không mảnh liệt bằng các trường hợp có góc cắt $\delta = 50, 55, 60^\circ$.

Nhưng khi $\delta = 40^\circ$ thì góc sau α và góc cắt β của dao cắt giảm đi. Khi α giảm thì phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên dao cắt lại tăng.

Và khi β giảm thì độ bền của dao cắt không đảm bảo, do đó để kết hợp hài hòa giữa các điều kiện nêu trên, hiện nay dao cắt của bàn ủi thường có góc cắt $\delta = 50 \div 55^\circ$ là hợp lý nhất.

Khi góc cắt δ không đổi, thì góc quay tối ưu của bàn ủi φ_0 phụ thuộc vào profil của nó và phụ thuộc vào lực cản đào riêng.

Với máy san khi làm việc với đất có giá trị lực cản đào riêng $K_1 = 2,5 \text{ kg/cm}^2$ thì góc quay tối ưu của nó là: $\varphi_0 = 35 \div 38^\circ$.

Với máy ủi, nếu việc cắt đất đồng thời được tiến hành với việc di chuyển khối đất trước bàn ủi (như máy ủi vạn năng) thì giá trị góc quay tối ưu của bàn ủi φ_0 sẽ có giá trị lớn hơn so với máy san.

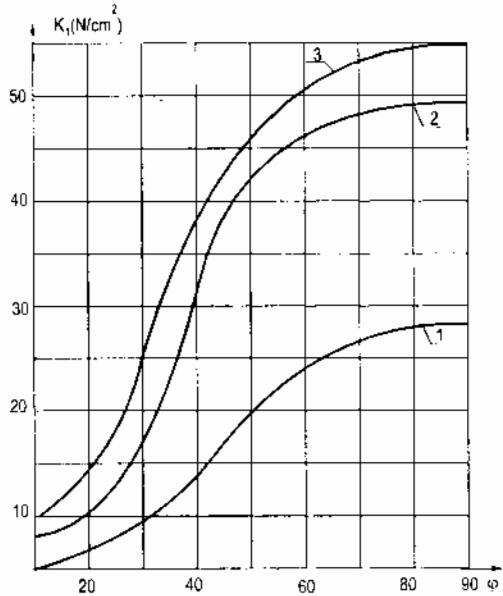
I.A.Nhedarezov đã đưa ra công thức để xác định góc quay φ của bàn ủi như sau:

$$\operatorname{tg}\varphi = \sqrt{\frac{m}{1+m}}$$

Trong đó: m - Hệ số phụ thuộc vào đặc tính của đất, $m = \frac{\mu_1}{\mu_2}$;

μ_1 - Hệ số ma sát trong đất;

μ_2 - Hệ số ma sát giữa đất và thép.



Hình 4.I.14. Sự phụ thuộc cản đào riêng K_1 vào góc quay φ của bàn ủi

Bằng kết quả nghiên cứu của mình, I.A.Nhedarezov đã kết luận rằng: Lực cản đào riêng phụ thuộc rất lớn vào góc quay φ của bàn ủi. Khi φ càng tăng thì lực cản đào riêng sẽ tăng và lực cản đào cũng tăng theo, khi φ tăng đến 90° thì lực cản đào riêng rất lớn và đạt giá trị $K_{1\max}$ (xem hình 4.1.14).

Khi φ giảm thì lực cản đào riêng cũng như lực cản đào sẽ giảm, đất di chuyển dọc bàn ủi nhanh hơn. Nhưng khi $\varphi < 45^\circ$ thì làm ảnh hưởng xấu đến quá trình tích đất trước bàn ủi cũng như quá trình cắt đất, đồng thời làm cho chiều dài bàn ủi rất lớn mới đủ để phủ kín chiều rộng máy cơ sở, sau khi bàn ủi đã quay đi góc φ . Vì vậy, I.A.Nhedarezov kết luận rằng:

Góc quay tối ưu của bàn ủi trong mặt phẳng ngang (tức góc đặt nghiêng của nó so với trục dọc của máy) là: $\varphi_0 = 50 \div 60^\circ$.

d) Ảnh hưởng của tốc độ di chuyển của dao cắt đến lực cản cắt của máy ủi

Từ trước đến nay, việc nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của dao cắt đến lực cản cắt và lực cản đào đối với các loại máy làm đất nói chung và với máy ủi nói riêng, chưa được quan tâm đầy đủ, mà mới chỉ có số ít tác giả nghiên cứu vấn đề này.

Năm 1956, người đầu tiên nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của dao cắt đến lực cản cắt là A.I.Surgutrevui. Bằng những kết quả nghiên cứu thực nghiệm của mình, ông đã chứng minh được rằng: Lực cản cắt riêng tăng khi tăng tốc độ di chuyển và góc cắt của dao cắt.

Sau đó một loạt các tác giả khác như: I.U.A.Vetrov; N.G.Dombrovski; A.N.Zelenhin; A.D.Dalin; A.I.Surgutrevui v.v... cũng đã nghiên cứu vấn đề này. Tất cả các tác giả này tuy chưa sâu tư nhiều vào việc nghiên cứu, song họ đều có chung một kết luận: Khi tốc độ di chuyển của dao cắt tăng thì lực cản cắt và lực cản đào cũng tăng theo. Trong đó I.U.A.Vetrov là người đã giành nhiều thời gian và công sức nghiên cứu kỹ quan hệ giữa lực cản cắt với vận tốc di chuyển của dao cắt khi máy làm việc.

Bằng kết quả nghiên cứu của mình, ông đã xây dựng được công thức sau:

$$W_v = k_v \cdot W_k \quad (4.1.28)$$

Trong đó:

W_v - Lực cản cắt ứng với tốc độ v_c bất kỳ của dao cắt;

k_v - Hệ số kể đến ảnh hưởng của các yếu tố vật lý trong quá trình cắt, nó phụ thuộc vào tốc độ cắt v_c và được xác định theo bảng dưới đây:

Hệ số ảnh hưởng đến các yếu tố vật lý: k_v

V_c (m/s)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k_v	1,00	1,04	1,05	1,08	1,10	1,15	1,19	1,24	1,30	1,70

W_k : Lực cắt để lưu thông chuyển động của các phân tử đất về các phía:

$$W_k = \frac{F \cdot \gamma \cdot v_c^2}{g} \cdot \frac{\sin \delta \cdot \cos \theta}{\sin(\delta + \theta)}$$

Thay W_k vào công thức (4.I.28), sẽ được:

$$W_v = k_v \frac{F \cdot \gamma \cdot v_c^2}{g} \cdot \frac{\sin\delta \cdot \cos\theta}{\sin(\delta + \theta)} \quad (4.I.28a)$$

Trong đó:

F - Diện tích tiết diện ngang của phoi cắt, m^2 ;

γ - Trọng lượng riêng của đất ở trạng thái tươi, kN/m^3 ;

v_c - Tốc độ di chuyển của dao cắt, m/s ;

δ - Góc cắt, độ;

θ - Góc tạo bởi quỹ đạo chuyển động của dao và phương chuyển động của các phân tử đất về các phía;

g - Gia tốc rơi tự do, m/s^2 .

Từ phương trình (4.I.28a) I.U.A.Vetrov đã xây dựng được đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực cản cắt và tốc độ di chuyển của dao cắt như (hình 4.I.15) dưới đây.

Trên đồ thị: (hình 4.I.15).

Đường cong số 1 đối với đất sét pha khi góc cắt của dao là 30° ;

Đường cong số 2 đối với đất sét pha khi góc cắt của dao là 45° ;

Đường cong số 3 đối với đất sét pha khi góc cắt của dao là 55° .

Nhìn vào công thức (4.I.29) và đồ thị (hình 4.I.15) ta kết luận được rằng:

Lực cản cắt tỷ lệ thuận với diện tích tiết diện ngang của phoi cắt và bình phương tốc độ di chuyển của dao cắt.

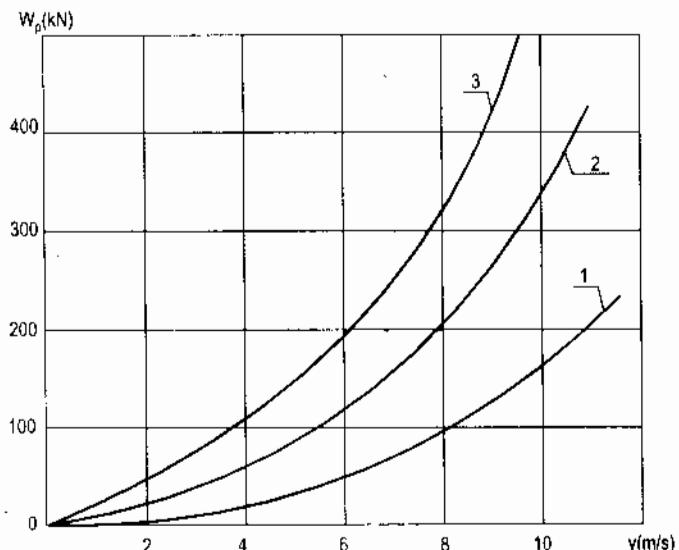
Góc cắt càng lớn, khi tăng tốc độ của dao cắt, lực cản cắt tăng càng nhanh.

Còn với N.G.Dombrovski, từ những kết quả nghiên cứu của mình, ông đã kết luận rằng:

Khi tốc độ dao cắt bằng ($3 \div 5$) m/s và góc cắt $\delta = (25 \div 35)^\circ$ thì lực cản cắt tăng $10 \div 15\%$.

Việc tăng tốc độ của dao cắt từ ($6 \div 7$) m/s khi góc $\delta = 40^\circ$ thì lực cản cắt tăng 28% và khi $\delta = 55^\circ$ thì lực cản cắt tăng 78%.

Như vậy, N.G.Dombrovski và I.U.A.Vetrov đều có chung một kết luận là: Góc cắt càng



Hình 4.I.15. Đồ thị biểu diễn ảnh hưởng của tốc độ cắt đến lực cản cắt ứng với các giá trị góc cắt khác nhau.
(Theo I.U.A.Vetrov).

nhỏ thì việc tăng tốc độ dao cắt sẽ làm tăng lực cản cắt ít hơn so với khi góc cắt có giá trị lớn.

Ngoài lực cản cắt, khi đào chuyển đất máy ủi còn chịu lực cản di chuyển khối đất trước bàn ủi, lực cản khi đất cuộn lên phía trên bàn ủi và lực cản ma sát do đất trượt dọc bàn ủi.

Các lực này không những phụ thuộc vào hệ số ma sát giữa đất và đất μ_2 , giữa đất và thép μ_1 mà còn phụ thuộc chủ yếu vào thể tích khối đất lăn trước bàn ủi và góc cắt của dao cắt. Thể tích khối đất trước bàn ủi càng lớn thì lực cản tác dụng lên máy khi làm việc càng lớn.

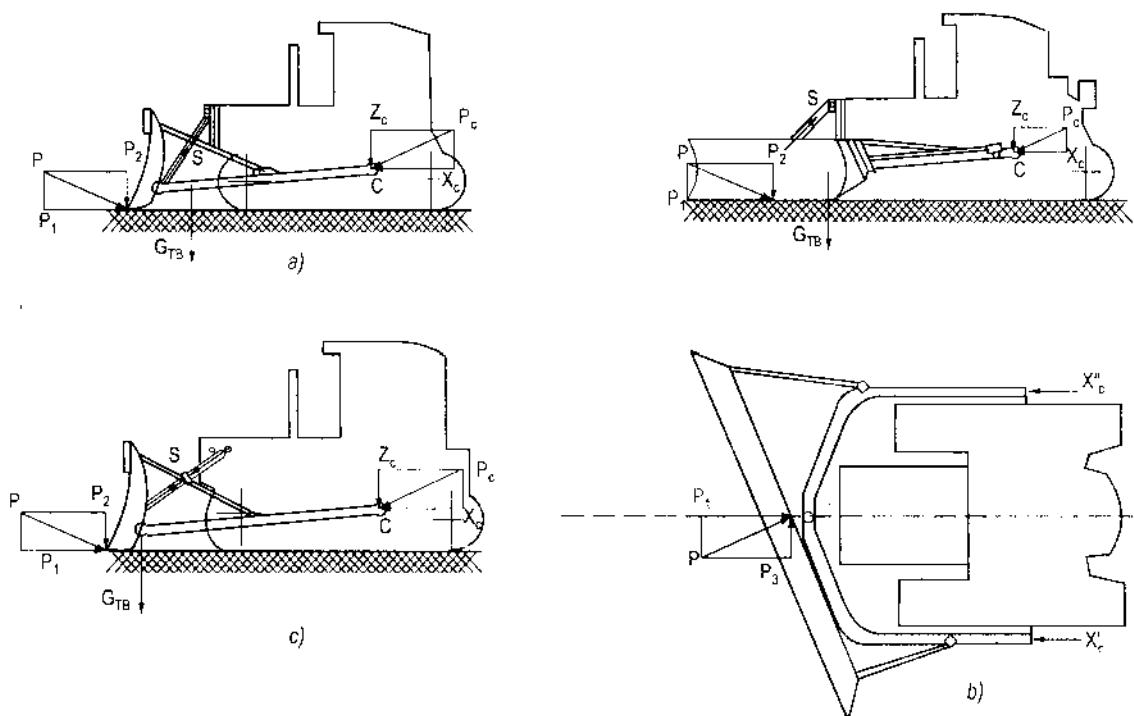
Thể tích của khối đất trước bàn ủi phụ thuộc vào các thông số profil của nó.

Việc xác định thể tích này theo phương pháp mới sẽ được trình bày ở phần tính năng suất máy ủi (mục 4).

3. Xác định lực tác dụng lên máy ủi

a) Sơ đồ lực tác dụng lên máy ủi

Sơ đồ lực tác dụng lên máy ủi được thể hiện trên hình 4.1.16.



Hình 4.1.16. Sơ đồ lực tác dụng lên máy ủi

- a) Máy ủi thường điều khiển bằng cáp; b) Máy ủi vận năng (bàn ủi quay) điều khiển bằng thủy lực; c) Máy ủi thường điều khiển bằng thủy lực.

Trong sơ đồ trên, các lực tác dụng lên máy úi gồm:

1. Trọng lượng thiết bị úi G_{TB} ;
2. Phản lực P của đất tác dụng lên dao cát được phân thành hai thành phần P_1 theo phương ngang và P_2 theo phương thẳng đứng. Riêng với máy úi vạn năng có thêm thành phần P_3 có phương vuông góc với trục dọc của máy.
3. Lực nâng S trong cơ cấu nâng thiết bị làm việc;
4. Phản lực tại khớp bản lề liên kết giữa khung úi với máy P_c . Phản lực P_c phân thành 2 thành phần: Theo phương thẳng đứng Z_c và theo phương ngang X_c .

b) Xác định các lực tác dụng lên máy úi

* Xác định trọng lượng thiết bị úi

Trọng lượng thiết bị úi G_{TB} được xác định theo công thức (4.I.17).

* Xác định phản lực của đất tác dụng lên bàn úi P :

+ Với máy úi thường:

Phản lực P được phân thành 2 thành phần: P_1 theo phương ngang và P_2 theo phương đứng. Để xác định giá trị của P_1 và P_2 , ta xét 2 trường hợp sau:

- Khi bàn úi bắt đầu ấn sâu dao cát xuống đất (dao bị mòn cùn). Trước bàn úi chưa có khối đất lăn (hình 4.I.17a).

Lúc đó: $P_1 = R_1$ và $P_2 = R_2$

R_1 và R_2 được xác định theo công thức (4.I.15) và (4.I.16).

Ở trường hợp này P_2 hướng lên và điểm đặt của P_1 và P_2 nằm tại mặt nền đất cơ bản.

- Khi nâng bàn úi ở cuối giai đoạn cắt đất và tích đất (hình 4.I.17b). Trước bàn úi đã có khối đất lăn. Khối đất này tạo ra áp lực N , nén vào lòng bàn úi. Dưới tác dụng của N , tại bề mặt làm việc của bàn úi xuất hiện lực ma sát F_{ms} , cản lại chuyển động của đất khi nó cuộn lên phía trên bàn úi:

$$F_{ms} = \mu_1 \cdot N \quad (4.I.29)$$

Mặt khác, từ (hình 4.I.9b) lực ma sát này được xác định theo công thức:

$$F_{ms} = G_d \cdot \mu_1 \cdot \cos\delta \quad (4.I.29a)$$

P_1 và P_2 được xác định theo công thức:

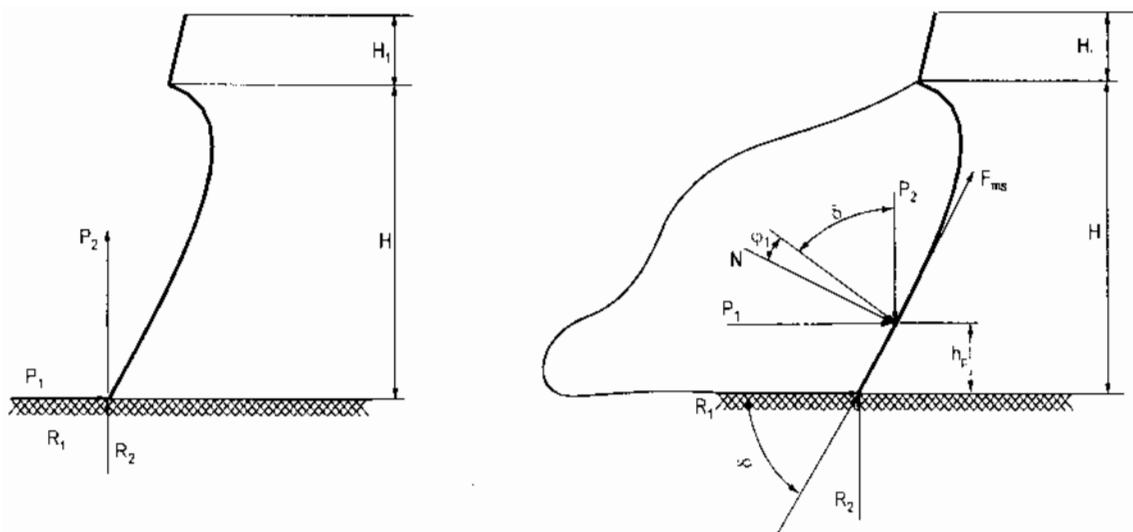
$$P_1 = N \cdot \sin(\delta + \varphi_1) + R_1 \quad (4.I.30)$$

$$P_2 = N \cdot \cos(\delta + \varphi_1) - R_2 \quad (4.I.31)$$

Ở trường hợp này lực P_2 hướng xuống và điểm đặt của P_1 , P_2 được nâng lên, cách mặt nền đất cơ bản một đoạn: $h_p = (0.20 \div 0.27) \cdot H$.

Trong đó: H - Chiều cao của bàn úi (không kể tám chắn phía trên);

μ_1 - Hệ số ma sát giữa thép và đất.



Hình 4.1.17. Phản lực của đất tác dụng lên bàn ủi

Để xác định áp lực N của khối đất trước bàn ủi, phải dựa vào phương trình (4.1.29) và (4.1.29a):

$$F_{ms} = \mu_1 \cdot N = G_d \cdot \mu_1 \cos\delta$$

Suy ra:

$$N = G_d \cdot \cos\delta \quad (4.1.32)$$

δ - Góc cắt; $\mu_1 = \operatorname{tg}\varphi_1$; φ_1 - Góc ma sát giữa thép và đất;

R_1, R_2 - Lực cản cắt có kể đến độ mòn cùn của dao cắt, theo phương tiếp tuyến và pháp tuyến.

G_d - Trọng lượng của khối đất trước bàn ủi được xác định theo công thức:

$$G_d = V, \rho = \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg}\gamma} \cdot \rho$$

Khi máy ủi làm việc gấp chướng ngại vật, ở dao cắt sẽ phát sinh tải trọng động. Lúc đó phản lực theo phương ngang của đất tác dụng dao cắt là lớn nhất:

$$P_{1\max} = P_{1c} + P_{1d} \quad (4.1.33)$$

Trong đó: P_{1c} - Lực cản tĩnh, tính theo lực kéo lớn nhất của máy kéo, được xác định theo điều kiện bám.

$$P_{1c} = T_{\max} = P_b = \varphi_{\max} \cdot G_b \quad (4.1.34)$$

Ở đây:

φ - Hệ số bám được, chọn theo bảng 4.1.5 phụ thuộc vào loại đất nơi máy ủi đang làm việc;

G_b - Trọng lượng bám của máy kéo cơ sở;

P_{1d} - Lực động được xác định trên cơ sở khảo sát máy ủi và chướng ngại vật như một hệ thống đàn hồi một bậc tự do.

$$P_{ld} = v_0 \sqrt{m \cdot C_0} \quad (4.I.35)$$

Ở đây: v_0 là tốc độ di chuyển của máy ủi được tính tại thời điểm máy bắt đầu bị quay tròn khi gặp chướng ngại. v_0 tương ứng với lực kéo tiếp tuyến lớn nhất nên thường chọn v_0 ở số I của máy kéo cơ sở.

m - Khối lượng của bàn ủi.

C_0 - Độ cứng tổng hợp của máy và chướng ngại vật.

$$C_0 = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2} \quad (4.I.36)$$

C_1 - Độ cứng của thiết bị ủi: $C_1 = \alpha \cdot G_{TB}$;

α - Hệ số độ cứng của thiết bị ủi trên 1 kG trọng lượng của máy kéo.

$$\alpha = (0,90 + 1,0), \frac{\text{kG/cm}}{\text{kG}}$$

G_{TB} - Trọng lượng của thiết bị, kG;

C_2 - Độ cứng của chướng ngại vật: $C_2 = \beta \cdot B$

β - Là độ cứng của chướng ngại trên một cm chiều rộng bàn ủi, $\frac{\text{kG/cm}}{\text{cm}}$

Với đất cấp II và III, $\beta = 2,8, \frac{\text{kG/cm}}{\text{cm}}$;

B - Chiều rộng bàn ủi, cm;

Mặt khác, có thể xác định gần đúng P_{ld} dựa vào hệ số tải trọng động:

$$k_d = \frac{P_{lmax}}{P_{lC}} = \frac{P_{lC} + P_{ld}}{P_{lC}} = 1 + \frac{P_{ld}}{P_{lC}}$$

Suy ra: $P_{ld} = (k_d - 1) \cdot P_{lC}$ (4.I.37)

Vậy: $P_{lmax} = P_{lC} + (k_d - 1) \cdot P_{lC} = k_d \cdot P_{lC}$ (4.I.38)

Thường $k_d = 1,5 \div 2,0$

Để xác định P_2 tiến hành giải phương trình (4.I.30) và (4.I.31) sẽ có:

$$N = \frac{P_1 - R_1}{\sin(\delta + \varphi_1)} = \frac{P_2 + R_2}{\cos(\delta + \varphi_1)}$$

Suy ra: $P_1 = (P_1 - R_1) \cdot \cotg(\delta + \varphi_1) - R_2$ (4.I.39)

Lực P_2 có giá trị max tại vị trí nâng bàn ủi lên ở cuối giai đoạn cắt đất và tích đất. Khi đó $R_1 = R_2 = 0$ và góc cắt δ có giá trị nhỏ nhất. Lực P_2 hướng xuống và được xác định theo công thức:

$$P_{2max} = P_1 \cdot \cotg(\delta + \varphi_1) \quad (4.I.40)$$

- Với máy ủi vạn năng:

Khi góc quay của bàn ủi φ khác 90° , thì phản lực P của đất tác dụng lên bàn ủi được phân thành 3 thành phần. Ngoài hai lực P_1 và P_2 (phù trình bày ở trên) còn thêm lực P_3 , có phương vuông góc với trục dọc của máy (hình 4.I.18). Dưới tác dụng của lực P_3 máy có xu hướng bị quay vòng. Để máy vẫn có thể di chuyển thẳng về phía trước khi làm việc thì giá trị lớn nhất của P_3 phải thỏa mãn điều kiện bám của cơ cấu di chuyển khi máy bị quay vòng:

$$P_3 \cdot l \leq M_p \Rightarrow P_3 \leq \frac{M_p}{l} \quad (4.I.41)$$

Trong đó: M_p - Momen cản quay vòng do tổng các phản lực ngang của mặt đất tác dụng lên cơ cấu di chuyển gây ra khi máy ủi quay vòng.

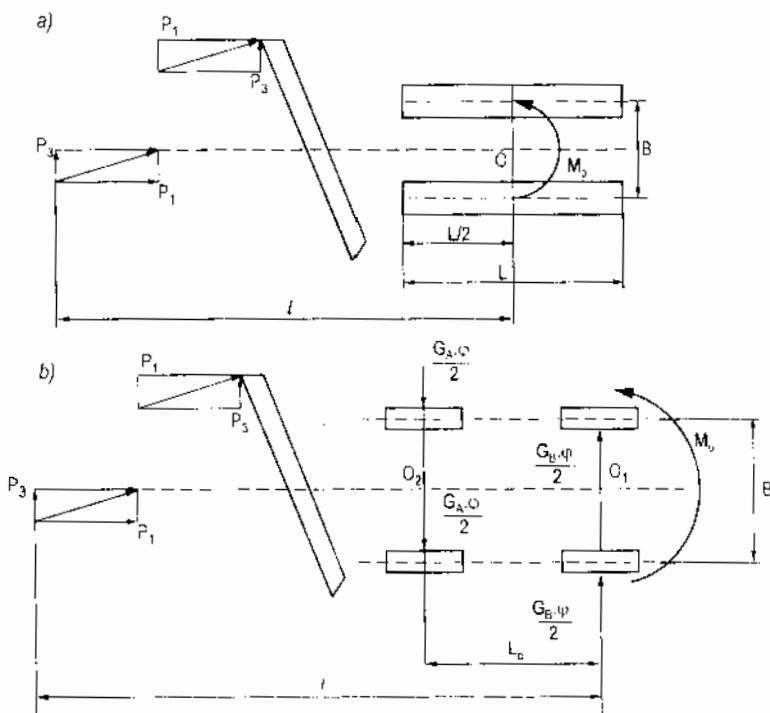
* Với máy ủi bánh xích: $M_p = \frac{\mu_p GL}{4}$ (4.I.42)

Trong đó:

μ_p - Hệ số cản quay vòng của máy kéo xích, $\mu_p = 0,7 \div 1,0$;

L - Chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển;

G - Trọng lượng máy ủi dồn lên dài xích di chuyển. Khi thiết bị ủi nâng khỏi mặt đất thì G chính là trọng lượng máy ủi. Khi thiết bị ủi nằm trên mặt đất thì G là trọng lượng máy kéo.



Hình 4.I.18. Phản lực của đất tác dụng lên bàn ủi vạn năng.

a) Máy ủi bánh xích, b) Máy ủi bánh hơi.

* Với máy ủi bánh hơi ta có:

$$M_{p1} = \varphi \cdot G_A \cdot L_0 \text{ và } M_{p2} = \varphi \cdot G_B \cdot L_0 \quad (4.I.43)$$

Trong đó:

φ - Hệ số bám của bánh xe chủ động với đất;

G_A, G_B - Trọng lượng máy ủi phân ra bánh trước và bánh sau của máy kéo.

L_0 - Khoảng cách giữa trục bánh xe trước và sau của máy kéo.

Khi lực P_3 làm máy ủi quay quanh điểm O_1 thì P_3 được xác định dựa vào mô men M_{p1} và theo công thức:

$$P_3 = \frac{M_{p1}}{l} \quad (4.I.44)$$

Còn khi P_3 làm máy ủi quay quanh điểm O_2 thì nó được xác định theo M_{p2} , nghĩa là:

$$P_3 = \frac{M_{p2}}{l - l_0} \quad (4.I.45)$$

Khi tính ổn định máy ủi trong mặt phẳng ngang (chống lại sự quay máy quanh một điểm cố định), ta lấy giá trị nhỏ hơn của P_3 ; được xác định trong hai trường hợp nói trên.

* Xác định lực trên cơ cầu nâng thiết bị ủi S :

Lực S được xác định từ hai vị trí làm việc chủ yếu của máy:

+ Vị trí thứ nhất:

Khi bắt đầu ấn sâu dao cắt xuống đất (giai đoạn cắt đất) (hình 4.I.19a)

Ở giai đoạn cắt đất lực trong cơ cầu nâng thiết bị ủi được xác định từ phương trình cân bằng mô men của các lực với điểm C.

$$S = \frac{G_{TB} \cdot l_0 + P_1 \cdot m + P_2 \cdot l}{r} \quad (4.I.46)$$

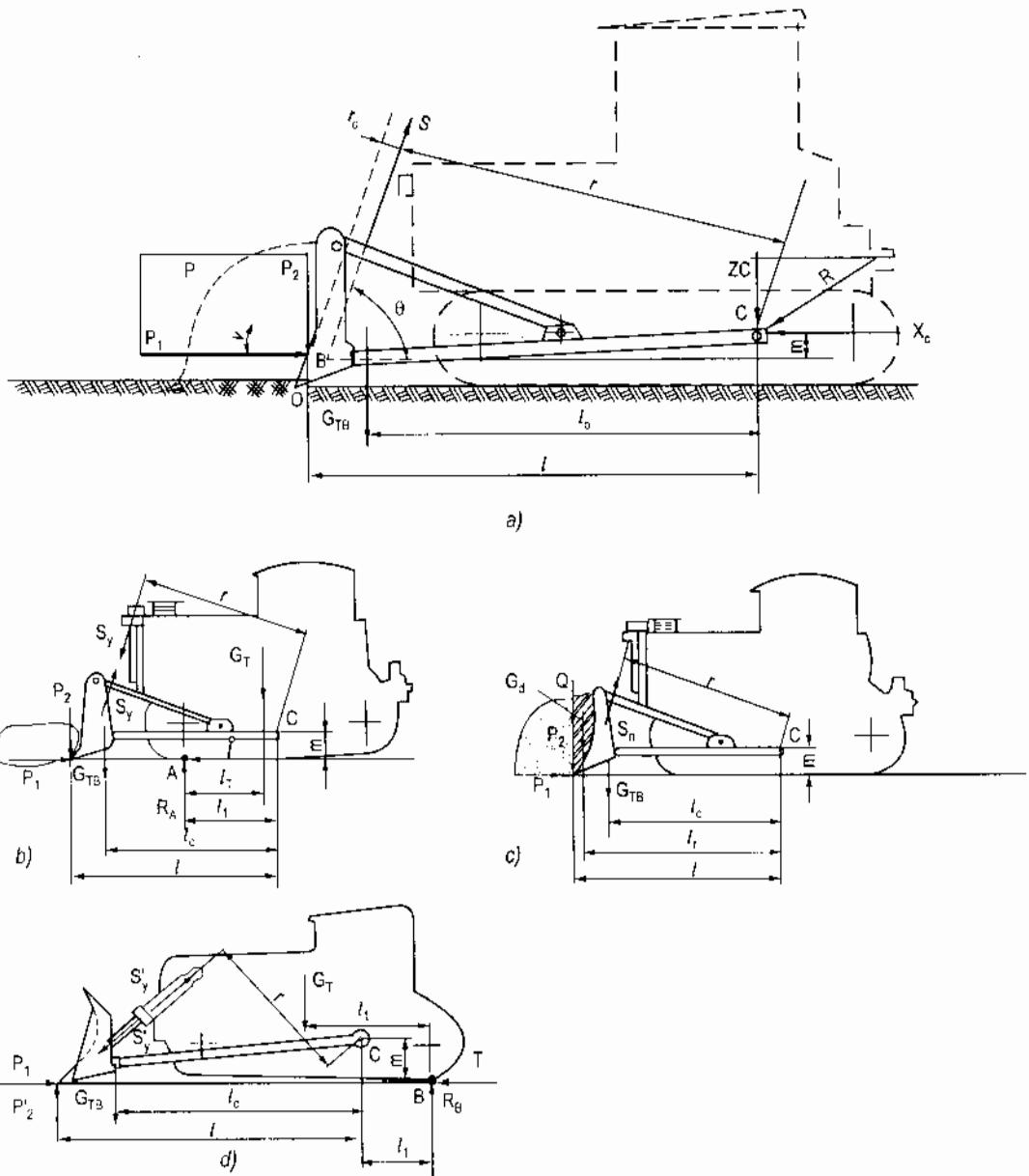
Thay giá trị $P_{2\max}$ từ công thức (4.I.40) vào phương trình trên ta xác định lực nâng lớn nhất:

$$S_{\max} = \frac{G_{TB} \cdot l_0 + P_{\max} [m + l \cotg(\delta + \varphi_1)]}{r} \quad (4.I.47)$$

Giá trị lớn nhất của S_{\max} trên cơ cầu nâng phải thỏa mãn điều kiện ổn định của máy:

$$S_{\max} \leq S_y \quad (4.I.48)$$

Trong đó: S_y là lực trên cơ cầu nâng được xác định từ điều kiện ổn định của máy ủi. Với máy ủi điều khiển bằng cáp, vị trí để xác định S_y là ở cuối quá trình cắt, trước bàn ủi dây đất, cơ cầu nâng làm việc để nâng thiết bị ủi, máy có xu thế lật quanh điểm A (hình 4.I.19b). Với máy ủi điều khiển bằng thủy lực, ngoài trường hợp nêu trên, S_y còn được xác định ở vị trí bắt đầu ấn dao cắt xuống đất để thực hiện quá trình cắt, máy có xu thế lật quanh điểm B (hình 4.I.19d).



Hình 4.1.19. Sơ đồ tính lực ở cơ cấu nâng thiết bị ủi

Khi máy ủi lật quanh điểm A (hình 4.1.19b) thì lực P_2 được xác định từ phương trình cân bằng mô men với điểm A và theo công thức:

$$P_2 = \frac{G_T \cdot l_T - G_{TB}(l_0 - l_1)}{l - l_1} \quad (4.1.49)$$

Trong đó: G_T và G_{TB} là trọng lượng của máy kéo và của thiết bị ủi.

Lực S_y trong cơ cấu nâng được xác định khi máy lật quanh điểm A từ phương trình cân bằng mô men với điểm C, theo công thức:

$$S_y = \frac{P_2 \cdot l + P_1 \cdot m + G_{TB} \cdot l_0}{r} \quad (4.I.50)$$

Ở đây: P_2 được xác định theo công thức (4.I.40);

P_1 được xác định theo công thức (4.I.34).

+ Vị trí thứ hai:

- Khi nâng thiết bị ủi ở cuối giai đoạn cắt đất phía trước bàn ủi đã được tích đầy đất. Đây là vị trí mà cơ cấu nâng làm việc nặng nề nhất. Những lực tác động lên thiết bị ủi trong trường hợp này, gồm:

* G_{TB} - Trọng lượng thiết bị ủi;

* G_d - Trọng lượng của khối đất được nâng cùng bàn ủi (phản có vạch chéo ở hình 4.I.19c);

* Q - Lực cản trượt giữa khối đất được nâng cùng bàn ủi và phần đất còn lại trong khối đất lăn trước bàn ủi;

* P_1 và P_2 : Phản lực của đất tại dao cắt;

* Z_c và X_c - Phản lực tại khớp liên kết giữa khung ủi và máy kéo (khớp bản lề C).

Trọng lượng khối đất được nâng cùng bàn ủi xác định theo công thức:

$$G_d = F_1 \cdot B \cdot \rho = \frac{B \cdot H^2 \cdot \rho}{2tg\gamma} \cdot K_1 \quad (4.I.51)$$

Trong đó:

K_1 - Hệ số tỷ lệ giữa thể tích khối đất được nâng cùng bàn ủi và thể tích phần đất còn lại của khối đất lăn trước bàn ủi, $K_1 = 0,2 \div 0,4$;

B, H - Chiều rộng và chiều cao bàn ủi, m;

ρ - Trọng lượng riêng của đất;

γ - Góc chảy tự nhiên của đất;

F_1 - Diện tích diện ngang của khối đất được nâng cùng bàn ủi (phản có gạch chéo ở hình 4.I.19c).

Lực cản trượt được xác định theo công thức:

$$Q = C \cdot F_2 \quad (4.I.52)$$

Trong đó:

C - Hệ số bám của đất và đất khi chúng trượt tương đối với nhau;

F_2 - Diện tích bề mặt trượt giữa khối đất được nâng cùng bàn ủi và phần đất còn lại trong khối đất lăn trước bàn ủi:

$$F_2 = B \cdot H_2 \quad (4.I.53)$$

B - Chiều rộng của bàn ủi;

H_2 - Chiều cao của bề mặt trượt nói trên, thường $H_2 = (0,7 \div 0,8) \cdot H$;

H - Chiều cao của bàn ủi.

Bảng 4.I.6. Trọng lượng riêng ρ , góc ma sát trong φ_2 , và hệ số bám C của đất

Trạng thái của đất	ρ , T/m ³	φ_2 , độ	C, N/cm ²
Đất ướt	1,7	28 ÷ 30	0,1
Đất ẩm	1,6	30 ÷ 45	0,5
Đất khô	1,2 ÷ 1,5	28 ÷ 35	2 ÷ 5

Lực nâng S_{max} trong trường hợp này được xác định từ phương trình mô men lấy với điểm C (hình 4.I.19c)

$$S_{max} = \frac{G_{TB} \cdot l_0 + G_d \cdot l_r + Q \cdot l + P_2 \cdot l + P_1 \cdot m}{r} \quad (4.I.54)$$

Trong đó:

P_1 - Xác định theo công thức (4.I.34);

P_2 - Xác định theo công thức (4.I.40).

Lực nâng S_{max} phải thỏa mãn: $S_{max} \leq S_y$.

S_y - Lực nâng được xác định từ điều kiện ổn định, máy lật quanh điểm A - điểm tựa phía trước của xích di chuyển (hình 4.I.19b).

Với máy ủi điều khiển bằng cáp, chỉ cần tính lực nâng theo công thức (4.I.54) ở vị trí thứ hai. Còn với máy ủi điều khiển bằng thuỷ lực thì phải tính S_n ở cả hai vị trí theo các công thức (4.I.47) và (4.I.54), rồi lấy giá trị lớn hơn để tính toán cơ cấu nâng thiết bị ủi và kiểm tra theo công suất của máy kéo.

Lực nâng để tính toán sức bền của các bộ phận trong cơ cấu nâng được xác định theo công thức:

$$S_t = S_y \cdot K_d \quad (4.I.55)$$

Trong đó:

K_d - Hệ số tải trọng động, $K_d = 1,35 \div 1,5$.

Mặt khác lực nâng S_{max} phải được kiểm tra theo công suất động cơ của máy kéo và phải thỏa mãn điều kiện để máy vừa nâng thiết bị ủi vừa di chuyển khi làm việc:

$$N_{de} \geq N_n + N_d = \frac{S_y v_n}{1000 \cdot \eta_n} + \frac{T_{max} \cdot v_d}{1000 \cdot \eta_d}, \text{ kW} \quad (4.I.56)$$

Trong đó:

N_{de} - Công suất động cơ của máy kéo cơ sở, kW;

N_n - Công suất tiêu hao cho cơ cấu nâng thiết bị ủi, kW;

N_d - Công suất tiêu hao cho việc di chuyển máy, kW;

S_y - Lực nâng xác định theo điều kiện ổn định, N;

v_n - Vận tốc nâng thiết bị ủi, thường chọn $v_n = 0,1 \div 0,2$, m/s;

v_d - Vận tốc di chuyển của máy khi làm việc, ứng với số I của máy kéo, m/s;

η_n - Hiệu suất cơ cấu nâng;

η_d - Hiệu suất cơ cấu di chuyển;

T_{max} - Lực kéo tiếp tuyến lớn nhất của máy kéo, được xác định theo lực bám.

$$T_{max} = \varphi \cdot G_{bám}, N \quad (4.I.57)$$

$G_{bám}$ - Trọng lượng bám của máy úi được xác định như sau:

Với máy úi bánh xích hoặc bánh hơi có tất cả các cầu đều là chủ động:

$$G_{bám} = G_T + G_{TB} + P_2; \quad (4.I.58)$$

Với máy úi bánh hơi, có một cầu chủ động phía sau:

$$G_{bám} = (0,5 \div 0,6) \cdot (G_T + G_{TB} + P_2) \quad (4.I.59)$$

Khi nâng thiết bị úi lên ở cuối giai đoạn đào đất, phía trước bàn úi dây đất, lúc đó cơ cấu nâng chịu lực lớn nhất. Đôi khi công suất động cơ máy kéo không đủ để thỏa mãn điều kiện (4.I.56), mặc dù máy đã di chuyển với vận tốc nhỏ nhất. Lúc đó, phải dừng máy, dồn toàn bộ công suất động cơ cho cơ cấu nâng để nâng thiết bị úi lên.

Riêng máy úi điều khiển bằng thuỷ lực, cần phải xác định lực đẩy của pittong khi ấn sâu cưỡng bức dao cắt vào đất ở giai đoạn bắt đầu đào. Lúc đó phản lực của đất P_2 hướng lên và được xác định từ phương trình cân bằng mô men với điểm lật B (hình 4.I.19d).

$$P'_2 = \frac{G_T \cdot l_T + G_{TB}(l_0 + l_1)}{l + l_1} \quad (4.I.49a)$$

Xét sự cân bằng lực của riêng thiết bị úi, sẽ xác định được lực đẩy của pittong trong xi lanh theo công thức:

$$S_d = \frac{P'_2 \cdot l - P_1 \cdot m - G_{TB} \cdot l_0}{r} = \frac{R_2 \cdot l - R_1 \cdot m - G_{TB} \cdot l_0}{r}$$

Thay R_2 từ công thức (4.I.5) và R_1 từ công thức (4.I.6) vào phương trình trên, sẽ nhận được:

$$S_d = \frac{k' \cdot x \cdot B \cdot (l - \mu_1 \cdot m) - G_{TB} \cdot l_0}{r} \quad (4.I.47a)$$

Ở đây: k' , x , B , μ_1 được chỉ dẫn tại công thức (4.I.5) và (4.I.6)

Lực S_d phải thỏa mãn điều kiện ổn định: $S_d \leq S'_y$.

Trong đó S'_y được xác định theo điều kiện máy bị lật quanh điểm B và phương trình cân bằng mô men với điểm C (hình 4.I.19d).

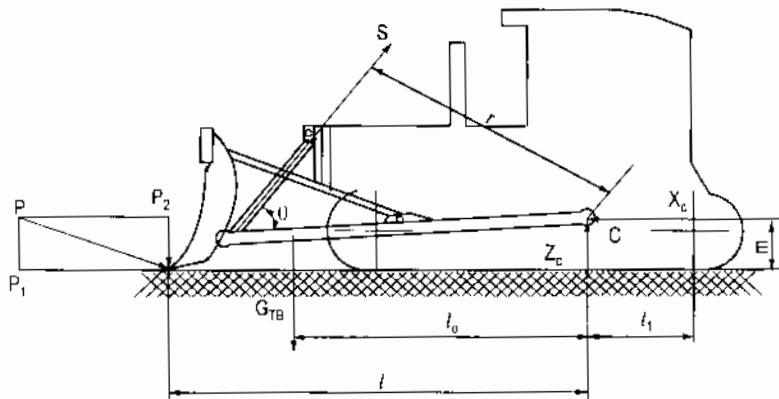
$$S'_y = \frac{P'_2 \cdot l - P'_1 \cdot m - G_{TB} \cdot l_0}{2} \quad (4.I.50a)$$

Trong đó:

P'_2 được xác định từ công thức (4.I.40) và P_1 từ công thức (4.I.34) với trọng lượng bám: $G_{tb} = G_t + G_{tb} - P'_2$ (đối với máy ủi bánh xích).

* Xác định phản lực tại khớp liên kết giữa khung ủi và máy kéo (hình 4.I.20):

Dưới tác dụng của các ngoại lực P_1 , P_2 , S và G_{tb} , tại khớp C liên kết giữa khung ủi và máy kéo sẽ xuất hiện phản lực R_C .



Hình 4.I.20. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp liên kết giữa khung ủi và máy kéo

Phản lực này được phân thành hai thành phần X_C và Z_C .

$$X_C = P_1 + S \cdot \cos\theta \quad (4.I.60)$$

$$Z_C = S \cdot \sin\theta - P_2 - G_{tb} \quad (4.I.61)$$

θ - Góc tạo bởi cáp nâng (hoặc cần của pittong) nâng thiết bị ủi và đường tâm trực của khung ủi, thường $0 = 45^\circ \div 75^\circ$.

X_C đạt giá trị lớn nhất khi dao cát của bàn ủi gặp chướng ngại vật, lúc đó:

P_1 được xác định theo công thức (4.I.34); P_2 được xác định từ công thức (4.I.40).

S được xác định từ công thức (4.I.47).

Khi máy ủi làm việc trên bê mặt dốc thì:

$$\left. \begin{array}{l} X_C = P_1 + S \cdot \cos\theta + G_{tb} \cdot \sin\alpha \\ Z_C = S \cdot \sin\theta - P_2 - G_{tb} \cdot \cos\alpha \end{array} \right\} \quad (4.I.62)$$

Trong đó: G_{tb} - Trọng lượng thiết bị ủi;

α - Góc nghiêng mặt làm việc của máy ủi so với phương ngang.

4. Nâng suất máy ủi

Để đánh giá hiệu quả sử dụng máy ủi người ta dùng các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cơ bản sau đây:

- Chi phí riêng quy đổi của máy ủi.
- Nâng suất sử dụng của máy ủi.

Đó cũng chính là các đặc trưng kỹ thuật cơ bản của máy ủi. Bởi vậy, cần phải xác định chính xác các chỉ tiêu này, để làm cơ sở cho việc đánh giá đúng hiệu quả sử dụng của máy ủi.

4.1. Xác định chi phí riêng quy đổi (ký hiệu : y)

Chi phí riêng quy đổi (tức là chi phí tiêu hao trên một đơn vị năng suất sử dụng của máy ủi), được xác định theo công thức sau đây:

$$y = \sum_{i=1}^n y_i p(i) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{Q_{si}} + \frac{S_i E}{Q_{si} T} \right] p_{(i)} \quad (4.1.63)$$

Trong đó:

n - Số lượng công trình làm việc của máy ủi trong một năm;

y_i - Chi phí tiêu hao cho một đơn vị năng suất sử dụng của máy khi thực hiện công trình thứ i;

C_i - Giá thành một ca máy làm việc tại công trình thứ i bất kỳ;

Q_{si} - Năng suất sử dụng theo ca của máy tại công trình thứ i;

S_i - Giá thành toàn bộ của máy (kể cả các thiết bị kèm theo);

T - Số ca làm việc của máy trong năm;

E - Hệ số sử dụng hiệu quả vốn đầu tư của máy;

$p_{(i)}$ - Tần suất làm việc của máy tại công trình thứ i.

Nhìn vào công thức (4.1.63), rõ ràng ta thấy:

Năng suất sử dụng của máy Q_s là thông số quan trọng nhất ảnh hưởng lớn đến chi phí riêng quy đổi y

4.2. Xác định năng suất máy ủi trong khi đào và chuyển đất

Từ trước đến nay, khi máy ủi thực hiện đào, chuyển đất thì năng suất sử dụng của máy ủi được xác định theo công thức sau:

$$Q_{đào} = \frac{3600 \cdot V \cdot k_1 \cdot k_{tg}}{T_{ck} \cdot k_t}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.1.64)$$

Trong đó:

V - Thể tích khôi đất trước bàn ủi ở trạng thái tươi, m^3 ;

k_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian $k_{tg} = 0,8 \div 0,9$;

k_t - Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ dốc nơi thi công đến năng suất của máy ủi, cho theo bảng (4.I.7):

Bảng 4.I.7. Giá trị hệ số độ dốc K_1

Góc nghiêng (độ)	$0 \div 50$	$5 \div 10^0$	$10 \div 15$	$15 \div 20$
k_1 (Khi lên xuống)	$1,0 \div 0,67$	$0,67 \div 0,50$	$0,5 \div 0,4$	-----
k_1 (Khi xuống dốc)	$1,0 \div 1,33$	$1,33 \div 1,94$	$1,94 \div 2,25$	$2,25 \div 2,60$

k_t - Hệ số tơi của đất;

T_{ck} - Thời gian một chu kỳ làm việc của máy ủi (s).

Năng suất sử dụng của máy ủi phụ thuộc vào hai thông số chính: V và T_{ck} .

Việc xác định chính xác hai thông số này có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác khi xác định năng suất máy ủi.

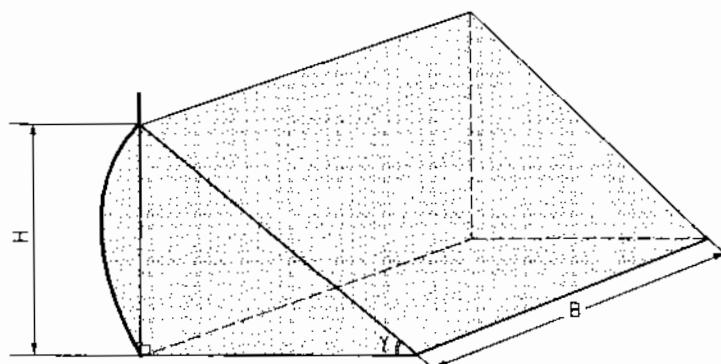
a) Xác định thể tích khối đất trước bàn ủi

Từ trước đến nay người ta thường xác định thể tích khối đất lân trước bàn ủi theo phương pháp gần đúng.

* Xác định thể tích khối đất này theo công thức cũ:

Coi thể tích này như một hình lăng trụ có đáy là một tam giác vuông (hình 4.I.21).

$$V = \frac{BH^2}{2\tan\gamma} \quad (4.I.65)$$



Hình 4.I.21. Mô hình xác định thể tích khối đất trước bàn ủi theo phương pháp cũ

Trong đó: B, H - Chiều rộng và chiều cao của bàn ủi, (m);

γ - Góc chảy tự nhiên của đất ở trạng thái tơi.

Thông thường $\gamma \approx 45^\circ$ nên:

$$V = \frac{BH^2}{2} = 0.5 BH^2 \quad (4.I.65a)$$

Phương pháp cổ điển này đã bỏ qua nhiều thông số profil của bàn ủi nên thiếu sự chính xác, dẫn đến việc xác định năng suất máy ủi và chi phí riêng quy đổi cho một đơn vị năng suất cũng không đảm bảo độ chính xác đầy đủ, gây khó khăn cho việc đánh giá hiệu quả sử dụng của máy ủi.

Dưới đây xin đề cập đến một phương pháp mới để xác định thể tích khối đất trước bàn ủi có kể đến tất cả các thông số profil của bàn ủi. Mô hình này được mô tả trên hình 4.I.21*.

* Xác định thể tích khối đất trước bàn ủi theo phương pháp mới:

Theo hình (4.I.21*a), thể tích V của khối đất trước bàn ủi sẽ là:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \quad (4.I.66)$$

Trong đó:

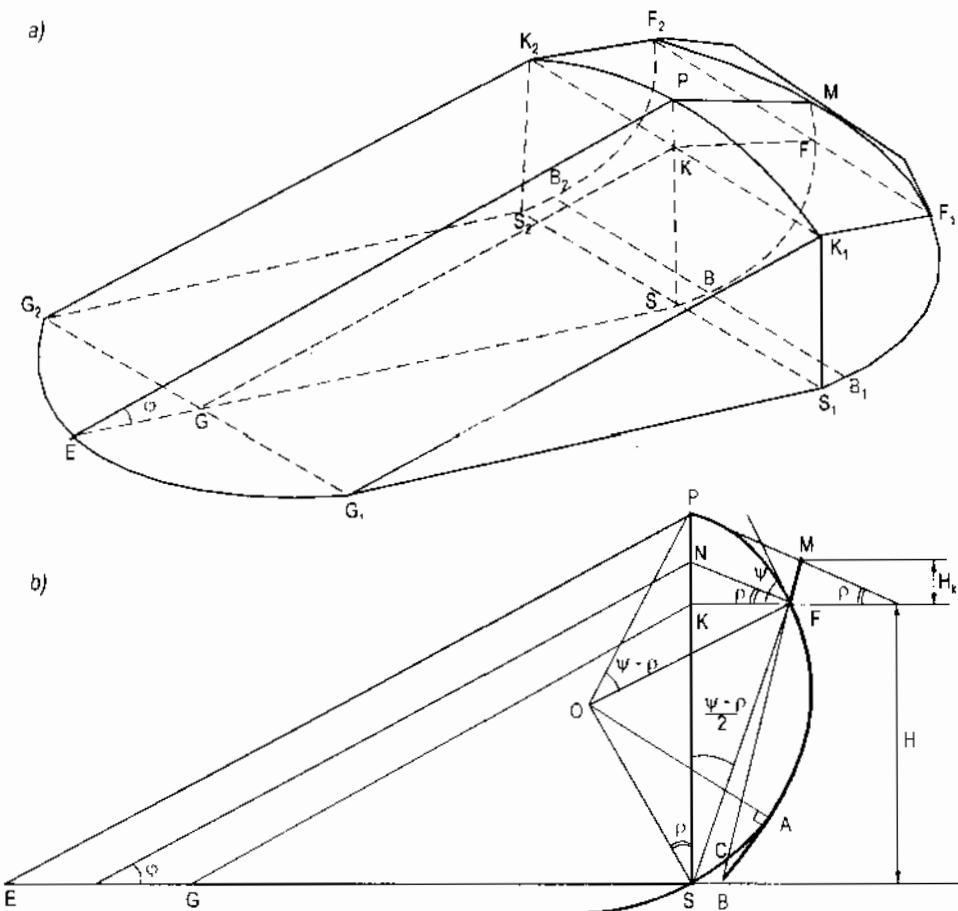
V_1 - Là thể tích hình lăng trụ tam giác giới hạn bởi $G_1 G_2 K_2 K_1 S_1 S_2$ (hình 4.I.21'a). Trên hình (4.I.21'b) đó là tam giác GKS.

Đây là thể tích mà bấy lâu nay vẫn được áp dụng để tính thể tích khối đất trước bàn ủi, theo công thức (*).

V_2 - Thể tích giới hạn bởi mặt trụ $G_1 E G_2 K_2 P K_1$ và hai mặt phẳng $K_1 K_2 G_2 G_1$; $K_1 P K_2 K$. Trên hình (4.I.21'b) đó là hình thang EGKP.

V_3 - Thể tích giới hạn bởi hai mặt cong $K_1 F_1 B_1 S_1$ và $S_2 B_2 F_2 K_2$ và các mặt phẳng $K_2 F_2 F_1 K_1$; $S_1 B_1 B_2 S_2$ và $S_1 K_1 K K_2 S_2$. Trên hình (4.I.16b) đó là hình phẳng SBAFK.

V_4 - Thể tích giới hạn bởi mặt cong $K_2 F_2 M F_1 K_1 P$ và các hình mặt phẳng $K_1 F_1 F_2 K_2$, $K_1 P K_2 K$. Trên hình (4.I.21'b) đó là hình thang KPMF.



Hình 4.I.21*. Mô hình xác định thể tích khối đất trước bàn ủi theo phương pháp mới

Vậy thể tích khối đất trước bàn ủi xác định theo công thức:

$$V = \sum_{i=1}^4 V_i \quad (4.I.66a)$$

Giá trị các V_i của một số loại máy ủi của hãng KOMATSU và Liên Bang Nga đã được xác định bằng thực nghiệm và lập thành bảng 4.I.8.

Từ kết quả tính toán theo bảng trên với các loại máy ủi khác nhau ta có thể rút ra được các công thức để xác định V_i theo V và V_1 như sau:

$$V_1 = (0,62 \div 0,63) V$$

$$V_2 = (0,20 \div 0,21) V = 0,33 V_1$$

$$V_3 = 0,15 V = 0,24 V_1$$

$$V_4 = (0,01 \div 0,02) V = 0,03 V_1$$

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 = V_1 + (0,33 + 0,24 + 0,03)V_1$$

$$\text{Vậy ta có: } V = (V_1 + 0,6V_1) = 1,6V_1.$$

Bảng 4.I.8. Giá trị thể tích đất trước bàn ủi (V) của một số máy ủi

Hãng sản xuất	Loại máy ủi	Các thông số hình học của bàn ủi				Thể tích khối đất trước bàn ủi, m ³				
		H.m	B.m	ψ , độ	H _k , m	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V
Liên Bang Nga	DZ - 42	0,80	2,56	75	0,16	0,82	0,27	0,20	0,02	1,31
	DZ - 101	0,95	2,86	75	0,19	1,29	0,42	0,31	0,04	2,06
	DZ - 54C	1,20	3,20	75	0,24	2,30	0,76	0,55	0,07	3,68
	DZ - 110	1,30	3,22	75	0,26	2,72	0,9	0,65	0,08	4,35
	DZ - 35 C	1,23	3,64	75	0,25	2,75	0,91	0,66	0,08	4,4
	DZ - 118	1,37	4,37	75	0,28	4,10	1,35	0,98	0,13	6,56
	DZ - 129	1,75	4,29	75	0,35	6,57	2,17	1,57	0,20	10,51
Komatsu	D - 150A	1,59	4,13	75	0,32	5,22	1,72	1,25	0,16	8,35
	D - 355A	1,88	4,32	75	0,37	7,63	2,52	1,83	0,23	12,21
	D - 375A	2,05	4,60	75	0,41	9,66	3,19	2,32	0,29	15,46
	D - 455A	2,14	4,8	75	0,43	11,0	3,63	2,64	0,33	17,60
	D - 555A	2,45	5,8	75	0,49	17,4	5,75	4,18	0,52	27,85

Ở đây: V_1 được xác định theo công thức (4.I.65a):

$$V_1 = \frac{BH^2}{2tg\gamma}$$

Do đó:

$$V = 1,6 \frac{BH^2}{2t\gamma}$$

Thông thường đất ở trước bàn ủi với trạng thái tươi thì:

$$\gamma = 45^\circ \rightarrow \operatorname{tg}\gamma = 1$$

Vậy

$$V = 0,8BH^2 \quad (4.I.67)$$

b) Xác định thời gian một chu kỳ làm việc của máy ủi

* Theo phương pháp cũ:

$$\left. \begin{aligned} T_{CK} &= t_1 + t_2 + t_3 + nt_d + mt_h + 2t_q \text{ (s)} \\ T_{ck} &= \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + \frac{L_3}{v_3} + nt_d + mt_h + 2t_q \end{aligned} \right\} \quad (4.I.68)$$

Trong đó:

t_1, t_2, t_3 - Thời gian đào, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu.

nt_d - Số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ (vào số). Thời gian một lần thay đổi tốc độ từ $(4 \div 5)$ s; $n = 3 \div 4$.

mt_h - Số lần và thời gian một lần nâng hạ bàn ủi. Thời gian một lần nâng hạ bàn ủi $t_h = (4 \div 5)$ s; $m = 3 \div 4$.

t_q - Thời gian một lần quay đầu máy ủi (nếu có): $t_q = 10$ (s).

L_1, L_2 - Tương ứng là chiều dài quãng đường đào, chuyển và đổ đất.

Thường: $L_1 = 7 \div 10$, m; $L_2 = 30 \div 60$, m

v_1, v_2, v_3 - Vận tốc của máy khi đào, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu (m/s). Theo kinh nghiệm có thể chọn:

v_1 - Ứng với số 1 của máy kéo cơ sở;

v_2 - Ứng với số 2 hoặc số 3;

v_3 - Ứng với vận tốc ở số cao nhất của máy kéo cơ sở.

Trong khi tiến hành xác định thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi theo phương pháp trên đã xem như máy ủi chuyển động đều trong từng giai đoạn làm việc của nó. Điều đó không đúng với thực tế vì máy ủi gặp rất nhiều yếu tố, làm ảnh hưởng đến sự chuyển động của nó khi làm việc như:

- Độ dốc của mặt đất nơi máy thi công.

- Dao cắt gặp chướng ngại vật trong khi đào đất.

- Nền đất không ổn định hoặc ướt đính gây hiện tượng trượt trơn cho cơ cấu di chuyển ...

Những yếu tố trên làm cho máy chuyển động không đều trong khi làm việc, ảnh hưởng đến thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi.

Dưới đây xin giới thiệu một phương pháp mới để xác định thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi có kể đến ảnh hưởng của các yếu tố đó.

* Xác định thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi, có kể đến yếu tố chuyển động không ổn định (Xác định theo phương pháp mới).

Thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi vẫn được xác định theo công thức:

$$T_{ek} = t_1 + t_2 + t_3 + nt_d + mt_h + 2t_q \text{ (s)} \quad (4.I.68a)$$

Nhưng các thành phần trong công thức trên được xác định có kể đến sự trượt trơn của cơ cấu di chuyển và độ dốc nơi làm việc. Cụ thể như sau:

(I) Thời gian đào

$$t_1 = \frac{L_1}{v_1} = \frac{L_1 \cdot T_d}{v_1 \cdot T_d} = \frac{L_1 \cdot B \cdot h \cdot k_d}{v_1 \cdot T_d} = \frac{V \cdot k_d}{v_1 \cdot T_d} \quad (4.I.69)$$

Trong đó:

L_1 - Chiều dài quãng đường đào đất, m;

T_d - Lực cản đào đất, $T_d = B \cdot h \cdot k_d$ (kN);

B và h - Chiều rộng và chiều sâu cắt, m;

k_d - Lực cản cắt riêng, kN/m^2 ;

V - Thể tích khối đất trước bàn ủi ở cuối giai đoạn đào, $V = L_1 \cdot B \cdot h$;

v_1 - Vận tốc di chuyển của máy khi đào đất, m/s.

Mặt khác, lực cản đào có thể được xác định dựa vào sự cân bằng với lực kéo tiếp tuyến tại thời điểm bắt đầu đào đất với chiều sâu cắt lớn nhất:

$$T_d = P_k - G (f \pm i)$$

Trong đó: P_k - Lực kéo tiếp tuyến được xác định theo lực bám.

$$T_d = G \cdot \varphi \cdot k_\varphi - G(f \pm i) = G \cdot \varphi \cdot k_\varphi \left(1 - \frac{f \pm i}{\varphi \cdot k_\varphi} \right) \quad (4.I.70)$$

Thay phương trình (4.I.70) vào công thức (4.I.69) ta được:

$$t_1 = \frac{k_d \cdot V}{v_1 \cdot G \cdot \varphi \cdot k_\varphi \left(1 - \frac{f \pm i}{\varphi \cdot k_\varphi} \right)}, \text{s} \quad (4.I.71)$$

Nếu kể đến sự trượt trơn của cơ cấu di chuyển và coi $v_1 T_d = m_1 N_{d/c} \cdot \eta$, sẽ có:

$$t_1 = \frac{k_d V}{m_1 N_{d/c} \eta (1 - \delta_k) \left(1 - \frac{f \pm i}{\varphi \cdot k_\varphi} \right)}, \text{s} \quad (4.I.71a)$$

Trong đó:

G - Trọng lượng sử dụng của máy ủi, kN;

m_1 - Hệ số chuyển đổi đơn vị từ tích số $v_1 T_d$ thành công suất $N_{d/c}$ (kW).

$$m_1 = 1 \frac{\text{kNm}}{\text{kW.h}} = \frac{3600 \text{ kNm}}{\text{kW.h}}$$

$N_{d/c}$ - Công suất động cơ của máy kéo cơ sở, kW;

η - Hiệu suất truyền động;

δ_k - Hệ số trượt trơn của cơ cấu di chuyển khi đào đất;

f - Hệ số cản di chuyển;

i - Độ dốc nơi làm việc. Dấu (+) khi lên dốc và ngược lại;

φ - Hệ số bám của máy kéo cơ sở;

k_φ - Hệ số trọng lượng bám. Với máy ủi xích: $k_\varphi = 1$.

Với máy ủi bánh hơi có hai cầu chủ động $k_\varphi = 1$.

Với máy ủi bánh hơi chỉ có cầu sau là chủ động thì: $k_\varphi = 0,65 \div 0,70$.

(2) Thời gian chuyển đất

$$t_2 = \frac{L_2}{v_2} = \frac{L_2 \cdot T_c}{v_2 \cdot T_c} = \frac{L_2 \cdot T_c}{m_1 N_{d/c} (1 - \delta_c) \eta}, \text{ s} \quad (4.I.72)$$

Trong đó: T_c - Tổng lực cản tác dụng lên máy trong khi chuyển đất, được xác định theo công thức sau:

$$T_c = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$$

Ở đây:

W_1 - Lực cản cắt xuất hiện khi chuyển đất đồng thời với việc cắt đất với chiều sâu cắt không đổi để bù lại sự rơi vãi đất trong khi vận chuyển, kN;

W_2 - Lực cản di chuyển khối đất lân trước bàn ủi, kN;

W_3 - Lực cản di chuyển khi đất cuộn lên phía trước bàn ủi, kN;

$W_4 = G (f \pm i)$ - Lực cản di chuyển máy ủi, kN;

W_5 - Lực cản do ma sát giữa dao cắt của bàn ủi và đất, kN.

Hay: $T_c = G (f \pm i) k_c$.

Trong đó:

G - Trọng lượng sử dụng của máy ủi, kN.

k_c - Hệ số kể đến ảnh hưởng của lực cắt và lực cản di chuyển khối đất trước bàn ủi đến quá trình chuyển đất, được xác định theo công thức:

$$k_c = 1 + \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_5}{G(f \pm i)}$$

L_2 - Chiều dài quãng đường chuyển đất và đổ đất, m.

δ_c - Hệ số trượt trơn khi chuyển đất.

v_2 - Vận tốc di chuyển của máy khi chuyển đất, m/s.

Cuối cùng thời gian vận chuyển đất được xác định theo công thức dưới đây (có kể đến sự trượt trơn của cơ cấu di chuyển):

$$t_2 = \frac{G \cdot L_2 (f \pm i) k_c}{m_1 N_{d/c} (1 - \delta_c) \eta}, \text{ s} \quad (4.I.72a)$$

(3) Thời gian chạy không tải về vị trí ban đầu

$$t_3 = \frac{L_1 + L_2}{v_3} = \frac{(L_1 + L_2) \cdot T_k}{v_3 \cdot T_k} \quad (4.I.73)$$

hay:

$$t_3 = \frac{G \cdot (L_1 + L_2) \cdot (f \pm i)}{m_1 N_{d/c} \eta (1 - \delta_v)}, \text{ s} \quad (4.I.74)$$

Trong đó:

v_3 - Vận tốc của máy ủi khi di chuyển không tải, m/s;

L_1, L_2 - Chiều dài quãng đường đào, chuyển và đổ đất, m;

T_k - Lực cản di chuyển máy khi chạy không tải: $T_k = G(f \pm i)$;

δ_v - Hệ số trượt trơn khi chạy không tải;

(4) Các thời gian phụ được xác định giống như phần trước

nt_d - Số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ (vào số);

mt_h - Số lần và thời gian một lần nâng hạ bàn úi ($m = 3$); thời gian một lần nâng hạ bàn úi: $t_h = 4 \div 5$ s;

t_q - Thời gian một lần quay đầu máy ủi (nếu có) $t_q = 10$ s.

Thay các công thức: (4.I.71a), (4.I.72a), (4.I.74), vào phương trình (4.I.68) sẽ xác định thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi theo phương pháp mới có kể đến sự trượt trơn của cơ cấu di chuyển bằng công thức sau:

$$T_{ck} = \frac{k_d V}{m_1 N_{d/c} \eta (1 - \delta_k) \left(1 - \frac{f \pm i}{\Phi \cdot k_\phi} \right)} + \frac{G L_2 (f \pm i) k_c}{m_1 N_{d/c} \eta (1 - \delta_c)} + \frac{G (L_1 + L_2) (f \pm i)}{m_1 N_{d/c} \eta (1 - \delta_v)} + nt_d + mt_h + 2tq, \text{ s} \quad (4.I.75)$$

Thay công thức (4.I.75) vào phương trình (4.I.64) ta xác định được năng suất máy ủi theo phương pháp mới:

$$Q_{\text{đao}} = \frac{3600V \cdot k_t \cdot k_{tg}}{\left[k_t \left(\frac{k_d V}{m_1 N_{dc} \eta (1-\delta_k)} \left(\frac{f \pm i}{1 - \frac{f \pm i}{\varphi \cdot k_\varphi}} \right) + \frac{G L_2 (f \pm i) k_c}{m_1 N_{dc} \eta (1-\delta_c)} + \frac{G (L_1 + L_2) (f \pm i)}{m_1 N_{dc} \eta (1-\delta_v)} + m t_d + m t_h + 2 t_q \right) \right]} \quad (4.I.76)$$

Ta thấy năng suất tính theo công thức mới này có kể đến điều kiện chuyển động không ổn định của máy. Nó phụ thuộc chủ yếu vào công suất của máy, hệ số trượt trơn của cơ cấu di chuyển khi làm việc và chiều dài quãng đường chuyển đất L_2 . Với mỗi máy úi nhất định thì năng suất phụ thuộc chủ yếu vào chiều dài quãng đường chuyển đất. Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa năng suất máy và chiều dài quãng đường chuyển đất L_2 được xây dựng dựa vào công thức 4.I.76 và được mô tả trên hình 4.I.22).

Trong đồ thị trên:

Đường 1 ứng với máy úi có $N_{dc} = 50 \div 80$ mã lực.

Đường 2 ứng với máy úi có $N_{dc} = 80 \div 100$ mã lực.

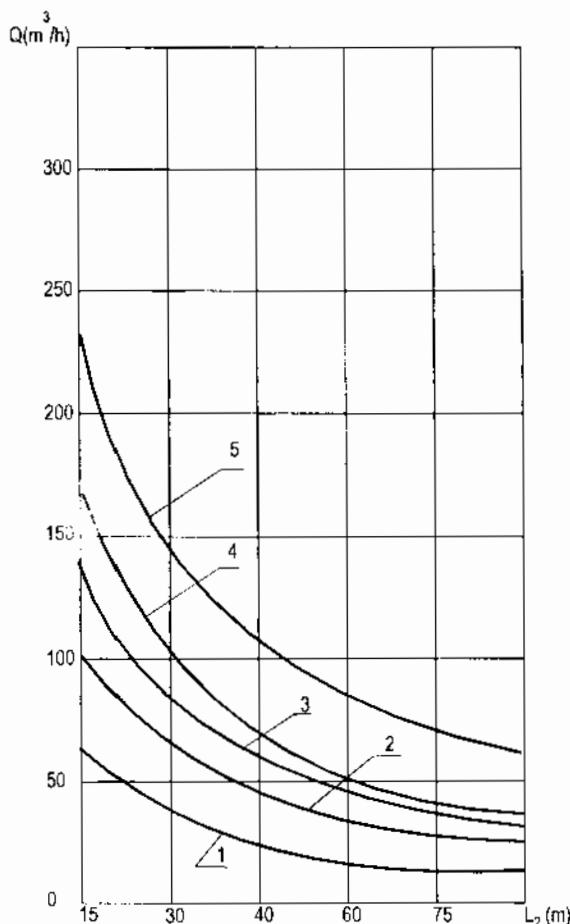
Đường 3 ứng với máy úi có $N_{dc} = 100 \div 150$ mã lực.

Đường 4 ứng với máy úi có $N_{dc} = 150 \div 250$ mã lực.

Đường 5 ứng với máy úi có $N_{dc} = 250 \div 300$ mã lực.

Nhìn vào đồ thị rõ ràng ta thấy rằng: khi chiều dài quãng đường chuyển đất tăng thì, năng suất máy úi giảm rõ rệt.

Máy úi có công suất càng lớn thì khi chiều dài quãng đường chuyển đất càng xa, năng suất máy càng giảm nhiều hơn so với máy có công suất nhỏ và vừa.



Hình 4.I.22. Quan hệ giữa năng suất máy úi và quãng đường chuyển đất L_2

4.3. Biện pháp nâng cao năng suất máy ủi khi đào chuyển đất

Nhìn vào công thức (4.1.64), ta thấy rằng:

Để nâng cao năng suất mũi ủi khi đào chuyển đất, cần phải sử dụng các biện pháp sau:

1. Tăng thể tích khối đất trước bàn ủi bằng cách:

- Dùng hai máy ủi làm việc đồng thời và song hành với nhau.

- Tạo ra bờ đất ở hai bên trước khi cho máy ủi đào chuyển đất giữa hai bờ đó, do vậy mà giảm được lượng đất rơi vãi sang hai bên trong khi máy ủi chuyển đất về phía trước.

- Với máy ủi thường (bàn ủi không quay), cần hàn thêm tấm chắn ở hai đầu bàn ủi, nhờ vậy cũng giảm lượng đất rơi vãi.

2. Trong thi công, cần có các biện pháp tổ chức thi công hợp lý; chăm sóc bảo dưỡng máy thường xuyên, theo đúng quy phạm để nâng cao khả năng làm việc của máy. Nhờ vậy làm tăng hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy và tăng năng suất máy.

3. Cần phải giảm thời gian chu kỳ làm việc của máy bằng cách:

- Sử dụng thật hợp lý chế độ lực kéo tiếp tuyến của máy trong từng giai đoạn làm việc, nghĩa là phải cho máy di chuyển với các vận tốc khác nhau tùy thuộc vào giá trị lực cản tác dụng lên máy trong các giai đoạn của một chu kỳ làm việc.

- Trong điều kiện có thể, nên cho máy làm việc xuống dốc (tránh làm việc lên dốc) để giảm lực cản dốc, do đó giảm thời gian chu kỳ làm việc và tăng năng suất máy.

- Khi thi công gấp nền đất yếu nên chọn máy ủi bánh xích để tránh hiện tượng trượt trơn của cơ cấu di chuyển làm cho máy chuyển động ổn định, do đó càng làm giảm thời gian chu kỳ làm việc của máy.

4. Nếu cự li đào - chuyển đất lớn hơn 100m thì cho máy thi công theo kiểu "cuốn chiếu", nghĩa là phân chia thành các đoạn thi công có cự li thích hợp từ $30 \div 60$ m. Máy ủi thi công xong từng đoạn đó, rồi mới thi công đến đoạn tiếp theo.

4.4. Xác định năng xuất máy ủi khi san đất

$$Q_s = \frac{3600L(B \sin\varphi - C)k_{tg}}{n \left(\frac{L}{v} + t_q \right)}, \text{ m}^2/\text{h} \quad (4.1.77)$$

Trong đó:

L - Chiều dài vùng san, m;

B - Chiều rộng bàn ủi, m;

φ - Góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang, độ;

C - Chiều rộng mà bàn ủi trùng lênh nhau giữa hai lần san $C = (0,3 \div 0,5)$ m;

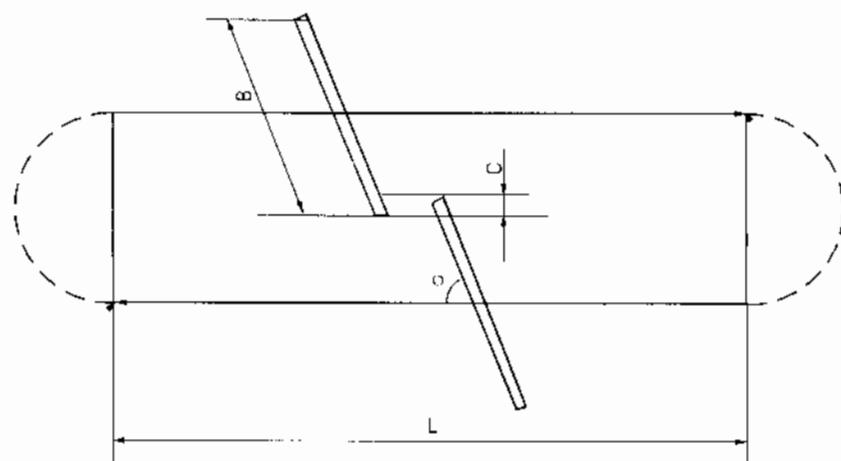
n - Số lần san đất tại một tuyến để đạt độ phẳng theo yêu cầu. Thường $n = (1 \div 3)$ lần;

v - Vận tốc di chuyển của máy khi san đất, m/s;

Theo kinh nghiệm có thể chọn: $v = (0,9 \div 1,0) \text{ m/s}$;

t_q - Thời gian một lần quay đầu máy san; $t_q = 10\text{s}$;

k_{tq} - Hệ số sử dụng thời gian; $k_{tq} = 0,8 \div 0,9$.



Hình 4.I.23. Sơ đồ tính năng suất máy úi khi san đất.

Bảng 4.I.9. Số liệu để tính năng suất máy úi

STT	Loại đất	Máy úi (máy kéo cơ sở)	Độ dốc i	Cự ly làm việc
1	Cát	DZ-90C(T-130)	+0,03	$l_d = 5\text{m}$
2	Á cát	DZ-62(DT-75)	+0,04	$l_{vc} = 30\text{m}$
3	Đất lắn thực vật	DZ-104A(T-4AP)	+0,03	$l_{xx} = 40\text{m}$
4	Sỏi	DZ-90C(T-130)	+0,03	
5	Á sét	DZ-35C(T-180G)	+0,02	
6	Đá dăm	D5C(5P)	+0,05	$l_d = 4\text{m}$
7	Á cát	DZ-54C(T-100MG)	-0,03	$l_{vc} = 40\text{m}$
8	Đất khô	D6D(6S)	+0,03	$l_{xx} = 45\text{m}$
9	Đất lắn thực vật	D6D(6S)	-0,02	
10	Cát	DZ-54C(T-100MG)	+0,06	
11	Á cát	D5C(5P)	-0,02	$l_d = 5\text{m}$
12	Á sét	D7G(7S)	+0,04	$l_{vc} = 50\text{m}$
13	Đất khô	DZ-90C(T-130)	-0,05	$l_{xx} = 60\text{m}$
14	Đá dăm	D7G(7S)	-0,02	
15	Cát	D8N(8A)	+0,04	
16	Sỏi	D6D(6S)	-0,02	$l_d = 4,5\text{m}$

Bảng 4.I.9. (tiếp theo)

STT	Loại đất	Máy úi (máy kéo cơ sở)	Độ dốc i	Cự ly làm việc
17	Đất lắn thực vật	D5C(5P)	+0,04	$l_w = 40m$
18	Đá đậm	D8N(8A)	+0,03	$l_w = 45 m$
19	Á cát	D7G(7S)	+0,03	
20	Cát	DZ-62(DT-75)	-0,03	
21	Á sét	DZ-90C(T-130)	-0,04	$l_d = 5m$
22	Đất lắn thực vật	DZ-54C(T-100MG)	+0,08	$l_w = 45m$
23	Á cát	D8N(8A)	-0,02	$l_w = 50 m$
24	Cát	D5C(5P)	+0,02	
25	Đất lắn thực vật	DZ-90C(T-130)	+0,07	

Bảng 4.I.9a. Tính chất cơ lý của đất

Loại đất	Nhóm	$\gamma, kg/m^3$	k_i	μ_1	μ_2
Cát	I	1500	1,1	0,53 - 0,62	0,27 - 0,6
Á cát	I	1650	1,2	0,53 - 0,62	0,27 - 0,6
Á sét	II	1750	1,2	0,65 - 0,7	0,5 - 0,6
Đất khô	III	1300	1,1	0,53 - 0,7	0,3 - 0,42
Sỏi	II	1800	1,2	0,62	0,34 - 0,7
Đá đậm	I	1750	1,15	0,7	0,4 - 0,6
Đất lắn thực vật	I	1200	1,15	0,53 - 0,7	0,3 - 0,42

Bảng 4.I.9b. Hệ số lưỡng cùn $k_y, N/m$

Chiều rộng bì cùn, mm	Nhóm đất		
	I	II	III
5	60 - 120	150 - 250	400 - 500
10	25 - 400	500 - 700	800 - 1000
15	450 - 700	600 - 1000	1100 - 1300

Bảng 4.I.9c. Hệ số kể đến độ dốc, k_d

Góc lên dốc độ	k_d	Góc xuống dốc, độ	k_d
0 - 5	1,00 - 0,67	0 - 5	1,00 - 1,33
5 - 10	0,67 - 0,5	5 - 10	1,33 - 1,94
10 - 15	0,5 - 0,4	10 - 15	1,94 - 2,25
		15 - 20	2,25 - 2,68

Bảng 4.I.10. Đặc tính kỹ thuật của máy kéo cơ sở

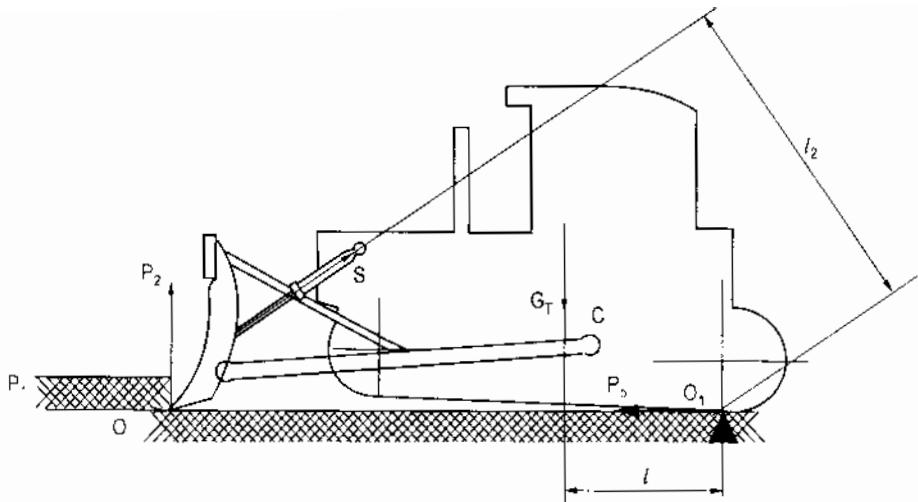
Thông số	DYI-75	T-74	T-4A	T-100	T-130	T-180	DET-250	T-150K	T-220
Công suất động cơ, kW	55	55	100	74	118	130	220	120	160
Lực kéo, kN	30	30	40	100	100	150	250	30	150
Tốc độ, km/h									
tiến.....	5; 5,58 6,21; 6,9 7,67	2,14-10,6 4,66; 5,2 6,35; 7,37 8,53; 9,25	3,74; 4,03 4,51 5,13 6,45 10,15 8,87 10,27 12,2	2,36 3,78 4,4 5,06 7,44 13,09			2,3-15	8,53 0,8 11,40 13,38 18,55	10,08 17,6
lùi	3,42-4,28	1,76-5,81	4,96; 5,47	2,79 3,46 4,46 6,34; 7,04	3,56 4,96 7,14 5,34 9,9 7,16	3,12-8,9	2,3-15	14,6 24,90 29,12	
Kích thước bao, mm									
Chiều dài	3075	3600	4425	4313	4390	5800	6236	5885	5180
Chiều rộng	1740	1840	1952	2460	2475	2740	3116	2220	2795
Chiều cao	2273	2300	2568	3059	3080	2800	3180	2825	3020
Khối lượng máy kéo, t	5,6	5,9	8	12,1	14	14,35	25	7,4	17

5. Tính ổn định máy ủi

Máy ủi cần được kiểm tra ổn định ở hai vị trí sau:

a) Dao cắt của bàn ủi gấp chướng ngại khi bắt đầu án sâu xuống đất

Trường hợp này để tính ổn định cho máy ủi điều khiển bằng thủy lực. Máy có xu hướng lật quanh điểm O_1 , mô men gây lật chủ yếu là do lực trọng cơ cấu nâng S gây ra (hình 4.I.24). Máy ủi điều khiển bằng cáp ở trường hợp này thường không cần tính ổn định vì lúc đó lực nâng trong pa lăng cáp xem như bằng 0 ($S = 0$).



Hình 4.I.24. Sơ đồ tính ổn định máy ủi
ở vị trí bàn ủi bắt đầu ấn sâu dao cắt vào đất

Hệ số ổn định trong trường hợp thứ nhất được xác định theo công thức sau:

$$k_{od} = \frac{M_G}{M_L} = \frac{G_T \cdot l_1}{S \cdot l_2} \geq 1,15 \quad (4.I.78)$$

Trong đó:

$M_G = G_T \cdot l_1$ - Mô men chống lật (mô men giữ ổn định cho máy);

$M_L = S \cdot l_2$ - Mô men gây lật máy ủi quanh điểm O_1 ;

G_T - Trọng lượng máy ủi.

S - Lực trong cơ cấu nâng thiết bị ủi, được xác định theo công thức:

$$S_{max} = \frac{G_{TB} \cdot l_0 + P_{lmax} [m + l \cotg(\delta + \varphi_b)]}{r}$$

P_{lmax} - Lực cản đào lớn nhất theo phương ngang khi dao cắt gặp chướng ngại vật;

$$P_{lmax} = P_b = \varphi_b \cdot G_b$$

l_0, l_1, l_2 - Cánh tay đòn của các lực tương ứng G_T, S với điểm O_1 ;

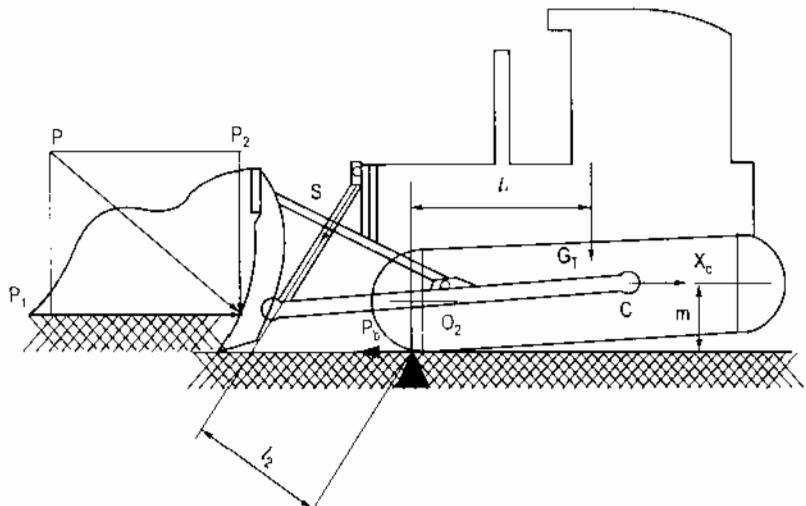
P_b - Lực bám giữa cơ cấu di chuyển với mặt đất;

φ_b - Hệ số bám của máy kéo;

G_b - Trọng lượng bám của máy kéo.

Ở trường hợp này vì điểm đặt của P_1 là O và điểm lật O_1 cùng nằm trong mặt phẳng ngang nên khi tính toán, có thể xem phản lực tại khớp C do P_1 gây ra có giá trị nhỏ và không ảnh hưởng đến độ ổn định của máy. Mô men gây lật máy quanh điểm O_1 chủ yếu do lực nâng S gây ra.

Lúc đó, lực nâng S sẽ đạt giá trị lớn nhất và máy dễ bị lật nhất.



Hình 4.I.25. Sơ đồ tính ổn định máy ủi ở vị trí bàn ủi bắt đầu được nâng lên ở cuối quá trình đào đất

b) Bàn ủi bắt đầu được nâng lên ở cuối quá trình đào

Khi đó phía trước bàn ủi có dây đất, máy có xu thế lật quanh điểm O_2 (hình.4.I.25). Trường hợp này để tính ổn định cho cả máy ủi điều khiển bằng thủy lực và bằng cáp. Muốn nâng được thiết bị ủi lên thì:

Lực nâng S phải thắng được lực cản do áp lực của khối đất trước bàn ủi tác dụng vào bàn ủi. Khi đó điểm đặt của lực P_1 được nâng lên, phương của lực P_1 xem gần đúng trùng với đường tâm của khung ủi tức là đi qua điểm C , nên phản lực X_c tại khớp C do P_1 sinh ra sẽ tạo ra mô men giữ ổn định cho máy quanh điểm lật O_2 .

Mô men chống lật được xác định theo công thức:

$$M_G = G_T \cdot l_1 + X_c \cdot m = G_T \cdot l_1 + P_1 \cdot m$$

Trong đó: X_c - Phản lực theo phương ngang tại khớp C do P_1 sinh ra; $X_c = P_1$;

P_1 - Lực cản theo phương ngang do áp lực của khối đất trước bàn ủi tác dụng lên khung ủi;

Mô men lật do lực nâng S trong cơ cấu nâng tạo ra.

$$M_L = S \cdot l_2$$

Hệ số ổn định đối với trường hợp thứ hai được xác định theo công thức:

$$K_{od} = \frac{M_G}{M_L} = \frac{G_T \cdot l_1 + X_c \cdot m}{S \cdot l_2} = \frac{G_T \cdot l_1 + P_1 \cdot m}{S \cdot l_2} \geq 1.5 \quad (4.I.79)$$

Từ công thức(4.I.79) có thể xác định được lực lớn nhất trong cơ cấu nâng theo điều kiện ổn định của máy ủi:

$$S_{max}^y \leq \frac{G_T \cdot l_1 + P_{lmax}}{1,5l_2} \quad (4.I.80)$$

Sở dĩ chọn giá trị hệ số ổn định trong trường hợp này tương đối lớn ($K_{od} = 1,5$) là vì có kế đến ảnh hưởng do độ dốc nơi máy làm việc đến sự ổn định của nó.

Bảng 4.I.12. đặc tính kỹ thuật máy ủi trên thế giới

Hãng và nước sản xuất	Mã hiệu	Kích thước giới hạn				Kiểu rộng một bát xích (mm)	Áp lực lên đất (KG/cm ²)	Kiểu điều kiển luôi ủi (mm)	Vận tốc di chuyển			Sức kéo lớn nhất (T)	Động cơ Công suất thiết kế (CV)	Chiều cao (mm)	Lưỡi ủi	Trọng lượng lưỡi ủi (T)		
		Dài (mm)	Rộng (mm)	Cao (mm)	Tiền (km/h)				Lùi (km/h)	Tiền (km/h)	Lùi (km/h)							
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)
02.4	5,3	4335	2280	2300			530	0,48	Thủy lực	6.379	2.85			54	2280	800	0,84	
{D-159B}	D-444	6,25	4450	2560	2300		530	0,48	Thủy lực					54	2560	800	0,63	
D-275	16,85	6700	3200	2600				0,39	Cơ học		13,3			140	3180	1550	2,73	
D-275A	17,785	6705	3350	2800				0,39	Cơ học	8.7/12	13,3			140	3350	1345	2,935	
DZ-9B	18,865	6705	3350	2800			700		Cơ học			D-180		180	3350	1380	2,855	
LIEN BANG (D-521)	16,965	6656	4480	2800			700		Thủy lực	2.86/12		13,82	D-180	180	THẮNG	3920	1350	1,995
NGA	D-271A	13,3	5100	3030	2985		500	0,56	Cơ học	3.21/7,49	9,0	D-108	108		3030	1100	1,00	
D-494A	13,35	5150	3030	2885			500		Thủy lực		9,5	D-108	108		3030	1100	1,585	
D-334	28,5	6690	4590	3180			690		Thủy lực		V-30	300		4500	1400	3,2		
D-271	13,33	5100	3030	2985			500		Cơ khí		KDM-100	105		3030	1100	1,58		
DZ-24A	18,8	6656	4430	2800			700		Cơ khí	2.86/12	3.21/7,49	13,82	D-180	180		3920	1350	3,79
{DZ-521A}	DZ-42	6,93	4500	3100	2300		390	0,51	Thủy lực	5.15/10,05	4,41	3,0	XMD-14	75		2520	800	0,15
{D-606}	DZ-43	8,9	5100	3490	2350		390	0,28	Thủy lực	5,1/8,8	10,85	3,0	XMD-14	75		3460	500	1,6
{D-607}	DZ-53	13,92	5300	8200	3040		500	0,57	Cơ khí	2.36/10,13	2.8/7,6	9,0	D-108	103		3200	1200	2,12
{D-666}																		

Bảng 4.1.12 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)
LIÊN BANG NGA	DZ-17A (D-492A)	14	6300	3940	3050	500	0.57	CƠ KHÍ	6.4/10.1	9	D-108	108		3940	1000	2.2		
	DZ-54S (D-687S)	14	5300	3200	3040	500	0.56		6.4/10.1	9.5	D-108	108		3260	1200	2.04		
	DZ-27S (D-532S)	15.71	5180	3242	3200	500	0.58		3.28/11.2	10	D-130	140		3200	1300	1.91		
	DZ-34K (D-572S)	32.12	7038	4540	3180	690		THỦY		25	V-30	300	THÁNG	4560	1550	4.4		
	BU-55	6.85	4750	3500	2240	530	0.48	LỰC	6.3/17.9	54			2500	830	0.9			
	DZ-29A (D-535A)	6.37	4630	3100	2300	390	0.56		7.7/11.4	3.35	XDM-	74		2560	800/950	0.8		
	DZ-35S (D-575A)	17.9	6490	3640	2825	700	0.56		8.7/12	13.82	D-180	180		3640	1230	2.9		
	D-691A	17.1	6120	5500	3040	500	0.57		6.4/10.1	9.5	D-180	108		3640	1260	2.5		
	D-711	22.1	7960	3640	2825	700	0.56		8.7/12	13.82	D-180	180		4500	1230	2.88		
	D-394A	28.5	6900	4500	3180	690	0.56		12.5	22	V-30	271		2560	1550	3.535		
DZ-29 (D-535)	DZ-29	6.56	4510	2560	2300	530			4.49/21.7	5.78	D-75	75		2560	800	0.78		
	DZ-34S	31.38	7040	4540	3180	690	0.56		12.5	22	V-30	271		4540	1550	3.98		
	DZ-54 (D-572S)										25	8DVT	330		3600	1200		
	DZ-59 (D-701)										35	12DVT-	500		4000	1400		
	DZ-68 (D-714)										10	D-108	108		3200	1100	1.71	
DZ-50 (D-675)	DZ-54 (D-687)	13.71								4 ÷ 6	A41	90			2640	935	3.15	
	DZ-52 (D-685)	10.05								15	DV-220	220			3640	1100		
	DZ-50 (D-675)																	

Bảng 4.1.12 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)
D-278	13.5	6300	3200	3150	Bánh hơi				Thủy lực		V-30	270	Thẳng	3200	2000	550	0.56	
D-312	4.06	4500	2000	2420								37	-		2000	628	0.22	
DZ-71	3.07											0.9	D-37E	50	-			
(D-740)												1.4	E-50	50	-	2000	650	0.65
DZ-37	3.3/3.5	4710	2050	2405				0.48		11.7/13.8								
(D-579)												44.5	14.1	6.0	1AMZ-	212		
DZ-43	18.1	7500	3600	3590								13.3		238-NB	140			
(D-661)																4480	1250	3.79
LIÊN	18.8	6656	4480	2800	Xích				Cơ khí									
BANG	7.5	5140	3500	2325					Thủy lực							3500	800	1.41
NGA	32.598	14.05	5400	4150	2985			500	Cơ khí			9	D-108	108		4150	1100	2.59
DZ-18	13.9	3330	4150	2885				500	Thủy lực	6.4/10.1		9.5	D-108	108		4150	815/1000	1.9
(D-493A)																		
DZ-25	17.85	7000	4490	2885			700			2.86/12	3.21/7.49	16.7/65	D-108	180		4430	1200	2.85
(D-522)																		
D-492	14	5500	3940	3055			500	Cơ khí				KOM-100	165			3940	1000	2.2
DZ-28	16.03	5760	3940	3062			500	Thủy lực	3.28/11.17	3.1/7.87	10	D-130	140			3940	1000	1.92
(D-533)																		
DZ-55	10.45											4 + 6	A-41	90		3750	830	1.45
(E-676)																4570	1200	3.45
DZ-63	29.2															25	8DVVT-	
(D-702)																330		
DZ-64	40.1															35	12DVVT-	
																500		

Bảng 4.I.12 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)
321P-5A (L)	3.97	3385	2009	2:85	510	0.23		2.6/4.4	3.2/5.4	4.27					2560	590	0.65	
D21PL-5 (L)	3.94	3345	2192	2170		730	0.15		2.6/4.4	3.2/5.4	4.27				2550	590	0.58	
D31A-16	6.65	3685	1790	2590		330	0.5		2.2/6.5	2.4/7.1	8.05	4D105	63		2430	745	1.42	
D31P-16 (L)	6.75	3850	2050	2620		600	0.26		2.2/6.5	2.4/7.1	8.05				2480	780	0.99	
D31PL-16 (L)	7.1	3875	2950	2620		1050	0.5		2.2/6.5	2.4/7.1	8.05				3380	545	0.87	
D40-A-1	9.32	4225	1940	2570	XÍCH	400	0.56	THỦY LỰC	2.5/9.5	3.3/7.7	9.87	S4D105	63		3150	750	1.29	
D40P-1 (L)	10.33	4665	2460	2550		720	0.28		2.5/9.5	3.3/7.7	9.87				3000	895	1.45	
D40PL-1 (L)	10.8	4660	3480	2550		1220	0.17		2.5/9.5	3.3/7.7	9.87				4030	589	1.32	
D40PL-1 (L)	11.4	4939	4040	2550		1500	0.13		2.5/9.5	3.3/7.7	9.87				4590	585	1.39	
D45A-1	9.55	4225	1940	2570		460	0.58		3.4/9	4.1/6.8					3150	750	1.29	
D4SP-1 (L)	10.46	4665	3600	2550		720	0.28		3.4/8.9	4.1/6.8					3000	895	1.4	
D56A-16	11.65	4555	2340	2860		460	0.58		2.6/9.1	3.5/7.9	12.3	4D130	110		3720	875	1.65	
D50P-16 (L)	13.57	4960	2920	2920		860	0.21		2.7/8.3	3.1/7.1	11.86				3510	955	1.92	
D50PL-16 (L)	13.08	4940	3020	2910		960	0.23		2.7/8.3	3.1/7.1	11.86				3670	940	1.79	
K O D53A-16	11.95	4555	2340	2860		460	0.59		3.3/9.7	4/11.6					110	3720	875	1.65
M D53P-16 (L)	13.86	4960	2920	2920		860	0.28		3.8/6	3.6/10.2					110	3510	955	1.96
A D60A-6	15.53	5134	2390	3015		510	0.63		2.5/10.3	3.2/9.1	16.62	NH220	140		3970	1050	2.65	
T D60P-6 (L)	17.14	5585	3000	3055		950	0.29		2.5/10.3	3.2/9.1	15.62	NH220	140		3970	1050	2.24	
S D60PL-6 (L)	16.2	5215	3500	3040		1200	0.23		2.5/10.3	3.2/9.1	15.62	NH220	140		4130	1050	2.03	
U D65A-6	15.73	5135	2390	3015		510	0.63		3.6/10.3	4.7/13.2					3970	1050	2.73	
D65P-6 (L)	17.79	5685	3090	3055		950	0.3		5.5/9.0	5.5/11.4					3970	1050	2.64	
D80A-18	23.31	5750	2620	3395		560	0.76		2.5/9.9	3/9.4	24	NT855	220		3724	1315	4.5	
D80P-12 (L)	23.2	6020	2660	3120	XÍCH	660	0.75	THỦY LỰC	2.4/10	3.1/9.6	22.3	NT06	195		3620	1280	4.3	
D85A-18	23.61	5750	2620	3395		560	0.77		3.6/11.2	4.3/13.2					3725	1315	4.5	
D150A-1	33.8	6880	2780	3640		560	0.95		2.5/12.9	3.6/9.0	34.5	S6D155	300		4130	1590	6.53	
D155A-1	33.8	6880	2780	3640		560	0.95		3.7/11.8	4.5/3.7					4130	1590	6.53	
D155W-1	43.5	9305	4000	9760		710	0.62		3.6/8.5	4.3/7.7					4090	1250		
D355A-3	45.43	7375	3030	4035		610	1.11		3.3/12.7	3.2/12.6					4315	1875		
D455A-1	68.42	8410	3480	4355		760	1.15		3.5/14.6	3.4/14.4					4800	2135		
D20A-5	3.56	3369	1610	2160		360	0.15		2.8/7.4	4.5/6.5	4.22	4D94	39		2410	550	0.59	
D20P-5 (L)	3.78	3210	1820	2185		510	0.22		2.8/7.4	4.5/6.5	4.22	4D94	39		2170	590	0.56	

Bảng 4I.12 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)
KOMATSU	D20P-5A (L)	3,91	3385	2000	2185	XiCH	510	0,23	2.87,4	4.5/6,5	4,22		39		2560	590	0,65	
PANKI	D20PL-5 (L)	3,88	3345	2190	2170	-	700	0,15	2.87,4	4.5/6,5	4,22		39		2550	590	0,58	
NIPPONSH-	D21A-5 (PS)	3,62	3360	1610	2160	-	300	0,36	2.64,4	3.2/5,4	4,27	4D94	39		2410	590	0,59	
HARIOSEI-	D21P-5 (L)	3,84	3120	1820	2185	-	510	0,22	2.64,4	3.2/5,4	4,27		39		2170	590	0,56	
TOYO UM	180G (WD)	18,1	6600	2875	3490	Bánh hỏi	23.5-25-12PR		532	16	PD604	160		3800	1200	4,4		
PANKI	220 (WD)	19,2	6450	3135	3380	-	64X-31025-12M		734	17	8DC-200	200		3460	1220	2,4		
NIPPONSH-	180S (WD)	18,3	7600	2860	3650	-	23.5-25-12PR		637	16	PD604	160		3500	1200	4,7		
HARIOSEI-	SR140 (SD)	18,4	5250	3280	3255	-	750	0,41	LÚC	2.5/10,8	2.8/11,9	13,3	UD504	132		3480	900	0,8
ZOKAISHA	SH140 (SD)	19,5	5250	4180	3255	-	1200	0,27		2.5/7,8	2.8/8,6	13,3	UD504	132		3480	900	0,9
	SR264B (SD)	25	5360	3300	3590	XiCH	670	0,56		2.9/10,9	3.2/11,7	17,8	UDV814	192		3480	900	1,0
PURU	CD-5	3,95	3490	1480	2030	-	300	0,38		2.4/7,7	3.8/6,1	4,33	KE-250-	42		2430	600	0,55
KAWA	CD-5PM	4,2	3615	1780	2050	-	450	0,27		2.4/7,7	3.8/6,1	4,3	33-FD					
	CD-5P	4,2	3310	2080	2050	-	600	0,2		2.4/7,7	3.8/6,1	4,3		42		2790	600	0,55
														42		2430	600	0,4
MITSUBISHI	BD2F-P	3,48	3395	1500	2115		300	0,34		28/7,7	4.3/6,3	3,99	S4E	37		2290	600	0,44
HEAVY IND	BD2F-S (L)	3,8	3285	1900	2200		500	0,22		28/7,7	4.3/6,3	3,99	S84E	37		2290	600	0,4
IWATEFU-	CT-35DAD	6,21	3750	1730	2580		400	0,43		2.5/4/9,3	2.9/1/6	6,57	6BB1	63		2560	100	0,45
JIND																2600	700	0,03
CATERPILL-	D3	6,1	3695	1795	2465	XiCH	355	0,47	THỦY	3/11,1	5,1		3204	63		2415	740	1,10
LAR-	DE (SUPPERL)	10,7	4520	3200	3005		1100	0,17	LÚC	2.4/8,2	2.8/9,7	7,07	3304	76		3900	800	
MITSUBISHI	D5B	12	4585	2370	3010		455	0,59		3.5/9,9	4.2/11,7		3306	106		3660	855	2,10
	D6D (L)	15,95	5170	3035	3195		560	0,3		2.7/11,1	3.4/8,9	11,5	3306	142		3710	1040	2,65
	D7G	20,35	5790	2565	3420		560	0,67		3.7/9,7	4.4/11,6		3306	203		4265	960	3,45
ITALIA	FIAT-ALIC-14C	15,7	4910	3150	2730					3.6/9,5	4.5/11,5			160				

Chương II

MÁY SAN

§1. GIỚI THIỆU CHUNG VỀ MÁY SAN

1. Công dụng của máy san

Máy san thuộc nhóm máy đào và chuyển đất, được sử dụng để san đất, tạo mặt bằng cho việc xây dựng các khu đô thị mới, các khu công nghiệp, dùng san phẳng các sân vận động, sân bay, sân quảng trường, các nền nhà máy lớn. Máy san được sử dụng rất rộng rãi trong ngành xây dựng đường ô tô và đường thành phố để san phẳng các vật liệu rải trên mặt đường như đá dăm hoặc hỗn hợp bê tông, tạo điều kiện thuận lợi cho các máy đầm làm việc được dễ dàng và hiệu quả đầm tốt hơn.

Đặc biệt máy san được dùng để gạt ta luy cho các mặt đường và các bờ kênh mương dẫn nước mà công việc này, các loại máy úi máy cạp không thể làm được. Máy san có lắp bàn xới, được dùng xới đất, chuẩn bị cho bàn san vào thi công dễ dàng hơn khi gấp đất rắn. Ngoài ra, máy san còn lắp thiết bị úi ở phía trước để đào chuyển đất, vun đất thành đồng hoặc thu gom vật liệu. Nhờ lắp thêm các thiết bị làm việc phụ này mà máy san có công dụng đa năng hơn các máy úi, máy cạp. Cự ly san đất của máy san thường lớn hơn 500m là hợp lý.

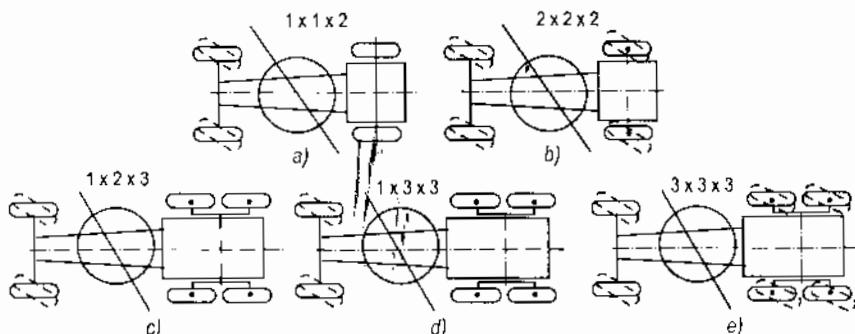
Máy san còn được dùng để san lấp móng nhà, san lấp các rãnh đặt đường ống dẫn gaz, dẫn nước hoặc dẫn dầu sau khi công trình đã xây dựng xong. Máy san cũng được dùng để thu dọn hiện trường, thu gom các vật liệu phế thải nằm rải rác trên hiện trường sau khi công việc xây dựng các công trình đã được hoàn thành.

Máy làm việc có hiệu quả cao với đất cấp I và II. Với đất cấp cao hơn nên xới đất trước khi máy san làm việc.

2. Phân loại máy san

Để phân loại máy san có thể dựa vào các đặc điểm sau:

a) *Dựa vào công thức trực của máy san: A × B × C* (hình 4.II.1).



Hình 4.II.1. Các loại máy san (theo công thức trực của máy)

Trong đó: A - Số trục mang bánh dẫn hướng; B - Số trục mang bánh chủ động; C - Tổng số trục.

- Có:
- + Máy san 2 trục với các công thức: $1 \times 1 \times 2$; $2 \times 2 \times 2$ (hình 4.II.1a, b).
 - + Máy san 3 trục: $1 \times 2 \times 3$; $1 \times 3 \times 3$ và $3 \times 3 \times 3$ (hình 4.II.1c, d, e).

Trong đó: Máy san với công thức trục $1 \times 2 \times 3$ được sử dụng phổ biến nhất hiện nay.

b) Dựa vào phương pháp điều khiển, có:

- + Máy san điều khiển bằng thuỷ lực.
- + Máy san điều khiển bằng cơ khí.

Trong đó, điều khiển bằng thuỷ lực có nhiều ưu điểm hơn như: điều khiển nhẹ nhàng, chính xác, an toàn, chăm sóc bảo quản đơn giản hơn nên điều khiển bằng thủy lực đang và sẽ được áp dụng rộng rãi ở tất cả các loại máy san.

c) Dựa vào trọng lượng và công suất máy, có:

- + Máy san loại nhẹ có trọng lượng: (7 - 9)T và công suất đến 75 mã lực.
- + Máy san loại trung bình: (10 - 12)T và đến 100 mã lực.
- + Máy san rất nặng: > 18T và công suất đến 250 mã lực.

d) Dựa vào khả năng di chuyển, có:

- + Máy san tự hành.
- + Máy san kéo theo (không tự di chuyển được).

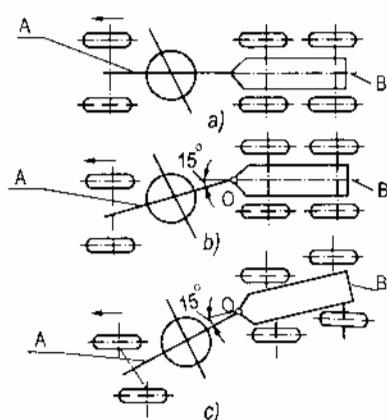
Trong đó: Máy san kéo theo có thể sử dụng máy kéo vào công việc khác khi cần thiết, song nó không san đất được khi chạy lùi, năng suất thấp nên hầu như không được sử dụng. Máy san tự hành, san đất được cả khi máy chạy tiến và lùi nên đang được sử dụng rộng rãi.

e) Dựa vào kết cấu khung chính của máy, có:

- Máy san có khung chính gồm hai phần:

Phần trước A để treo thiết bị san và các xi lanh điều khiển thiết bị san; Phần sau B để đặt động cơ, cabin, hộp số, lì hợp chỉnh và cơ cấu điều khiển máy san. Phần A và B được hàn với nhau. Kết cấu khung chính trong trường hợp này có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, giá thành hạ, nhưng bán kính quay vòng của máy lớn, nên nó chỉ được áp dụng với những máy san loại nhẹ hoặc trung bình (hình 4.II.2a).

- Máy san có khung chính gồm hai thành phần: Phần trước A được liên kết với phần sau B bằng khớp vạn năng O. Nhờ vậy khi



Hình 4.II.2. Các loại khung chính của máy san

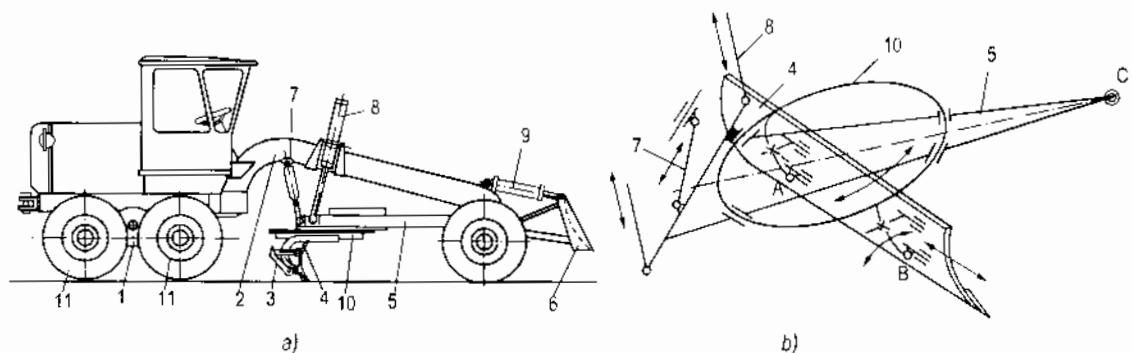
máy san quay vòng, phần trước A có thể quay theo xung quanh khớp O và tạo với trục của phần sau B một góc $15^\circ \div 20^\circ$ do đó, làm cho bán kính quay vòng của máy san được thu nhỏ lại. Khung chính này được áp dụng với những máy san loại nặng (hình 4.II.2b).

- Máy san có khung chính như (hình 4.II.2c): Phần trước A và phần sau B được liên kết với nhau bằng khớp vạn năng O để tạo thành khung chính. Đồng thời khung chính cũng có thể quay trong mặt phẳng ngang so với phương di chuyển. Nhờ vậy bán kính quay vòng của máy sẽ nhỏ lại. Kết cấu khung chính loại này rất phức tạp, khó chế tạo, giá thành cao nên nó chỉ được áp dụng với máy san rất nặng.

§2. CẤU TẠO VÀ NGUYỄN LÝ LÀM VIỆC CỦA MÁY SAN

1. Cấu tạo chung của máy san

Hình 4.II.3 là sơ đồ cấu tạo chung của máy san $1 \times 2 \times 3$ điều khiển bằng thủy lực.



Hình 4.II.3. Cấu tạo chung của máy san $1 \times 2 \times 3$

a) Sơ đồ cấu tạo chung; b) Sơ đồ động lực học thiết bị san.

1. Ba lăng cân bằng của các bánh xe chủ động số 11; 2. Khung chính của máy san; 3. Bộ răng sói lắp phía sau bàn san; 4. Bàn san (Bộ phận làm việc chính của máy san); 5. Khung treo bàn san, còn được gọi là khung kéo; 6. Bàn ủi phía trước (Bộ phận làm việc phụ của máy); 7. Xi lanh để đưa khung kéo và bàn sang hai bên cạnh máy; 8. Xi lanh để nâng hạ bàn san; 9. Xi lanh để nâng hạ bàn ủi; 10. Vành răng để quay bàn san trong mặt phẳng ngang.

2. Nguyên lý làm việc của máy san

Trong khi làm việc, thiết bị san hoạt động rất linh hoạt. Cụ thể chúng có những chuyển động sau:

+ Bàn san 4 có thể quay trong mặt phẳng ngang nhờ nó được liên kết với vòng răng số 10. Vòng răng này sẽ nhận chuyển động quay từ động cơ thủy lực truyền tới qua hộp giảm tốc trục vít - bánh vít, làm cho bàn san có thể quay vòng 360° . Nhờ vậy đến cuối hành trình san, người lái không cần điều khiển quay vòng máy san mà chỉ cần cho bàn san quay 180° rồi cho máy san chạy lùi và việc san đất vẫn được tiến hành bình thường.

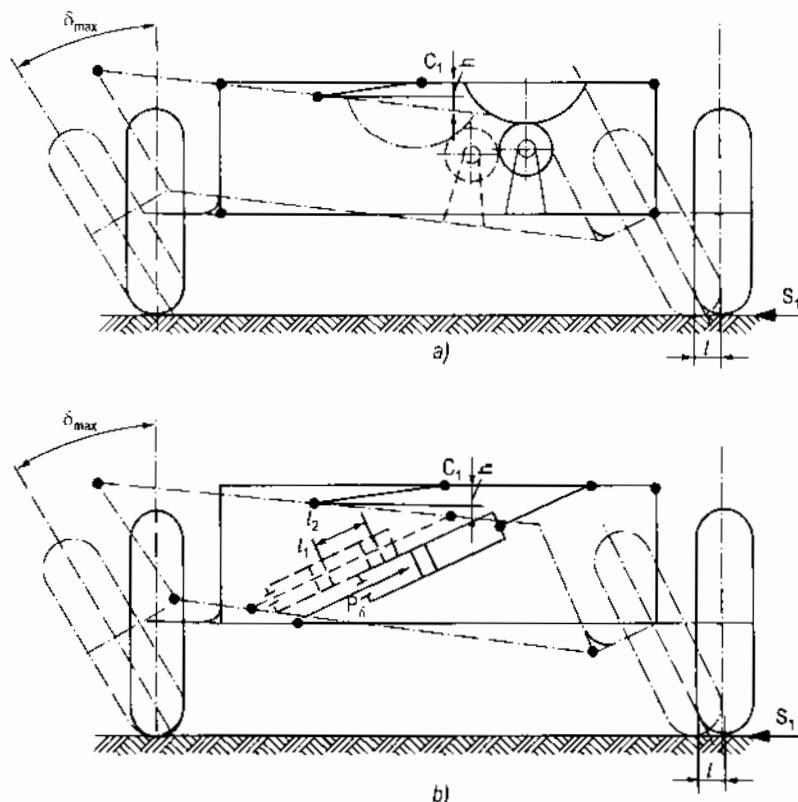
như khi máy chạy tiến. Máy san là loại duy nhất trong nhóm máy đào - chuyên đất có thể làm việc khi chạy lùi.

+ Bàn san và khung kéo được dịch chuyển sang hai bên cạnh máy (phải hoặc trái) là nhờ xi lanh số 7. Khung kéo 5 được liên kết với đầu trước khung chính số 2 bằng khớp cầu vạn năng C. Điều đó cho phép khung kéo và bàn san được nâng lên, hạ xuống và dịch chuyển sang hai bên một cách dễ dàng.

+ Bàn san được nâng hạ bởi hai xi lanh số 8. Khác với máy úi, hai xi lanh này làm việc độc lập nên chúng có thể nghiêng bàn san so với phương ngang một góc khá lớn (từ $30^\circ \div 45^\circ$).

Khi kết hợp đồng thời các hoạt động nêu trên, máy san là loại duy nhất trong máy làm đất có thể gạt ta luy cho các mặt đường hoặc bờ kênh mương dẫn nước.

+ Khi máy san làm việc trên mặt nghiêng ngang, bánh dẫn hướng phía trước có thể nghiêng đi một góc so với trục đứng của nó (hình 4.II.4). Nhờ vậy mà tăng được độ ổn định ngang của máy san trong trường hợp này. Góc nghiêng của bánh trước $\delta = 20^\circ \div 30^\circ$.



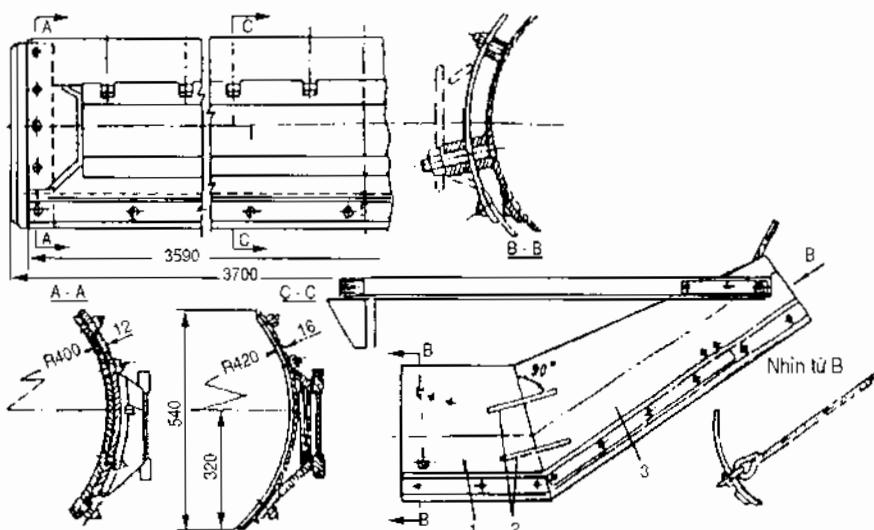
Hình 4.II.4. Sơ đồ nghiêng bánh trước của máy san
a) Máy san điều khiển bằng cơ khí; b) Máy san điều khiển bằng thủy lực.

- Ngoài ra, trên máy san còn có thiết bị làm việc phụ như bàn xới hoặc bàn úi để có thể sử dụng bàn xới vào việc xới nền đất cứng tạo điều kiện thuận lợi cho bàn san làm

việc hoặc đào chuyển đất, vun thành đống nhờ thiết bị ủi. Do đó nâng cao được tính năng của máy san. Việc nâng hạ thiết bị phụ này giống như trong máy xới hoặc máy ủi.

Khi san đất, bàn san thường được quay trong mặt phẳng ngang và đặt lệch so với trục dọc của máy một góc $\varphi = 40 \div 45^\circ$. Vì vậy, mặc dù máy san cắt đất và di chuyển thẳng về phía trước nhưng đất chạy dọc theo chiều dài của bàn san và được đổ sang bên cạnh máy. Khi máy san được dùng để rải vật liệu cho ngành làm đường thì nâng bàn san lên khỏi mặt đường và khoảng cách từ mép dưới dao cắt đến mặt đường chính bằng chiều dày lớp vật liệu cần rải.

Bên cạnh lưỡi san chính có thể lắp thêm lưỡi san phụ để vết rãnh nước hoặc bạt ta luy (hình 4.II.5).



Hình 4.II.5. Kết cấu lưỡi san

1. Lưỡi san chính; 2. Cánh liên kết lưỡi chính với lưỡi phụ; 3. Lưỡi phụ.

$$\text{Lưỡi san có dạng cong đều từ trên xuống dưới với bán kính cong: } R = \frac{H}{2\sin\delta}$$

Trong đó: H là chiều cao của lưỡi san, δ góc cắt đất của dao cắt. Góc cắt δ có thể thay đổi được nhờ một thiết bị được điều khiển bằng tay vì chỉ cần tiến hành thay đổi góc cắt trước khi cho máy thi công.

3. Hệ thống điều khiển máy san

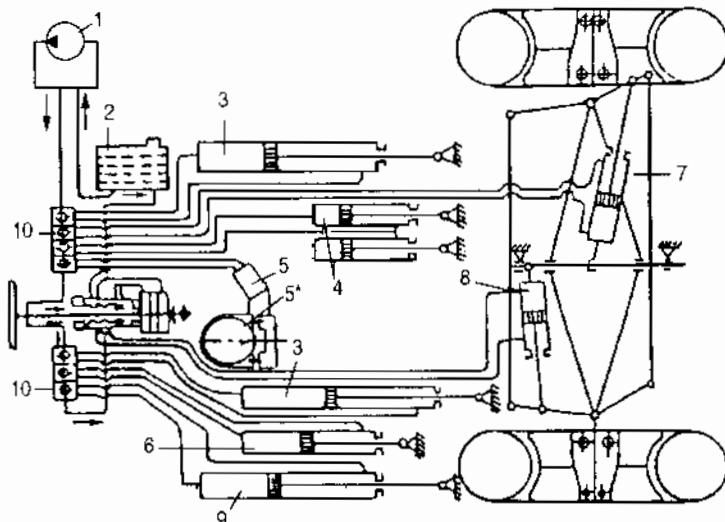
Hiện nay hầu hết các máy san trên thế giới đều được điều khiển bằng hệ thống thủy lực.

Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng thủy lực được mô tả trên hình 4.II.6.

Hệ thống điều khiển bằng thủy lực của máy san giúp cho bàn san hoạt động linh hoạt hơn bàn ủi. Do đó, nó có một số điểm khác nhau cơ bản so với hệ thống điều khiển bằng thủy lực của máy ủi, cụ thể là:

+ Việc nâng hạ bàn san được thực hiện nhờ hai xi lanh số 3. Hai xi lanh này làm việc độc lập nên hai đầu bàn san có thể chuyển động ngược chiều nhau (đầu này nâng lên, đầu kia hạ xuống). Bởi vậy, bàn san có thể nghiêng so với phương ngang từ $30^\circ \div 45^\circ$.

+ Bàn san nhận được chuyển động quay từ động cơ thủy lực số 5, qua hộp giảm tốc trực vít - bánh vít 5* và một bánh răng nhỏ ăn khớp trong với bánh răng lớn (bánh răng 10 ở hình 4.II.3b). Bàn san được lắp với bánh răng này nên nó cũng quay theo bánh răng một góc 360° trong mặt phẳng ngang.



Hình 4.II.6. Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng thủy lực của máy san

1. Bơm dầu; 2. Bình chứa dầu; 3. Xi lanh nâng hạ bàn san; 4. Xi lanh nâng hạ bàn sỏi (hoặc bàn ủi); 5. Động cơ thủy lực để quay bàn san trong mặt phẳng ngang; 5*. Hộp giảm tốc trực vít - bánh vít để quay bàn san; 6. Xi lanh để đưa bàn san sang hai phía; 7. Xi lanh để nghiêng bánh trước; 8. Xi lanh để điều khiển hướng chuyển động của bánh trước khi xe quay vòng; 9. Xi lanh đưa khung kéo sang một phía của máy san; 10. Hệ thống van điều khiển cho dầu đến các xi lanh công tác.

+ Bàn san và khung kéo được đưa sang phải hoặc sang trái so với trục dọc của máy nhờ các xi lanh 6 và 9.

+ Khi máy san làm việc trên bề mặt nghiêng ngang thì các bánh trước dẫn hướng được nghiêng đi một góc phù hợp với góc nghiêng của bề mặt làm việc nhờ xi lanh số 7, do đó làm tăng độ ổn định ngang của máy khi làm việc trong trường hợp này. Xi lanh số 8 để trợ lực cho cơ cầu lái.

§3. PHÂN TÍCH ƯU NHƯỢC ĐIỂM CỦA CÁC LOẠI MÁY SAN

Hiện nay trên thế giới đã chế tạo và đang sử dụng rất nhiều loại máy san. Trong khi thiết kế mới hoặc cải tiến máy san, cũng như khi sử dụng máy san, người thiết kế hoặc sử dụng máy cần biết được không chỉ tính năng kỹ thuật mà phải nắm được ưu nhược điểm của từng loại máy để lựa chọn phương án thiết kế tối ưu hoặc lựa chọn loại máy san có hợp lý, phù hợp với từng công việc cụ thể, đảm bảo năng suất máy cao nhất.

Như trong phân phân loại máy san đã nêu ở trên, ta phân tích ưu nhược điểm của từng loại trên tất cả các mặt về cấu tạo của máy, về khả năng chế tạo, về kích thước bao để đảm bảo cho máy gọn nhẹ, về tính chất kéo và bám của máy, về điều khiển, sử dụng... Từ đó sẽ chọn được phương án thiết kế máy tối ưu nhất. Dựa vào những máy san đã và đang được chế tạo và sử dụng hiện nay ở Việt Nam cũng như trên thế giới để phân tích, ta thấy:

1. Về công thức trực của máy san (hình 4.II.1)

Có hai loại máy san: hai trực và ba trực.

a) Máy san hai trực có công thức trực : $1 \times 1 \times 2$ và $2 \times 2 \times 2$

So với máy san ba trực, máy san hai trực có chiều dài máy nhỏ hơn, nên bán kính quay vòng của nó nhỏ hơn, có thể hoạt động ở những địa hình chật hẹp hơn máy san ba trực. Song, máy san hai trực có một nhược điểm rất cơ bản so với máy san 3 trực, đó là: khi cắt đất, quá rắn hoặc lưỡi san gặp chướng ngại vật trong lòng đất, phản lực của đất tác dụng lên dao cắt rất lớn; Máy phải dùng lực kéo lớn nhất để khắc phục lực cản đó. Khi đó, lưỡi san trở thành điểm tựa chính chịu tải trọng theo phương thẳng đứng của máy tác dụng, làm cho các bánh xe trước bị nâng lên khỏi mặt đất, đồng thời các bánh sau cũng có xu hướng thoát khỏi mặt đất, làm giảm đáng kể giá trị lực bám của các bánh xe chủ động với mặt đường, hay xảy ra hiện tượng bánh xe chủ động quay trượt trên mặt đường.

b) Máy san ba trực

Dù máy có công thức trực loại nào cũng khắc phục được nhược điểm nêu trên của máy san 2 trực khi có hiện tượng tương tự xảy ra.

Bởi vậy, hiện nay máy san 3 trực đang được sử dụng rộng rãi trên thế giới.

c) Phân tích, so sánh các máy san ba trực với nhau

Máy san 3 trực có các công thức trực sau:

$1 \times 2 \times 3$; $1 \times 3 \times 3$ và $3 \times 3 \times 3$

Trong đó các máy san $1 \times 3 \times 3$ và $3 \times 3 \times 3$ có khả năng bám với mặt đường tốt, nó có thể làm việc trên đất khô, hơi hoặc đất ướt dính mà không hay bị quay tròn. Song hai loại máy san này có cấu tạo phức tạp, khó chế tạo và đặc biệt là điều khiển nặng nhọc nhất là khi máy quay vòng, gây khó khăn cho người lái máy. Do đó, hiện nay hai loại máy san $1 \times 3 \times 3$ và $3 \times 3 \times 3$ thường chỉ áp dụng với các máy san thuộc loại nặng và rất nặng.

Còn máy san loại nhẹ và trung bình trên thế giới hiện nay thường được chế tạo với công thức trực $1 \times 2 \times 3$, bởi vì loại này có khả năng bám tốt, đồng thời khắc phục được nhược điểm của 2 loại máy $1 \times 3 \times 3$ và $3 \times 3 \times 3$. Do đó, trong số các máy san 3 trực, máy có công thức trực $1 \times 2 \times 3$ được sử dụng nhiều hơn cả.

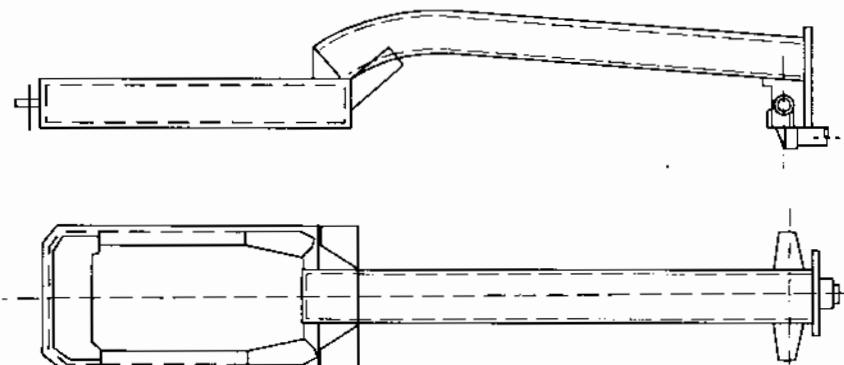
2. Về kết cấu khung chính của máy

Kết cấu khung chính thường có ba loại sau:

a) Khung chính theo hình 4.II.7a

Khung này gồm 2 phần riêng biệt:

- Phần cơ bản đỡ đầu máy, các cầu chủ động và hệ thống điều khiển. Phần này có kết cấu khung chữ nhật phẳng được chế tạo từ các thép [rồi hàn lại với nhau thành khung chữ nhật phẳng.
- Phần còn lại để treo và đỡ thiết bị làm việc chính của máy san như khung kéo và bàn san; đỡ và treo thiết bị ủi phía trước và để treo các xi lanh thuỷ lực điều khiển thiết bị làm việc.



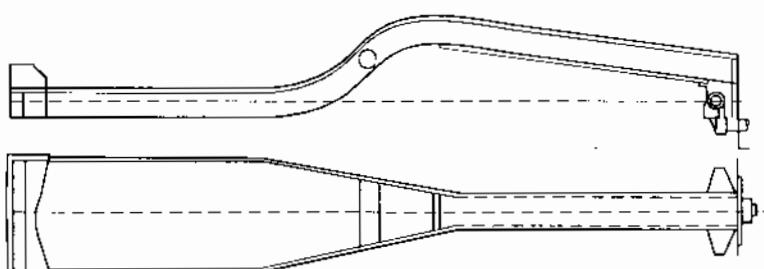
Hình 4.II.7a. Kết cấu khung chính

- Sau đó hai phần được hàn lại với nhau tạo thành khung chính của máy san.

Khung chính loại này có ưu điểm: dễ chế tạo, vì khi uốn thép [chỉ cần uốn theo một phương dễ đảm bảo độ đồng phẳng, đồng tâm giữa các đầm chũ [khi uốn và hàn. Tuy nhiên theo phương pháp này thì phải hàn 2 phần lại với nhau, tốn thêm vật liệu que hàn và tốn công, giá thành khung sẽ đắt hơn. Khung chính loại này thường được áp dụng cho máy san có công suất và trọng lượng nhỏ và trung bình.

b) Khung chính theo hình 4.II.7b

Kết cấu khung chỉ là một đầm liên tục trên suốt chiều dài của nó. Khung được chế tạo từ các thép [được uốn cong theo 2 phương khác nhau trong cả 2 mặt phẳng (nằm ngang và thẳng đứng). Do đó, việc chế tạo phức tạp khó khăn nhất là khó đảm bảo độ đồng phẳng giữa các đầm trong cả 2 mặt phẳng khi uốn cũng như khi hàn. Máy san sử dụng khung chính loại này, sẽ có bán kính quay vòng lớn.



Hình 4.II.7b. Kết cấu khung chính

c) Khung chính theo hình (4.II.8):

Ở các máy san có trọng lượng và công suất lớn.

($G_m = 18 \div 23$ tấn; $N_{d/c} = 280 \div 320$ kW), khung chính của máy được chế tạo thành 2 phần: trước và sau. Phần trước để treo và đỡ khung kéo, bàn san, thiết bị ủi phía trước và toàn bộ hệ thống xi lanh thủy lực điều khiển thiết bị làm việc. Phần khung này chế tạo từ các thép chữ I rồi hàn lại với nhau thành một dầm có thiết diện hình hộp chữ nhật.

Phần sau để đỡ đầu máy, các cầu chủ động và hệ thống điều khiển. Phần này được chế tạo từ thép chữ I rồi hàn lại với nhau thành khung hình chữ nhật phẳng.

Phần trước và phần sau khung chính được liên kết với nhau bằng khớp vạn năng. Nhờ vậy mà phần khung phía trước cùng với cầu trước, các bánh xe trước và toàn bộ thiết bị làm việc gồm: khung kéo, bàn san, vòng quay bàn san có thể dịch chuyển tương đối so với phần khung phía sau một góc 15° . So với máy san khác, cùng trọng lượng, cùng kích thước, máy san có kết cấu khung chính như hình (4.II.8) có bán kính quay vòng nhỏ hơn nhiều, nhưng kết cấu khung rất phức tạp, khó chế tạo, nên loại khung này thường chỉ áp dụng cho máy san loại nặng và có chiều dài lớn.

3. Kết cấu khung kéo (khung treo bàn san)

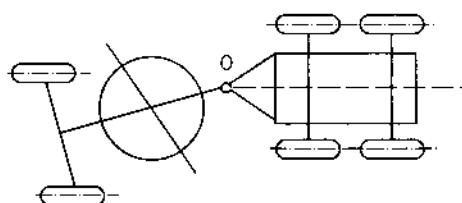
Khung kéo (khung treo bàn san) được sơ đồ hóa và mô tả như hình (4.II.9). Có hai loại kết cấu khung kéo:

a) Khung kéo theo hình 4.II.9a:

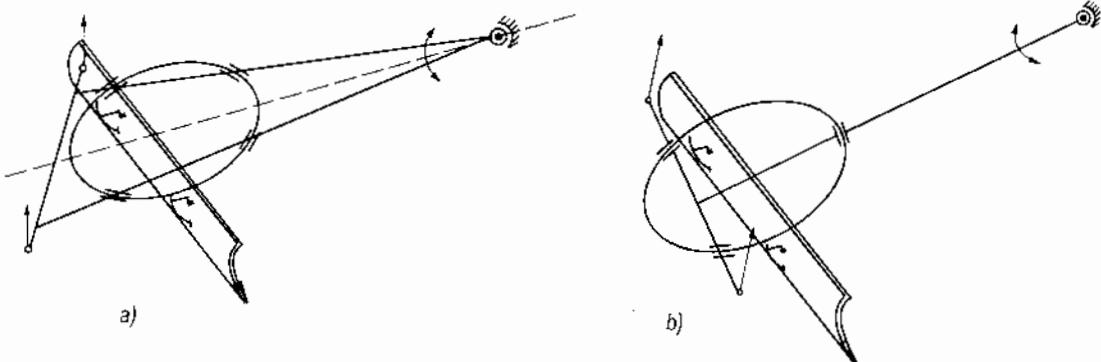
Kết cấu khung này gồm 3 dầm được hàn lại với nhau thành khung phẳng hình tam giác. Loại này có độ cứng vững tốt hơn, khả năng chịu tải tốt hơn và dễ dàng bố trí các bộ phận dẫn hướng cho vòng quay bàn san khi quay. Song nó có kết cấu phức tạp, khi hàn khó đảm bảo độ đồng phẳng giữa các dầm, làm khung dễ vênh, trọng lượng khung kéo loại này cũng lớn hơn, làm tăng trọng lượng và giá thành máy san. Do đó khung kéo loại nêu trên chỉ dùng cho các máy san có trọng lượng và công suất lớn.

b) Khung kéo theo hình 4.II.9b:

Kết cấu khung loại này chỉ gồm có dầm dọc và ngang (dầm dọc được hàn tại điểm giữa của dầm ngang). Do đó việc chế tạo đơn giản hơn, dễ dàng đảm bảo độ đồng phẳng của hai dầm khi hàn. Trọng lượng của khung kéo theo phương án này nhỏ hơn phương án trên nên góp phần làm giảm trọng lượng toàn bộ và giá thành máy san. Khung kéo loại này thường được áp dụng cho các máy san loại nhỏ và trung bình.



Hình 4.II.8. Kết cấu khung chính.



Hình 4.II.9. Kết cấu khung kéo

4. Vẽ điều khiển

Điều khiển bằng thủy lực có nhiều ưu điểm hơn nhiều so với điều khiển bằng cơ khí như: điều khiển nhẹ nhàng, chính xác, êm dịu. Hình thức máy gọn, đẹp chăm sóc bảo quản dễ dàng nên hầu hết các máy san hiện nay đều được điều khiển bằng thủy lực.

§4. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY SAN

Khi thiết kế máy san có thể xác định sơ bộ các thông số cơ bản của nó dựa vào công suất động cơ của máy cơ sở. Các thông số cơ bản của máy san gồm:

a) Trọng lượng máy san

G là một thông số cơ bản nhất của máy san. Với máy san $1 \times 2 \times 3$ đang được sử dụng rộng rãi nhất hiện nay thì trọng lượng của máy san có quan hệ với công suất của động cơ N_d theo công thức sau:

$$G = (7,3 \div 12,7) (200 + 90 N_d), N \quad (4.II.1)$$

N_d - Công suất động cơ của máy cơ sở, mã lực.

b) Trọng lượng phân bố trên các trục của máy san

- Khi máy san không làm việc (ở trạng thái tĩnh):

+ Trọng lượng phân bố trên trục trước của máy san: $1 \times 2 \times 3$.

$$G_1 = (7,5 \div 12,5) 28N_d, N \quad (4.II.2)$$

Hoặc có thể xác định dựa vào trọng lượng của máy theo công thức sau:

Với máy san $1 \times 2 \times 3$, có thể xác định như sau: $G_1 = (0,3 \div 0,35)G$

Với máy san $2 \times 2 \times 2; 3 \times 3 \times 3$, thì $G_1 = (0,4 \div 0,45)G$.

+ Trọng lượng phân bố trên trục sau của máy san: $1 \times 2 \times 3$,

$$G_2 = (7,7 \div 12,3) (500 + 58 N_d), N \quad (4.II.3)$$

- Khi máy san đang cắt đất (ở trạng thái làm việc):

+ Phản lực của đất theo phương thẳng đứng tác dụng lên dao cắt P_2 :

Với máy san $1 \times 2 \times 3$; phản lực P_2 được xác định sơ bộ như sau:

Theo công suất động cơ N_d :

$$P_2 = (7,0 \div 13) 50N_d, N \quad (4.II.4)$$

Hoặc theo trọng lượng máy G:

Với máy san $1 \times 1 \times 2$ và $1 \times 2 \times 3$ thì $P_2 = (0,45 \div 0,60) G, N$

Với máy san $2 \times 2 \times 2$ và $3 \times 3 \times 3$ thì $P_2 = (0,6 \div 0,7) G, N$

+ Trọng lượng bám của máy san xác định theo công thức sau:

$$G_b = k_0 \times G \quad (4.II.5)$$

k_0 - Hệ số phân bố trọng lượng phụ thuộc vào công thức trực máy san.

Với máy san $1 \times 1 \times 2$ và $1 \times 2 \times 3$ thì $k_0 = 0,7 \div 0,75$.

Với máy san $2 \times 2 \times 2$; $3 \times 3 \times 3$ và $1 \times 3 \times 3$ thì $k_0 = 1$

Các công thức nêu trên chỉ dùng để tính toán sơ bộ khi thiết kế máy san, còn giá trị chính xác của G_1 , G_2 , P_2 và G_b phải được xác định từ các phương trình cân bằng lực và mô men tác dụng lên từng loại máy san chỉ dẫn trong bảng (4.II.1).

c) Xác định số lần san

Số lần san tối ưu n của máy san được xác định theo công thức:

$$n = \frac{m F k}{\varphi \cdot k_0 G} \quad (4.II.6)$$

Trong đó:

F - Diện tích tiết diện lớp đất cắt sau 1 lần san:

$$F = \frac{P_k}{k} = \frac{k_0 \varphi G}{k} \quad (4.II.7)$$

G - Trọng lượng máy san, kN;

k_0 - Hệ số phụ thuộc vào công thức trực của máy san. Giá trị của nó xác định như trong công thức (4.II.5);

P_k - Lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động khi san đất, được xác định theo lực bám;

φ - Hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đất;

k - Lực cản đào riêng tính toán, giá trị của nó phụ thuộc vào cấp đất mà máy làm việc.

$m = 1,25 \div 1,50$ - Hệ số kể đến sự không đồng đều của tiết diện lớp đất cắt qua các lỗ san khác nhau và sự giảm trọng lượng bám trên các bánh xe chủ động do phản lực của đất tác dụng lên dao cắt theo phương thẳng đứng P_2 trong giai đoạn cắt đất. Giá trị của P_2 phụ thuộc chủ yếu vào tỷ lệ trọng lượng máy san truyền xuống dao cắt của bàn san. Đây là thông số cơ bản của máy san, nó phản ánh khả năng làm việc của máy với các cấp đất khác nhau.

Bảng 4.II.1. Sơ đồ phân bố tải trọng trên các trục bánh xe

Công thức trụ	Sơ đồ kết cấu máy san	Tải trọng trên các trục khi có lực P_2 tác dụng lên dao cắt	Trọng lượng bám của máy san	
			Trên dao cắt không có lực P_2 tác dụng	Trên dao cắt có lực P_2 tác dụng
$1 \times 2 \times 3$		$G_b = \frac{G \cdot l_2}{l_0}$	$G_b = \frac{G \cdot l_2 \pm P_2 \cdot l_1}{l_0}$	
$1 \times 1 \times 2$		$G_b = \frac{G \cdot l_2 \pm P_2 \cdot l_1}{l_0}$	$G_b = \frac{G \cdot l_2}{l_0}$	$G_b = \frac{G \cdot l_2 \pm P_2 \cdot l_1}{l_0}$
$1 \times 3 \times 3$		$G_b = G - G_1 \pm P_2$	$G_b = G$	$G_b = G \pm P_2$
$2 \times 2 \times 2$			$G_b = G$	$G_b = G + P_2$

Trong đó:

G - Trọng lượng máy san;

G_b - Trọng lượng bám trên trục bánh xe chủ động;

P_2 - Phản lực của đất theo phương thẳng đứng tác dụng lên dao cắt. Lấy dấu (+) khi P_2 hướng xuống; dấu (-) khi P_2 hướng lên.

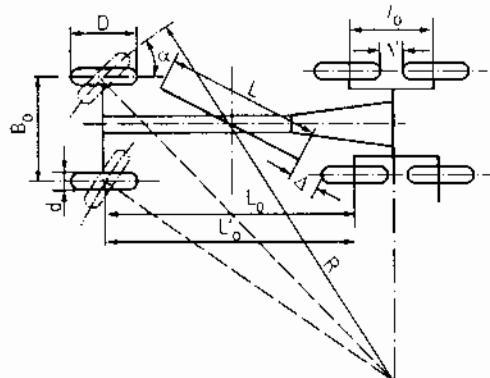
d) Kích thước cơ bản của máy san

Sơ đồ biểu diễn các thông số kết cấu của máy san 1 × 2 × 3 thể hiện trên hình 4.II.10.

* Khoảng cách giữa tâm của hai bánh xe (đo theo phương vuông góc với trục dọc của máy san):

$$B_0 > l_1 + \frac{d}{2} \quad (4.II.8)$$

l_1 - Chiều rộng phoi cát được chiếu lên phương vuông góc với trục dọc của máy.



Hình 4.II.10. Sơ đồ xác định các kích thước của máy san

$$l_1 = L \cdot \sin\alpha$$

Trong đó:

L - Chiều dài bàn san;

α - Góc tạo bởi giữa trục bàn san và trục dọc của máy;

d - Chiều rộng lốp xe.

Nếu $l_1 > B_0$ thì lớp đất sẽ rơi vào vết các bánh sau, làm tăng lực cản di chuyển máy.

* Khoảng cách giữa trục bánh xe trước và trục bánh xe giữa L_0 được xác định đảm bảo sao cho bàn san quay được toàn vòng giữa các bánh xe. Nghĩa là:

$$L_{0\min} = D + \sqrt{L^2 - B_0^2} + 2\Delta \quad (4.II.9)$$

Ở đây:

D - Đường kính của bánh xe;

L - Chiều dài bàn san;

Δ - Khe hở nhỏ nhất giữa bàn san và bánh xe khi bàn san quay vòng.

Thông thường $\Delta = 50$ mm

Khoảng cách giữa trục bánh trước và trục sau của máy san 2 trực cũng được xác định theo công thức (4.II.9).

* Khoảng cách từ trục bánh xe trước đến đường tâm giữa của 2 trục bánh xe sau đối với máy san 3 trực (hình 4.II.10):

$$L'_0 = L_0 + \frac{D}{2} + \frac{\Delta'}{2} \quad (4.II.9a)$$

Trong đó:

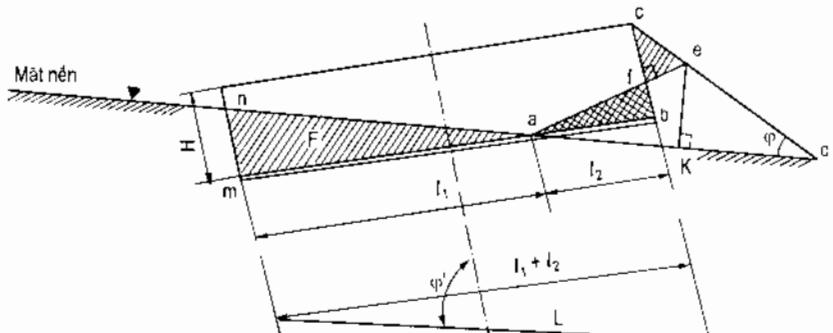
Δ' - Khe hở giữa bánh xe giữa và bánh xe sau.

Thông thường $\Delta' \approx \Delta = 50$ mm.

e) Xác định các thông số cơ bản của bàn san

- Chiều cao bàn san: Khác với bàn ủi, chiều cao bàn san H được xác định bằng phương pháp dựng hình dựa vào diện tích tiết diện lớp cắt sau một lần san.

Hình 4.II.11 mô tả bàn san đang làm việc với diện tích tiết diện lớp cắt một lần san là F, được giới hạn bởi tam giác amn có cạnh đáy là l_1 .



Hình 4.II.11. Xác định kích thước bàn san bằng phương pháp dựng hình

Tại đỉnh a dựng tam giác vuông aek có cạnh ak nằm trên cạnh an kéo dài và có góc ở đỉnh a = φ (góc chày tự nhiên của đất) sao cho diện tích tam giác vuông aek bằng nửa diện tích F. Sau đó dựng tiếp tam giác ked đối xứng với tam giác aek qua ek. Như vậy, ta có tam giác aed có diện tích bằng diện tích tam giác amn và bằng F (diện tích tiết diện lớp đất cắt bởi lưỡi san một lần san). Kéo dài ma và de, dựng đường bc vuông góc với ab sao cho $\Delta abf = \Delta fec$. Cuối cùng ta được chiều cao của bàn san:

$$H = bc = ek = \sqrt{F \operatorname{tg} \varphi} \quad (4.II.10)$$

Trong đó:

φ - Góc chày tự nhiên của đất ở trạng thái tối;

F - Được xác định theo công thức (4.II.7).

Khi φ = 35° thì $H = 1,17\sqrt{F}$

- Chiều dài bàn san:

$$L = \frac{l_1 + l_2}{\sin \varphi'} \quad (\text{xem hình 4.II.11})$$

Mặt khác, chiều dài bàn san phải thỏa mãn điều kiện để nó có thể quay toàn vòng giữa bánh xe trước và sau (đối với máy san 2 trục) và giữa bánh xe trước và bánh xe lắp trên trục giữa (với máy san 3 trục). Nghĩa là nó phải thỏa mãn công thức (4.II.9). Từ đó ta có thể xác định được chiều dài bàn san:

$$L = \sqrt{(t_0 - D - 2\Delta)^2 + B_0^2} \quad (4.II.11)$$

Có thể chọn sơ bộ chiều dài bàn san theo các công thức kinh nghiệm sau:

Với máy san 2 trục: $L_0 = (1,3 \div 1,5) L$.

Với máy san 3 trục: $L_0 = (1,3 \div 1,75) L$.

Các thông số: L_0 , D, Δ và B_0 chỉ dẫn trên (hình 4.II.10)

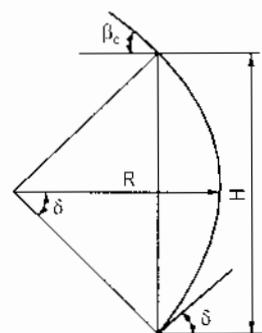
- Bán kính cong của bàn san: Khác với bàn ủi, bàn san có bán kính cong đều trên suốt chiều cao của nó (hình 4.II.12)

$$R = \frac{H}{2\sin\delta} \quad (4.II.12)$$

- δ : góc cắt. Thông thường $\delta = 35^\circ \div 40^\circ$

Góc cắt nhỏ nhất $\delta_{min} = 30^\circ$; $\delta_{max} = 60^\circ$.

- Góc lật β_c đảm bảo sao cho đất không bị tràn lại phía sau bàn san trong khi làm việc, theo kinh nghiệm có thể chọn $\beta_c = 60^\circ \div 70^\circ$



Hình 4.II.12. Dạng hình học bàn san

§5. TÍNH TOÁN KÉO MÁY SAN

Máy san là một trong các loại máy đào - chuyển đất làm việc theo chu kỳ. Thời gian máy san thực hiện chế độ làm việc (san đất) thường chiếm $85 \div 95\%$ thời gian làm việc chung của máy. Phần còn lại, máy san thực hiện chế độ di chuyển không tải trong phạm vi công trường hoặc từ nơi này đến nơi khác.

Ở chế độ san đất, máy san thường sử dụng lực kéo lớn nhất và tốc độ di chuyển chậm nhất ở tay số 1 là $3,2 \div 5,0$ km/h, còn ở chế độ di chuyển không tải trong phạm vi công trường hoặc từ nơi này đến nơi khác thì máy san thường di chuyển với tốc độ từ $25 \div 45$ km/h. Bởi vậy, khi tính toán kéo máy san, cần phải tính cả hai chế độ nêu trên.

1. Tính toán kéo máy san ở chế độ di chuyển không tải

Giống như ô tô, máy kéo bánh hơi, khi di chuyển không tải, máy san muốn di chuyển được, phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sum W_1 \leq P_{kl} \leq P_b \quad (4.II.13)$$

Trong đó:

P_{kl} - Lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động khi máy san di chuyển không tải;

$\sum W_1$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy san khi di chuyển không tải;

P_b - Lực bám của bánh xe của bánh xe chủ động với mặt đường khi di chuyển không tải.

Xác định các lực cản tác dụng lên máy san khi di chuyển không tải:

$$\sum W_1 = W_f \pm W_i + W_q + W_k + W_v \quad (4.II.14)$$

Trong đó:

W_f - Lực cản lăn, xuất hiện trong mọi trường hợp.

$$W_f = f \cdot G \cos \alpha$$

W_i - Lực cản dốc, chỉ xuất hiện khi máy di chuyển lên dốc

$$W_i = G \sin \alpha$$

f - Hệ số cản lăn; α - Góc nghiêng của mặt đường so với phương ngang;

G - Trọng lượng của máy san.

W_q - Lực cản quán tính, xuất hiện khi xe chuyển động có gia tốc:

$$W_q = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

g - gia tốc trọng trường; dv là biến thiên vận tốc theo thời gian dt .

W_k - Lực cản gió, xuất hiện khi xe di chuyển gặp gió lớn và được xác định theo công thức:

$$W_k = p \cdot F$$

p - Áp suất do gió tạo ra, phụ thuộc vào cấp gió, N/m^2 ;

F - Diện tích chắn gió của máy san, m^2 ;

W_v - Lực cản xuất hiện khi máy quay vòng; khi máy di chuyển thẳng $W_v = 0$.

Khi máy san quay vòng trên đường cung, có thể bỏ qua W_v . Lực cản gió chỉ được kể đến khi xe di chuyển gặp gió lớn. Lực cản quán tính cũng chỉ kể đến khi xe di chuyển có gia tốc. Nếu không, thường cho phép bỏ qua ba lực cản này. Vì vậy: Tổng các lực cản tác dụng lên máy san khi di chuyển không tải, được xác định theo công thức:

$$\sum W_i = W_f \pm W_i = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$$

Theo công thức (4.II.13), ta có: $P_{K_1} \geq \sum W_i = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$

Khi máy lên dốc thì trị số W_i được lấy dấu "+" khi máy xuống dốc, trị số W_i được lấy dấu "-". Khi $\alpha < 10^\circ$, có thể xem $\cos \alpha \approx 1$; $\sin \alpha \approx \tan \alpha = i$ (i - độ dốc của mặt đường) thì bất phương trình có dạng sau:

$$P_{K_1} \geq \sum W_i = G(f \pm i)$$

Mặt khác lực kéo tiếp tuyến P_{K_1} cần được kiểm tra theo lực bám của bánh xe chủ động với mặt đường, nghĩa là: $P_{K_1} \leq P_b = \varphi \cdot G_b$.

Trong đó:

φ - hệ số bám, cho trong bảng (4.I.5) thuộc chương I của phần 4.

G_b - Trọng lượng bám trên các bánh xe chủ động.

$$G_b = k_o G \cos \alpha$$

k_o - Hệ số phân bổ trọng lượng máy trên các bánh xe chủ động, giá trị của k_o phụ thuộc vào công thức trực của bánh xe.

- Với máy san có công thức trực: $1 \times 1 \times 2; 1 \times 2 \times 3$ thì $k_o = 0,65 \div 0,70$.

- Với máy san có công thức: $1 \times 3 \times 3; 3 \times 3 \times 3; 2 \times 2 \times 2$ thì $k_o = 1$.

Công suất tiêu hao khi máy san di chuyển không tải:

$$N_1 = \frac{P_{K_1} v_d}{1000 \cdot \eta} = \frac{G(f \pm i) \cdot v_d}{1000 \eta}, \text{ kW} \quad (4.II.15)$$

Trong đó:

G - Trọng lượng máy san, N ;

v_d - Vận tốc di chuyển không tải, m/s ;

η - Hiệu suất truyền động, thường $\eta 0,8 \div 0,85$.

2. Tính toán kéo máy san ở chế độ làm việc - san đất

Việc tính toán kéo máy san ở chế độ làm việc tức là khi san đất cũng giống như việc tính toán kéo máy ủi vận năng (đã được giới thiệu ở chương I, phần 4).

Điều kiện cần và đủ để máy san di chuyển được khi san đất là:

$$\sum W_2 \leq P_{K_2} \leq P'_b \quad (4.II.13a)$$

Trong đó:

$\sum W_2$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy khi san đất;

P_{K_2} - Lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động khi san đất;

P'_b - Lực bám của bánh xe chủ động với mặt đường khi san đất.

Các lực nói trên được xác định như sau:

a) Xác định các lực cản tác dụng lên máy san khi san đất

Các lực cản tác dụng lên máy san được xác định giống như máy ủi vận năng khi san đất.

$$\sum W_2 \leq (W_1 + W_2 + W_3) \sin \alpha + W_4 \cos \alpha + W_5 + W_6 \quad (4.II.14a)$$

Ở đây: W_1 - Lực cản cắt đất.

$$W_1 = k_i \cdot L \cdot h, \text{ (kN)}$$

k_i - Lực cản cắt riêng, phụ thuộc vào cấp đất. Với đất cấp I: $k_i = 70 \text{ kN/m}^2$; cấp II: $k_i = 110 \text{ kN/m}^2$;

L - Chiều rộng cắt, chính bằng chiều dài của bàn san (m);

h - Chiều sâu cắt, (m).

W_2 - Lực cản di chuyển khối đất lăn trước bàn san.

$$W_2 = V \cdot \rho (\mu_2 \pm i) = G_d (\mu_2 \pm i), \text{ (kN)} \quad (4.II.14b)$$

V - Thể tích khối đất lăn trước bàn san;

$$V = \frac{LH^2}{2 \tan \gamma}$$

L, H - Chiều dài và chiều cao của bàn san (m);

γ - Góc cháy tự nhiên của đất ở trước bàn san, (độ) thường $\gamma = 30 \div 45^\circ$;

ρ - Trọng lượng riêng của đất ở trạng thái tối $\left(\frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \right)$;

μ_2 - Hệ số ma sát giữa khối đất lăn trước bàn san và mặt nền đất cơ bản;

Đất ướt: $\mu_2 = 0,3 \div 0,5$.

Đất khô: $\mu_2 = 0,6 \div 0,7$.

i - Là độ dốc của mặt nền đất nơi máy san làm việc.

Lực cản W_3 là lực cản do đất cuộn lên phía trên bàn san tạo ra lực ma sát giữa đất và bàn san:

$$W_3 = \mu_1 G_d \cdot \cos^2 \delta, \text{ kN}$$

$G_d = V \cdot \rho$ là trọng lượng của khối đất trước bàn san;

μ_1 - Hệ số ma sát giữa đất và thép.

δ - Góc cắt của dao cắt lắp ở phía dưới bàn san.

W_4 - Khi máy san đất, khối đất sẽ trượt dọc bàn san, cũng tạo ra lực ma sát giữa đất và bàn san. Đó chính là lực cản W_4 , và được xác định theo công thức:

$$W_4 = \mu_1 \cdot \mu_2 G_d$$

Chiếu các lực cản W_1 , W_2 , W_3 và W_4 lên phương di chuyển của máy sẽ nhận được các lực cản chống lại sự di chuyển của máy khi làm việc. Vì vậy trong công thức (4.11, 14a) các lực cản này được nhân với các hàm lượng giác $\sin \alpha$ và $\cos \alpha$.

Trong đó: α là góc tạo bởi giữa bàn san và phương di chuyển của máy khi bàn san quay trong mặt phẳng ngang.

W_5 - Là lực cản di chuyển máy san.

$$W_5 = G(f \pm i), \text{ (kN)}$$

G - Trọng lượng máy san, (kN);

f - Hệ số cản lăn;

i - Độ dốc của mặt nền đất. Lấy dấu (+) khi máy làm việc lên dốc; dấu (-) khi xuống dốc.

W_6 - Lực cản ma sát giữa dao cắt của bàn san và mặt đất:

$$W_6 = \mu_1 \cdot G_1, \text{ (kN)}$$

G_1 - Trọng lượng của thiết bị san, (kN);

μ_1 - Hệ số ma sát giữa đất và thép.

b) Xác định lực bám giữa các bánh xe chủ động với mặt đất khi máy san làm việc

Khác với khi máy di chuyển không tải, khi máy san làm việc thì máy được tựa trên mặt đất không nhũng nhờ các bánh xe chủ động và bị động ở phía sau và phía trước, mà còn nhờ bàn san đặt ở giữa máy. Tại đao cắt của bàn san, khi làm việc sẽ xuất hiện lực cản của đất P_2 tác dụng theo phương thẳng đứng. Lực P_2 này có ảnh hưởng nhiều đến lực bám của các bánh xe chủ động. Do đó, lực bám trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$P'_b = \varphi(G_b \pm P_2)$$

Lấy dấu (+) khi lực P_2 hướng xuống dưới và lấy dấu (-) khi lực P_2 hướng lên trên.

φ - Hệ số bám;

G_b - Trọng lượng bám của máy san.

$$G_b = k_o G$$

Lực kéo tiếp tuyến P_{k_2} của máy san khi làm việc phải đủ để khắc phục các lực cản di chuyển tác dụng lên máy, đồng thời phải thỏa mãn điều kiện bám của máy với mặt đất. Nghĩa là:

$$P_{k_2} \leq P'_b = \varphi(G_b \pm P_2) = \varphi(k_o G \pm P_2)$$

Trong đó:

G - Trọng lượng máy san;

k_o - Hệ số trọng lượng bám, phụ thuộc vào công thức trực máy san;

φ - Hệ số bám, chọn theo bảng (4.I.5).

Công suất cần thiết cho chế độ làm việc của máy san:

$$N_s = \frac{P_{k_2} \cdot v_s}{1000 (1 - \delta) \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (4.II.16)$$

Trong đó:

P_{k_2} tính bằng N; v_s - Tốc độ khi san đất, m/s;

δ_s - Hệ số trượt trơn khi san, thường $\delta_s = 18 \div 20\%$;

η - Hiệu suất truyền động của máy san, thường $\eta = 0,8 \div 0,85$;

G_b - Trọng lượng bám trên trực bánh xe chủ động.

§6. HỆ THỐNG LỰC TÁC DỤNG LÊN MÁY SAN

1. Sơ đồ lực tác dụng lên máy san

Khảo sát máy san đang được sử dụng phổ biến có công thức trực: $1 \times 2 \times 3$ (hình 4.II.13).

Lực tác dụng lên máy san trong sơ đồ này gồm: Trọng lượng máy G, lực kéo trên các bánh xe chủ động T'_2 và T'_3 .

Các phản lực theo phương thẳng đứng của đất tác dụng lên bánh xe trước R_1 , bánh xe sau là R_2 và R_3 ; Phản lực của đất tác dụng lên dao cắt của bàn san theo phương ngang P_1 và theo phương thẳng đứng P_2 ; Phản lực ngang của đất tác dụng theo phương vuông góc với trục máy san tại bánh trước là S_1 và các bánh xe sau là S_2 và S_3 ; Lực cản lăn trên các bánh xe là P_f .

Khi khảo sát hệ thống lực tác dụng lên máy san như nêu ở trên có thể thừa nhận các giả thiết dưới đây:

1. Lốp xe bị biến dạng khi chịu tải, do đó bán kính bánh xe khi chịu lực r_c (khoảng cách từ điểm đặt lực tác dụng lên bánh xe đến tâm bánh xe) nhỏ hơn bán kính hình học của bánh xe khi không bị biến dạng.
2. Các lực P_f ; T_1 ; T_2 ; T_3 ; S_1 ; S_2 ; S_3 nằm trong cùng một mặt phẳng tại bề mặt tựa của bánh xe với mặt đất. Lực cản lăn tại bánh xe trước $P_{f1} = 0$.
3. Phản lực P_1 , P_2 có phương vuông góc với nhau và cùng đặt tại một điểm; P_2 hướng lên.
4. Các trị số a_1 ; a_2 ; a_3 nhỏ hơn nhiều so với các khoảng cách d và l nên khi tính toán có thể bỏ qua.
5. Ký hiệu: $R_2 = R_2' + R_3'$ và $T_2 = T_2' + T_3'$
6. Ở chế độ sử dụng công suất kéo lớn nhất thì có lực kéo lớn nhất:

$$T_2 = \varphi \cdot R_2; \varphi = 0,70 \div 0,73$$
 - Hệ số bám.
7. Bàn san đặt vuông góc với trục dọc của máy, đó là vị trí mà lực cản của đất tác dụng lên bàn san có giá trị lớn nhất.

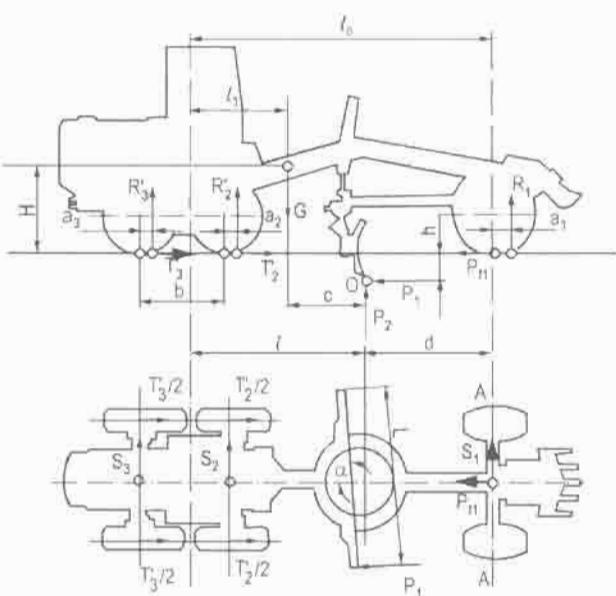
2. Xác định các lực tác dụng lên máy san

Tổng mô men của tất cả các lực đối với điểm 0 (hình 4.II.13) sẽ là:

$$R_1 d + P_{f1} h + G \cdot c - R_2 l - T_2 \cdot h = 0 \quad (4.II.17)$$

Tổng hình chiếu của các lực theo phương thẳng đứng và phương ngang (theo giả thiết thứ 7) được xác định theo các phương trình sau:

$$R_1 + P_2 - G + R_2 = 0 \quad (4.II.18)$$



**Hình 4.II.13. Sơ đồ lực tác dụng
lên máy san l x 2 x 3**

$$T_2 - P_1 - P_{fl} = 0 \quad (4.II.19)$$

Giải đồng thời 3 phương trình (4.II.17), (4.II.18) và (4.II.19) với giả thiết $P_{fl} = 0$ sẽ xác định được phản lực của đât tác dụng lên các bánh xe và bàn san:

$$R_1 = \frac{-G[c(1 + \psi\varphi) - l - \varphi.h]}{[d(1 + \psi\varphi) + l + \varphi.h]} \quad (4.II.20)$$

$$R_2 = \frac{G - R_1}{1 + \psi\varphi} \quad (4.II.21)$$

$$P_1 = \varphi \cdot R_2 \quad (4.II.22)$$

Trong đó:

$$\psi = \frac{P_2}{P_1} = 0,15 ; \varphi = 0,7 \div 0,73 - \text{Hệ số bám};$$

G - Trọng lượng máy san;

c, d, l - Các khoảng cách đặt lực (xem hình 4.II.13).

Các công thức (4.II.20); (4.II.21) và (4.II.22) được sử dụng khi bàn san ấn sâu dao cắt vào đất, P_2 có chiều hướng lên trên. Còn ở cuối giai đoạn đào đất khi nâng dần bàn san lên thì P_2 hướng xuống dưới. Lúc đó sẽ có:

$$R_1 = \frac{G(-c - c\psi\varphi + l + \varphi.h)}{d(1 - \psi\varphi) + l + \varphi.h} \quad (4.II.20a)$$

$$R_2 = \frac{G - R_1}{1 - \psi\varphi} \quad (4.II.21a)$$

$$P_1 = \varphi \cdot R_2$$

Trong khi tính toán, tọa độ trọng tâm máy san (điểm đặt G) có thể xác định gần đúng như sau:

$$l_1 = (0,25 \div 0,35) L_0$$

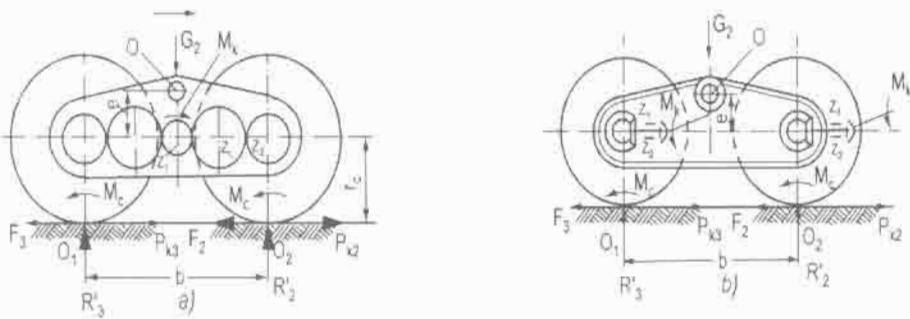
Chiều cao của trọng tâm so với mặt đất (xem hình 4.II.13)

$$H = r_c + 0,5 \text{ m}$$

Để xác định các phản lực R'_2 và R'_3 trên các bánh xe chủ động, ta xét sự cân bằng lực tác dụng lên thiết bị treo cân bằng của hai trực chủ động. Thiết bị đó gọi là balang cân bằng (hình 4.II.14).

Balang cân bằng được dùng để phân bố đều mô men đến các bánh xe chủ động. Balang có kết cấu truyền động bánh răng được sử dụng rộng rãi trong các máy san (hình 4.II.14a). Nó gồm một bánh răng chủ động Z_1 , hai bánh răng giữa - Z_g và hai bánh răng

bị động - Z_2 có tỷ số truyền bằng nhau để truyền lực đến các bánh xe chủ động. Trục của các bánh răng Z_1, Z_g, Z_2 nằm trên cùng một mặt phẳng ngang. Ở một số ít máy san còn dùng balăng có truyền lực bằng trục các đằng (hình 4.II.14b).



Hình 4.II.14. Sơ đồ lực tác dụng lên balăng cân bằng của máy san 1 × 2 × 3
a) Balăng có truyền động bánh răng; b) Balăng có truyền động lõi trục các đằng.

Từ sơ đồ hình (4.II.14) có thể viết được các phương trình cân bằng mô men với các điểm O_1 và O_2 (các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đất):

$$-R'_2 b + \frac{G_2}{2} b \cdot T (e + r_c) + M_k \cdot M_c = 0$$

$$R'_3 b - \frac{G_2}{2} b \cdot T (e + r_c) + M_k \cdot M_c = 0$$

Từ 2 phương trình trên, xác định được R'_2 và R'_3 .

$$R'_2 = \frac{G_2}{2} + \frac{1}{b} [-T (e + r_c) + M_k - M_c] \quad (4.II.22)$$

$$R'_3 = \frac{G_2}{2} + \frac{1}{b} [T (e + r_c) - M_k + M_c] \quad (4.II.22a)$$

Trong đó:

T - Lực kéo truyền tới balăng đặt tại trục treo balăng (điểm O).

G_2 - Trọng lượng máy san phân bố trên các trục chủ động, xác định theo bảng 4.II.1.

M_k - Mô men xoắn trên bánh răng chủ động của balăng - Bánh răng Z_1 .

$$M_k = \frac{(P_{k2} + P_{k3}) r_c}{i_b \cdot \eta_b} = \frac{(T + P_f) r_c}{i_b \cdot \eta_b} \quad (4.II.23)$$

M_c - Mô men cản lăn tác dụng lên bánh xe chủ động.

$$M_c = f \cdot G_2 \cdot r_c \quad (4.II.24)$$

Trong đó:

$P_f = f G_2$ - Lực cản lăn; f - Hệ số cản lăn.

$$i_b - Tỷ số truyền của balăng; i_b = \frac{Z_2}{Z_1}$$

η_b - Hiệu suất của balăng.

e - Khoảng cách từ trục treo balăng đến trục bánh xe.

r_c - Bán kính chịu lực của bánh xe.

Thay các giá trị:

$$T = \varphi \cdot G_2$$

$$M_k = \frac{(T + P_f) r_c}{i_b \cdot \eta_b} = \frac{G_2 (\varphi + f) r_c}{i_b \cdot \eta_b}; M_c = f G_2 r_c$$

vào các công thức (4.II.22) và (4.II.22a), sẽ nhận được các công thức để xác định R_2 và R_3 :

$$R_2 = G_2 \left\{ 0,5 + \frac{r_c}{b} \left[-\varphi \left(\frac{e}{r_c} + 1 \right) + \frac{\varphi + f}{i_b \cdot \eta_b} - f \right] \right\} \quad (4.II.25)$$

$$R_3 = G_2 \left\{ 0,5 + \frac{r_c}{b} \left[\varphi \left(\frac{e}{r_c} + 1 \right) - \frac{\varphi + f}{i_b \cdot \eta_b} + f \right] \right\} \quad (4.II.26)$$

Trong đó:

φ - Hệ số bám;

f - Hệ số cản lăn.

e - Khoảng cách từ trục bánh xe hoặc từ đường tâm trục của các bánh răng Z_1, Z_2 đến trục treo balăng cân bằng (điểm O trên hình 4.II.14).

Nhìn vào 2 công thức trên dễ dàng nhận thấy rằng:

R'_2 và R'_3 tăng khi tăng khoảng cách e và giảm khoảng cách b giữa trục của bánh xe chủ động.

3. Xác định lực tác dụng lên các cơ cấu của máy san

Máy san bao gồm các cơ cấu sau:

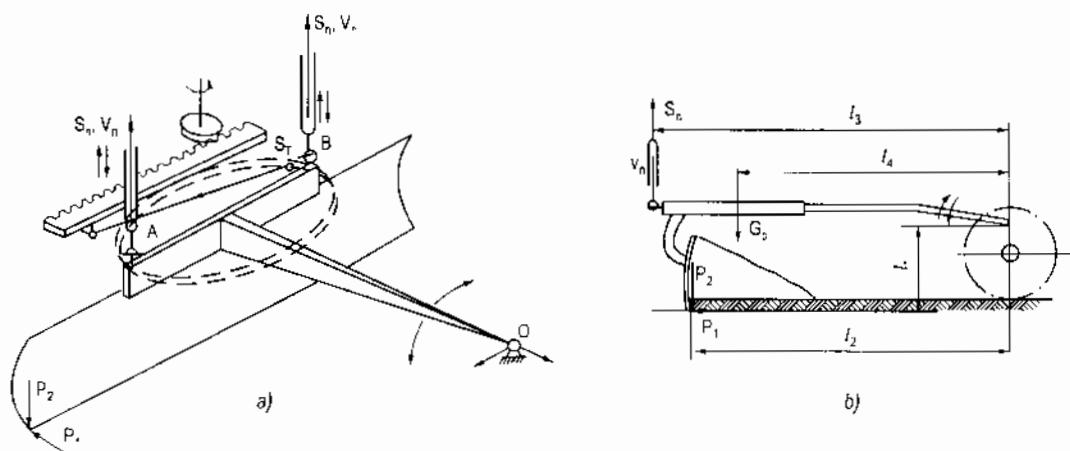
- + Nâng hạ bàn san và khung treo bàn san (hay gọi là khung kéo).
- + Quay bàn san trong mặt phẳng ngang.
- + Đưa bàn san sang hai phía phải hoặc trái so với trục dọc của máy.
- + Nâng hạ bàn sới (hoặc bàn úi) đặt ở phía trước máy san.
- + Nghiêng bánh trước.
- + Cơ cấu di chuyển.

Đồng thời máy san cũng có các cơ cấu điều khiển giống ô tô và máy kéo bánh hơi như: Cơ cấu lái, cơ cấu đóng mở ly hợp, phanh, điều khiển tốc độ qua hộp số.

Hiện nay, hệ thống điều khiển bằng thủy lực đang được áp dụng rộng rãi trong các loại máy san. Hệ thống này bao gồm số lượng lớn các xi lanh làm việc độc lập với nhau và một động cơ thủy lực dẫn động cho cơ cấu quay bàn san. Các thông số cơ bản của hệ thống thủy lực có thể tham khảo trong bảng (4.II.2).

a) Xác định lực trên cơ cấu nâng bàn san và khung treo bàn san

Bàn san được liên kết với vòng răng của cơ cấu quay và được treo cùng với khung kéo của máy san nhờ ba điểm A, B, O (hình 4.II.15)



Hình 4.II.15. Sơ đồ xác định lực nâng bàn san

a) Hình chung bàn san và khung kéo; b) Sơ đồ xác định lực nâng bàn san và khung kéo.

Trong đó điểm O (điểm liên kết giữa khung kéo và khung chính) là cố định, còn các điểm A và B có thể thay đổi vị trí của nó tương đối so với điểm O trong mặt phẳng đứng và trong mặt phẳng ngang.

Để xác định giá trị lực nâng bàn san \$S_n\$, ta thừa nhận các điều kiện tính toán sau: Bàn san cắm sâu vào đất ở một phía và tại mép dao cắt; việc nâng bàn san được tiến hành tại cuối giai đoạn cắt đất; tại mép dao cắt tác dụng phản lực ngang \$P_1\$ của đất, có giá trị lớn nhất \$P_{max}\$ (hình 4.II.15). Thành phần phản lực thẳng đứng \$P_2\$ của đất tại dao cắt ngăn cản việc nâng bàn san. Trọng lượng bàn san, trọng lượng vòng răng quay bàn san và trọng lượng khung kéo được hợp lại và đặt tập trung tại trọng tâm của cả hệ thống treo bàn san và ký hiệu chung là \$G_p\$.

Khi đó, lực tác dụng trên một xi lanh nâng bàn san chưa kể các lực quán tính sẽ là:

$$S_n = \frac{G_p l_4 + P_2 l_2 - P_1 l_1}{l_3} \quad (4.II.27)$$

Trong đó:

\$l_1, l_2, l_3, l_4\$, là các cánh tay đòn đặt các lực (hình 4.II.15).

Quan hệ giữa \$P_1\$ và \$P_2\$ có thể biểu diễn qua công thức: \$P_2 = 0.45 P_1\$ (theo N.G Dombropksi).

Ngoài các lực cơ bản nêu trên, tại thời điểm nâng bàn san, trong hệ thống còn xuất hiện lực quán tính, giá trị của lực quán tính này phụ thuộc vào sự gia tốc khi nâng bàn san. Khi tính cơ cấu nâng bàn san, lực quán tính này sẽ được kể đến nếu tốc độ nâng bàn san tăng lớn hơn 0,2 m/s.

Tốc độ làm việc trung bình của các cơ cấu điều khiển máy san có thể tham khảo trong bảng 4.II.3.

Việc tính toán các chi tiết của cơ cấu nâng theo độ bén được tiến hành khi hạ bàn san để cắm sâu dao cắt vào đất. Tại mép dao cắt ở một phía của bàn san - điểm D (hình 4.II.16) có phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên dao cắt P_2 .

Khảo sát điều kiện cân bằng máy san theo hình 4.II.16, ta thấy có các trường hợp sau xảy ra.

+ Điểm đặt phản lực của đất tác dụng lên dao cắt P_2 nằm trong giới hạn góc HOK. Khi đó các bánh xe của trục trước có thể bị nhắc lên khỏi mặt đất và máy san bị lật quanh trục AA.

Bảng 4.II.2. Đặc tính kỹ thuật của một số máy san

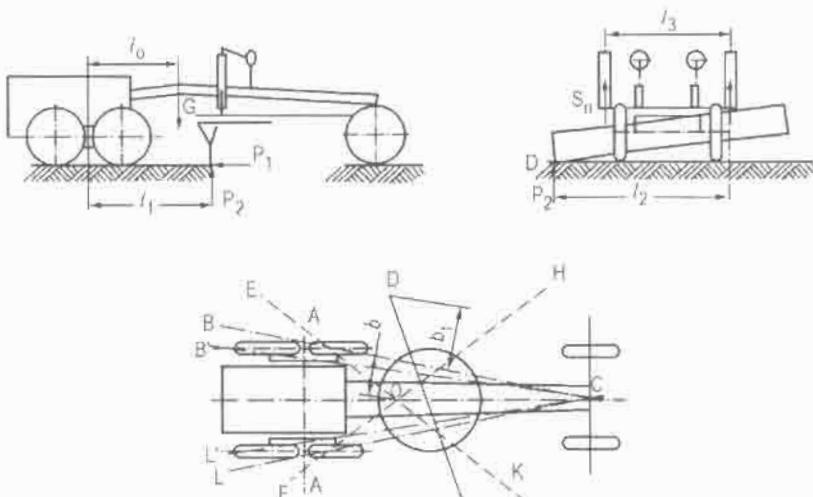
Loại máy san	Thông số của máy san				Thông số của hệ thống thủy lực			
	Động cơ		Bàn san		Loại bơm	Công suất (mã lực)	Áp suất N/cm ²	Năng suất (lít/phút)
	Loại động cơ	Công suất (mã lực)	Chiều dài (m)	Chiều cao (m)				
D-557	AM-01	110	3,66	0,6	HIII-46B	16	1000	75
D-598B	CMD-14A	75	3,04	0,5	HIII-46B	12,5	750	75
D-710A	AM-41	90	3,04	0,5	HIII-46	12,5	750	75
D-395B	UII-6	165	3,70	0,7	HIII-67	22	700	100

Bảng 4.II.3. Giá trị tốc độ làm việc của các cơ cấu điều khiển máy san

Tốc độ làm việc của các cơ cấu	Loại hệ thống điều khiển	
	Cơ khí	Thủy lực
Nâng bàn san, cm/s	8,5 ÷ 18	9 ÷ 18
Hạ bàn san, cm/s	6,2 ÷ 8,0	6,5 ÷ 8,5
Quay bàn san trong mặt phẳng ngang, vòng/ph	3,0 ÷ 10	3,0 ÷ 6,0
Nghiêng bánh xe trước, độ/s	3,0 ÷ 5,0	1,5 ÷ 3,5
Đưa bàn san sang hai phía, cm/s	8,0 ÷ 13	6,0 ÷ 15
Nâng bàn sới (hoặc bàn ủi), cm/s	1,8 ÷ 4,5	1,0 ÷ 3,5

Phản lực của đất tác dụng lên dao cắt trong trường hợp này sẽ là:

$$P_2 = G \frac{l_0}{l_1} \quad (4.II.28)$$



Hình 4.II.16. Sơ đồ để xác định lực nâng lớn nhất trong cơ cầu nâng

+ Điểm đặt lực P_2 nằm trong giới hạn của góc EOH hoặc góc FOK. Khi đó một bánh xe trước của trục trước sẽ bị nhắc lên khỏi mặt đất và máy san bị lật quanh BC hoặc LC (với máy san 2 trục); máy san bị lật quanh đường B'C hoặc L'C (với máy san 3 trục $1 \times 2 \times 3$).

Lúc đó phản lực:

$$P_2 = G \frac{b}{b_1} \quad (4.II.28a)$$

Trong các công thức (4.II.28) và (4.II.28a) có:

G - Trọng lượng máy san;

l_0 - Khoảng cách từ trọng tâm O của máy san đến trục lật AA;

l_1 - Khoảng cách từ điểm đặt lực P_2 đến trục lật AA;

b, b_1 - Khoảng cách từ trọng tâm máy san và điểm đặt lực P_2 đến đường BC (với máy san hai trục) hoặc B'C (với máy san ba trục).

Lực nâng bàn san trong một xi lanh thủy lực của cơ cầu nâng ở hai trường hợp nếu trên phụ thuộc vào giá trị P_2 và được xác định theo công thức:

$$S_n = \frac{P_2 l_2}{l_3}, \text{N} \quad (4.II.29)$$

Để tính toán các chi tiết của cơ cầu nâng, phải xác định $S_{n\max}$ theo giá trị P_2 lớn hơn tìm được từ 2 công thức (4.II.28) và (4.II.28a).

Mặt khác vị trí điểm đặt lực P_2 so với trục dọc của máy cũng thay đổi do bàn san quay trong mặt phẳng ngang khi làm việc nên các khoảng cách l_1 và l_2 cũng sẽ thay đổi.

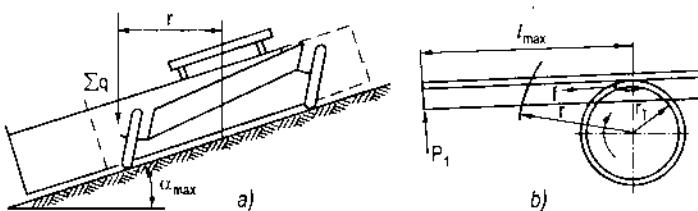
Nhìn vào công thức (4.II.29) thấy rằng; Giá trị S_n lớn nhất khi có $P_{2\max}$ và $t_{2\max}$. Giá trị $S_{n\max}$ sẽ được dùng để tính toán sức bền các chi tiết của cơ cấu nâng bàn san và công suất cần thiết để nâng bàn san:

$$N_n = \frac{S_{n\max} \cdot v_n}{1000\eta_n}, \text{ kW}$$

Trong đó: v_n -vận tốc nâng bàn san (m/s) có thể chọn sơ bộ theo bảng 4.II.3.

$\eta_n = (0,8 \div 0,85)$ - Hiệu suất cơ cấu nâng.

b) Xác định lực tác dụng lên cơ cấu quay bàn san trong mặt phẳng ngang



Hình 4.II.17. Sơ đồ tính toán cơ cấu quay bàn san

Cơ cấu quay bàn san gồm 2 loại:

+ Truyền động cơ khí gồm có hộp giảm tốc và trục các đằng để truyền lực từ hợp điều khiển trên buồng lái tới bàn san.

+ Truyền động thủy lực gồm một động cơ thủy lực, qua hộp giảm tốc trực vít - bánh vít và bộ bánh răng giảm tốc làm quay vòng răng và đẩy bàn san quay theo với góc quay $\varphi = 360^\circ$. Khi bàn san quay sẽ chịu tác dụng bởi mô men cản quay vòng. Mô men này được xác định theo công thức sau:

$$M_{cq} = M_{ms} + M_G + M_q \quad (4.II.30)$$

Trong đó:

M_{cq} - Mô men cản quay vòng chung, gồm: M_{ms} - Mô men cản quay vòng do ma sát; M_G - Mô men cản quay vòng do trọng lượng của các chi tiết quay cùng bàn san; M_q - Mô men cản quay vòng của các lực quán tính khi quay bàn san.

Khi tính toán công suất yêu cầu của động cơ để dẫn động cơ cấu quay bàn san và tính toán sức bền của các chi tiết thuộc cơ cấu quay, có thể thừa nhận các điều kiện tính toán sau:

- Máy san làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang với góc nghiêng α_{max} (hình 4.II.17).
- Dao cắt của bàn san được nâng dần lên khỏi mặt đất.
- Bàn san quay với vận tốc góc là ω .

Với các giả thiết trên, có thể xác định các giá trị của các mô men cản quay vòng như sau:

* Mô men cản quay vòng do lực ma sát.

$$M_{ms} = P_{ms} \cdot r_{ms} \quad (4.II.30a)$$

Trong đó:

$P_{ms} = \sum q\mu$ - Lực ma sát;

$\sum q$ - Trọng lượng của tất cả các chi tiết quay cùng bàn san;

μ - Hệ số ma sát giữa thép và thép;

r_{ms} - Bán kính từ điểm đặt lực ma sát đến tâm của vòng quay.

* Mô men cản quay vòng do trọng lượng của các chi tiết quay cùng bàn san (máy san làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang).

$$M_G = \sum qr \cdot \sin\alpha \quad (4.II.30b)$$

r - Bán kính từ điểm đặt hợp lực $\sum q$ đến tâm của vòng quay;

α - Góc nghiêng ngang của mặt nền nơi máy san làm việc.

* Mô men cản quay vòng do lực quán tính là tổng mô men của các lực quán tính của các chi tiết quay, của động cơ và cơ cấu dẫn động. Song, thực tế mô men quán tính do các chi tiết trong hệ thống truyền động gây ra thường rất nhỏ, nên có thể bỏ qua, mà chỉ kể đến mô men quán tính do vòng răng và bàn san khi quay gây ra mà thôi.

$$M_q = J \cdot \frac{\omega}{t_q} \quad (4.II.30c)$$

Trong đó:

J - Mô men quán tính của vòng răng và bàn san, khi quay;

ω = Tốc độ góc khi quay, $\omega = (0,4 \div 0,6)$, 1/s.

t_q - Thời gian gia tốc, $t_q = 0,4 \div 0,6$ s.

Để khắc phục các mô men cản quay vòng nêu trên thì động cơ cần sinh ra mô men xoắn $M_{d/c}$.

$$M_{d/c} = \frac{1}{i_0 \eta_0} \left[P_{ms} r_{ms} + \sum q r \sin\alpha + J \frac{\omega}{t_q} \right] \quad (4.II.31)$$

Ở đây: i_0 và η_0 - Tỷ số truyền và hiệu suất truyền động từ động cơ đến trực của vòng răng quay bàn san.

Công suất động cơ cần thiết để dẫn động cơ cấu quay:

$$N_q = \frac{k_d \cdot n_{d/c}}{i_0 \eta_0} \left[P_{ms} r_{ms} + \sum q r \sin\alpha + J \frac{\omega}{t_q} \right] \quad (4.II.32)$$

Trong đó:

$n_{d/c}$ - Tốc độ quay của trực động cơ (vòng/ph);

k_d - Hệ số dự trữ mô men; $k_d = 1,25$.

Việc tính toán sức bền cho các chi tiết của cơ cấu quay bàn san, xuất phát từ điều kiện: tại mép dao cắt có phản lực lớn nhất của đất P_1 tác dụng lên dao khi mà bàn san được đưa hết cỡ về một phía của máy san. Nghĩa là điểm đặt P_1 cách tâm vòng quay một khoảng cách l_{\max} (hình 4.II.17b). Bàn san gặp chướng ngại vật tại mép dao cắt. Mô men do P_1 sinh ra so với tâm vòng quay sẽ là:

$$M_p = P_1 K_d \cdot l_{\max}$$

l_{\max} - Khoảng cách lớn nhất từ điểm đặt lực P_1 đến tâm của vòng quay;

$K_d = 1,15 \div 1,20$ - Hệ số tải trọng động.

c) Xác định lực trên cơ cấu nghiêng bánh xe trước

Khi máy san làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang, phản lực của đất tác dụng tại mép dao cắt ở về một phía của máy san, làm máy dễ bị mất ổn định ngang và lật về phía mặt nghiêng của nơi làm việc. Nhờ có cơ cấu nghiêng bánh trước mà máy san chống lại được sự mất ổn định đó và cho phép bánh trước nghiêng một góc $20 \div 30^\circ$.

Sơ đồ lực tác dụng lên bánh trước khi máy san làm việc trên mặt phẳng ngang nghiêng chỉ dẫn trên hình 4.II.18.

Việc nghiêng bánh trước cần phải đảm bảo sao cho phản lực của đất R_1 tác dụng lên bánh xe có phương vuông góc với trục bánh xe và là hợp lực (theo phương diện hình học) của các lực G_1 và S_1 . Trong đó: S_1 là phản lực ngang của mặt đường tác dụng lên bánh xe trước; G_1 - Trọng lượng máy san phân bố trên trục trước. Như vậy có thể xác định được R_1 :

$$R_1 = \frac{S_1}{\sin(\delta - \alpha)} = \frac{G_1}{\sin(90^\circ - \delta)} \quad (4.II.33)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{S_1 + G_1 \sin \alpha}{G_1 \cos \alpha} \quad (4.II.33a)$$

Trong đó:

α - Góc nghiêng ngang của mặt nền làm việc của máy san ủi.

δ - Góc nghiêng của bánh trước so với phương vuông góc với mặt nền làm việc của máy san.

Từ công thức (4.II.33a) ta kết luận được rằng: Với mỗi loại máy san nhất định (có G_1 không thay đổi), khi tăng phản lực ngang S_1 tác dụng lên bánh xe trước và tăng góc nghiêng ngang của mặt đường α thì góc nghiêng của bánh trước δ so với phương pháp tuyến với mặt làm việc của máy cũng phải tăng thì mới đảm bảo độ ổn định của máy khi làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang.

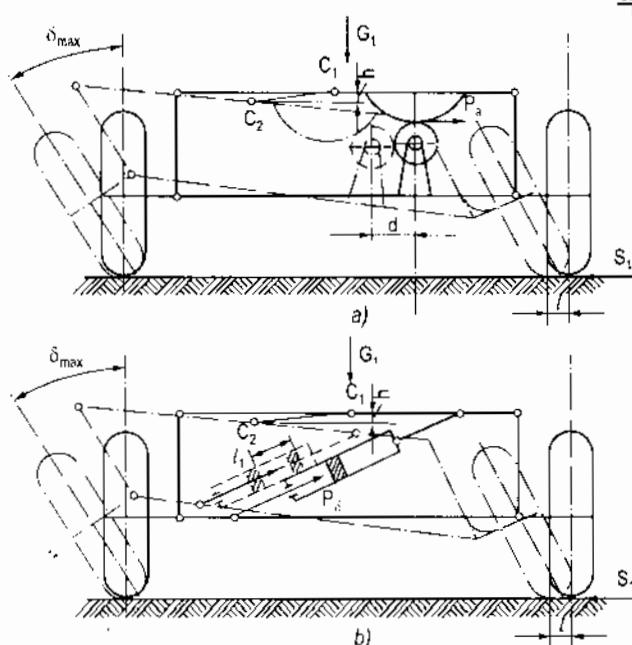
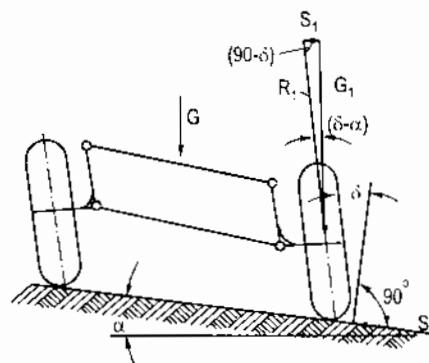
Cơ cấu nghiêng bánh trước của máy san hiện nay thường có hai loại:

- Truyền động cơ khí qua hệ thống đòn và các bánh răng (hình 4.II.19a).

- Truyền động thủy lực qua các xi lanh thủy lực (hình 4.II.19b).

Trên sơ đồ hình 4.II.19a, sẽ có công do lực P_a sinh ra tại bánh răng hình quạt bằng tổng công do trọng lượng phân bố trên trục bánh xe trước G_1 sinh ra và công do lực S_1 sinh ra:

Hình 4.II.18. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh trước khi nghiêng bánh xe trong trường hợp máy san làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang



Hình 4.II.19. Sơ đồ tính toán cơ cấu nghiêng bánh xe trước của máy san
a) Truyền động cơ khí;
b) Truyền động thủy lực.

$$P_a d = G_1 h + S_1 l \quad (4.II.34)$$

Ở đây:

d - Quãng đường dịch chuyển của P_a , được tạo ra do sự ăn khớp giữa bánh răng chủ động và bánh răng hình quạt. Khi bánh răng chủ động quay, qua bánh răng hình quạt, tạo ra sự tịnh tiến của hệ thống đòn, làm bánh xe nghiêng đi một góc δ .

h - Quãng đường dịch chuyển của trọng tâm toàn bộ cơ cấu nghiêng bánh trước gồm hệ thống đòn và các bánh răng (C_1 dịch chuyển đến C_2).

l - Quãng đường dịch chuyển của bánh xe khi bị nghiêng.

Các trị số của d , h , l có thể xác định bằng họa đồ.

Từ phương trình (4.II.34), rút ra được:

$$P_a = \frac{G_1 h + S_1 I}{d} \quad (4.II.35)$$

Mô men trên trục của bánh răng chủ động trong cơ cấu nghiêng bánh xe trước:

$$M = P_a \cdot r \quad (4.II.36)$$

r - Bán kính vòng tròn chia của bánh răng chủ động.

Tuy nhiên, hiện nay cơ cấu nghiêng bánh trước ít dùng truyền động cơ khí, mà hay dùng truyền động thủy lực (hình 4.II.19b).

Trong trường hợp này, lực tác dụng trên cần pít tông của xi lanh thủy lực được xác định theo công thức:

$$P_b = \frac{G_1 h + S_1 I}{l_1} \quad (4.II.37)$$

l_1 - Quãng đường dịch chuyển của pít tông trong xi lanh.

Công suất động cơ cần thiết để dần động cho cơ cấu nghiêng bánh trước sẽ bằng:

$$N_b = \frac{P_b \cdot v_b}{1000 \eta_b}, (\text{kW}) \quad (4.II.38)$$

Trong đó:

v_b - Tốc độ chuyển động tịnh tiến của hệ thống đòn (đối với cơ cấu có truyền động cơ khí) hoặc của pít tông (đối với hệ thống thủy lực);

Đơn vị của P_b là N và đơn vị của v_b là m/s;

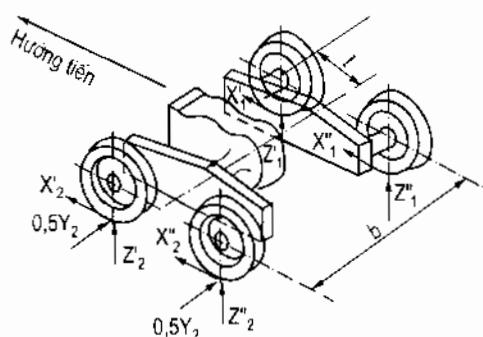
η_b - Có thể xác định dựa vào tốc độ thay đổi góc nghiêng của bánh xe trước ($3\div 5^\circ$) trong 1 giây;

η_b - Hiệu suất truyền động từ động cơ đến cơ cấu nghiêng bánh xe trước.

d) Xác định lực tác dụng lên cơ cấu di chuyển máy san

- Đối với các bánh xe lắp ở cầu chủ động của máy san

Sơ đồ phản lực tác dụng lên các bánh xe chủ động được thể hiện trên hình (4.II.20).



Hình 4.II.20. Sơ đồ phản lực tác dụng lên các bánh xe chủ động

Các phản lực đó được xác định nhờ các phương trình sau:

$$\begin{aligned} Z'_1 &= Z_1 \Lambda ; Z'_2 = Z_2 \Lambda ; X'_1 = Z'_1 \varphi_{\max} ; X'_2 = Z'_2 \varphi_{\max} \\ Z''_1 &= Z_1 B ; Z''_2 = Z_2 B ; X''_1 = Z''_1 \varphi_{\max} ; X''_2 = Z''_2 \varphi_{\max} \end{aligned}$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} A &= 0,5 - \frac{\varphi_{\max} + f}{b \cdot \eta_b} r_c \left(1 - \frac{1}{i_b} + \frac{l}{r_c} \right) \\ B &= 0,5 + \frac{\varphi_{\max} + f}{b \cdot \eta_b} r_c \left(1 - \frac{1}{i_b} + \frac{l}{r_c} \right) \end{aligned} \quad (4.II.39)$$

Trong công thức (4.II.39) có:

b - Khoảng cách giữa tâm của hai bánh xe chủ động bên phải và bên trái;

l - Khoảng cách từ cầu chủ động đến trục balăng cân bằng;

i_b - Tỷ số truyền của bộ bánh răng trong ba lăng cân bằng;

$\eta_b = 0,8 \div 0,90$ - Hiệu suất ba lăng;

r_c - Bán kính tĩnh của bánh xe chủ động;

φ_{\max} - Hệ số bám lớn nhất;

f - Hệ số cán lăn.

Phản lực ngang Y_2 trên các bánh xe chủ động được xác định theo công thức sau:

$$Y_2 = \frac{Y_1(L_0 - l_1) - Z_2 \varphi_{\max} b - P_j \frac{b}{2}}{l_1} \quad (4.II.40)$$

Trong đó:

$$Y_1 = \frac{(G + P_j)b}{2(L_0 - l_1)} \quad (4.II.41)$$

$$P_j = v \sqrt{C \cdot m} \quad (4.II.42)$$

Y_1 - Phản lực ngang của mặt đất tác dụng lên các bánh xe bị động;

G - Trọng lượng của máy san;

P_j - Lực quán tính (lực động) tác dụng lên máy san khi dao cắt của bàn san gấp chướng ngại vật;

L_0 - Khoảng cách từ trực trước đến trực tâm của balăng cân bằng giữa hai trực chủ động;

b - Khoảng cách giữa tâm của hai bánh xe chủ động bên phải và bên trái;

l_1 - Khoảng cách từ vị trí mép dao cắt tham gia cắt đất đến trực tâm balăng cân bằng;

v - Vận tốc di chuyển của máy tại thời điểm dao cắt gặp chướng ngại vật;

C - Độ cứng tổng hợp của máy san;

m - Khối lượng của máy san.

- Xác định các lực tác dụng lên các trục của máy san:

Từ hình 4.II.21 có thể xác định được các lực tác dụng lên trục máy san. Khung chính của máy san được tựa trên cầu sau tại các điểm b và c qua ba lăng cân bằng và tựa trên cầu trước tại điểm a. Trọng lượng máy đặt tại trọng tâm O và được phân ra các bánh xe 1, 2, 3, 4, 5 và 6 (hình 4.II.21).

Trong đó:

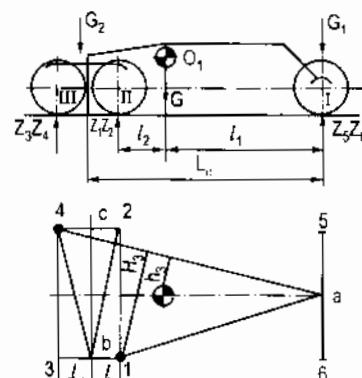
G_1, G_2 - Trọng lượng máy phân bố trên trục trước và trục balang cân bằng;

G_{II}, G_{III} - Trọng lượng phân bố trên trục giữa và trục sau của máy san.

Ta khảo sát các vị trí sau:

1) Máy san được tựa trên tất cả các bánh xe:

Điểm tựa là 1, 2, 3, 4, 5, 6.



Hình 4.II.21. Sơ đồ lực tác dụng
lên các trục của máy san

$$G_2 = \frac{Gl_1}{L_0} ; Z_1 = Z_2 = Z_3 = Z_4 = \frac{G_2}{4}$$

$$G_{II} = G_{III} = \frac{G_2}{2} ; G_1 = G - G_2$$

2) Máy san tựa trên các bánh xe của trục trước I và trục giữa (II):

Điểm tựa là: 1, 2, a, 5, 6:

$$G_{II} = G \frac{l_1}{L_0 + l} ; Z_1 = Z_2 = \frac{G_2}{2} ; G_1 = G - G_{II}$$

3) Máy san tựa trên các bánh xe của trục trước I, bánh xe 1 của trục giữa II và trên bánh 4 của trục sau III:

$$Z_1 = G \frac{h_3}{H_3} ; Z_4 = \frac{Gl_1 - Z_1(l_1 + l_2)}{L_0 + l}$$

$$G_2 = G - (Z_1 + Z_4)$$

4) Máy san tựa trên các bánh xe của trục trước I và trục sau III:

$$G_{III} = G \frac{l_1}{L_0 + l}; Z_3 = Z_4 = \frac{1}{2} G_{III}; G_1 = G - G_{III}$$

5) Máy san tựa trên trục trước I và các bánh xe 1, 3, 4 của trục chủ động:

$$Z_1 = Z_3 = \frac{1}{4} G \frac{l_1}{L_0 + l}; Z_4 = Z_1 + Z_3$$

$$G_1 = G - (Z_1 + Z_3 + Z_4)$$

6) Máy san tựa trên các bánh xe của trục trước I và trên các bánh xe 1, 3, 2 của trục chủ động:

$$Z_1 = Z_3 = \frac{1}{4} G \frac{l_1}{L_0 + l}; Z_2 = 2Z_1$$

$$G_1 = G - (Z_1 + Z_2 + Z_3)$$

Ở tất cả các trường hợp nói trên ta đều xem tải trọng tác dụng lên 2 bánh xe của trục trước là như nhau.

$$\text{Nghĩa là: } Z_5 = Z_6 = \frac{G_1}{2}$$

Sau khi đó kết quả tính từ 6 trường hợp nêu trên, cần phải chọn trường hợp có tải trọng lớn nhất tác dụng lên các bánh xe để tính toán cơ cấu di chuyển.

Trên các bánh xe chủ động, cần phải kể đến tác dụng của lực kéo tiếp tuyến đặt tại các bánh xe này. Giá trị của lực kéo tiếp tuyến gần bằng (10 ÷ 15)% tải trọng thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe đó.

Khi máy làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang (hình 4.II.22) thì giá trị góc nghiêng ngang giới hạn, đảm bảo độ ổn định ngang cho máy sẽ là:

$$\alpha_{gh} = \operatorname{arctg} \frac{b}{2H} \quad (4.II.43)$$

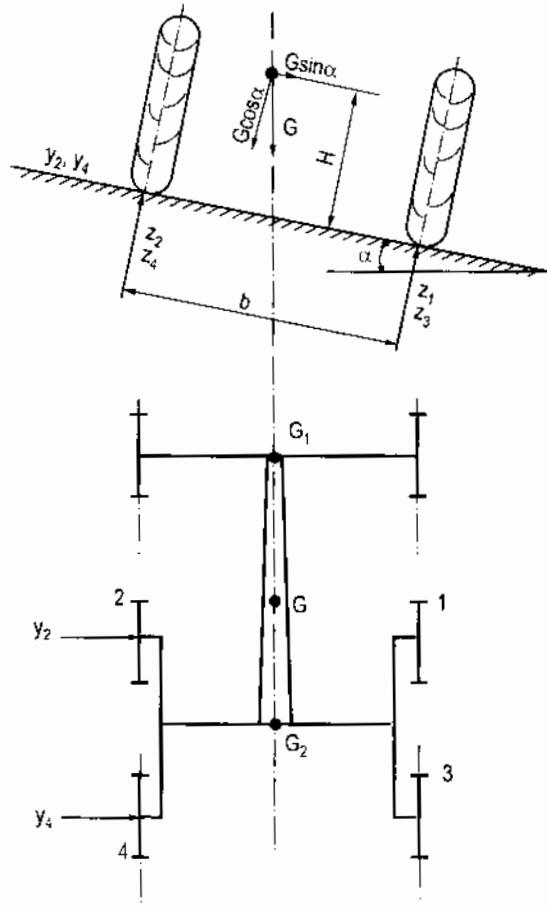
Các giá trị phản lực được xác định như sau:

$$Y_2 = Y_4 = \frac{G_2 \sin \alpha}{2} \quad (4.II.44)$$

Giải các phương trình mô men của các lực lấy với các trục đi qua các điểm 1, 2, 3, 4, ta sẽ nhận được:

$$Z_1 = Z_3 = \frac{G_2}{4} \left(\cos \alpha + \frac{2H}{l} \sin \alpha \right) \quad (4.II.45)$$

$$Z_2 = Z_4 = \frac{G_2}{4} \left(\cos \alpha - \frac{2H}{l} \sin \alpha \right) \quad (4.II.46)$$



Hình 4.II.22. Sơ đồ lực tác dụng lên các bánh xe chủ động khi máy làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang

Phản lực theo phương trục x - x tại các bánh xe.

$$X_1 = X_3 = Z_1 \varphi_{\max}; X_2 = X_4 = Z_2 \varphi_{\max} \quad (4.II.47)$$

Trong đó: l là khoảng cách từ tâm ba lăng cân bằng đến trục lắp bánh xe chủ động (xem hình 4.II.20); φ_{\max} - Hệ số bám lớn nhất của bánh xe chủ động.

Lực bám tại các bánh xe chủ động 1 và 3 bằng nhau:

$$P_{\text{bám}}^1 = P_{\text{bám}}^3 = Z_1 \cdot \varphi_{\max}$$

Lực bám tại các bánh xe chủ động 2 và 4 bằng nhau:

$$P_{\text{bám}}^2 = P_{\text{bám}}^4 = Z_2 \cdot \varphi_{\max}$$

§7. XÁC ĐỊNH NĂNG SUẤT MÁY SAN

Năng suất máy san phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố: Các thông số cơ bản của máy như công suất động cơ, lực kéo tiếp tuyến trên bánh xe chủ động, các kích thước hình học của bàn san như chiều dài, chiều cao, tốc độ làm việc của máy, chiều dài vùng san, biện pháp quản lý và tổ chức thi công cũng như các điều kiện làm việc khác.

1. Xác định năng suất máy san theo đơn vị m³/h

Năng suất sử dụng của máy san được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{1000 LF k_{tg}}{2L \left(\frac{n_1}{v_1} + \frac{n_2}{v_2} + \frac{n_3}{v_3} \right) + 2t_q (n_1 + n_2 + n_3)}, \text{m}^3/\text{h} \quad (4.II.48)$$

Trong đó:

L - Chiều dài vùng san, km;

F - Diện tích tiết diện lớp đất cát sau một lần san, m². F được xem như không thay đổi trong suốt quãng đường san đất và được xác định theo công thức (4.II.7);

k_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian; $k_{tg} = 0,8 \div 0,9$;

n_1, n_2, n_3 - Số lần di chuyển theo một hướng để cát đất, chuyển đất và san tinh để đạt được độ phẳng theo yêu cầu.

v_1, v_2, v_3 - Các tốc độ tương ứng, km/h.

t_q - Thời gian một lần quay đầu máy; $t_q = (0,08 \div 0,1)\text{h}$. Nếu cuối hành trình san không quay đầu máy mà quay bàn san 180°, thì thời gian quay t_q sẽ giảm và bằng một nửa thời gian quay đầu máy san.

2. Xác định năng suất máy san theo m²/h

Trong trường hợp này có thể áp dụng công thức tính năng suất máy ủi vạn năng khi san đất:

$$Q' = \frac{3600 L (L_1 \sin \alpha - c) k_{tg}}{n \left(\frac{L}{v} + t_q \right)}, \text{m}^2/\text{h} \quad (4.II.49)$$

Trong đó:

L - Chiều dài vùng san, m;

L_1 - Chiều dài bàn san, m;

α - Góc tạo bởi bàn san và phương di chuyển của máy, thường $\alpha = 40 \div 50^\circ$;

C - Chiều rộng của phần bàn san trùng lên nhau giữa hai lần san, $C = (0,2 \div 0,3)\text{m}$.

n - Số lần san tại một tuyến để đạt được độ phẳng theo yêu cầu.

v - Tốc độ di chuyển của máy khi san, m/s.

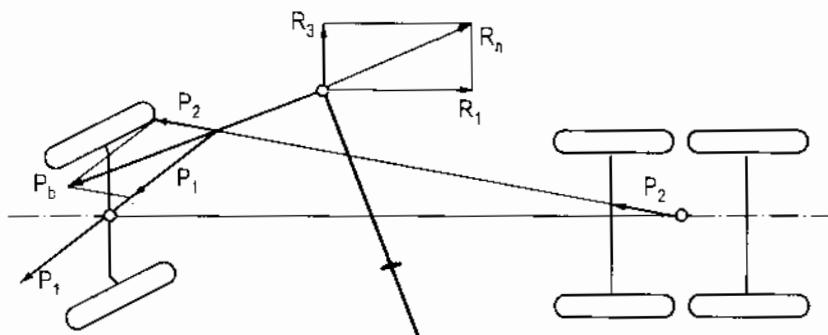
t_q - Thời gian một lần quay bàn san 180°; hoặc quay đầu máy.

§8. ÔN ĐỊNH NGANG CỦA MÁY SAN

Khi máy san làm việc, bàn san thường quay trong mặt phẳng ngang và được đặt nghiêng so với trục dọc của máy. Phản lực của đất tác dụng lên dao cắt cạnh ở một phía

của bàn san R được phân thành 3 thành phần R_1 ; R_2 ; R_3 . Trong đó R_1 và R_3 cùng nằm trong mặt phẳng ngang. R_1 có phương song song với trục dọc của máy. R_3 có phương vuông góc với R_1 và R_3 được xác định từ công thức (4.I.41) như máy ủi vận nang. R_2 theo phương thẳng đứng. Hợp lực của R_1 và R_3 trong mặt phẳng ngang là R_n (hình 4.II.23).

Dưới tác dụng của R_n , các bánh xe di chuyển của trục trước và trục sau có thể bị quay ngang, làm cho máy san bị mất ổn định ngang. Vì vậy cần phải tiến hành kiểm tra ổn định ngang cho máy san khi làm việc.



Hình 4.II.23. Sơ đồ tính ổn định ngang của máy san $1 \times 3 \times 3$

Ôn định ngang của máy san phụ thuộc rất nhiều vào sự phân bố đúng tải trọng trên các trục trước và trục sau. Đồng thời ổn định ngang cũng phụ thuộc vào công thức trực của máy san. Ta khảo sát máy san $1 \times 3 \times 3$.

Với một loại máy san đã có công thức trực xác định thì khi trọng tâm của máy san di chuyển dọc về phía trục sau, độ ổn định ngang của các bánh xe sau được đảm bảo tốt hơn. Song ngược lại, tải trọng phân bố lên các bánh xe của trục trước không đầy đủ. Lúc đó tải trọng của máy san chủ yếu dồn xuống các bánh xe trục sau và dồn xuống dao cắt của bàn san. Các bánh xe trước có thể bị nâng khỏi mặt đất và bị quay ngang dưới tác dụng của phản lực R_n , làm cho máy san bị mất ổn định ngang.

Ôn định ngang của máy san sẽ được đảm bảo khi phản lực ngang R_n (là hợp lực của phản lực R_1 và R_3 trong mặt ngang) nhỏ hơn hợp lực bám P_b của các bánh xe chủ động. P_b là tổng hình học của P_1 và P_2 . P_1 là lực bám của các bánh xe chủ động trên trục trước. P_2 là lực bám của các bánh xe chủ động trên hai trục sau. Nếu trục trước là trục bị động thì P_1 là lực cản lăn tại các bánh xe bị động.

Các lực bám này được xác định theo công thức:

$$P_{1,2} = \varphi(G_b \pm R_2) \quad (4.II.50)$$

Bảng 4.II.6. Đặc tính kỹ thuật máy san tự hành

Hàng và nước sản xuất	Mã hiệu	Kích thước giới hạn			Khoảng thông quang			Bán kính quay nhỏ nhất			Vận tốc di chuyển			Động cơ			Lưỡi gặt			Lưỡi san cát răng			Kích cỡ lốp xe			
		Trọng lượng (t)	Rộng (m)	Dài (m)	Rộng (m)	Cao (m)	Góc cắt cắt đất (độ)	Độ sâu cắt đất (mm)	Góc cắt cắt đất (độ)	Tốc độ lùi (km/h)	Tốc độ tiến (km/h)	Kiểu và mã hiệu	Công suất thiết kế (CV)	Rộng x Cao (m)	Lực cắt cực đại	Số lượng răng	Áp lực đại	Khoảng cách giữa các răng (mm)	Trước	Sau	Lốp	Sau	Lốp	Sau		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21						
	DZ-31A (D-557A)	12.1	8.1	2.5	3.43		12	250	30-70	-	-		108	3.7x0.565												
	D2-31 (DS-31S) (D557S)	12.34	8.6	2.65	3.475		12	250	30-70	-	-		110	3.7x0.56												
	DZ-31-1 (D-557-1)	12.6	9.26	2.65	3.475		13.5-16	250	30-70	4-37.7	4.2-16.3		130	3.7x0.60												
	LIEN BANG (D-T108)	9.15	7.62	2.3	2.985		12.5	250	30-70	4.2-38.1	4.2-16.4		90	3.04x0.50												
	NGA (D-395A)	18.5	10.3	2.8	3.57		17-18	500	30-80	3.5-34.4	4.22-41.1		250	3.7x0.70												
	DZ-14 (D-359V)	18.5	10.2	2.7	3.6		-	500	30-80	3.53	4-5.9		165	3.7x0.70												
	DZ-14V (D-598)	7.7	6.3	2.2	3.3		11	250	30-70	3.7-30.4	3.2-11.6		250	4.2x0.7												
	DZ-61A (D-710A)	8.7	7.14	2.3	2.95		10	250	30-70	3.7-30.4	3.2-11.5		3.04x0.50													

Bảng 4.II.6 (tiếp theo)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
DZ-40A		8.5	5.8	2.3	30				300	30-70	3.25-27	2.4-10.3									
D598A										250	30-70	3.5-36.8	4.0-16.5								
DZ-31	12.3	9.3	2.6	3.5																	
D-557																					
DZ-2	12.5	8.5	2.5	3.04						250	30-40	3.3-30	3.87-56								
D-141A																					
LJEN																					
BANG	18.65	10.25	2.71	3.65					17	500	30-80	3.5-30	4.5-90	DIEZEN	165	3.7x.70					
(D395A)																					
NGA																					
(D395AS)																					
D-265	13.7	6.2	2.74	3.04					400	-	3.28-26.7	3.87-6.62									
D-395	18.2	9.7	2.7	3.4					34	500	35-80	3.5-28.5	4.1-5.77								
D-426	9	7.7	2.61	3.15					34.4		32-60	3.97-41.2	2.98-4.08								
D-446	8.5	6.73	2.32	3.25					21.2	250	29-66	3.67-29.19	4.65-13.82								
D-512	9.34	7.5	225	3.10					16.8		31-70	22-36	2.2-35								
D-144	13.13	8.2	2.47	2.77					34.5	400	30-85	3.28-26	3.37-6.56								
KO-	GD22AC-1A	5.15	5.52	1.94	3.085	285	4.5					3.8-31.4	3.5-28.4	4D105	65	2.2x0425	2.25	5	1.13	825	7.50-20-10
MAT	GD28AC-1	7.59	7.265	2.055	3.25	3.25	5.5					3.7-30.6	4.8-31.0	4D105	75	2.8x0.5	4.20	6	1.95	1025	9.00-20-10
SU	GD31IRC-3A	0.55	6.76	2.165	3.415	9.0						4.5-38.3	7.7-11.6	4D130	110	3.1x0.52	5.22	9	3.50	1070	9.00-20-10
																				11.00-20-10	

Bảng 4.II.6 (tiếp theo)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
GD-37-64	12.19	8.065	2.35	3.45	405	10.5		3.9-32.7	6.6-9.4	NH220	125	3.71x0.53	6.22	11	4.19	1225	11.00-20-10	14.00-24-10			
KO-MASU	GD600R-1	13.05	8.37	2.4	3.39	425	10.4		4.3-46.3	5.0-24.4	NH220	145	3.71x0.53	6.9	11	4.56	1225	14.00-24-10	14.00-24-10		
GD605A-1	13.64	8.37	2.385	3.395	430	7.1		3.7-45.9	4.3-51.3	NH220	142	3.71x0.53	6.98	11	4.61	1225	14.00-24-10	14.00-24-12			
GD705R-1	19.3	8.57	2.45	2.575	430	11.5		5.9-48.5	0.6-49	NT06	230	4.01x0.62	12.08	11	6.13	1325	14.00-24-10	14.00-20-16			
NIGATA-ENGN	N525PS	9.56	7.025	2155	2.475	365	9		6.740	6.7-40	OS50A	116	3.1x0.525	5.357	9	3.66	1065	9.00-20-10	11.00-10-10		
N530PSA	12.36	8.06	2.445	3.445	380	11.5		6.740	6.7-40	OS50A	130	3.71x0.54	7.44	7	4.74	1345	13.00-20-10	13.00-24-10			
MITSUBISHI-ENGINE	HA33F	4.015	5.09	1.85	2.8	280	5.7		3.3-34.1	1.7-6.10	F31.915	41	2.2x0.35	2.01	4	1.02	625	7.50-20-10	14.5-20-10		
ERINZSHIP BUILDING	HA46F	7.430	6.33	2.05	3.12	250	8.5		5.0-30	4-24	F6L912	75	2.5x0.57	4.36	7	2.59	1045	9.00-20-10	10.00-20-10		
MITSUBISHI-HEAVY-ND	SG18	7.47	6.04	2	3.25	290	6.7		3.9-28.9	3.5-25.8	6DS70C	78	0.25x0.45	4.09	7	3.73	935	9.00-20-10	2.00-24-10		
MG3H		9.62	7.035	222	3.45	360	9		3.4-31.6	4.4-31.7	5OB10C	110	3.1x0.5	5.50	9	3.57	1065	9.00-20-10	11.00-20-10		
LGZ-H		11.86	7.85	234	3.5	410	10.7		4-33.4	6.7-10.4	6DB10C	125	3.71x0.55	6.62	11	4.8	1225	11.00-20-10	14.00-24-10		

Trong đó:

φ - Hệ số bám của các bánh xe bị động.

G_b - Trọng lượng bám. Đó là trọng lượng máy san phân ra các bánh xe của trục chủ động.

R_2 - Phản lực của đất tác dụng lên dao cắt của bàn san theo phương thẳng đứng.

Khi R_2 hướng xuống thì lấy dấu cộng (+); khi R_2 hướng lên thì lấy dấu (-).

Hệ số ổn định ngang của máy san được xác định theo công thức:

$$k_0 = \frac{P_b}{R_n} \geq 1,15 \quad (4.II.51)$$

Ôn định ngang của máy san được đảm bảo tốt nhất khi máy có tất cả các trục đều là chủ động và bàn san làm việc ở giữa trục dọc của máy mà không bị đưa sang bên cạnh máy.

Chương III

MÁY CẠP

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

1. Công dụng của máy cạp

Máy cạp là loại máy đào và vận chuyển đất nên công dụng chính của nó là đào và vận chuyển đất ở cự ly lớn hơn máy úi. Với máy cạp tự hành cự ly đào vận chuyển đất tối 5000 m, còn với máy cạp được kéo theo nhờ máy kéo xích thì cự ly đào vận chuyển đất thích hợp của nó tối 500 m.

Trong thực tế, máy cạp thường được dùng vào các công việc sau:

Đào đắp nền đường, đào bóc các lớp đất mùn trên các mỏ than, quặng trước khi vào khai thác mỏ, san sơ bộ để tạo mặt bằng xây dựng công trình dân dụng và khu công nghiệp trên các đồi trung du, các công trình thủy điện, cầu đường v.v...

Khi mang đất trong thùng cạp và di chuyển, máy cạp sẽ có tác dụng như một máy dầm lăn bánh hơi vì nền đường mà máy chạy qua đã được nén chặt và tăng cường độ chịu lực của đường.

Máy cạp thường làm việc với cấp đất I-III sẽ cho năng suất cao. Với đất rắn hơn trước khi sử dụng máy cạp nên dùng máy xới, để xới đất. Trong giai đoạn đào đất tích đất vào thùng cạp nếu gặp đất rắn và chiều sâu cắt lớn thì máy cạp thường phải nhờ máy úi trợ lực. Thông thường chiều dày lớp đất cắt (phoi cắt) của máy từ (0,15 - 0,30) m. Nếu đất được xới tơi trước, chiều dày lớp đất cắt có thể đạt tới 0,45 m.

2. Phân loại

Có thể dựa vào các đặc điểm sau để phân loại máy cạp:

a) Dựa vào phương pháp đổ đất ra khỏi thùng cạp (hình 4.III.1):

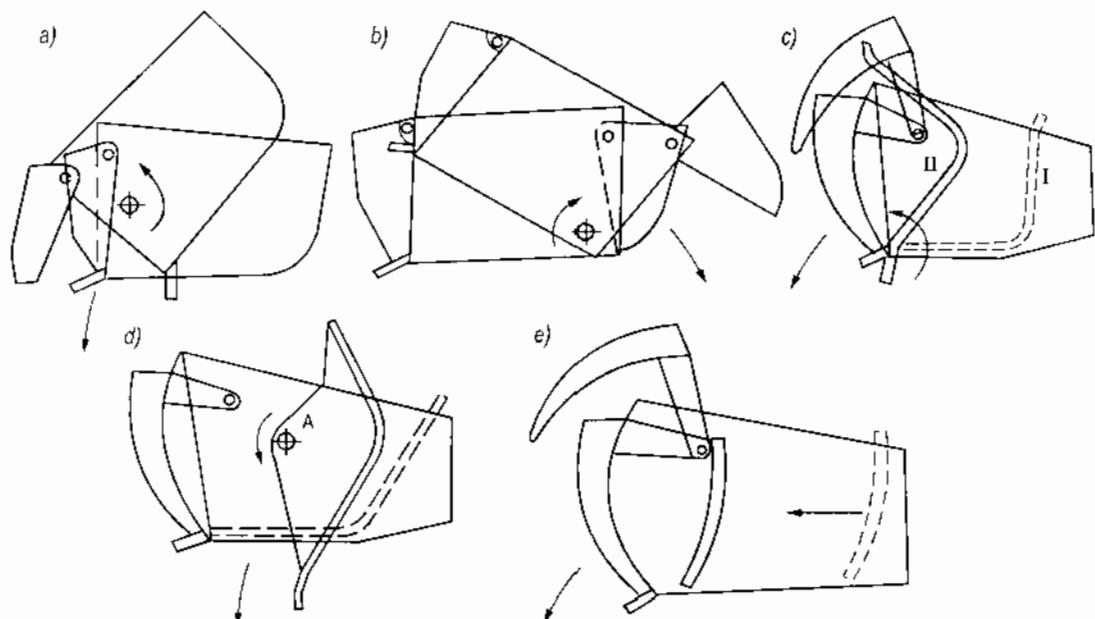
- Máy cạp đổ đất theo nguyên tắc rơi tự do của đất khi thùng cạp được lật lên. Thùng có thể lật về phía trước (hình 4.III.1a) hoặc lật về phía sau (hình 4.III.1b), đất được rơi tự do ra ngoài dưới tác dụng của trọng lượng bản thân nó. Đổ đất theo phương pháp này thường được áp dụng cho những máy cạp có dung tích thùng nhỏ, dùng đào đất khô, tơi.

- Máy cạp đổ đất theo phương pháp cưỡng bức: Nhờ việc đẩy tám gạt đất từ phía sau về phía cửa thùng cạp, làm đất chuyển động cưỡng bức và rơi ra khỏi thùng (hình 4.III.1c). Phương pháp này thường được áp dụng cho những máy cạp có dung tích thùng vừa và lớn, đào đất khô và ướt đều được.

* Máy cạp đổ đất theo phương pháp nửa cuồng bức (hình 4.III.1c): Trong thùng cạp có thêm đáy lật. Khi đổ đất đáy lật được nâng lên quay quanh một điểm tựa phía trước của đáy từ vị trí I đến vị trí II. Ở thời điểm này đất trong thùng bị cuồng bức chuyển động. Từ vị trí II, đất được rơi tự do ra khỏi thùng dưới tác dụng của trọng lượng bản thân nó.

Trong các phương pháp nêu trên, phương pháp đổ đất theo nguyên tắc rơi tự do, tiêu hao ít năng lượng hơn nhưng việc đổ đất không được sạch bằng phương pháp cuồng bức, nhất là khi gặp đất ướt, dính. Phương pháp nửa cuồng bức tổng hợp ưu nhược điểm của hai phương pháp trước.

- Ngoài ra còn có loại máy cạp đổ đất qua khe hở ở đáy thùng (hình 4.III.1d). Song cấu tạo thùng cạp phức tạp, khoảng cách từ đáy thùng đến mặt đất lớn, dù để nâng và quay đáy thùng quanh khớp A, làm cho trọng tâm của máy được nâng lên cao hơn. Bởi vậy phương pháp này ít được sử dụng.



Hình 4.III.1. Sơ đồ đổ đất của máy cạp

- a) *Đổ đất tự do phía trước;*
- b) *Đổ đất tự do phía sau;*
- c) *Đổ đất nửa cuồng bức;*
- d) *Đổ đất qua khe hở đáy;*
- e) *Đổ đất cuồng bức.*

b) *Dựa vào phương pháp điều khiển:*

- Máy cạp điều khiển bằng cáp;
- Máy cạp điều khiển bằng thủy lực.

Trong đó điều khiển bằng thủy lực có nhiều ưu điểm hơn: điều khiển nhẹ nhàng, êm, an toàn khi quá tải, độ tin cậy và tuổi thọ cao, chăm sóc bảo quản dễ dàng, hình dáng máy đẹp, trọng lượng nhỏ, kích thước gọn nhẹ hơn so với máy điều khiển bằng cáp. Bởi vậy điều khiển bằng thủy lực đang được sử dụng rộng rãi và dần dần thay thế cho điều khiển bằng cáp.

c) Dựa vào dung tích thùng:

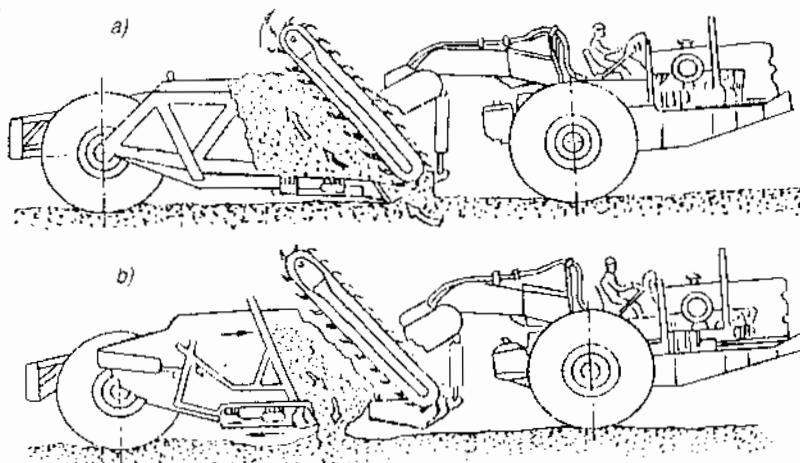
- + Máy cạp loại nhỏ có dung tích thùng dưới $6m^3$;
- + Loại trung bình, có dung tích thùng $6 - 18m^3$;
- + Loại lớn, có dung tích $> 18m^3$.

Hãng Caterpillar đã chế tạo máy cạp với dung tích thùng $33m^3$.

d) Dựa vào phương pháp làm đầy thùng cạp:

+ Máy cạp làm đầy thùng bằng cách hạ thùng cạp xuống, cho dao cắt ăn sâu vào đất, đồng thời cho máy di chuyển về phía trước, đất được tách khỏi nền cơ bản và tự cuộn vào trong thùng cạp để làm đầy thùng. Đây là phương pháp tự làm đầy thùng.

+ Máy cạp làm đầy thùng nhờ thiết bị phụ trợ khác như máy đào nhiều gầu đặt phía trước thùng cạp để cào đất vào trong thùng. Phương pháp này gọi là làm đầy cưỡng bức (hình 4.III.2).

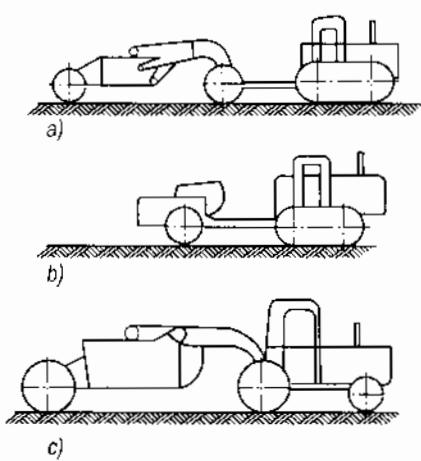


Hình 4.III.2. Máy cạp làm đầy thùng bằng phương pháp cưỡng bức nhờ thiết bị phụ trợ
a) Tích đất; b) Đổ đất

e) Dựa vào khả năng di chuyển (hay sự liên kết giữa máy cạp và máy kéo cơ sở):

- + Máy cạp kéo theo hai trục (hình 4.III.3a);
- + Máy cạp kéo theo một trục (hình 4.III.3b);
- + Máy cạp tự hành (hình 4.III.3c).

Trước đây, ngoài ba loại trên, nhiều chuyên gia về máy làm đất có kể đến loại máy cạp nửa kéo theo. Song về cấu tạo, loại máy cạp này cũng cơ bản giống như máy cạp tự hành nên ngày nay, người ta không nói đến máy cạp nửa kéo theo nữa, mà xếp nó cùng loại với máy cạp tự hành.



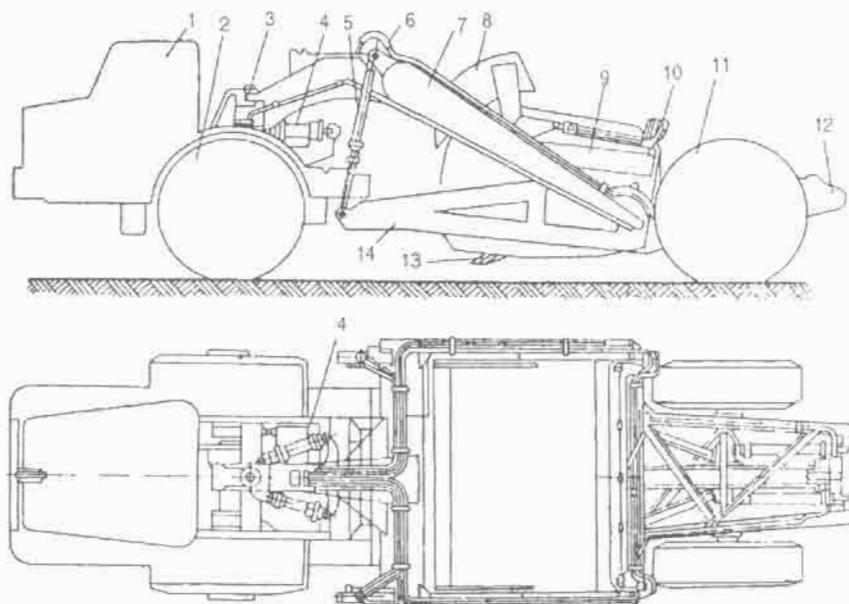
Hình 4.III.3. Các loại máy cạp

§2. CẤU TẠO CHUNG VÀ NGUYỄN LÝ LÀM VIỆC CỦA MÁY CẮP

1. Cấu tạo chung của máy cày

a) Máy cày tự hành

Cấu tạo chung của máy cày tự hành thể hiện trên hình 4.III.4.



Hình 4.III.4. Máy cày tự hành

1. Đầu kéo; 2. Bánh xe chủ động; 3. Khớp đỡ liên kết giữa đầu kéo và khung chính của máy;
4. Xi lanh thủy lực để quay vòng máy cày; 5. Xi lanh nâng hạ thùng cày; 6. Đường ống dẫn dầu;
7. Khung chính của máy; 8. Cửa thùng; 9. Thùng cày; 10. Thành sau của thùng; 11. Bánh xe bị động phía sau; 12. Thiết bị để bắn ủi tì vào khi máy ủi trợ giúp máy cày ở giai đoạn đào đất; 13. Dao cắt đất của thùng cày; 14. Khung kéo (khung treo thùng cày).

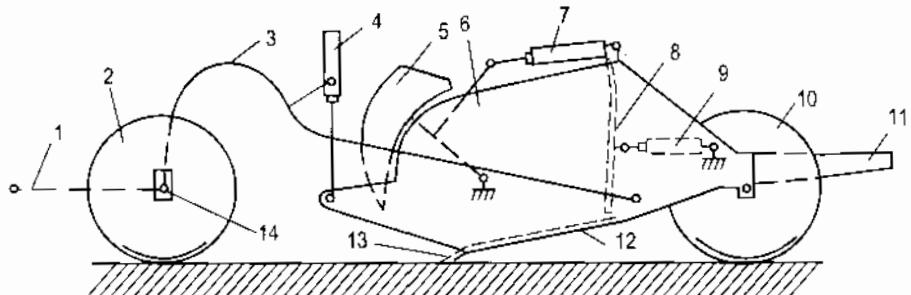
Ở máy cày tự hành, khung chính của máy được tựa trên khớp vạn năng liên kết giữa khung và đầu kéo, trên trực bánh xe chủ động. Nhờ được liên kết bằng khớp vạn năng với đầu kéo nên trong khi làm việc, mặc dù bánh xe trước và bánh xe sau có thể nằm trong các mặt phẳng khác nhau do mấp mô mặt đường, nhưng khung không bị vặn, đồng thời giúp cho máy quay vòng dễ dàng, bán kính quay vòng nhỏ hơn. Phía sau khung chính được tựa trên khung kéo 14 và khung kéo được tựa trên trực của bánh xe bị động phía sau.

b) Máy cày kéo theo

Cấu tạo chung của máy cày kéo theo thể hiện trên hình (4.III.5);

Trong đó: Khung chính số 3 có đầu phía trước tựa trên trực bánh xe trước của máy cày. Đầu phía sau khung chính cũng được tựa trên khung kéo như máy cày tự hành.

Ở máy cày kéo theo, toàn bộ trọng lượng bản thân của thiết bị làm việc và trọng lượng đất trong thùng được truyền xuống các bánh xe của máy cày.

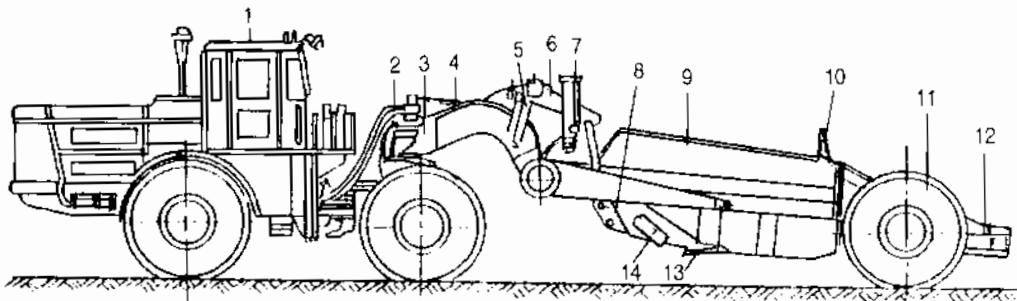


Hình 4.III.5. Cấu tạo chung của máy cạp kéo theo

1. Móc kéo để nối với máy kéo; 2. Bánh xe phía trước; 3. Khung chính; 4. Xi lanh nâng hạ thùng cạp;
5. Cửa thùng; 6. Thùng cạp; 7. Xi lanh mở cửa thùng; 8. Thành sau; 9. Xi lanh đẩy thành sau chuyển động về phía trước để đổ đất; 10. Bánh xe phía sau; 11. Thiết bị để máy ủi tựa bàn ủi vào trợ lực cho máy cạp;
12. Đáy thùng; 13. Dao cắt đất; 14. Khớp cầu vạn năng.

c) Máy cạp nửa kéo theo

Theo quan niệm của một số chuyên gia trước đây: Cấu tạo chung của máy cạp nửa kéo theo được thể hiện trên hình 4.III.6 nó gần giống như máy cạp tự hành.



Hình 4.III.6. Máy cạp nửa kéo theo

1. Máy kéo; 2. Khớp nối; 3. Khung; 4. Ống dẫn dầu; 5. Xi lanh điều khiển cửa thùng;
6. Hệ thống tay đòn; 7. Xi lanh nâng hạ thùng; 8. Tay đòn nối với cửa thùng;
9. Thùng; 10. Tấm gạt đất hay còn gọi là thành sau; 11. Bánh hơi; 12. Thiết bị để máy ủi tựa bàn ủi vào khi trợ lực cho máy cạp; 13. Các dao cắt chính; 14. Dao cắt bên cạnh.

2. Nguyên lý làm việc của máy cạp

Nguyên lý làm việc gồm các giai đoạn sau:

a) Giai đoạn đào và tích đất vào thùng cạp (hình 4.III.8 a):

Giai đoạn này còn gọi là giai đoạn làm đầy thùng cạp. Thùng cạp được hạ xuống nhờ xi lanh thủy lực, để cho dao cắt cắm sâu vào đất, đạt chiều dày lớp đất thích hợp, đồng thời cho máy di chuyển từ từ về phía trước, thường với tốc độ chậm nhất. Đất được cắt, tách khỏi nền cơ bản và cuộn vào trong thùng cạp để làm đầy thùng. Quá trình làm đầy thùng được tiến hành theo ba pha (hình 4.III.7).

* Pha thứ nhất: Đất được cuộn vào trong thùng cạp và chuyển động về phía sau của thùng. Khi khối đất ở phía sau thùng được tích cao dần và tạo góc nghiêng α ; giá trị của α gần bằng góc chảy tự nhiên của đất ở trạng thái rơi:

+ Với đất khô, tối: $\alpha = 35 \div 40^\circ$

+ Với đất ướt dính: $\alpha = 45 \div 50^\circ$

thì pha thứ nhất kết thúc (hình 4.III.7a) và chuyển sang pha thứ hai.

* Pha thứ hai: Đất được cuộn về phía cửa thùng và tích đầy phía trước thùng cạp (hình 4.III.7, b).

* Pha thứ ba: Sau khi đất đã được tích đầy cửa thùng, đất được cuộn lên trên để làm đầy phía trên miệng thùng và tạo ra pha thứ ba (hình 4.III.7c).

Khi máy cạp đào đất dẻo, ướt, thì pha thứ ba rõ nét hơn, còn đối với đất khô, tối, thì pha ba mờ nhạt hơn, thường chỉ sau hai pha, đất đã được tích đầy vào thùng.

Quá trình tích đất vào thùng cạp theo các pha nói trên chỉ xảy ra khi việc làm đầy thùng cạp theo phương pháp đất tự cuộn vào trong thùng cạp, đồng thời với việc máy di chuyển từ từ về phía trước. Ngoài ra, đất còn được tích vào trong thùng cạp bằng phương pháp cuồng bức nhờ máy đào nhiều gầu (băng gặt) đặt ở phía trước thùng cạp (hình 4.III.2).

Ở giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng cạp, khi gặp đất rắn, lực cản đào lớn máy cạp cần có sự trợ lực của máy úi. Khi đó bàn úi tựa vào thiết bị 12 (hình 4.II.6) và máy úi di chuyển đồng thời với máy cạp để trợ lực đẩy cho máy cạp.

b) Giai đoạn vận chuyển đất (hình 4.III.8b)

Sau khi đất đã được tích đầy vào thùng, thùng cạp được nâng lên khỏi mặt đất đồng thời với việc đóng cửa thùng lại. Máy di chuyển về phía trước đến nơi đổ đất, với tốc độ lớn nhất có thể, để rút ngắn thời gian vận chuyển máy cạp có tải.



Hình 4.III.8. Các giai đoạn trong một chu kỳ làm việc của máy cạp

c) Giai đoạn đổ đất (hình 4.III.8c)

Máy cạp đổ đất và rải thành lớp. Chiều dày lớp đất rải là khoảng cách từ mép dao cắt ở đáy thùng đến mặt đất; chiều dày này được điều chỉnh nhờ xi lanh nâng hạ thùng cạp. Máy cạp vừa di chuyển vừa đổ đất.

d) Giai đoạn không tải về vị trí cũ

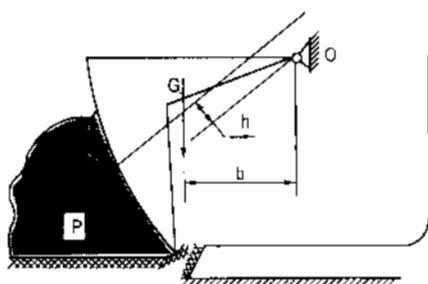
Sau khi đổ đất xong, máy cạp quay đầu và chạy không tải với tốc độ lớn nhất về vị trí ban đầu và tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

§3. CẤU TẠO THÙNG CẠP

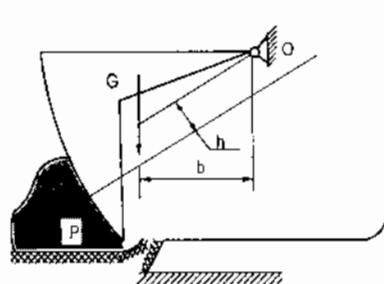
1. Cửa thùng

Thùng cạp là bộ phận làm việc chính của máy cạp. Nó dùng để cắt đất nhờ dao cắt ở phía trước đáy thùng, tích đất, chứa đất và đổ đất. Tùy theo cấu tạo và vị trí của khớp treo cửa thùng mà thùng cạp được chia làm hai loại:

- Loại "tự mở" cửa trong khi đào đất (hình 4.III.9);



Hình 4.III.9. Loại cửa thùng "tự mở" trong khi đào đất và tích đất.



Hình 4.III.10. Loại cửa thùng mở có điều khiển trong khi đào đất và tích đất.

Với loại cửa thùng "tự mở", thì phương của phản lực P của khối đất lăn trước cửa thùng cao hơn khớp treo cửa O . Dưới tác dụng của P sẽ sinh ra mô men $P.h > G.b$ (G - trọng lượng bản thân cửa thùng), làm cửa thùng tự nâng lên, quay quanh O ; trong khi đất được cắt và cuộn vào thùng cạp, cửa thùng "tự mở" ra.

- Loại cửa mở có điều khiển (hình 4.III.10).

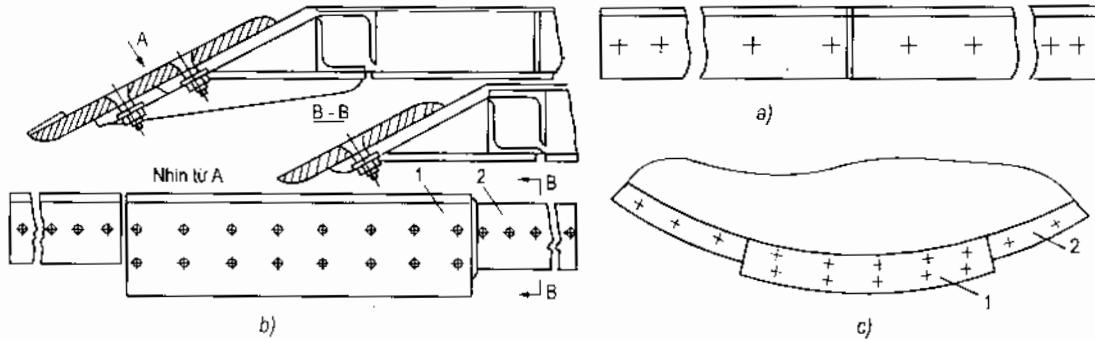
Với loại này, phương của P thấp hơn (phía dưới) khớp O , do đó P sinh ra mô men $P.h$ có xu thế đóng cửa xuống. Bởi vậy, cần phải điều khiển mở cửa thùng trong khi đào đất và tích đất vào thùng cạp.

2. Dao cắt đất của thùng cạp

Dao cắt đất của thùng cạp có 3 loại (hình 4.III.11) sau:

a) Dao thẳng (hình 4.III.11a)

Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và nếu dùng máy cạp để san đất thì dao thẳng sẽ cho độ phẳng tốt nhất. Tuy nhiên, dao thẳng không thích hợp với chiều sâu cắt thay đổi, hiệu quả làm đầy thùng kém hơn, chiều dài quãng đường làm đầy lớn năng suất thấp hơn.



Hình 4.III.11: Hình dạng của dao cắt thùng cạp

- a) Lưỡi dao thẳng;
- b) Lưỡi dao hình bậc thang;
- c) Lưỡi dao dạng cong bậc thang; 1. Lưỡi giữa; 2. Lưỡi bên.

b) Dao bậc thang (hình 4.III.11b)

Dao này khắc phục được nhược điểm của dao thẳng, làm giảm lực cản đào khi chiều sâu cát thay đổi, rút ngắn chiều dài quãng đường làm đầy và thời gian làm đầy từ 10 - 18% so với dao thẳng. Vì vậy, hầu hết máy cạp lắp dao bậc thang. Tuy nhiên, dao bậc thang cho độ phẳng không tốt bằng dao thẳng khi san đất.

c) Dao cong (hình 4.III.11c)

Thường được dùng để đào đất rắn như sét nặng. Ngoài ưu điểm: rút ngắn thời gian làm đầy và nâng cao hệ số làm đầy và năng suất máy như dao bậc thang, nó còn đảm bảo đất ít bị rơi vãi sang hai bên mép thùng. Tuy nhiên, nó có cấu tạo phức tạp, khi chế tạo độ phẳng không tốt.

3. Xác định các thông số cơ bản của thùng cạp

- Chiều rộng thùng cạp:

$$B_K = B - 2b - 2\Delta$$

Trong đó: B - Chiều rộng của máy kéo hoặc đầu kéo;

b - Chiều rộng của bánh xe máy cạp;

Δ - Khe hở giữa thùng và bánh xe, thường $\Delta = (30 \div 60)$ mm.

- Chiều cao thùng H_K . Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng tỷ lệ $\frac{B_K}{H_K}$ càng lớn thì lực cản đào càng nhỏ, nhưng nếu $\frac{B_K}{H_K}$ lớn quá thì thùng có dạng thấp, dẹt. Thường chọn số

bộ: $\frac{B_K}{H_K} = (2 \div 3)$ là hợp lý. Từ đó chọn được chiều cao thùng H_K .

- Chiều dài thùng: L_K được chọn theo chiều cao làm đầy thùng (được xác định ở phần sau).

Theo IU.A Vétröp thì khi thiết kế sơ bộ, có thể chọn như sau:

- Chiều rộng của thùng cạp: $B_K = 1,43 \cdot q^{0,38}$ khi máy cạp có $q = (1,5 \div 11) m^3$. Hoặc $B_K = 3,41 + 0,01q$ với máy có $q = (11 \div 25) m^3$. Trong đó: B_K tính bằng mm; q là dung tích của thùng tính bằng m^3 .

- Chiều cao thành sau của thùng: $H_3 = (0,4 \div 0,6) \cdot B_K$
- Chiều dài thùng: có thể chọn sơ bộ theo chiều cao thùng :

$$L_K = (1,4 \div 1,8) \cdot H_K$$

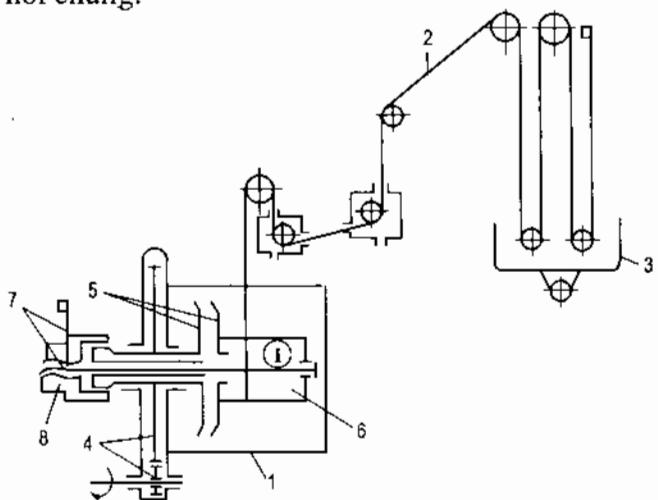
§4. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN MÁY CẠP

Hệ thống điều khiển máy cạp thường có hai loại sau đây:

1. Hệ thống điều khiển bằng cáp (hình 4.III.12)

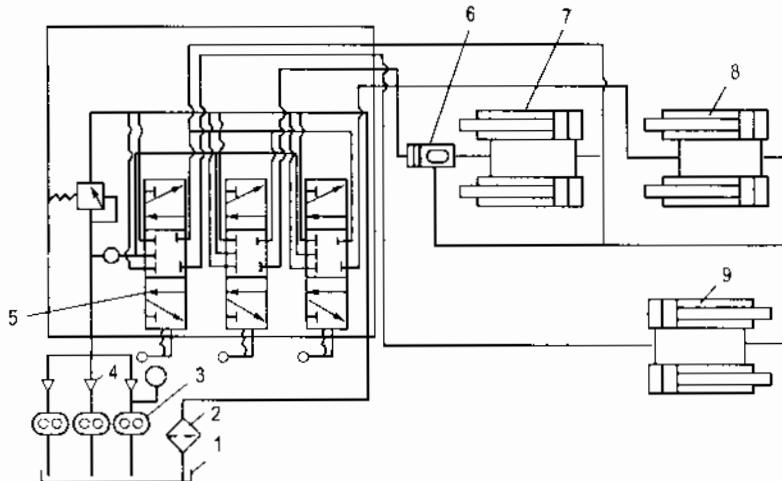
Gồm có hộp tời 1, trong đó có tang 6 để quấn cáp 2. Mặt đầu của tang có ly hợp ma sát số 5 để nối hoặc tách chuyển động từ cùi bánh răng 4 với tang 6. Cơ cấu điều khiển số 7 gồm có tay quay và đai ốc cố định số 8. Tay quay được lắp vào đầu trực tang. Đây là tời một chiều. Nguyên lý làm việc của nó như sau:

Khi nhận được chuyển động từ hộp rút công suất của máy kéo truyền tới, cùi bánh răng 4 quay, nhưng quay tron trên trục I (trục tang). Khi quay tay quay 7, làm trực tang quay theo. Vì trực tang được liên kết bằng ren với đai ốc 8 nên trực tang chuyển động tịnh tiến sang trái, kéo tang chuyển động theo, vào áp sát bề mặt ma sát nón ở mặt đầu của tang với bề mặt ma sát nón của bánh răng 4. Lúc đó tang sẽ quay cùng bánh răng 4 cuốn cáp số 2 để nâng thùng cạp lên. Muốn hạ thùng thì quay tay quay 7 theo chiều ngược lại. Tang được tách ra khỏi bánh răng 4. Dưới tác dụng trọng lượng bản thân, thùng cạp kéo cáp 2, làm tang quay ngược lại, nhả cáp, hạ thùng xuống. Để điều chỉnh vận tốc hạ thùng, sử dụng phanh đai bao quanh mặt đầu của tang. Muốn giữ thùng cố định ở độ cao cần thiết trong khi máy di chuyển, phải dùng cơ cấu cá hâm. Nói chung, hệ thống điều khiển bằng cáp phức tạp, rườm rà, độ chính xác và an toàn khi điều khiển, không cao, chăm sóc, bảo dưỡng phức tạp, nên ngày nay ít được sử dụng trong máy cạp nói riêng cũng như máy làm đất nói chung.



Hình 4.III.12: Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng cáp

1. Hộp tời (đặt sau máy kéo);
2. Cáp;
3. Thùng cạp;
4. Cùi bánh răng trụ;
5. Ly hợp ma sát;
6. Tang quấn cáp;
7. Cơ cấu điều khiển tời.
8. Đai ốc



Hình 4.III.13: Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng thủy lực của máy cày

1. Thùng dầu;
2. Bộ lọc;
3. Bơm;
4. Van một chiều;
5. Hệ thống van phân phối;
6. Van tiết lưu;
7. Xi lanh nâng hạ thùng;
8. Xi lanh điều khiển mở cửa thùng;
9. Xi lanh điều khiển thành sau khi xá đất.

2. Hệ thống điều khiển bằng thủy lực

Hệ thống điều khiển bằng thủy lực, khắc phục được nhược điểm của hệ thống điều khiển bằng cáp, góp phần làm cho kết cấu máy gọn, nhẹ, hình dáng đẹp, điều khiển nhẹ nhàng, êm, chính xác, an toàn, chắc chắn; chăm sóc bảo dưỡng đơn giản nên hệ thống điều khiển bằng thủy lực đang được sử dụng rất rộng rãi.

Sơ đồ hệ thống điều khiển bằng thủy lực được thể hiện trên hình (4.III.13).

Các bơm dầu số 3 thường được dẫn động từ động cơ chính của đầu máy cơ sở qua trục rút công suất. Hệ thống van phân phối số 5 được đặt trong buồng lái để điều khiển các bộ xi lanh công tác 7, 8, và 9. Mỗi bộ xi lanh này gồm hai xi lanh và được phân phối dầu từ một van phân phối. Hai xi lanh trong một bộ, làm việc đồng thời với nhau. Ngoài ba bộ xi lanh nêu trên, máy cày tự hành và máy cày nứa kéo theo còn có thêm hai xi lanh để quay vòng máy.

Khác với ba bộ xi lanh 7, 8, 9 của ba cơ cấu nâng hạ thùng, đóng mở cửa thùng và cơ cấu xá đất, bộ xi lanh để quay vòng máy có hai xi lanh làm việc ngược chiều với nhau, nghĩa là dầu từ van phân phối đến với hai xi lanh theo chiều ngược nhau, sao cho, nếu ở xi lanh này, pít tông duỗi ra thì ở xi lanh kia, pít tông co lại.

Ở các máy cày điều khiển bằng thủy lực, khi hạ thùng cày xuống, để dao cắt ấn sâu vào đất thực hiện quá trình đào đất thì lực ấn sâu dao cắt vào đất gồm hai thành phần: trọng lượng bản thân thiết bị làm việc và áp lực của dầu. Còn ở máy cày điều khiển bằng cáp thì lực này chỉ do trọng lượng bản thân của thiết bị làm việc tạo ra. Bởi vậy, trọng lượng của thiết bị làm việc (gồm thùng cày và khung thùng) ở máy cày điều khiển bằng thủy lực nhỏ hơn 10 - 15% so với máy cày điều khiển bằng cáp cùng công suất máy và dung tích thùng cày.

§5. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY CẠP

Các thông số cơ bản của máy cạp gồm: công suất của máy, trọng lượng máy, các kích thước bao của máy, kích thước bao của thùng cạp, chiều rộng và chiều dày lớp đất cát, tốc độ di chuyển của máy khi làm việc... Khi thiết kế máy cạp, thường biết trước dung tích thùng cạp q . Các thông số cơ bản nêu trên, khi thiết kế có thể chọn sơ bộ theo dung tích thùng cạp $q(m^3)$ dựa vào các công suất kinh nghiệm cho trong bảng (4.III.1).

**Bảng 4.III.1. Công thức để xác định sơ bộ các thông số cơ bản
của máy cạp theo dung tích thùng $q (m^3)$**

Các thông số cơ bản	Máy cạp kéo theo	Máy cạp tự hành
* Công suất máy, mã lực	$N = (0,79 \div 1,21)(10 + 15,5q)$	$N = (0,87 \div 1,13)24q$
* Trọng lượng máy (kN)	$G = (0,78 \div 1,22).10q$	$G = (0,81 \div 1,19)19,2q$
* Kích thước bao của máy (mm)		
- Chiều dài (mm)	$L = (4,31 \div 4,75)\sqrt[3]{q} \times 10^3$	$L = 5,3\sqrt[3]{q} \times 10^3$
- Chiều rộng (mm)	$B = (1,16 \div 1,42)\sqrt[3]{q} \times 10^3$	$B = (1,44 \div 1,53)\sqrt[3]{q} \times 10^3$
- Chiều cao (mm)	$H = (0,9 \div 0,94)\sqrt[3]{q} \times 10^3$	$H = (1,44 \div 1,50)\sqrt[3]{q} \times 10^3$
* Khoảng cách giữa 2 trục bánh xe trước và sau (mm)	$L_o = (0,87 \div 1,73)(1200 \div 2000)\sqrt[3]{q} - 2$	$L'_o = (0,93 \div 1,07)(1100 \div 2615)\sqrt[3]{q}$
* Khoảng cách giữa tâm của vết 2 bánh xe (mm)		
- Bánh trước	$b_t = (0,8 \div 1,2)(-100 + 900\sqrt[3]{q})$	$b_t = (0,9 \div 1,1)(1000 - 456\sqrt[3]{q + 1,5})$
- Bánh sau	$b_s = (0,86 \div 1,15)(-600 + 1300\sqrt[3]{q - 1})$	$b_s = (0,9 \div 1,1)(450 \div 780\sqrt[3]{q})$
* Kích thước bao của thùng cạp (mm)		
- Chiều dài (mm)	$L_k = (0,84 \div 1,16)1660\sqrt[3]{q}$	$L_k = (0,87 \div 1,13)(1050 + 756\sqrt[3]{q + 2,5})$
- Chiều rộng (mm)	$B_k = (0,85 \div 1,15)1380\sqrt[3]{q}$	$B_k = (0,87 \div 1,13)(400 + 1060\sqrt[3]{q})$
- Chiều cao (mm)	$H_k = (0,83 \div 1,17)710\sqrt[3]{q - 0,5}$	$H_k = (0,9 \div 1,1)(250 + 520\sqrt[3]{q})$
- Chiều rộng cắt (mm)	$B = (0,87 \div 1,13)(400 + 1200\sqrt[3]{q - 1})$	$B = (0,9 \div 1,1)(500 + 1620\sqrt[3]{q - 4,7})$
* Chiều dày lớp đất rải (mm)		
- Máy cạp của các nước châu Âu	$\delta_c = (0,9 \div 1,1)(50 + 400\sqrt[3]{q + 2,5})$	$\delta_c = (425 \div 675) \text{ mm}$
- Máy cạp của Nga, Mỹ và Nhật Bản	$\delta_c = (0,75 \div 1,25)225\sqrt[3]{q - 1})$	$\delta_c = (425 \div 675) \text{ mm}$

Bảng 4.III.1 (tiếp theo)

Các thông số cơ bản	Máy cạp kéo theo	Máy cạp tự hành
* Đường kính bánh xe (mm)		
- Bánh trước	$D_t = (0,83 \div 1,17)(225 + 790\sqrt[3]{q})$	$D_t = (0,83 \div 1,17)(225 + 790\sqrt[3]{q})$
- Bánh sau	$D_s = (0,87 \div 1,13)(225 + 820\sqrt[3]{q})$	$D_s = (0,87 \div 1,13)(225 + 820\sqrt[3]{q})$
* Tốc độ di chuyển lớn nhất (km/h)	(theo các số trong hộp số máy kéo)	$V_{max} = (0,85 \div 1,15)(12 + 15,3\sqrt[3]{q} + 0,4)$
* Lực kéo của đầu kéo (N)	$P = (8 \div 12)1125q$	$P = (8 \div 12)1125q$

Khi thiết kế máy cạp có thể xác định sơ bộ các thông số cơ bản của máy dựa vào dung tích thùng q (m^3) theo bảng 4.III.1.

Ngoài những thông số nêu trong bảng (4.III.1), còn một thông số rất cơ bản của máy cạp, đó là chiều cao làm đầy thùng H . Chiều cao này được xác định bằng khoảng cách từ mép dao cắt đến điểm cao nhất của khối đất ở trong thùng cạp và được xác định từ phương trình thực nghiệm sau:

$$H^3 + 0,48H^2 + 0,54H - \frac{q}{m} = 0 \quad (4.III.1)$$

Trong đó: q - Dung tích thùng cạp (m^3);

m - Tỷ số giữa B_k và H :

$$m = \frac{B_k}{H}$$

B_k - Chiều rộng thùng cạp;

m - Phụ thuộc dung tích thùng, xác định theo bảng (4.III.2).

Bảng 4.III.2: Giá trị của $m = \frac{B_k}{H}$ phụ thuộc dung tích thùng q

Dung tích thùng q (m^3)	3	6	10	15
Tỷ số $m = \frac{B_k}{H}$	1,7	1,9	2,2	2,5

Từ phương trình (4.III.1), B. M Sumiagksi đã xác định được chiều cao làm đầy thùng theo công thức:

$$H = \frac{2,11 + 27C}{12,5} Z_1 - 0,16 \text{ (m)} \quad (4.III.2)$$

Trong đó: $C = \frac{q}{m}$

$$Z_1 = f(\Lambda)$$

$$\text{và } A = \frac{72,5}{(2,11 + 27C)^2} \quad (4.\text{III}.2)$$

B. M Sumiagksi đã xác định giá trị của Z_1 và A bằng thực nghiệm và lập thành bảng (4.III.5)

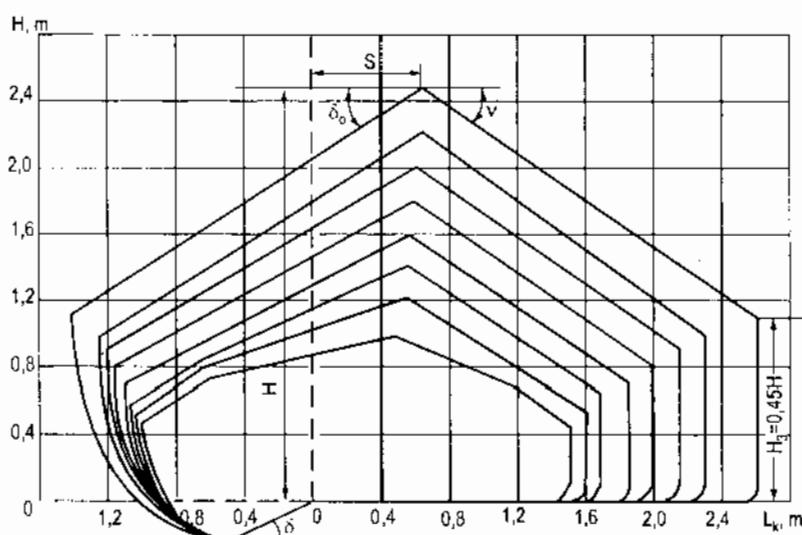
Chiều cao làm đầy thùng H phụ thuộc vào chiều dài thùng L_k (là khoảng cách từ mép cắt của dao đến thành sau của thùng). Sự phụ thuộc này được biểu diễn trên hình (4.III.14). Từ đó thị này, cũng có thể xác định được chiều cao làm đầy thùng H ứng với các loại thùng cạp khác nhau.

Các kích thước hình học của thùng cạp được xác định theo chiều cao làm đầy H .

+ Chiều dài thùng cạp được xác định dựa vào tỷ số L_k/H :

Bảng 4.III.3: Giá trị của tỷ số L_k/H phụ thuộc vào chiều cao làm đầy H

Chiều cao làm đầy H (m)	1,0	1,5	2,0
Tỷ số $\frac{L_k}{H}$	1,85	1,5	1,4



Hình 4.III.14. Sự phụ thuộc giữa chiều cao làm đầy thùng cạp H vào chiều dài thùng L_k

+ Chiều rộng thùng: $B_k = m \cdot H$ (4.III.4)

+ Chiều cao thành sau của thùng: $H_3 = H_1 = (0,45 \div 0,55) H$ (4.III.5)

Chiều cao thành bên của thùng: $H_k = H - \frac{1}{2}(B_k - b_1)\operatorname{tg}\phi_0$ (4.III.6)

Trong công thức (4.III.6):

b_1 - Chiều rộng của dao cắt giữa (máy cạp thường dùng dao cắt bậc, dao giữa nhô về phía trước so với hai dao cạnh; xem hình 4.III.11b).

φ_0 - Góc chạy tự nhiên của đất ở trạng thái tối.

Góc cắt của dao cắt: $\delta = 30 \div 35^\circ$

Chiều sâu cắt trung bình h phụ thuộc vào dung tích và có thể chọn sơ bộ như bảng (4.III.4).

Bảng 4.III.4: Chiều sâu cắt phụ thuộc vào dung tích thùng cát

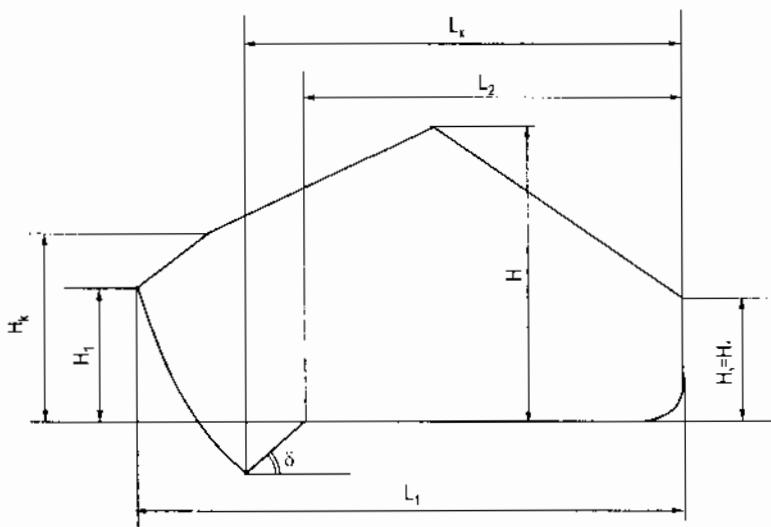
Dung tích thùng q (m ³)	...3	6	10	15
Chiều sâu cắt (cm)				
* Với đất sét pha (á sét)	4 ÷ 6	6 ÷ 8	8 ÷ 10	12 ÷ 14
* Với đất á cát	6 ÷ 8	8 ÷ 10	10 ÷ 12	14 ÷ 16

Bảng 4.III.5: Giá trị của hàm số $Z_1 = f(A)$ theo B.M Sumiagksi

a	Z_1	a	Z_1	a	Z_1
0,0001	0,046	0,009211	0,195	0,062693	0,345
0,000132	0,050	0,010000	0,200	0,065962	0,350
0,000176	0,055	0,010836	0,205	0,069363	0,355
0,00023	0,060	0,011723	0,210	0,072900	0,360
0,000294	0,065	0,012660	0,215	0,076578	0,365
0,000369	0,070	0,013651	0,220	0,080402	0,370
0,000456	0,075	0,014697	0,225	0,084375	0,375
0,000557	0,080	0,015802	0,230	0,088503	0,380
0,000671	0,085	0,016965	0,235	0,092791	0,385
0,000801	0,090	0,018190	0,240	0,097244	0,390
0,000947	0,095	0,019479	0,245	0,101868	0,395
0,001111	0,100	0,020833	0,250	0,106667	0,400
0,001294	0,105	0,022257	0,255	0,11165	0,405
0,001496	0,110	0,023751	0,260	0,11682	0,410
0,001719	0,115	0,025319	0,265	0,12218	0,415
0,001964	0,120	0,026963	0,270	0,12774	0,420
0,002232	0,125	0,028685	0,275	0,13351	0,425
0,002525	0,130	0,030490	0,280	0,13949	0,430
0,002844	0,135	0,032376	0,285	0,14569	0,435
0,003191	0,140	0,034351	0,290	0,15212	0,440
0,003566	0,145	0,036415	0,295	0,15878	0,445
0,003971	0,150	0,038571	0,300	0,16568	0,450
0,004407	0,155	0,040824	0,305	0,17284	0,455
0,004876	0,160	0,043175	0,310	0,18025	0,460
0,005380	0,165	0,045629	0,315	0,19589	0,470

Bảng 4.III.5: Giá trị của hàm số $Z_1 = f(A)$ theo B.M Sumiagksi

a	Z_1	a	$Z_1 \cdot$	a	Z_1
0,005919	0,170	0,048188	0,320	0,21268	0,480
0,006496	0,175	0,050856	0,325	0,23068	0,490
0,007112	0,180	0,053637	0,330	0,25000	0,500
0,007769	0,185	0,056534	0,335	0,27072	0,510
0,008469	0,190	0,059552	0,340	0,29293	0,520



Hình 4.III.15. Các thông số cơ bản của thùng cạp

Dưới đây, giới thiệu các thông số cơ bản của thùng cạp ở một số loại máy cạp thường gấp (xem bảng 4.III.6).

Bảng 4.III.6: Các thông số cơ bản của thùng cạp

Loại máy cạp	Dung tích thùng q (m ³)	Các thông số cơ bản của thùng cạp (mm)					
		L_k	L_1	L_2	H	H_1	δ^0
D. 498	6,0	1400	2130	1000	1200	540	30 ± 35
D. 534	6,0	1400	2130	1000	1200	540	30 ± 35
D. 542	7,3	1950	2600	1450	1210	545	30 ± 35
D. 374	8,6	1650	2900	1250	1800	800	30 ± 35
DK	8,0	1950	2650	1550	1200	1200	30 ± 35
D. 357	9,0	1955	2680	1115	1455	685	30 ± 35
D. 511	15,0	1800	3360	1470	1850	1080	30 ± 35
D. 392	15,0	1800	3360	1470	1850	1080	30 ± 35
D. 468	4,5	1130	1900	930	1050	380	25°
D. 541	3,0	1140	1750	940	970	440	35
D. 569	3,0	900	1520	689	920	420	35

§6. TÍNH TOÁN LỰC KÉO VÀ CÔNG SUẤT CỦA MÁY CẠP

Vị trí tính toán là cuối giai đoạn đào và tích đất vào thùng cạp.

Máy cạp muốn di chuyển được khi làm việc thì nó phải thoả mãn điều kiện sau:

$$\sum W \leq P_K \leq P_b$$

Trong đó:

$\sum W$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy;

P_K - Lực kéo tiếp tuyến của máy;

P_b - Lực bám của các bánh xe chủ động với mặt đất.

1. Xác định các lực cản tác dụng lực lên máy cạp

Ở cuối giai đoạn đào và tích đất vào thùng cạp, máy cạp gặp các lực cản sau:

1. Lực cản cắt: W_1

2. Lực cản làm đầy thùng cạp: W_2

3. Lực cản di chuyển khỏi đất lăn trước cửa thùng: W_3

4. Lực cản di chuyển máy cạp có tải: W_4

Ngoài ra, nếu máy cạp có tải di chuyển, đồng thời quay vòng thì có thêm lực cản quay vòng: W_5

- *Xác định lực cản cắt*

$$W_1 = k_2 \cdot B \cdot h, \text{ kN} \quad (4.III.7)$$

Trong đó: k_2 - Lực cản cắt riêng (kN/m^2)

+ Cấp I: Với đất cát và á cát: $k_2 = (50 \div 70)$, kN/m^2

+ Cấp II: Với đất sét trung bình: $k_2 = (80 \div 110)$, kN/m^2

+ Cấp III: Với đất sét nặng: $k_2 = (110 \div 170)$, kN/m^2

B và h: Chiều rộng và chiều sâu cắt, m.

- *Lực cản làm đầy thùng*

$$W_2 = W'_2 + W''_2 \quad (4.III.8)$$

Trong đó: W'_2 - Lực cản sinh ra khi đất cuộn vào thùng và nâng lên phía trên, được xác định theo công thức:

$$W'_2 = B \cdot h \cdot H \cdot \rho, \text{ kN} \quad (4.III.9)$$

Trong đó:

B, h - Chiều rộng và chiều dày phoi cắt, m;

H - Chiều cao làm đầy thùng, m;

ρ - Trọng lượng riêng của đất, kN/m^3 .

Chiều cao làm đầy thùng H có thể chọn sơ bộ dựa vào dung tích thùng cạp.

Bảng 4.III.7: Chiều cao làm đầy thùng phụ thuộc vào dung tích thùng

Dung tích thùng (m ³)	≤ 3	6	10	15
Chiều cao làm đầy (m)	0,9 ± 1,1	1,2 ± 1,5	1,5 ± 1,8	1,8 ± 2,0

W_2'' - Lực cản ma sát giữa đất và đất ở trong thùng, phát sinh do hiện tượng trượt tương đối giữa đất và đất trong quá trình làm đầy thùng:

$$W_2'' = B \cdot H^2 \cdot \rho \cdot k_1, \text{ kN} \quad (4.III.10)$$

Trong đó: k_1 - Hệ số phụ thuộc vào góc ma sát trong của đất φ_2 ; $k_1 = \frac{\operatorname{tg}\varphi_2}{1 + \operatorname{tg}^2\varphi_2}$.

Giá trị k_1 và φ_2 có thể chọn theo bảng 4.III.8.

Bảng 4.III.8: Giá trị các thông số về tính chất của đất

Loại đất	Độ ẩm (%)	Trọng lượng riêng (kN/m ³)	Hệ số trơ k_1	Góc ma sát trong φ_2 (độ)	Hệ số k_1
Cát khô		15 ± 16	1,2 ± 1,4	35 ± 45	0,45 ± 0,50
Cát ẩm	10 ± 12	16 ± 17	1,1 ± 1,3	35 ± 45	0,45 ± 0,50
Sét nhẹ	4 ± 6	16 ± 18	1,2 ± 1,4	24 ± 30	0,37 ± 0,44
Sét trung bình	15 ± 18	16 ± 18	1,2 ± 1,3	24 ± 30	0,37 ± 0,44
Sét nặng	17 ± 19	16 ± 18	1,2 ± 1,3	14 ± 19	0,24 ± 0,35
Sét khô		17 ± 18	1,2 ± 1,3	14 ± 20	0,25 ± 0,35

- *Lực cản di chuyển khôi đất lăn trước thùng cạp*

$$W_3 = B \cdot H^2 \cdot \rho \cdot \mu_2 \cdot k_2, \text{ kN} \quad (4.III.10)$$

Trong đó:

B, H - Chiều rộng cắt và chiều cao làm đầy (m);

$k_2 = 0,5 \pm 0,7$ - Hệ số phụ thuộc thể tích khôi đất trước cửa thùng. Giá trị nhỏ ứng với đất dẻo ướt. Giá trị lớn ứng với đất trơ xốp;

ρ - Trọng lượng riêng của đất (kN/m³) lấy theo bảng (4.III.8);

μ_2 - Hệ số ma sát giữa đất và đất: $\mu_2 = 0,3 \pm 0,5$.

- *Lực cản di chuyển máy cạp có tải*

$$W_4 = (G_m + G_d)(f \pm i), \text{ kN} \quad (4.III.12)$$

Trong đó:

G_m - Trọng lượng máy cạp, kN;

f - Hệ số cản lăn, của máy cạp, phụ thuộc vào cơ cấu di chuyển và loại đất, cho theo bảng (4.III.9);

i - Độ dốc nơi máy làm việc;

G_d - Trọng lượng đất trong thùng cạp.

$$G_d = \frac{q \cdot \rho \cdot k_d}{k_t} \cdot kN \quad (4.III.13)$$

Ở đây:

q- Dung tích hình học của thùng cạp (m^3);

ρ - Trọng lượng riêng của đất (kN/m^3) lấy theo bảng (4.III.8);

k_t - Hệ số trơ của đất (theo bảng 4.III.8);

k_d - Hệ số làm đầy thùng cạp.

+ Khi máy cạp làm việc không có máy ủi trợ lực: $k_d = 0,6 \div 0,9$

+ Khi máy cạp làm việc có máy ủi trợ lực: $k_d = 0,8 \div 1,2$

- *Lực cản quay vòng*: Khi máy quay vòng trên nền đất trơ xốp: $W_5 \approx (0,2 \div 0,5)W_f$;

W_f - Lực cản lăn. Khi máy quay vòng trên nền đất cứng, có thể bỏ qua W_5 .

Lực cản vòng chỉ được tính đến khi máy di chuyển, đồng thời quay vòng.

Bảng 4.III.9: Giá trị hệ số lăn f và hệ số bám φ

Loại đất	Bánh xích		Bánh lốp	
	f	φ	f	φ
Cát khô	0,15	0,4	0,2	0,3
Cát ẩm	0,10 \div 0,12	0,5	0,16	0,4
Sét khô	0,06 \div 0,07	0,90 \div 1,00	0,025 \div 0,035	0,5
Đất sét ướt (sau mưa)	0,10 \div 0,12	0,80 \div 0,90	0,05 \div 0,15	0,2

Cuối cùng sẽ xác định được tổng các lực cản tác dụng lên máy cạp ở cuối giai đoạn đào và tích đất và thùng cạp:

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (4.III.14)$$

2. Xác định lực kéo tiếp tuyến theo lực cản (điều kiện cần)

* Đối với máy cạp tự hành: Lực kéo tiếp tuyến P_k trên bánh xe chủ động: $P_k \geq \Sigma W$

* Đối với máy cạp kéo theo: Lực kéo tại móc kéo của máy kéo:

$$P_{mk} \geq \Sigma W \quad (4.III.15)$$

Nếu trong quá trình đào đất, máy cạp cần có máy đẩy trợ lực thì có thể xác định lực kéo theo công thức sau:

+ Với máy cạp tự hành: $(P_k + P_d) \cdot k_0 \geq \Sigma W \quad (4.III.16)$

+ Với máy cạp kéo theo: $(P_{mk} + P_d) \cdot k_0 \geq \Sigma W \quad (4.III.17)$

Trong đó:

P_d - Lực đẩy của máy đẩy

$k_0 = 0,85 \div 0,90$ - Hệ số kể đến sự làm việc đồng thời giữa máy kéo và máy đẩy.

Mặt khác, lực kéo phải thỏa mãn điều kiện bám:

$$+ \text{Máy cạp tự hành: } \varphi \cdot G_b \geq P_k \geq \sum W \quad (4.III.18)$$

$$+ \text{Máy cạp kéo theo: } \varphi \cdot G_b \geq P_k^* \geq W + \sum W' \quad (4.III.19)$$

W' - Lực cản di chuyển máy kéo: $W' = G_{mk} (f_0 \pm i)$

Trong đó:

G_b - Trọng lượng bám của máy tức là trọng lượng phân bố trên các bánh xe chủ động;

P_k^* , W' lực kéo tiếp tuyến và lực cản di chuyển của máy kéo.

φ - Hệ số bám, chọn theo bảng (4.III.9).

3. Xác định công suất của máy cạp

- Công suất động cơ máy kéo trong máy cạp kéo theo (không kể máy đẩy) được xác định theo công thức:

$$N_K = \frac{[G_{mk} (f_0 \pm i) + \sum W]v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (4.III.20)$$

Trong đó:

G_{mk} - Trọng lượng máy kéo, N;

f_0 - Hệ số cản lăn của máy kéo;

i - Độ dốc nơi thi công;

$\sum W$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy cạp, N;

v - Tốc độ di chuyển của máy cạp, m/s.

- Công suất máy cạp tự hành (không kể máy đẩy) được xác định theo công thức:

$$N_T = \frac{\sum W \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (4.III.21)$$

Trong đó:

$\sum W$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy cạp, N;

v - Vận tốc di chuyển của máy cạp, m/s;

η - Hiệu suất truyền động của máy ($\eta = 0,8 \div 0,9$).

Trong các công thức (4.III.20) và (4.III.21), giá trị của vận tốc có thể chọn như sau:

$$v = (0,25 \div 0,35) v_{\max} \text{ hoặc } v = v_1$$

Ở đây:

v_f - Tốc độ ở tay số 1 của máy kéo cơ sở;

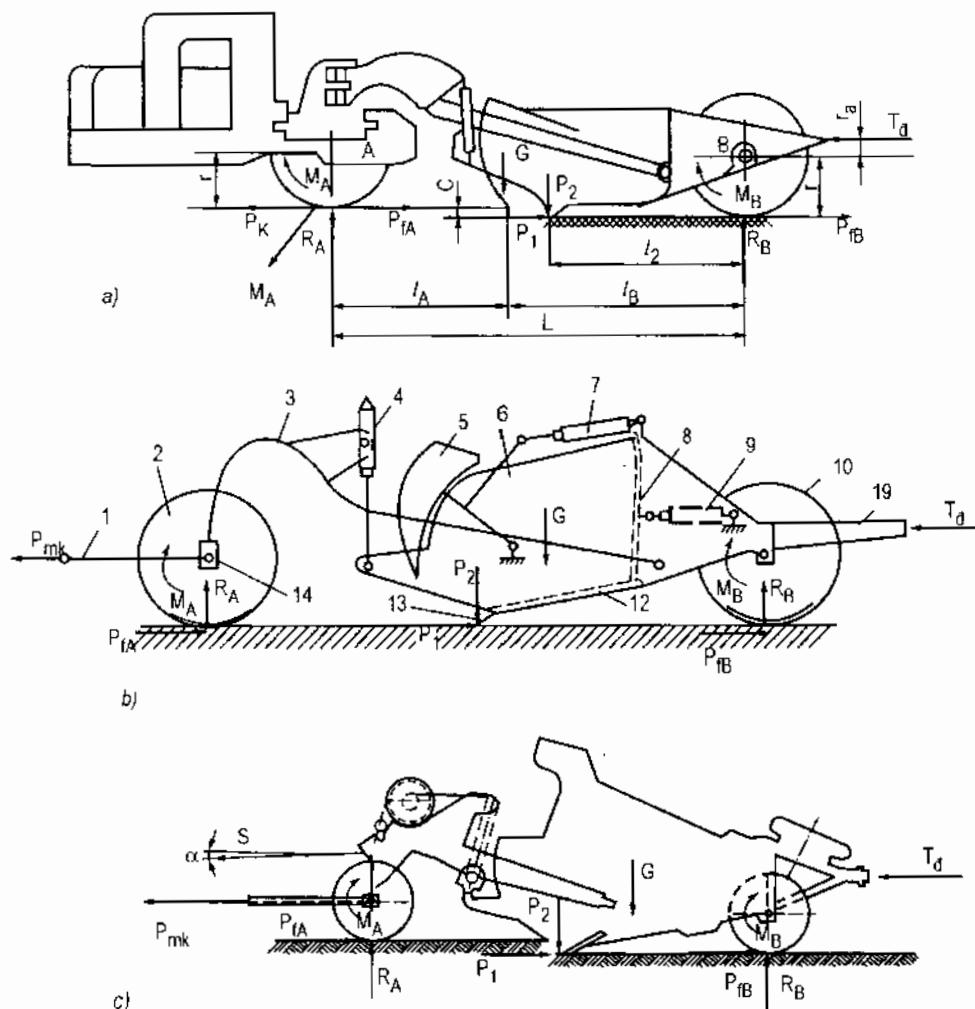
v_{max} - Tốc độ ở số lớn nhất của máy kéo.

Sau khi xác định được công suất, sẽ chọn được đầu kéo hoặc máy kéo phù hợp với máy cạp.

§7. XÁC ĐỊNH LỰC TÁC DỤNG LÊN MÁY CẠP

1. Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp

Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp được thể hiện trên hình 4.III.16



Hình 4.III.16. Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp

- a) Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp tự hành;
- b) Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp kéo theo điều khiển bằng thủy lực;
- c) Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp kéo theo điều khiển bằng cáp.

Lực tác dụng lên máy cạp bao gồm các thành phần sau:

a) Ngoại lực

- Trọng lượng máy và đất: $G = G_m + G_d$ (G_d - Trọng lượng đất trong thùng cạp)
- Ở máy cạp tự hành có lực kéo tiếp tuyến P_k tại bánh xe chủ động.
- Ở máy cạp kéo theo có thêm P_{mk} ở mốc kéo của máy cạp.
- Lực đẩy T_d (nếu có máy đẩy trợ lực cho máy cạp ở giai đoạn đào đất và tích đất).
- Máy cạp kéo theo điều khiển cáp có thêm lực căng cáp S của cáp nâng thùng cạp.

b) Phản lực

- + Phản lực tại các bánh xe trước: R_A, P_{fA} và bánh sau: R_B, P_{fB} .
- + Phản lực của đất tác dụng lên dao cát: P_1 và P_2 .

Trọng lượng máy cạp (kể cả đất ở trong thùng) thay đổi trong giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng. Trọng lượng này tăng dần và đạt giá trị lớn nhất ở cuối giai đoạn tích đất khi thùng đã đầy đất. Vì vậy, trọng tâm của máy cạp cũng như trọng tâm của thùng (có chứa đất) cũng thay đổi, nó dịch chuyển từ phía trước về phía sau và từ dưới lên trên trong quá trình tích đất làm đầy thùng. Khi nâng hạ thùng, khi quay đầu máy và khi máy chuyển động trên mặt phẳng nghiêng và ngang thì vị trí trọng tâm của máy cũng thay đổi.

Khi máy cạp tự hành quay vòng thì trọng tâm của máy sẽ dịch chuyển về một bên so với trục dọc của máy. Điều đó làm cho việc phân bố tải trọng giữa các bộ phận của máy bị thay đổi, đồng thời làm tăng ứng suất trong các bộ phận đó (khung chính, khung kéo và thùng cạp).

Khi máy di chuyển có tải trên đường dốc thì trọng lượng phân bố trên các cầu trước và sau cũng thay đổi. Máy di chuyển xuống dốc thì làm tăng tải trọng tác dụng lên cầu trước và ngược lại.

Khi máy có tải di chuyển trên mặt đường nghiêng ngang thì làm thay đổi sự phân bố trọng lượng lên các bánh xe bên phải và bên trái, do đó các bộ phận của máy chịu thêm tải trọng phụ nên khi tính toán sức bền các bộ phận cũng cần phải xét đến trường hợp này.

Lực kéo tiếp tuyến là một trong những tải trọng cơ bản tác dụng lên các bộ phận của máy. Trị số của lực kéo tiếp tuyến thay đổi trong quá trình đào và tích đất. Trong khi máy cạp có tải quay vòng thì lực kéo tiếp tuyến thay đổi về phương và chiều tác dụng.

2. Xác định lực tác dụng lên máy cạp

a) Xác định trọng lượng máy G_m

Trọng lượng máy cạp có thể xác định sơ bộ theo công thức trong bảng (4.III.1)

- + Với máy cạp kéo theo: $G_m = (0,78 \div 1,22) 10q, \text{kN}$
- + Với máy cạp tự hành: $G_m = (0,81 \div 1,19) 19,2q, \text{kN}$

Trong đó q là dung tích của thùng cạp đo bằng m^3

Hoặc có thể xác định trọng lượng máy như sau: $G_m = \sum G_i$

Ký hiệu: G là trọng lượng của máy và đất ở trong thùng: $G = G_m + G_d$

G_i - Trọng lượng của từng bộ phận máy cạp, kN;

G_d - Trọng lượng đất trong thùng, xác định theo công thức (4.III.13), kN.

G_i có thể xác định theo công thức kinh nghiệm sau, dựa vào trọng lượng máy G_m .

+ Với máy cạp tự hành:

Trọng lượng đầu kéo: $G_o = 0,3 G_m$;

Trọng lượng thùng cạp; $G_t = 0,3G_m$;

Trọng lượng khung chính: $G_K = 0,2G_m$.

Trọng lượng các bộ phận còn lại: $G_c = (0,15 \div 0,2)G_m$.

+ Với máy cạp kéo theo:

Trọng lượng thùng: $G_t = 0,5G_m$;

Trọng lượng khung chính: $G_K = 0,3G_m$;

Trọng lượng các bộ phận còn lại: $G_c = 0,2G_m$;

b) Xác định lực kéo tiếp tuyến theo lực bám (điều kiện đủ)

Lực kéo tiếp tuyến có thể có giá trị lớn nhất trong hai trường hợp sau:

- Trong thời gian đào đất để làm dây thùng cạp, cắt đất với chiều dày phoi cắt lớn nhất, dao cắt gặp chướng ngại vật ở cuối quá trình làm dây. Lực cản tác dụng lên máy là lớn nhất.

- Máy cạp có tải đang di chuyển, gặp chướng ngại vật ở bánh xe, máy phải sử dụng lực kéo lớn nhất để vượt qua chướng ngại vật đó.

+ Với máy cạp tự hành lực kéo tiếp tuyến lớn nhất được xác định theo điều kiện bám:

$$P_{k\max} = G_{\text{bám}} \cdot \varphi_{\max} \quad (4. III.23)$$

$$\text{Lực kéo tính toán: } P_t = P_{k\max} \cdot k_d \quad (4. III.23a)$$

Trong đó:

$G_{\text{bám}}$ - Trọng lượng bám của máy cạp tức là trọng lượng phân bố lên các bánh xe chủ động.

φ_{\max} - Hệ số bám lớn nhất của máy cạp, giá trị của nó có thể chọn theo máy kéo bánh hơi;

k_d - Hệ số tải trọng động; thường $k_d = 1,5 \div 2,0$.

+ Với máy cạp kéo theo theo điều khiển bằng thủy lực, lực kéo lớn nhất tại móc kéo $P_{mk\max}$ được xác định theo công thức:

$$P_{mk\max} = (P'_{k\max} - P_f) \quad (4. III.24)$$

Trong đó: $P'_{k\max}$ - lực vòng lớn nhất trên bánh xe chủ động máy kéo (lực kéo tiếp tuyến lớn nhất của máy kéo) được xác định theo lực bám;

$$P'_{k\max} = G'_b \varphi'_{\max}$$

Trong đó:

G'_b và φ'_{\max} - Trọng lượng bám và hệ số bám lớn nhất của máy kéo

Lực kéo tính toán tại mốc kéo của máy kéo:

$$P_t = P_{mk\max} \cdot k_d \quad (4.III.24a)$$

k_d - Hệ số tải trọng động; thường $k_d = 1,5 \div 2,0$.

P_f - Lực cản di chuyển máy kéo xác định theo công thức:

$$P_f = G_T (f \pm i)$$

f - Hệ số cản lăn theo bảng (4. III.9);

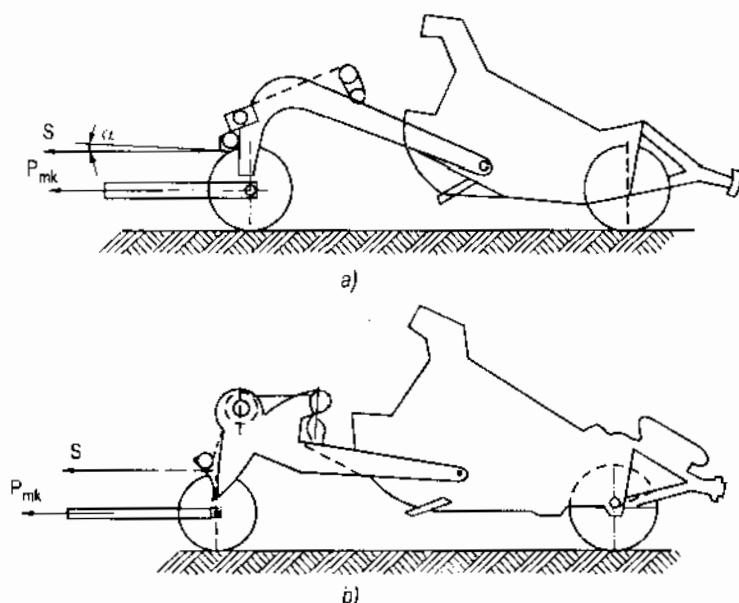
i - Độ dốc nơi máy đang làm việc;

G_T - Trọng lượng bản thân máy kéo;

+ Riêng với máy cạp kéo theo điều khiển bằng cáp, khi vận chuyển đất, lực kéo từ máy kéo truyền tới máy cạp vừa qua mốc kéo của máy kéo vừa có một phần truyền qua cáp nâng thùng với lực căng cáp S (hình 4.III.17).

$$\text{Lúc này lực kéo sẽ bằng: } P_{mk} = P'_{mk} + S \cos \alpha \quad (4.III.25)$$

α - Gọi là góc nghiêng của cáp so với phương ngang (hình 4.III.17a)



Hình 4.III.17. Sự phân chia lực kéo từ máy kéo truyền tới máy cạp trong khi vận chuyển đất đối với máy cạp kéo theo điều khiển bằng cáp

Nếu ở máy cạp có bố trí cụm puly dẫn hướng để tránh mòn cáp (như hình 4.III.17b) thì có thể xem $\alpha = 0$.

Giá trị lực kéo truyền qua móc kéo P'_{mk} và lực căng cáp S được xác định từ phương trình cân bằng công suất trong thời gian vận chuyển đất.

Công suất này bao gồm:

Công suất di chuyển máy kéo:

$$N_1 = \frac{G_T (f \pm i) v_T}{1000 \eta_t d} \quad (4.III.27)$$

Trong đó:

G_T - Trọng lượng máy kéo;

f - Hệ số cản lăn của máy kéo;

v_T - Tốc độ di chuyển của máy kéo, m/s;

η_t - Hiệu suất truyền động từ động cơ đến cơ cấu di chuyển.

Công suất để di chuyển máy cạp:

$$N_2 = \frac{(P'_{mk} + S \cos \alpha) v_T}{1000 \eta_t} , \text{kW} \quad (4.III.28)$$

Công suất để nâng thùng cạp có tải:

$$N_3 = \frac{S \cdot v_n}{1000 \eta_n} , \text{kW} \quad (4.III.28)$$

v_n - Tốc độ của cáp nâng thùng, có phương tiếp tuyến với tang nâng thùng, η_n là hiệu suất của cơ cấu nâng.

$$v_n = \frac{\pi D n}{60} , \text{m/s}$$

Ở đây: D là đường kính;

$$D = D_T + (2m - 1)d_c \quad (4.III.29a)$$

D_T - Đường kính tang, m;

d_c - Đường kính cáp, m;

m - Số lớp cáp quấn trên tang;

n - Tốc độ quay của tang, vòng/phút.

Vậy tổng công suất tiêu hao trong khi máy vừa nâng thùng vừa chuyển đất đến nơi đổ là:

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

$$N = \frac{G_T (f + i) v_T}{1000 \eta_t} + \frac{(P'_{mk} + S \cos \alpha) v_T}{1000 \eta_t} + \frac{S v_n}{1000 \eta_n} \quad (4.III.30)$$

Suy ra: $P'_{mk} = \frac{1000.N.\eta_t}{v_T} - G_T(f+i) - S \left(\cos\alpha + \frac{v_n \cdot \eta_t}{v_T \cdot \eta_n} \right)$ (4.III.30a)

Trong phương trình (4.III.30): Lực nâng S được xác định dựa vào bội suất của palang nâng thùng và trọng lượng thùng cạp kể cả đất ở trong thùng:

$$S = \frac{G_1}{a \cdot \eta_{pl}}$$
 (4.III.30b)

Trong đó:

G_1 - Trọng lượng thùng cạp và đất ở trong thùng;

a - Bội suất của palang nâng thùng;

η_{pl} - Hiệu suất của palang nâng thùng.

Thay công thức (4.III.30b) vào (4.III.30a) sẽ xác định được P'_{mk} . Rồi thay giá trị P'_{mk} vào công thức (4.III.25), sẽ xác định được P_{mk} .

Lực kéo tính toán tại móc kéo đối với máy cạp kéo theo điều khiển bằng cáp lấy bằng:

$$P_H = P_{mk} \cdot K_d$$
 (4.III.31)

$K_d = 1,5$ - Hệ số tải trọng động.

Lực kéo tính toán được xác định từ các công thức (4.III.31) (4.III.24a) và (4.III.23a) sẽ được dùng để tính toán sức bền các bộ phận chính của máy cạp.

+ Với máy cạp có dùng máy đẩy trợ lực trong quá trình đào đất thì lực đẩy sẽ được xác định theo công thức: $P_d = P_{kmax} \cdot k_d \cdot k_0$

Trong đó:

P_{kmax} là lực kéo tiếp tuyến lớn nhất;

$k_d = 1,5$ - Hệ số tải trọng động;

$k_0 = 0,8 \div 0,9$ - Hệ số kể đến sự làm việc đồng thời giữa máy kéo và máy đẩy.

T_d - Lực đẩy có phương song song phương di chuyển của máy.

c) Xác định phản lực của đất tác dụng lên máy cạp

- Phản lực của đất tác dụng lên các bánh xe (hình 4.III.18)

Tại tâm bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đất có phản lực của đất N. Phân N làm hai thành phần: R và T

Trong đó: R theo phương thẳng đứng, cách tâm bánh xe một đoạn là a, còn T theo phương ngang cách tâm bánh xe một đoạn là r_c . R là phản lực pháp tuyến; T - phản lực tiếp tuyến.

Với bánh xe bị động: $T = R_B$, $f = P_f$ là lực cản lăn;

Với bánh xe chủ động: $T = P_k - P_f$.

P_k - Lực tiếp tuyến (lực vòng) tại bánh xe chủ động được xác định theo mô men xoắn của động cơ;

$$P_k = \frac{M_k}{r_c}$$

M_k - Mômen xoắn tại trục bánh xe chủ động; $M_k = M_{dc} \cdot i \cdot \eta$

r_c - Bán kính tại điểm đặt lực trên bánh xe.

$$P_k = \frac{M_k}{r_c} = \frac{M_{dc} \cdot i \cdot \eta}{r_c}$$

Trong đó:

M_{dc} - Mômen xoắn trên trục động cơ;

i - Tỷ số truyền từ trục động cơ đến trục bánh xe chủ động;

η - Hiệu suất truyền động của hệ thống truyền lực;

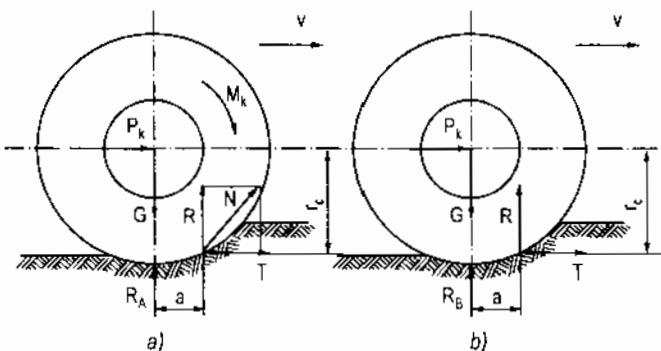
Mặt khác, lực kéo tiếp tuyến P_k cũng có thể được xác định theo điều kiện bám:

$$P_k = \varphi \cdot G_b$$

$\varphi \cdot G$ - hệ số bám và trọng lượng bám của máy cày.

Một cách gần đúng, có thể chọn r_c theo kinh nghiệm: $r_c = (0,8 \div 0,9)r$.

r - Bán kính của bánh xe.



Hình 4.III.18. Phản lực đất tác dụng lên bánh xe

a) Bánh xe chủ động; b) Bánh xe bị động.

Do có sự biến dạng của đường và của lốp nên điểm đặt phản lực R không nằm trên đường thẳng đi qua tâm bánh xe. Để tiện lợi cho việc tính toán mà vẫn đảm bảo cân bằng lực, có thể chuyển R về tâm bánh xe và đặt thêm một mômen:

$$M = R \cdot a = P_f \cdot r_c$$

M - Mômen cản lăn tại các bánh xe chủ động và bị động.

Nghĩa là trên bánh xe bị động có các phản lực R , P_f và mô men M ; Trên bánh xe chủ động ngoài R và P_f còn có lực tiếp tuyến P_k . Các lực này có liên quan với nhau và được biểu diễn qua các phương trình sau:

Đối với các bánh xe chủ động phía trước:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Lực cản lăn: } P_{fA} = R_A \cdot f_1 \approx R_A \cdot f \\ \text{Mô men cản lăn: } M_A = P_{fA} \cdot r_c = R_A \cdot f_1 \cdot r_c \approx R_A \cdot f \cdot r_c \end{array} \right\} \quad (4.III.32)$$

Đối với bánh xe bị động phía sau:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Lực cản lăn: } P_{fB} = R_B \cdot f_2 \approx R_B \cdot f \\ \text{Mô men cản lăn: } M_B = P_{fB} \cdot r_c = R_B \cdot f_2 \cdot r_c \approx R_B \cdot f \cdot r_c \end{array} \right\} \quad (4.III.33)$$

Trong đó:

R_A, R_B - Phản lực của đất theo phương thẳng đứng tại các bánh trước và sau;

Để xác định R_A và R_B có thể dựa vào sơ đồ phân bố tải trọng lên các trục bánh xe trên (hình 4.III.20).

P_{fA}, P_{fB} - Lực cản lăn tại các bánh trước và sau;

M_A, M_B - Mô men cản lăn tại các bánh trước và sau;

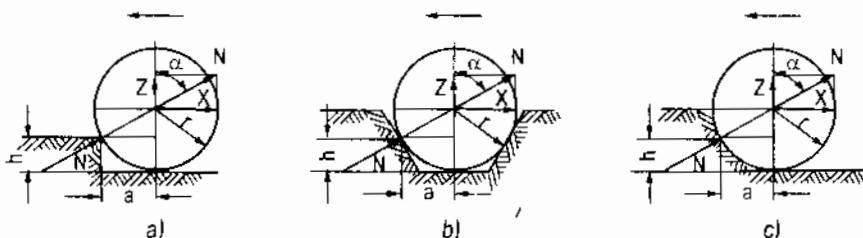
f_1, f_2 - Hệ số cản lăn tại các bánh trước và bánh sau.

Thực tế f_1 và f_2 có trị số khác nhau nhưng sự khác nhau đó không đáng kể nên có xem chúng như nhau và có giá trị bằng hệ số cản lăn f của bánh hơi theo bảng (4.III.9).

Phản lực pháp tuyến R của đất tác dụng lên các bánh xe có giá trị lớn nhất tại thời điểm cuối giai đoạn đào đất thùng cạp đã được tích đầy đất và bắt đầu được nâng lên. Lúc đó phản lực của đất tác dụng lên dao cắt của thùng cạp theo phương thẳng đứng có chiều hướng xuống dưới, lực trong cơ cấu nâng thùng có giá trị lớn nhất.

Khi xác định phản lực của đất tác dụng lên các bánh xe, cần xét đến trường hợp các bánh xe gặp chướng ngại vật trong lúc máy cạp đang làm việc (hình 4.III.19).

Thường gặp các trường hợp sau:



Hình 4.III.19. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe khi gặp chướng ngại vật

+ Các bánh xe của máy phải vượt qua chướng ngại vật cứng nằm nhô lên trên mặt đất (hình 4.III.19a);

+ Các bánh xe bị rơi xuống hố hoặc rãnh (hình 4.III.19b);

+ Các bánh xe bị lún sâu xuống đất khi máy cạp làm việc trên nền đất yếu (hình 4.III.19c).

Trong các trường hợp trên, khoảng cách từ mặt lún của bánh xe đến điểm đặt phản lực N được coi là chiều cao h của chướng ngại vật, bán kính của bánh xe là r.

Khi bánh xe di chuyển trên nền đất yếu thì phản lực N của đất tác dụng lên các bánh xe có thể xem như là hợp lực của các lực phân bố của nền đất tác dụng lên các bánh xe.

Phản lực N được phân thành hai thành phần:

X theo phương ngang và Z theo phương thẳng đứng.

$$X = Z \operatorname{tg} \alpha \quad (4.III.34)$$

Theo hình (4.III.19) ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{r - h}$$

Hay:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h}$$

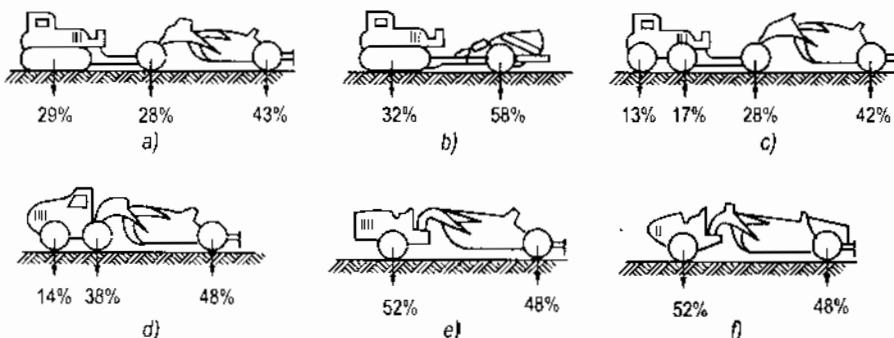
Thay công thức xác định $\operatorname{tg} \alpha$ vào phương trình (4.III.34), sẽ nhận được:

$$X = Z \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (4.III.35)$$

Trị số của các thành phần phản lực X và Z, có thể xác định được từ các phương trình cân bằng lực tác dụng lên máy cạp và từ công thức (4.III.34a). Sau khi đã xác định được X và Z thì sẽ xác định được chiều cao h của chướng ngại vật.

Khi đã biết trước lực kéo và trị số các phản lực X và Z, thì sẽ xác định được chiều cao lớn nhất của chướng ngại vật mà bánh xe của máy cạp có thể vượt qua được theo công thức:

$$h_{\max} = r \left(1 - \frac{Z}{\sqrt{X^2 + Z^2}} \right) \quad (4.III.36)$$



Hình 4.III.20. Sơ đồ phân bố tải trọng trên các bánh xe của máy cạp

- a) Máy cạp kéo theo hai trục với máy kéo xích;
- b) Máy cạp kéo theo một trục với máy kéo xích;
- c) Máy cạp kéo theo hai trục với máy kéo bánh hơi;
- d) Máy cạp nửa kéo theo với máy kéo bánh hơi hai trục;
- e) Máy cạp nửa kéo theo với máy kéo bánh hơi một trục;
- f) Máy cạp tự hành.

- Phản lực của đất tác dụng lên bộ phận làm việc của máy cạp

Trong thời gian cắt đất làm đầy thùng cạp, trên bộ phận làm việc của máy cạp có phản lực P của đất tác dụng tại dao cắt. Phản P thành 2 thành phần P_1 theo phương ngang và P_2 theo phương thẳng đứng.

Phản lực P_1 tăng dần khi tăng độ cắm sâu của dao cắt vào đất và mức độ làm đầy thùng cạp. P_1 đạt giá trị lớn nhất khi chiều dày lớp đất cắt là lớn nhất hoặc khi dao cắt gặp chuồng ngại vật, lúc đó phải sử dụng lực kéo lớn nhất. Lực P_1 được xác định từ phương trình cân bằng lực kéo tiếp tuyến của máy cạp:

$$P_1 = P_k - (W_n + W_f) \quad (4.III.37)$$

Trong đó:

W_n - Lực cản di chuyển khối đất lăn trước cửa thùng cạp, được xác định theo công thức (4.III.11);

W_f - Lực cản lăn của máy cạp;

Từ phương trình (4.III.37) rõ ràng thấy rằng: P_1 đạt giá trị lớn nhất khi lực kéo P_k là lớn nhất và W_n , W_f là nhỏ nhất. Điều này xảy ra khi máy cạp làm việc trên đất chật cứng, phía trước cửa thùng không có khối đất lăn, đồng thời lực cản lăn tác dụng lên máy là nhỏ nhất. Tức là:

$$\begin{aligned} W_n &= 0 \text{ và } W_f = (R_A + R_B) \cdot f_{\min} \\ P_{1\max} &= P_{k\max} - (R_A + R_B) \cdot f_{\min} \end{aligned} \quad (4. III.38)$$

f_{\min} - Hệ số cản lăn nhỏ nhất khi máy làm việc trên đường cứng với lốp áp suất cao.

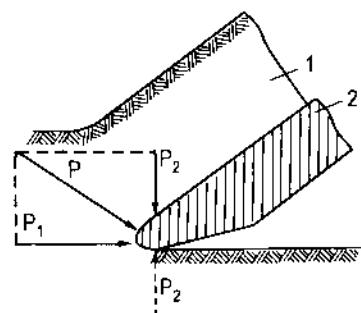
Phản lực P_2 thay đổi cả về trị số và chiều tác dụng. Khi cắm sâu dao cắt vào đất thì P_2 hướng lên phía trên. Để đảm bảo dao cắt có thể cắm sâu vào đất thì: P_2 phải thỏa mãn điều kiện sau:

- Với máy cạp điều khiển bằng cáp: $P_2 < G'$;
- Với máy cạp điều khiển bằng thủy lực: $P_2 < S_d + G'$

G' - Thành phần trọng lượng máy cạp dồn xuống dao cắt;

S_d - Lực đẩy của xilanh thủy lực nâng hạ thùng cạp.

Còn khi nâng dần thùng cạp có chứa đất để giảm chiều dày lớp cắt thì lực P_2 hướng xuống dưới. P_2 đạt giá trị lớn nhất ở cuối giai đoạn đào đất và tích đất, thùng cạp đầy đất và bắt đầu được nâng lên.



Hình 4.III.21. Sơ đồ lực tác dụng lên dao cắt đất của máy cạp

Khi P_2 hướng lên trên thì giá trị của nó cân bằng với phần trọng lượng của máy cày (kể cả đất) truyền xuống dao cắt G' ; còn khi P_2 hướng xuống dưới thì các bộ phận của máy cày chịu thêm tải trọng phụ.

Để xác định P_2 , dựa vào hệ số $\psi = P_2/P_1$ mà giá trị của nó được xác định bằng thực nghiệm: Khi cắm sâu dao cắt vào đất: $\psi = 0,15$; Khi nâng dần dao cắt lên: $\psi = 0,45$

$$P_2 = \psi \cdot P_1 \quad (4.III.39)$$

d) Xác định lực trong cơ cấu mở cửa thùng và trong cơ cấu đỡ đất ra khỏi thùng cày

- Xác định lực mở cửa thùng S_c (hình 4.III.21)

Lực mở cửa thùng cần khắc phục các lực cản sau:

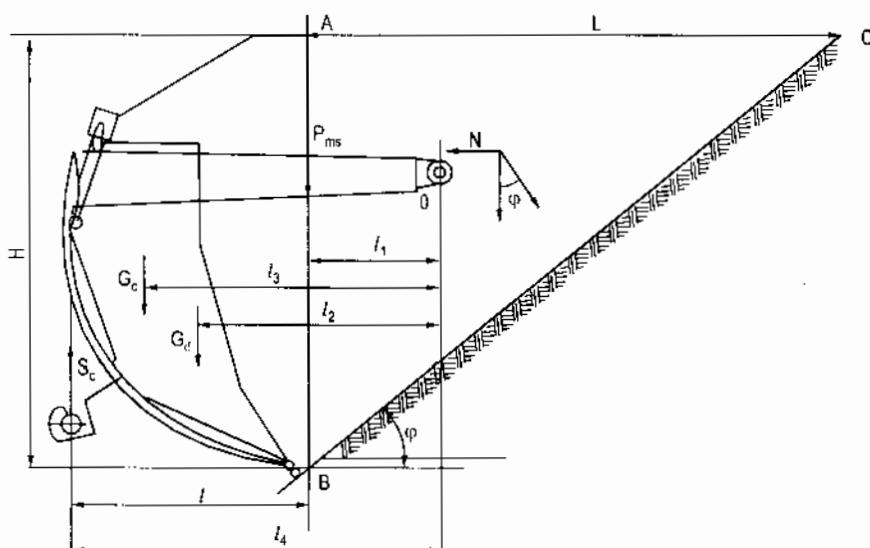
Lực cản do áp lực của đất tác dụng lên phía trên cửa thùng, N .

Lực ma sát giữa đất được nâng cùng với cửa thùng và đất ở trong thùng, P_{ms} ;

Trọng lượng bản thân cửa thùng, G_c ;

Trọng lượng của đất ở trong cửa thùng, G_d .

$$G_d = k \cdot B \cdot H_k \cdot \rho \cdot l \quad (4.III.40)$$



Hình 4.III.22. Sơ đồ xác định lực mở cửa thùng

Trong đó:

B - Chiều rộng cửa thùng bằng chiều rộng thùng (đo theo chiều ngang thùng);

H_k - Chiều cao thành bên cửa thùng;

l - Chiều dài cửa thùng (đo theo chiều dọc thùng);

ρ - Trọng lượng riêng của đất;

k - Hệ số tính đến hình dạng không đều của cửa thùng ($k = 0,8$).

Để xác định lực ma sát giữa đất và cửa thùng, có thể coi rằng khi nâng cửa thùng có sự trượt tương đối giữa khối đất được nâng cùng cửa thùng và khối đất tạo bởi hai bề mặt AB và AC ở trong thùng cạp. Trọng lượng của khối đất này được xác định một cách gần đúng theo công thức:

$$G'_d = \frac{L \cdot H_k \cdot B \cdot \rho}{2} \quad (4.III.40a)$$

Áp lực pháp tuyến do khối đất này tác động vào cửa thùng:

$$N = G'_d \tan \varphi$$

Lực ma sát

$$P_{ms} = N \mu_2 = G'_d \mu_2 \tan \varphi$$

μ_2 - Hệ số ma sát giữa đất và đất: $\mu_2 = 0,5$ với đất ướt; $\mu_2 = 0,7$ với đất khô

Cuối cùng có thể xác định được lực mở cửa thùng dựa vào phương trình cân bằng mômen với điểm O

$$S_c = \frac{P_{ms} l_1 + G_d l_2 + G_e l_3}{l_4} \quad (4.III.41)$$

Hay

$$S_c = \frac{G'_d \mu_2 l_1 \tan \varphi + G'_d l_2 + G_e l_3}{l_4} \quad (4.III.41a)$$

Trong đó:

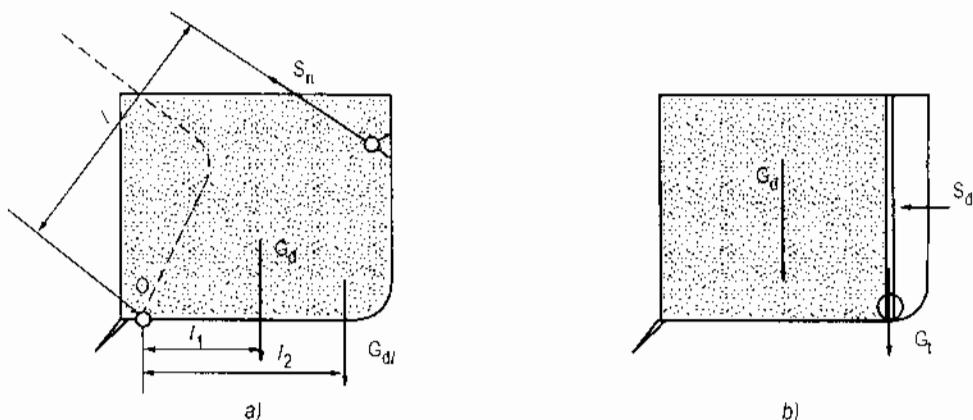
φ - góc chảy tự nhiên của đất ở trạng thái tối;

l_1, l_2, l_3, l_4 , các cánh tay đòn tương ứng của các lực so với tâm O.

- Xác định lực cần thiết để dỡ đất ra khỏi thùng cạp

+ Đỗ đất theo phương pháp nửa cưỡng bức:

Hình 4.III.22a là sơ đồ xác định lực cần thiết để dỡ đất theo phương pháp nửa cưỡng bức.



Hình 4.III.23. Sơ đồ xác định lực dỡ đất ra khỏi thùng cạp

a) Đỗ đất theo phương pháp nửa cưỡng bức; b) Đỗ đất theo phương pháp cưỡng bức

Các lực tác dụng khi đổ đất theo phương pháp nứa cưỡng bức gồm:

S_n - Lực cần thiết để lật đáy thùng quay quanh khớp O khi đổ đất;

G_d - Trọng lượng đất ở trong thùng $G_d = \frac{q\rho k_d}{k_t}$;

q - Dung tích hình học của thùng; m^3

ρ - Trọng lượng riêng của đất ở trạng thái tươi; kN/m^3

k_d - Hệ số làm đầy thùng;

k_t - Hệ số tươi của đất;

G_{dl} - Trọng lượng bắn thân đáy thùng.

$$S_n = \left(\frac{G_d l_1 + G_{dl} l_2}{l} \right) \quad (4.III.42)$$

+ *Đổ đất theo phương pháp cưỡng bức (hình 4.III.22b):*

Lực cần thiết để đáy tấm gạt đất di chuyển về phía cửa thùng khi đổ đất ra khỏi thùng cạp được xác định theo công thức:

$$S_d = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 \quad (4.III.43)$$

Trong đó:

S_1 - Lực ma sát giữa đất và đáy thùng;

S_2 - Lực ma sát giữa đất và thành bên của thùng;

S_3 - Lực cản lăn giữa các con lăn đỡ tấm gạt đất (thành sau của thùng) khi chúng lăn trên đáy thùng;

S_4 - Lực cản quán tính của đất và tấm gạt đất khi chúng chuyển động về phía trước có gia tốc.

Các lực nêu trên được xác định như sau:

$$S_1 = \mu_1 G_d$$

G_d - Trọng lượng đất ở trong thùng cạp, được xác định như trên.

μ_1 -hệ số ma sát giữa đất và thép: . Á cát $\mu_1 = 0,35$

. Sét trung bình $\mu_1 = 0,5$

. Sét nặng $\mu_1 = 0,8$

$$S_2 = 2\mu_2 E$$

Trong đó : E - áp lực của đất ở trong thùng tác dụng lên một thành bên của thùng:

Theo T. V. Alekseeva thì áp lực E được xác định theo công thức:

$$E = \rho \frac{H^2}{2} L_k \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\Phi_2}{2} \right)$$

Trong đó:

H- Chiều cao làm đầy thùng;

L_k - Chiều dài thùng cạp;

φ_2 - Góc ma sát trong của đất, theo bảng (4.III.8);

$$S_3 = f \cdot G_t$$

Trong đó:

G_t - Trọng lượng bản thân tấm gạt đất (hay còn gọi là thành sau của thùng);

f - Hệ số cản lăn của con lăn; $f = (0,1 \div 0,15)$.

$$S_4 = (G_d + G_t) \frac{v_t}{g \cdot t}$$

Trong đó:

v_t - Tốc độ chuyển động của tấm gạt và ra phía cửa thùng;

t- Thời gian gia tốc;

g- Gia tốc trọng trường.

Thay các giá trị S_1, S_2, S_3, S_4 , vào công thức (4. III.43) nhận được công thức tổng quát xác định lực cần thiết để đẩy đất ra khỏi thùng cạp:

$$S_d = \rho \cdot \mu_l \left[\frac{q \cdot k_d}{k_t} + H^2 L_k \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2} \right) \right] + f \cdot G_t + \left(\frac{q \cdot \rho \cdot k_d}{k_t} - G_t \right) \frac{v_t}{g \cdot t}, N \quad (4.III.44)$$

Công suất cần thiết để đổ đất theo phương pháp cường bức được xác định theo công thức:

$$N = \frac{S_d v_d}{1000 \eta_c}, kW$$

Trong đó:

η_c : Hiệu suất của cơ cấu đổ đất

v_d : Tốc độ chuyển động tịnh tiến của tấm gạt đất, (m/s)

- *Đổ đất theo phương pháp tự do:*

Lực cần thiết để lật thùng khi đổ đất theo phương pháp tự do:

$$S_n = \frac{(G_d + G_k) l_1}{l_2} \quad (4.III.45)$$

Trong đó:

G_d : Trọng lượng đất ở trong thùng cạp;

G_k : Trọng lượng bản thân thùng cạp;

l_1, l_2 : Các khoảng cách tương ứng từ trọng tâm thùng cạp, kể cả khối đất ở trong thùng và lực S đến tâm quay của thùng cạp khi đổ đất.

§8. XÁC ĐỊNH NĂNG SUẤT MÁY CẠP

1. Xác định năng suất của máy cạo theo phương pháp phổ biến

$$Q = \frac{3600 \cdot q \cdot k_d \cdot k_{tg}}{k_t \cdot T_{ck}}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.III.46)$$

Năng suất này được tính ở trạng thái đất chặt, không kể đến ảnh hưởng của các yếu tố điều kiện làm việc của máy cũng như sự trượt trơn của cơ cấu di chuyển.

Trong đó:

q - Dung tích hình học của thùng cạo, m^3 ;

k_d - Hệ số làm đầy thùng thường $k_d = 0,8 - 1,1$; tùy thuộc vào loại đất và trình độ tay nghề của công nhân điều khiển máy;

k_t - Hệ số độ tơi - của đất;

k_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy; thường $k_{tg} = 0,8 \div 0,9$;

T_{ck} - Thời gian một chu kỳ làm việc của máy; khi xác định T_{ck} đã xem như máy chuyển động ổn định đều trong các giai đoạn làm việc của máy.

$$T_{ck} = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} + \frac{l_3}{v_3} + \frac{l_4}{v_4} + n_1 t_d + n_2 t_h + 2t_q, \text{ s} \quad (4.III.47)$$

Trong đó:

l_1, l_2, l_3, l_4 - Chiều dài quãng đường đào đất, chuyển đất, đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu, m.

v_1, v_2, v_3, v_4 - Tương ứng là các tốc độ đào đất, chuyển đất, đổ đất, chạy về, m/s ;

$n_1 t_d$ - Số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ, thường $t_d = (4 \div 6)\text{s}$;

$n_2 t_h$ - Số lần và thời gian nâng một lần hạ thùng cạo, thường $t_h = (4 \div 5)\text{s}$;

t_q - Thời gian một lần quay đầu máy, thường $t_q = (15 \div 20)\text{s}$.

Quãng đường đào đất và tích đất vào thùng cạo:

$$l_1 = \frac{q k_d k_t}{0,7 B_k h k_1}, \text{ m}$$

Trong đó:

B_k - Chiều rộng cắt (chiều rộng thùng cạo);

h - Chiều sâu cắt;

0,7 - Hệ số kể đến sự không đồng đều của chiều dày phoi cắt;

k_1 - Hệ số kể đến sự tổn thất đất trong khi đào đất và tích đất vào thùng, thường: $k_1 = 1,2 - 1,5$;

k_t - Hệ số tơi của đất.

Chiều dài quãng đường chuyển đất l_2 và chiều dài quãng đường đổ đất l_3 có thể chọn theo bảng (4.III.10), (4.III.11):

Khi đổ đất ra khói thùng, máy cát thường rải thành lớp, nên chiều dài quãng đường đổ đất có thể xác định theo công thức:

$$l_3 = \frac{qk_d}{B_k h_0}$$

Trong đó:

h_0 - Chiều dày lớp đất rải, m;

q - Dung tích hình học của thùng, m^3 ;

B_k - Chiều rộng thùng cát, m;

k_d - Hệ số làm đầy thùng.

Bảng 4.III.10: Số liệu cơ bản của máy cát

Số thứ tự	Loại đất	Loại máy kéo cơ sở	Dung tích thùng q , m^3	Quãng đường chuyển đất L_2 , km	Chiều rộng cát B_k , m	Chiều sâu cát h , m	Độ dốc i	Khối lượng máy cát, T
1	Cát bụi	T - 130	7	0,4	2,65	0,3	0,04	7,1
2	Cát ẩm	T - 4A	4	0,3	2,4	0,1	0,05	4,4
3	Á cát	T - 150K	4	0,5	2,5	0,1	0,02	4,1
4	Á cát	T - 180	10	0,5	3	0,1	0,04	9,5
5	Sét	T - 330	15	0,6	4	0,2	0,04	18,6
6	Cát khô	T - 150K	4	0,4	2,5	0,1	0,06	4,1
7	Cát bụi	T - 130	7	0,5	2,6	0,3	0,06	7,1
8	Á cát	T - 130	7	0,7	2,6	0,1	0,03	7,1
9	Á cát	T - 4A	4	0,4	2,4	0,2	0,03	4,4
10	Cát bụi	T - 4A	4	0,8	2,4	0,1	0,06	4,4
11	Cát khô	T - 180	10	0,4	2,6	0,3	0,03	9,5
12	Sét	631 E(II)	16	0,6	3,5	0,4	0,02	44
13	Cát bụi	631 E(II)	16	0,7	3,5	0,4	0,03	44
14	Sét	621 E	10,7	0,6	3,2	0,3	0,02	30
15	Cát bụi	621 E	10,7	0,5	3,2	0,2	0,03	30
16	Á cát	613 C	8,4	0,5	2,3	0,1	0,02	14,6
17	Cát ẩm	613 C	8,4	0,4	2,3	0,2	0,01	14,6
18	Cát khô	615 C	12,2	0,5	2,9	0,4	0,02	23,8
19	Sét	615 C	12,2	0,6	2,9	0,3	0,02	23,8
20	Á cát	WS16 - 2	11	0,4	3	0,5	0,02	33,6
21	Cát ẩm	WS16 - 2	11	0,5	3	0,4	0,03	33,6
22	Sét	WS235 - 1	16	0,5	3,3	0,3	0,02	35,7

Bảng 4. III.11: Chiều dài quãng đường đổ đất l_3 của máy cạp, m

Cấp đất	Đung tích thùng cạp q , m^3		
	$q < 6$	$q \approx 6 - 10$	$q > 10$
I, II	6 - 7	6 - 10	8
III	8 - 10	8 - 10	10
IV	10	12	15

Bảng 4. III.12: Thời gian hai lần quay đầu máy, t_q

Loại máy cạp	Thời gian hai lần quay đầu, s			
	$q < 6 m^3$	$q = (6 - 8) m^3$	$q = (8 - 10) m^3$	$q > 10 m^3$
Kéo theo	$t_q = 28s$	$t_q = 45s$	$t_q = 60s$	$t_q = 60s$
Tự hành	$t_q = 28s$	$t_q = 20s$	$t_q = 25s$	$t_q = 30s$

Chiều dài quãng đường chạy không tải về vị trí ban đầu có thể xác định gần đúng:

$$l_4 = l_1 + l_2 + l_3$$

Các giá trị tốc độ chuyển động được chọn như sau:

+ Khi đào đất v_1 - là tốc độ của tay số 1 của máy cạp cơ sở (với máy cạp kéo theo).

$$v_1 = (0,25 \div 0,3) v_{\max} \quad (\text{với máy cạp tự hành})$$

+ Khi di chuyển thùng cạp có tải:

- Với máy cạp tự hành: $v_2 = (0,55 \div 0,75) v_{\max}$

- Với máy cạp kéo theo: v_2 là tốc độ số 2 hoặc số 3 của máy kéo cơ sở.

+ Khi di chuyển không tải về vị trí ban đầu:

- Với máy cạp tự hành: $v_4 = (0,8 \div 0,9) v_{\max}$

v_{\max} Tốc độ cao nhất của đầu kéo

- Với máy cạp kéo theo: v_4 là vận tốc gần với số cao nhất của máy kéo cơ sở.

+ Khi đổ đất: $v_3 = 0,75 v_{\max}$ (hoặc là tốc độ tay số 3 máy kéo) cơ sở với máy cạp kéo theo).

Trong khi xác định năng suất máy cạp theo phương pháp nêu trên ta xem như máy cạp chuyển động ổn định trong suốt chu kỳ làm việc, không kể đến điều kiện trượt trơn của cơ cấu di chuyển máy cạp trong thực tế, hiện tượng này rất hay xảy ra khi máy cạp thực hiện việc đào đất và chuyển đất trên nền đất yếu. Những yếu tố này có ảnh hưởng lớn đến thời gian chu kỳ làm việc và năng suất máy cạp.

Phương pháp mới dưới đây để xác định năng suất của máy cạp có kể đến ảnh hưởng của các yếu tố đó.

2. Phương pháp xác định năng suất máy cày có kể đến sự chuyển động không ổn định của máy

Năng suất máy cày cũng được xác định theo công thức (4.III.46):

$$Q = \frac{3600 \cdot q \cdot k_d \cdot k_{tg}}{k_1 \cdot T_{ek}}, \text{ m}^3/\text{h}$$

Trong đó :

q , k_1 , k_{tg} , k_d , ý nghĩa như trên.

T_{ek} - Thời gian một chu kỳ của máy.

Nếu kể đến hiện tượng trượt trơn của cơ cấu di chuyển và sự chuyển động không ổn định của máy khi làm việc thì thời gian T_{ek} được xác định như sau:

$$T_{ek} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \text{ s} \quad (4.III.47a)$$

t_1 - Thời gian đào đất và tích đất vào thùng cày;

t_2 - Thời gian chuyển đất đến đất và đổ đất;

t_3 - Thời gian chạy không tải về vị trí ban đầu;

t_4 - Thời gian phụ gồm các thời gian thay đổi số, nâng hạ thùng cày và quay đầu máy;

$\frac{3600}{T_{ek}}$ - Số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

Các thời gian nêu trên được xác định như sau:

+ Thời gian đào đất và tích đất vào thùng cày:

$$t_1 = \frac{L_1}{v_1} = \frac{L_1 P_1}{P_1 v_1} = \frac{L_1 P_1}{D N_d}, \text{ s} \quad (4.III.48)$$

L_1 - Chiều dài quãng đường đào đất (m);

v_1 - Vận tốc của máy khi đào đất, m/s;

P_1 - Lực kéo cần thiết để khắc phục lực cản đào đất, kN;

N_d - Công suất động cơ của máy cơ sở, (kW);

$$D - Hệ số chuyển đổi đơn vị D = 3600 \frac{\text{kNm}}{\text{kW.h}} = 1 \frac{\text{kNm}}{\text{kW.s}}$$

Lực kéo cần thiết để khắc phục lực cản đào đất được xác định theo công thức:

$$P_1 = B_k \cdot h \cdot k_2 \quad (4.III.49)$$

B_k và h - Chiều rộng và chiều dày phoi cát (m);

k_2 - Lực cản đào riêng (kN/m^2).

Thay công thức (4.III.49) vào (4.III.48) ta có:

$$t_1 = \frac{L_1 \cdot B_k \cdot h \cdot k_2}{D \cdot N_d} = \frac{q_d \cdot k_2}{D \cdot N_d}, \text{ (s)} \quad (4.III.49a)$$

Trong đó:

$$q_d = L_1 \cdot B_k \cdot h \cdot \text{thể tích khối đất trong thùng cạp. Mật khâc: } q_d = q \frac{k_d}{k_t};$$

q - Dung tích thùng cạp, m³;

$k_d = 0,8 \div 1,1$ - Hệ số làm đầy thùng;

k_t - Hệ số tơi của đất.

$$\text{Thay } q_d = q \frac{k_d}{k_t} \text{ vào công thức (4.III.48a), sẽ có } t_1 = \frac{q \frac{k_d}{k_t} \cdot k_2}{DN_d}, \text{ (s)}$$

Nếu kể đến các yếu tố ảnh hưởng như độ tơi của đất, mức độ làm đầy thùng, độ dốc nơi máy làm việc sự trượt trơn của máy và các đặc điểm khác thì thời gian đào đất được xác định theo công thức:

$$t_1 = \frac{q \frac{k_d}{k_t} k_2}{D \cdot N_d \cdot \eta (1 - \delta_d) \left(1 - \frac{f \pm i}{k_b \varphi} \right)}, \text{ s} \quad (4.III.50)$$

Trong đó:

δ_d - Hệ số trượt trơn khi đào đất và tích đất;

η - Hiệu suất truyền động, $\eta = 0,8 \div 0,9$;

f - Hệ số cản lăn;

i - Độ dốc nơi máy làm việc;

k_b - Hệ số kể đến sự phân bố trọng lượng máy cạp và đất trong thùng cạp lên các bánh xe chủ động hay còn gọi là hệ số trọng lượng bám;

φ - Hệ số bám giữa các bánh xe chủ động của máy với mặt đất;

+ Thời gian vận chuyển và đổ đất:

$$t_2 = \frac{G L_2 (f \pm i)}{D N_d (1 - \delta_c)}, \text{ s} \quad (4.III.51)$$

G - Trọng lượng máy cạp kể cả đất, kN;

L_2 - Chiều dài quãng đường chuyển đất và đổ đất, m;

N_d - Công suất động cơ máy cơ sở, kW;

δ_c - Hệ số trượt trơn trong khi chuyển đất và đổ đất;

f, D, i - Các thông số này có ý nghĩa như ở trên.

+ Thời gian chạy không tải về vị trí ban đầu:

$$t_3 = \frac{G_m L_3 (f \pm i)}{DN_d (1 - \delta_{vc})}, \text{ s} \quad (4.III.52)$$

G_m - Trọng lượng máy cạp không kể đất, kN;

L_3 - Chiều dài quãng đường chạy không tải, m;

δ_{vc} - Hệ số trượt trơn trong khi chạy không tải.

- t_4 gồm các thời gian thay đổi số, nâng hạ thùng cạp và quay đầu máy cạp. Các thời gian này được xác định giống như mục a của phần trước.

Trong khi tính các thời gian nói trên có thể chọn hệ số trượt δ như sau:

Khi đào đất và tích đất: 0,15 - 0,2

Khi chuyển đất và đổ đất: 0,1 - 0,15

Khi chạy không tải: 0,05 - 0,1

Sau khi xác định được từng thời gian của từng giai đoạn, thay các công thức (4.III.50); (4.III.51) và (4.III.52); vào công thức (4.III.47a) để xác định thời gian 1 chu kỳ làm việc T_{ck} của máy cạp, sau đó thay T_{ck} vào công thức (4.III.45) để xác định năng suất máy cạp theo phương pháp mới.

§9. PHÂN TÍCH VÀ CHỌN VỊ TRÍ TÍNH TOÁN BỀN CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA MÁY CẠP

Qua việc khảo sát các lực tác dụng lên máy cạp trong khi làm việc, có thể chọn được các vị trí để tính sức bền các bộ phận chính của máy cạp dựa vào sơ đồ lực tác dụng lên chúng.

Lực kéo của đầu kéo và trọng lượng máy cạp có thể đạt giá trị lớn nhất ở cuối giai đoạn làm đầy thùng và trong khi di chuyển máy cạp có tải, bánh xe gấp chướng ngại vật.

Lực nâng thùng (trong cơ cấu nâng) đạt giá trị lớn nhất tại thời điểm bắt đầu nâng thùng có tải (đẩy đất) ngay sau khi kết thúc giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng cạp.

Các phản lực của đất tác dụng lên bánh xe trước và sau đạt giá trị lớn nhất khi thùng đầy đất được nâng lên, máy di chuyển với thùng đầy đất trên mặt phẳng nghiêng và quay vòng. Khi đó, lực kéo có phương tạo với phương di chuyển của máy cạp một góc α và được phân thành hai thành phần có phương song song và vuông góc với trục dọc máy cạp.

Phản lực của đất tác dụng lên dao cắt đạt giá trị lớn nhất tại cuối giai đoạn làm đầy thùng khi mà chiều dày lớp đất cắt là lớn nhất, và lực cản di chuyển máy cạp là nhó nhất.

Từ sự phân tích trên, có thể chọn các vị trí tính toán máy cạp như sau:

a) Vị trí tính toán thứ nhất: Cuối giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng cát (hay còn gọi là giai đoạn làm đầy thùng cát)

Điều kiện tính toán:

- (1) Máy cát chuyển động thẳng với thùng đầy đất trên mặt phẳng ngang.
- (2) Thùng đã được tích đầy đất.
- (3) Dao cắt lớp đất với chiều dày lớn nhất.
- (4) Tác dụng lực kéo lớn nhất. Nếu máy cát đào đất có nhờ máy đẩy trợ lực thì phải kể đến lực đẩy với hệ số làm việc đồng thời giữa máy cát và máy đẩy $k_0 = 0,8$.
- (5) Khối đất lân trước cửa thùng cát xem như không có.
- (6) Lực cản lân là nhỏ nhất.

b) Vị trí tính toán thứ hai: Kết thúc giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng và bắt đầu nâng thùng cát đầy đất để chuyển đất về phía trước

Điều kiện tính toán: Các điều kiện 1; 2; 4; 5 và 6 (trừ điều kiện 3) đều giống như vị trí thứ nhất và thêm điều kiện:

- (7) Đóng cơ cầu nâng thùng, trọng lượng của thùng và đất được truyền hoàn toàn vào cơ cầu nâng (cáp hoặc xi lanh thủy lực) và các bánh xe của máy cát, không truyền qua dao cắt xuống đất.

c) Vị trí tính toán thứ ba: Bánh sau của máy cát gấp chướng ngại vật trong khi vận chuyển đất

Điều kiện tính toán:

- Điều kiện (1) và (2) giống như vị trí thứ nhất;
- (3) Thùng cát đầy đất đang được nâng trong khi máy di chuyển;
 - (4) Máy sử dụng toàn bộ lực kéo để vượt chướng ngại.

d) Vị trí tính toán thứ tư: Máy cát có tải quay vòng với bán kính nhỏ nhất trong khi vận chuyển đất; bánh sau gấp chướng ngại vật hoặc sa xuống hố

Điều kiện tính toán :

- (1) Máy cát có tải, quay vòng với bán kính nhỏ nhất.
- (2) Thùng tích đầy đất và đang được nâng khỏi mặt đất trong khi máy di chuyển.
- (3) Máy phải sử dụng lực kéo lớn nhất để vượt chướng ngại vật.
- (4) Trọng lượng thùng và đất ở trong thùng truyền hoàn toàn vào cơ cầu nâng và các bánh xe mà không truyền qua dao cắt xuống đất.

e) Vị trí tính toán thứ năm: Máy cát có tải di chuyển trên mặt phẳng nghiêng ngang

Điều kiện tính toán:

- (1) Máy cát di chuyển thẳng trên mặt phẳng nghiêng, ngang với góc nghiêng lớn nhất cho phép theo điều kiện ổn định của máy.

- (2) Thùng cạp chứa đầy đất được nâng lên trong khi máy di chuyển lên dốc.
- (3) Máy sử dụng lực kéo lớn nhất.
- (4) Máy cạp di chuyển trên nền đất tối.

Trên đây là 5 vị trí cơ bản vì tại các vị trí này máy cạp chịu các lực tác dụng lớn nhất. Dựa vào các vị trí này để tính sức bền các bộ phận chính của máy như: Khung chính và khung kéo (khung thùng), các bộ phận trong kết cấu của thùng, cơ cấu di chuyển và cơ cấu nâng thùng.

Khi tính toán thiết kế, việc kiểm tra sức bền của các bộ phận được tiến hành ở vị trí tính toán thứ nhất và thứ tư hoặc thứ ba còn việc xác định lực trong cơ cấu nâng tiến hành ở vị trí thứ hai.

Để tính toán cửa thùng, thành sau, cũng như cơ cấu mở cửa thùng và cơ cấu xả đất, phải dựa vào các vị trí tính toán phụ sau đây:

f) Vị trí thứ sáu: ở cuối giai đoạn đào đất và tích đất vào thùng

Điều kiện tính toán giống như vị trí thứ nhất, trừ điều kiện (5), nghĩa là trước cửa thùng có khối đất lăn. Chiều cao của khối đất lăn lấy bằng:

$$H_n = 0,58H$$

H - Chiều cao làm đầy thùng.

g) Vị trí thứ bảy: Nâng cửa thùng lên để nó quay quanh khớp liên kết cửa thùng với khung thùng, cửa thùng được mở ra và đất trong thùng được xả ra ngoài

h) Vị trí thứ tám: Lật đáy thùng (với trường hợp xả đất bán cưỡng bức), hoặc đẩy thành sau của thùng di chuyển về phía trước (với trường hợp xả đất cưỡng bức) tại thời điểm bắt đầu xả đất

Điều kiện tính toán:

- (1) Máy cạp di chuyển thẳng trên mặt ngang.
- (2) Máy làm việc trên nền đất tối, hệ số cản lăn lớn nhất.

Trong các vị trí nêu trên, có hai vị trí cơ bản thường gặp đối với máy cạp. Tại hai vị trí này, các bộ phận chính của máy cạp như: Khung chính của máy, khung thùng cạp, gối đỡ khung chính, chịu tải trọng lớn nhất. Đó là vị trí thứ nhất và vị trí thứ tư.

Bảng 4.III.13. Đặc tính kỹ thuật máy cát tự hành

Hãng và nước sản xuất	Mã hiệu	Đung tích thùng cấp (thanh học chất dày (m ³)	Trọng lượng (không tai lô) (t)	Áp lực lên đất bánh trước/bánh sau (kN/cm ²)	Vân tĩnh đi chuẩn kinh	Bàn xích quay nhỏ nhất (m)	Kiểu điều kiển thùng cáp	Đóng cát			Kích thước giường hạn			
								Mã hiệu	Công suất thết kế (CV)	Dài (m)	Rộng (m)	Khoảng cách hai vết đầm xe (m)	Khoảng cách hai trục bánh xe (m)	Kích cỡ lốp xe
D357G	9/11	19.2/22	40	8.0	40	9.25	Đầu kéo MAZ-529V	108	-	-	6.2	2.30 2.15	2.78 0.3	
DZ-11 (D-357M)	9/11	19/34	41.4	-	34	8.0	Đầu kéo MAZ-529	180	3.3	10.42	3.245	6.15 2.15	2.75 0.3	
D-567	10/12	20/34	-	-	34	8.0	Đầu kéo MAZ-546	240	-	-	7.0	2.4 2.4	2.9 0.3	
LIỀN XÔ	DZ-13 (D-392)	15/8	34/61	3.5	43	9.6	THỦY LỰC	Đầu kéo BELAZ-531	360	3.6	12.8	3.4	8.11 2.0	2.49 2.0
	DZ-11P (D-357P)	9/11	20/35	-	35	40		Đầu kéo MAZ-546P	215	3.25	11.91	3.242	6.9 2.15	2.85 0.36
DZ-67	25	64/109	-	-	40	8.4			850	-	-	-	3.65 0.4	21.00-28
KAMAT SU	WS16-2	11/16	33.60/55.60	3.2/3.2	7.760	11.5	NTG-6-GI	215x2	3.67	12.4	3.4	7.4	3.03 0.65	335-30-20
	WS23S-1	16/23	48.0/67.80	4.1/3.8	5.7520	12.0		KT1150	425	3.565	13.46	8.39	3.38 0.9	335-33-32

Bảng 4.III.14. Đặc tính kỹ thuật máy cát sau máy kéo

Hãng và nước sản xuất	Mã hiệu	Đầu kéo		Dung tích thùng cát (hình hình hình chất dày (m ³)	Trọng lượng (không tai/có tai) (T)	Vận tốc di chuyển km/h	Bán kính quay nhỏ nhất (m)	Kiểu điều kiển thùng cáp	Độ sâu cắt đất (m)	Áp lực lên đất (bánh trục/bánh sau (kG/cm ²)	Chiều rộng cắt đất (m)	Kích thước giường		Khoảng cách hai bánh xe (tùy trước/sau) (m)	Khoảng cách hai cánh xe (tùy trước/sau) (m)	Kích cỡ lốp xe (trước/sau)	
		Công suất thiết kế (CV)	Mã hiệu									Dài (m)	Rộng (m)				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	D-374	S-100	105	8 18	31 18.75	9.6	7		2,59	0,3					1,25 1,35	5,15	
	DZ-12 (D-374B)	T-100M	100	8 10	18,94 10,13				2,62	0,32	3100	8550	3100	1,65 2,05	5,15		
	D-374A	T-100M	100	6 7		1,5-10	6,5		2,672	0,32	3090	8400	3025	1,25 1,502	5,05		
	D523	T-140	110	10 12	38,9 22,7		7,5		2,80	0,3				1,8 1,9	6		
	D147	S-80	80; 100	6 8					2,59	0,3	3100	9140	3150				
LIỀN XÓ	D-222	S-80	80; 100	6 8					2,59	0,3	3000	8800	2990				
	DZ-23 (D-511)	DET-250	271	15 18	64 39,25	1,5-7,3	8		2,85	0,35	3100	11380	3400	2,2 2,2	7,27		
	D-183B	DT-54	54	2,25 2,5					THỦY LỰC	1,82	0,175	2951	8075	2500			
	D-458, D-354, D-461	DT-54- AS3	54	2,75 2		1,4-7,9	27				1,90	0,12-0,15	2400	5600	2430	0,9 1,65	3,5
	D-213	S-100	105	10 13					CÁP	282	0,3	3150	9800	3250			

Bảng 4.111.14 (tiếp theo)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
S-186A	DET-250	271	15							3.016	C.3	3320	11090	3360	2.2			
D-213A	1-140	140	10	1.5-10.9	7					2.82	0.32	3060	9150	3220	1.5	7.18		
DZ-30 (D-541A)	1-74S9	74	3		14-11.4	27				2.148	0.15	2410	5507	2394	0.9		5.63	
DZ-778	T-130G	140	8	23.7	11.7					2.718	0.35	2680	9720	3078	1.6	3.5		
DZ-33 (D-569)	T-74S9	74	3		1.4-11.4	4.5				2.1	0.2	1970	6700	2470	1.0	4.0		
DZ-20 (D-496)	T-100- MGS	105	7	9						2.65	0.3	2465	8765	3138	1.6	5.6		
LIỀN XÓ	DZ-46 (D-612)	T-100- MGP	108	11	20.6	2.36-10.3				2.765	0.2	2850	9540	3165	1.6	5.18		
DZ-49 (D-670)	T-75	75	5	102	4.12-8.68					2.46	0.15	2570	10990	2632	1.3			
DZ-74, (1 trực)	K.702	212	8	22	44.5					2.718	0.35	3380	13600	3078	1.7			
					Máy kéo quay 90° 2 phía													
D-5H	Đầu kéo DET-250	300	15	17						2.85	0.35							
D-697	Máy kéo TP-4	90	4.5	5.5						2.42	0.25							
DZ-20 (D-493)	Máy kéo T-100- MGS	108	10	-	1.5-4.5	6.5				2.65	0.3	2465	8785	3118	1.6	5.6		
DZ-46 (D-612)	T-100- MGP	108	11	20.6	2					2.765	0.2	2850	9540	3165	1.6	6.18		

Bảng 4.III.14 (tiếp theo)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
LIỀN XÓ	D249 (D:670)	T-75	75	5	5	10,2				2,46	0,15	2510	10990	2632	1,3 1,7	4,4		
	DZ-74	Máy kéo K702	212	8	—	—	22		Quay 90° 2 phia	2,718	0,35	3380	13600	3078	2,115 2,05	6,6		
KOMATSU	RS13H-1		220	9,7 12,5	11,30 29,43			8,90		3,7	2,68	0,30	3120	10000	3142	1,645 1,83	6,130	18,00 - 25,16 23,5 - 25 - 15
	RS22H-1		300	17,1 21,7	16,9 48,08			9,90		3,4	—							
	RS24-1		300	18,5 23,5	18,0 52,08			10,30	CẤP	3,8	0,365	3480	11490	3480	1,950 2,395	6,830	21,00 - 25 - 24 24,0 - 25 - 24	
	RS24-1		300	18,5 23,6	17,8 52			10,60		3,1	0,315	0,40	3620	11840	3570	2,00 2,125	7,060	24,06 - 25 - 24 29,5 - 25 - 24
	14SB		180	107 13,5	9,74 29,32			8,07		4,3	0,390	3470	11840	3480	1,90 2,260	7,190	24,00 - 25 - 24 29,5 - 25 - 24	
	15SBW		200	11,9 15,0	12,50 34,25			8,90		4,0	0,694	0,30	2860	9550	3040	1,724 1,980	5,820	18,00 - 24 - 16 24,00 - 24 - 16
KOKUDOK- NHATSU IND	22SA		270	16,8 21,4	15,20 46,20			9,59		3,8	0,310	0,310	3100	10350	3350	1,622 2,065	6,250	26,5 - 25 - 16 69,35 - 25 - 16
	23BS		270	17,2 22,7	16,70 49,616			9,68		4,1	0,310	3470	11475	3584	1,84	6,980	21,00 - 24 - 20 24,00 - 25 - 24	
	C37A		140	5,0 7,0	11,80 20,0					4,15	0,315	0,310	3700	11832	3600	1,765 2,210	7,350	21,00 - 24 - 20 24,00 - 25 - 24
MITSU ENGINEERING SHID BUILDING	FR-3		500	18,0 22,4	16,0 42,10			10,30		0	0,230	1900	3575	6090			21,00 - 24 - 20 24,00 - 25 - 24	

Chương IV

MÁY XỐI

§1. GIỚI THIỆU CHUNG VỀ MÁY XỐI

1. Công dụng của máy xối

Máy xối bao gồm thiết bị xối lắp trên máy kéo cơ sở, được dùng để phá vỡ và xối các lớp đất rất cứng, trên bề mặt, tách chúng ra khỏi nền cơ bản, giúp cho các loại máy làm đất khác như máy ủi, máy cạp, máy san, máy đào... làm việc dễ dàng và cho năng suất cao. Máy xối được sử dụng trong lĩnh vực xây dựng cơ bản để giúp máy ủi, máy cạp, máy san... tiến hành san các đồi trung du, tạo ra mặt bằng trước khi xây dựng các công trình. Máy xối được dùng để khai thác đá, than, quặng, bóc các lớp đất có lẩn nhiều đá, rễ cây trong các mỏ lộ thiên. Máy xối có thể làm việc với đất cấp V-VI có lẩn nhiều đá hộc, đá tảng.

Sử dụng máy xối trong công tác đập đá vừa đảm bảo an toàn vừa đơn giản hơn, vừa giảm giá thành so với phương pháp nổ mìn.

2. Phân loại máy xối

a) Dựa vào công dụng có

Dựa vào công cụ,máy xối có 2 loại:

- Máy xối công dụng chung với chiều sâu xối tối 1m;
- Máy xối chuyên dùng với chiều sâu xối tối 2m.

b) Dựa vào sự kết nối thiết bị xối với máy kéo cơ sở

Gồm các loại: máy xối tự hành với thiết bị xối được lắp trực tiếp trên máy kéo cơ sở và máy xối kéo theo. Trong đó máy xối tự hành được sử dụng phổ biến hơn.

c) Dựa vào phương pháp điều khiển

Gồm các loại: máy xối điều khiển bằng cáp và máy xối điều khiển bằng thủy lực. Trong đó máy xối điều khiển bằng thủy lực có kết cấu gọn, đẹp hơn, chăm sóc bảo quản đơn giản hơn. Điều khiển nhẹ nhàng, chính xác và thuận tiện hơn, đồng thời có thể làm việc với đất rắn hơn nên nó được sử dụng rộng rãi trong thực tế.

d) Dựa vào công suất động cơ và lực kéo của máy kéo cơ sở

Gồm các loại:

- Máy xối loại nhẹ với công suất 75 mã lực và lực kéo đến 13,5 T;

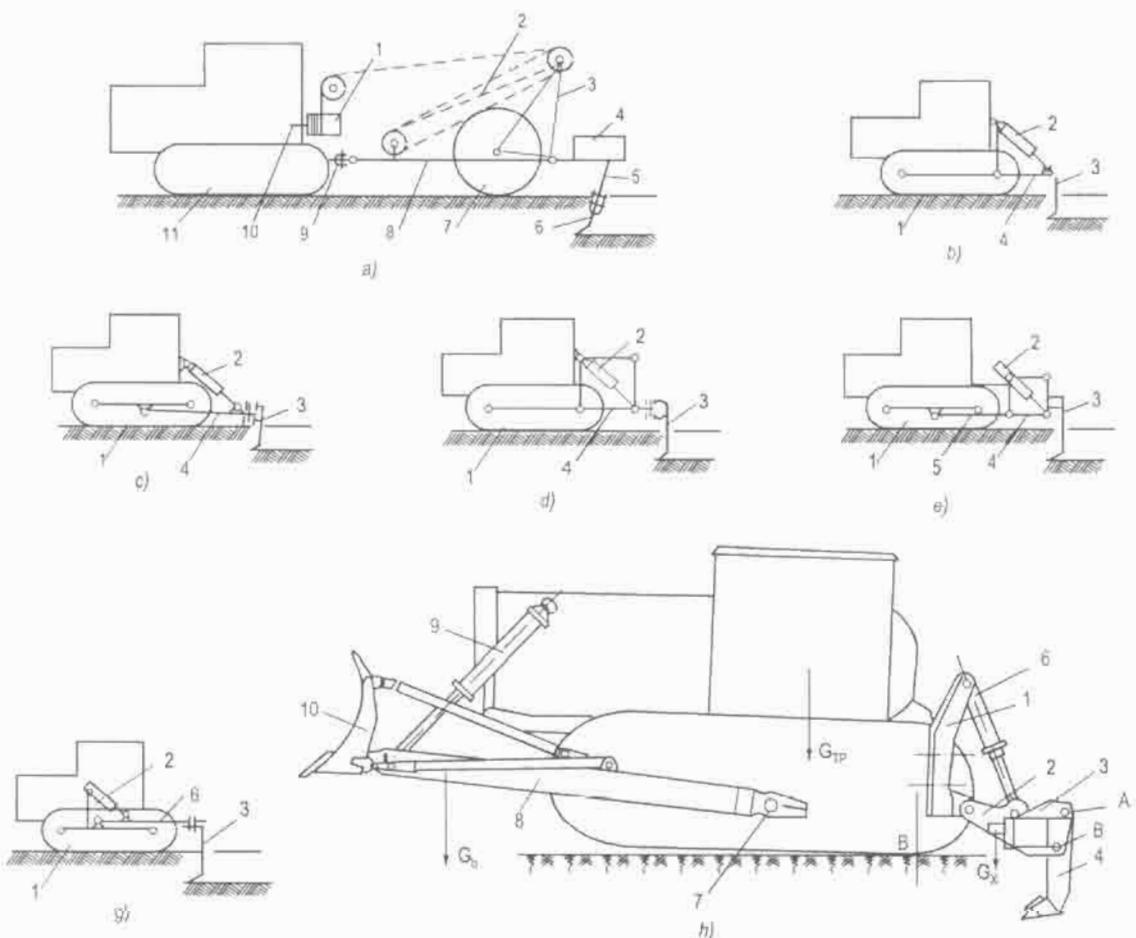
- Máy xới loại trung: công suất 75-150 mã lực, lực kéo đến 13,5-20 T;
- Máy xới loại lớn: công suất 150-300 mã lực, lực kéo đến 20-30 T;
- Máy xới loại rất lớn: công suất >300 mã lực, lực kéo đến >30 T.

e) *Dựa vào cơ cấu di chuyển của máy kéo cơ sở có*

Máy xới lắp trên máy kéo bánh xích và máy xới lắp trên máy kéo bánh hơi. Trong đó máy xới bánh xích đang được sử dụng phổ biến hơn.

§2. CẤU TẠO VÀ NGUYỄN LÝ LÀM VIỆC CỦA MÁY XỚI

1. Các sơ đồ mô tả cấu tạo chung của máy xới



Hình 4.IV.1. Các sơ đồ mô tả cấu tạo chung của máy xới

Trong đó, hình (a) là máy xới kéo theo điều khiển bằng cáp. Các bộ phận chính của máy xới gồm: khung chính số 8 được liên kết với máy kéo số 11 bằng khớp vạn năng số 9. Ở phần sau của khung chính có đặt vật nặng số 4 để làm tăng lực ấn sâu răng xới vào đất. Phía dưới khung xới liên kết với khung răng xới số 5. Tại phần dưới khung 5 có lắp các răng xới số 6. Các răng này có thể tháo lắp với khung 5 một cách dễ dàng. Mặt khác

khung chính 8 được liên kết bằng khớp bản lề với khung nâng 3. Toàn bộ thiết bị xới được nâng hạ nhờ hệ thống tời số 1 và pa lăng cấp số 2. Tời số 1 được dẫn động từ động cơ của máy qua trục 10 của hộp rút công suất. Lực để ấn sâu răng xới vào đất gồm 2 thành phần: trọng lượng vật nặng 4 và trọng lượng bản thân của thiết bị xới. Máy xới kéo theo diều khiển bằng cáp có cấu tạo phức tạp và không thể làm việc được với đất cứng, đất có lăn đá hoặc rễ cây nên ngày nay không được sử dụng.

Các hình từ (b ÷ g) là sơ đồ cấu tạo của máy xới tự hành với thiết bị xới được lắp trực tiếp trên máy kéo 1. Cơ cấu nâng hạ thiết bị xới là các xi lanh thủy lực 2 để nâng hạ khung 4 và các răng xới 3.

Tùy theo kết cấu của khung 4 và cách liên kết của nó với máy kéo cơ sở mà thiết bị xới được chia làm các loại sau:

- + Thiết bị xới với khung được treo bởi 3 điểm (còn gọi là khung 3 khớp) trong đó có một khớp được liên kết với vỏ cầu sau của máy kéo cơ sở (hình 4.IV.1b).
- + Thiết bị xới với khung 3 khớp, trong đó có một khớp được liên kết với khung của cơ cầu di chuyển hoặc vỏ của máy kéo cơ sở (hình 4.IV.1c).
- + Thiết bị xới với khung 4 khớp trong đó có một khớp được liên kết với vỏ cầu sau của máy kéo cơ sở (hình 4.IV.1d).
- + Thiết bị xới với khung 4 khớp trong đó có một khớp được liên kết với khung của cơ cầu di chuyển qua khung phụ 5; khung phụ 5 nằm ở phía dưới khung của cơ cầu di chuyển (hình 4.IV.1e).
- + Thiết bị xới với khung 3 khớp, trong đó có một khớp liên kết với khung phụ 6. Khung phụ 6 nằm ở phía trên của khung cơ cầu di chuyển. Loại này thường được dùng ở máy xới loại nhỏ(hình 4.IV.1g).

Trong các loại trên, thiết bị xới với khung 3 khớp (hình 4.IV.1b và hình 4.IV.1c) được sử dụng phổ biến hơn cả vì có kết cấu đơn giản hơn và trọng lượng bản thân nhỏ hơn, vỏ máy kéo cơ sở chịu tải trọng nhỏ hơn, lực tác dụng vào pít tông của xi lanh nâng hạ thiết bị xới cũng nhỏ hơn, sự thay đổi góc cắt của răng xới khi thay đổi chiều sâu xới cũng không đáng kể so với các loại thiết bị xới khác

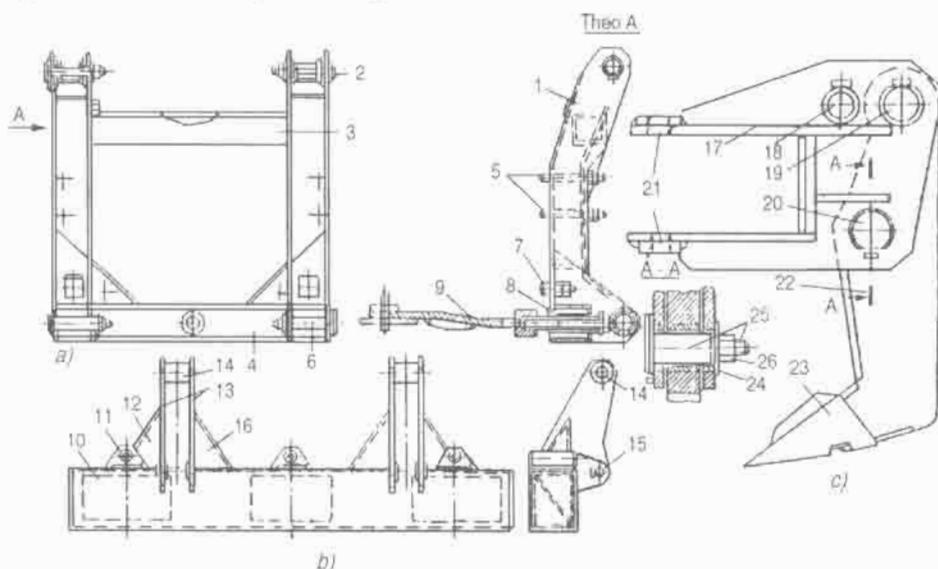
Thiết bị xới với khung 4 khớp có số lượng khớp bản lề lớn hơn, ổn định ngang của máy kém hơn, trọng lượng bản thân lớn hơn, tải trọng tác dụng lên vỏ cầu sau của máy kéo cơ sở lớn hơn so với loại khung 3 khớp, nên ít được sử dụng hơn.

Hiện nay, để nâng cao tính vận năng của máy, thiết bị xới thường được lắp đồng thời với thiết bị ủi trên cùng một máy kéo (hình 4.IV.1h) Thiết bị xới được lắp ở phía sau máy kéo, gồm: Giá đỡ số 1, được liên kết với vỏ cầu sau của máy kéo. Đầu dưới của giá đỡ để lắp khung của thiết bị xới số 2; Đầu trên của giá đỡ để lắp xi lanh số 6 để nâng hạ thiết bị xới. Bộ răng xới 4 được lắp với đế số 3 bằng hai chốt A và B. Thiết bị ủi được lắp phía trước gồm có: khung ủi 8 được lắp với máy kéo bằng chốt 7, bàn ủi 10 và xi lanh thủy lực 9 để nâng hạ thiết bị ủi.

2. Các bộ phận chính của máy xới

a) Giá đỡ (hình 4.IV.2a)

Để nối khung chính của thiết bị xới với vỏ cầu sau của máy kéo cơ sở. Nó gồm hai dầm đứng số 1, hai dầm ngang số 3 và 4, có tiết diện hình hộp. Giá đỡ thường được liên kết với vỏ cầu sau của máy nhờ các vít 5, 7, 8 và vòng khuyên 9. Nhờ chốt 2 mà giá đỡ được liên kết với các xi lanh thủy lực nâng hạ thiết bị xới, đồng thời giá đỡ được liên kết với khung chính của thiết bị xới bằng các chốt 6.



Hình 4.IV.2. Các bộ phận chính của thiết bị xới

b) Khung chính của thiết bị xới (hình 4.IV.2b)

Khung chính của thiết bị xới gồm: dầm 10, trên đó có hàn các má 13 và các tai 11, giữa dầm 10 và các má 13 có hàn các tấm 12 và 16 để tăng độ cứng vững. Ở đầu trên của các má 13 có lắp bạc 14. Nhờ các bạc này mà khung được nối với giá đỡ. Ở phía dưới các má 13 có các lỗ 15, trong đó có chốt để liên kết đầu cấn pít tông của xi lanh thủy lực, để nâng hạ khung chính của thiết bị xới. Tại các tai 11 có lắp ba giá (đế) số 17 cùng với ba răng xới 22.

Với những máy xới loại lớn, khung chính của thiết bị xới có kết cấu như hình 4.IV.5. Khung này có độ cứng vững và độ bền cao, chịu được tải trọng lớn. Nó thích hợp với những máy xới có công suất và lực kéo lớn, dùng để thi công các loại đầm cấp V + VI và dùng để phá băng. Song với loại khung chính này thì chiều cao nâng thiết bị xới so với bề mặt tựa của xích di chuyển của máy nhỏ hơn so với khung chính có kết cấu như hình (4.IV.2).

c) Giá đỡ lắp răng xới (hình 4.IV.2c)

Trên (hình 4.IV.2c), giá số 17 được dùng để lắp răng xới 22.

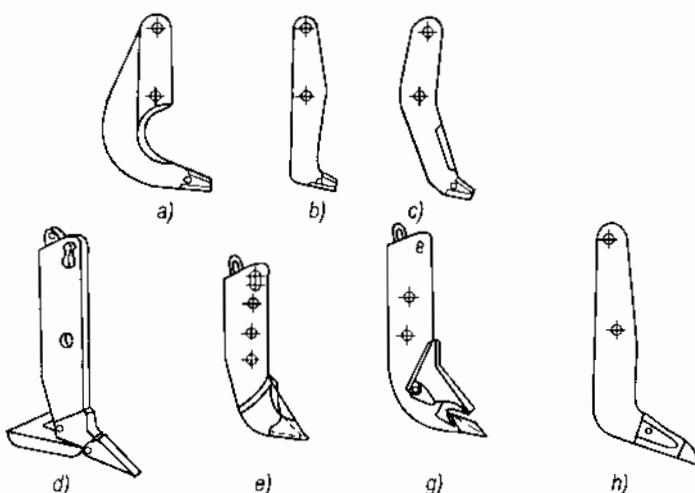
Giá này được lắp với khung chính bằng bạc số 21. Trên giá 17 còn có các lỗ 18, 19, 20 để lắp răng xới 22. Góc cắt đất của răng xới được điều chỉnh bằng cách lắp phần trên

của răng xói với một trong hai lỗ 18 hoặc 19 của giá 17. Việc liên kết giữa răng xói với giá 17 tại các lỗ 20, 19 hoặc 18 được thực hiện nhờ các vít 25, đai ốc 26 và vòng đệm 24. Phần dưới của răng xói có lắp các mõm răng 23, được chế tạo từ thép có hàm lượng mangan cao, chống mài mòn tốt. Các mõm này được lắp với thân răng xói bằng chốt để có thể thay thế dễ dàng khi bị mõm mài mòn quá giới hạn cho phép.

d) Răng xói (hình 4.IV.3)

Răng xói là bộ phận làm việc của thiết bị xói, thường có từ 3 ÷ 5 răng. Các răng này được lắp lồng bằng khớp bản lề với giá 17 (hình 4.IV.2c) nên chúng có thể quay tương đối so với giá 17 trong mặt phẳng ngang về cả hai phía và tạo với trực thẳng đứng của nó một góc $12 \div 15^\circ$. Nhờ có góc quay này của các răng xói mà giảm được tải trọng bên cạnh tác dụng lên máy, đồng thời giữ cho máy chuyển động thẳng tốt hơn và giúp cho răng xói có thể tránh được các chướng ngại vật trong lòng đất.

Răng xói có các loại như sau (hình 4.IV.3):



Hình 4.IV.3. Các loại răng xói

Trong đó:

- + Răng cong: (a) được sử dụng để xói các loại đất lắn đá tảng, đá hộc với chiều sâu xói đến 0,8m.
- + Răng thẳng: (b) được dùng để xói các loại đất lắn đá nhỏ và các loại đất còn lại với chiều sâu xói lớn nhất có thể đến 1,5m.
- + Răng bán cong: (c) cho phép giảm lực án sâu răng xói vào đất khi góc cắt của răng xói lớn.
- + Các loại răng xói chuyên dùng: (d ÷ h) được dùng ở các loại máy xói chuyên dùng để phá băng hoặc các đất rắn với chiều sâu xói lên đến 2 m.

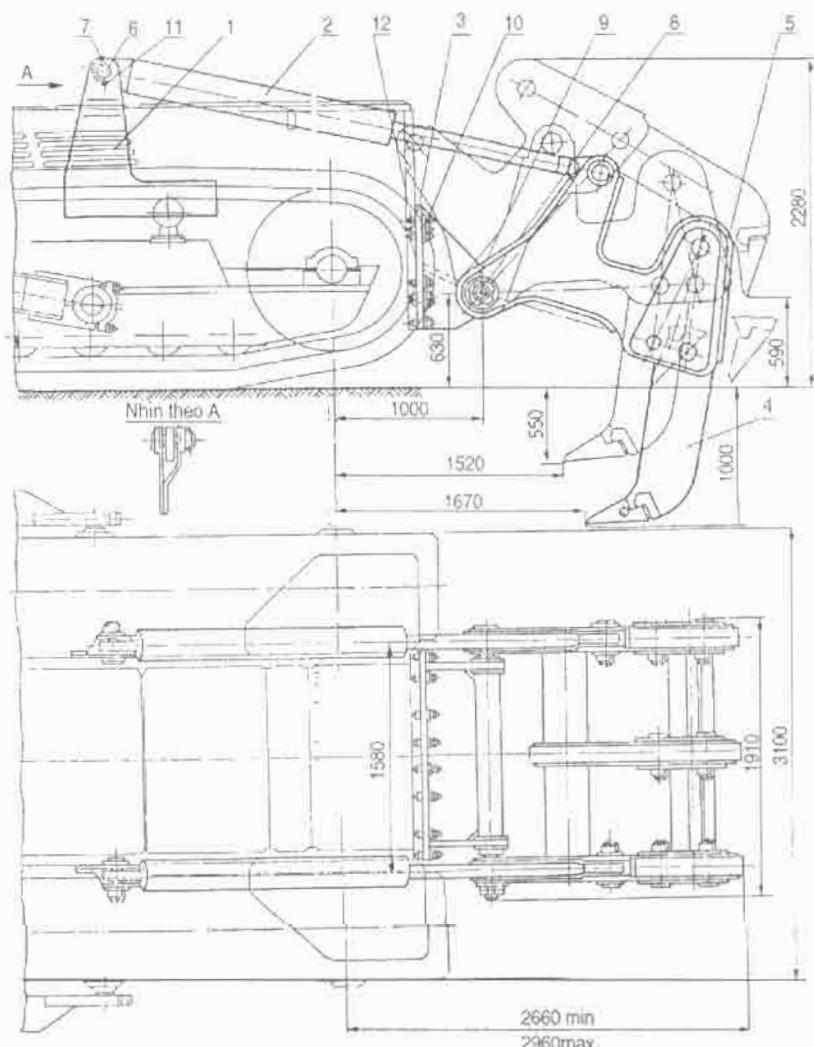
Răng xói thường được chế tạo theo phương pháp rèn hoặc đúc.

Số lượng răng xói, bước răng và chiều dài răng xói phụ thuộc vào công suất và lực kéo của máy kéo cơ sở, chiều sâu xói và tính chất cơ lý của đất cần xói.

- + Với máy xới loại nhẹ, có lực kéo từ $(3 \div 6)T$, thì số lượng răng xới $n = 3 \div 7$. Thông thường $n = 5$ răng.
- + Với máy xới loại trung bình, có lực kéo từ $(10 \div 15)T$, thì số lượng răng xới từ $n = 3 \div 5$ răng.
- + Với máy xới loại lớn, có lực kéo $> 15T$, thì số lượng răng xới $n = 3$ răng.

3. Nguyên lý làm việc của máy xới

Nếu như máy ủi, máy cày, máy san vừa đào, vừa chuyển đất thì máy xới chỉ dùng để xới đất, tách đất khỏi nền cơ bản của nó.



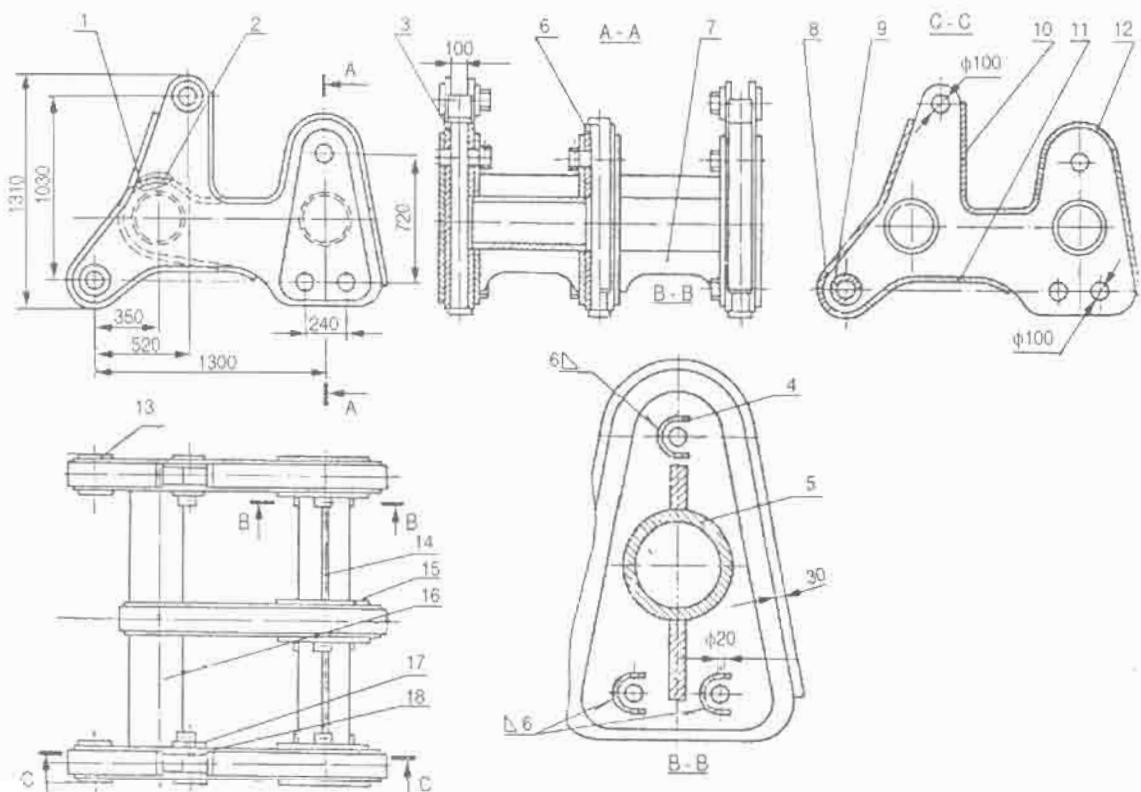
Hình 4.IV.4. Cấu tạo chung của máy xới lắp trên máy kéo T. 550

- Giá đế lắp xi lanh; 2. Xi lanh nâng thiết bị xới; 3. Trụ treo thiết bị xới; 4. Răng xới; 5. Khung chính; 6 và 7. Chốt và bạc đế lắp xi lanh với giá đỡ; 8. Trục và écu đế lắp khung chính với trụ đỡ; 9. Chốt đế lắp cần pít tông với khung chính; 10. Bulòng lắp trụ treo thiết bị xới với vỏ cầu sau của máy kéo cơ sở; 11, 12. Vít định vị.

Trước tiên, điều khiển van phân phối của hệ thống thủy lực để cho dầu đến các xi lanh thủy lực nâng hạ thiết bị xới, đẩy pítông vươn ra một cách từ từ để ăn rãng xới xuống đất với chiều sâu xới lớn nhất. Đồng thời với quá trình ăn sâu rãng xới xuống đất là quá trình máy di chuyển từ từ về phía trước. Nếu ở giai đoạn này, lực kéo của máy không đủ để khắc phục lực cản thì phải dùng máy đẩy trợ lực. Sau khi đạt được chiều sâu xới lớn nhất thì điều khiển van phân phối, làm thay đổi hướng chuyển động của dầu vào các xi lanh, làm cho các pítông di lên và nâng thiết bị xới lên để giảm dần chiều sâu xới. Đồng thời với quá trình này, cũng là quá trình máy di chuyển về phía trước.

Đến cuối hành trình xới, thì nâng thiết bị xới lên khỏi mặt đất và giữ nó ở vị trí cố định, rồi quay dầu máy. Sau đó hạ thiết bị xới xuống, tiếp tục làm việc.

Nếu thiết bị xới và thiết bị úi cũng được lắp trên một máy kéo cơ sở thì chúng làm việc độc lập với nhau.



Hình 4.IV.5. Khung chính của thiết bị xới trên máy kéo T-550

- 1,2. Tâm đệm; 3. Má chính của khung; 4. Vòng đệm hình chữ U; 5. Ống chính; 6. Má của khung;
- 7. Gân già cường để tăng độ cứng của khung; 8, 10. Tâm đệm già cường; 9. Bac lót; 11. Tâm đệm già cường phía dưới; 12. Tâm đệm già cường phía trên; 13. Bac; 14. Gân già cường dọc khung; 15. Tâm đệm;
- 16. Ống chính của khung; 17. Vòng đệm; 18. Má ngang của khung.

§3. TÍNH TOÁN CHUNG MÁY XỐI

Khi tính toán chung máy xối cần thực hiện các công việc cơ bản sau:

- + Xác định các thông số cơ bản của máy xối;
- + Xác định các lực tác dụng lên máy và kiểm tra công suất máy kéo cơ sở;
- + Xác định của lực tác dụng lên máy xối;
- + Tính năng suất máy xối;
- + Tính ổn định máy xối.

Việc xác định các yêu cầu trên được tiến hành dựa vào các thông số kỹ thuật của máy kéo cơ sở.

1. Xác định các thông số cơ bản của máy xối

a) Xác định lực kéo của máy xối

Giá trị lớn nhất của lực kéo được xác định theo điều kiện bám:

$$T = G_b \cdot \varphi \quad (4.IV.1)$$

Trong đó:

G_b - Trọng lượng bám của máy xối;

φ - Hệ số bám, với máy bánh xích lấy $\varphi = 0,9$.

Trọng lượng bám của máy xối được xác định như sau:

* Với máy xối có lắp thiết bị úi phía trước:

$$G_b = G_1 + G_2 + G_3 = 1,35 \cdot G_1 \quad (4.IV.2)$$

Trong đó:

G_1 - Trọng lượng sử dụng của máy kéo cơ sở, không kể thiết bị làm việc kèm theo;

G_2 - Trọng lượng sử dụng của thiết bị xối;

G_3 - Trọng lượng sử dụng của thiết bị úi.

* Với máy xối không lắp thiết bị úi phía trước:

$$G'_b = G_1 + G_2 = (1,18 \div 1,23)G_1 \quad (4.IV.2a)$$

Lực kéo được xác định theo công thức (4.IV.1) là thông số chính của máy xối. Bên cạnh đó, máy xối còn có các thông số cơ bản khác như: trọng lượng sử dụng của máy xối, chiều sâu xối lớn nhất; vận tốc di chuyển của máy khi làm việc; áp lực tĩnh trung bình của máy truyền xuống đất và điểm đặt của nó; lực cản đào của đất tác dụng lên răng xối khi làm việc...

b) Xác định các thông số cơ bản của máy xối

- Trọng lượng sử dụng của máy xối: G_x .

Trọng lượng này được xác định theo công thức kinh nghiệm sau:

$$G_x = (1,18 \div 1,25) G_1 \quad (4.IV.3)$$

Ở đây: G_x - Trọng lượng máy kéo cơ sở.

- Chiều sâu xới lớn nhất: h_{max} , phụ thuộc vào lực kéo của máy kéo cơ sở và có thể chọn sơ bộ h_{max} theo bảng (4.IV.1). Trong đó con số ở trong ngoặc đơn (...) là giá trị chiều sâu xới lớn nhất tương ứng với số lượng răng xới ghi ở trong ngoặc đơn (...).

Thông thường chiều sâu xới nhỏ nhất của máy xới cũng lớn hơn $20 \div 30\%$ so với chiều sâu cắt của máy úi hoặc máy cạp có cùng giá trị lực kéo danh nghĩa.

**Bảng 4.IV.1. Các thông số cơ bản của máy xới
phụ thuộc vào lực kéo của máy kéo cơ sở**

Các thông số cơ bản của máy xới	Lực kéo của máy kéo cơ sở, T		
	3	4, 5	6
Số lượng răng xới	$1 \div 7$ (5)	$1 \div 7$ (5)	$1 \div 7$ (3)
Độ vươn (tầm với) của răng, mm	$450 \div 800$ (500)	$500 \div 800$ (550)	$600 \div 1000$ (700)
Chiều sâu xới lớn nhất so với bề mặt tựa của máy, mm	$200 \div 500$ (300)	$250 \div 500$ (350)	$350 \div 700$ (400)
Tỷ số giữa trọng lượng thiết bị xới và trọng lượng máy kéo cơ sở	$0,07 \div 0,19$ (0,18)	$0,12 \div 0,20$ (0,18)	$0,16 \div 0,21$ (0,19)
Các thông số cơ bản của máy xới	Lực kéo của máy kéo cơ sở, T		
	10	15	25
Số lượng răng xới	$1 \div 5$ (3)	$1 \div 3$ (3)	$1 \div 3$ (3)
Độ vươn (tầm với) của răng, mm	$700 \div 1400$ (800)	$800 \div 1500$ (1050)	$1000 \div 1900$ (1400)
Chiều sâu xới lớn nhất so với bề mặt tựa của máy, mm	$400 \div 1000$ (500)	$500 \div 1200$ (700)	$600 \div 1500$ (1000)
Tỷ số giữa trọng lượng thiết bị xới và trọng lượng máy kéo cơ sở	$0,18 \div 0,21$ (0,20)	$0,17 \div 0,24$ (0,21)	$0,2 \div 0,27$ (0,23)

- Vận tốc di chuyển khi làm việc của máy xới thường từ $2,5 \div 3,0$ km/h với máy xới bánh xích (ứng với số 1 của máy kéo cơ sở)

- Áp suất tĩnh trung bình tại bề mặt tựa giữa xích của máy kéo và đất:

$$p = \frac{G_x}{2Lb}$$

Ở đây:

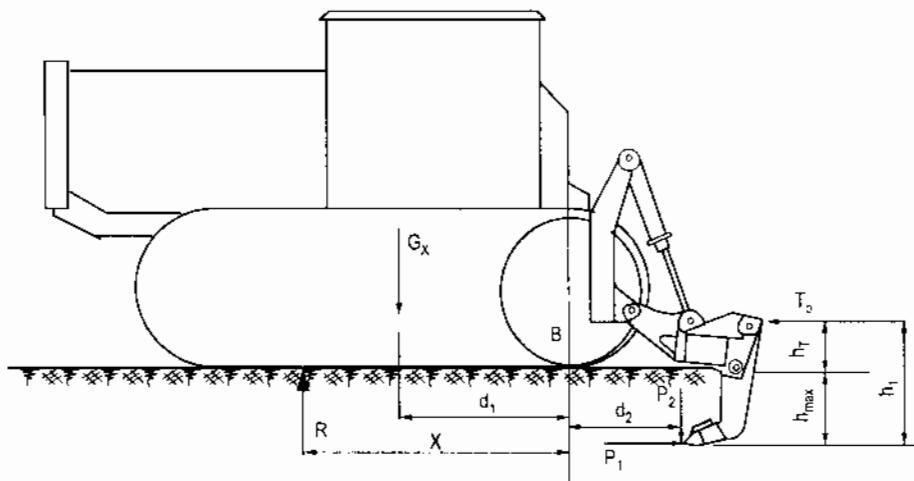
G_x - Trọng lượng của máy xới;

L - Chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển;

b - Chiều rộng xích di chuyển.

Đối với các máy xới thông dụng, giá trị của áp suất p thường lớn hơn giá trị của áp suất xuống đất tại bề mặt tựa của máy kéo cơ sở từ 15 ÷ 25%

- Xác định tọa độ của tâm áp lực: Áp lực R của máy xới tác dụng xuống đất, đặt cách điểm tựa phía sau với tọa độ x .



Hình 4.IV.6. Sơ đồ xác định tâm áp lực

Tọa độ tâm áp lực tại bề mặt tựa của máy xới được xác định dựa vào phương trình cân bằng mô men với điểm B và theo công thức:

$$x = \frac{G_x \cdot d_1 + P_1 \cdot h_{\max} - P_2 \cdot d_2 + T_p \cdot h_T}{G_x + P_2} \quad (4.IV.5)$$

Trong đó:

$R = G_x + P_2$ là áp lực của máy xuống đất, tại tâm bề mặt tựa của máy.

Các thông số d_1 , d_2 , h_{\max} , h_T là các khoảng cách từ các điểm đặt lực G_x , P_1 , P_2 , T_p đến điểm tựa phía sau trên mặt đất của máy kéo cơ sở (điểm B).

P_1 , P_2 - Lực cản đào theo phương ngang và phương thẳng đứng của đất tác dụng lên răng xới.

T_p - Lực dây của máy dây.

- Lực cản đào theo phương ngang:

$$P_1 = T \cdot k_1 \quad (4.IV.6)$$

T - Lực kéo định nghĩa của máy xới;

k_1 - Hệ số sử dụng lực kéo của máy xới $\rightarrow k_1 = 0,8$.

Ở đây: Lực kéo của máy xới T được xác định theo công thức (4.IV.1)

- Lực cản đào theo phương thẳng đứng tác dụng lên răng xới được xác định theo công thức của Giáo sư - Viện Sỹ I. U. A. Vетороп:

$$P_2 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.IV.7)$$

Trong đó:

α - Góc hợp bởi giữa phương hợp lực của các lực cản P_1 và P_2 tác dụng lên răng xói với phương ngang. Theo Vetoerop, thông thường $\alpha = 20 \div 30^\circ$.

Khi đào đất, với chiều sâu xói lớn nhất và gấp đất quá rắn thì lực kéo của máy xói không đủ thắng lực cản đào và lực cản di chuyển máy, lúc đó phải sử dụng máy đẩy trợ lực cho máy xói. Lực đẩy tính toán của máy đẩy được xác định theo công thức:

$$T_p = T_d \cdot k_2 \quad (4.IV.8)$$

Trong đó:

T_d - Lực kéo danh nghĩa của máy đẩy;

$k_2 = 0,8 \div 0,9$ - Hệ số sử dụng lực kéo của máy đẩy.

- Tâm với hay còn gọi là độ vươn của bộ răng xói: l phụ thuộc vào chiều sâu xói lớn nhất h_{max} và lực kéo của máy kéo: $l = h_{max} + [250 \div 600] \text{mm}$.

Hoặc có thể chọn l theo bảng (4.IV.1) dựa vào lực kéo danh nghĩa của máy kéo cơ sở.

- Chiều cao nâng bộ răng xói khỏi mặt đất khi di chuyển máy, phải đảm bảo sao cho góc tạo bởi đường trục tâm của răng xói và phương ngang không nhỏ hơn 20° . Theo kinh nghiệm, có thể chọn chiều cao nâng của bộ răng xói như sau:

+ Với máy xói loại nhẹ: $H = 300 \div 500 \text{mm}$;

+ Với máy xói loại trung bình: $H = 600 \div 900 \text{mm}$;

+ Với máy xói loại nặng: $H \geq 900 \text{mm}$.

- Góc cắt của răng xói δ :

+ Với máy xói có răng thẳng: $\delta = 30 \div 40^\circ$;

+ Với máy xói có răng cong: $\delta = 40 \div 50^\circ$.

- Tiết diện của răng xói: Răng xói thường có tiết diện ngang hình chữ nhật với kích thước $b \times h$.

Thông thường: $b = 60 \div 100 \text{mm}$; $h = 150 \div 200 \text{mm}$

- Góc sắc của răng xói: $\beta = \delta - \alpha$

Trong đó: $\alpha \geq 5 \div 7^\circ$ là góc sau của răng xói.

Thường góc sắc $\beta = 25 \div 30^\circ$

- Chiều cao của răng xói h_1 phải lớn hơn chiều sâu xói lớn nhất từ $(100 \div 300) \text{mm}$, đảm bảo sao cho khung treo bộ răng xói không bị va chạm với mặt đất trong khi máy xói làm việc.

Nghĩa là: $h_1 = h_{max} + (100 \div 300) \text{mm}$.

h_{max} - Chiều sâu xói lớn nhất.

- Bước răng t là khoảng cách đo theo phương ngang giữa đường trục tâm của hai răng xói liên tiếp nhau.

- + Với máy xới loại nhẹ có 5 răng: $t = (300 \div 500)\text{mm}$;
- + Với máy xới loại nhẹ có 3 răng: $t = (800 \div 1000)\text{mm}$;
- + Với máy xới loại trung có 3 răng: $t = (900 \div 1300)\text{mm}$;
- + Với máy xới loại nặng có 3 răng: $t = 1400\text{mm}$.

Răng xới thường được chế tạo theo phương pháp hàn hoặc đúc.

- Khoảng cách từ mép xích di chuyển đến bộ răng xới đối với máy xới có công dụng chung:

$$a = (1,3 \div 2) h_{\max} \quad (4.\text{IV}.9)$$

Trong đó: h_{\max} - Chiều sâu xới lớn nhất.

- Vận tốc di chuyển của bộ răng xới thông thường thường đứng có thể chọn như sau:
 - + Khi nâng: $v_n = (0,3 \div 0,5) \text{ m/s}$
 - + Khi hạ: $v_h = (0,4 \div 1,0) \text{ m/s}$

2. Xác định năng suất của máy xới

Năng suất sử dụng của máy xới được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{B_c h L_p k_m k_{tg}}{\frac{L_p}{1000 \cdot v_p} + \frac{t_p}{3600}}, \text{m}^3/\text{h} \quad (4.\text{IV}.10)$$

Trong đó:

B_c - Chiều rộng xới có ích, m;

h - Chiều sâu xới trung bình, m;

$$h = (0,6 \div 0,8) h_{\max};$$

h_{\max} - Chiều sâu xới lớn nhất, theo bảng (4.IV.1);

L_p - Chiều dài trung bình của quãng đường xới về một hướng của máy, m;

$k_m = 0,8 \div 1,2$ - Hệ số kể đến sự tổn thất thời gian do việc sử dụng máy đầy trợ lực;

$k_{tg} = 0,85$ - Hệ số sử dụng thời gian;

v_p - Tốc độ làm việc trung bình của máy, km/h;

Thông thường: $v = (2,5 \div 3,0) \text{ km/h}$;

t_p - Thời gian gia tốc ở cuối hành trình xới khi mà răng xới được nâng dần lên;

thường: $t_p = (15 \div 20) \text{ s}$.

Theo giáo sư tiến sĩ T. V. Alekxeêva thì chiều rộng xới có ích được xác định theo công thức:

$$B_c = k_n [b \cdot n + 2h \operatorname{tg} \gamma + t(n - 1)], \text{m} \quad (4.\text{IV}.10a)$$

Ở đây:

$k_n = 0,75$ - Hệ số kể đến sự trùng nhau của vết xới với chiều rộng B_c qua các lần xới của máy.

n - Số răng xới; n = 3 hoặc 5.

b - Chiều dày của răng.

b = (60 ÷ 100)mm.

$\gamma = 15^\circ \div 45^\circ$ - Góc nghiêng của răng so với phương thẳng đứng.

Với đất lắn đá lấy $\gamma = 15^\circ$;

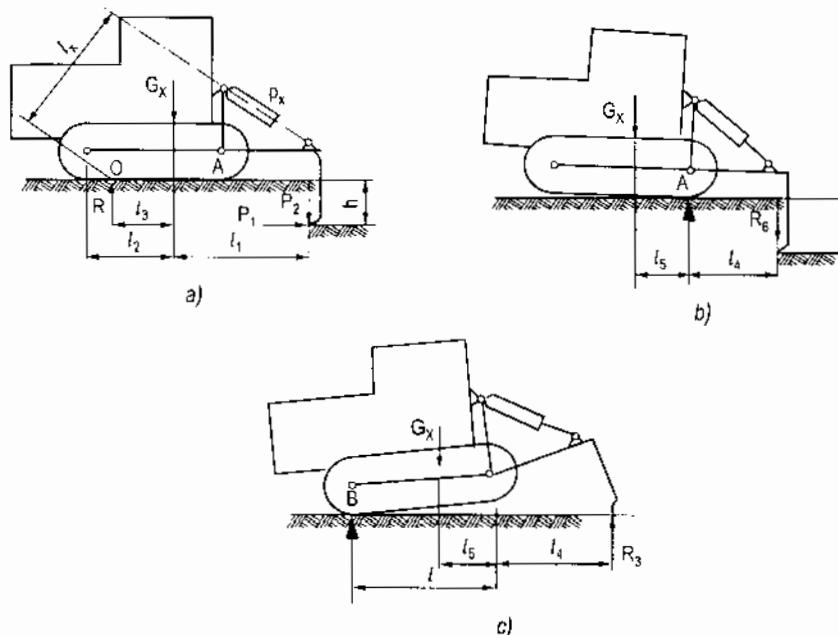
Với đất thường lấy $\gamma = 30^\circ \div 45^\circ$.

t - Bước răng, m

3. Xác định lực tác dụng lên máy xới

Sơ đồ lực tác dụng lên máy xới được mô tả trên hình (4.IV.7).

Hình (4.IV.7a) là sơ đồ các lực cơ bản tác dụng lên máy xới. Các lực đã biết gồm: Trọng lượng máy xới G_x , phản lực của đất tác dụng lên răng xới theo phương tiếp tuyến P_1 và theo phương pháp tuyến P_2 ; áp lực của máy xuống đất R .



Hình 4.IV.7. Sơ đồ lực tác dụng lên máy xới

Cần phải xác định lực trong cơ cấu nâng thiết bị xới P_x , dựa vào phương trình cân bằng mô men của các lực lấy với điểm đặt áp lực R - điểm O .

$$\sum M_O = G_x \cdot l_3 - P_1 h + P_2 (l_1 + l_3) - P_x l_x = 0$$

$$\text{Rút ra: } P_x = \frac{1}{l_x} [G_x l_3 - P_1 h + P_2 (l_1 + l_3)] \quad (4.IV.11)$$

Trong đó: l_x - Khoảng cách từ lực P_x đến điểm O ; P_1 được xác định theo công thức (4.IV.6). P_2 được xác định từ hai trường hợp sau:

Lực tĩnh lớn nhất để nâng dần bộ răng xới lên (hình 4.IV.7b) được xác định dựa vào phương trình cân bằng mô men với điểm A:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow G_x \cdot L_5 - R_B \cdot L_4 = 0$$

Suy ra:

$$R_B = \frac{G_x l_5}{l_4} = P_2 \quad (4.IV.12)$$

Lực tĩnh lớn nhất để ấn sâu bộ răng xới vào đất (hình 4.IV.7c) được xác định dựa vào phương trình cân bằng mô men $\sum M_B = 0$.

Suy ra:

$$R_A = \frac{G_x (l - l_5)}{l + l_4} = P'_2 \quad (4.IV.13)$$

Trong đó: l - chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển của máy cơ sở.

Khi tính đường kính xi lanh nâng hạ, thiết bị xới phải lấy giá trị lớn hơn của P_2 hoặc P'_2 , được xác định từ công thức (4.IV.12) hoặc (4.IV.13), rồi thay giá trị đó vào công thức (4.IV.11) để xác định P_x . Đồng thời phải kể đến tải trọng động với hệ số $k_d = 1,4 \div 1,8$.

Vậy lực cần thiết để tính chọn đường kính xi lanh sẽ là:

$$P_t = P_x \cdot k_d \quad (4.IV.14)$$

4. Tính toán kéo máy xới

Lực kéo cần thiết để khắc phục các lực cản tác dụng lên máy xới trong khi làm việc được xác định từ công thức sau:

$$T \geq \sum W$$

Trong đó: $\sum W$ - Tổng các lực cản tác dụng lên máy xới:

$$\sum W = P_1 + (G_x + P_2) (f \pm i) , \text{ N}$$

Ở đây:

P_1 - Lực cản dào tiếp tuyến tại răng xới, N;

P_2 - Lực cản dào pháp tuyến tại răng xới, N;

G_x - Trọng lượng của máy xới, N;

f - Hệ số cản di chuyển của máy xới;

i - Độ dốc nơi làm việc.

Công suất tiêu hao cho quá trình xới đất:

$$N = \frac{\sum W \cdot v_p}{1000 \cdot \eta} , \text{ kW} \quad (4.IV.15)$$

v_p - Tốc độ làm việc của máy xới, m/s;

η - Hiệu suất truyền động của máy xới .

5. Tính ổn định máy xới

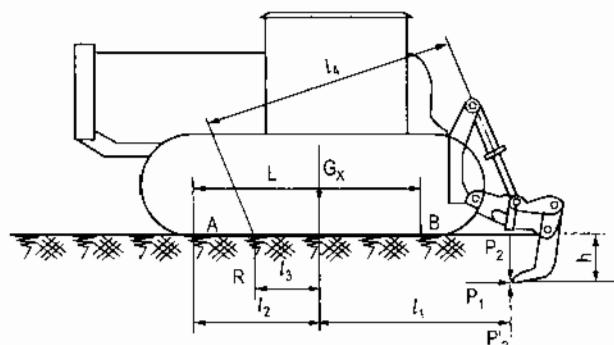
Ôn định của máy xới tại vị trí làm việc, phải thỏa mãn điều kiện sau: Điểm đặt của hợp lực R (Phản lực của đất tác dụng lên máy xới) phải nằm trong phạm vi bề mặt tựa của xích di chuyển của máy.

Nghĩa là:

$$l_3 = \frac{P_1 h - P_2 l_1}{R} < l_2 \quad (4.IV.16)$$

Trong đó:

$$R = G_x + P_2 \quad (4.IV.17)$$



Hình 4.IV.8. Sơ đồ tính ổn định của máy xới

G_x - Trọng lượng của máy xới;

P_2 - Phản lực của đất tác dụng lên răng xới có chiều hướng xuống;

l_3 - Khoảng cách từ điểm đặt hợp lực R đến trọng tâm của máy xới;

l_2 - Khoảng cách từ trọng tâm của máy xới đến điểm tựa phía trước của xích di chuyển của máy kéo cơ sở (điểm A).

Một cách gần đúng có thể lựa chọn theo kinh nghiệm:

$$l_2 = (0,6 \div 0,75) L$$

Trong đó:

L - Chiều dài của bề mặt tựa của xích di chuyển của máy kéo cơ sở;

h - Chiều sâu xới lớn nhất;

l_1 - Khoảng cách từ mép răng xới đến trọng tâm của máy:

$$l_1 = 0,4L + \frac{D_x}{2} + a$$

Trong đó:

L - Chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển máy xới;

a - Khoảng cách từ mép răng xới tới mép xích di chuyển, được xác định theo công thức (4.IV.9);

D_x - Đường kính của đĩa xích (bánh sao) chủ động.

Để xác định chính xác khoảng cách l_2 , có thể dựa vào điều kiện ổn định của máy ở vị trí răng xới đang ấn sâu vào đất, gặp chướng ngại vật trong lòng đất; Phản lực P'_2 tại răng xới có chiều hướng lên và máy xới có xu thế lật quanh điểm A (điểm tựa phía trước).

Lấy mô men của các lực với điểm A, sẽ có:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow G_x l_2 - P_1 h - P'_2(l_1 + l_2) = 0$$

$$(G_x - P'_2)l_2 = P_1 h + P'_2 l_1$$

$$\text{Suy ra: } l_2 = \frac{P_1 h + P'_2 l_1}{G_x - P'_2}$$

Phản lực P'_2 có chiều hướng lên và ngược chiều với P_2 ;

Vậy ổn định của máy xới được đảm bảo khi thỏa mãn điều kiện: $l_3 < l_2$

Hay:

$$\frac{P_1 h - P_2 l_1}{R} < \frac{P_1 h + P'_2 l_1}{G_x - P'_2} \quad (4.IV.18)$$

Trong đó: $R = G_x + P_2$; P_2 xác định theo công thức (4.IV.12); P'_2 được xác định theo công thức (4.IV.13)

§4. TÍNH CHỌN HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN MÁY XỚI BẰNG THỦY LỰC

Hiện nay máy làm đất đang sử dụng phổ biến hệ thống điều khiển bằng thủy lực. Riêng các loại máy xới đều được điều khiển bằng thủy lực. Bởi vậy việc tính chọn hệ thống điều khiển bằng thủy lực là một trong các nội dung cần thiết, không thể thiếu được đối với máy xới cũng như các loại máy làm đất nói chung.

Khi tính chọn hệ thống điều khiển bằng thủy lực, cần thực hiện các nhiệm vụ chủ yếu sau:

- + Phân tích và chọn loại hệ thống truyền động thủy lực;
- + Tính chọn xi lanh thủy lực của các cơ cấu;
- + Tính chọn bơm - động cơ thủy lực.
- + Tính chọn đường ống dẫn dầu.

1. Tính chọn xi lanh thủy lực

Đối với máy xới, xi lanh thủy lực được dùng để nâng hạ thiết bị xới. Tùy theo công suất và lực kéo danh nghĩa của máy, mà có thể dùng một hoặc hai xi lanh. Để chọn được xi lanh thủy lực này, cần phải xác định được lực lớn nhất $P_{x\max}$ tác dụng lên cần của pít tông theo công thức (4.IV.11) và hình vẽ (4.IV.7).

Trong đó: P_1 được xác định theo công thức (4.IV.6) lực P_2 được xác định theo công thức (4.IV.12) và P'_2 được xác định từ công thức (4.IV.13). Sau đó, sử dụng trị số P_2 lớn hơn trong hai trường hợp, thay trị số của đó vào công thức (4.IV.11), để tính P_x . Đồng thời phải kể đến tải trọng động do rằng xới gấp chướng ngại vật, để xác định $P_{x\max}$ theo công thức (4.IV.14). Từ giá trị $P_{x\max}$ sẽ tính chọn xi lanh thủy lực. Mặt khác, phải dựa vào trị số áp suất trong hệ thống thủy lực mà từng loại máy xới yêu cầu khi thi công các

loại đất có độ rắn chắc khác nhau để xác định được đường kính của pittông (hay đường kính trong của xi lanh).

a) Xác định đường kính của pittông

$$[p] = \frac{P_{\text{xmax}}}{\pi D^2} \rightarrow D = 2 \sqrt{\frac{P_{\text{xmax}}}{\pi [p]}} \quad (4.\text{IV}.19)$$

Trong đó:

P_{xmax} - Lực lớn nhất trong cơ cấu nâng hạ thiết bị xới, kN.

Công thức (4.IV.19) được dùng để xác định đường kính của pittông đối với máy xới, chỉ dùng một xi lanh thủy lực để nâng hạ thiết bị xới.

Còn với máy xới dùng hai xi lanh thủy lực để nâng hạ thiết bị xới thì đường kính của pittông được xác định theo công thức (4.IV.19a)

$$D = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi [p]}} , \text{ cm} \quad (4.\text{IV}.19a)$$

Trong đó:

P - Lực tác dụng trên một xilanh : $P = \frac{1}{2} P_{\text{xmax}}$

$[p]$ - Áp suất yêu cầu trong hệ thống thủy lực, kN/cm^2

Với các máy xới hiện nay đang được sử dụng thì trị số áp suất trong hệ thống thủy lực thường bằng $(1,0 \div 1,2) \text{ kN}/\text{cm}^2$.

D - Cũng chính là đường kính trong của xi lanh thủy lực.

b) Hành trình làm việc của pittông

Hành trình này phụ thuộc vào chiều cao nâng hạ thiết bị xới cũng như đường kính của pittông.

Theo kinh nghiệm, thường chọn: $L = (8 \div 15)D$.

Trong đó:

L - Hành trình làm việc của pittông;

D - Đường kính của pittông.

Từ hai thông số D và L , có thể chọn được xi lanh thủy lực nâng hạ thiết bị xới.

c) Diện tích làm việc của pittông trong xi lanh

- Ô khoang trên pittông:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}$$

- Ở khoang dưới của pittông (khoang chứa cần pittông) :

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (4.IV.20)$$

Trong đó: d - Đường kính cần pittông.

Thông thường: $d = (0,4 \div 0,5) D$

d) Thể tích làm việc trong khoang xi lanh

* Khoang trên pittông: $V_1 = F_1 \cdot L$ (4.IV.21)

* Khoang dưới pittông: $V_2 = F_2 \cdot L$ (4.IV.21a)

e) Vận tốc chuyển động tịnh tiến của pittông trong xilanh

Vận tốc chuyển động của pittông trong xi lanh phụ thuộc vào lưu lượng Q và diện tích làm việc của pittông F.

Nếu bỏ qua sự rò rỉ dầu trong khi làm việc thì vận tốc chuyển động của pittông trong xi lanh được xác định theo công thức:

- Khi nâng (pittông đi lên):

$$v_n = \frac{Q}{F_1}, \text{ cm/phút} \quad (4.IV.22)$$

- Khi hạ (pittông đi xuống):

$$v_h = \frac{Q}{F_2}, \text{ cm/phút} \quad (4.IV.22a)$$

Trong đó:

Q - Lưu lượng dầu, $\text{cm}^3/\text{phút}$;

F_1, F_2 - Diện tích tiết diện ngang của khoang trên và khoang dưới pittông, cm^2 .

g) Chiều dày thành xi lanh được xác định theo công thức:

$$\delta = \frac{D_n [p]}{200.m \sigma_{gh}} \quad (4.IV.23)$$

Trong đó:

D_n - Đường kính ngoài của xi lanh;

[p] - Áp suất của dầu trong hệ thống thủy lực;

m - Hệ số kể đến đặc điểm công nghệ; $m = 0,90 \div 1,0$;

σ_{gh} - Giới hạn bền của vật liệu chế tạo xi lanh;

n - Hệ số an toàn. Đối với hệ thống thủy lực tĩnh, thường $n = 3 \div 3,5$.

2. Tính chọn bơm - động cơ thủy lực

a) Xác định lưu lượng

Phương pháp chung để tính chọn bơm - động cơ thủy lực là xác định lưu lượng yêu cầu của hệ thống thủy lực dựa trên diện tích làm việc của piston trong xi lanh vừa chọn ở trên và vận tốc nâng hạ thiết bị làm việc với từng loại máy làm đất khác nhau cũng như với từng loại công việc có đặc điểm khác nhau. Dựa vào hai thông số đó thì lưu lượng của bơm được xác định theo công thức:

$$Q = F \cdot v, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (4.IV.24)$$

Trong đó: F có đơn vị là cm^2 ; Vận tốc v có đơn vị là $\text{cm}/\text{phút}$.

Dựa vào lưu lượng yêu cầu của hệ thống thủy lực, được xác định theo công thức (4.IV.24) và trị số áp suất cần thiết đối với từng công việc, có thể chọn được loại bơm thủy lực thích hợp.

Mặt khác, nếu biết trước các thông số cơ bản của bơm thì cũng có thể xác định được lưu lượng do bơm tạo ra theo các công thức sau:

- *Với bơm bánh răng (hình 4.IV.9a):*

$$Q_{Br} = 2\pi m^2 Z_1 b_1 n_1, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (4.IV.25)$$

Trong đó: m - Mô đun ăn khớp, cm;

Z_1 - Số răng của bánh răng chủ động;

b_1 - Chiều rộng của bánh răng chủ động, cm;

n_1 - Tốc độ quay của bánh răng chủ động, v/ph.

Bơm bánh răng thường được sử dụng phổ biến với lưu lượng $Q_{Br} \leq 100$ lít/ ph; lớn nhất là 200 lít/ ph. Khe hở hướng kính giữa vòng đinh răng và mặt trong của thân bơm thường là $0,02 \div 0,06$ mm.;

Khi thiết kế và tính toán các thông số của bơm bánh răng, thường dựa vào lưu lượng yêu cầu của hệ thống thủy lực cho trước và tốc độ quay của trục động cơ dẫn động cho bơm n_1 . Để thuận tiện cho việc tính toán, có thể chọn trước số răng của bánh răng chủ động Z_1 và hệ số hình dạng răng:

$$k = \frac{b_1}{2m} \quad (4.IV.26)$$

Hệ số k phụ thuộc vào trị số áp suất của hệ thống thủy lực và cho theo bảng sau:

Bảng 4.IV.2. Giá trị của hệ số hình dạng răng trong bơm bánh răng

Áp suất p, N/cm ²	< 100	100 ÷ 250	250 ÷ 500	> 500
Giá trị hệ số k	0,65 ÷ 1,0	0,4 ÷ 0,7	0,25 ÷ 0,50	< 0,30

Từ đó sẽ xác định được mô đun ăn khớp:

$$m = 10 \sqrt[3]{\frac{Q_{Br}}{4\pi k Z_1 n_1}}, \text{ cm} \quad (4.IV.27)$$

Trong đó: Lưu lượng Q_{Br} có đơn vị là lít/ph. Sau khi làm tròn giá trị của mô đun được xác định từ công thức (4.IV.27) theo tiêu chuẩn hiện hành (TCVN), rồi dựa vào hệ số k trong bảng (4.IV.2), có thể xác định được chiều rộng răng b_1 của bánh răng chủ động.

- *Với bơm pittông hướng trực (hình 4.IV.9b):*

Lưu lượng được xác định theo công thức:

$$Q_{pt} = \frac{\pi d^2}{4} i \cdot n \cdot D_0 \operatorname{tg} \alpha, \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (4.IV.28)$$

Trong đó:

i - Số xi lanh trong bơm;

d - Đường kính trong của xi lanh (các xi lanh có đường kính trong như nhau), cm;

n - Tốc độ quay của trục dẫn động cho bơm (cũng chính là tốc độ quay của đĩa nghiêng) v/ph;

α - Góc nghiêng của đĩa so với phương thẳng đứng;

D_0 - Khoảng cách giữa đường tâm của hai xi lanh, cm.

Bơm pittông hướng trực thường được sử dụng khi lưu lượng yêu cầu: $300 \div 500 \text{ l/ph.}$

- *Với bơm cánh gạt (hình 4.IV.9c):*

Để tính lưu lượng của bơm cánh gạt, cần phải biết trước các thông số cơ bản của bơm:

+ Bán kính của stato $R = \frac{D}{2}$

+ Bán kính của rôto r .

+ Độ lệch tâm giữa rôto và stato c .

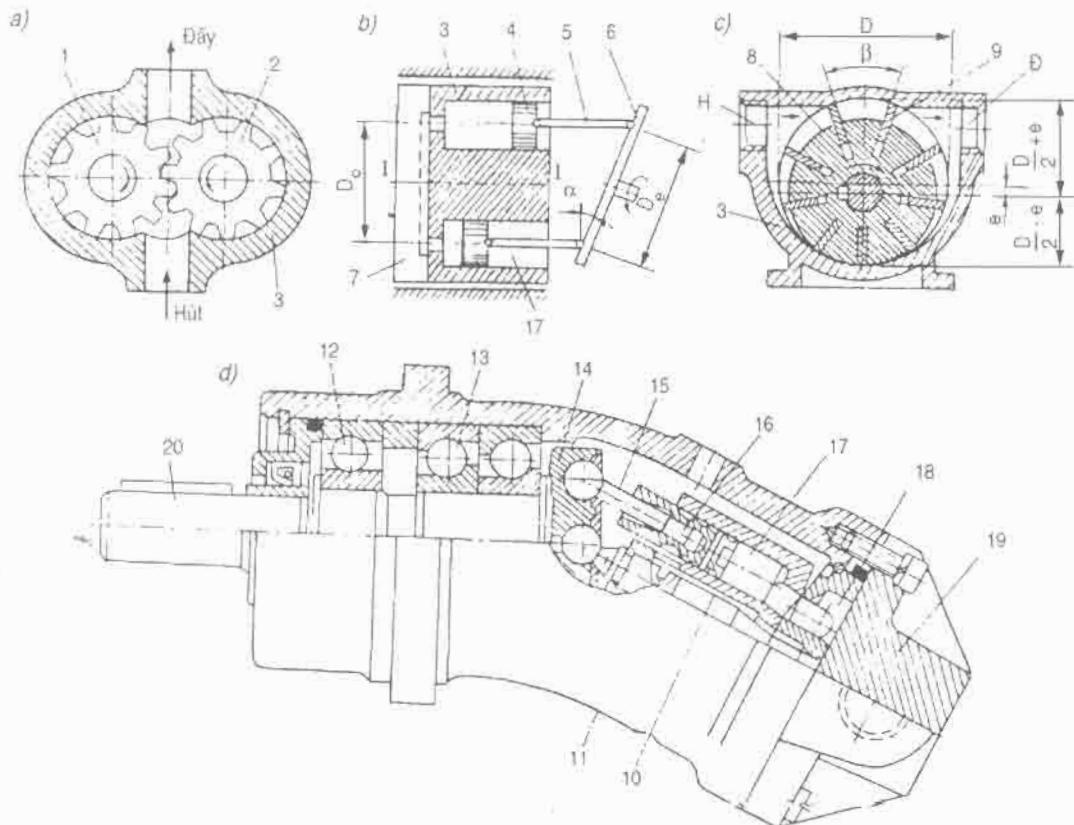
Với giả thiết độ lệch của tâm e nhỏ hơn bán kính r .

Thể tích giữa các cánh gạt tại thời điểm chuyển tiếp từ khoang hút sang khoang đẩy có thể xem như thể tích đoạn vành khăn có bán kính $(R + e)$ và r .

Tương tự như vậy, thể tích ở thời điểm chuyển tiếp từ khoang đẩy sang khoang hút là thể tích đoạn vành khăn có bán kính $(R - e)$ và r . Các thể tích trên trừ đi thể tích của phần cánh gạt có chiều dày s nhô ra ngoài rôto là thể tích dấu do một cặp cánh chuyển từ khoang hút sang khoang đẩy q_1 và từ khoang đẩy sang khoang hút q_2 .

$$q_1 = \pi \frac{(R+e)^2 - r^2}{i} \cdot b - (R+e-r)s, \text{ cm}^3$$

$$q_2 = \pi \frac{(R-e)^2 - r^2}{i} \cdot b - (R-e-r)s, \text{ cm}^3$$



Hình 4.IV.9. Sơ đồ cấu tạo các loại máy bơm thủy lực

a) Bơm bánh răng; b) Bơm pít tông hướng trực (sơ đồ nguyên lý);
c) Bơm cánh gạt; d) Sơ đồ cấu tạo bơm hướng trực không điều chỉnh;

1, 2. Bánh răng; 3, 11. Vỏ bơm; 4, 16. Pít tông; 5. Tay bién; 6, 14. Đĩa nghiêng;
7, 18. Khoang phân phối; 8. Rôto; 9. Cánh quét; 10. Chốt trung tâm;
12, 13. Ố bi; 15. Tay bién; 17. Xilanh; 19. Nắp bơm; 20. Trục bơm.

Thể tích có ích được chuyển qua bơm:

$$q = q_1 - q_2 = \frac{4\pi Re b}{i} - 2seb, \text{ cm}^3$$

Lưu lượng thực tế của bơm cánh gạt được xác định theo công thức:

$$Q_g = q.i.n = 2.e.b.n(2\pi R - is), \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (4.IV.29)$$

Trong đó:

- i - Số cánh gạt của bơm;
- n - Tốc độ quay của rôto trong một phút v/ph;
- s, b - Chiều dày và chiều rộng của cánh gạt, cm;
- R - Bán kính của stato, cm;
- e - Độ lệch tâm giữa rôto và stato, cm.

Nếu bỏ qua thể tích của phần cánh gạt nhô ra ngoài rôto chiếm chỗ trong khoang của bơm thì lưu lượng của bơm cánh gạt có thể được xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} Q_g &= 4\pi b \cdot e \cdot n \cdot R, \text{ cm}^3/\text{ph} \\ &\approx \frac{4\pi b \cdot e \cdot n \cdot R}{1000}, \text{ lít/ph} \end{aligned} \right\} \quad (4.IV.30)$$

Nhìn vào công thức (4.IV.30), rõ ràng ta thấy rằng: lưu lượng của bơm cánh gạt tỷ lệ thuận với độ lệch tâm e giữa rôto và stato. Độ lệch tâm e càng lớn khi lưu lượng do bơm tạo ra càng lớn. Khi $e = 0$ thì lưu lượng $Q_g = 0$.

Việc điều chỉnh độ lệch tâm e được thực hiện nhờ vít điều chỉnh hoặc một cơ cấu thủy lực chuyên dùng. Nhờ vậy có thể điều chỉnh được lưu lượng của bơm.

+ Trị số lớn nhất của độ lệch tâm được xác định theo công thức:

$$e_{\max} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\eta}} \cdot \text{cm}$$

Trong đó:

q - Thể tích làm việc có ích của bơm, cm^3 ;

η - Hiệu suất của bơm; $\eta = 0,8 \div 0,85$;

k - Hệ số phụ thuộc vào lưu lượng yêu cầu và có thể chọn theo bảng sau, dựa vào thể tích làm việc có ích của bơm q .

Bảng 4.IV.3. Giá trị của hệ số k

Thể tích làm việc có ích của bơm q , cm^3	≤ 200	$200 < q \leq 500$	$500 < q < 4000$
Giá trị của hệ số k	1	0,8	0,6

+ Chiều rộng b của cánh gạt chọn bằng chiều rộng của rôto;

+ Chiều dày trung bình của cánh: $s = (0,5 - 0,6) e_{\max}$;

+ Số lượng cánh gạt, thường lấy $i = 7 \div 16$.

Để lưu lượng ra đều, nên chọn số cánh là số lẻ: 9; 11; 13.

b) Xác định công suất và momen xoắn

- Công suất do bơm cung cấp cho động cơ thủy lực được xác định theo công thức:

$$N_b = \frac{Q \cdot p}{612 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (4.IV.31)$$

Trong đó: Q - Lưu lượng của bơm, lít/ph;

p - Áp suất do bơm tạo ra, kG/cm^2 ;

η - Hệ số có ích của bơm.

- Công suất do áp suất của chất lỏng trong hệ thống thủy lực cung cấp cho động cơ thủy lực:

$$N_c = \frac{Q \cdot (p_1 - p_2)}{612} , \text{ kW} \quad (4.IV.32)$$

- Công suất trên trục động cơ thủy lực:

$$N_d = N_c \cdot \eta = \frac{Q \cdot (p_1 - p_2)}{612} \eta , \text{ kW} \quad (4.IV.33)$$

Trong đó:

p_1 và p_2 - Áp suất của chất lỏng ở đường vào và đường ra của hệ thống thủy lực, kG/cm²

- Mô men xoắn trên trục động cơ

$$M_x = 955 \frac{N_d}{n_d} = 955 \frac{Q(p_1 - p_2)\eta}{612 n_d} , \text{ kGm} \quad (4.IV.34)$$

Hay:

$$M_x = 1,56 q(p_1 - p_2)\eta, \text{ kGm} \quad (4.IV.35)$$

Ở đây:

$q = \frac{Q}{n_d}$ được gọi là lượng dầu tiêu thụ ứng với một vòng quay của trục động cơ;

n_d - Tốc độ quay của trục động cơ, vòng/phút.

Các đại lượng đặc trưng cho động cơ gồm: Công suất, mô men xoắn và tốc độ quay của trục động cơ.

Công suất do bơm thủy lực tạo ra, cung cấp cho động cơ thủy lực, có thể đạt được (30 ÷ 50) kW.

Theo tiêu chuẩn Việt Nam (TCVN) thì tốc độ quay danh nghĩa của trục bơm thường có các giá trị nằm trong dãy dưới đây:

n (v/ph): 480; 600; 750; 960; 1500; 1720; 2400; 3000; 4800. Trong đó phổ biến hơn cá là: (600 ÷ 1500) v/ph.

Với các loại bơm có lưu lượng nhỏ thì tốc độ quay của nó thường: (2400 ÷ 3000) v/ph.

Cũng theo TCVN, dãy áp suất danh nghĩa do bơm bánh răng tạo ra có giá trị nằm trong dãy sau:

p (N/cm²): 250; 630; 750; 1000; 1600; 2000.

Bơm piston hướng trục tạo được áp suất cao nhất trong các loại bơm thủy lực, có thể đạt tới (2500 ÷ 3000) N/cm², lớn nhất là 4000 N/cm².

Bơm cánh gạt có thể tạo được áp suất từ (1500 ÷ 1800) N/cm².

3. Tính chọn đường ống dẫn dầu

Đường ống là một bộ phận quan trọng, nối liền các cơ cấu khác nhau trong hệ thống thủy lực. Chất lượng của đường ống có ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất làm việc của hệ thống thủy lực. Tùy theo đặc điểm của các cơ cấu công tác mà đường ống có kết cấu cứng hoặc mềm.

3.1. Đường ống cứng

Đường ống cứng trong hệ thống thủy lực thường được chế tạo bằng các ống thép cacbon hình trụ không hàn, có nhãn hiệu C10 và C20 (theo ГОСТ - 8734-70). Đối với các loại hệ thống thủy lực có áp cao ($5000 \div 7000 \text{ N/cm}^2$) thì đường ống được chế tạo bằng thép hợp kim, có gia công cơ khí bề mặt trong của ống.

a) Tính đường ống theo sức bền tĩnh

Đường ống cứng thường được kiểm tra sự đứt dọc của đường ống theo sức bền tĩnh bằng công thức sau:

$$\sigma_d = \frac{p.d}{2b} \leq [\sigma]_d \quad (4.IV.36)$$

Trong đó:

p - Áp suất lớn nhất của chất lỏng, N/cm^2 ;

d - Đường kính ngoài của ống, cm;

b - Chiều dày thành ống, cm;

$[\sigma]_d$ - Ứng suất đứt cho phép, thường bằng $30 \div 35\%$ giới hạn bể của vật liệu chế tạo ống.

Từ công thức (4.IV.36), nếu chọn trước đường kính ngoài của ống thì có thể xác định được chiều dày thành ống:

$$b = \frac{p(d + m)}{2[\sigma]_d \cdot n}$$

m - Sự lệch theo đường kính ống do chế tạo, thường $m = 0,3\text{mm}$.

n - Hệ số kể đến sự sai lệch theo chiều dày thành ống, thường $n = 0,9$ (theo ГОСТ - 8734-70).

Chiều dày tối thiểu của thành ống thép không nhỏ hơn $0,5\text{mm}$; ống bằng hợp kim nhôm, không nhỏ hơn $0,8\text{mm}$.

Với những ống có thành dày $\left(b \geq \frac{d}{16} \right)$, có thể kiểm tra sức bền của ống theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{p(d_n^2 + d_i^2)}{d_n^2 - d_i^2} \leq [\sigma]_d \quad (4.IV.37)$$

Trong đó:

d_n và d_t - Đường kính ngoài và đường kính trong của ống.

Đường kính trong của ống được xác định theo công thức:

$$d_t = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (4.IV.38)$$

Q - lưu lượng của hệ thống thủy lực, l/ph;

v - vận tốc trung bình của dòng chất lỏng trong ống, m/s.

Để giảm tổn thất năng lượng trên đường ống, khi tính toán thiết kế nên chọn chiều dài đường ống là ngắn nhất trong phạm vi có thể. Những chỗ cần phải đổi hướng đường ống thì uốn cong từ từ, tránh uốn ngoặt đột ngột.

b) Tính đường ống theo sức bền mỏi

Trong đường ống của hệ thống thủy lực thường xuất hiện hai loại tải trọng: tĩnh và động.

Tải trọng tĩnh được tạo ra là do áp suất của dòng chất lỏng bên trong đường ống, do biến dạng nhiệt của đường ống cũng như của các bộ phận lắp với đường ống.

Tải trọng động tạo ra là do sự tăng đột ngột của áp suất chất lỏng, do va chạm thủy lực và do sự rung động của bản thân đường ống.

Ứng suất trong vật liệu chế tạo đường ống là tổng của các ứng suất do tải trọng tĩnh và động gây ra. Ứng suất do tải trọng tĩnh được kiểm tra theo công thức (4.IV.36). Ứng suất do tải trọng động thường gây nên những hư hỏng vì mỏi của đường ống sau một thời gian làm việc. Bởi vậy, đồng thời phải tiến hành kiểm tra sức bền mỏi của đường ống cùng với sự kiểm tra sức bền tĩnh như đã trình bày ở trên.

Sức bền mỏi của đường ống thường thấp hơn sức bền của vật liệu chế tạo đường ống. Trong trường hợp chung, khi đường ống làm việc có xung động về áp suất với biên độ bằng $40 \div 50\%$ áp suất làm việc thì ứng suất cho phép của đường ống cần giảm đi hai lần so với ứng suất cho phép của đường ống làm việc với tải trọng tĩnh. Do đó, khi tính đường ống theo sức bền mỏi vẫn có thể sử dụng các công thức (4.IV.36) hoặc (4.IV.37) với ứng suất cho phép chỉ bằng một nửa giá trị ứng suất cho phép khi kiểm tra bền theo tải trọng tĩnh.

Đối với ống tiêu chuẩn không hàn chế tạo từ thép các bon C₂O, ứng suất giới hạn mỏi cho phép: $[\sigma]_{gh} = 1800 \text{ kG/cm}^2$; với ống bằng thép hợp kim: $[\sigma]_{gh} = 21000 \text{ N/cm}^2$.

3.2. Đường ống mềm

Ống mềm được dùng để nối với hai bộ phận của máy có chuyển động tương đối với nhau trong khi làm việc. Có hai loại ống mềm: ống mềm bằng vải cao su và ống mềm bằng kim loại.

a) Ống mềm bằng vải - cao su

Nền cơ bản của ống là lớp cao su kín ở phía trong được tăng bùn bằng lớp vỏ sợi bông hoặc kim loại ở phía ngoài. Loại ống này có thể làm việc ở nhiệt độ đến 135°C . Khi được dùng với chất lỏng có tính ăn mòn hoặc làm việc ở nhiệt độ cao thì phải sử dụng ống mềm có nền cơ bản là cao su đặc biệt.

Đường kính trong của ống mềm thường từ $3 \div 50\text{mm}$, được dùng với áp suất $750 \div 1000 \text{ N/cm}^2$, đôi khi tới 1300 N/cm^3 . Khi áp suất của chất lỏng cao hơn thì dùng ống mềm có hai hoặc ba lớp cối bằng kim loại ở giữa lớp cao su bên trong và lớp vỏ sợi bông bên ngoài.

b) Ống mềm bằng kim loại

Ống mềm kim loại có profil trong mặt cắt cọc là đường lượn sóng. Nó thường được chế tạo từ thép không gỉ, có chiều dày thành ống $0,2 \div 0,4\text{mm}$. Bên ngoài được bọc bằng lưới thép, được đan từ các sợi dây thép không gỉ có đường kính từ $0,3 \div 0,5\text{mm}$. Đường kính trong của ống: $5 \div 100\text{mm}$.

Ống mềm kim loại có thể làm việc ở nhiệt độ $200 \div 540^{\circ}\text{C}$ và áp suất $3500 \div 4000 \text{ N/cm}^2$. So với ống mềm vải - cao su, ống mềm kim loại có độ bền, dẻo cao hơn và có khối lượng bán thân nhỏ hơn khi chúng cùng đường kính và chiều dài.

PHẦN 5

MỘT SỐ MÁY LÀM ĐẤT KHÁC

Chương I

MÁY ĐẨM ĐẤT

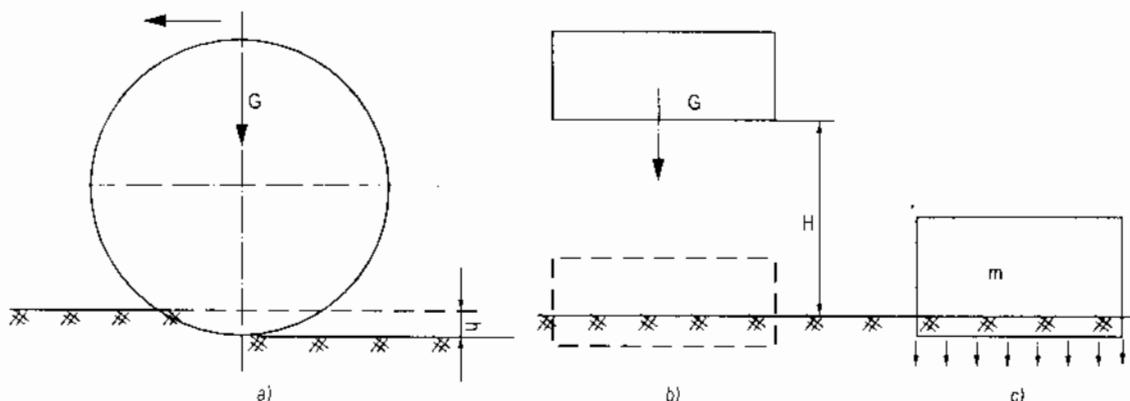
§1. KHÁI NIỆM CHUNG

Máy đầm đất là một trong những máy làm đất quan trọng, nó thực hiện nguyên công cuối cùng của dây truyền công nghệ thi công đất.

Đầm đất là quá trình thu hẹp dần khoảng cách giữa các hạt đất tới mức cần thiết làm cho các hạt đất nén chặt lại. Đồng thời cũng là quá trình làm cho không khí, nước có ở trong đất thoát dần ra khỏi khối đất, dung trọng và độ bền của đất tăng dần lên đủ sức chịu tác dụng của tải trọng, góp phần chống lún, chống nứt nẻ, chống thấm cho các công trình đất, góp phần làm nhẵn bề mặt công trình.

Các máy đầm đều làm việc dựa trên các phương pháp cơ bản: Đầm chặt đất bằng lực tĩnh, lực xung kích và lực rung động.

Đầm đất bằng lực tĩnh (hình a): Đất được đầm chặt nhờ trọng lượng của bản thân máy đầm truyền qua quả lăn hay bánh di chuyển trên bề mặt đất cần đầm. Trong quá trình đầm đất, lực tác dụng không thay đổi theo thời gian.



Hình 5.1.1. Sơ đồ nguyên lý đầm
a) Lực tĩnh; b) Lực xung kích; c) Lực rung động.

Đầm đất bằng lực xung kích (hình b): Đất được đầm chặt nhờ động năng của quả đầm rơi ở độ cao H xuống. Lực tác động vào nền đất thay đổi theo chu kỳ.

Đầm đất bằng rung động (hình c): Máy đầm truyền vào nền đất một chuyển động dao động do đó các hạt luôn ở trạng thái chuyển động tương đối với nhau và liên kết chặt lại. Đầm rung động có tần số lớn, biên độ dao động nhỏ, tiêu tốn ít năng lượng.

Quá trình đầm làm chặt có thể thực hiện bằng các phương pháp khác nhau, nhưng đều tác dụng lên bề mặt nền đất một lực lặp đi, lặp lại trong thời gian ngắn hay theo chu kỳ. Dưới tác dụng của các lực đó, đất bị biến dạng. Biến dạng không thuận nghịch (biến dạng dẻo). Biến dạng không thuận nghịch xảy ra dưới hai hình thức: Làm giảm thể tích khối đất (biến dạng không thuận nghịch thể tích), làm thay đổi hình dáng mà giữ nguyên thể tích ban đầu (biến dạng dẻo).

Khi lực đầm tương đối nhỏ thì sự biến dạng không thuận nghịch xảy ra về cơ bản do sự giảm thể tích.

Lực đầm lớn thì biến dạng không thuận nghịch xảy ra chủ yếu do sự thay đổi hình dáng của khối đất, do đó đất dưới bộ công tác của máy đầm bị lún và đẩy ra các phía, ảnh hưởng xấu đến quá trình đầm. Do vậy các thông số của máy đầm phải đảm bảo sao cho trị số biến dạng không thuận nghịch thể tích là lớn nhất.

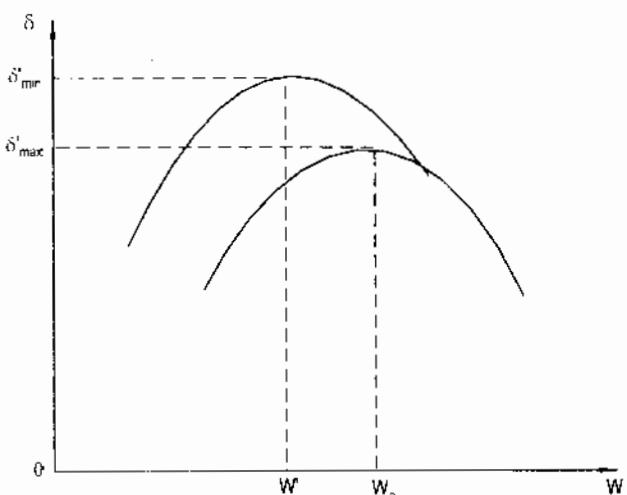
Độ bền các hạt đất lớn hơn lực liên kết giữa chúng. Do đó quá trình đầm đất là quá trình làm cho các hạt đất dịch chuyển sát lại gần nhau hơn, đẩy không khí và nước ra ngoài làm cho đất được nén chặt lại. Như vậy lực đầm đất chủ yếu để khắc phục lực liên kết và lực ma sát giữa các hạt đất.

Chất lượng đầm nén đất đánh giá qua các thông số: Dung trọng, độ bền và mô đun biến dạng của đất sau khi đầm.

Dung trọng là trọng lượng của một đơn vị thể tích sau khi đầm có ký hiệu là δ (kN/m^3).

Để xác định dung trọng của đất ta tiến hành thử nghiệm đầm đất bằng một dụng cụ đầm chuẩn. Quá trình đầm tiến hành với các độ ẩm khác nhau. Sau khi đầm người ta đo độ nén của đất. Dựa vào kết quả thu được, ta vẽ đường cong biểu diễn mối quan hệ giữa dung trọng và độ ẩm của đất đầm. Đường trên hình vẽ gọi là đường cong đầm chuẩn.

Từ hình vẽ trên ta thấy: Ứng với một lực đầm, độ ẩm xác



Hình 5.I.2. Đường cong đầm chuẩn

định, dung trọng của đất được đâm sẽ đạt giá trị lớn nhất δ_{\max} . Độ ẩm ứng với khi đạt giá trị δ_{\max} gọi là độ ẩm tối ưu W_u .

Với độ ẩm khác với giá trị W_u sẽ cho ta giá trị dung trọng δ nhỏ hơn.

Nếu tăng lực đâm thì dung trọng tương ứng tăng lên nhưng độ ẩm tối ưu nhỏ đi (W_u và δ_{\max}).

Mỗi giá trị tải trọng sẽ tương ứng với giá trị dung trọng lớn nhất δ_m và độ ẩm tối ưu W_u nhất định. Dung trọng của đất sau khi đâm phải thỏa mãn độ bền, độ ổn định của công trình đất, có nghĩa là dung trọng yêu cầu xác định như sau:

$$\delta_0 = K \cdot \delta_{\max}$$

Trong đó: K - Hệ số dung trọng, $K = 0,95 - 1$.

Để đánh giá mức độ đâm nén, người ta có thể xác định mô duyn biến dạng.

Khi giải bài toán biến dạng của đất, ta dùng quả đâm có bán kính r , xác định được giá trị biến dạng của đất đâm:

$$\lambda = \frac{P(1-\mu^2)}{2rE}$$

Trong đó:

P - Tải trọng quả đâm tác dụng lên đất;

E - Mô duyn đàn hồi của đất;

μ - Hệ số Poatxông.

Công thức trên có thể viết dưới dạng:

$$\lambda = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(1-\mu^2)}{E} \sigma \cdot d = a \cdot \frac{\sigma \cdot d}{E}$$

Trong đó:

σ - Ứng suất tiếp xúc của quả đâm với đất.

d - Đường kính quả đâm tròn dẹt.

Đối với biến dạng của đất được đâm bằng quả đâm tròn dẹt, hệ số a có thể lấy bằng 1 và mô duyn biến dạng có thể xác định theo công thức:

$$E_0 = \frac{\sigma \cdot d}{\lambda}$$

Trong đó:

E_0 - Mô duyn biến dạng của đất;

λ - Biến dạng toàn phần của đất.

Từ công thức trên ta có thể viết:

$$\sigma = \frac{\lambda}{d} E_0 = \epsilon E_0$$

Có nghĩa là biểu thức trên tương tự như định luật Húc:

$$\epsilon = \frac{\lambda}{d} - \text{Biến dạng tương đối.}$$

§2. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN CHẤT LƯỢNG ĐẦM CHẶT ĐẤT

1. Ảnh hưởng của độ ẩm đến chất lượng đầm chặt đất

Nếu công của quá trình đầm chặt đất như nhau thì chất lượng đầm chặt phụ thuộc rất nhiều vào độ ẩm của đất.

Từ hình vẽ trên, ta thấy nếu tăng độ ẩm của đất đến độ ẩm tối ưu W_{opt} , thì độ chặt (dung trọng) của đất tăng lên vì các lực liên kết giữa các hạt đất giảm. Khi tăng độ ẩm quá giới hạn trên thì dung trọng của đất đầm giảm đi, lúc đó muốn tăng dung trọng phải đẩy nước và không khí ra ngoài, nhưng quá trình vật lý diễn biến chậm và tải trọng lại tác dụng tức thời. Mật khác nước dễ tạo thành các màng ngăn cản sự thoát không khí và nước trong đất do đó các hạt đất khó dịch chuyển lại gần nhau.

Độ ẩm tối ưu và độ chặt lớn nhất của đất còn phụ thuộc vào loại đất và công đầm chặt. Khi lượng sét trong đất tăng lên thì độ ẩm tối ưu tăng lên nhưng dung trọng lớn nhất của đất lại giảm đi.

Nếu độ ẩm của đất nhỏ hơn độ ẩm tối ưu $\omega < \omega_0$, thì cần phải tăng lực đầm chặt hay cho thêm nước vào để đủ độ ẩm cần thiết.

Bảng 5.I.1. Giá trị độ ẩm tối ưu ω_0 % và dung trọng lớn nhất δ_{max} của đất

Loại đất	Độ ẩm hợp lý ω_0 (%)	Thể tích không khí trong đất (%)	Dung trọng của đất δ_{max} (kN/m ³)
Cát	8 - 12	6	20,5 - 19,0
Á sét	10 - 15	6	11,7 - 17,8
Á cát bột	16 - 20	5	17,8 - 16,5
Sét	18 - 20	5	17,2 - 17,0
Á sét	14 - 19	5	18,6 - 17,0
Á sét nặng và sét	18 - 22	4	17,5 - 16,3
Á sét đen	20 - 25	5	16,3 - 15

2. Ảnh hưởng của các thông số cơ bản của máy tới quá trình đầm

Đất là vật liệu dồi rạc, dính dẻo, đàn hồi, do đó mức độ nén chặt chúng phụ thuộc vào lực, thời gian tác dụng và diện tích tiếp xúc của máy và đất. Lực tác dụng lên đất được đánh giá bằng trị số ứng suất tiếp xúc giữa bộ phận làm việc của máy và nền đất.

Để đầm chặt đất có hiệu quả, ứng suất tiếp xúc không được lớn hơn ứng suất bên giới hạn của nó. Nếu lớn hơn, bề mặt đất sẽ bị chiai lại và rạn nứt, nếu nhỏ quá thì hiệu quả đầm sẽ giảm đáng kể.

Theo kết quả nghiên cứu của Kharkhuta NIA thì có thể xác định ứng suất tiếp xúc dầm theo công thức:

$$\sigma_0 = (0,9 - 1,0) \sigma_b$$

Trong đó:

σ_0 - Ứng suất tiếp xúc, MPa;

σ_b - Ứng suất bền giới hạn của đất, MPa.

**Bảng 5.1.2. Ứng suất bền giới hạn σ_0 (MPa)
khi độ ẩm tối ưu và dung trọng $\delta = 0,95 \delta_{max}$**

Loại đất	Máy đầm lăn ép		Máy đầm rời (đường kính của đầm 0,7 - 1,5m)
	Bánh cứng trơn	Bánh lốp	
Đất ít dinh (cát, á cát, cát bụi)	0,3 - 0,6	0,3 - 0,4	0,3 - 0,7
Đất dinh vừa (á sét)	0,6 - 1,0	0,4 - 0,6	0,7 - 1,2
Đất dinh (á sét nặng)	1,0 - 1,5	0,6 - 0,8	1,2 - 2,0
Đất rất dinh (sét)	1,5 - 1,8	0,8 - 1,0	2,0 - 2,3

Đất ở lân đầm đầu tiên có trị số độ bền giới hạn nhỏ, do vậy để đạt độ chặt tối ưu thì ứng suất tiếp xúc phải tăng dần dần từ lân này sang lân khác, cho đến lân cuối cùng, giá trị ứng suất tiếp xúc phải đạt gần tới giá trị trong bảng trên. Để thỏa mãn yêu cầu này, người ta phải thay đổi trọng lượng quá đầm (lúc đầu dùng quá đầm lăn nhẹ, lân cuối dùng quá đầm lăn nặng). Hoặc thay đổi áp suất không khí trong lốp của máy đầm bánh lốp.

Chiều sâu tác dụng của máy đầm chặt, có thể xác định theo công thức:

$$h_0 = a \cdot B_{min} \frac{W}{W_0} \left(1 - e^{-\beta \frac{\sigma_0}{\sigma_b}} \right)$$

Trong đó:

B_{min} - Kích thước ngang nhỏ nhất của bề mặt tiếp xúc giữa bộ công tác máy đầm với nền đất;

σ_0 - Ứng suất tiếp xúc;

σ_b - Ứng suất bền giới hạn của đất khi độ ẩm tối ưu;

e - Cơ số logarit tự nhiên;

a, β - Hé số.

Hé số a phụ thuộc và vận tốc thay đổi trạng thái ứng suất.

a = 1,7 - 2,0: Đối với máy đầm lăn - ép.

a ≈ 1,1: Đối với máy đầm rời, rung đầm.

Hé số β : Phụ thuộc vào loại đất, đối với đất dinh $\beta = 3,7$.

Độ dày lớp đất được đầm phải đảm bảo khi đầm đạt được độ chặt cần thiết, công dâm nhỏ nhất, năng suất lớn nhất. Độ dày lớp đất đó gọi là độ dày tối ưu.

Chiều dày lớp đất tối ưu có liên quan chặt chẽ đến chiều sâu tác dụng. Nếu độ dày lớp đất đầm lớn hơn chiều sâu tác dụng của máy đầm, thì đất sẽ không được đầm chặt đều, phần phía dưới không đạt được độ chặt cần thiết.

Đối với các loại máy đầm bánh cứng, tròn, máy đầm bánh lốp, máy đầm xung kích, thì dung trọng yêu cầu không lớn hơn $0,95 \delta_{\max}$, thì chiều dày lớp đất đầm tối ưu có thể lấy bằng chiều sâu tác dụng.

Nếu độ dày lớp đất đầm nhỏ hơn giá trị tối ưu của lớp đất đầm thì công dâm riêng - công cần thiết để đầm một đơn vị thể tích sẽ dư thừa do đó ảnh hưởng xấu đến nền cứng.

Chiều sâu tác dụng cũng như độ dày tối ưu của lớp đất đầm phụ thuộc vào kích thước nhỏ nhất của bộ phận làm việc của máy đầm. Nền ứng suất tiếp xúc như nhau mà diện tích tiếp xúc của bộ phận công tác với đất càng lớn thì chiều sâu tác dụng càng lớn.

Trên cơ sở công thức trên, ta có thể xác định kích thước nhỏ nhất của bộ phận làm việc của máy đầm.

$$B_{\min} \geq \frac{H_0}{a(1-e)^{\frac{-3.7\sigma_0}{\sigma_b}}}$$

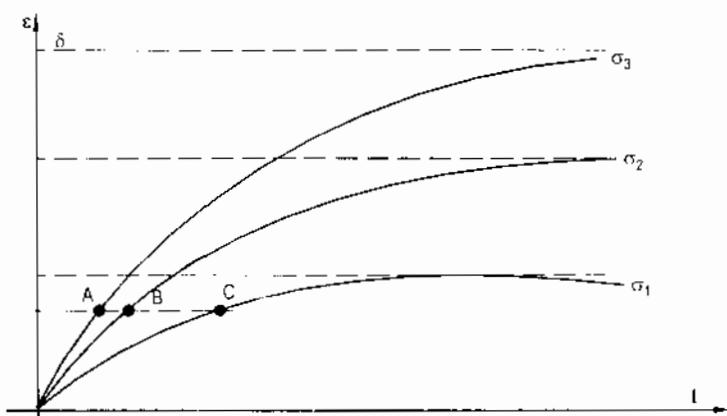
Trong đó: H_0 - Chiều dày tối ưu của lớp đất đầm.

Công thức trên thích hợp khi đầm đất dính mà dung trọng bằng $0,95\delta_{\max}$. Đối với đất không dính, kích thước bộ phận làm việc nhỏ nhất có thể lấy nhỏ hơn 1,2 lần so với giá trị tính toán theo công thức trên là:

$$\sigma_3 > \sigma_2 > \sigma_1$$

Từ đồ thị trên, ta thấy với một độ chặt nhất định có thể tương ứng với các ứng suất tiếp xúc khác nhau tác dụng ở những thời gian khác nhau. Khi ứng suất, tiếp xúc càng nhỏ thì giảm tác dụng càng lớn. Khi tăng thời gian tác dụng của tải trọng hay số lần tác dụng thì biến dạng sẽ tăng theo đến một giá trị nhất định, nếu tiếp tục tăng thời gian thì biến dạng rất chậm.

Hình 5.I.3. Sự phụ thuộc của biến dạng ϵ hay độ chặt vào thời gian đầm (-t) hay số lần tác dụng của tải trọng n đối với ứng suất tiếp xúc khác nhau.



Qua các phân tích trên, người ta rút ra kết luận sau:

- Đối với mỗi một loại đất, có thể có một ứng suất nhất định thường bằng 0,9 - 1 giới hạn bền, khi đó nền đất đạt được độ nén chặt tốt nhất.
- Chiều sâu đầm phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc của bộ phận làm việc với nền đất, nếu cùng một ứng suất, diện tích tiếp xúc càng lớn thì chiều sâu đầm càng lớn.
- Hiệu quả đầm ở những điều kiện khác nhau phụ thuộc vào vận tốc thay đổi trạng thái ứng suất và thời gian chịu tải của đất. Thời gian chịu tải càng lớn và vận tốc thay đổi trạng thái ứng suất càng nhỏ thì độ nén chặt của đất càng lớn.

§3. CÁC LOẠI MÁY ĐẦM CHẶT ĐẤT

1. Máy đầm tĩnh (máy đầm lăn ép)

Máy đầm tĩnh là loại máy được dùng rộng rãi nhất vì cấu tạo đơn giản, năng suất cao, giá thành tính trên một khối đất được đầm thấp hơn so với các loại máy đầm khác. Song khi đầm các lớp đất dày khi dùng máy đầm xung kích, máy đầm rung động có hiệu quả hơn máy đầm tĩnh.

Máy đầm có thể phân loại theo nguyên lý tác động của bộ phận làm việc.

Bảng 5.I.3: Bảng phân loại máy đầm

Nguyên lý tác động	Bề mặt làm việc của máy
Tác động tĩnh	Bánh cứng, phẳng Máy đầm chân cùu Máy đầm bánh lốp
Tác động tĩnh và rung động	Bánh cứng, phẳng Bánh lốp

Máy đầm tĩnh bánh cứng phẳng và máy đầm bánh lốp được dùng để đầm đất dính và không dính. Máy đầm chân cùu chỉ đầm hiệu quả trên nền đất dính.

a) Máy đầm tĩnh bánh cứng phẳng (máy lăn ép bánh phẳng)

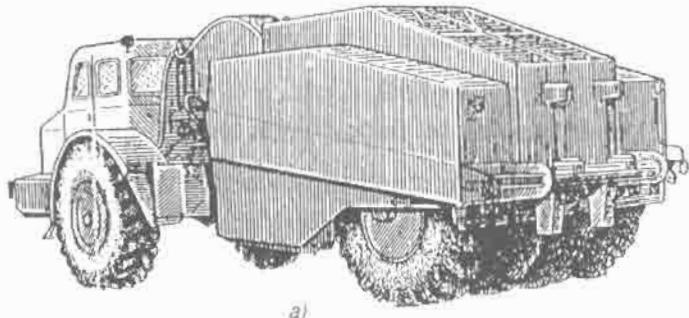
Hình 5.I.6 thể hiện cấu tạo chung của máy lăn ép kéo theo bánh cứng phẳng.

Máy đầm bánh cứng phẳng có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, nhưng so với các loại máy đầm khác có những nhược điểm sau:

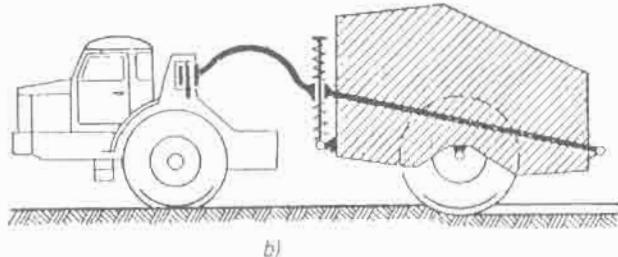
- Khi đầm, phía trước bánh bị chèn thành bờ lượn sóng, do đó tiêu hao nhiều công suất.
- Ứng suất tiếp xúc nhỏ: 0,1 - 0,46 MPa và giảm theo chiều sâu đầm, nên độ chặt của lớp đất phía dưới không đạt được mức cần thiết.

Chiều sâu đầm nhỏ: $h_0 \leq 20\text{cm}$ đối với các máy có trọng lượng $G = 3-4\text{ tấn}$.

Các thông số chính của máy đầm bánh cứng phẳng là đường kính bánh D, chiều rộng B và trọng lượng G.

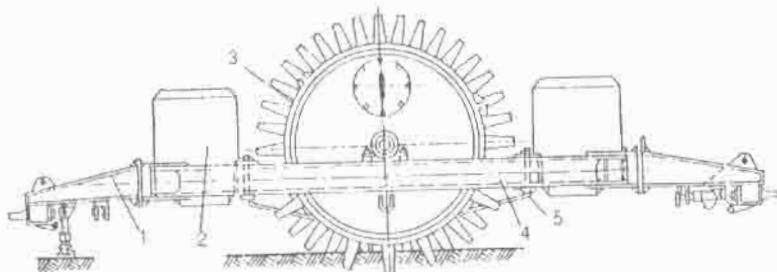


a)



b)

**Hình 5.1.4. Máy dầm
bánh lốp**
a) Hình chung;
b) Sơ đồ kết cấu.



**Hình 5.1.5. Máy dầm
chân cùi - kéo theo**

Đường kính bánh D được chọn theo điều kiện dầm có hiệu quả:

$$D = (1000 - 1500) \text{ mm.}$$

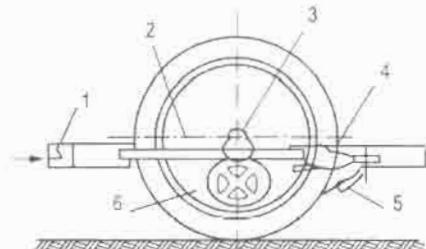
Nếu đường kính bánh quá nhỏ, bánh đầm dễ bị ngập sâu trong đất. Nếu đường kính bánh quá lớn thì ứng suất tiếp xúc sẽ giảm do đó hiệu quả đầm giảm và khó quay vòng khi làm việc.

Chiều rộng B của bánh đầm được xác định theo điều kiện ổn định ngang của máy đầm và đảm bảo đầm đều theo chiều rộng vết đầm.

$$B = (0,7 - 0,9) D$$

Trọng lượng bánh đầm được xác định từ điều kiện dầm có hiệu quả và ứng suất tiếp xúc giữa bánh đầm và đất.

$$\sigma_{\max} = (0,9 - 1) \sigma_b$$



**Hình 5.1.6. Cấu tạo chung của máy
đầm kéo theo bánh cồng phẳng**

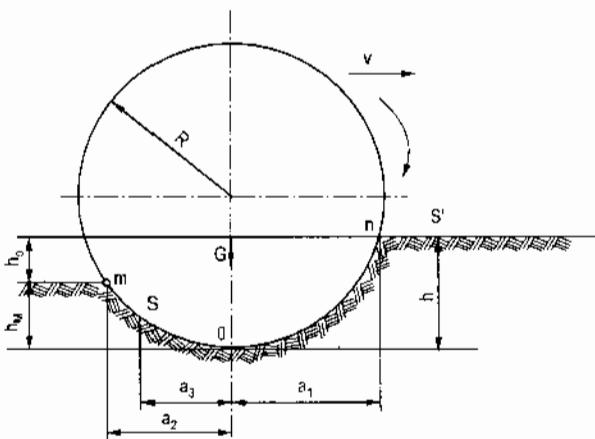
Giả thiết bánh cứng phẳng là bánh không biến dạng ta có thể xác định trọng lượng bánh đầm theo công thức sau:

$$G = B \left[\frac{C_1}{3R} a_1^3 + \frac{C_2}{6R} (3a_2^2 \cdot a_3 - a_3^3) \right]$$

Trong đó:

- C_1, C_2 - Hệ số biến dạng toàn phần và đàn hồi của đất;
- a_1, a_2, a_3 - Kích thước hình chiếu của vùng biến dạng.

Hình 5.I.7. Sơ đồ biến dạng bánh đầm



Đối với bánh đầm có kích thước không lớn lắm, ta có thể coi $a_2 = a_3 = 0$, nên trọng lượng bánh có thể xác định theo công thức:

$$G = B \frac{C_1}{3R} a_1^3$$

Ta có:

$$\sigma_{\max} = C_1 h \text{ và } h = \frac{a_1^3}{2R}$$

Từ công thức trên ta suy ra:

$$\sigma_{\max} = \frac{C_1}{2R} \left(\frac{3GR}{BC_1} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Sau khi xác định trọng lượng bánh đầm, xác định tiếp các thông số:

- Mô đun động học biến dạng toàn phần của đất.

$$E_d = E_0 \left(1 + \xi \sqrt{V} \right) \text{ MPa}$$

Trong đó:

- E_0 - Mô đun tính toàn phần của đất với đất dính;

$E_0 = (15 - 20) \text{ MPa}$; với đất không dính $E_0 = (10 - 15) \text{ MPa}$;

- ξ - Hệ số phụ thuộc vào từng loại đất.

Đối với đất dính $\xi = 0,09 - 0,11$; đối với đất không dính:

$$\xi = 0,06 - 0,08$$

V - Vận tốc di chuyển của máy đầm km/h

- Hệ số biến dạng toàn phần của đất.

Trong đó: D - Đường kính bánh đầm.

Diện tích tiếp xúc của bánh đầm với đất có dạng hình chữ nhật chiều dài là chiều rộng B bánh đầm, chiều rộng bằng chiều dài dây cung bánh đầm tiếp xúc với nền đất. Do chiều rộng tiếp xúc quá bé so với chiều dài, nên trị số biến dạng toàn phần phụ thuộc chủ yếu vào a_1 . Đối với bánh đầm có trọng lượng (5-7) tấn thì chiều rộng vết tiếp xúc đó là: $b = a_1 + a_3 = 15 - 20m$

- Xác định σ_{max} sau khi biết trọng lượng G của bánh đầm theo công thức:

$$\sigma_{max} = \frac{C_1}{2R} \left(\frac{3GR}{BC_1} \right)^2$$

- So sánh giá trị σ_{max} vừa tính được với giới hạn bên σ_b . Nếu thỏa mãn điều kiện: $\sigma_{max} = (0,9 - 1) \sigma_b$, thì các kích thước và trọng lượng bánh đầm đã chọn là hợp lý. Nếu không thỏa mãn thì thay đổi trọng lượng quả đầm.

Độ dày tối ưu của lớp đất làm có thể xác định theo kết quả nghiên cứu của N. I. A Kharkhuta, nó bằng chiều sâu tác dụng của bánh đầm.

Đối với bánh cứng phẳng - độ dày tối ưu của lớp đất đầm là:

$$h_0 = a_1$$

Và có thể tính h_0 theo công thức sau:

$$h_0 = \frac{\omega}{\omega_0} \sqrt[3]{\frac{3GR}{BC_1}}, \text{ cm}$$

Trong đó:

ω, ω_0 : Độ ẩm thực tế và độ ẩm tối ưu của lớp đất đầm - %

G: tính theo N; R, B - cm và C_1 : N/cm³

Số lượt đầm cần thiết khi đầm đất dính là 10 - 12 lần, đất không dính là 4 - 6 lần.

b) Máy đầm chân cùu

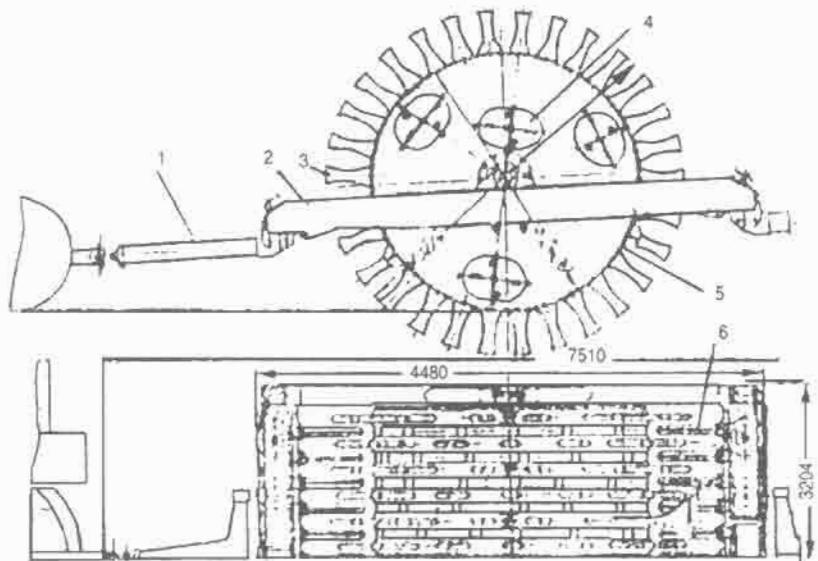
Máy đầm chân cùu là loại máy đầm lèn khá tốt, có những ưu điểm chính sau:

- Chiều sâu ánh hưởng lớn.
- Cấu tạo đơn giản, giá thành rẻ.
- Năng suất đầm cao, chất lượng đầm tốt.
- Nên đắp gồm nhiều lớp đầm riêng biệt chồng lên nhau, vẫn đảm bảo được tốt nhất, khảng khít.

Những nhược điểm chính:

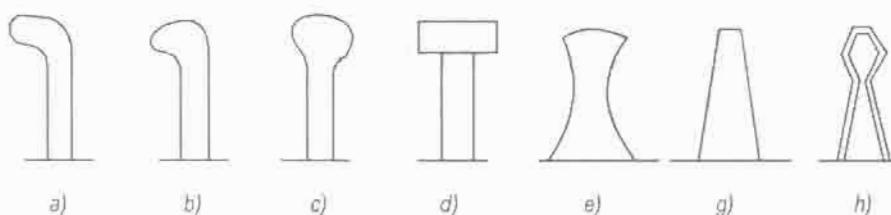
- Vận chuyển phiền phức, khó khăn.
- Thích ứng với đất dinh, dẻo, có độ ẩm quy định chặt chẽ.
- Tầng dưới lớp đất đập được đầm chặt tốt, nhưng tầng trên của lớp đất lại bị xói lèn.
- Đòn hồi lực kéo lớn (do lực cản di chuyển lớn).

Cấu tạo của đầm chân cùu đơn giản, thường là loại kéo theo, bao gồm bánh đàm được gá trên khung kéo và có vành đai gắn những vâu - chân cùu.



Hình 5.I.8. Máy đầm chân cùu kéo theo

1. Càng kéo; 2. Khung; 3. Vâu (chân cùu);
4. Cửa chật tái; 5. Bánh cứng; 6. Cơ cấu gạt đất dinh.



Hình 5.I.9. Hình dáng các dạng chân cùu

a, b - Tác dụng một chiều; c, d - Tác dụng hai chiều; e, g, h - Dạng được dùng phổ biến.

Những thông số chủ yếu của đầm chân cùu :

- Đường kính bánh đàm (chưa kể phán chân cùu):

$$D = (5 - 8) L$$

L - Chiều dài chân cùu; loại nhẹ và vừa L = 190 - 250mm

- Chiều rộng bánh đàm:

$$B = (1,1 - 1,2) D$$

- Trọng lượng máy:

$$G = p F \cdot Z$$

Trong đó:

p - Áp lực tiếp xúc của chân cùu với mặt nền đất á sét nhẹ:

$$p = 700 - 1500 \text{ kN/m}^2;$$

Á sét trung bình: $p = 1500 - 4000 \text{ kN/m}^2$;

Á sét nặng và đất sét: $p = 4000 - 6000 \text{ kN/m}^2$;

F - Tiết diện đáy của một chân cùu, loại nhẹ và vừa: $F = 0,0022 \text{ m}^2$

Z - Số chân cùu theo hàng ngang ở trên kích thước B.

- Chiều sâu ảnh hưởng:

$$H_0 = 0,65(L + 0,2b - h_x)$$

b - Kích thước nhỏ nhất của mặt đáy chân cùu;

h_x - Chiều dày lớp đất bị xới lên: $h_x \approx 5\text{cm}$.

- Số lần đầm

$$n = \frac{S}{Fm} \xi$$

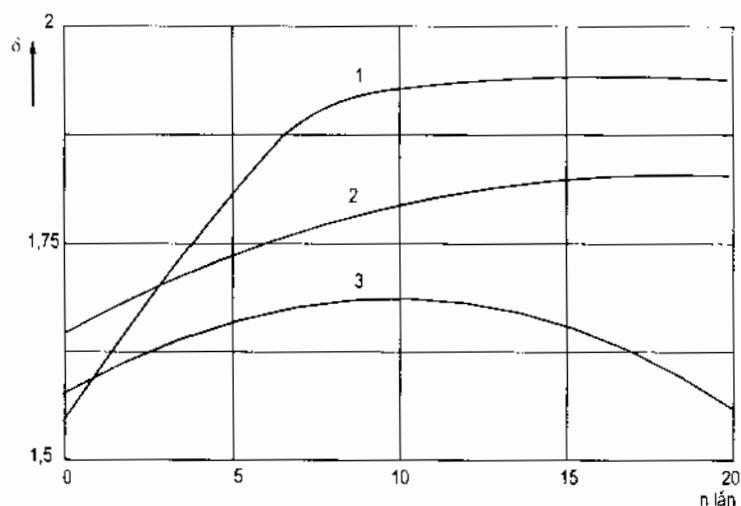
S - Tiết diện bánh đầm;

m - Tổng số chân cùu;

ξ - Hệ số đầm chống chéo: $\xi = 1,3$.

Số lần đầm trung bình là: $n = 6 - 12$ lần.

Số lần đầm tăng, độ chắc của nền đất ở các độ sâu khác nhau sẽ tăng, nhưng hiệu quả của lần đầm càng về sau càng giảm, đến khi $n > 12$ độ chặt của nền đất hầu như không tăng nữa. Độ ngập của chân cùu xuống nền cũng ngày càng giảm do độ chặt của đất tăng lên cùng với số lần đầm.

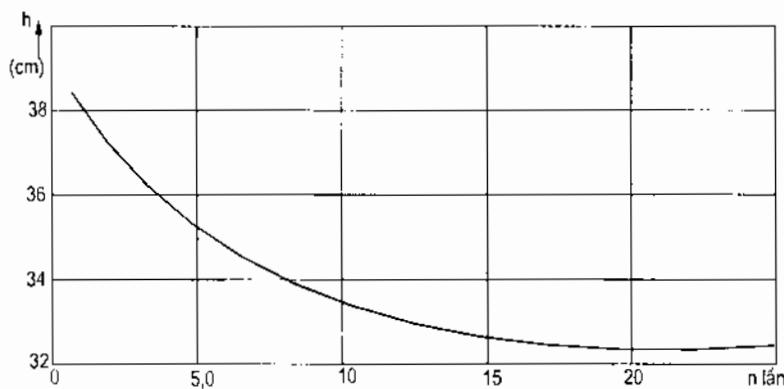


Hình 5.1.10. Sự thay đổi độ chặt (dung trọng) của nền với số lần đầm.

1. Ở độ sâu: $h = 55\text{cm}$;

2. Ở độ sâu: $h = 65\text{cm}$;

3. Ở độ sâu: $h = 0$



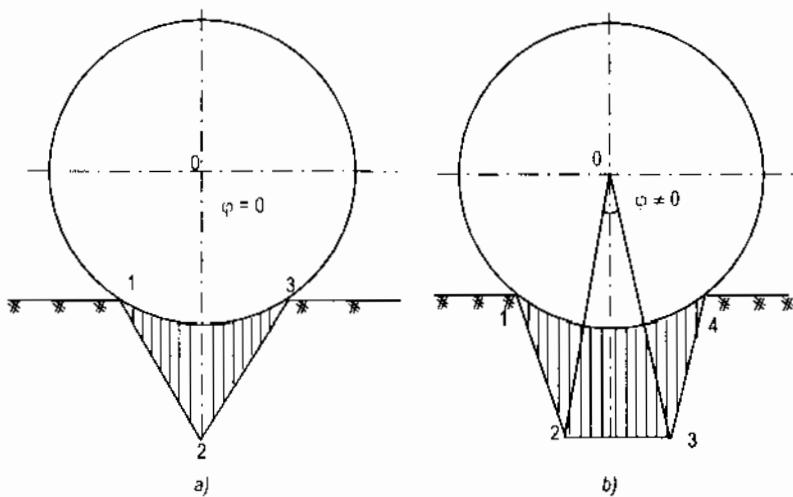
Hình 5.1.11. Độ ngập sâu của chân cùi phụ thuộc vào số lần đầm (n)

c) Máy đầm bánh lốp

Máy đầm bánh lốp dùng để đầm đất có độ ẩm tương đối lớn, đất dính, đất đá đầm.

So với các loại máy đầm tĩnh khác, máy đầm bánh lốp có các loại ưu điểm sau:

- Nếu bánh lốp và bánh cứng phẳng có cùng đường kính và chịu tải như sau thì diện tích tiếp xúc của bánh lốp lớn hơn và năng suất phân bố đều hơn lên mặt đất, ứng suất lớn nhất có thể đạt ($0,197 - 1,05$) MPa.



Hình 5.1.12. Sơ đồ phân bố ứng suất tiếp xúc

a) Bánh cứng phẳng; b) Bánh lốp.

- Đầm bánh lốp có thể thay đổi ứng suất tiếp xúc lớn nhất bằng cách thay đổi tải trọng và áp suất không khí trong lốp nên có thể đầm các loại đất khác nhau.

- Chiều sâu đầm phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc, diện tích tiếp xúc càng lớn thì chiều sâu đầm càng lớn. Do đó chiều sâu đầm của máy bánh lốp lớn hơn nhiều chiều sâu đầm của máy bánh cứng và có thể đạt: $h_0 = (20 - 30)\text{cm}$ đối với máy đầm nhẹ và trung bình; $h_0 = (35 - 45)\text{cm}$ đối với máy loại nặng.

Bảng 5.I.4. Ứng suất tiếp xúc trung bình của máy đầm bánh lốp
phụ thuộc vào áp suất không khí trong lốp . MPa

Áp suất không khí trong lốp (- MPa)	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	
σ_{th}	Đất tươi	0,12	0,138	0,152	0,160	0,169	0,175
	Đất chặt	0,14	0,16	0,177	0,19	0,208	0,218

- Vận tốc làm việc lớn, năng suất cao.
- Cấu tạo máy đơn giản, di chuyển, vận chuyển máy thuận tiện, dễ dàng.

Bộ phận làm việc chính của máy đầm bánh lốp là các bánh lốp được lắp thành một hàng, hoặc thành hai hàng trên một trục hoặc hai trục; máy đầm bánh lốp là loại máy tự hành hoặc kéo theo.

Trên trục lắp bánh lốp thường là thùng xe chứa vật nặng có thể thay đổi được để điều chỉnh tải trọng tác dụng lên bánh lốp.

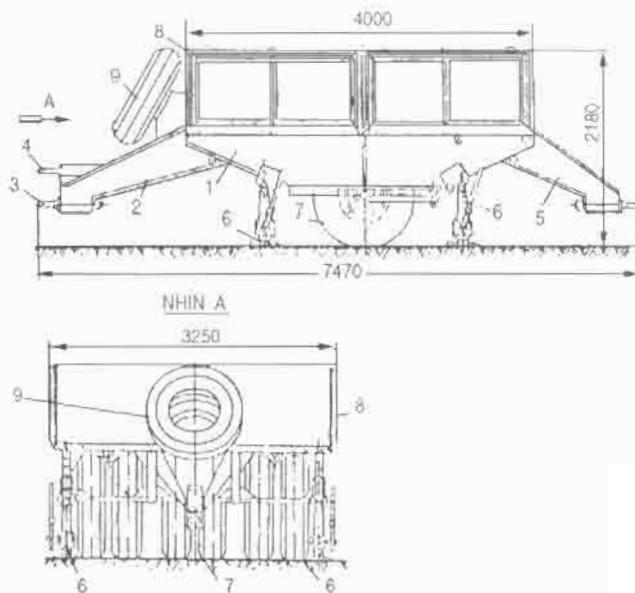
Những thông số cơ bản của máy đầm bánh lốp kiểu lốp, khe hở giữa các bánh lốp và trọng lượng lớn nhất của máy.

Khi thiết kế máy đầm bánh lốp là chọn kích thước, trọng lượng máy đầm bảo độ chất của đất, chiều sâu đầm đồng thời đảm bảo lực kéo cần thiết để đạt năng suất cao, giá thành một đơn vị đầm rẻ,

Khi tính toán nên xét trong trường hợp máy làm việc trên nền đất dính.

Loại bánh lốp được xác định bằng áp suất làm việc của không khí trong lốp khi đầm đất dính, đặc biệt đất có cấu trúc không phá huỷ thì áp suất không khí trong lốp hợp lý là khoảng 0,8 - 1 MPa. Do vậy người ta hay chọn lốp có áp suất cao ở máy đầm bánh lốp.

Trọng lượng toàn bộ máy đầm G_{max} tác dụng nền số bánh lốp Z nên phù hợp với khả năng chịu tải của lốp ứng với áp suất cho phép lớn nhất của không khí trong lốp, nghĩa là:



Hình 5.I.13. Máy đầm bánh lốp kéo theo
1. Khung; 2. Càng trước; 3, 4. Cơ cấu móc kéo;
5. Càng tháo lắp phía sau; 6. Kích chân chống;
7. Bánh lốp; 8. Thùng chứa tải; 9. Bánh lốp dự trữ.

$$G_{bl} = \frac{G_{max}}{Z}$$

Theo giá trị g_{bl} ta chọn loại lốp. Trị số biến dạng của bánh lốp trên nền cứng được xác định theo công thức:

$$\lambda = 0,13 B$$

Trong đó: B - Chiều rộng của bánh.

Nếu biết mô đun biến dạng, kích thước hình học của bánh lốp thì trọng lượng lớn nhất tác dụng lên chúng được xác định theo công thức:

$$G_{max} = E\lambda Z, \text{ N}$$

Trong đó:

E - Mô đun đàn hồi của lốp N/mm;

λ - Biến dạng của lốp : $\lambda = 0,13 B$ mm.

Để kể đến biến dạng hướng kính của bánh lốp trên nền đàn hồi nhỏ hơn nền cứng thì có thể lấy $\lambda = 0,15 B$.

Nếu mô đun biến dạng của lốp quá nhỏ thì trọng lượng hợp lý của máy đầm có thể tính theo % giá trị lớn nhất khi áp suất không khí trong lốp khoảng 0,6 MPa.

Bảng 5.I.5. Mô đun biến dạng của lốp, N/mm

Kích thước lốp	Áp suất không khí, MPa					
	0,15	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5
14,00 - 20	-	430	545	-	640	745
21,00 - 28	443	550	708	848	-	-
26,50 - 25	620	755	975	1100	-	-

Áp suất không khí trong lốp (MPa) 0,6 0,5 0,4 0,3 0,2

Trọng lượng % 100 90 80 65 50

Số lượng lốp thường được xác định từ điều kiện ổn định ngang thường là 4 - 9 chiếc.

$$c = (0,3 - 0,4) B$$

Nếu khe hở e lớn quá giới hạn cho phép thì khi đầm, đất sẽ bị dồn vào khoảng cách giữa các bánh làm cho bánh lốp ngập sâu trong đất, do đó lực cản di chuyển tăng lên, hiệu quả đầm giảm xuống.

Chiều dày tối ưu của lớp đất được đầm:

$$h_0 = 0,2 \frac{\omega}{\omega_0} \sqrt{\frac{G_{bl} \cdot p_k}{1 - \psi}}$$

Trong đó:

G_{bl} - Tài trọng tác dụng lên 1 bánh lốp, N;

p_k - Áp suất không khí trong lốp, MPa;

ψ - Hệ số cứng của lốp và tính theo p ở bánh sau;

ω, ω_0 - Độ ẩm thực tế và độ ẩm tối ưu.

Bảng 5.1.6. Hệ số cứng của bánh lốp phụ thuộc vào áp suất không khí

p	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
ψ	0,6	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,15

Hệ số trước dấu căn ở trong công thức trên có đơn vị là cm^2/N .

Số lần đâm cần thiết ở đất dính là 5 - 6 lần; và đất không dính là 3 - 4 lần.

d) Tính toán kéo máy đầm tĩnh

Lực kéo cần thiết của máy đầm phải lớn hơn tổng lực cản phát sinh khi máy đầm làm việc trên mặt phẳng dốc.

$$T \geq W_1 + W_2$$

Trong đó:

W_1 - Lực cản di chuyển trên mặt phẳng dốc;

W_2 - Lực cản quán tính.

Lực cản di chuyển máy trên mặt phẳng dốc:

$$W_1 = G_{max} (\omega + i)$$

Trong đó:

G_{max} - Trọng lượng lớn nhất của máy đầm;

ω - Hệ số cản di chuyển lần đầu tiên đối với máy đầm bánh cứng phẳng: $\omega = 0,15 - 0,2$; đầm chân cùu: $\omega = 0,25 - 0,3$; đầm bánh lốp: $0,12 - 0,15$

i - Độ dốc; $i_{max} = 0,1$.

Lực quán tính W_2 :

$$W_2 = \frac{x}{g} G_{max} \frac{dv}{dt}$$

Trong đó:

x - Hệ số kể đến lực quán tính của các chi tiết quay;

g - Gia tốc trọng trường;

v - Vận tốc di chuyển máy đầm;

t - Thời gian gia tốc.

Khi máy di chuyển với giá tốc đều:

$$W_2 = \frac{x}{g} G_{\max} \frac{v}{t}$$

Vì máy đầm thường di chuyển chậm nên có thể lấy $x = 1$; thời gian giá tốc có thể lấy $t = 2 - 3s$.

e) Năng suất máy đầm tĩnh

Năng suất sử dụng máy được xác định theo công thức:

$$Q_{sd} = \frac{L(B - b)h_0 \cdot K_{tg}}{\left(\frac{L}{v} + t_q\right)n} \quad m^3/h$$

Trong đó:

L - Chiều dài quãng đường cần đầm, m;

B - Chiều rộng vệt đầm, m;

b - Chiều rộng phần trùng nhau của 2 vệt đầm liền kề nhau, m;

h_0 - Chiều dày hợp lý lớp đất đầm, m;

K_{tg} - Hệ số sử dụng thời gian làm việc : $K_{tg} = 0,85$;

v - Vận tốc di chuyển đầm, m/h;

t_q - Thời gian quay vòng;

n - Số lần đầm trên một chỗ.

2. Máy đầm xung kích

Máy đầm xung kích là loại máy đầm dùng tải trọng xung kích để làm chật đất.

Máy đầm xung kích có thể đầm các loại đất khác nhau, ít chịu ảnh hưởng của độ ẩm, chiều sâu đầm lớn, thường vào khoảng 60 - 80 cm; có loại tới 2m.

Tuy nhiên máy đầm xung kích có các nhược điểm cơ bản là cấu tạo phức tạp, giá thành một đơn vị đầm cao do đó thường chỉ được dùng ở những công trình có yêu cầu đặc biệt như nhà máy thủy điện, khu công nghiệp hoặc các công trình quân sự.

Những máy đầm xung kích được sử dụng rộng rãi là: Máy đầm xung kích kiểu búa rơi, máy đầm xung kích kiểu động cơ đốt trong, điện, khí nén, máy đầm tĩnh có khối năng xung kích.

Lý thuyết về đầm đất bằng máy đầm xung kích được nhà nghiên cứu N. I. A Kharkhuta xây dựng. Dưới đây ta chỉ xét những vấn đề cơ bản của lý thuyết này.

Sự tác động tương hỗ giữa bộ công tác của máy đầm và bề mặt đất được đặc trưng bằng va chạm:

$$\int_0^t P dt = m(v_1 - v_2)$$

Trong đó:

P - Lực va chạm, N;

t - Thời gian va chạm, s;

m - Khối lượng bộ công tác;

v_1, v_2 - Vận tốc trước và sau khi va chạm, m/s.

Máy đầm xung kích làm việc theo nguyên lý rơi tự do, nên vận tốc của bộ công tác khi bắt đầu va chạm.

$$v_1 = \sqrt{2gH}, \text{ m/s}$$

H - Chiều cao rơi, m;

Có thể coi một cách gần đúng, sự va chạm đó là không đàn hồi, $v_2 = 0$, nên ta có:

$$\int_0^t P dt = m\sqrt{2gH}$$

Trị số lớn nhất của lực va chạm có thể xác định nếu biết được quy định thay đổi của nó theo thời gian, và thời gian va chạm. Có thể coi gần đúng lực va chạm thay đổi theo tuyến tính và trong thời gian va chạm, lực thay đổi từ không đến giá trị lớn nhất, do đó:

$$\frac{0 + P_{\max}}{2} \tau = m\sqrt{2gH}$$

Suy ra: $P_{\max} = \frac{2m\sqrt{2gH}}{\tau}$

Nếu ký hiệu F là diện tích đế đầm, thì ứng suất lớn nhất khi va chạm sẽ là:

$$\sigma_{\max} = \frac{2m\sqrt{2gH}}{F \cdot \tau}$$

Để xác định được σ_{\max} , ngoài những thông số cơ bản của bộ công tác của máy đầm xung kích và chiều cao rơi, còn cần phải biết thời gian va chạm. Thời gian va chạm khi máy làm việc trong điều kiện nền đất bằng phẳng phụ thuộc vào độ chật, độ ẩm và loại đất.

Bảng 5.I.7. Thời gian va chạm (s)

Trạng thái rơi	Đất không dính	Đất dính
Tơi	0,016	0,023
Chật	0,008	0,011

Từ giá trị thời gian va chạm trung bình ở bảng trên ta thấy rằng thời gian va chạm giảm thì độ chật tăng lên và ứng suất đầm tương ứng cũng sẽ tăng lên.

Các thông số chính của bộ công tác máy đầm xung kích là trọng lượng, kích thước của đế đầm, chiều cao rơi khi đầm bằng lực xung kích cũng như các phương pháp đầm khác, cần phải thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma_{\max} = (0,9 - 1) \sigma_b$$

Nếu $\sigma_{\max} > \sigma_b$ thì bề mặt của lớp đất sẽ bị dạn nứt, xuất hiện các kẽ nứt ảnh hưởng đến chất lượng công trình đất.

Khi đầm bằng máy đầm xung kích thì xảy ra sự va chạm giữa bộ công tác của máy với nền đất, vì vậy để đánh giá sự va chạm, người ta thường dùng trị số xung lượng. Khi cùng một trị số xung lượng nhưng diện tích tiếp xúc của đế đầm khác nhau thì chất lượng đầm cũng khác nhau. Vì vậy để kể đến ảnh hưởng của diện tích đầm người ta dùng khái niệm xung lượng riêng.

Xung lượng riêng được xác định theo công thức:

$$i = \frac{I}{F} = \frac{m\sqrt{2gH}}{F}, \text{ Ns/m}^2$$

Trong đó: I - Xung lượng toàn phần, Ns.

Bảng 5.I.8: Trị số xung lượng riêng giới hạn đối với các loại đất khác nhau

Loại đất	Xung lượng riêng giới hạn (Ns/m^2)
Đất ít dính (á sét nhẹ và trung bình)	4000 - 6000
Đất dính vừa (á cát nặng, á sét nhẹ)	6000 - 10.000
Đất dính (á sét trung bình, nặng)	10.000 - 17.500
Đất rất dính (á sét nặng và sét)	17.500 - 22.500

Khi tính toán các thông số của máy để đầm nền đất đáp ứng thì lấy trị số xung lượng riêng là 0,9 - 1,0 của trị số giới hạn, nếu đất có cấu trúc không phá hủy thì lấy trị số xung lượng riêng lớn hơn 1,5 - 2 lần giá trị giới hạn.

Chiều dày tối ưu lớp đất đầm có thể xác định phụ thuộc và chiều dày giới hạn.

$$h_0 = 0,7 \frac{\omega}{\omega_0} h_{gh}$$

Chiều ngang nhỏ nhất của đế đầm được xác định theo công thức:

$$B \geq (0,8 - 1,0) h_0$$

Chiều cao rơi của quả đầm: H - Trong tính toán thường lấy trong khoảng 1 - 3m.

3. Máy đầm rung động

Máy đầm rung động làm việc sẽ truyền rung động cho nền đất làm cho các hạt đất dao động. Do khối lượng của các hạt đất đó khác nhau, nên khi dao động sẽ sinh ra

những lực quán tính có trị số khác nhau. Nếu hiệu số các lực quán tính của những hạt đất cạnh nhau lớn hơn lực liên kết và lực ma sát giữa chúng thì cấu trúc ban đầu của đất bị phá vỡ, các hạt đất này chuyển động tương đối với nhau, diền đầy các lỗ rỗng trong đất nên độ chặt của đất tăng lên. Khi các hạt đất khác nhau nhiều và lực liên kết giữa chúng nhỏ thì độ chặt của đất càng cao.

Chuyển động dao động được đặc trưng bằng các thông số: Biên độ, vận tốc, gia tốc và tần số. Quá trình đầm chặt phụ thuộc chủ yếu vào gia tốc giữa các hạt còn tần số ảnh hưởng đến hiệu quả của đầm.

Hiệu quả của quá trình đầm chặt còn phụ thuộc vào độ ẩm của đất. Khi tăng độ ẩm của đất đến giá trị độ ẩm tối ưu ω_0 , thì hiệu quả đầm tăng lên vì lực liên kết giữa các hạt đất giảm. Trong thời gian dao động nước thừa trong đất sẽ bị đẩy lên trên mặt đất và thoát ra ngoài. Nếu độ ẩm lớn hơn độ ẩm tối ưu thì hiệu quả đầm chặt bị giảm vì lực ma sát và lực liên kết giữa các hạt đất lớn.

Khi tăng lực chấn động thì biên độ chấn động của đất đầm tăng lên. Nếu lực chấn động tăng lên đến một giá trị nhất định thì dao động của máy đầm sẽ gần phù hợp hoặc phù hợp với dao động của đất, sau đó dao động ấy sẽ biến thiên không theo quy luật và thậm chí có thể tách máy đầm ra khỏi mặt đất - trường hợp xảy ra cộng hưởng.

Tính chất của dao động phụ thuộc vào tỷ số lực chấn động P và trọng lượng phần bị gây rung của máy đầm G. Lực chấn động được sinh ra do cơ cấu gây rung tương ứng và biến thiên theo quy luật nhất định.

Nếu gọi tỷ số giữa lực chấn động và trọng lượng máy đầm là tỷ số giới hạn K_0 , ứng với khi máy đầm tách khỏi mặt đất.

Khi $K > K_0$, thì để đầm tách khỏi mặt đất sau đó va đập trở lại vào đất. Khi $K < K_0$, hiện tượng đó không xảy ra. Do đó khi các máy đầm có $K < K_0$ thì gọi là máy đầm rung động, còn khi $K > K_0$ gọi là máy đầm va - rung.

Tỷ số giới hạn giữa lực chấn động P và trọng lượng G phụ thuộc vào tần số và có những trị số sau:

Tần số dao động l/s	12 - 25	25 - 50	50 - 85
Tỷ số K_0 giới hạn:	0,7 - 1,0	0,7 - 1,4	1,4 - 2,3

Đối với đất không dính, biên độ dao động ứng với những tỷ số này bằng 0,3 - 4mm.

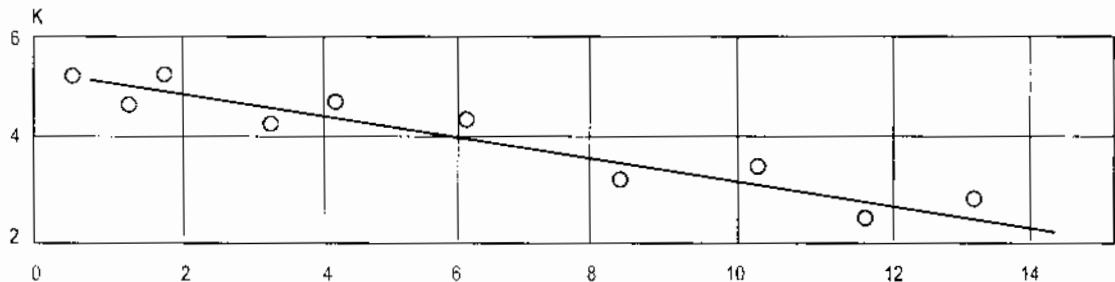
Ứng suất tiếp xúc của máy đầm rung động thay đổi theo thời gian tương ứng với sự rung động của máy và xác định theo công thức:

$$\sigma = K \frac{P + G}{F}$$

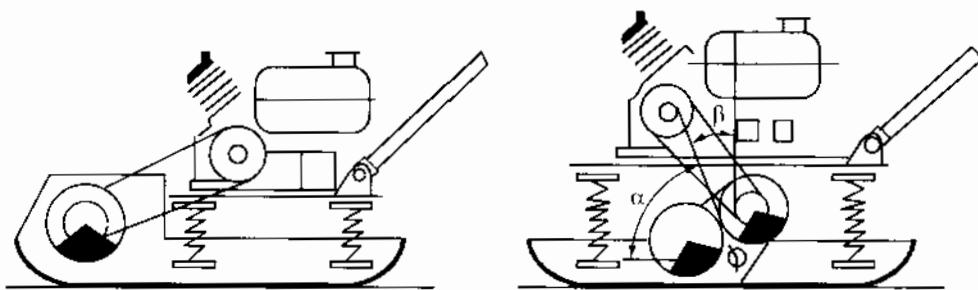
Trong đó:

F - Diện tích tiếp xúc của máy đầm rung với đất;

K - Hệ số quá tải được xác định bằng thực nghiệm.



Hình 5.1.14. Hệ số quá tải K



Hình 5.1.15. Máy đầm rung kiểu bàn tự hành
a) Tác động vô hướng; b) Tác động có hướng

a) Máy đầm rung kiểu bàn

Máy đầm rung kiểu bàn được dùng rộng rãi và phổ biến nhất, có thể đầm đất không dính hạt to hoặc nhỏ mịn. Các dấu hiệu chính để phân loại máy đầm rung kiểu bàn là: trọng lượng máy, khả năng di chuyển của máy, đặc tính tác động của lực rung động.

Dựa vào trọng lượng máy ta có:

Nếu máy có trọng lượng: $G_m < 500 \text{ kG}$; loại nhẹ

$G_m 500 - 1500 \text{ kG}$; loại vừa

$G_m > 1500 \text{ kG}$; loại lớn.

Loại máy nhỏ được dùng phổ biến hơn vì có thể đầm đất ở những hiện trường có mặt bằng hẹp.

Theo khả năng di chuyển của máy có:

Máy đầm rung kiểu bàn: Kéo theo - tự hành và đầm tại chỗ. Máy đầm kéo theo khi làm việc phải cần có đầu kéo máy di chuyển. Máy đầm tự hành di chuyển được nhờ lực hành phần theo phương ngang của lực quán tính, nhưng khi làm việc trên nền đất tối xốp, máy khó di chuyển được, do vậy cần phải đầm phẳng sơ bộ nền đất. Máy đầm rung kiểu bàn đầm tại chỗ ít được dùng, chủ yếu dùng chúng để đầm đá dăm, sỏi tại một chỗ, khi di chuyển chỗ nhờ hỗ trợ của một máy khác.

Theo đặc tính của lực rung động có: Tác động vô hướng và tác động có hướng, máy đầm rung thuộc nhóm thứ 1 lực rung động có giá trị không đổi, còn máy rung thuộc nhóm 2 có lực rung động có hướng không thay đổi còn giá trị của lực thay đổi. Máy đầm rung có hướng được dùng phổ biến hơn vì chất lượng đầm tốt hơn, làm việc êm. Tuy nhiên có cấu tạo phức tạp.

Các thông số chủ yếu của máy đầm rung kiểu bàn: kích thước bàn rung, trọng lượng phản rung, tần số và trị số lực rung.

Chiều rộng bàn rung B không được nhỏ hơn chiều dày tối thiểu lớp đất đầm:

$$B \geq h_0$$

Chiều dài của bàn rung (L) phụ thuộc vào vận tốc di chuyển của máy đầm v , thời gian rung - va đập (t) và số lần đầm (Z):

$$L = \frac{v \cdot t}{Z}$$

Thời gian rung động - va đập cần thiết:

$$t = \frac{C}{n}$$

Trong đó:

n - Tần số rung, Hz;

C - Số lần chịu tải cần thiết để đạt được độ chặt hợp lý (đối với đất không dính $C = 1,5 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3$).

Tần số dao động của bàn đầm được chọn khi máy làm việc gần xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Do vậy, đối với các loại máy đầm:

$G_m < 500$ kG: loại nhẹ. $n = 50 - 60$ Hz

G_m 500 - 1500 kG: loại vừa $n = 30 - 40$ Hz

$G_m > 1500$ kG loại lớn. $n = 20$ Hz

Trọng lượng máy đầm G_m ảnh hưởng lớn đến quá trình đầm, nếu G_m không đủ lớn thì độ chặt yêu cầu không đạt được, do đó chiều dày lớp đất đầm giảm xuống, thời gian đầm tăng lên, trọng lượng máy đầm được xác định theo áp suất tĩnh:

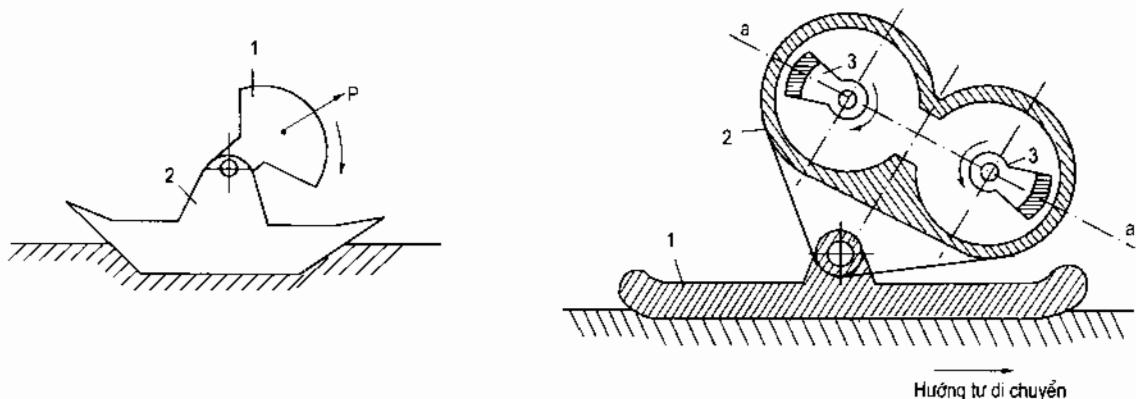
$$G_m = p \cdot F$$

Trong đó: F - Diện tích tiếp xúc của bề mặt đế đầm.

Bảng 5.I.9. p - Áp suất tĩnh (MPa)

Loại đất	P (MPa)
Cát quá ẩm	0,03 - 0,04
Cát có độ ẩm hợp lý	0,06 - 0,10
Á cát có độ ẩm hợp lý	0,15 - 0,20
Á cát nặng có độ ẩm hợp lý	0,25 - 0,30

Sơ đồ lực tác dụng của máy đầm rung thể hiện trên hình vẽ sau:



Hình 5.1.16. Sơ đồ lực tác dụng của máy đầm rung động.

a) Vô hướng; b) Có hướng.

Khi khối lệch tâm quay với vận tốc góc ω sẽ sinh ra lực quán tính ly tâm P (lực gây rung).

$$P = m\omega^2 \cdot r = \frac{m \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot r}{900}$$

Trong đó:

m - Khối lượng khối lệch tâm;

ω - Vận tốc góc của khối lệch tâm;

r - Khoảng cách lệch tâm.

Lực P có thể phân thành hai thành phần:

$$P_x = P \cdot \cos\omega t \text{ và } P_z = P \cdot \sin\omega t$$

Thành phần thẳng đứng P_z sinh ra công có ích thực hiện quá trình đầm chặt đất. Thành phần nằm ngang P_x làm giảm năng suất.

Để cân bằng theo phương ngang, người ta thường dùng quả văng kép có các thông số giống nhau, chỉ khác nhau chiều quay. Lực rung động tăng gấp đôi ở vị trí có giá trị lớn nhất.

$$P_a = 2P_z = 2P \sin\omega t = \frac{\pi^2 m \cdot n^2 \cdot r}{450} \sin\omega t$$

và thay đổi từ $P_{min} = 0$ khi $\omega t = 0$ và $\omega t = 180^\circ$ đến giá trị $P_{max} = 2P$ khi $\omega t = \pm 90^\circ$.

Máy đầm rung động có hướng không những làm việc êm, có khả năng tự di chuyển trong quá trình làm việc. Nhưng chúng có nhược điểm là kết cấu phức tạp, tải trọng tác dụng lên trực lớn.

Đế máy đâm trong quá trình làm việc có thể tự di chuyển được, người ta chế tạo máy theo kết cấu ở hình 5.I.17.

Cấu tạo loại máy này chỉ khác loại máy không di chuyển ở chỗ thân máy được lắp ghép với đế bàn đâm bằng khớp quay bán lề, do đó đường nối tâm của trực mang quả văng có thể nằm song song hay không song song so với mặt đất tùy theo yêu cầu đâm tại chỗ hay cho máy đâm di chuyển.

Nếu điều chỉnh khớp liên kết sao cho góc nghiêng giữa đế bàn đâm và thân máy có góc nghiêng là α thì: Khi $\omega t = 90^\circ$, lực quán tính P có giá trị lớn nhất và phân thành hai thành phần:

$$P_z = P \cos \alpha \text{ và } P_x = P \sin \alpha$$

Còn lực ma sát giữa máy đâm và nền đất trong trường hợp này:

$$F_{ms} = (G - P_z) f$$

f - Hệ số ma sát giữa đế đâm và đất.

Điều kiện để máy đâm tự di chuyển được:

$$P_x \geq F_{ms}$$

nghĩa là:

$$P \sin \alpha \geq (G - P_z) f$$

Khi $\omega t = -90^\circ$ thành phần P_z có chiều hướng xuống dưới và lực ma sát xác định cũng theo công thức trên là F_m :

$$F_{ms} = (G - P_z) f$$

nên

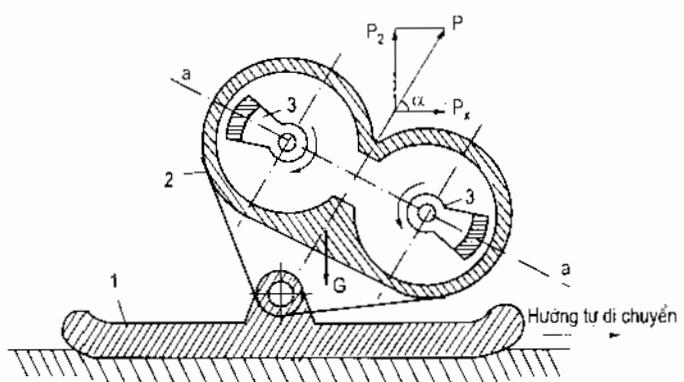
$$P \sin \alpha < (G + P_z) f$$

Do vậy máy đâm không tự di chuyển được mà đứng tại chỗ. Đến nửa chu kỳ tiếp theo máy đâm mới tự di chuyển được.

Như vậy máy đâm di chuyển gián đoạn, cứ mỗi vòng quay của quả văng, máy đâm di chuyển được một đoạn.

b) Máy đâm rung kiểu bánh lăn

Máy đâm rung kiểu bánh lăn có ưu điểm là hiệu quả đâm cao, trọng lượng bánh lăn nhỏ, công suất tiêu hao ít. Hiệu quả đâm của máy đâm rung kiểu bánh lăn được đánh giá bằng hệ số hiệu quả.



Hình 5.I.17. Máy đâm rung tự di chuyển

1. Đế đâm; 2. Vỏ máy đâm; 3. Quả văng lệch tâm.

Trong đó:

P - Áp suất tiếp xúc của bánh lăn nhám đầm bảo đất đạt được độ chất yêu cầu ở chiều dày tối ưu;

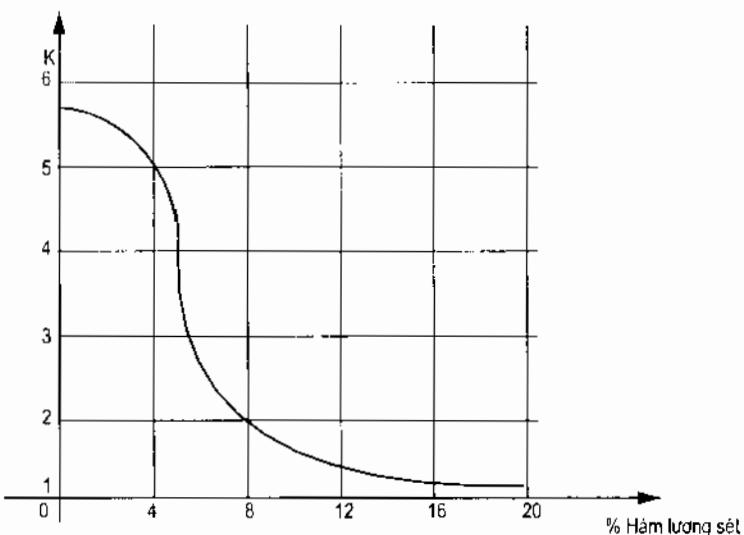
P_0 - Áp suất tiếp xúc của bánh lăn rung.

Trên hình vẽ thể hiện giá trị hệ số K.

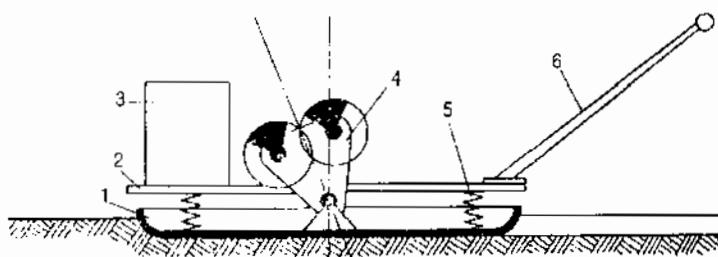
Khi tăng hàm lượng sét thì hiệu quả đầm rung sẽ giảm, đặc biệt khi tăng hàm lượng sét từ 2 đến 6% thì hiệu quả đầm giảm mãnh liệt.

Người ta thường lắp bộ rung động ở bánh lăn cứng phẳng và máy đầm rung chân cùn.

Máy đầm rung chân cùn được dùng rộng rãi để đầm đất dính, đặc biệt có hiệu quả khi đầm đất có độ ẩm cao. Máy đầm rung bánh lăn cứng phẳng được dùng phổ biến nhất, chúng có thể là loại tự di chuyển hoặc kéo theo.

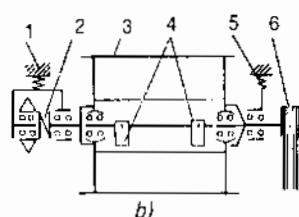
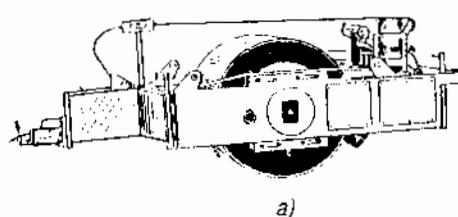


Hình 5.I.18. Sự phụ thuộc hệ số hiệu quả vào hàm lượng đất sét



Hình 5.I.19. Sơ đồ máy đầm rung kiểu bàn

Hình 5.I.20. Máy đầm rung bánh cứng phẳng kéo theo
a) Hình phối cảnh;
b) Sơ đồ kết cấu.



Máy đầm rung bánh cứng phẳng thường được chế tạo với các trọng lượng máy khác nhau. Loại nặng trọng lượng $G = 10 - 15$ tấn; thậm chí có loại $G = 25$ tấn và áp suất tiếp xúc đường: $p_0 = 500 - 600$ N/cm. Khi đầm đát dính bằng những máy đầm rung bánh cứng - chiều dày tối ưu lớp đất đầm có thể lớn hơn 15 những máy đầm rung bánh cứng - chiều dày tối ưu lớp đất đầm có thể lớn hơn 15 - 25% so với loại bánh không rung.

Máy đầm rung bánh cứng phẳng hay chân cùu thường làm việc ở chế độ rung - va đập khi $P \geq 2G$.

Giá trị ứng suất tiếp xúc lớn nhất có thể xác định theo công thức:

$$\sigma_{\max} = 0,5 \sqrt{\frac{P_0 \cdot E_0}{R}}$$

Trong đó:

p_0 - Áp suất tiếp xúc đường của bánh rung;

$$p_0 = K \cdot \frac{P + G}{B}$$

B - Chiều rộng bánh rung;

K - Hệ số quá tải.

Đường kính bánh rung thường được chọn không nhỏ hơn 1000 mm. Đối với máy đầm rung loại nặng, áp suất tiếp xúc đường đạt tới 600 - 700 N/cm đường kính bánh rung thường được chọn trong khoảng 1600 - 1800 mm. Hiện nay, người ta thường chọn chiều rộng bánh rung lớn hơn đường kính 1,1 - 1,8 lần.

Áp suất tiếp xúc đường thường chọn phụ thuộc vào loại đất. Đối với đất á cát:

$P_0 = 150 - 300$ N/cm; còn đối với đất á sét $P_0 = 500 - 600$ N/cm.

Giá trị của lực rung động xác định theo bất đẳng thức:

$$P \geq (3,5 - 4,0) G$$

Giới hạn trên của lực rung động được giới hạn bằng độ bền lâu và độ tin cậy của máy. Tần số rung động có thể chọn như ở máy đầm rung kiểu bàn.

Vận tốc di chuyển của bánh rung được xác định theo công thức kinh nghiệm:

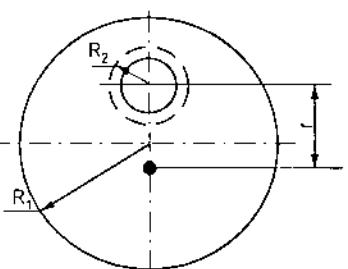
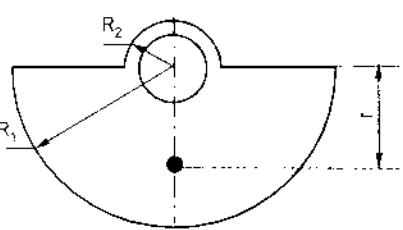
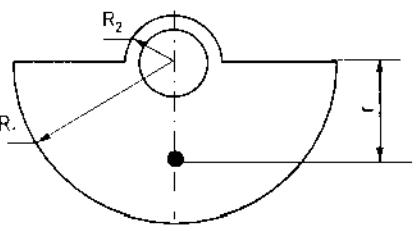
$$V_{d/e} = 0,2\sqrt{\omega}, \text{ km/h}$$

Trong đó:

ω - Tần số dao động - Héc.

Khối lệch tâm dùng trong máy đầm rung thường sử dụng quả văng lệch tâm. Với các kiểu quả văng lệch tâm thông dụng ta có bảng tính sẵn tiết diện quả lệch tâm. Bán kính lệch tâm như sau:

Bảng 5.I.10. Thông số quả văng lệch tâm

Kiểu quả văng lệch tâm	Đại lượng cần tính	Công thức tính
	Tiết diện	$F = \pi(R_1^2 - R_2^2)$
	Bán kính lệch tâm	$r = \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} - R_2$
	Tiết diện	$F = \frac{\pi}{2}(R_1^2 - R_2^2)$
	Bán kính lệch tâm	$r = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}$
	Tiết diện	$F = \frac{\pi}{2}(R_1^2 - R_2^2) \frac{\alpha^0}{180^0}$
	Bán kính lệch tâm	$r = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \cdot \frac{180^0}{\alpha^0} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$ (α thường được bằng $145^0 - 160^0$)

3. Máy đầm động

Máy đầm động làm việc theo nguyên lý đầm và đập, thường có loại kéo theo, treo, tự hành hoặc thủ công bằng tay.

Loại đầm động kéo theo thường có kết cấu là loại đầm bánh lăn có vật nặng rơi lăn theo trong quá trình làm việc. Vật nặng trong bánh lăn lăn lượt lăn theo và rơi xuống đập vào bề mặt đất đầm.

Loại đầm động kiểu treo là những máy đầm có tấm đầm (vật nặng) treo trên bộ phận làm việc của các máy khác nhau như máy xúc một gầu, cần trục, máy đầm lắp trên máy kéo cơ sở, ví dụ một trong các loại đó thể hiện trên hình 5.I.21:

Thông thường bộ phận làm việc chính của máy đầm động là tấm đầm có trọng tải lượng đáng kể được treo và khi làm việc thì rơi tự do xuống mặt đất đầm.

Trong thời gian va đập của đất đầm với mặt đất đầm ứng suất ở bể mặt tiếp xúc đó tăng lên rất nhanh tạo ra sóng lan tỏa tát dần xuống phía dưới lớp đất đầm đạt tới độ sâu nhất định.

Do có sự lan tỏa ứng suất trong đất khi va đập, nên đồng thời xuất hiện sự biến dạng ở trong đất, thời gian va đập và biến dạng của đất tăng lên khi tăng khối lượng tấm đầm và độ cao rơi của nó. Ứng suất và sự biến dạng cũng như độ chặt của đất giảm dần khi càng xa so với mặt tiếp xúc va đập.

Tương tự như máy đầm tĩnh, độ sâu đầm có thể xác định bằng công thức sau:

$$h_0 = \alpha B_{\min} \frac{\omega}{\omega_0} \left(1 - e^{-\beta \frac{i_0}{i_{\infty}}} \right)$$

Trong đó:

B_{\min} - Chiều rộng nhỏ nhất của tấm đầm, (cm);

ω, ω_0 - Độ ẩm của đất và độ ẩm tối ưu, %;

e - Cơ số logarit tự nhiên;

α - Hệ số phụ thuộc vận tốc thay đổi ứng suất, đối với đầm động (va đập) $\alpha = 1,1$;

β - Hệ số phụ thuộc vào tính chất cơ lý của đất. Đối với đất dính $\beta = 3,65$;

i_0, i_{∞} - Xung lượng riêng ở thời điểm va đập và ở trạng thái bền giới hạn;

$$i = \frac{Mv}{F}$$

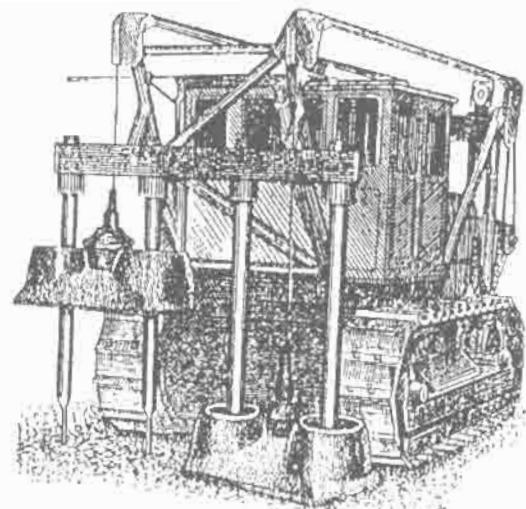
M - Khối lượng vật rơi;

v - Vận tốc lúc va đập;

F - Diện tích tấm đầm.

Xung lượng riêng giới hạn xác định bằng thực nghiệm (cũng như ứng suất giới hạn) và có giá trị trong khoảng $0,05 \text{ kG.s/cm}^2$ đối với đất không dính hoặc dính ít và khoảng $0,27 \text{ kG.s/cm}^2$ đối với đất dính.

Đối với máy đầm động (đầm va đập) và điều kiện chiều dày lớp đầm H liên quan tới năng lượng đầm tối thiểu, thì kích thước nhỏ nhất của tấm đầm nằm trong khoảng $(0,9 - 1,2) H$ và chiều cao rơi H phải là $0,3 - 0,8 \text{ m}$.



Hình 5.1.21. Hình chung
máy đầm động

Chương II

MÁY ĐÓNG CỌC

§1. KHÁI NIỆM CHUNG

Cấu tạo chung của nền đất tự nhiên thường không đồng nhất và chỉ chịu được áp lực nhỏ, thường không thỏa mãn yêu cầu chịu lực của các công trình xây dựng trên đó. Vì vậy trong công tác xây dựng cơ bản cầu, đường, nhà cao tầng và các công trình lớn phải xử lý nền, móng trước khi xây dựng. Chi phí để xử lý móng chiếm tỷ lệ khá cao so với tổng chi phí công trình.

Một trong các phương pháp xử lý móng vừa kinh tế vừa đảm bảo yêu cầu chịu lực, độ bền vững của công trình là dùng phương pháp đưa cọc vào móng công trình có thể bằng phương pháp đóng, ép, hạ cọc. Cọc dùng để gia cố móng có thể là cọc tre, cọc gỗ, cọc bê tông, cọc bê tông cốt thép, cọc thép, cọc cát, cọc vôi... Ngoài ra còn dùng phổ biến phương pháp gia cố nền móng bằng cọc nhồi, gia cố bằng bắc thấm.

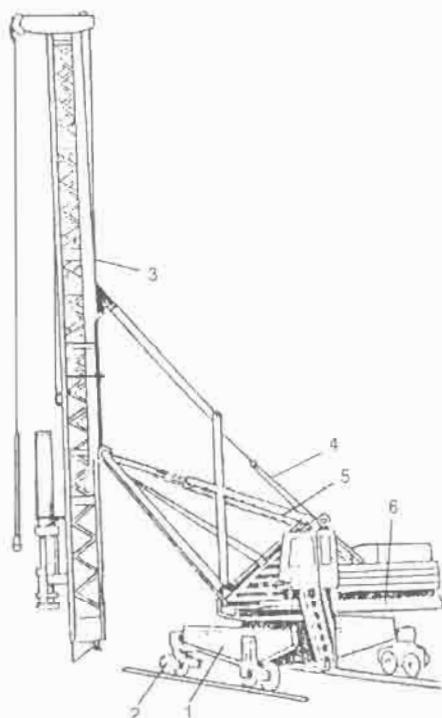
Để đóng cọc vào nền đất có thể dùng các phương pháp: va đập (xung động), rung, ép tĩnh, xoáy cọc, xối nước hoặc kết hợp các phương pháp: va rung, rung ép...

Máy đóng cọc có cấu tạo gồm ba phần chính:

a) *Máy cơ sở*: thùng sử dụng cản trực tự hành hoặc máy xúc một gầu; hoặc toa quay lắp trên giá di chuyển chạy trên ray,

b) *Giá búa*: bao gồm hệ thanh - dàn dẫn hướng đầu búa trong quá trình đóng cọc. Thanh chống xiên, thanh ngang, các thanh này có thể điều chỉnh được để có thể thay đổi góc nghiêng của già dàn hướng khoảng 5° nghiêng ra phía trước, hoặc về phía sau khi đóng cọc xiên.

c) *Đầu búa*: là bộ phận trực tiếp tạo ra lực để đóng cọc các loại đầu búa phổ biến ở búa rơi, búa điện, búa rung, búa thủy lực và hơi nước.



Hình 5.II.1. Cấu tạo chung
của máy đóng cọc chạy trên ray

1. Khung dưới;
2. Bánh sắt;
3. Giá búa;
4. Cơ cấu điều chỉnh giá búa;
5. Bàn quay;
6. Bàn quay.

Búa rơi có kết cấu đơn giản, dùng đầu búa nặng lên độ cao nhất định rồi thả xuống để đóng cọc. Loại búa rơi tạo ra lực lớn, nhưng năng suất đóng cọc thấp, ít được sử dụng.

Búa hơi nước có tần số đóng cọc cao hơn, nhưng kết cấu công kẽm, ít dùng.

Búa điện, búa rung, búa va rung, búa thủy lực có ưu điểm chính là gọn, nhẹ, cơ động, hiệu quả đóng cọc cao nên dùng phổ biến trong xây dựng.

Máy đóng cọc (búa đóng cọc) có thể phân loại theo đặc điểm lực tác dụng lên đầu cọc: máy đóng cọc va đập (búa xung kích) có các loại búa rơi, búa hơi, búa điện; máy đóng cọc bằng phương pháp rung (búa rung) có búa rung tần số thấp (loại nổ cứng), búa rung tần số cao (loại nổ mềm), loại va rung; và búa đóng cọc thủy lực.

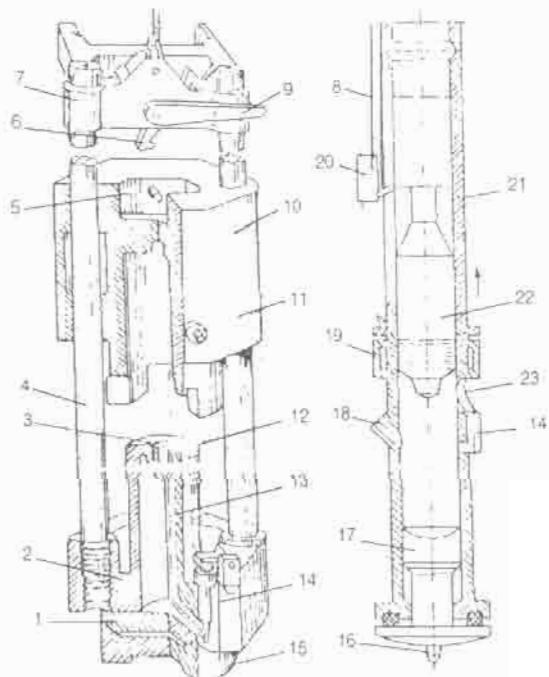
§2. BÚA ĐÓNG CỌC ĐIỆDEN (BÚA NỔ)

Nguyên lý làm việc của búa đóng cọc điện là dựa trên cơ sở làm việc của động cơ điện. Búa điện có kết cấu gọn nhẹ, cơ động, làm việc không phụ thuộc vào nguồn điện, nguồn hơi, nhưng công đóng cọc nhỏ vì mất khoảng 50 - 60% động năng dùng để nén khí cho búa nổ, tốc độ đóng cọc thấp vì thế hiệu quả đóng cọc thấp. Khi đóng cọc về mảng động búa khó nổ do lực đóng cọc lớn, nên đầu cọc dễ bị vỡ, làm ảnh hưởng đến các công trình xây dựng ở khu vực xung quanh. Có 3 loại búa đóng điện: loại hai cọc dẫn, loại ống dẫn và loại xi lanh dẫn. Búa đóng cọc loại hai cọc dẫn và loại ống dẫn được dùng phổ biến hơn.

1. Búa đóng cọc điện hai cọc dẫn

Kết cấu búa đóng cọc điện hai cọc dẫn bao gồm:

Hai cọc dẫn hướng 4 liên kết với dây 2 được dúc liền với pít tông 12, khỏi dây pít tông tỳ lên hệ búa 1 và kẹp cọc 15. Khi làm việc xi lanh 10 di trượt theo 2 cọc đồng thời làm nhiệm vụ đấu búa. Phía trên búa là xà ngang số 7, có cáp treo số 8 và móc khởi động 6 và đòn điều khiển móc số 9. Khi nhà cáp treo số 8 rơi xuống dọc theo hai cọc dẫn hướng, móc 6 tự động móc vào chốt 5, sau đó nâng cá xà ngang và xi lanh đến vị trí trên cùng. Tác động vào đòn 9, chốt 5 trượt khỏi móc 6, lúc đó xi lanh 10 rơi tự do theo hai cọc dẫn



Hình 5.II.2. Búa đóng cọc điện.
a) Loại hai cọc dẫn; b) Loại ống dẫn.

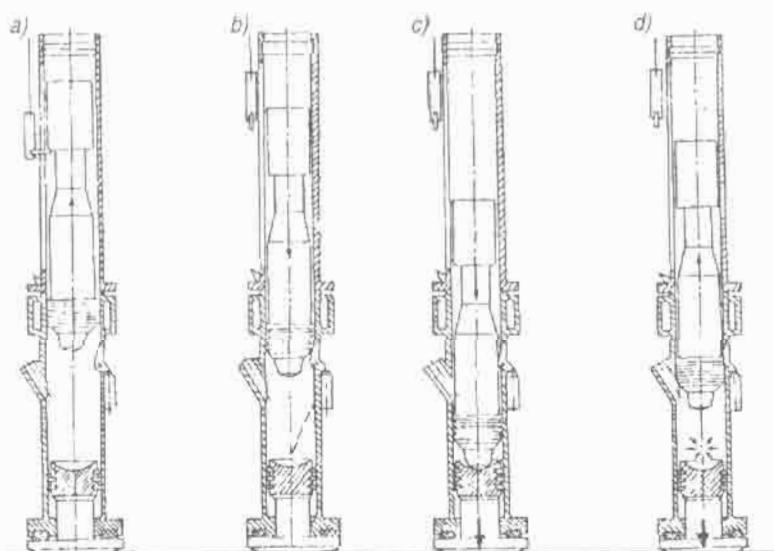
hướng chụp vào pít-tông 12 để đóng cọc và nén không khí trong buồng xi-lanh. Khi không khí trong buồng xi-lanh bị nén đến áp suất và nhiệt độ cao, đồng thời chốt 11 đập vào đòn 14, dầu được phun vào trong buồng xi-lanh dưới dạng sương mù gấp không khí có áp suất lớn và nhiệt độ cao, dầu tự bốc cháy gây nổ sinh ra lực lớn đẩy đầu tung xi-lanh lên phía trên. Khi hết dầu, xi-lanh - đầu búa lại rơi xuống tiếp tục nén không khí, đóng cọc, gây nổ... Cứ như vậy sau mỗi lần rơi xuống xi-lanh tiến hành đóng cọc sâu vào nền đất. Loại búa này có năng lượng tương đối thấp, chỉ phù hợp với việc đóng cọc trên nền đất yếu.

2. Búa đóng cọc diéden loại ống dẫn (hình 5.II.3)

Cấu tạo bao gồm pít-tông - đầu búa - 22 trượt trong xi-lanh dẫn hướng 21. Phần bệ 17 nằm trong xi-lanh có lỗ lõm dạng bán cầu. Pít-tông 22 làm nhiệm vụ dầu búa. Phía trên có bộ phận bôi trơn tự động, phía dưới có phần nhô ra dạng bán cầu tương ứng với phần lõm ở bệ xi-lanh 17. Đầu búa được định tâm với cọc bởi chốt định vị 16. Khi khởi động cáp 8 kéo móc 20 đưa đầu búa lên cao, sau đó thả cho pít-tông 22 rơi tự do dọc theo xi-lanh, pít-tông trong quá trình rơi ép vào đầu bơm 23, mở bơm 14 làm cho dầu từ bình chứa 19 được bơm vào xi-lanh hòa trộn với không khí cháy vào phần lõm ở dưới bệ 17.

Pít-tông tiếp tục di xuống che kín lỗ thoát khí 18 làm cho không khí bị nén tối áp suất và nhiệt độ cao. Khi phần lõi của pít-tông đập vào phần lõm của đế xi-lanh 17, thì thực hiện được việc đóng cọc, đồng thời làm cho đầu bắn tung tóe lên dưới dạng sương mù, gấp không khí có áp suất và nhiệt độ cao nổ tự bốc cháy gây nổ đẩy tung pít-tông lên. Khí cháy trong xi-lanh được thoát ra ngoài qua lỗ thoát 18. Khi pít-tông hết dầu thì nó tự rơi xuống, và tiếp tục một chu kỳ mới. Mỗi lần pít-tông trong xi-lanh rơi xuống là một lần cọc được đóng sâu vào nền đất.

Nguyên lý làm việc của búa diéden loại ống dẫn thể hiện ở hình vẽ 5.II.3.



Hình 5.II.3. Quá trình làm việc của búa diéden loại ống dẫn

a) Nâng búa; b) Thả búa; c) Đóng cọc và nén không khí; d) Nổ và tung dầu búa lên.

Loại búa điêden ống dẫn có trọng lượng đầu búa từ 500 đến 5000 kG nên cho phép đóng được cọc bê tông cốt thép từ (100 × 100) đến (400 × 400) mm vào nền đất không có lỗn đá.

Khi dùng các loại búa va đập để đóng cọc phải xác định chiều cao rơi phù hợp với vật liệu và kích thước cọc:

$$H_{\max} = \sigma^2 \cdot F \frac{L}{2 \cdot E \cdot Q}, \text{ (m)}$$

Trong đó:

- o - Cường độ chịu lực của cọc, N/m²;
- F - Tiết diện cọc, m²;
- l - Chiều dài cọc, m;
- E - Mô đun biến dạng của cọc, N/m²;
- Q - Trọng lượng đầu búa, N.

Chiều cao rơi đầu búa được chọn theo quan hệ:

$$H \leq 0,8 H_{\max}$$

§3. BÚA RUNG

Nguyên lý làm việc của búa đóng cọc rung động là lợi dụng gây rung động do trực lệch tâm hay khối lệch tâm của quả văng, đĩa lệch tâm sinh ra trong quá trình quay để truyền vào cọc.

Trong quá trình đóng cọc, cọc luôn ở trạng thái rung động với một tần số nào đó, vì thế làm giảm lực ma sát giữa thân cọc và đất, mặt khác do trọng lượng bản thân của cọc và đầu búa làm cho cọc lún sâu vào nền đất.

Búa đóng cọc rung động tuy xuất hiện muộn hơn so với các loại búa đóng cọc khác, nhưng hiện nay được sử dụng phổ biến để đóng cọc trên nền đất dính. Ưu điểm chính của loại búa này là kết cấu gọn, nhẹ, đơn giản, tính cơ động cao, làm việc tin cậy, dễ điều khiển, đầu cọc không bị vỡ như khi dùng các loại búa va đập, do đó giá thành đóng cọc thường thấp hơn so với các loại khác tới 2 - 3 lần. Nhược điểm chính khi dùng loại búa rung này là trong quy trình đóng cọc gây rung động ảnh hưởng đến các công trình bên cạnh và ảnh hưởng trực tiếp đến tuổi thọ của động cơ.

Búa rung có các loại nối cứng (tần số thấp 300 - 500 lần/ph) nối mềm (tần số cao 700 - 1500 lần/ph) và loại va rung. Sơ đồ nguyên lý thể hiện trên hình 5.II.4:

1. Búa rung nối cứng (hình 5.II.4a)

Có cấu tạo đơn giản, bộ gây rung thường dùng đĩa lệch tâm quả văng 2 lắp trên trục quay để tạo ra lực rung động. Có thể điều chỉnh lực gây rung bằng các điều chỉnh vị trí hay khối lượng quả văng và tần số quay. Tùy theo điều kiện của nền đất mà lựa chọn chế

độ làm việc tối ưu. Khi quay theo các chiều khác nhau các đĩa lệch tâm sẽ gây ra lực rung.

$$P = \frac{G}{g} e \omega^2 , \text{ N}$$

Trong đó:

G - Trọng lượng khối lệch tâm, N;

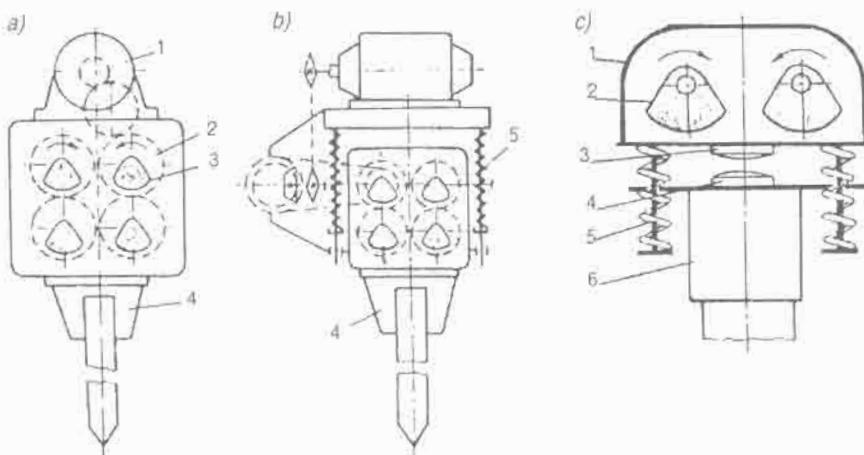
g - Gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

ω - Vận tốc góc của trục quay $\left(\frac{1}{\text{s}}\right)$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$;

n - Số vòng quay của trục trong một phút;

e - Độ lệch tâm, m.

Trong búa rung nối cứng, động cơ được nối cứng với vỏ.



Hình 5.H.4. Sơ đồ nguyên lý của các loại búa rung
a) Loại nối cứng; b) Loại nối mềm; c) Loại va rung.

2. Búa rung nối mềm (hình 5.H.4b)

Búa rung nối mềm khác với búa rung nối cứng là động cơ rung được nối với bộ gây rung qua hệ lò xo 5, vì vậy trong quá trình làm việc động cơ giảm được ảnh hưởng có hại do bộ gây rung tạo ra, tuổi thọ của động cơ được nâng cao.

3. Búa va rung (hình 5.H.4c)

Khác với hai loại trên là bộ phận gây rung 2 lắp trực tiếp trên hai đầu trục của động cơ. Khi trục động cơ quay khối lệch tâm cùng quay tạo ra lực gây rung, đồng thời tạo ra va đập giữa bệ 3 và bệ 4 rồi truyền lực va đập cho đầu búa để đóng cọc và có thể thay đổi lực va đập bằng cách thay đổi khe hở giữa bệ 3 và bệ 4.

§4. BÚA ĐÓNG CỌC THỦY LỰC

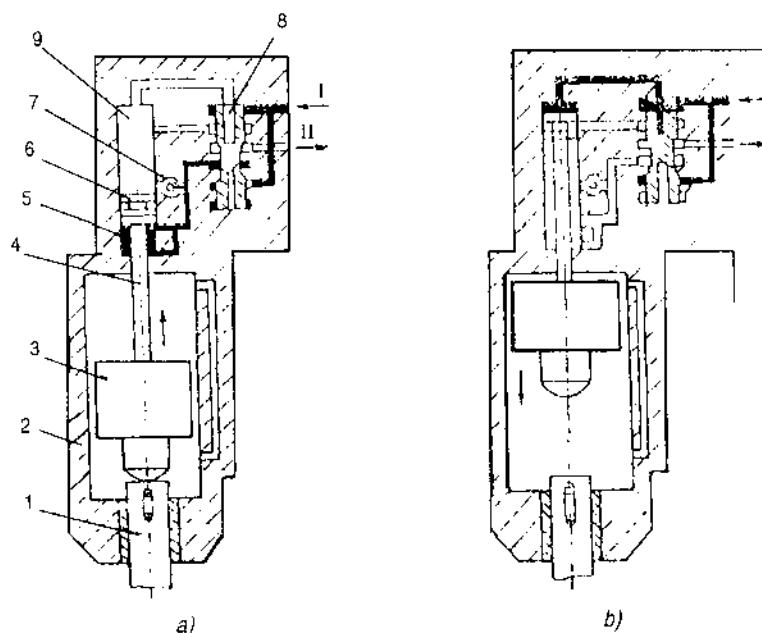
Búa đóng cọc thủy lực làm việc dưới tác dụng của chất lỏng công tác có áp suất lớn tới 10 đến 16 MPa (100 - 160 kg/cm²). Việc phân phối chất lỏng trong quá trình làm việc được tiến hành một cách tự động.

Các búa đóng cọc thủy lực có thể tạo ra năng lượng va đập: 3,5 - 120 kg với số lần va đập 50 - 70 lần/ph. Khối lượng đầu búa 210 - 7500 kg. Loại búa này khi làm việc không gây ô nhiễm môi trường như loại búa đieden, dễ khởi động ngay cả khi làm việc trên nền đất yếu.

Búa đóng cọc thủy lực có 2 loại: búa đơn động và búa song động. Trong loại búa đơn động chất lỏng chỉ làm nhiệm vụ nâng đầu búa lên cao sau đó để rơi tự do. Còn ở loại búa song động chất lỏng công tác làm cả hai nhiệm vụ: nâng đầu búa lên cao và đẩy cho đầu búa rơi có tốc độ (hình 5.II.5).

Búa đóng cọc thủy lực song động có 3 loại: loại nhỏ, loại vừa và loại lớn.

Trên hình vẽ (hình 5.II.5a) thể hiện đầu búa song động ở vị trí thấp nhất, chất lỏng công tác có áp suất từ ống I chảy vào khoang 5 phía dưới pítông, đẩy pítông và cán pítông mang đầu búa di lên. Trên hình (hình 5.II.5b) van phân phối làm việc tự động nhịp nhàng với pítông, để khi pítông và đầu búa ở vị trí trên thì chất lỏng công tác được vào khoang 9 ở phía trên pítông, đẩy pítông di xuống, chất lỏng từ khoang 5 qua ống ra II chảy về bình chứa.



Hình 5.II.5. Sơ đồ búa thủy lực song động

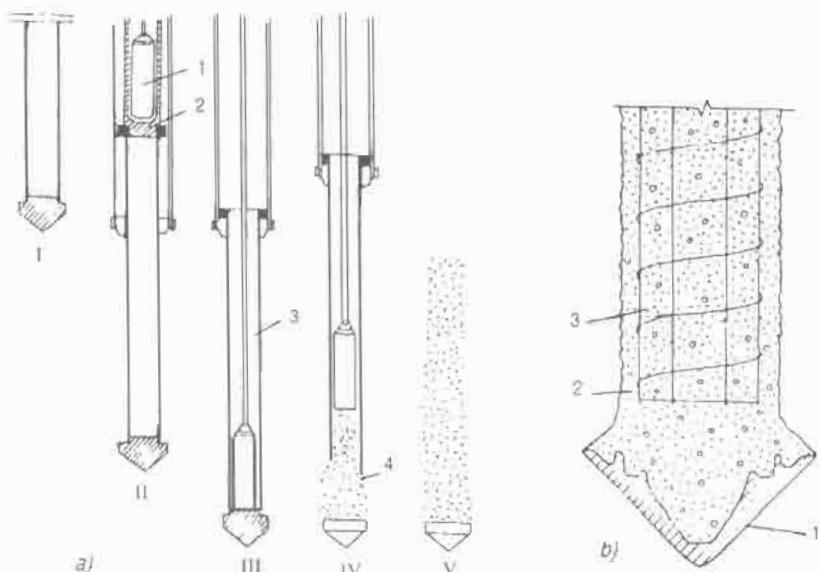
1. Đế búa;
2. Thân búa;
3. Đầu búa;
4. Cán pítông;
5. Khoang dưới pítông;
6. Pítông;
7. Van một chiều;
8. Van phân phối;
9. Khoang trên pítông;

§5. MÁY KHOAN CỌC NHỒI

Nguyên lý làm cọc nhồi là tạo nên những lỗ cọc trong nền đất ở những vị trí nhất định sau đó rót trực tiếp vật liệu (bê tông, bê tông cốt thép, cát...) vào những lỗ đó để tạo thành cọc. Như vậy, cọc được chế tạo tại chỗ, không mất công vận chuyển các cọc chế tạo tại nơi khác đến, đỡ tốn kém hơn. Ngoài ra đối với các cọc chế tạo sẵn đôi khi phải mất công nối thêm hoặc cắt bớt trong hoặc sau khi đóng cọc, nên thi công cọc nhồi mang lại hiệu quả kinh tế - kỹ thuật rõ rệt so với phương pháp đóng cọc khác.

Các phương pháp và thiết bị chế tạo lỗ để thi công cọc nhồi hiện nay rất phong phú, đa dạng.

- Sử dụng ống bằng kim loại có đường kính tới 50cm và dài tới 22m đóng vào nền đất tạo thành vách cọc, sau đó rót vật liệu vào để tạo cọc. Ống kim loại có thể để lại trong nền đất hoặc rút khỏi nền đất. Trình tự nguyên lý thi công cọc nhồi thể hiện trên hình (hình 5.II.6).



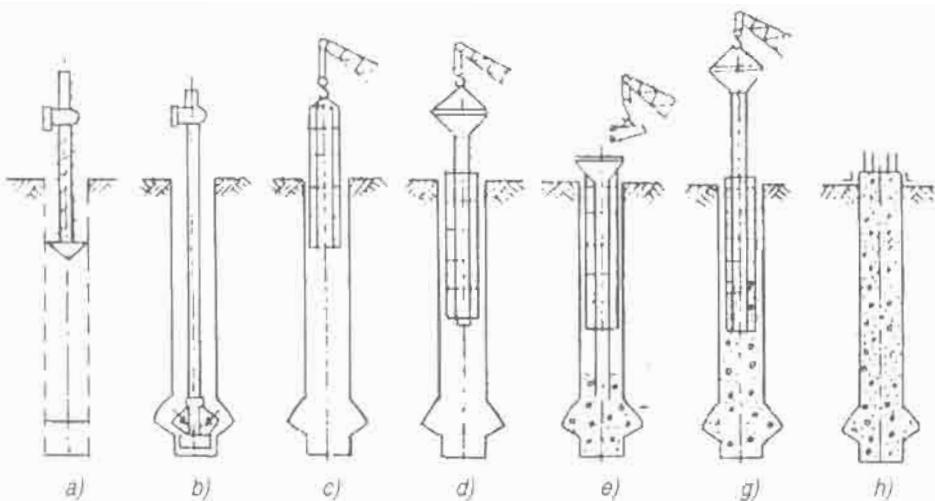
Hình 5.II.6. a) Trình tự thi công cọc nhồi bằng ống kim loại:

I. Chuẩn bị ống và đế cọc; II. III. Đóng cọc và đế cọc vào nền đất;

1. Búa; 2. Ống dẫn hướng búa; 3. Ống kim loại và đế cọc; IV. Rút ống kim loại, rót vật liệu vào đàm chát; V. Sự hình thành cọc nhồi sau khi rút ống kim loại lên.

b) Cấu tạo cọc nhồi: 1. Đế cọc; 2. Bê tông; 3. Cốt thép.

- Làm lỗ cọc có thể bằng thiết bị khoan khác nhau như: khoan xoắn ruột gà, khoan xoay, khoan va đập, khoan va đập xoay, khoan rung, khoan xoay - ấn, khoan băng tia nước có áp lực cao... Các loại máy và thiết bị khoan cọc nhồi có loại có đường kính tới 2m và chiều sâu tới 200 - 300m, các loại máy khoan xoay ấn thủy lực cho phép khoan cả vào tầng lân đá có độ bền cao. Sau khi khoan tạo lỗ, người ta hạ cốt thép và rót bê tông tạo cọc. Một trong những quy trình thi công khoan cọc nhồi bê tông cốt thép được trình bày ở hình 5.II.7.



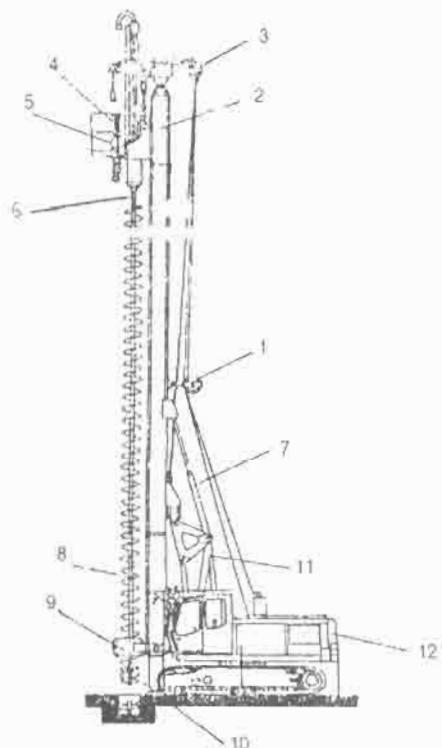
Hình 5.II.7. Trình tự thi công cọc nhồi

- a) Khoan lỗ; b) Khoét rộng chân lỗ; c) Đặt giá đỡ; d) Đặt ống và phễu rót vật liệu; e) Rót vật liệu; g) Rút ống, phễu rót vật liệu và giá đỡ; h) Hoàn thành cọc và đấu cọc.

- Máy khoan cọc nhồi kiểu xoắn ruột gà mô tả trên hình vẽ (hình 5.II.8). Cấu tạo gồm có máy cơ sở 12, đỡ trụ khoan số 2, trên đầu trụ cố thanh ngang dầu trực 3, cụm dẫn động gồm có động cơ thủy lực qua rôto - hộp giảm tốc làm quay cần khoan số 6 và ruột gà 8, theo hướng bệ dẫn 9. Bộ công tác có thể thay đổi (ruột gà, gầu ngoạm, đầu khoan kiểu rôto...) để tạo ra các loại máy khoan khác nhau.

Hình 5.II.8. Máy khoan
kiểu xoắn ruột gà

1. Cáp nâng;
2. Trụ khoan;
3. Thanh ngang;
4. 5. Cụm dẫn động;
6. Cần khoan;
7. Xi lanh;
8. Ruột gà;
9. Bệ dẫn;
10. Bệ tỷ;
11. Thanh giá đỡ;
12. Máy cơ sở;



- Máy khoan cọc nhồi ống vách kiểu dao động. Nguyên lý hoạt động của loại máy này như sau:

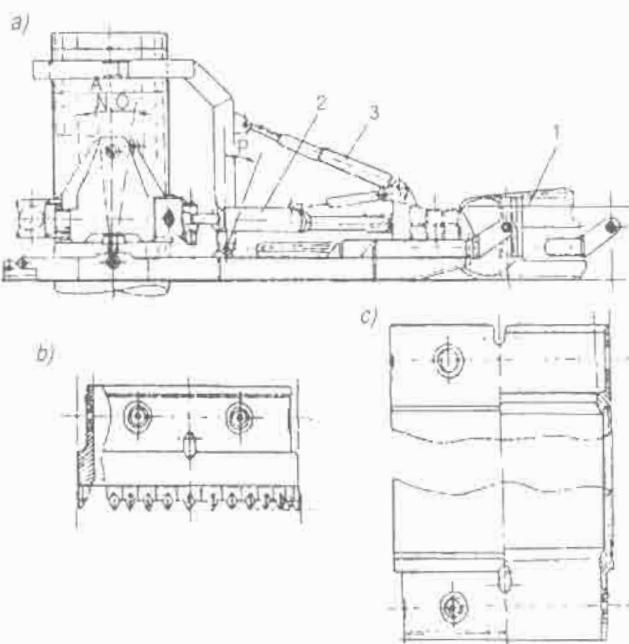
Ống vách với chisel cắt (hình 5.II.9) phía dưới được kẹp chặt và xoay dao động ($\pm 25^\circ$) bởi các xi lanh thủy lực với mô men xoắn từ 1660 đến 8350 kNm, lực ép từ 1530 đến 7250 kN (loại VRN của Đức). Nhờ đó các ống vách (hình 5.II.9c) nối liền tiếp với nhau bởi các khớp nối đặc biệt sẽ khoan dán tới độ sâu cần thiết (tới 75m). Lực ép thẳng đứng và mô men dao động có thể điều chỉnh được hoặc giữ không đổi trong quá trình khoan. Đồng thời với quá trình khoan của ống vách, đất đá được lấy ra khỏi lỗ khoan nhờ gầu ngoạm nổi đặc biệt.

Khi gấp đá cứng trên 45 MPa (có thể lên tới 250 MPa). Có thể dùng búa rơi để phá vỡ nát đá trước khi gầu ngoạm đất đá ra ngoài.

Loại máy này rất phù hợp khi thi công trên nền địa chất phức tạp, có thể tiến hành thi công ngay mà không cần chờ kết quả khảo sát địa chất, không cần xử lý bằng bentonite tốn kém. Theo nguyên lý khoan bằng ống vách, lực khoan cắt đất đều theo phương tiếp tuyến nên răng cắt ít bị hỏng hơn so với mũi khoan ruột gà (lực cắt khoan thay đổi từ tâm mũi khoan ra ngoài theo phương hướng kính nên mũi khoan ruột gà dễ bị gãy khi gấp đá cứng).

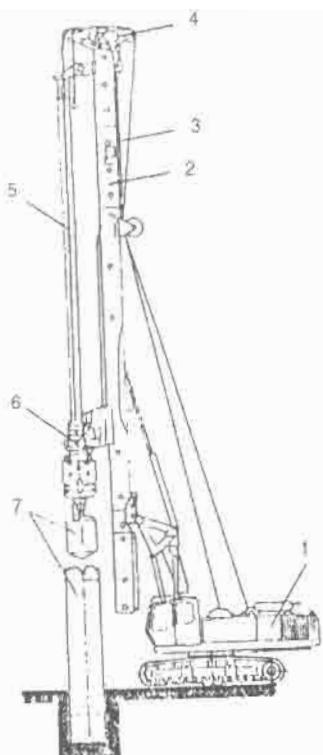
- Máy khoan cọc nhồi quay tròn. Khác với máy khoan ống vách dao động ở chỗ ống vách xoay tròn 360° theo chiều nhất định với mô men xoắn từ 1850 đến 4200 kNm và lực ép từ 1890 đến 3750 kN (loại RDM của Đức). Loại máy này do xoay tròn liên tục nên có độ khoan nhanh hơn, đặc biệt khi khoan qua tầng đá độ ma sát trên ống vách nhỏ hơn đáng kể. Ngoài ra trong quá trình khoan chỉ xoay theo một chiều nhất định nên răng cắt ít bị mòn hơn.

- Máy khoan tường vách (hình 5.II.11): dùng để khoan tường vách dạng rãnh được khoan đào bằng gầu ngoạm với lực kẹp rất lớn. Bề dày mặt tường vách có thể khoan từ 400 đến 1500mm. Loại này thường sử dụng trong các trường hợp không sử dụng cọc để gia cố nền móng nhằm tránh choán chỗ.



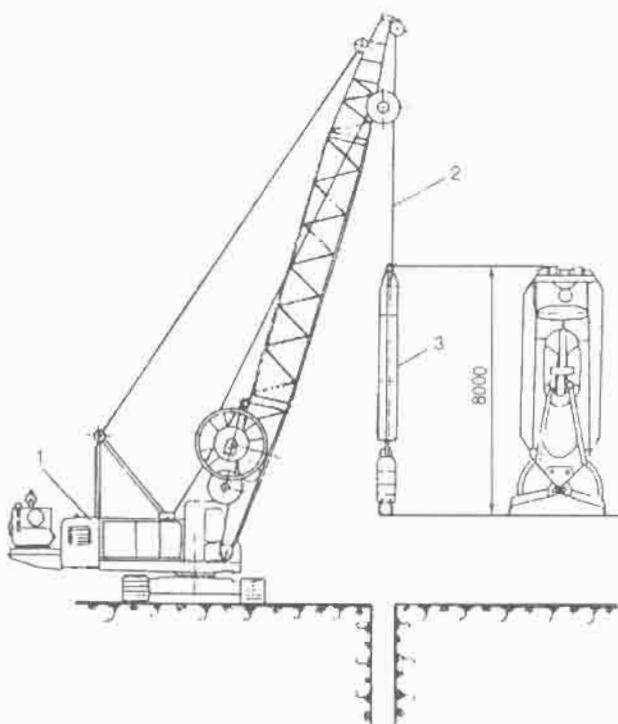
Hình 5.II.9. Máy khoan ống vách kiểu dao động
a) Cụm công tác; b) Chisel cắt; c) Ống vách.

1. Máy cơ sở; 2. Xi lanh xoay dao động; 3. Xi lanh ăn:



Hình 5.II.10. Máy khoan cọc nhồi kiểu quay tròn

1. Máy cơ sở; 2. Trục khoan;
3. Cáp nâng; 4. Thanh ngang;
5. Cần khoan; 6. Cùm dẫn động;
7. Đầu cắt.



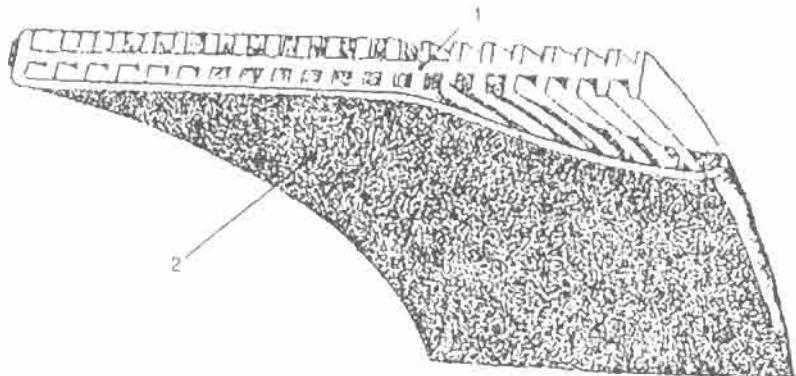
Hình 5.II.11. Máy khoan vách

1. Máy cơ sở; 2. Cáp nâng; 3. Đầu ngoạm.

§6. MÁY CẤM BẮC THẤM

Để xử lý nền đất yếu, tăng nhanh cường độ chịu lực của đất, giảm độ lún tổng thể trong thi công đường ô - tô, nền đường sắt, bến cảng, sân bay... cùng với các biện pháp đóng cọc, khoan cọc nhồi như đã trình bày ở phần trên, người ta còn sử dụng hệ thống mao dẫn thẳng đứng chế tạo sân mà ta thường gọi bằng bắc thẩm. Nhờ bắc thẩm nước trong nền đất được thoát nhanh và đều nên công trình trên nền đất yếu sẽ lún nhanh hơn, tốc độ cố kết nhanh và công trình ổn định hơn.

Cấu tạo của bắc thẩm mô tả trên hình 5.II.12 gồm lõi nhựa 1 có rãnh được chế tạo bằng vật liệu nhựa như polyeste, polymed, polyetylen có độ bền cao và lớp vải bọc địa kỹ thuật 2 không dệt rất bền vững từ các sợi tổng hợp có tính năng lọc rất cao, cho phép nước thẩm qua một cách dễ dàng, đồng thời có khả năng cản lại các hạt đất để tránh trường hợp gây tắc đường dẫn nước. Bắc thẩm thường có chiều rộng 100mm, chiều dày 3 - 4mm, độ dai đạt 1,8 - 3 kN/m thường được đóng gói thành cuộn có tổng chiều dài đạt 200 - 300m.

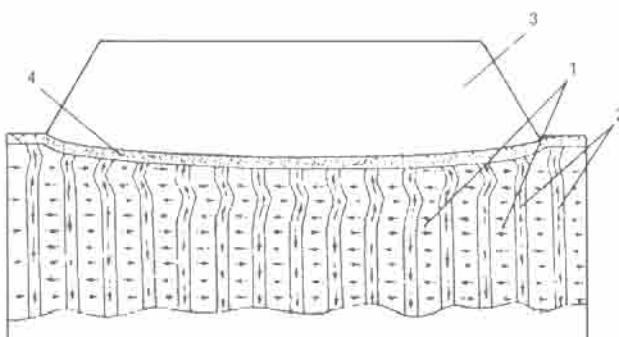


Hình 5.II.12. Cấu tạo bắc thấm

1. Lõi nhựa có rãnh;
2. Vải bọc.

Bắc thấm được cắm xuống nền đất yếu nhờ thiết bị chuyên dùng gọi là máy cắm bắc thấm. Sau khi bắc được cắm vào nền đất, nước ở lỗ rỗng trong nền đất yếu sẽ chảy theo hướng nằm ngang đến bắc thấm xung quanh gần nhất rồi theo đường dẫn của bắc thấm thoát một cách tự do lên vùng cát gần mặt đất để thoát ra ngoài (hình 5.II.13).

Để tăng nhanh hiệu quả thoát nước có thể chắt thêm lớp đất gia tải 3. Do nước trong nền đất được thoát ra nhanh nên thời gian cơ kết của nền đất được giảm rất nhiều và có thể kết thúc ngay trong khoảng thời gian thi công mà không phải chờ đợi lâu như khi không dùng bắc thấm.



Hình 5.II.13. Sự thoát nước bằng bắc thấm

1. Nền đất;
2. Bắc thấm;
3. Gia tải;
4. Đường thoát nước.

Thiết bị cắm bắc thấm hiện nay được nhiều nước chế tạo như ở Thụy Sĩ, Đức, Hà Lan, Đài Loan, Hàn Quốc... các thiết bị này nói chung có cấu tạo tương đối giống nhau, nhưng về nguyên lý làm việc của chúng có thể chia thành hai loại chính; Rung ép hoặc ép tĩnh cơ học hoặc bằng thủy lực nhưng ép tĩnh được ưa chuộng nhiều hơn. Máy ép tĩnh có thể sử dụng dẫn động cơ học hay thủy lực từ máy cơ sở truyền tới. Máy ép tĩnh cắm bắc thấm làm việc theo nguyên lý ép tĩnh gồm: máy cơ sở 1 dùng để di chuyển toàn bộ thiết bị trong quá trình thi công, cung cấp hệ thống dẫn động cho dùi bắc thấm, giữ cho thiết bị ổn định trong quá trình thi công (cắm, rút dùi và di chuyển máy).

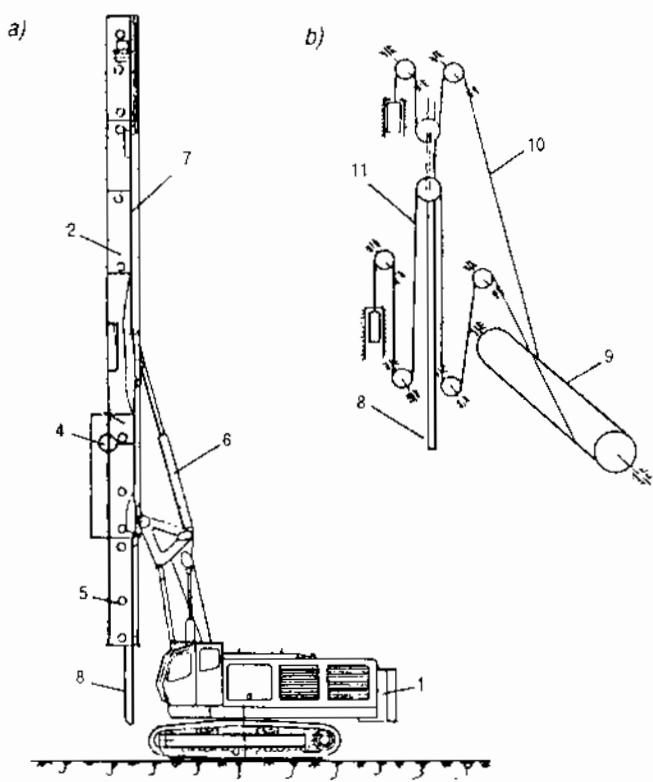
Máy cơ sở có thể là máy đào đất, máy ủi, cần trục tự hành, có hệ thống truyền động cơ khí hay thủy lực, trong đó máy đào đất thủy lực là phù hợp hơn cả. Cột là bộ phận chính của thiết bị cắm bắc thấm. Đó là cột thép có dạng hộp hay giàn không gian. Trên

giàn có gắn cơ cấu dẫn động, giàn dẫn hướng cho dùi dẫn bắc thấm và hệ thống pa lăng cáp để ăn và rút dùi. Giàn cột thường có chiều cao lớn hơn chiều sâu tối đa mà bắc thấm phải cắm. Tùy theo chiều cao cần thiết mà giàn có thể chế tạo thành một hay nhiều đoạn có tiết diện giống nhau hoặc khác nhau, và các đoạn được liên kết với nhau bằng bu lông. Giàn cột được treo giữ trên máy cơ sở (hình 5.II.14).

Khi làm việc bắc thấm được luân qua dùi và được cài giữ bởi một chiếc neo móng bằng tôn có diện tích lớn hơn diện tích mặt cắt ngang của dùi để khi dùi cắm xuống đất sẽ kéo theo bắc cùng cắm xuống. Khi rút dùi lên, nhờ chiếc neo này bắc được giữ lại trong nền đất.

Dùi được tựa trên con lăn dẫn hướng. Hệ thống gối đỡ con lăn gắn với cột. Dùi được cắm xuống đất và rút lên nhờ hệ thống pa lăng cáp (hình 5.II.14) được dẫn động từ hệ thống thủy lực của máy cơ sở.

Hiện nay các máy cắm bắc thấm đang làm việc ở nước ta cho phép cắm bắc sâu tới 30 - 40 m với năng suất cắm bắc 4000 - 8000 m/l ca máy. Nhờ áp dụng bắc thấm mà có thể giảm được 30 - 60% giá thành so với công nghệ xử lý nền đất yếu bằng các phương pháp khác mà vẫn đảm bảo yêu cầu kỹ thuật cao của nền công trình.



Hình 5.II.14. Máy cắm bắc thấm

a) Hình chung; b) Sơ đồ dẫn động;

1. Máy cơ sở; 2,5. Các đoạn cột; 3,4. Bộ phận dẫn động; 6. Xí lan; 7. Bộ phận dẫn hướng;
8. Dùi dẫn bắc thấm; 9. Tang cuộn cáp;
10. Nhánh cáp rút dùi; 11. Nhánh cáp ăn dùi.

PHẦN 6

SỬ DỤNG - KHAI THÁC MÁY LÀM ĐẤT

Sử dụng - khai thác máy làm đất hợp lý, có hiệu quả cao về mặt kinh tế- kỹ thuật đòi hỏi người sử dụng phải am hiểu kỹ về cấu tạo, tính năng kỹ thuật, điều kiện sử dụng của từng loại máy, phải biết tổ chức công tác sử dụng máy một cách khoa học, phù hợp với từng công trình cụ thể.

Công tác sử dụng - khai thác máy là công tác nhiều mặt, mỗi mặt là một chuyên đề đi sâu. Trong phần này chỉ nêu những khái niệm cơ bản ban đầu, có tính khái quát để người sử dụng máy biết.

§1. XÁC ĐỊNH NHU CẦU MÁY LÀM ĐẤT

Trong thi công xây dựng nói chung, trong công tác đất nói riêng, mức độ cơ giới hóa các quá trình công nghệ thi công ngày càng cao và đó là đặc trưng của điều kiện thi công xây dựng hiện đại. Việc xác định đúng đắn số lượng máy làm đất cho công tác đất có ý nghĩa lớn vì điều kiện sử dụng, khối lượng công việc, tiến độ thi công phụ thuộc và thay đổi do nhiều yếu tố khác nhau tác động.

Việc xác định nhu cầu máy làm đất khi thi công đất trong xây dựng phải chú ý đến khả năng không ngừng tăng cường mức độ cơ giới hóa công tác đất, sử dụng hết tiềm năng kỹ thuật của máy săn có và nâng cao hiệu quả sử dụng máy.

Xác định nhu cầu máy làm đất thường phải làm trong các trường hợp sau:

- Khi xây dựng kế hoạch cơ giới hóa thi công nói chung và cơ giới hóa công tác đất nói riêng cho các tổng công ty hoặc công ty xây dựng.

- Khi xây dựng kế hoạch đầu tư mới cho đơn vị.

- Khi lập đề án tổ chức thi công công tác đất cho từng công trình cụ thể.

Nguyên tắc để xác định nhu cầu máy làm đất trong tất cả các trường hợp trên đều giống nhau. Riêng trong trường hợp nhu cầu máy làm đất cho một công trình cụ thể, thì những số liệu cho trước để tính toán phải xuất phát và phù hợp với điều kiện cụ thể của công trình và xác định cho khối lượng công việc trong một thời gian nhất định, còn các trường hợp khác có thể sử dụng các định mức, kinh nghiệm thực tế phụ thuộc và quy mô tính toán.

Nhu cầu về máy làm đất phụ thuộc vào hàng loạt các yếu tố: mức độ tập trung của công trình; khối lượng và thời hạn thi công, phương pháp tổ chức thi công, điều kiện

thi công, điều kiện khí hậu, thời tiết, thực trạng hiện có về xe máy, trình độ và khả năng kỹ thuật của đội ngũ cán bộ, công nhân vận hành cũng như năng lực về bảo dưỡng, sửa chữa...

Nhu cầu máy làm đất trung bình hàng năm để đáp ứng khối lượng công việc nhất định được tính toán theo công thức:

$$M = \frac{Q_n \cdot K_m}{100 \cdot N_n}$$

Trong đó:

M- Số lượng xe máy hàng năm hay công suất, dung tích... của xe máy cần có để hoàn thành khối lượng công việc trong năm;

Q_n - Khối lượng công việc cần hoàn thành trong năm;

K_m - Phần % khối lượng công việc thực hiện bằng loại máy nào đó trong các máy làm đất;

N_n - Năng suất trung bình hàng năm của loại máy tính toán cho một đơn vị công suất, dung tích.

Năng suất trung bình hàng năm của một máy được tính theo năng suất giờ và số giờ làm việc trong năm:

$$N_n = N_s T$$

Trong đó:

N_s - Năng suất giờ;

T - Số giờ làm việc thực tế trong năm.

Khi tính toán số lượng xe máy bổ sung cho từng loại máy của đơn vị đang hoạt động dựa vào công thức:

$$M_1 = (M - M_2)K + M_3 + M_4$$

Trong đó:

M_1 - Số lượng xe máy cần bổ sung;

M_2 - Số lượng xe máy đã có vào thời điểm đó;

M_3 - Số xe máy trung bình loại bỏ hàng năm do hao mòn;

M_4 - Số xe máy phải thay thế vì hao mòn vô hình;

K- Hệ số kể đến khả năng cung cấp xe máy đều đặn trong năm.

§2. MỘT SỐ KHÁI NIỆM VỀ KHAI THÁC KỸ THUẬT MÁY LÀM ĐẤT

Trong xây dựng cơ bản hiện nay chúng ta đang sử dụng số lượng lớn máy xây dựng, máy làm đất hiện đại, phong phú về chủng loại, do nhiều hãng, nhiều nước sản xuất như: máy khoan cọc nhồi đường kính lớn, máy xúc, máy ủi, máy cạp. Các loại máy trên có kết cấu và tính năng hiện đại và càng về sau càng hoàn thiện như sử dụng hệ truyền dẫn

động thủy lực, truyền động điện, áp dụng hệ điều khiển tự động, nhiều loại máy có công suất lớn, năng suất cao và giảm đáng kể chi phí sử dụng.

Do các máy có kết cấu hiện đại, phức tạp và cường độ sử dụng cao đòi hỏi duy trì chất lượng xe máy khi khai thác kỹ thuật, tức là phải đảm bảo cho chúng làm việc lâu dài ổn định, năng suất cao và giá thành hạ.

Để các máy đáp ứng các yêu cầu trên phải giải quyết đồng bộ bằng các biện pháp có liên quan tới khai thác thi công và khai thác kỹ thuật máy làm đất.

+ Khai thác thi công gồm nội dung công việc lựa chọn loại máy, bố trí và xác định sơ đồ công nghệ cơ giới hóa đồng bộ.

+ Khai thác kỹ thuật là tổng hợp các biện pháp nhằm duy trì chất lượng xe máy trong khai thác từ khâu tiếp nhận và bàn giao, chạy thử, tháo và lắp ráp, vận chuyển, bảo quản, bảo dưỡng và sửa chữa, cung cấp phụ tùng, vật tư kỹ thuật, công tác đảm bảo an toàn trong khâu khai thác...

Khi tiếp nhận máy mới, máy sau khi sửa chữa hay lắp ráp, khi chuyển giao máy từ đơn vị sử dụng này sang đơn vị sử dụng khác cần phải tiến hành bàn giao máy. Khi bàn giao máy cần kiểm tra: hồ sơ kỹ thuật, tài liệu hướng dẫn sử dụng, nhật ký sử dụng làm trong đó ghi chép đầy đủ số giờ máy đã làm việc, cấp bảo dưỡng, thời gian tiến hành bảo dưỡng và sửa chữa các cấp, tính đồng bộ và dụng cụ đồ nghề kèm theo.

Để đánh giá tình trạng kỹ thuật xe máy có thể xem xét tổng thể bên ngoài, thứ không tải, thứ có tải, kể cả kiểm định kỹ thuật nếu cần.

Máy mới hay sau sửa chữa phải tiến hành chạy rà trọn theo quy định của nhà máy chế tạo hay cơ sở sửa chữa. Chế độ chạy rà gồm chạy không tải, sau đó tăng dần tải trọng được áp dụng cho từng loại xe máy kéo dài khoảng 20 - 25 giờ.

Sau khi chạy rà cần thực hiện việc kiểm tra, siết chặt, điều chỉnh, khắc phục các sai sót, thay bôi trơn. Việc bàn giao máy cùng tiến hành sau mỗi ca làm việc.

Dưới đây sẽ lần lượt xem xét các nội dung chủ yếu của công tác khai thác kỹ thuật như: bảo dưỡng sửa chữa, bảo quản, vận chuyển... công tác an toàn trong khai thác máy làm đất và hiệu quả kinh tế kỹ thuật của việc sử dụng máy làm đất.

§3. BẢO DƯỠNG KỸ THUẬT VÀ SỬA CHỮA MÁY LÀM ĐẤT

Bảo dưỡng kỹ thuật là tổng hợp các biện pháp kỹ thuật nhằm duy trì cho xe máy luôn luôn ở trạng thái kỹ thuật tốt khi sử dụng, trong bảo quản và vận chuyển.

Do hao mòn dần hoặc bị hư hỏng người ta phải tiến hành sửa chữa hoặc thay thế các bộ phận của máy khi khả năng của chúng không thể duy trì được bằng bảo dưỡng kỹ thuật, đó là tổng hợp các biện pháp kỹ thuật nhằm duy trì và phục hồi khả năng làm việc hay trạng thái kỹ thuật tốt của xe máy.

Bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa có mối liên quan chặt chẽ với nhau nên người ta đưa vào hệ thống chung gọi là hệ thống bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa.

Hệ thống bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa máy là tổng hợp các hoạt động về tổ chức, kế hoạch, công nghệ, cung ứng vật tư và sử dụng nhân lực lao động nhằm duy trì và khôi phục trạng thái kỹ thuật tốt của máy trong suốt thời hạn phục vụ nhằm đảm bảo an toàn và nâng cao hiệu quả sử dụng xe máy.

Các biện pháp duy trì và khôi phục khả năng làm việc của máy được tiến hành trong kế hoạch do chế độ bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa máy quy định.

Chế độ bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa là tập hợp các quy định và hướng dẫn thống nhất, nhằm xác định hình thức tổ chức, nội dung và sửa chữa máy có kế hoạch, để duy trì khả năng làm việc của nó trong suốt thời hạn phục vụ, trong những điều kiện sử dụng cho trước.

Chế độ bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa cho phép lập kế hoạch bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa, lập dự trù về nhân lực, vật tư kỹ thuật, tiền vốn cho công tác này.

1. Bảo dưỡng kỹ thuật máy làm đất

Bảo dưỡng kỹ thuật nhằm tạo điều kiện làm việc bình thường cho máy, cụm máy và chi tiết tránh cho chúng không bị hao mòn trước thời hạn và hư hỏng bất thường, làm cho tốc độ hao mòn ở mức độ tốt nhất trong quá trình sử dụng.

Khi bảo dưỡng kỹ thuật phải tiến hành: lau, rửa, xem xét, tra dầu mỡ, kiểm tra xiết chặt, điều chỉnh v.v...

- Vệ sinh công nghiệp là công việc bắt buộc phải làm khi tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật, phải thực hiện nó thường kỳ và trước lúc tiến hành các biện pháp khác của bảo dưỡng kỹ thuật.

- Công tác xiết chặt là phục hồi độ chặt cần thiết của các mối ghép. Trong quá trình máy làm việc độ tin cậy của các mối ghép bị giảm dưới tác dụng của lực rung động.

- Khi thực hiện công tác kiểm tra hiệu chỉnh chúng ta sẽ phục hồi các khe hở cần thiết trong các mối lắp ghép.

- Công tác bôi trơn, nhằm mục đích giảm cường độ mài mòn của chi tiết máy ở các mối ghép bằng cách tạo ra giữa các bề mặt tiếp xúc các lớp vật liệu bôi trơn, tăng sự làm việc ổn định của liên kết.

Qua đó giảm ma sát ở mối ghép hoặc đảm bảo sự làm việc ổn định trong trường hợp ma sát thủy động, kéo dài tuổi thọ chi tiết và cụm chi tiết.

Cần phân biệt các nội dung bảo dưỡng kỹ thuật sau đây:

- + Bảo dưỡng kỹ thuật trong sử dụng;
- + Bảo dưỡng kỹ thuật trong khi chờ đợi;
- + Bảo dưỡng kỹ thuật khi bảo quản;
- + Bảo dưỡng kỹ thuật trong vận chuyển;
- + Bảo dưỡng kỹ thuật theo mùa.

Đối với máy đang sử dụng, phải tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật ca, và bảo dưỡng kỹ thuật định kỳ.

Bảo dưỡng kỹ thuật ca được thực hiện cho mỗi ca làm việc của máy.

Bảo dưỡng kỹ thuật định kỳ, được tiến hành theo một trình tự có kế hoạch phù hợp với quy định hướng dẫn.

Tùy theo đặc điểm, khối lượng, tính chất công việc và thời gian thực hiện người ta chia ra: bảo dưỡng cấp I, bảo dưỡng cấp II, bảo dưỡng cấp III. Việc chia cấp bảo dưỡng thường áp dụng đối với các máy làm đất cỡ lớn có kết cấu phù hợp.

Nội dung công việc bảo dưỡng kỹ thuật ca thường gồm: kiểm tra xem xét, bôi trơn, nạp nhiên liệu, điều chỉnh, xiết chặt, làm vệ sinh máy.

Bảo dưỡng kỹ thuật định kỳ thực hiện vào thời gian quy định cho từng cấp bảo dưỡng.

Nội dung bảo dưỡng kỹ thuật định kỳ của cấp tiếp theo sẽ bao gồm công việc của cấp bảo dưỡng trước và công việc mà cấp bảo dưỡng ấy phải làm thêm, theo quy định cụ thể của tài liệu hướng dẫn của nhà máy chế tạo hoặc những chỉ dẫn riêng.

Mọi công việc bôi trơn, điều chỉnh, kiểm tra, vệ sinh máy đều phải tiến hành theo một quy trình nhất định bắt buộc. Công việc điều chỉnh, xiết chặt và sửa chữa vật thực hiện cụ thể theo sự cần thiết khi kiểm tra các cơ cấu, cụm máy.

Nội dung và định kỳ bảo dưỡng kỹ thuật được quy định theo điều kiện sử dụng trung bình.

Trong những điều kiện quá khác biệt với điều kiện sử dụng trung bình (vùng núi, nóng ẩm...) thì định kỳ của từng cấp bảo dưỡng và nội dung bảo dưỡng phải được cụ thể hóa thêm, song vẫn là bội số của nhau.

2. Sửa chữa máy làm đất

Cũng như các máy xây dựng khác, theo mức độ phức tạp sửa chữa máy làm đất được phân thành sửa chữa nhỏ, sửa chữa lớn.

Sửa chữa nhỏ được tiến hành ở các xưởng bảo dưỡng, sửa chữa nhằm khắc phục hư hỏng nhỏ. Sửa chữa nhỏ thường được thực hiện bằng cách tháo, lắp, hàn, nguội... và thay thế các chi tiết hư hỏng bằng các chi tiết mới (không phải là chi tiết cơ bản). Cũng có thể tiến hành sửa chữa nhỏ bằng việc thay thế tổng thành để giảm ngày xe phải nằm sửa chữa.

Chu kỳ sửa chữa lớn máy làm đất hay tổng thành của chúng (tổng thành máy là một cụm chi tiết lắp ráp thành một khối, bảo đảm một nhiệm vụ của máy. Ví dụ như: tổng thành động cơ, tổng thành hộp số...) thường được quy định theo số giờ làm việc. Toàn bộ công việc sửa chữa lớn nhằm phục hồi khả năng làm việc của xe máy theo các tiêu chuẩn kỹ thuật sửa chữa, lắp ráp và thử.

Trong sửa chữa lớn máy làm đất và tổng thành được tháo rời ra từng chi tiết để kiểm tra, sửa chữa, phục hồi, lắp ráp, chạy thử và sơn lại.

Sửa chữa lún máy làm đất thường được tiến hành theo hai phương pháp:

- Phương pháp thay thế tổng thành được tiến hành trong điều kiện sử dụng, khi đó người ta sửa chữa máy theo từng tổng thành tùy theo mức độ hao mòn, hư hỏng của nó;

- Phương pháp công nghiệp: khi đó máy làm đất hoặc tổng thành được sửa chữa tại nhà máy sửa chữa.

§4. BẢO QUẢN MÁY LÀM ĐẤT

1. Khái niệm chung

Việc bảo quản tốt xe máy sẽ tránh được tác hại xấu của môi trường xung quanh, tránh được tải trọng cơ học tác dụng đến chúng trong thời gian không làm việc. Thời gian không làm việc liên quan đến việc sử dụng máy theo mùa hay các điều kiện sản xuất khác.

Phải tổ chức bảo quản máy nếu thời gian không sử dụng máy lớn hơn 10 ngày.

Có hai dạng bảo quản:

- Bảo quản ngắn hạn: Nếu máy làm đất không làm việc trong khoảng thời gian từ 10 ngày tới 2 tháng.

- Bảo quản dài hạn: Nếu máy làm đất phải nghỉ làm việc thời gian lớn hơn 2 tháng.

Cần phân biệt ba phương pháp bảo quản: bảo quản trong kho kín, ngoài trời, hỗn hợp. Bảo quản trong kho kín là phương pháp tốt nhất, khi đó người ta đưa máy vào bảo quản trong gara, hoặc nhà chuyên dùng cho việc bảo quản. Phương pháp bảo quản trong kho thường áp dụng cho máy làm đất phức tạp, đất tiền và khí bảo quản dài hạn.

Phương pháp bảo quản ngoài trời, chủ yếu bảo quản các máy không làm việc, ngắn ngày - bảo quản ngắn hạn - các máy tại các bãi đỗ xe lộ thiên hoặc có mái che.

Phương pháp hỗn hợp là kết hợp cả hai phương pháp trên. Khi đó các bộ phận lớn, công kênh vẫn để ngoài trời, nhưng các bộ phận dễ bị phá hủy, đất tiền... thì được tháo ra bảo quản ở trong kho.

Phải kiểm tra tình trạng kỹ thuật của máy trong bảo quản ngắn hạn ít nhất mỗi tháng 1 lần, trong bảo quản dài hạn ít nhất một quý một lần.

Nội dung kiểm tra tình trạng kỹ thuật máy trong bảo quản tiến hành theo hướng dẫn, quy định cụ thể.

2. Những yêu cầu đối với nơi bảo quản

Nơi bảo quản máy thường được bố trí ngay trên phạm vi sử dụng của đơn vị. Không bố trí nơi bảo quản gần khu vực nhà ở, dân cư (không gần hơn 50m) và gần kho xăng dầu, mỏ (không gần hơn 150m).

Tại nơi bảo quản phải có hàng rào bảo vệ, ngăn cách, bàng phẳng, mặt bằng nền có độ dốc 2 - 3° để thoát nước. Nền bãi bảo quản phải đổ bê tông nhựa, nếu không cũng

phải đủ sức chịu được sức nặng của xe máy khi di chuyển và khi bảo quản không bị lún. Diện tích bãi bảo quản máy được tính theo số máy bảo quản, kích thước bao, khoảng cách giữa các máy và giữa các hàng đặt máy. Khoảng cách ít nhất giữa các máy trong một hàng là 0,8m, còn khoảng cách giữa các hàng là 6m và lớn hơn.

Yêu cầu bãi bảo quản có mái che cũng như đối với bảo quản lộ thiên, chỉ khác là tránh được mưa nắng cho máy bảo quản.

Kích thước nhà kho bảo quản xe máy dựa theo số lượng máy bảo quản, kích thước bao và được xây dựng theo tiêu chuẩn kho bảo quản máy. Kho bảo quản các bộ phận máy tháo ra từ các máy cũ, lại chia ra làm các loại riêng: kho bảo quản cụm và chi tiết, kho ác quy, kho chi tiết điện tử, kho chi tiết bằng cao su, vải...

3. Tổ chức bảo quản máy làm đất

Bảo quản máy ngắn hạn phải tiến hành ngay sau khi không sử dụng, còn bảo quản dài hạn không để quá 10 ngày, kể từ khi máy ngừng làm việc.

Công tác chuẩn bị đưa máy đi bảo quản do nhóm thợ chuyên trách tiến hành với sự tham gia của người lái máy đó.

Máy đem bảo quản ngắn hạn, phải tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật cấp gần nhất sắp làm. Khi chuẩn bị máy bảo quản dài hạn, phải tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật cấp II và làm thêm bảo dưỡng kỹ thuật theo mùa (nếu cần).

Khi bảo quản máy ngắn hạn hay dài hạn, trước tiên phải làm vệ sinh máy, sau đó tháo các cụm, các chi tiết cần bảo quản riêng trong kho. Số lượng cụm và chi tiết bảo quản trong kho riêng cho từng loại máy tùy theo dạng bảo quản (ngắn hạn hoặc dài hạn) được quy định trong tài liệu kỹ thuật.

Máy làm đất đem bảo quản phải xếp theo chủng loại, mã hiệu, giữa chúng phải bảo đảm khoảng cách tối thiểu để kiểm tra và bảo dưỡng kỹ thuật.

Khi bảo quản máy ngoài trời cần tránh ảnh hưởng trực tiếp của mặt trời tới bánh lốp, hệ thống nén khí, thủy lực, các chi tiết bằng cao su bằng cách bôi lên chúng một lớp dầu chuyên dùng. Tất cả các lỗ, cửa mà nước có thể lọt vào phải che đậy kín.

Khi bảo quản dài hạn hệ thống nhiên liệu phải ngâm trong dầu mazút hay dầu bảo vệ. Đối với lò xo cần nối lỏng và bôi mỡ chống gỉ.

Các tay gạt, bàn đạp của cơ cấu điều khiển phải đưa về vị trí hầm.

Mui và cửa buồng lái phải đóng lại. Tất cả các dụng cụ đồ nghề theo máy phải kiểm tra và niêm cất trong kho.

Những chi tiết và cụm máy có yêu cầu riêng trong bảo quản phải được bảo quản theo quy định cụ thể cho từng chủng loại như: linh kiện điện tử, ác quy, các chi tiết bằng cao su...

Trong quá trình bảo quản phải tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật phù hợp với hướng dẫn sử dụng.

Việc kiểm tra tình trạng máy bảo quản trong kho phải tiến hành 2 tháng một lần, còn bảo quản ngoài trời phải kiểm tra hàng tháng. Kết quả kiểm tra phải ghi lại ở lý lịch máy.

§5. VẬN CHUYỂN MÁY LÀM ĐẤT

1. Khái niệm chung

Để thi công các công trình, người ta phải vận chuyển máy từ kho bảo quản đến công trình, ngược lại cũng cần vận chuyển máy từ công trường này đến công trường khác, hoặc từ công trường đến cơ sở bảo dưỡng, sửa chữa.

Tùy theo đặc điểm, kết cấu máy, đặc điểm của đường sá, khoảng cách cần vận chuyển... mà có thể áp dụng các hình thức vận chuyển khác nhau: tự hành; kéo theo; vận chuyển bằng đường sắt, đường thủy; chở trên rơ moóc chuyên dùng. Khi tổ chức vận chuyển máy dù bằng phương tiện nào cũng cần tuân thủ những quy định chung về giao thông đường bộ, giao thông đường sắt hay đường thủy, trong một số trường hợp cần được sự cho phép của các cơ quan chuyên trách.

2. Vận chuyển bằng cách tự hành

Vận chuyển máy làm đất bằng cách tự hành chỉ áp dụng với máy làm đất cỡ nhỏ có hệ thống di chuyển là bánh lốp và có vận tốc di chuyển có thể đạt lớn hơn 16 km/h. Đối với các máy làm đất có hệ thống di chuyển là bánh xích, chỉ cho phép tự di chuyển với cự ly không quá 10 - 15km.

Trước khi vận chuyển các phần quay của máy phải đưa về vị trí vận chuyển và phải được cố định chắc chắn.

Các máy làm đất di chuyển - vận chuyển - phải tuân thủ theo hướng dẫn sử dụng đối với các loại máy ấy.

3. Vận chuyển máy làm đất bằng các phương tiện vận chuyển

Chỉ vận chuyển máy làm đất nặng có kích thước lớn bằng phương tiện ô - tô nếu như không thể hoặc không có lợi khi dùng phương tiện vận chuyển khác.

Nếu như tải trọng của xe ôtô nhỏ hơn trọng lượng của máy thì cần phải tháo máy ra từng bộ phận.

Khi đặt máy lên thùng xe phải sao cho đường trục của nó trùng với đường trục của thùng xe. Phải chèn dọc, chèn ngang xe máy trên thùng xe hoặc chằng giữ cố định trong quá trình vận chuyển.

Vận tốc di chuyển khi vận chuyển tùy thuộc ở trạng thái đường, song không nên vượt quá 15 - 25 km/h.

§6. AN TOÀN LAO ĐỘNG TRONG SỬ DỤNG MÁY LÀM ĐẤT

An toàn lao động phải được chú ý đến tất cả các khâu: từ điều hành phương án thi công, tổ chức thi công đến điều khiển, vận hành và chăm sóc bảo dưỡng máy.

Người điều khiển vận hành máy xây dựng nói chung và máy làm đất nói riêng, phải tuân thủ nghiêm ngặt những quy định về an toàn lao động chung như sau:

1. Tất cả xe máy, bất kể xe máy cũ hay mới trước khi đưa vào sử dụng đều phải kiểm tra kỹ lưỡng tình trạng kỹ thuật theo các yêu cầu ghi trong hướng dẫn sử dụng. Đặc biệt các cơ cấu an toàn như: phanh, cơ cấu tự hãm, cơ cấu hạn chế hành trình... Nếu có hỏng hóc thì phải kịp thời sửa chữa ngay mới đưa máy ra công trình sử dụng.
2. Chỉ cho phép công nhân được đào tạo có đủ chứng chỉ, bằng lái, bậc thợ tương ứng, có hiểu biết tương đối về tính năng, cấu tạo máy, được học tập kỹ thuật an toàn sử dụng máy, được phép lái máy.
3. Công nhân trực tiếp vận hành phải được trang bị những phương tiện bảo hộ lao động cần thiết khi làm việc.
4. Tất cả các bộ phận chuyển động trên máy phải được che, chắn cẩn thận ở những vị trí có thể gây tai nạn lao động cho người.
5. Thường xuyên kiểm tra, làm vệ sinh máy, tra dầu mỡ, điều chỉnh, sửa chữa nhỏ các bộ phận an toàn, loại trừ các khả năng làm hỏng hóc máy.
6. Trong thời gian tạm nghỉ, cần loại trừ khả năng tự động mở máy. Cần khóa hãm bộ phận khởi động. Để máy đứng ở nơi an toàn, cần phải kê, chèn chắc chắn.
7. Các máy khi di chuyển, làm việc ban đêm hoặc trong thời tiết xấu, có sương mù, mặc dù đã có hệ thống chiếu sáng chung, nhưng vẫn phải dùng chiếu sáng riêng ở trước và sau máy bằng hệ thống đèn pha và đèn tín hiệu.

Đối với cán bộ phụ trách, quản lý xe máy, tổ chức sử dụng xe máy còn phải tuân thủ một số điều khoản sau:

1. Tất cả máy làm đất trước khi đưa ra sử dụng phải được tổ chức kiểm tra kỹ càng tình trạng kỹ thuật.
2. Khi thiết kế tổ chức công nghệ thi công phải chuẩn bị nơi làm việc sao cho hoàn toàn đảm bảo an toàn khi làm việc.

Tất cả các nơi nguy hiểm trên công trường và phạm vi làm việc của máy làm đất phải có biển báo phòng ngừa.

3. Trước khi đưa máy làm đất vào làm việc, cần xác định sơ đồ di chuyển, nơi đỗ, vị trí và phương pháp nối đất với máy điện, quy định phương pháp thông báo bằng tín hiệu giữa người lái máy và người báo tín hiệu.

Ý nghĩa của các tín hiệu trong khi làm việc hay khi máy di chuyển phải được thông báo cho tất cả mọi người có liên quan.

4. Chỉ được tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật khi động cơ đã ngừng hẳn, giải phóng áp lực từ hệ thống khí nén và thủy lực và các trường hợp do hướng dẫn của nhà máy chế tạo quy định.

§7. HIỆU QUẢ KINH TẾ - KỸ THUẬT CỦA VIỆC SỬ DỤNG MÁY LÀM ĐẤT

Để lựa chọn được phương pháp hay phương án thi công cơ giới hóa công tác đất hợp lý hơn, phải tiến hành so sánh các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật sử dụng của máy làm đất trong những điều kiện cho trước.

Các chỉ tiêu đánh giá gồm: giá thành, hao phí lao động cho một đơn vị sản phẩm, nhíp điệu thi công.

Để xác định các chỉ tiêu hiệu quả trên, cần tiến hành theo trình tự sau:

1. Xác định máy chủ đạo trong dây chuyền công nghệ.
2. Xác định thể loại và số lượng các máy phụ trợ để đảm bảo thi công đồng bộ khối lượng công tác cho trước trong thời hạn kế hoạch.
3. Xác lập các số liệu cần thiết để xác định các chỉ tiêu hiệu quả làm việc của máy làm đất:
 - a) Thành phần tổ nhóm công nhân phục vụ;
 - b) Hao phí lao động tháo và lắp máy;
 - c) Những số liệu cần thiết để xác định giá thành một giờ máy hoặc một ca máy làm việc;
 - d) Năng suất sử dụng của tổ hợp máy khảo sát.

1. Giá thành một ca máy

Chi phí sử dụng máy trong một ca được tính theo công thức:

$$C_{ca} = (1 + P) \cdot \left(\frac{H}{T_{TC}} + C_{TC} \right)$$

Trong đó:

P - Phụ phí thi công bằng máy;

C_{TC} - Chi phí sử dụng máy thường xuyên tính cho một ca bao gồm: nhân công, chất dross, năng lượng, bảo dưỡng, sửa chữa thường xuyên;

T_{TC} - Tổng số ca máy làm việc trong một năm;

H - Chi phí khấu hao cơ bản và khấu hao sửa chữa lớn:

$$H = \frac{G + S + H_d + B - D}{T}$$

Trong đó:

G - Giá máy;

S - Chi phí sửa chữa lớn cho cả đời máy;

H_d - Chi phí hiện đại hóa máy (nếu có);

B - Chi phí dỡ bỏ máy lúc hỏng.

D - Giá trị vật liệu đào thải lúc bán máy đi (giá thanh lý...);

T - Tuổi thọ máy tính theo năm.

Tính giá thành đơn vị sản phẩm C theo công thức:

$$C = \frac{\sum C_{ca} + \sum L'}{N_{ca}} + \frac{\sum C_{cb}}{Q}$$

Trong đó:

$\sum C_{ca}$ - Chi phí sử dụng máy của tất cả các máy sử dụng, tính cho một ca;

$\sum L'$ - Chi phí cho công nhân làm thủ công chưa tính vào chi phí sử dụng máy;

N_{ca} - Năng suất ca máy;

$\sum C_{cb}$ - Chi phí cho công tác chuẩn bị để máy làm việc;

Q - Khối lượng công việc ở công trình thi công bằng máy.

2. Hao phí lao động cho một đơn vị sản phẩm

Hao phí lao động cho một đơn vị sản phẩm thi công bằng máy có thể xác định theo công thức:

$$m_{dv} = \frac{\sum m_m + \sum m_{tc}}{N_{ca}} + \frac{\sum m_{cb}}{Q}$$

Trong đó:

m_{dv} - Chi phí lao động cho một đơn vị sản phẩm (ngày công);

m_m - Chi phí lao động phục vụ máy (ngày công);

m_{tc} - Chi phí lao động thủ công phục vụ máy;

m_{cb} - Chi phí lao động làm công tác chuẩn bị;

N_{ca} - Năng suất ca của tổ máy;

Q - Khối lượng sản phẩm ở công trình thi công bằng máy làm đất.

Khi xác định hao phí lao động $\sum m_m$ chỉ tính chi phí lao động của công nhân điều khiển và phục vụ tổ máy như: thợ máy, thợ điện v.v... chi phí lao động của công nhân cùng tham gia vào hoạt động của tổ máy $\sum m_{tc}$ gồm thợ phụ làm các công việc thủ công để hoàn thành nguyên công cơ giới hóa khâu làm đất. Các loại công nhân còn lại được tính thông qua m_{cb} .

3. Nhịp điệu công việc

Nhịp điệu công việc là tỷ số giữa khối lượng sản phẩm hoàn thành với thời gian thực hiện nó:

$$T = \frac{Q}{t}$$

Trong đó:

T - Nhịp điệu công việc;

Q - Khối lượng sản phẩm;

t - Thời gian thực hiện công việc tính theo ca.

Công thức trên chính là xác định năng suất ca của tổ máy.

Theo nhịp điệu công việc có thể so sánh các phương án cơ giới hóa của các tổ máy khác nhau.

Chỉ tiêu này để đánh giá so sánh các phương án tổ chức thi công và thời gian thi công công tác đất.

4. Xuất tiêu hao năng lượng chất đốt

Xuất tiêu hao năng lượng chất đốt khi tiến hành cơ giới hóa công tác đất tính theo công thức sau:

$$E_c = \frac{\Sigma E}{N_{ca}}$$

Trong đó:

E_c - Xuất tiêu hao năng lượng chất đốt;

ΣE - Tổng tiêu hao năng lượng chất đốt cho tổ máy trong một ca (kW, kg nhiên liệu);

N_{ca} - Năng suất ca của một máy hay của cả tổ máy.

Khi trong tổ máy làm đất có nhiều máy sử dụng các dạng nhiên liệu, năng lượng khác nhau (như xăng, dầu, điện năng...) thì xuất tiêu hao năng lượng phải tính riêng cho từng loại.

Chỉ tiêu này cho phép đánh giá tính tiết kiệm của máy hay tổ máy làm đất trong khi sử dụng các dạng năng lượng và tính lượng tiêu hao năng lượng khi thi công một khối lượng công tác đất nhất định.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Vũ Thế Lộc, Vũ Thanh Bình. *Máy làm đất*. Hà Nội - 1985.
2. Vũ Văn Thinh, Vũ Minh Khương, Nguyễn Đăng Cường. *Máy thủy lợi* (Máy để làm công tác đất). Hà Nội - 1995.
3. Trương Minh Vệ, Nguyễn Danh Sơn, Trương Quang Được. *Máy làm đất*. Trường Đại học Bách Khoa - TP Hồ Chí Minh - 1984.
4. Nguyễn Văn Hùng, Phạm Quang Dũng, Nguyễn Thành Mai. *Máy xây dựng*. Nhà xuất bản Khoa học - Kỹ thuật. Hà Nội - 1998.
5. Phạm Quang Dũng, Nguyễn Văn Hùng, Lưu Bá Thuận. *Máy xây dựng - Phần bài tập*. Hà Nội - 1998.
6. Lê Quang Minh, Nguyễn Văn Vượng. *Sức bền vật liệu*. Hà Nội - 1998.
7. Ю.А. Ветров. *Машины для земляных работ*. Киев - 1976.
8. Т.В. Алексеева. *Машины для земляных работ*. Москва - 1982.
9. Е.М. Кудрявцев. *Комплексная механизация, автоматизация и механизированность строительства*. Москва - 1989.
10. Н. Г. Домбровский, М. И Гальперин. *Строительные машины*. Москва - 1971.
11. Stefan Mihailescu, Gheorghe Vlasiu. *Masini de constructie si procedee de lucru*. Editura didactica si pedagogica - Bucuresti - 1973.
12. Н. Г. Домбровский. *Многоковшовые экскаваторы*. Издательство Мешивостроение. Москва - 1972.
13. Беркмен, А.В. Раниев, А.К. Рай. Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы.
14. H. Segall, I. Vita, I. Popa
Macarale pentru constructii. Redactia publicatiilor pentru constructii - 1975.
15. Stefan Mihailescu, Pătrut Petre.
Escavatoare cu o Aingură cupă cu ationare hidrostatică. Institutul central de documenten tehnica.

MỤC LỤC

Lời nói đầu

3

Phân 1: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

Chương I: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

§1. Quá trình phát triển máy làm đất	5
§2. Ý nghĩa cơ giới hóa công tác đất	8
§3. Khái niệm chung về làm đất	9
§4. Chế độ làm việc và các chỉ tiêu cơ bản của máy làm đất	11
1. Chế độ làm việc của máy làm đất	11
2. Các chỉ tiêu cơ bản của máy làm đất	11

Chương II: ĐẤT, ĐỐI TƯỢNG LÀM VIỆC CỦA MÁY LÀM ĐẤT

§1. Khái niệm chung về đất	15
§2. Tính chất cơ lý của đất	15
1. Thành phần cấp phối	15
2. Trọng lượng riêng (tỷ trọng)	16
3. Độ tơi xốp đặc trưng bằng hệ số tơi	16
4. Độ ẩm	16
5. Độ dẻo	17
6. Độ bết dính của đất	17
7. Hệ số ma sát đất - đất và đất - thép	18
8. Góc chân nón φ	19
9. Lực cản trượt	19
10. Mô đun biến dạng của đất	21
11. Sức chịu nén	21
12. Cấu tạo ba thể	21
13. Độ nhám của đất (độ ăn mòn)	22
14. Lực cản cắt của đất	22

Chương III: LỰC TÁC DỤNG TƯỢNG HỖ GIỮA ĐẤT VÀ BỘ CÔNG TÁC

§1. Khái niệm chung	23
1. Khái niệm về lực cắt đất	23
2. Các thông số chính của quá trình cắt đất	23

§2. Lực cắt đất	24
§3. Phương pháp tính lực cắt, lực đào đất	29
1. Công thức tính theo phương pháp của N.G Dombrovski	30
2. Công thức tính theo phương pháp của A.N. Zelenin	31
3. Phương pháp tính của Ju. A. Vetrov	31
<i>Chương IV: NGUỒN ĐỘNG LỰC VÀ HỆ TRUYỀN ĐỘNG</i>	
§1. Nguồn động lực	34
§2. Hệ truyền động	36
1. Truyền động cơ học	36
2. Truyền động thủy lực	36
<i>Chương V: HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN</i>	
§1. Khái niệm chung	44
§2. Các hệ thống điều khiển	45
1. Hệ thống điều khiển cơ học	45
2. Hệ thống điều khiển thủy lực	46
§3. Hệ thống điều khiển khí nén	49
<i>Chương VI: THIẾT BỊ DI CHUYỂN MÁY LÀM ĐẤT</i>	
§1. Khái niệm chung	51
§2. Các dạng thiết bị di chuyển	51
1. Thiết bị di chuyển bánh xích	51
2. Thiết bị di chuyển bánh lốp	53
3. Thiết bị tự bước	54
Phần 2: MÁY XÚC MỘT GẦU	
<i>Chương I: CẤU TẠO CHUNG MÁY XÚC MỘT GẦU</i>	
§1. Công dụng và phân loại máy xúc một gầu	56
1. Công dụng máy xúc một gầu	56
2. Phân loại máy xúc một gầu	56
§2. Cấu tạo Máy xúc gầu thuận	59
1. Máy xúc gầu thuận dẫn động cơ khí	59
2. Máy xúc gầu thuận dẫn động thủy lực	63

§3. Máy xúc gầu nghịch	67
1. Máy xúc gầu nghịch dẫn động cơ khí	67
2. Máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực	69
§4. Máy xúc gầu dây (gầu kéo, gầu quăng)	70
§5. Máy xúc gầu ngoạm	71
1. Máy xúc gầu ngoạm dẫn động cơ khí	71
2. Máy xúc gầu ngoạm thủy lực	72
§6. Máy xúc lật	73
<i>Chương II: CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU</i>	
§1. Gầu xúc	75
1. Gầu thuận	75
2. Gầu nghịch	77
3. Gầu dây	78
4. Gầu ngoạm	79
5. Gầu lật (gầu bốc xếp)	80
§2. Tay cần	80
1. Tay cần (tay đẩy) của máy xúc gầu thuận	80
2. Tay cần của máy xúc gầu nghịch	82
3. Tay cần (tay xúc) của máy xúc gầu lật (bốc xếp) dẫn động thủy lực	83
§3. Cân	83
1. Cân của máy xúc gầu thuận	83
2. Cân của máy xúc gầu nghịch	85
<i>Chương III: TÍNH TOÁN CHUNG MÁY XÚC MỘT GẦU</i>	
§1. Những vấn đề chung	87
1. Nhiệm vụ tính toán chung	87
2. Xác định sơ bộ các thông số chủ yếu của máy xúc một gầu	87
§2. Tính toán các cơ cấu chính của máy xúc một gầu	90
1. Tính toán các cơ cấu của thiết bị làm việc của máy xúc một gầu dẫn động cơ khí	90
2. Tính toán các cơ cấu của thiết bị làm việc của máy xúc một gầu dẫn động thủy lực	97
3. Tính toán cơ cấu quay máy xúc một gầu	104
4. Tính toán cơ cấu di chuyển của máy xúc một gầu	106

§3. Tính toán tĩnh máy xúc một gầu	110
1. Tính cân bằng bàn quay và tính chọn đối trọng	111
2. Độ ổn định máy xúc một gầu	113
§4. Tính năng suất máy xúc một gầu	117
Chương IV: TÍNH TOÁN THIẾT BỊ LÀM VIỆC CỦA MÁY XÚC MỘT GẦU	119
§1. Thiết bị gầu thuận	119
1. Thiết bị gầu thuận của máy xúc dẫn động cơ khí	119
2. Thiết bị gầu thuận của máy xúc dẫn động thủy lực	124
§2. Thiết bị gầu nghịch	127
1. Thiết bị gầu nghịch của máy xúc dẫn động cơ khí	127
2. Thiết bị máy xúc gầu nghịch dẫn động thủy lực	129
§3. Thiết bị gầu dây	131
§4. Thiết bị gầu ngoạm	135

Phân 3: MÁY XÚC NHIỀU GẦU

Chương I: KHÁI NIỆM CHUNG VÀ PHÂN LOẠI

§1. Khái niệm chung	141
§2. Phân loại máy xúc nhiều gầu	141
1. Phân theo hướng của thiết bị xúc đất với hướng di chuyển của máy	141
2. Phân theo động cơ và hệ thống dẫn động	145
3. Theo hệ thống di chuyển	145

Chương II: MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO HÀO HỆ XÍCH

§1. Sơ đồ kết cấu và nguyên lý làm việc	146
§2. Tính toán chung máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích	150
1. Sơ đồ truyền động của máy	150
2. Tính năng suất của máy đào nhiều gầu	152
3. Xác định số gầu xả đất trong một phút	153
4. Chọn các thông số đào đất của máy nhiều gầu hệ xích	153
5. Tính công suất của động cơ	155
6. Tính ổn định của máy xúc nhiều gầu đào hào hệ xích	158
§3. Tính toán thiết bị làm việc	159
1. Xác định các thông số của gầu và xích	159

2. Tính xích kéo gầu	160
3. Tính khung của thiết bị làm việc	166
Chương III: MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO NGANG	167
§1. Sơ đồ kết cấu và nguyên lý làm việc	167
§2. Tính toán chung máy xúc nhiều gầu đào ngang	169
1. Sơ đồ truyền động của máy	169
2. Chọn các thông số đào đất của máy xúc nhiều gầu đào ngang	169
3. Tính công suất của động cơ	171
4. Tính ổn định máy xúc nhiều gầu đào ngang	176
§3. Tính toán thiết bị làm việc	178
1. Xác định các thông số của gầu và xích	178
2. Tính xích kéo gầu	178
3. Tính khung thiết bị làm việc	179
Chương IV: MÁY XÚC NHIỀU GẦU ĐÀO HÀO RÔ TO	
§1. Sơ đồ kết cấu và nguyên lý làm việc	182
§2. Chọn các thông số đào đất của máy xúc nhiều gầu rô to.	184
§3. Tính công suất của máy đào hào nhiều gầu rô to	187
§4. Tính thiết bị làm việc của máy xúc nhiều gầu rô to	190
1. Xác định các thông số của gầu và rô to	190
2. Tính các lực tác dụng lên thiết bị làm việc	190

Phần 4: MÁY ĐÀO - CHUYỂN ĐẤT

Chương I: MÁY ỦI	
§1. Công dụng, phân loại máy ủi	192
1. Công dụng máy ủi	192
2. Phân loại máy ủi	192
§2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy ủi	194
1. Cấu tạo chung của máy ủi	194
2. Quá trình làm việc của máy ủi	195
§3. Hệ thống điều khiển của máy ủi	198
1. Hệ thống điều khiển thủy lực	198
2. Hệ thống điều khiển bằng cáp	199

§4. Những tính toán cơ bản đối với máy ủi	200
1. Xác định các thông số cơ bản của máy ủi	200
2. Xác định lực cản tác dụng lên máy ủi và các thông số liên quan đến quá trình đào đất của máy ủi	204
3. Xác định lực tác dụng lên máy ủi	220
4. Năng suất máy ủi	230
5. Tính ổn định máy ủi	243

Chương II: MÁY SAN

§1. Giới thiệu chung về máy san	251
1. Công dụng của máy san	251
2. Phân loại máy san	251
§2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy san	253
1. Cấu tạo chung của máy san	253
2. Nguyên lý làm việc của máy san	253
3. Hệ thống điều khiển máy san	255
§3. Phân tích ưu nhược điểm của các loại máy san	256
1. Về công thức trực của máy san	257
2. Về kết cấu khung chính của máy	257
3. Kết cấu khung kéo (khung treo bàn san)	259
4. Về điều khiển	260
§4. Xác định các thông số cơ bản của máy san	260
§5. Tính toán kéo máy san	265
1. Tính toán kéo máy san ở chế độ di chuyển không tải	265
2. Tính toán kéo máy san ở chế độ làm việc - san đất	267
§6. Hệ thống lực tác dụng lên máy san	269
1. Sơ đồ lực tác dụng lên máy san	269
2. Xác định lực tác dụng lên máy san	270
3. Xác định lực tác dụng lên các cơ cấu của máy san	273
§7. Xác định năng suất máy san	285
1. Xác định năng suất máy san theo đơn vị m^3/h	286
2. Xác định năng suất máy san theo đơn vị m^2/h	286
§8. Ổn định ngang của máy san	286

Chương III: MÁY CẠP

§1. Khái niệm chung	292
1. Công dụng của máy cạp	292
2. Phân loại	292
§2. Cấu tạo chung và nguyên lý làm việc của máy cạp	295
1. Cấu tạo chung của máy cạp	295
2. Nguyên lý làm việc của máy cạp	269
§3. Cấu tạo thùng cạp	298
1. Cửa thùng	298
2. Dao cắt đất của thùng cạp	298
3. Xác định các thông số cơ bản của thùng cạp	299
§4. Hệ thống điều khiển máy cạp	300
1. Hệ thống điều khiển bằng cáp	300
2. Hệ thống điều khiển bằng thủy lực	301
§5. Xác định các thông số cơ bản của máy cạp	302
§6. Tính toán lực kéo và công suất của máy cạp	307
1. Xác định các lực cản tác dụng lên máy cạp	307
2. Xác định lực kéo tiếp tuyến theo (điều kiện cần) lực cản	309
3. Xác định công suất máy cạp	310
§7. Xác định lực tác dụng lên máy cạp	311
1. Sơ đồ lực tác dụng lên máy cạp	311
2. Xác định lực tác dụng lên máy cạp	312
§8. Xác định năng suất máy cạp	325
1. Xác định năng suất của máy cạp theo phương pháp phổ biến	325
2. Phương pháp xác định năng suất máy cạp có kể đến sự chuyển động không ổn định của máy	328
§9. Phân tích và chọn vị trí tính toán bền các bộ phận chính của máy cạp	330

Chương IV: MÁY XỐI

§1. Giới thiệu chung về máy xối	337
1. Công dụng của máy xối	337
2. Phân loại máy xối	337
§2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy xối	338
1. Các sơ đồ mô tả cấu tạo chung của máy xối	338

2. Các bộ phận chính của máy xới	340
3. Nguyên lý làm việc của máy xới	342
§3. Tính toán chung máy xới	344
1. Xác định các thông số cơ bản của máy xới	344
2. Xác định năng suất của máy xới	348
3. Xác định lực tác dụng lên máy xới	349
4. Tính toán kéo máy xới	350
5. Tính ổn định máy xới	351
§4. Tính chọn hệ thống điều khiển máy xới bằng thủy lực	352
1. Tính chọn xi lanh thủy lực	352
2. Tính chọn bơm - động cơ thủy lực	355
3. Tính chọn đường ống dẫn dầu	360

Phần 5: MỘT SỐ MÁY LÀM ĐẤT KHÁC

Chương I: MÁY ĐẦM ĐẤT

§1. Khái niệm chung	363
§2. Các nhân tố ảnh hưởng đến chất lượng đầm chặt đất	366
1. Ảnh hưởng của độ ẩm đến chất lượng đầm chặt đất	366
2. Ảnh hưởng của các thông số cơ bản của máy tới quá trình đầm	366
§3. Các loại máy đầm chặt đất	369
1. Máy đầm tĩnh (máy đầm lăn ép)	369
2. Máy đầm xung kích	379
3. Máy đầm rung động	381
3. Máy đầm động	389

Chương II: MÁY ĐÓNG CỌC

§1. Khái niệm chung	391
§2. Búa đóng cọc điện (búa nổ)	392
1. Búa đóng cọc điện hai cọc dẫn	392
2. Búa đóng cọc điện ống dẫn	393
§3. Búa rung	394
§4. Búa đóng cọc thủy lực	396
§5. Máy khoan cọc nhồi	397
§6. Máy cắm bắc thấm	400

Phần 6: SỬ DỤNG - KHAI THÁC MÁY LÀM ĐẤT

§1. Xác định nhu cầu máy làm đất	403
§2. Một số khái niệm về khai thác kỹ thuật máy làm đất	404
§3. Bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa máy làm đất	405
1. Bảo dưỡng kỹ thuật máy làm đất	406
2. Sửa chữa máy làm đất	407
§4. Bảo quản máy làm đất	408
§5. Vận chuyển máy làm đất	410
§6. An toàn lao động trong sử dụng máy làm đất	410
§7. Hiệu quả kinh tế - kỹ thuật của việc sử dụng máy làm đất	412
Tài liệu tham khảo	415

MÁY LÀM ĐẤT

Chịu trách nhiệm xuất bản :

BÙI HỮU HẠNH

Biên tập: TRẦN CƯỜNG

Chép bản: LÊ THỊ HƯƠNG

Sửa bản in: HUY HOÀNG

Bìa: NGUYỄN HỮU TÙNG

In 1000 cuốn khổ 19 × 27cm, tại Xưởng in Nhà xuất bản Xây dựng. Giấy chấp nhận đăng ký
kế hoạch xuất bản số 136/XB-QLXB-44, ngày 13-2-2004. In xong nộp lưu chiểu tháng 4-2004.

6X6.1
XD- 2004

Giá : 65.000^d