

Spis treści

Przedmowa	5
Część I. Ręczne narzędzia do pozyskania drewna	7
1. Ręczne narzędzia do ścinki i okrzesywania drzew	7
1.1. Siekiery leśne	7
1.2. Ręczne piły	12
2. Narzędzia pomocnicze do ścinki i okrzesywania	19
2.1. Kliny	19
2.2. Dźwignie i tyczki kierunkowe do obalania drzew	24
2.3. Narzędzia do obracania i ściągania drzew i sortymentów	28
2.4. Narzędzia do wyciągania drewna do szlaku	37
2.5. Narzędzia do pomiaru drzew	37
Część II. Pilarki przenośne	41
3. Ogólna charakterystyka i klasyfikacja pilarek	41
4. Silniki spalinowe pilarek	48
4.1. Podstawowe parametry i wskaźniki eksploatacyjne silnika pilarki	48
4.2. Korpus i układ korbowo-tłokowy	51
4.3. Układy zasilania i wydechowy	58
4.4. Układy zapłonowy i elektryczny pilarki	66
4.5. Układ chłodzenia silnika pilarki	75
4.6. Rozrusznik pilarki	75
5. Zespół sterujący pilarki	79
5.1. Ogólna budowa zespołu sterującego	79
5.2. Amortyzatory pilarki	81
5.3. Uchwyty pilarki	82
5.4. Układ sterowania silnikiem pilarki	85
6. Zespoły tnące przenośnych pilarek	87
6.1. Klasyfikacja i ogólna budowa zespołów tnących	87
6.2. Sprzęgło i reduktor pilarki	88
6.3. Kółko napędowe	96
6.4. Piły łańcuchowe	100
6.5. Elementy obliczeń pił łańcuchowych	108
6.6. Prowadnice pił łańcuchowych	118
6.7. Elementy obliczeń wytrzymałościowych prowadnic	124
6.8. Urządzenie napinające piłę łańcuchową	127
6.9. Układ smarowania piły	130
6.10. Hamulec piły łańcuchowej	134
6.11. Pozostałe elementy zespołu tnącego	136

7.	Obsługa techniczna pilarek.....	139
7.1.	Materiały do eksploatacji pilarek.....	139
7.2.	Ogólne zagadnienia obsługi. Sprzęt do obsługi i naprawy pilarek.....	142
7.3.	Codzienna i okresowa obsługa pilarek.....	149
7.4.	Indywidualne środki ochrony drwala.....	150
8.	Technika pracy przenośną pilarką łańcuchową z silnikiem spalinowym	155
8.1.	Zasady bezpieczeństwa na zrębie, prace przygotowawcze.....	155
8.2.	Technika ścinki i obalania drzew.....	157
8.3.	Technika okrzesywania drzew pilarką.....	170
8.4.	Technika przerzynki pni drzew pilarką.....	174
8.5.	Obliczanie sił niezbędnych do obalania drzewa przy ścinie.....	178
Część III. Technika i technologia maszynowego pozyskania drewna		185
9.	Klasyfikacja i ogólna charakterystyka maszyn do pozyskania drewna	185
9.1.	Uwagi ogólne.....	185
9.2.	Klasyfikacja maszyn wielooperacyjnych.....	188
9.3.	Ogólna budowa maszyn do pozyskania drewna.....	193
10.	Głowice ścinkowe maszyn ścinkowych i wielooperacyjnych.....	204
10.1.	Sposoby maszynowej ścinki i obalania drzew.....	204
10.2.	Urządzenia tnące głowic ścinkowych.....	207
10.3.	Urządzenia obalające głowic ścinkowych.....	212
11.	Maszyny ścinkowe, ścinkowo–układające i ścinkowo–zrywkowe	219
11.1.	Pakietowanie ściętych drzew.....	219
11.2.	Parametry technologiczne maszyn ścinkowo–układających i ścinkowo–zrywkowych.....	228
11.3.	Przegląd maszyn ścinkowo–układających.....	236
11.4.	Przegląd maszyn ścinkowo–zrywkowych.....	247
12.	Okrzesywarki, procesory i harwestery.....	251
12.1.	Ogólne zagadnienia okrzesywania.....	251
12.2.	Sposoby okrzesywania i rodzaje urządzeń okrzesywujących.....	254
12.3.	Okrzesywarki i procesory okrzesywujące.....	260
12.4.	Harwestery.....	279
12.5.	Systemy komputerowe maszyn do pozyskania drewna.....	293
Literatura.....		297

PRZEDMOWA

Zmechanizowane prace w leśnictwie podzielić można na prace związane z produkcją leśną i prace związane z użytkowaniem lasu. Działy te są ze sobą wzajemnie powiązane, zwłaszcza od etapu czyszczeń późnych, kiedy to pielęgnacja lasu zaczyna się łączyć z pozyskiwaniem drewna.

Literaturę niezbędną do studiowania techniki i technologii prac w leśnictwie cechuje wyraźny deficyt. Ostatni dwutomowy podręcznik J. Więsiaka dotyczący mechanizacji prac związanych z hodowlą i ochroną lasu ukazał się w latach 1990–1991 i od dawna jest nieosiągalny. Ten doskonały, napisany na poziomie akademickim podręcznik nie doczekał się wznowienia. W podręcznikach dotyczących użytkowania lasu [Kubiak, Rogaliński 1970, Laurow 1994, Poradnik 1998, Trzebieże 1980] zagadnienia techniczne potraktowane są marginesowo; przy tym ich nakłady są również od dawna wyczerpane. Z opracowań dotyczących techniki pozyskania drewna na uwagę zasługuje książka dotycząca pilarek [Więsik 2002], jest jednak praktycznie niedostępna. W tej sytuacji przedstawiony Czytelnikowi tekst wykładów autora, dotyczący maszyn do pozyskiwania drewna, przeznaczony głównie dla kierunków techniki rolniczej i leśnej, traktować należy jako doraźny wynik naglącej potrzeby chwili. Napisany został w oparciu o rękopis skryptu napisanego przez autora w czasie jego stażu naukowego w Skandynawii. Zawiera on tylko niezbędne elementy teorii maszyn do głównych operacji pozyskiwania drewna (ścinki, okrzesywania i wyrzynki sortymentów). Bardziej szczegółowe opracowanie zagadnień zespołu tnącego pilarek i mechaniki obalania drzew wyniknęło z konieczności podania niezbędnych wiadomości do ćwiczeń projektowych z tych zagadnień.

Znaczną część niniejszych notatek przeznaczono na omówienie pilarek spalinyowych, będących ciągle jeszcze głównym narzędziem do ścinki, okrzesywania i wyrzynki. Autor zdaje sobie sprawę, że złożone zagadnienia konstrukcji maszyn do pozyskania drewna na poziomie technicznym maszynowym, zostały opisane zbyt skąpo, ale należy pamiętać, że wyniki badań nad konstrukcją maszyn ścinkowych procesorów i harwesterów, są w znacznej mierze objęte tajemnicą firm produkujących te maszyny. Ogólnie dostępne, internetowe informacje dotyczące nowych maszyn leśnych mają charakter reklamowy. Nie zawierają, oprócz zdjęć i kilku danych technicznych, informacji dotyczących konstrukcji i teorii tych maszyn, są pełne błędów terminologicznych i przereklamowań.

Pisząc o maszynach ścinkowych, procesorach i harwesterach autor spróbował uporządkować te zagadnienia i terminologię z nimi związaną; bowiem dotychczas takiej próby nie dokonano. Autor dziękuje Prof. dr. hab. Dieterowi F. Giefingowi za cenne, merytoryczne uwagi, które autor wykorzystał podczas ostatecznej redakcji tej publikacji.

Część I. Ręczne narzędzia do pozyskiwania drewna

1. RĘCZNE NARZĘDZIA DO ŚCINKI I OKRZESYWANIA DRZEW

1.1. Sikiery leśne

Sikiery to narzędzia znamienne dla ręcznego poziomu techniki prac pozyskaniowych. Należą także do narzędzi pomocniczych na ręczno-maszynowym poziomie pozyskiwania drewna.

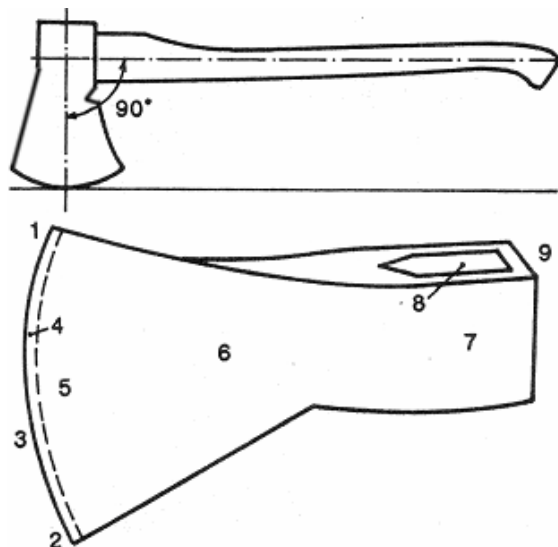
Oferowane są różne typy sikierek leśnych; przeznaczonych tylko do ścinki, okrzesywania, łupania albo też uniwersalnych. Każda sikiiera składa się z – sikiery właściwej, stalowego narzędzia tnącego w kształcie klina z półokrągłym ostrzem i otworem w części zwanej obuchem i toporzyska (styliska). Budowa uniwersalnej sikiery leśnej pokazana jest na rysunku 1.1.

Sikiere do ścinki cechuje średnia masa (1,4–1,8 (2,2)) kg bez toporzyska), wąskie ostrze o dużym promieniu zaokrąglenia krawędzi tnącej (rys. 1.2a), klinie o małym kącie zbieżności (9–12°) i tylnym osadzeniu, na długim toporzysku (65–90 cm).

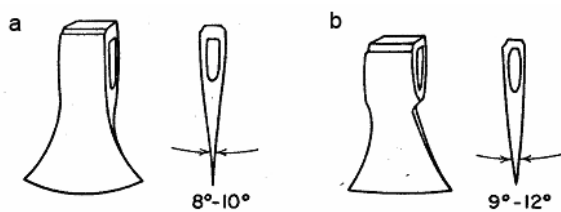
Sikiery do okrzesywania drzew z gałęzi, oferowane w bogatym asortymencie cechują się małą masą (0,8–1,3 kg), szerokim ostrzem o małym promieniu zaokrąglenia krawędzi tnącej (rys 1.2a), małym kącie zbieżności klina (8–10°), przednim osadzeniem na krótkim toporzysku (60–70 cm). **Sikiery i młoty do łupania** cechują przede wszystkim duże masy (2,5–3,2 kg bez toporzyska), duże kąty ostrza i zbieżności klina (20–40 cm), szeroki obuch i osadzenie na długim toporzysku (70–85 cm).

Sikiery uniwersalne, używane przy wszystkich rodzajach prac przy pozyskiwaniu drewna, mają parametry przeciętne dla różnego rodzaju sikierek.

Przykłady sikierek leśnych podano na rysunku 1.3. Kształt ostrza w pobliżu krawędzi tnącej jest różny w zależności od masy sikiery i przeznaczenia – do twardego czy miękkiego drewna. Kształt ostrza według zaleceń szwedzkich [Nedkvitne, Arversen 1978] podano na rysunku 1.4–1. Kształt ten w przypadku sikierek ciężkich i sikierek używanych do drewna twardego lub zmrożonego jest mniej zbieżysty (a) w porównaniu z kształtem ostrza sikierek lekkich i do drewna miękkiego (b). Kształty te scharakteryzowane są grubościami ostrza w odległościach 1, 5, 5, 10 i 60 mm od krawędzi tnącej (w ujęciu makroskopowym) – tabela 1.1.



Rys. 1.1. Uniwersalna siekiera leśna [Nedkvitne, Arversen 1978]: 1 – nosek, 2 – piętką, 3 – krawędź ostrza, 4 – ostrze, 5 – gładź, 6 – klin, 7 – obuch, 8 – ucho, 9 – grzbiet obucha



Rys. 1.2. Kształt i parametry siekier: a – do ścinki, b – okrzesywania [Nedkvitne, Arversen 1978]

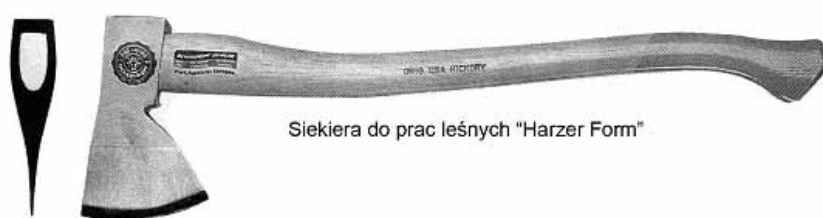


Siekiera "Canada"



Masa Siekiery	g	1000	1250	1400	1600	2000
Dł. styliska	cm	70	70	80	80	90

Uniwersalna siekiera leśna "Ochsenkopf - Gold",
"Rheinische Form".



Siekiera do prac leśnych "Harzer Form"

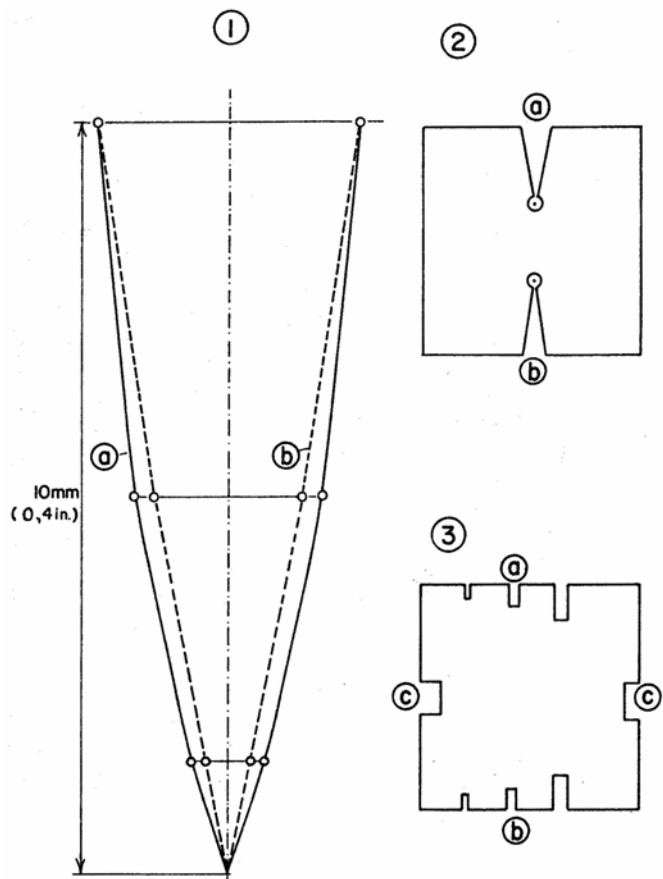


"Spalt-Fix" - Siekiera do tępiania

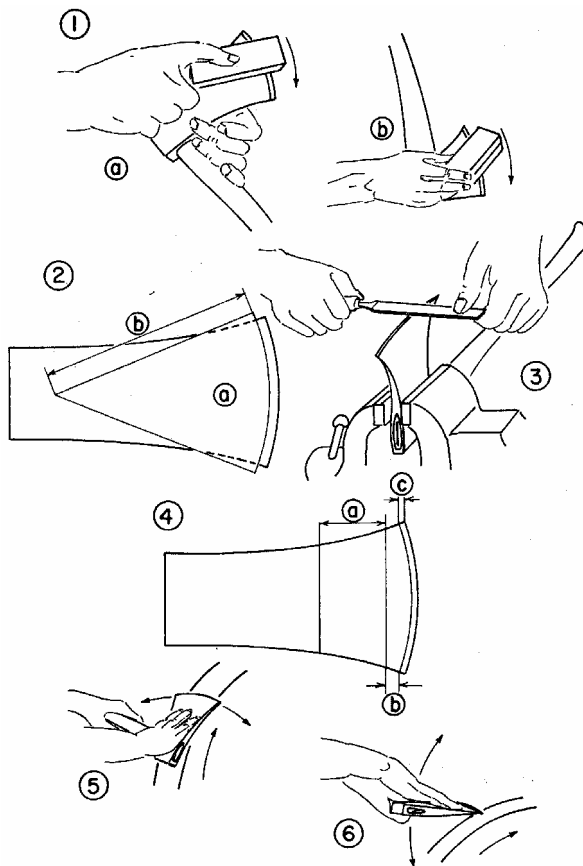


OCHSENKOPF - młot do tępiania drewna

Rys. 1.3. Przykłady siekier leśnych [katalog firmowy]



Rys. 1.4. Kształty ostrzy siekier do drewna twardego i miękkiego, 1) przymiary, 2) i 3) do sprawdzenia grubości ostrza [Nedkvitne, Arversen 1978]: (a) – siekier do drewna twardego, (b) – do drewna miękkiego, (c) grubość siekiery w odległości 60 mm od krawędzi tnącej



Rys. 1.5. Obsługa siekiery leśnej [Nedkvitne, Arversen 1978]

Tabela 1.1

Parametry ostrzy siekier i przymiary do ich sprawdzenia [Nedkvitne, Arversen 1978]

Przeznaczenie i masa siekiery	Odległość od krawędzi tnącej [mm]	Grubość ostrza [mm]
Do drewna twardego lub zmarzłego	1,5	1,0
	5,0	2,5
	10,0	3,5
Do drewna miękkiego	1,5	1,0
	5,0	2,0
	10,0	3,5
O masie 1,3–1,5 kg	60,0	10,0
O masie 1,5–1,8 kg	60,0	12,0

Codzienna obsługa siekiery leśnej polega na kilkakrotnym jej podostrzaniu za pomocą oselki (rys. 1.5–1). Główna obsługa, dokonywana co tydzień lub dłużej, zależnie od intensywności eksploataowania siekiery, polega na:

1. Sprawdzeniu krzywizny krawędzi tnącej (rys. 1.5–2). Powinna ona odpowiadać następującym promieniom krzywizny w zależności od masy siekiery właściwej: 1,3 kg – 170 mm, 1,5 kg – 190 mm, 1,8 kg – 215 mm. Jeśli jest to konieczne, koryguje się krzywiznę za pomocą pilnika (rys. 1.5–3),
2. Sprawdzeniu zbieżności klina siekiery i ostrza oraz ich skorygowania (rys. 1.5–4), poczynając od strefy (a), przez (b) do (c). Strefa (a) rozciąga się od 15–60 mm, licząc od krawędzi tnącej, strefa (b) – od 5–15 mm, a strefa (c) – to ostatnie 5 mm ostrza. Ostrzenie siekiery dokonuje się na toczydło (rys. 1.5–5,6).

1.2. Ręczne piły

Przy obecnych możliwościach korzystania z wysoko wydajnych, w różnym asortymencie, pił z napędem silnikowym trudno zalecać stosowanie pił ręcznych. Ich użycie może być jednak uzasadnione przy czyszczeniach wczesnych i czyszczeniach późnych. W użyciu bywają piły kabłąkowe i sierpowe, pozwalające na osiągnięcie wydajności porównywalnej do pracy pilarkami w przypadku bardzo zagęszczonych młodników.

Piła kabłąkowa to ręczna piła składająca się z wąskiego stalowego brzeszczotu i łukowato wygiętej ramy (rys. 1.6–1). Uzębienia brzeszczotów bywają różne; zwykle jednak klinowe albo **trójkątne**, stosowane do ścinki drzewek o twardym drewnie, cienkich drzewek o drewnie miękkim i do przerzynki, albo **zmiennokształtne** – tnąco-strugające, z dużymi lukami międzyzębnymi (wrębami) (rys. 1.6–3), stosowane do ścinki drzewek o drewnie miękkim. Ostrzenia piły dokonuje się za pomocą oselki (rys. 1.6–4) lub pilnika, w przypadku gdy jest zatepiona lub daje rżaz zakrzywiający się w jedną stronę (rys. 1.6–5). W tym ostatnim przypadku ostrzy się tę stronę, w którą rżaz się zakrzywia. Gdy rżaz się zawęża, należy rozchylić na przemian zęby piły specjalnym rozwierakiem (rys. 1.6–6). Czynność tę nazywamy **rozwieraniem uzębienia**; zapobiega ona zakleszczaniu się piły w rżazie. Korektę i ostrzenie pił o uzębieniu tnąco-strugającym pokazano na rys. 1.7–1.9. Korektę i ostrzenie pił o uzębieniu trójkątnym pokazano na rys. 1.10. Zalecane parametry uzębienia trójkątnego podano w tabeli 1.2.

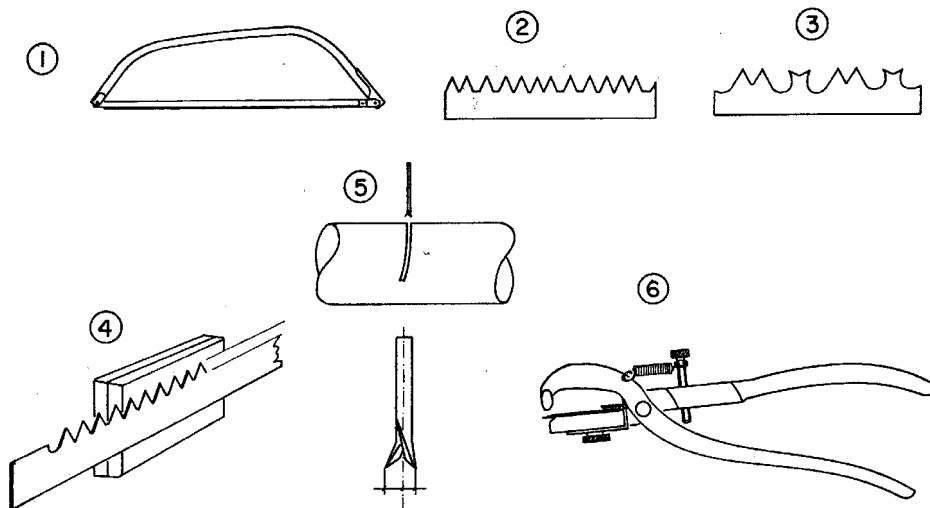
Tabela 1.2

Parametry trójkątnego uzębienia pił do przerzynki drewna [Skovteknik 1979]

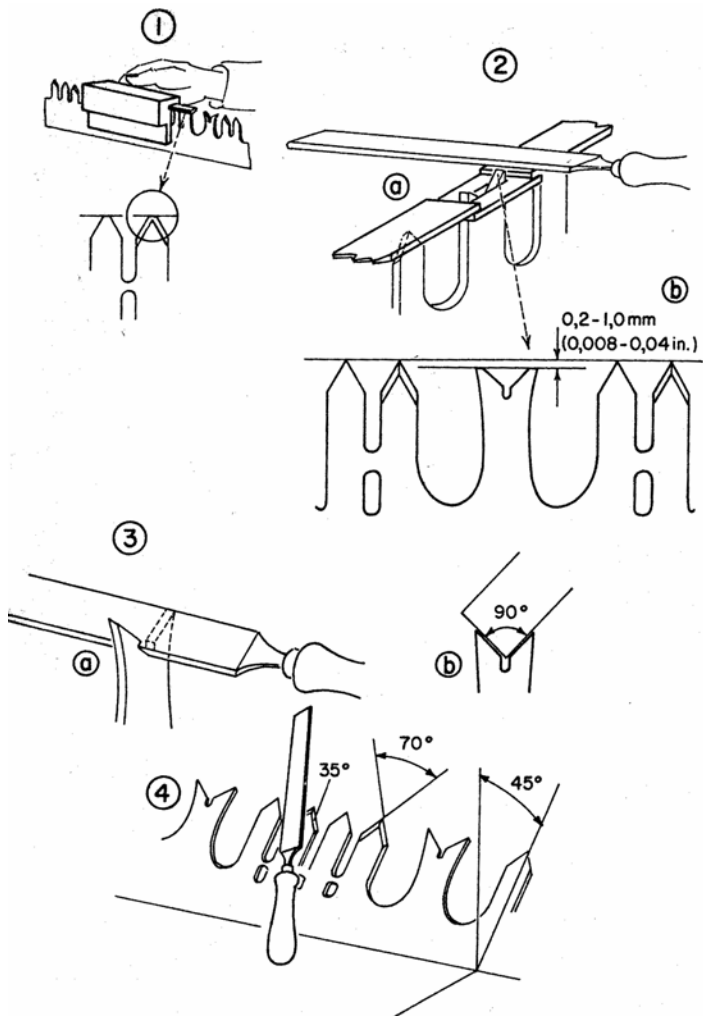
Twardość drewna	Odległość wierzchołków sąsiednich zębów [mm]	Wysokość zębów [mm]	Szerokość wrębu między zębami [mm]
Twarde	17	16	6,0
Miękkie	9	12	0,5
Mieszane (twarde i miękkie)	14	15	3,7

Piła sierpowa to piła o wygiętym brzeszczocie (wygiętej linii wierzchołków zębów tnących) i zmiennym kącie osadzenia rękojeści, o uzębieniu klinowym pochyłym w kierunku rękojeści (rys. 1.11), używana do jednoosobowej śinki i przerzynki.

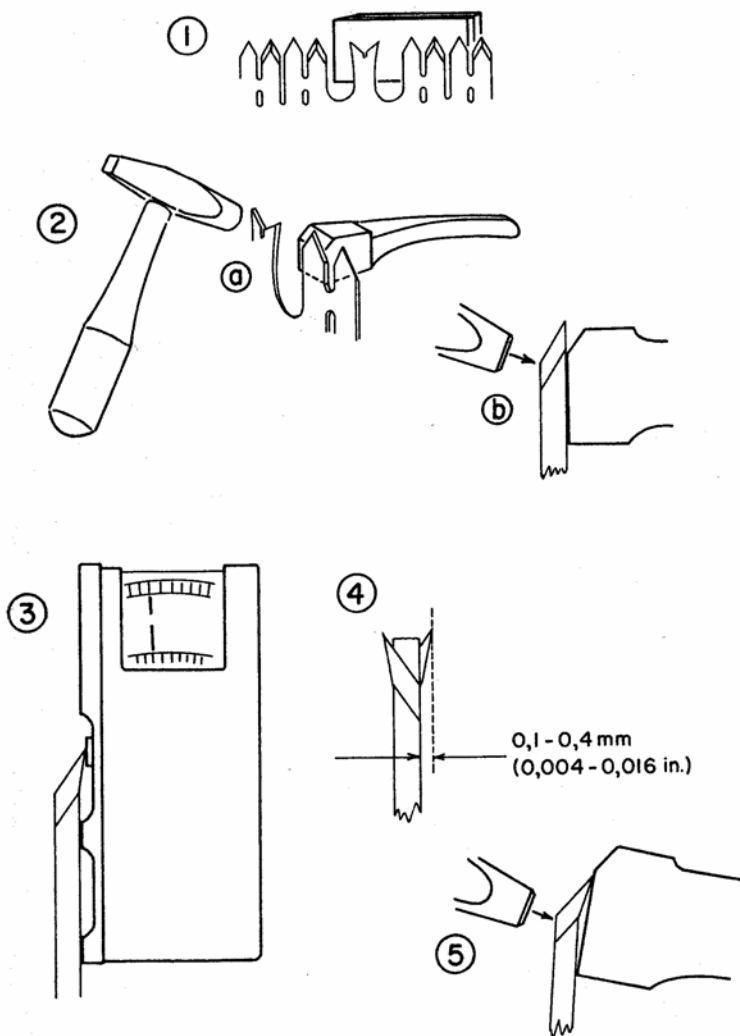
Istnieją ponadto piły do podkrzesywania typu „lisi ogon” mocowane na tyczkach oraz piły brzeszczotowe dwuosobowe do przerzynki, o prostym grzbiecie i łukowato wygiętej linii wierzchołków zębów. Piły dwuosobowe praktycznie wyszły z leśnego użycia.



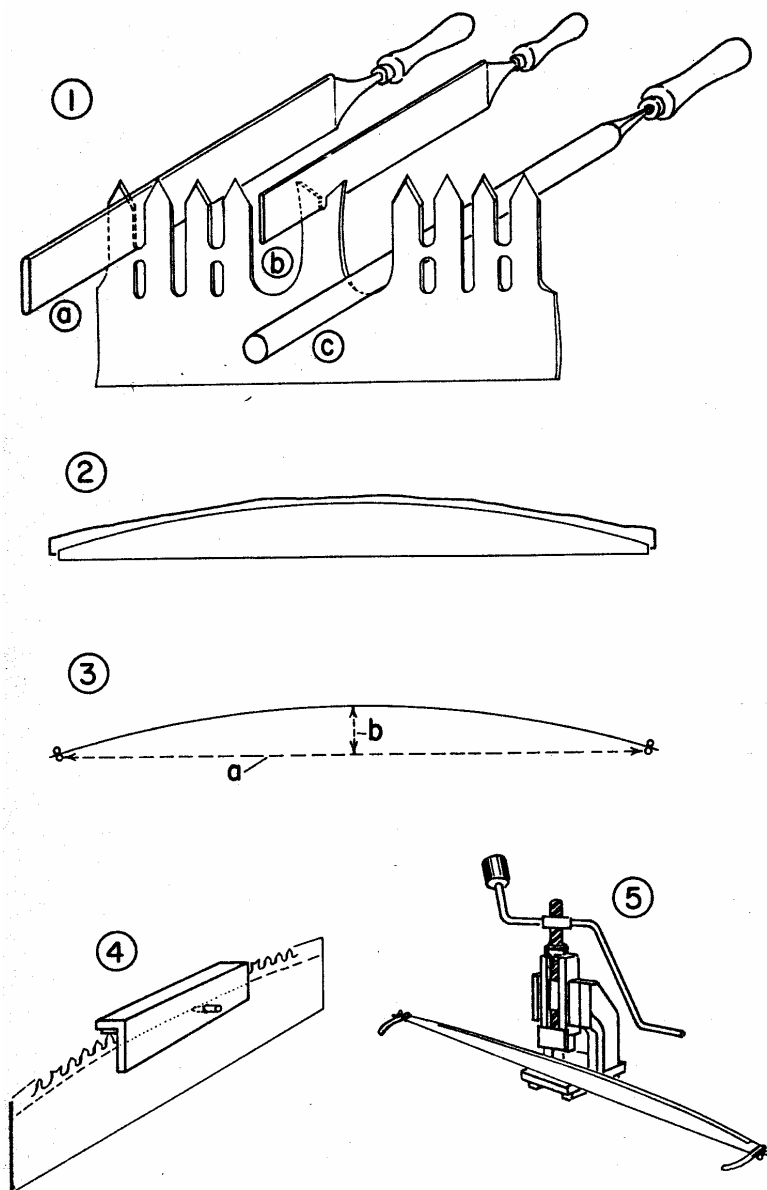
Rys. 1.6. Piła kabłąkowa i jej obsługa [Nedkvitne, Arversen 1978]: 1) budowa piły, 2) uzębienie trójkątne, 3) uzębienie tnąco-strugające, 4) boczna korekta brzeszczota piły, 5) rzaz sierpowy przy jednostronnym zatępieniu piły, 6) rozwierak kleszczowy



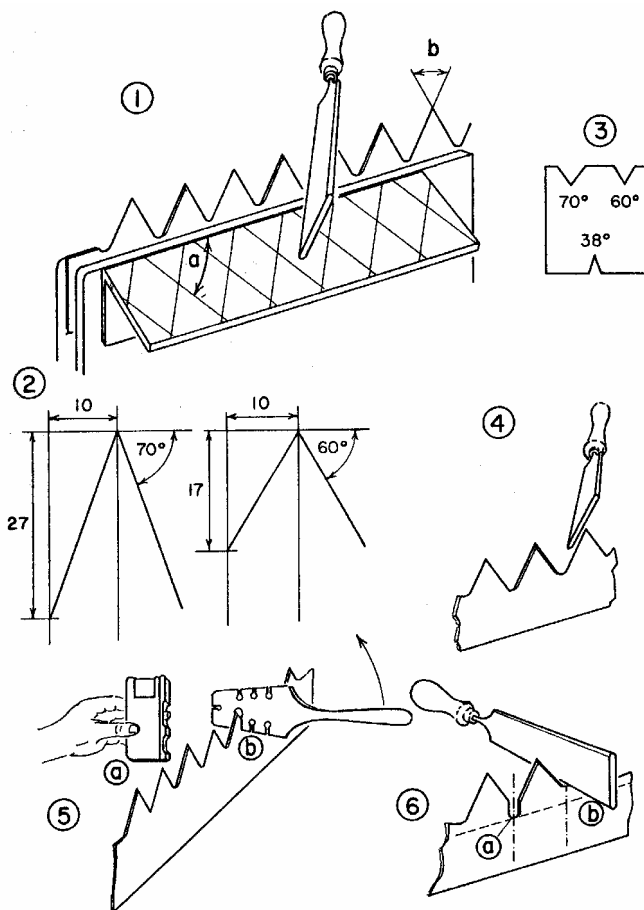
Rys. 1.7. Korekta i ostrzenie pił o uzębieniu tnąco – strugającym [Nedkvitne, Arversen 1978]:
 1) wyrównywanie wysokości zębów tnących, 2) korekta wysokości zębów strugających,
 3) ostrzenie zębów strugających, 4) ostrzenie zębów tnących



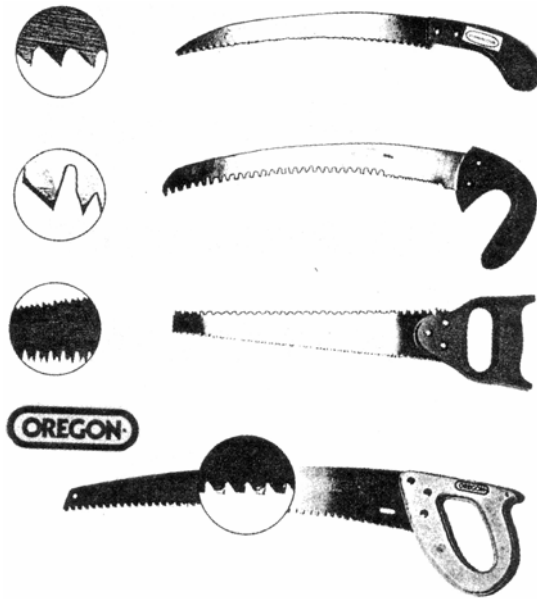
Rys. 1.8. Korekta i ostrzenie pił o uzębieniu tnąco – strugającym [Nedkvitne, Arversen 1978]:
 1) wyrównanie bocznej płaszczyzny uzębienia, 2) rozwieranie zębów tnących, 3) czujnik pomiarów odchylenia zębów tnących, 4) zalecane odchylenie krawędzi tnącej zębów tnących (0,1–0,4 do drewna twardego, 0,2–0,4 do drewna miękkiego), 5) likwidowanie za dużego odchylenia



Rys. 1.9. Korekta i ostrzenie pił o uzębieniu tnąca – strugającym [Nedkvitne, Arversen 1978]:
 1) pogłębienie wrębów, 2) – 3) sprawdzenie linii wierzchołków zębów tnących (najprościej przez przyłożenie do używanego nowego brzeszczota). Poprawne wygięcie tej linii powinno wynosić 7 cm dla pił o długości 1,5 m, 4) korekta linii wierzchołków, 5) prasa do korekty



Rys. 1.10. Korekta i ostrzenie pił o uzębieniu trójkątnym [Nekvitne, Arversen 1978]: 1) ostrzenie zębów z zachowaniem stałych kątów ostrza (70° dla drewna twardego i 60° – dla miękkiego) i kąta wierzchołkowego $b = 38^\circ$, 2) geometria zębów, 3) przymiar do sprawdzenia kątów ostrza, 4) obniżanie wierzchołka zębów w trakcie ostrzenia, 5) sprawdzanie i korekta rozwarcia zębów (zalecane 0,3–0,4 dla drewna twardego i 0,5–0,6 – dla miękkiego), 6) pogłębienia dna wrębu



Rys. 1.11. Pily sierpowe [Laurow 1994]

2. NARZĘDZIA POMOCNICZE DO ŚCINKI I OKRZESYWANIA

2.1. Kliny

Przy pozyskaniu drewna na poziomie ręczno-maszynowym do operacji głównych, jak wiemy, służą pilarki łańcuchowe z silnikiem spalinowym. Istnieje jednak duża grupa ręcznych narzędzi i urządzeń pomocniczych. Urządzenia pomocnicze do ścinki drzew można podzielić na trzy kategorie:

1. Sprzęt, który zwykle wykorzystywany jest przy ścince,
2. Sprzęt, który jest brany na zrąb i używany tylko w razie potrzeby,
3. Sprzęt, który jest na wyposażeniu leśnego barakowozu (schronu zrębowego) i w razie potrzeby może być doniesiony.

Przejście pomiędzy 1 i 2 grupą jest płynne. Trzecia grupa obejmuje wszystkich ciężki sprzęt ręczny, którym pilarz nie chce się obciążać w naturalnych warunkach ścinki. Rozróżniamy różnego rodzaju i przeznaczenia kliny, dźwignie obalające, tyczki kierunkowe, obracarki, ściągacze linowe.

Stosowana jest szeroka paleta klinów – od kieszonkowych, ze sztucznego tworzywa lub duraluminium, po ciężkie kliny hydrauliczne. Przeznaczone one być mogą do zapobiegania zaklinowywaniu się piły w rzazie, do ukierunkowania obalania i do łupania wałków drewna (tabela 2.1).

Tabela 2.1

Kliny leśne [Krohn 1976]

Lp.	Określenie i przeznaczenie klinów	Materiał	Długość [mm]	Masa [g]
1	Klin do rzazu ścinającego (kieszonkowy)	Lekki stop	120	130
2	Klin do rzazu ścinającego	Nylon	120	80
3	Klin do rzazu i obalania	Plastyk	190	270
4	Klin do rzazu i obalania	Plastyk	240	500
5	Klin duraluminiowy	Duraluminium	140	500
6	Klin do rzazu i obalania	Tworzywo sztuczne	185	–
7	Klin do rzazu i obalania	Buk	110	–
8	Duraluminiowy do łupania	Duraluminium	335	900
9	Klin ogólnego zastosowania	Duraluminium	250	1500
10	Klin do obalania i łupania	Stal	190	1700
11	KAWI – klin do obalania (rys. 27)	Stal	195/360	1495
12	Hydrauliczny klin do obalania	–	600	6350

W Polsce powszechnie stosuje się kliny grabowe, jesionowe i grochodrzewiowe, wykonywane sposobem gospodarczym. Zaleca się przy tym kliny o długości $l = 18$ cm, szerokości 7 cm i dwóch wartościach zbieżności, wynikających z wysokości główki klina $S = 3$ i 4 cm (rys. 2.1). Kliny suche łatwo samoczynnie wyskakują

przy pobijaniu, z uwagi na zbyt mały współczynnik tarcia klina o drewno. Mechanizm samowyskakiwania klina i warunek jego stateczności w rzazie wynika z reakcji drewna na wbijanie klina. Z uwagi na tarcie o współczynniku $\mu = \operatorname{tg} \rho$ reakcje drewna na powierzchni natarcia klina odchylone są od normalnych o kąt ρ , a od kierunku siły P pobijania klina dodatkowo o kąt α (gdzie 2α – kąt zbieżności klina. Mamy więc:

$$\Sigma x_i = 2R \sin(\alpha + \rho) - P = 0 \Rightarrow R \leq \frac{P}{2 \sin(\alpha + \rho)}$$

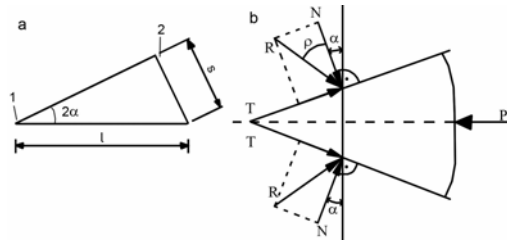
Do łupania poleca się stosować kliny metalowe, przede wszystkim stalowe, o hartowanej części wierzchołkowej i miękkiej główce. Są one zwykle dłuższe i o większym kącie wierzchołkowym w porównaniu z klinami do ścinki.

Klin mechaniczny do obalania KAWI, napędzany nożnie, zaliczamy do 2 kategorii narzędzi pomocniczych przy ścince pokazano na rys. 2.2. Mocna płytką 1 z rowkowaną powierzchnią wsadzania jest w rzaz wraz z leżącym pod nim klinem 2. Przez nacisk nogą na wspornik 3, zamocowany w tylnej części urządzenia, klin jest wciskany w rzaz.

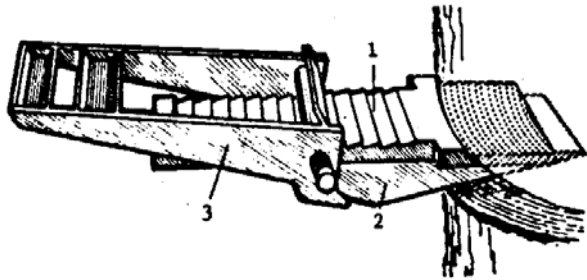
Przykładem klina mechanicznego o napędzie ręcznym jest klin ze śrubą stożkową (rys. 2.3 a), która wkręca się w rzaz. Kliny hydrauliczne do obalania pozwalają na osiąganie dużych sił nacisków na drewno. Bywają kliny hydrauliczne o napędzie ręcznym (rys. 2.4) lub mechanicznym – od silnika pilarki. W pokazanym klinie o napędzie ręcznym tłoczysko siłownika. Tłoczysko siłownika hydraulicznego naciska na powierzchnie natarcia klina (w postaci dwóch połączonych od przodu płaskowników), które zostały usunięte w rzaz. Rozchylanie się powierzchni natarcia powoduje obrót drzewa ściętego i jego obalanie. Z uwagi na ciężar klin ten zaliczany jest do narzędzi pomocniczych trzeciej kategorii. Przykładem klina hydraulicznego o napędzie od silnika pilarki jest klin KGM–1, którego schemat napędu pokazano na rys. 2.3 b, a schemat konstrukcyjny – na rysunku 2.5. Klin ten składa się z krzywkowego mechanizmu napędowego, nurnikowej pompy olejowej i właściwego klina z siłownikiem hydraulicznym. Pompa wytwarza ciśnienie do 27,5 MPa, skok tłoka – 40 mm, udźwig klina 59 49 kN, masa – 3,5 kg.

Pneumatyczne urządzenie do obalania (rys. 2.6) również napędzane jest przez silnik pilarki. Rolę klina spełnia tu gumowy, zbrojony mieszek, do którego tłoczone są spaliny z silnika pilarki, wyposażonej w odpowiednie przewody i zawory. Zestaw współczesnych ręcznych klinów firmy Fiskars pokazano na rysunku 2.7.

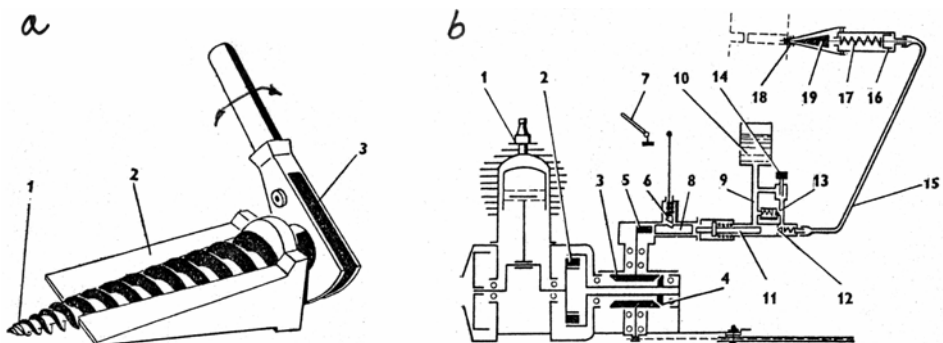
Rolę klinów spełniać mogą małe podnośniki hydrauliczne. Przykładem może być podnośnik DGM–16 (rys 2.8), napędzany tym samym co klin KGM – mechanizmem krzywkowym od silnika pilarki i wyposażony w tę samą pompę hydrauliczną. Podnośnik przeznaczony jest do obalania grubych drzew; ma ciśnienie robocze w układzie hydraulicznym takie same (27,5 MPa), ale skok tłoka i udźwig większy (90 mm, 137 kN); masa podnośnika 8,8 kg.



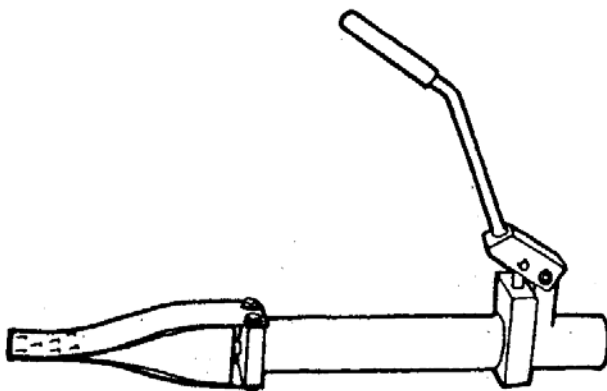
Rys. 2.1. Wymiary klinów polskich i siły działające na klin: 1 – wierzchołek, 2 – główka



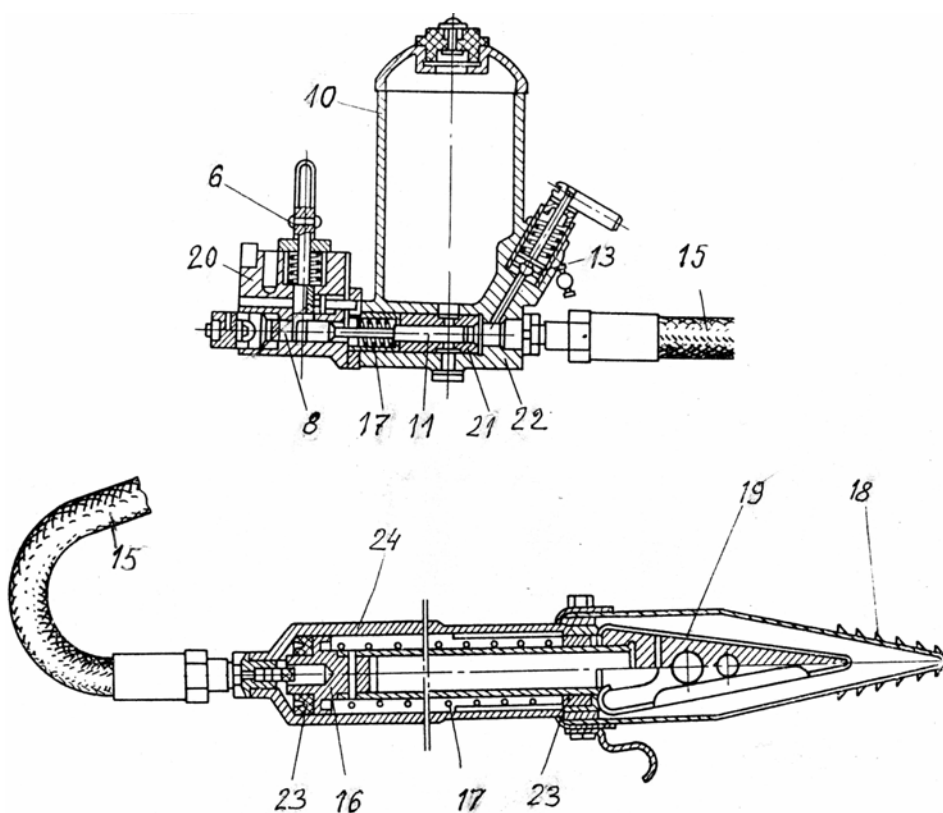
Rys. 2.2. Klin do obalania KAWI [1977]



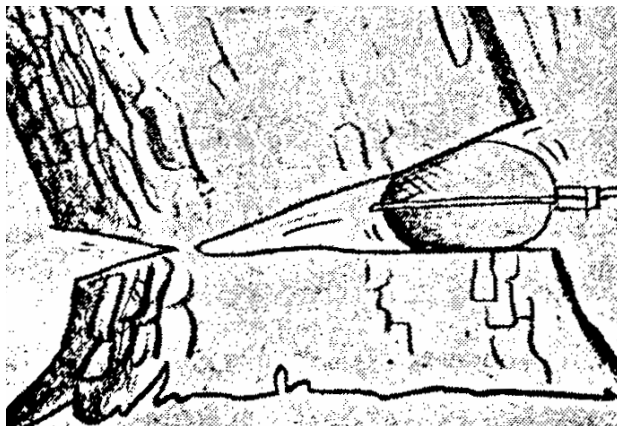
Rys. 2.3. Klina do obalania [Donda 1965]: a – ze śrubą stożkową, napędzany ręcznie: 1 – śruba, 2 – głazie klina, 3 – dźwignia; b – hydrauliczny, napędzany od pilarki: 1 – silnik pilarki, 2 – sprzęgło, 3, 4 – przekładnia napędowa, 5 – krzywka, 6 – zapadka, 7 – dźwignia, 8 – popychacz, 9 – kanałik, 10 – zbiornik oleju, 11 – nurnik pompy, 12–14 – zawory, 15 – przewód ciśnieniowy, 16 – zawór klina, 17 – sprężyna powrotna pompy, 18 – zadziory, 19 – tłoczek klina



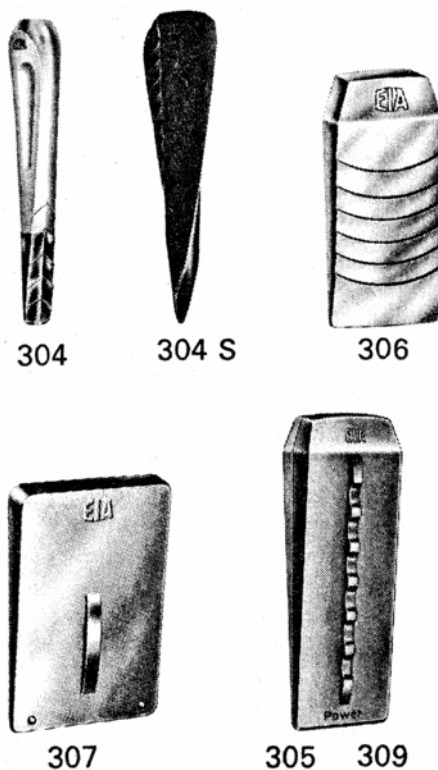
Rys. 2.4. Klin hydrauliczny do obalania o napędzie ręcznym [Krohn 1977]



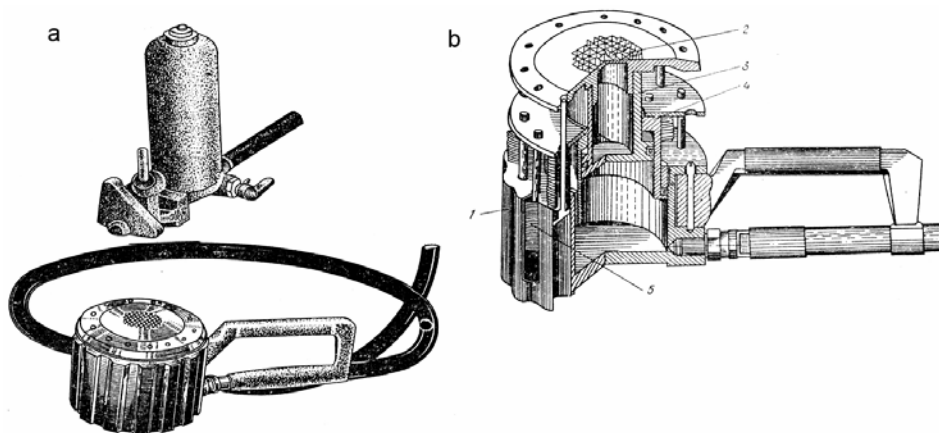
Rys. 2.5. Klin hydrauliczny KGM-1A [Matejko 1980]: 6-19 – jak na rys. 4.15b; 20 – korpus zespołu napędowego, 21 – cylinder pompy, 22 – korpus pompy, 23 – kołnierze tłocznika klina, 24 – cylinder siłownika klina



Rys. 2.6. Pneumatyczne urządzenie do obalania drzew [Krohn 1977]



Rys. 2.7. Kliny do obalania drzew przy ścince i do łupania kłód [katalog]: 304 – klin do łupania, masa 1,4 kg, 304S – klin do łupania, rafowany, 2,0 kg, 305 – klin do ścinki, lekki stop, 306 – klin do ścinki, elektron, 307 – klin do ścinki – nylonowy, 309 – klin do ścinki – nylonowy



Rys. 2.8. Podnośnik hydrauliczny do obalania drzew DGM-16 [Matejko 1980] DGM-16:
 1 – korpus (cylinder), 2 – pięta oporowa, 3, 4 – dwa teleskopowo wysuwane tłoki,
 5 – mechanizm powrotny

2.2. Dźwignie i tyczki kierunkowe do obalania drzew

Dźwignie do obalania drzew (rys. 2.9) składają się z metalowego drążka w górnej części zakończonego rękojęcią pokrytą plastykiem lub gumą, a w dolnej – stopką stalową w kształcie płytki umocowanej pod kątem 150° do osi dźwigni. Na dźwigni często umieszczone jest jarzmo z hakiem, co umożliwi używanie jej jako obracaka przy cieńszych drzewach. Taki zestaw nazywany jest „dźwignio-obracakiem”. Udane konstrukcje dźwigni do obalania pokazano na rysunku 2.10. Zaostrenie bocznej krawędzi stopki (w kształcie łopatki) lub zdejmowany drążek pozwalają na doraźne użycie dźwigni jako siekiery.

Siła oddziaływania dźwignią obalającą na drzewo (siła wydzwigu) zależy od wysokości uchwytu dźwigni nad ziemią. Według badań szwedzkich największą siłę oddziaływania drwala na dźwignię obalającą osiągnano, gdy uchwyt dźwigni był na wysokości 30–70 cm nad ziemią (rys. 2.11). Wskazane są przy tym odpowiednie kąty pomiędzy drążkiem a płytką stopki i rękojęcią, zależne od długości drążka (tabela 2.2).

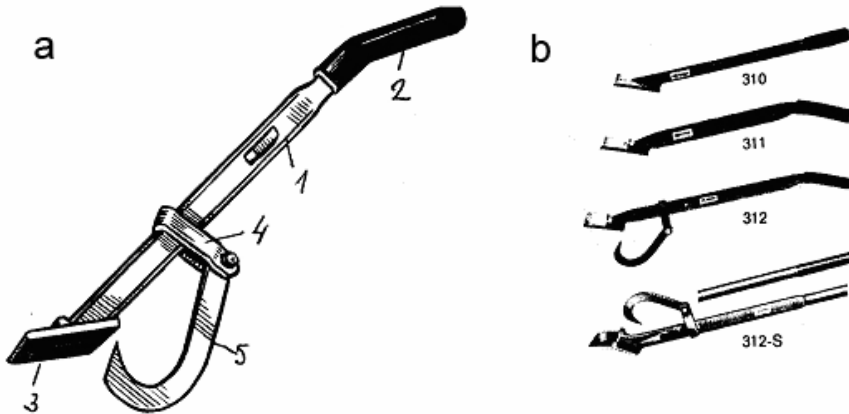
Tabela 2.2

Zalecane wygięcie płytki stopki i rękojęści dźwigni obalającej [Krohn 1976]

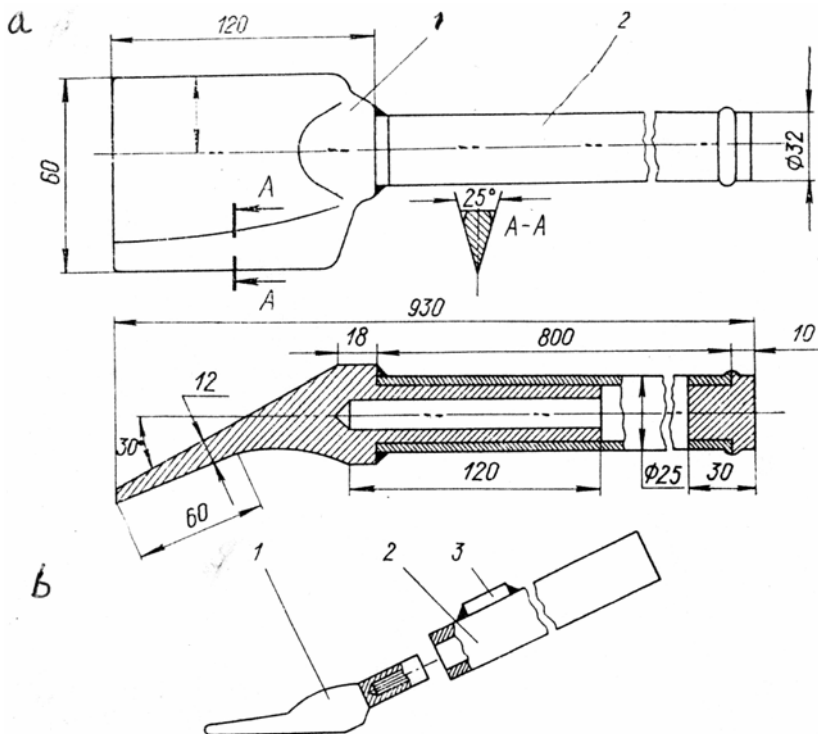
Długość drążka [cm]	Zalecany kąt [°] pomiędzy drążkiem a:	
	płytką stopki	rękojęcią
60	12–20	20–30
80	7–12	15–20
100	5–9	10–20

Do obalania drzew służy również wózek z klinem (rys. 2.12) pozwalający na odciążenie odziomka pnia od pniaka. Jest to przykład trzeciej kategorii narzędzia pomocniczego przy ścinie.

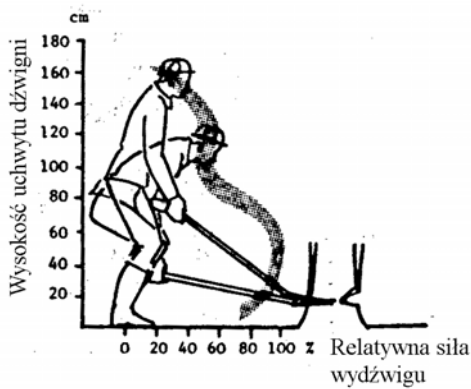
Tyczki kierunkowe. Do nadawania kierunku obalania ścinanym drzewom służą drewniane tyczki długości 2–6 m, stałej długości lub składane, z metalowym grotem (hakiem), zwane **tyczkami kierunkowymi**. Tyczkami kierunkowymi długimi oddziałuje się na pień drzewa bezpośrednio siłą mięśni drwala. Składane teleskopowo tyczki kierunkowe krótkie rozsuwane są mechanicznie lub hydraulicznie (rys. 2.13). Haki do tyczek (tyczko–bosaków) pokazano na rysunku 2.14. Nowoczesną tyczkę o napędzie mechanicznym pokazano na rysunku 2.15.



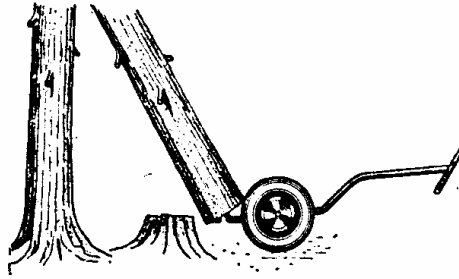
Rys. 2.9. Dźwignie do obalanie [Skovteknik 1979]: a – typu ciężkiego; 1 – drążek, 2 – rękojeść, 3 – stopka, 4 – jarzmo, 5 – hak do obracania pnia; b – zestaw firmowy: 310 – prosta, model lekki, długości 600 m, 311 – stalowa profilowany, 80 cm lekki, masa 1,4 kg, 312 – w kształcie jak 311, lecz z hakiem, masa 2,6 kg, 312 – S – z hakiem, długość – 130 cm, masa – 3,6 kg



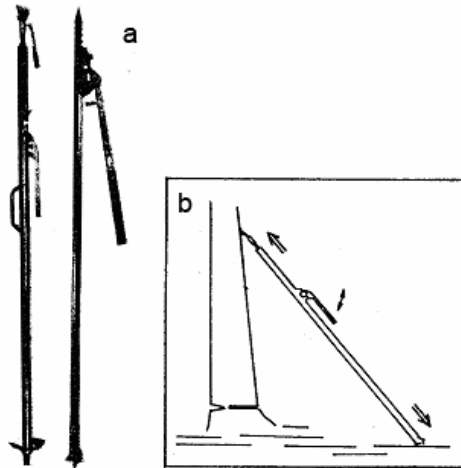
Rys. 2.10. Dźwignie do obalania [Matejko 1993]: a – z zaostrzoną boczną krawędzią łopatką 1; 2 – drążek (rękojeść), b – ze zdejmowanym drążkiem 2 z obuchem 3, co pozwala na pobijanie kłina w rżaz bez dodatkowego narzędzia (siekiery)



Rys. 2.11. Zależność siły wydzwigu od wysokości uchwytu dźwigni obalającej nad ziemią [Skovteknik 1979]



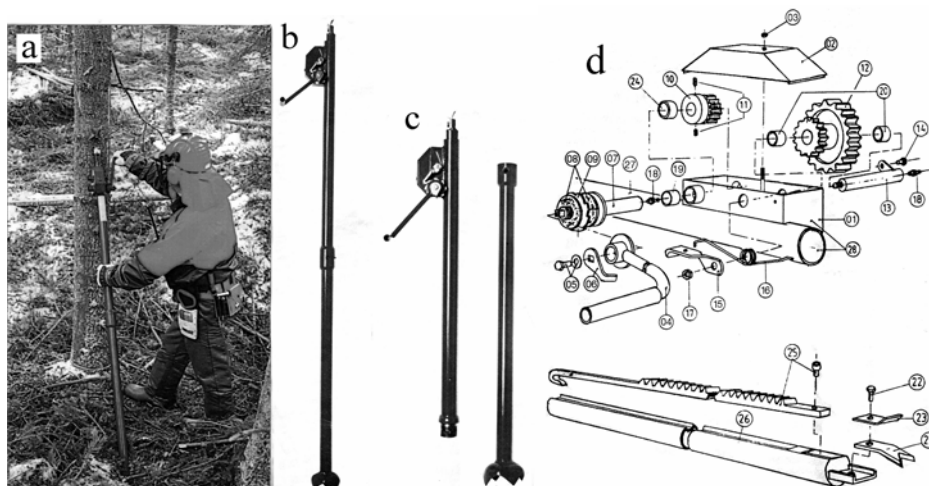
Rys. 2.12. Wózek z klinem do obalania drzew [katalog]: masa 17 kg, koła 400x100 mm



Rys. 2.13. Tyczki kierunkowe [Krohn 1976]: a – hydrauliczne (maksymalna siła nacisku – 15 kN, maksymalny moment – 30 N·m, długość 260–305 cm, masa – 11 kg), b – mechaniczna (długość 205 cm, masa ~ 12 kg)



Rys. 2.14. Haki do tyczek kierunkowych [katalog]: a – odstęp kolców – 13 cm, masa – 1 kg, b – masa ~ 1,2 kg



Rys. 2.15. Nowoczesna tyczka kierunkowa o napędzie mechanicznym [katalog]: a – praca tyczką, b – tyczka rozłożona, c – tyczka rozłożona, d – mechanizm wysuwu części teleskopowej; długość po złożeniu – 100 cm, robocza 185–245 cm, masa 14,5 kg

2.3. Narzędzia do obracania i ściągania drzew i sortymentów

Jeżeli po wykonaniu rzazu ścinającego drzewo pozostaje na pniaku lub przechyli się nieznacznie, zawieszając się koroną o korony drzew sąsiednich, należy drzewo ściągnąć z pniaka, a czasami odciągnąć za odziomek na tyle, by korony się rozszczępiły. Do tych celów służą obracaki i różnego rodzaju ściągacze.

Obracaki. Obracakiem (kantakiem) nazywamy stalowy hak z kolcem, który wbija się w drzewo, z uchwytem drewnianym, metalowym lub uchem, w które wkłada się drewniany drąg (rys. 2.16). Obracaki służą one do obracania zawieszonych drzew, do obracania i przetaczania dłużyc i kłód w lesie i na składnicach. Podobne haki na stałe lub doraźnie są doczepiane do dźwigni obalających. Podobną rolę spełniają capiny.

Capina to narzędzie ręczne w postaci stalowego ostrza w kształcie ptasiego dziobu, osadzonego na drewnianym trzonku lub drążku długości 90–130 cm pod kątem 110–130° do osi drążka (rys. 2.17). Stosunek długości dziobu do długości trzonka (do uchwytu), wynikający z zasady pracy capiny jako dźwigni dwuramiennej wynosi 1:7. Do obracania dłużyc i kłód służyć też może taśma do obracania (rys. 2.18), praktyczna i lekka.

Ściągacze linowe. Narzędzia te to rodzaj wciągarki dźwigniowej lub bębnowej do przesuwania drewna na małe odległości. Obok ściągania drzew zawieszonych służyć mogą do nadania właściwego kierunku obalania.

Ściągacze linowe dźwigniowe, zwane też przeciągarkami pracują na zasadzie przeciągania liny, kolejno przez dwie dźwignie zaopatrzone w szczęki zaciskające się na linie. Przełożenie przekładni napędowej ściągacza „Tirfor” (rys. 2.19), znanego w kraju od dawna i najbardziej rozpowszechnionego, równe 1:41 pozwala na

uzyskanie siły uciągu 14,7 kN przy naciskaniu na dźwignię siłą 0,34 kN. Mankamentem „Tirfora” jest jego duża masa (ok. 19 kg). Znacznie lżejszy (6,2 kg) jest ściągacz linowy JBL o zasadzie działania podobnej jak u „Tirfora” (rys 2.20). Parametry współczesnych ściągaczy linowych dźwigniowych podano w tabeli 2.3.

Tabela 2.3

Parametry współczesnych ściągaczy linowych dźwigniowych [katalog]

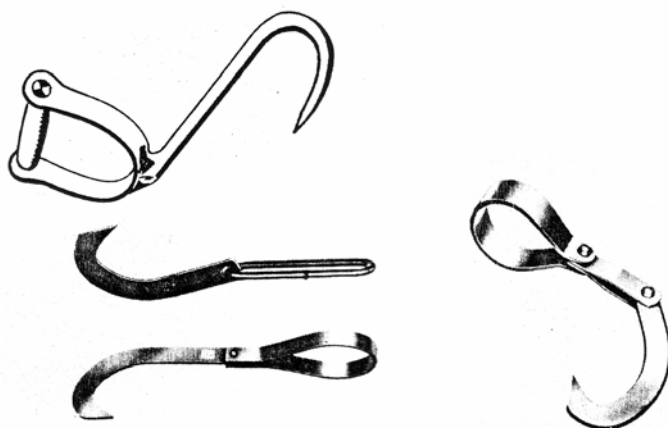
Nazwa ściągacza	Masa własna [kg]	Siła uciągu [kN]	Lina pociągowa			Przeznaczenie
			Długość [m]	Średnica [mm]	Masa (z hakiem) [kg]	
Greifzug „Jockey”	1,7	5	10	4,5	2,0	Do podnoszenia, opuszczania i napinania liny
Habegger HIT 6 Champion	4,7	6	10	6,4	2,1	Do pojazdów terenowych, do ściągnięcia drzew o $d \leq 20$ cm
Greifzug TU 8	9,5	8	40	8	10,7	
Greifzug T 508 D	7,8	8	40	8	10,7	
Habegger HIT 10 Champion	7,6	10	25	8,4	8,0	Do ściągnięcia drzew w łatwych i średnich warunkach
Habegger HIT 10 Champion (rys. 4.33)	14	16	25	14	13,9	Do ściągnięcia w średnich warunkach
Greifzug TU 16	20,5	16	40	11,5	19,6	Do ściągnięcia drzew w ciężkich warunkach
Greifzug T 516 D	16,0	16	25	11,5	10,1	
Habegger HIT 32 Champion	22,7	32	10	16	11,3	
			40	16	40,3	
Greifzug TU 32	31,5	32	40	16	40,3	
Greifzug T532 D (rys. 4.34)	26,0	32	40	16	40,3	

Ściągacze linowe dźwigniowe obok ściągacza właściwego i liny podstawowej, wyposażone są w szpulę do liny, pas poliestrowy do opasania drzewa, o wytrzymałości 30–40 kN i długości 3 m. Na komplet pełnego wyposażenia leśnego (np. ściągacza HIT 16) składa się ponadto: lina– przedłużacz o średnicy $d = 11,4$ mm, długości 20 m z hakiem, kołowrotek do liny, drugi pas poliestrowy (30 kN), trzeci pas (40 kN), krążek kierunkowy, komplet narzędzi, 2 szczotki do czyszczenia liny, sworznie zabezpieczające, skrzynia transportowa, a ponadto wózek transportowy do skrzyni (rys. 4.36).

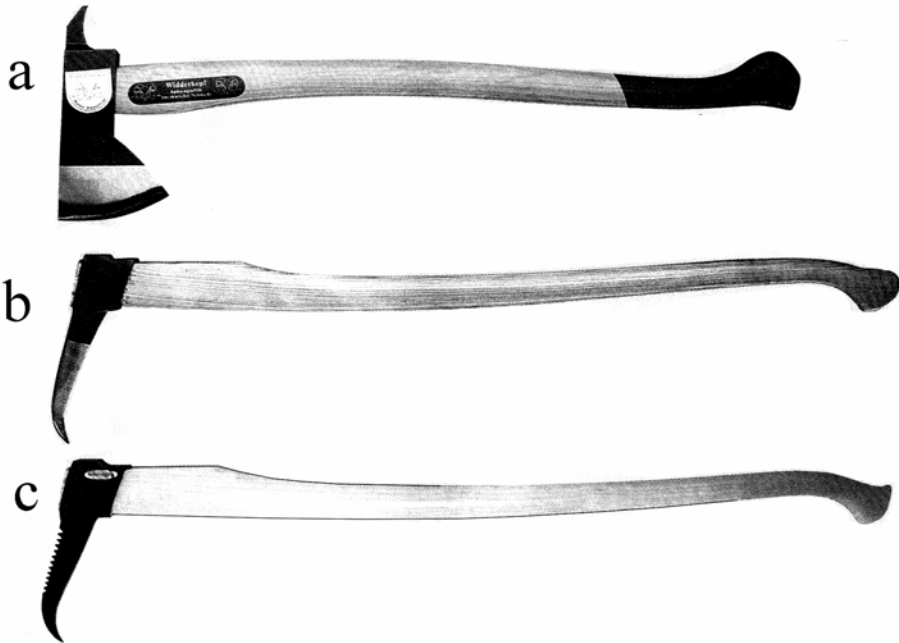
Jak już wspomniano, do ścińki, przy ściągnięciu drzew zawieszonych lub ich obalaniu, stosowane być mogą małe wciągarki linowe bębnowe. Do starszych typów należy wciągarka „Bebeco” (rys. 2.21) o masie 7,2 kg, długości liny 10 m i sile

uciągu 20 kN, napędzana ręcznie. Aktualnie oferowana jest wciągarka ręczna „Ardenner 1600” (rys. 2.22) o masie 6 kg, sile uciągu 16 kN, z taśmą (zamiast liny pociągowej) o długości 15 m, szerokości 42 mm, wytrzymałej napięcie 22 kN oraz wciągarka bębnowa Multi – FKS (rys. 2.23) napędzana od silnika pilarek spalinowych o mocy ok. 4,1 kW, przystosowana do szeregu pilarek marki Stihl, Husqvarna, Jonsered i Dolmar. Siła uciągu wciągarki – 10 kN (z możliwością zwiększenia do 20 kN), lina 6,5 mm, o długości 80 m.

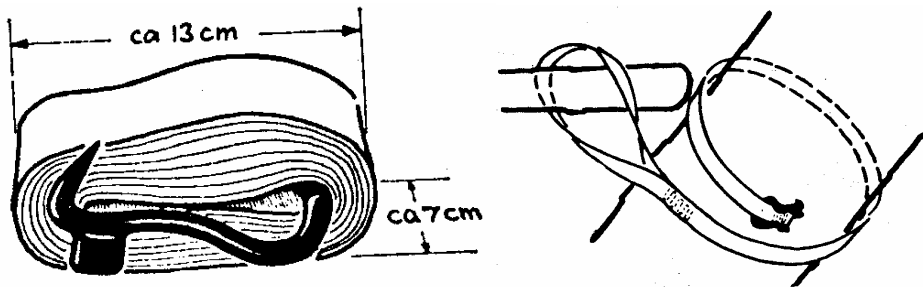
Napędzana od silnika pilarki jest także wciągarka bębnowa PLM (rys. 2.24), używana do ściągania zawieszonych drzew, montażu i demontażu linowych kolejek zrywkowych. Moment obrotowy przekazywany jest na bęben od silnika pilarki przez przekładnię planetarną redukującą, o przełożeniu 1:116. Prędkość zewnętrznej warstwy zwojów liny wynosi 0,35 m/s, a siła uciągu na linie 5,88 kN. Prędkość liny na pierwszych, wewnętrznych zwojach wynosi 0,25 m/s, a siła uciągu 9,8 kN. Wciągarka ma hamulec taśmowy; na bębnie nawinięto 100 m liny o średnicy 5,2 mm.



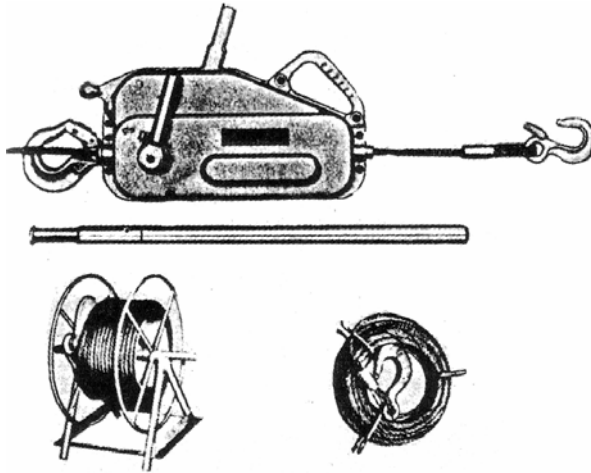
Rys. 2.16. Obracaki [katalog]



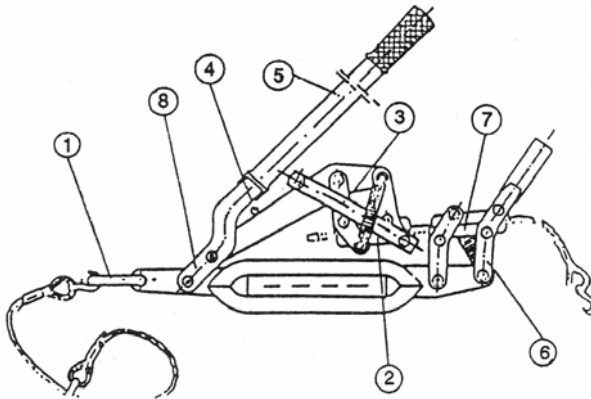
Rys. 2.17. Capiny [katalog]: a – siekiera – capina Rautenberga – przydatna przy przemieszaniu drewna i okrzyszowaniu; masa bez trzonka (styliska) 800 g, stylisko z hikory, b – capina uniwersalna tyrolska, lekko wygięta; masa bez styliska 800–1300 g, długość 1,1–1,3 m, c) capina Biber, grzbiet uzębiony, przydatna na składnicach; masa bez styliska 1100–1300 g, długość 1,2–1,3 m



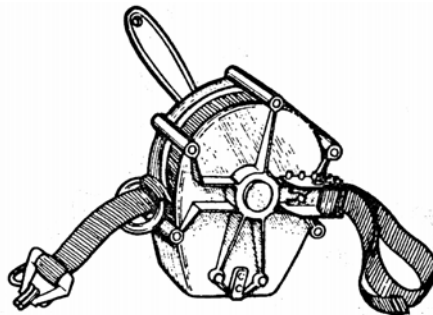
Rys. 2.18. Taśma do obracania drzew KAWI [Skovteknik 1979] (masa – 0,32 kg, masa z pokrowcem – 0,4 kg, długość taśmy 1,88, szerokość 47 mm, długość haka – 110 mm, szerokość haka – 70 mm)



Rys. 2.19. Ściągacze linowe „Tirfor” [Laurow]



Rys. 2.20. Ściągacz linowy lekki typu IBL [Laurow 1994]: 1 – ogniwo mocujące, 2 – szczeka tylna, 3 – ciągnio, 4 – zaczep, 5 – ramię dźwigni, 6 – czop dźwigni przedniej, 7 – szczęki przednie, 8 – czop dźwigni tylnej



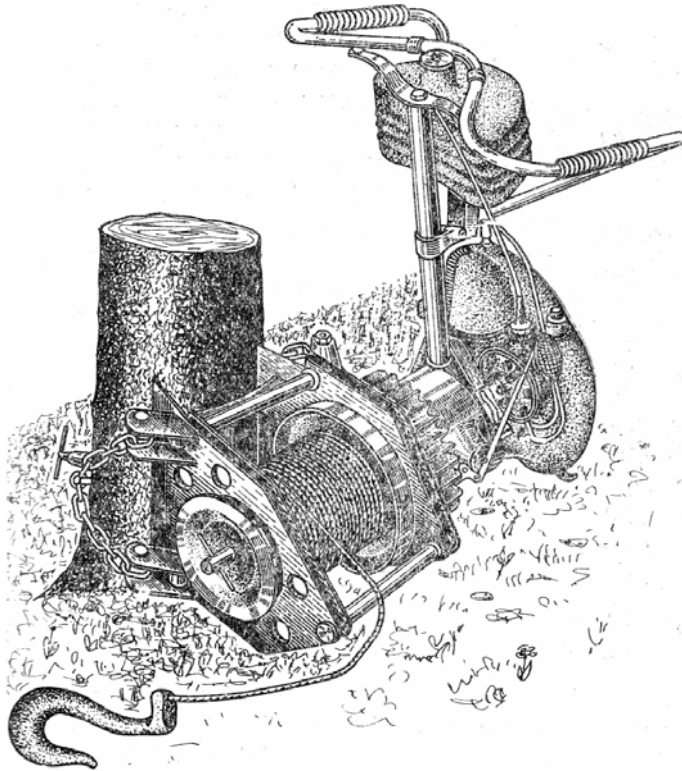
Rys. 2.21. Wciągarka „Bebeco” [Skovteknik 1979]



Rys. 2.22. Wciągarka ręczna Ardener 1600 [katalog]



Rys. 2.23. Wciągarka linowa bębnowa Multi – FKS [katalog]



Rys. 2.24. Przenośna wciągarka PML [Matejko 1980]

Krażki linowe. Do zmiany kierunku liny ściągaczy lub do zwiększenia siły uciągu niezbędne są krażki linowe (rys. 2.25). W tabeli 2.4 podano parametry aktualnie oferowanych krażków linowych. W przypadku krażków lekkich, nawet przy stalowej rolce obudowa (pokrywy) wykonana jest z lekkich stopów. Przykłady zastosowania krażków podano na rys. 2.26.

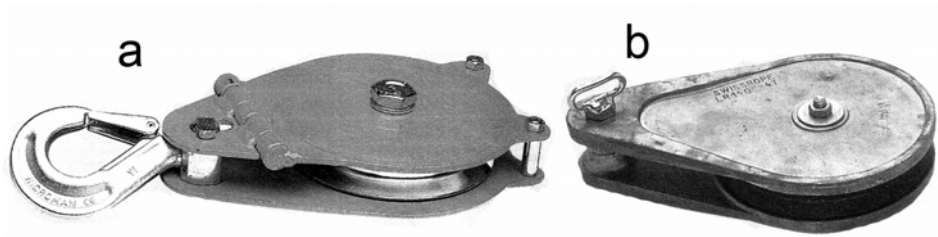
Ochroniacze pni drzew. Pnie drzew, do których mocuje się liny lub krażki kierunkowe wymagają ochrony przed otarciami i przecinaniem kory. Najtaniej ochroniacze wykonuje się z desek lub gałęzi, którymi obkłada się pnie. Są też dostępne specjalne pasy (rys. 2.27) ochronne o różnej wytrzymałości na rozzerwanie; o sile rozrywającej niszczącej równej 140, 210, 280, 420 i 560 kN. Zalecane są przy tym duże współczynniki bezpieczeństwa, równe 7 przy rozciąganiu prostego odcinka pasa i 8,75 – przy związaniu pasa w węzeł (oznacza to np. że dopuszczalne obciążenie pasa o sile rozrywającej 210 N na prostym odcinku pasa wynosi 30 kN).

Do zabezpieczenia pni drzew naprzężonych przed rozlupaniem odziomka podczas ścińki służą odpowiednie liny i pasy zaciskowe (rys. 2.28). Ściskacz „Anker” nadaje się do odziomków o średnicy do 100 cm, długość liny – 3,5 m, średnica – 14 mm. Pas zaciskowy „Niedźwiedź” ma szerokość 75 mm, długość 4 m, wytrzymuje siły rozciągające do 200 kN.

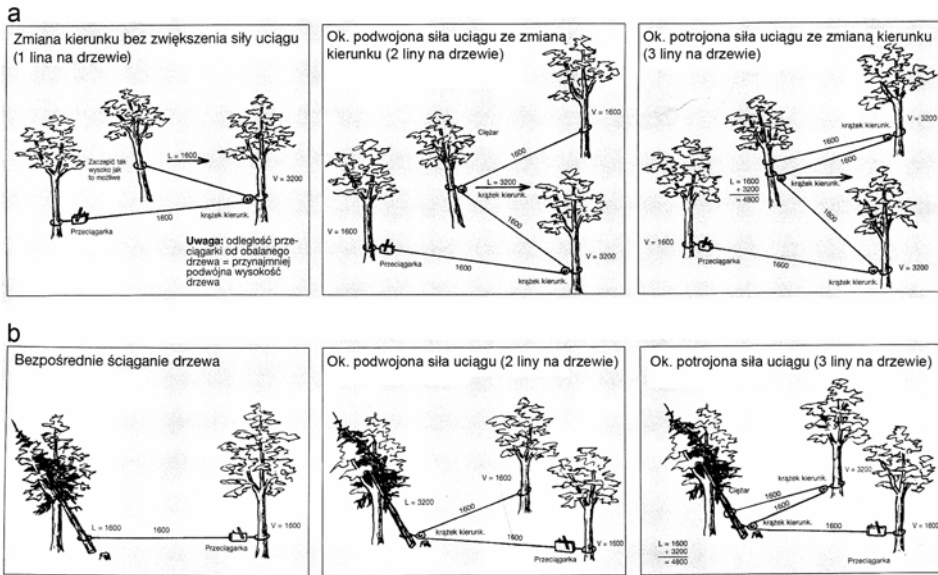
Tabela 2.4

Parametry kraźków linowych [Katalog]

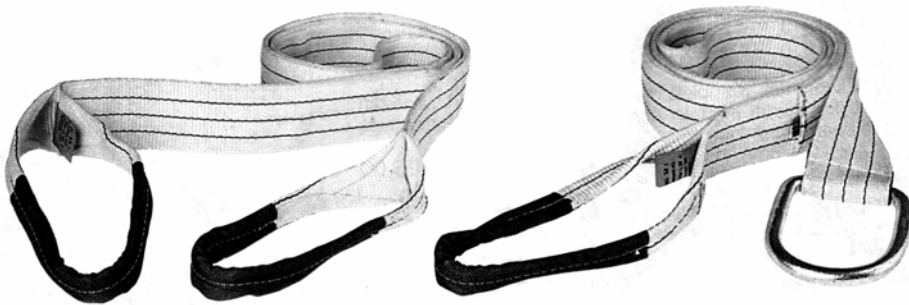
Nazwa i oznaczenie	Lekki krażek UB 8	Krażek składany HK 11	Krażek kierunkowy krótki MC 3,2	Krażek kierunkowy krótki MC 6,4	Krażek kierunkowy LR 140	Krażek kierunkowy LR 160	Krażek AL-A64	Krażek AL-A 3000	Krażek z haktem i uchyną boczną			Krażki ze składaną bocznią			Krażki GTS		
									I	II	III	I	II	III	I	II	III
Dopuszczal. obciążenie robocze [kN]	16	16	32	64	40	60	64	30	40	64	100	20	40	20	40	40	40
Masa [kg]	0,8	8	2,4	5,5	40	3,5	4,8	1,2	4,8	7,9	14,0	1,1	2,5	1,0	2,0	2,4	2,4
Srednica rolki [mm]	130	175	140	200	140	160	170	100	144	176	200	80	140	80	110	140	140
Materiał rolki	nylon	stal	nylon	nylon	stal	stal	stop aluminium	stop aluminium	stal	stal	stal	stal	stal	stal	stal	stal	stal
Rodzaj łożyska	ślizgowe	ślizgowe	ślizgowe bezobsługowe	ślizgowe bezobsługowe	kulkowe	kulkowe	ślizgowe	ślizgowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe	kulkowe
Długość krażka [mm]	200	500	250	310	235	300	364	200						165	215	265	265
Dla liny o średnicy [mm]	8	8	11,5	16	8,4	8,4	16,2	11	10	2	14	8	14	7	13	16	16
Maksymalna prędkość liny [m/min]	9	9	18	12			10	10						120	120	600	600
Współczynnik bezpieczeństwa			5	5	3,5	3,5	3,75	4	2,2	2,4	2,25	3	2,25				
Zastosowanie	Lekkie prace ściągaczem	Do ściągaczy	Do ściągaczy	Do ściągaczy	Ściągacze kolejki linowe	Ściągacze kolejki linowe	Do ściągaczy	Do ściągaczy	Do ściągaczy			Do ściągaczy			Do zrywki i kolejek linowych		



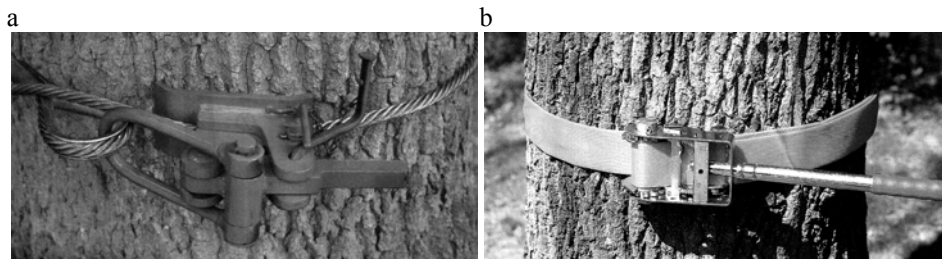
Rys. 2.25. Krążki linowe [katalog]: a – z hakiem, b – kierunkowy LR 140



Rys. 2.26. Przykłady zastosowania krążków i ściągaczy linowych [katalog]: a – do zwiększania siły uciągu, b – do ściągania drzew zawieszonych; L – siła uciągu, V – obciążenie drzew w punkcie zaczepienia liny lub krążka



Rys. 2.27. Pasy ochronne do pni drzew przy zaczepianiu lin i krążków [katalog]



Rys. 2.28. Liny i pasy zaciskowe do odziomków [katalog]: a – „Anker”, b – „Niedźwiedź”

2.4. Narzędzia do wyciągania drewna do szlaku

Przy obróbce, układaniu w stosy, załadunku, wyciąganiu drewna małowymiarowego do szlaku zrywkowego pomocne są haki i kleszcze zrywkowe. **Haki** (kolce) to zakrzywione pręty stalowe z zaostrowym końcem i uchwytem (rys. 2.29). Zaleca się, by odległość pomiędzy uchwytem a kolcem haka wynosiła 17–20 cm, a masa haka była nie większa od 0,45 kg.

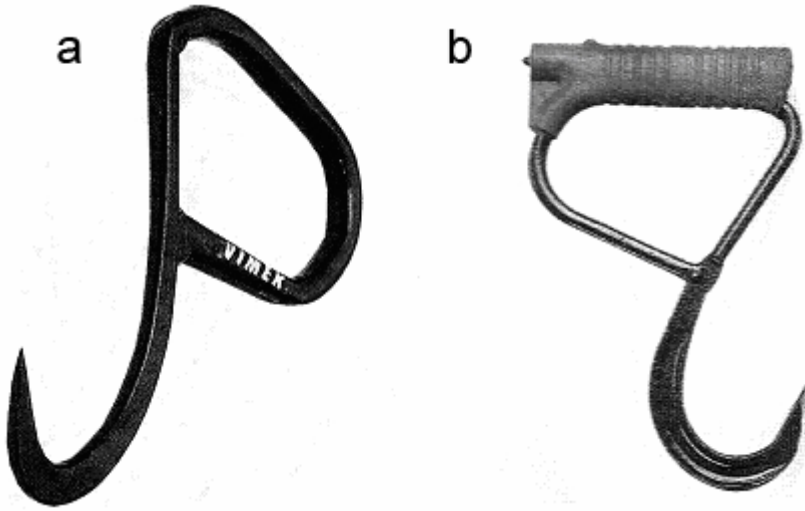
Kleszcze ręczne do przenoszenia drewna (kleszcze ręczne zrywkowe) to urządzenia składające się z dwóch stalowych ramion, połączonych przegubowo na kształt nożyc. Ramiona zakończone są kolcami, a od góry połączone uchwytem – bezpośrednio albo za pomocą czworoboku przegubowego (rys. 2.30). Do dużych pni używać można kleszczy dwuosobowych (rys. 2.31). Na podobnej zasadzie zbudowane są kleszcze zrywkowe ciągnikowe.

2.5. Narzędzia do pomiaru drzew

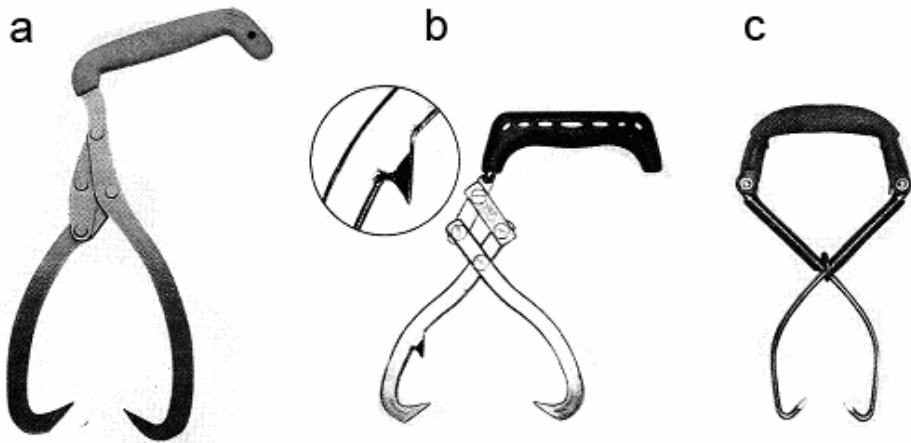
Do wyrzynki sortymentów pomocne są średnicomierze i specjalne taśmy miernicze. **Średnicomierz** (klupa) to przyrząd do pomiaru grubości pni drzew. Składa się z wyskalowanej listwy i dwóch ramion prostopadłych do listwy (rys. 2.32). Jedno z ramion, umieszczone na lewym końcu listwy jest nieruchome, a drugie, domocowane do suwaka może się po listwie przesuwać. Listwa pomiarowa może być płaska pełna lub pusta w środku, o przekroju czworokątnym lub trójkątnym, wykonana najczęściej z aluminium. Suwak i ramiona wykonane być mogą z aluminium lub z odpornego na uderzenia tworzywa (poliamidu). Zakres pomiaru 30–100 cm.

Używana przy pozyskiwaniu drewna taśma miernicza, coraz powszechniej stosowana, to taśma stalowa 15, 20, 25 lub 30 m automatycznie się zwijająca (za pomocą sprężyny), zaopatrzona na początku w stalowy kolec wciskany w czoło pnia i zaczepiona do pasa drwała za pomocą karabińczyka. Początkowe, wymienne 0,5 m taśmy jest wykonane z plastyku i zaopatrzone w gumowy stoper. Budowa taśmy „Bahco” pokazana jest na rys. 2.33.

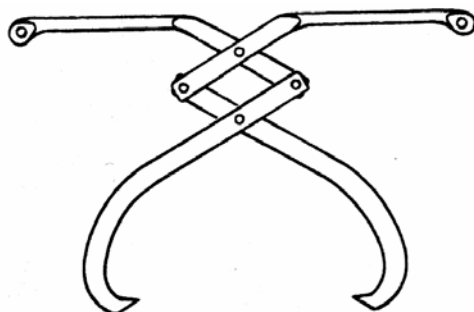
Średnicomierze i taśmy miernicze podlegają legalizacji, o której świadczy odpowiedni znak cechowania.



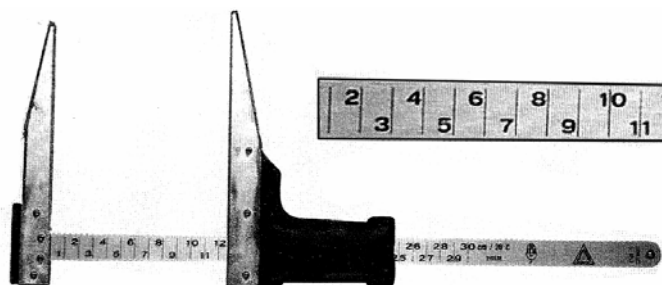
Rys. 2.29. Haki do drewna krótkiego [katalog]: a – hak „Vimek”, b – hak z uchwytem z tworzywa sztucznego długości; 250 mm, masa – 0,45 kg



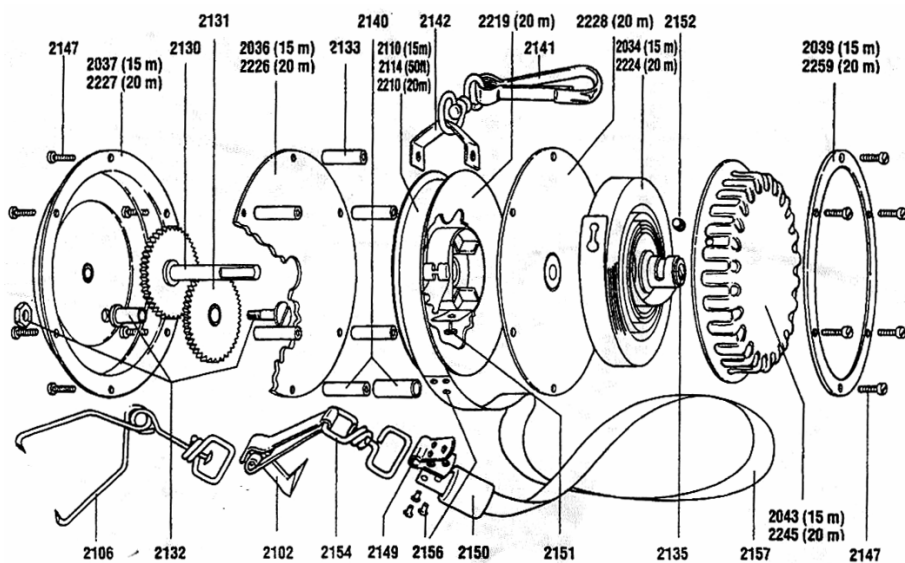
Rys. 2.30. Kleszcze ręczne zrywkowe [katalog]: a – samozaciskowe (uchwyt z tworzywa sztucznego; rozstaw kłów – 285 mm, masa 0,89 kg), b – kleszcze – obracak (ostroga umożliwia obracanie masa – 0,4 kg), c – szwedzkie do podnoszenia (samozaciskowe, ze sprężyną rozstaw kłów – 270 mm, masa – 0,53 kg)



Rys. 2.31. Kleszcze ręczne dwuosobowe Fiskars [katalog]
 (masa 2,4, rozstaw kłków 440 mm, długość po złożeniu 650 mm)



Rys. 2.32. Średnicomierz „Kleiber” [katalog]



Rys. 2.33. Budowa taśmy mierniczej „Bahco” 15/20 m [katalog]

Część II. Pilarki przenośne

3. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA I KLASYFIKACJA PILAREK

Ręczno–mechaniczny poziom techniki pozyskania drewna i innych prac leśnych oparty jest o narzędzia, w których podstawowy ruch roboczy napędzany jest za pomocą silnika, a ruchy pomocnicze i sterowanie narzędziem wykonywane są ręcznie. Tak jak każda maszyna narzędzie takie składa się z trzech zespołów: silnika, zespołu napędowego i roboczego. Silnik dostarcza narzędziom ręczno–maszynowym energii, zespół napędowy przekazuje ruch od silnika do zespołu roboczego za pomocą różnych przekładni (mechanicznych, hydraulicznych i innych), a zespół roboczy bezpośrednio oddziałuje na obiekt pracy.

Główne zalety narzędzi ręczno–maszynowych to znacznie większa wydajność pracy w porównaniu z wydajnością pracy narzędziami ręcznymi, znaczne zmniejszenie wysiłku robotników leśnych – przy stosunkowo niewielkich początkowo nakładach kapitałowych. W zakresie prac użytkowania lasu prawie wyłącznie wykorzystuje się silniki jednocylindrowe gaźnikowe dwutaktowe na paliwo bezołowiowe. W ograniczonym stopniu (na składnicach manipulacyjnych i składach drewna) używane są narzędzia z silnikami elektrycznymi jednofazowymi na prąd zmienny o częstotliwości 50 Hz i napięciu 230 V.

Z uwagi na konstrukcję i przeznaczenie narzędzia maszynowo–ręczne podzielić można na 3 grupy:

- podstawowe – pilarki, okrzesywarki,
- narzędzia na bazie pilarek (tzn. pilarki z zawieszanymi narzędziami nie zmieniającymi konstrukcji pilarek) – wycinarki, wykaszarki, mechaniczne lub hydrauliczne kliny do obalania, podnośniki,
- narzędzia na bazie silników pilarek – mechaniczne karczowniki, świdry do drewna, metalu i glebowe, odgarniacze śniegu, pompy wodne, wciągarki.

Podstawowe zastosowanie narzędzi ręczno–maszynowych podano w tabeli 3.1.

Wymagania stawiane tym narzędziom podzielić można na ogólne, eksploatacyjne i dotyczące higieny i bezpieczeństwa pracy. Do **wymagań ogólnych** zaliczyć można: minimalny ciężar w stanie roboczym, małą cenę, unifikację zespołów i części wymiennych, zwartość budowy, spełnianie wymagań estetyki przemysłowej. Do **wymagań eksploatacyjnych** zalicza się: wysoką wydajność, niezawodność i trwałość, ekonomiczność w eksploatacji, uniwersalność zastosowania, prostotę obsługi i napraw, łatwość uruchamiania (zwłaszcza w czasie zimy), wygodę w przenoszeniu.

Tabela 3.1

Podstawowe zastosowania narzędzi ręczno–maszynowych w leśnictwie

Nazwa narzędzia	Zastosowanie narzędzia	Typ urządzenia tnącego
Pilarki	Podstawowe operacje pozyskania drewna (ścinka, okrzesywanie, wyrzynka), różne prace budowlane, hodowlane i rolne związane z przerzynką drewna	Piła łańcuchowa
Okrzesywarki, podkrzesywarki	Okrzesywanie drzew obalonych, podkrzesywanie drzew stojących	Piła łańcuchowa, piła tarczowa
Wycinarki	Czyszczenie upraw, oczyszczanie powierzchni pod uprawę itp.	Piła tarczowa, piła łańcuchowa
Kliny i podnośniki hydrauliczne	Obalanie drzew przy ścince	Klin, podnośnik
Mechaniczne korowniki	Korowanie strzał i wałków	Frez
Mechaniczne świdry	Wykonywanie (wiercenie) otworów w drewnie, w metalu, wykonywanie jamek pod słupki	Świder
Odgarniacze śniegu	Oczyszczenia chodników i stanowisk roboczych przed ściną	Dmuchała
Mechaniczne pompy	Napełnianie zbiorników, zasilanie wodą zraszacz	Pompa
Mechaniczne wciągarki bębnowe	Przemieszczanie ładunków (w tym drewna) o masie 1000–2000 kg na niewielkie odległości	Bęben linowy

Podstawowe wymagania stawiane pilarkom związane z higieną i bezpieczeństwem pracy [Poliszczuk 1970] to:

- przy każdej operacji wykonywanej przy pomocy narzędzia powinna być zachowana naturalna pozycja robotnika; bez nadwężania kręgosłupa, wadliwych skrętów itp.
- narzędzia powinny być wyposażone w sztywne opory (np. pilarki – w ostrogi),
- maksymalne nominalne obciążenie operatora narzędzia na uchwytach powinno wynosić przy długotrwałej pracy 100 N, a przy krótkotrwałej pracy (do 5 min) – 160 N,
- narzędzia powinny mieć niezawodne osłony części obracających się i nagrzewających do temperatury powyżej 50°C,
- narzędzia napędzane elektrycznością powinny gwarantować bezpieczeństwo przed porażeniem prądem i być wyposażone w uziemienie i automatyczne wyłączniki,
- konstrukcja narzędzia powinna zapewniać automatyczne odłączenie urządzenia roboczego od silnika lub zatrzymanie się silnika przy zdjęciu ręki z uchwytu z urządzeniami sterującymi,
- koncentracja gazów spalinowych w strefie wdychania przez obsługującego narzędzie nie powinna przewyższać: tlenku węgla (CO) – 30 mg/m³, tlenków

azotu (NO_x) – 5 mg/m^3 , dwutlenku siarki (SO_2) – 2 mg/m^3 , węglowodorów (benzyny) – 100 mg/m^3 ,

- poziom hałasu narzędzia w czasie pracy, dochodzący do uszu obsługującego, oraz poziom drgań na uchwytach nie powinny przekraczać wartości określonych normami i rozporządzeniami.

Pilarki – to obrabiarki do **piłowania** drewna, będącego sposobem obróbki skrawaniem polegającym na dzieleniu drewna na części przy użyciu wielostrzowego narzędzie zwanego **piłą**, poprzez oddzielanie od piłowanego drewna drobnych części zwanych **wiórami**, w wyniku czego powstaje wąska szczelina zwana **rzazem**.

Z uwagi na specyfikę pozyskania drewna, w leśnictwie stosowane są pilarki przenośne, głównie z napędem od silnika spalinowego. Podział pilarek, według [Więsik 2002], podano na rys. 3.1. Wielkość pilarek oparto na pojemności skokowej silników pilarek spalinowych. Kryterium to jest zwykle skorelowane z innymi parametrami pilarek – ich mocą i masą (tabela 3.2).

Tabela 3.2

Przedziały podstawowych parametrów przenośnych pilarek spalinowych [Więsik 2002]

Wielkość	Pojemność skokowa [cm^3]	Moc [kW]	Masa (bez urządzenia tnącego) [kg]
Małe	Do 40,0	Do 2,1	Do 4,9
Średnie	40–60	1,8–3,3	4,5–6,0
Duże	60,1–80	3,0–4,5	5,7–7,4
Bardzo duże	powyżej 80	powyżej 4,1	powyżej 7,0

Schematy ogólnej budowy pilarek spalinowych i elektrycznych oraz okrzesywarek podano na rys. 3.2. Różnice pomiędzy poszczególnymi konstrukcjami polegają głównie na wzajemnym położeniu silnika i zespołu tnącego oraz położeniu uchwytów. Podstawowym wymogiem w tym względzie jest możliwość wykorzystania piły w dogodnej pozycji zarówno przy ścince, jak i przy przerzynce na sortymenty. W przypadku układu napędowego bez reduktora (rys. 3.2a) możliwe jest tylko ustawienie osi wału silnika i kółka napędowego piły pod kątem 90° . Jeżeli w układzie napędowym jest przekładnia redukcyjna (prowadnicy) to przy kołach walcowych (rys. 3.2c) układ jest jak przy napędzie bez redukcji, a przy kołach stożkowych wał silnika i płaszczyzna prowadnicy mogą być do siebie równoległe (rys. 3.2a).

Ogólną budowę pilarki łańcuchowej z silnikiem spalinowym pokazano na rys. 3.3 (na przykładzie pilarki Husqvarna 242). Elementy pilarki zgrupować można w trzy zespoły – napędowy, tnący i sterujący.

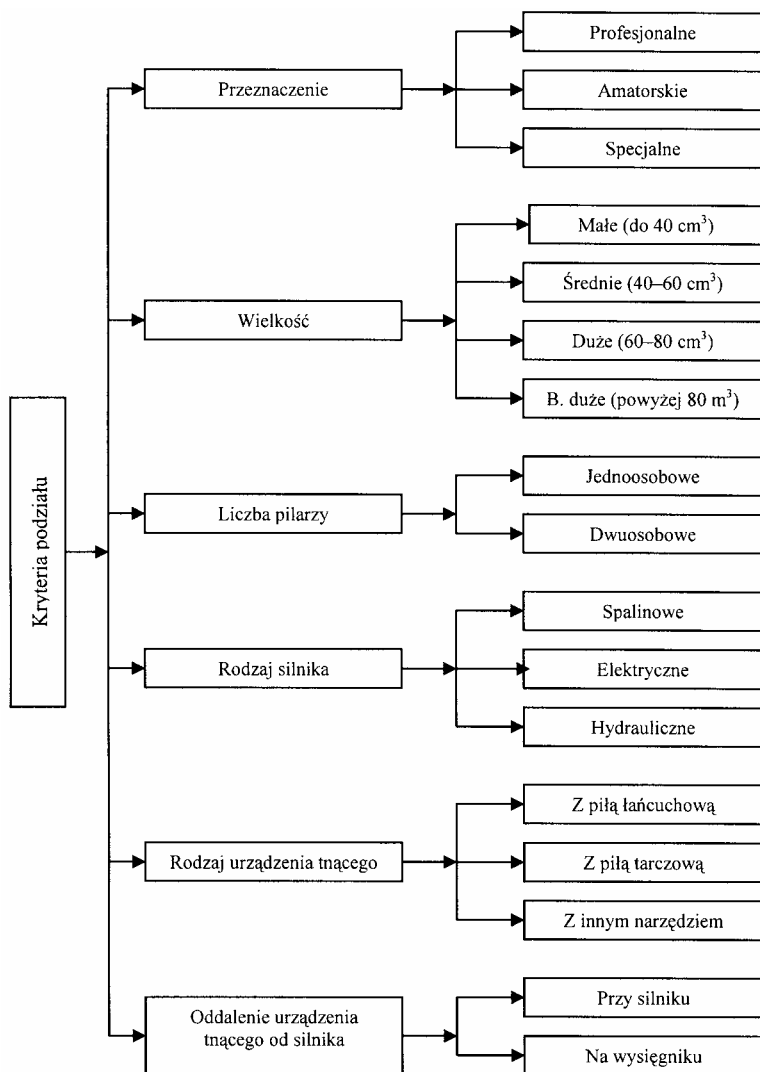
Zespół napędowy = silnik składa się z układów: korbowo–tłokowego, zasilającego, zapłonowego, wydechowego, rozruchowego i chłodzącego. Zespół napędowy może być wyposażony w zębatą przekładnię zwalniającą (reduktor) lub nie.

Zespół tnący składa się ze sprzęgła i jego pokrywy, kółka napędowego, prowadnicy, piły łańcuchowej, ostrogi (zębatki oporowej), chwytacza piły (w przypad-

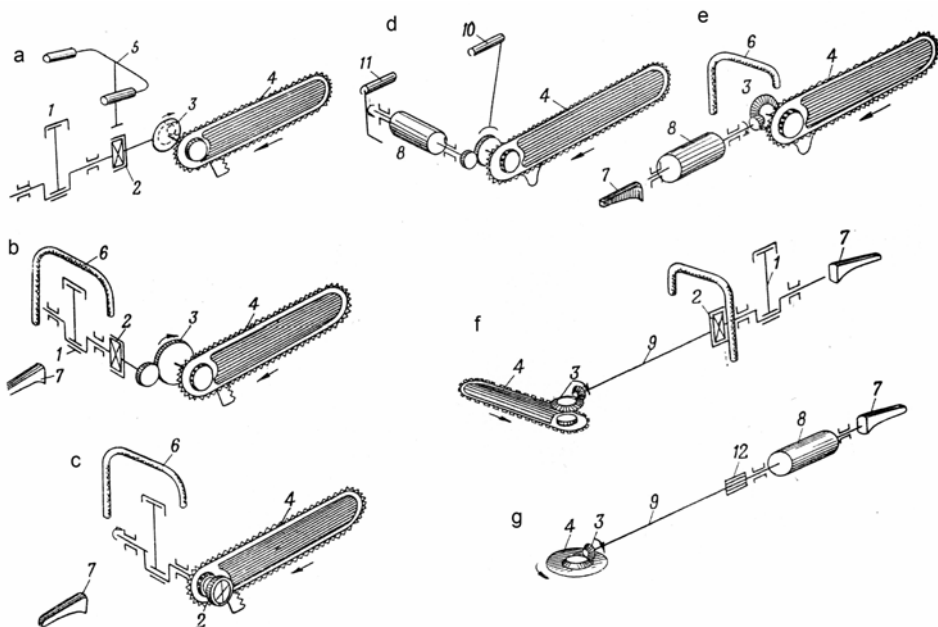
ku jej spadnięcia z prowadnicy lub zerwania), osłony przed wiórami, oraz układów smarowania i hamowania piły. Pilarki dwuosobowe wyposażone są ponadto w uchwyt na końcu prowadnicy.

Zespół sterujący służy do nadawania pilarce właściwego położenia, steruje prędkością obrotową silnika (i tym samym prędkością piły łańcuchowej), służy do nadania pile siły posuwu. Składa się nań podstawa piły wraz z amortyzatorami, uchwyt przedni, uchwyt tylny, elementy sterowania gaźnikiem i hamulcem.

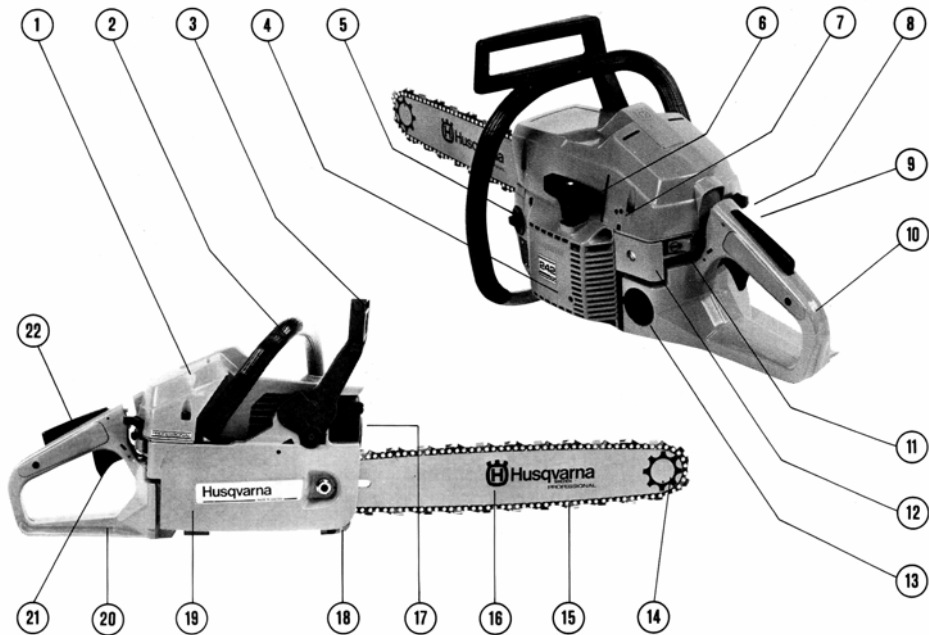
Schematy kinematyczne jednoosobowych pilarek łańcuchowych z silnikiem spalinowym pokazano na rys. 3.4.



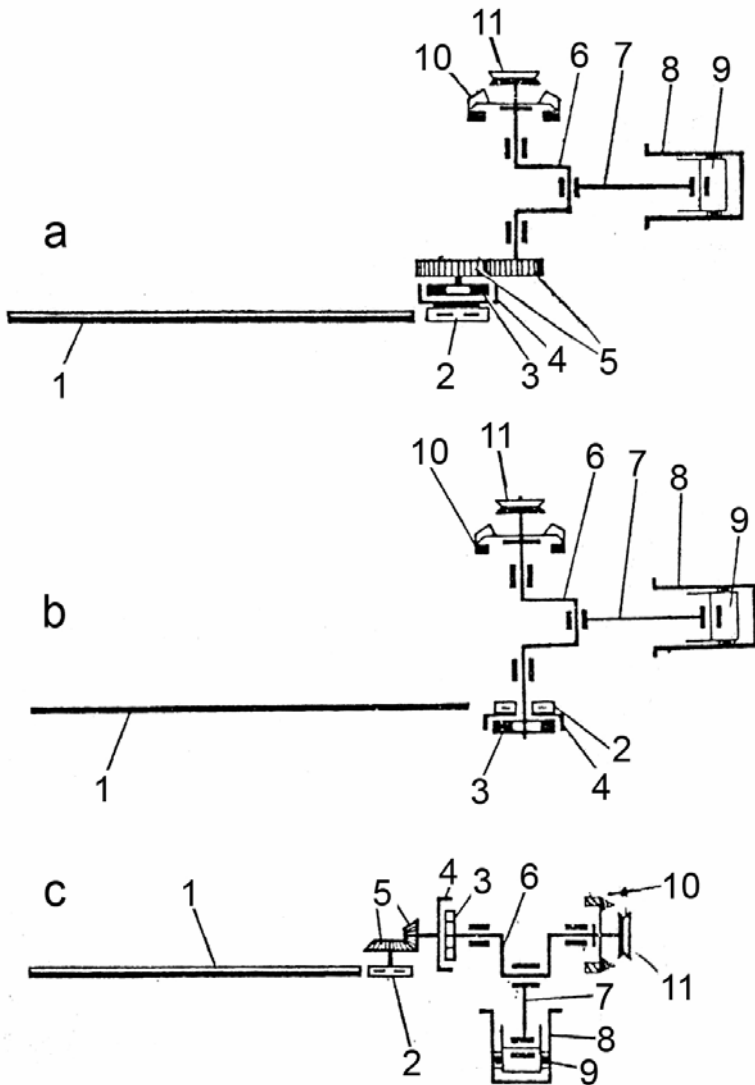
Rys. 3.1. Klasyfikacja pilarek przenośnych [Więsik 2002]



Rys. 3.2. Schematy ogólnej budowy pilarek motorowych i okrzesywarek [Poliszczuk 1970]:
 a – pilarka spalinowa z reduktorem i uchwytami na równym poziomie, b – pilarka spalinowa z reduktorem i uchwytem górnym i dolnym, c – pilarka spalinowa bez reduktora, d, e – pilarki elektryczne z reduktorami, f – okrzesywarka z silnikiem spalinowym, g – okrzesywarka elektryczna: 1 – silnik spalinowy, 2 – sprzęgło odśrodkowe, 3 – reduktor, 4 – urządzenie tnące, 5 – rama, 6 – uchwyt przedni, 7 – uchwyt tylny, 8 – silnik elektryczny, 9 – wał napędowy (wysięgnik), 10 – uchwyt prawy, 11 – uchwyt lewy, 12 – uchwyt wysięgnikowy



Rys. 3.3. Ogólna budowa pilarki łańcuchowej z silnikiem spalinowym (pilarka Husqvarna 242) [Instrukcja obsługi]: 1 – pokrywa cylindra, 2 – uchwyt przedni, 3 – przednia osłona ręki (dźwignia hamulca piły), 4 – pokrywa dmuchawy i rozrusznika, 5 – korek wlewu oleju, 6 – uchwyt linki rozrusznika, 7 – wkręty do regulacji gaźnika, 8 – przycisk sterowania przesłoną powietrza (ssaniem), 9 – zapadka blokująca manetkę gazu, 10 – uchwyt tylny, 11 – wyłącznik zapłonu, 12 – wstępny filtr powietrza, 13 – korek wlewu paliwa, 14 – kółko prowadzące, 15 – piła łańcuchowa, 16 – prowadnica piły, 17 – tłumik, 18 – chwytacz piły, 19 – pokrywa sprzęgła z wbudowanym hamulcem piły, 20 – tylna osłona ręki, 21 – dźwignia (manetka) gazu



Rys. 3.4. Schematy kinematyczne jednoosobowych pilarek łańcuchowych z silnikiem spalinywym [Donda 1965]: a – z przekładnią redukującą i silnikiem ustawionym wzdłużnie, b – bez reduktora, c – z reduktorem i z silnikiem ustawionym poprzecznie: 1 – prowadnica piły, 2 – kółko napędowe, 3 – sprzęgło, 4 – bęben sprzęgła, 5 – reduktor, 6 – wał korbowy, 7 – korbowód, 8 – cylinder, 9 – tłok, 10 – iskrownik z wentylatorem, 11 – rozrusznik

4. SILNIKI SPALINOWE PILAREK

4.1. Podstawowe parametry i wskaźniki eksploatacyjne silnika pilarki

Główne parametry pilarki to moc silnika (N), masa silnika (m) i zależna od mocy – długość prowadnicy (tabela 4.1). Do ważnych parametrów silnika należą ponadto: pojemność skokowa V [cm^3], stopień sprężania (ϵ), **objętościowy wskaźnik mocy** [kW/cm^3], [kW/dm^3] – określany jako moc silnika przypadająca na jednostkę pojemności skokowej, **wskaźnik masy** [kg/kW] – określany jako stosunek masy silnika (pilarki bez prowadnicy i piły) do mocy silnika, iloraz skoku tłoka do średnicy cylindra S/D . Odwrotność wskaźnika masy [kW/kg] zwana jest **masowym wskaźnikiem mocy**.

Tabela 4.1

Podstawowe parametry pilarek łańcuchowych z silnikiem spalinowym oferowane przez firmy Stihl i Husqvarna w 2005 r [katalog]

Grupa wielkościowa pilarek	Parametry pilarek Stihl					Parametry pilarek Husqvarna				
	V [cm^3]	N [kW]	m^* [kg]	l^{**} [cm]	N/V [kW/cm^3]	V [cm^3]	N [kW]	m^* [kg]	l^{**} [cm]	N/V [kW/cm^3]
Małe	30,1	1,3	3,9	35	0,043	35,2	1,5	3,5	30–36	0,043
	31,8	1,5	3,9	35	0,047	36,3	1,6	4,6	30–40	0,044
	35,2	1,6	4,4	30	0,045	39,0	1,7	3,5	33–38	0,044
Średnie	40,2	2,0	4,6	30	0,050	40,2	1,9	4,6	33–38	0,047
	45,4	2,3	4,6	35	0,051	40,8	2,0	4,7	33–45	0,049
	50,0	2,6	5,3	37	0,052	45,0	2,2	4,7	33–45	0,049
	54,7	2,8	5,3	37	0,051	49,5	2,3	4,8	33–45	0,046
	56,5	3,0	5,9	37	0,053	53,2	2,5	5,2	33–45	0,047
	59,0	3,2	5,9	37	0,054	56,5	3,2	5,5	33–60	0,057
						59,0	2,9	5,5	33–60	0,049
Duże	64,1	3,4	5,9	37	0,053	65,1	3,4	6,0	38–70	0,052
	70,7	4,0	6,1	40	0,057	70,7	3,9	6,1	38–70	0,055
	76,5	4,4	6,5	40	0,058					
Bardzo duże	84,9	4,8	7,3	45	0,057	84,7	4,6	7,0	45–70	0,054
	91,6	5,2	7,3	63	0,057	93,6	5,2	7,9	45–90	0,056
	121,6	6,4	9,9	75	0,053	118,8	6,2	10,4	60–105	0,052

*masa bez urządzenia tnącego; **długość prowadnicy zalecana przez firmy

We współczesnych pilarkach objętościowy wskaźnik mocy wynosi 40÷58 kW/dm^3 [Więksik 2002]; większy o około 14% od wskaźnika mocy modeli pilarek z początku lat osiemdziesiątych. Wskaźnik masy zawarty jest w przedziale 1,5÷3,25 kg/kW ; mniejszy od wskaźnika masy o ok. – 26% dla pilarek małych i o ok. – 42%

dla dużych pilarek z początku lat osiemdziesiątych. Powody tego postępu upatrywać należy w zastosowaniu do budowy silnika lekkich odlewów i tworzyw sztucznych, zapłonu elektronicznego i krótkoskokowej konstrukcji silnika ($S/D = 0,7 \div 0,8$).

Do wskaźników eksploatacyjnych silnika zaliczyć można zależność mocy silnika od prędkości obrotowej wału $N(n)$, momentu obrotowego na wale od prędkości obrotowej $M(n)$, zależność godzinowego zużycia paliwa Q [dm^3/h] od prędkości obrotowej wału $Q(n)$, zależność jednostkowego zużycia paliwa q [g/kWh] od prędkości obrotowej $q(n)$. Ponadto silnik charakteryzowany jest przez **wskaźnik elastyczności momentu obrotowego** e_M – równy ilorazowi maksymalnego momentu obrotowego (M_{\max}) do momentu obrotowego przy maksymalnej mocy (M_N):

$$e_M = \frac{M_{\max}}{M_N} \quad (4.1)$$

oraz przez **wskaźnik elastyczności prędkości obrotowej** e_n – równy ilorazowi prędkości obrotowej odpowiadającej maksymalnej mocy (n_N) do prędkości obrotowej odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu (n_M):

$$e_n = \frac{n_N}{n_M} \quad (4.2)$$

Wskaźnik elastyczności całkowitej równy jest iloczynowi obu powyższych wielkości:

$$e = e_M e_n \quad (4.3)$$

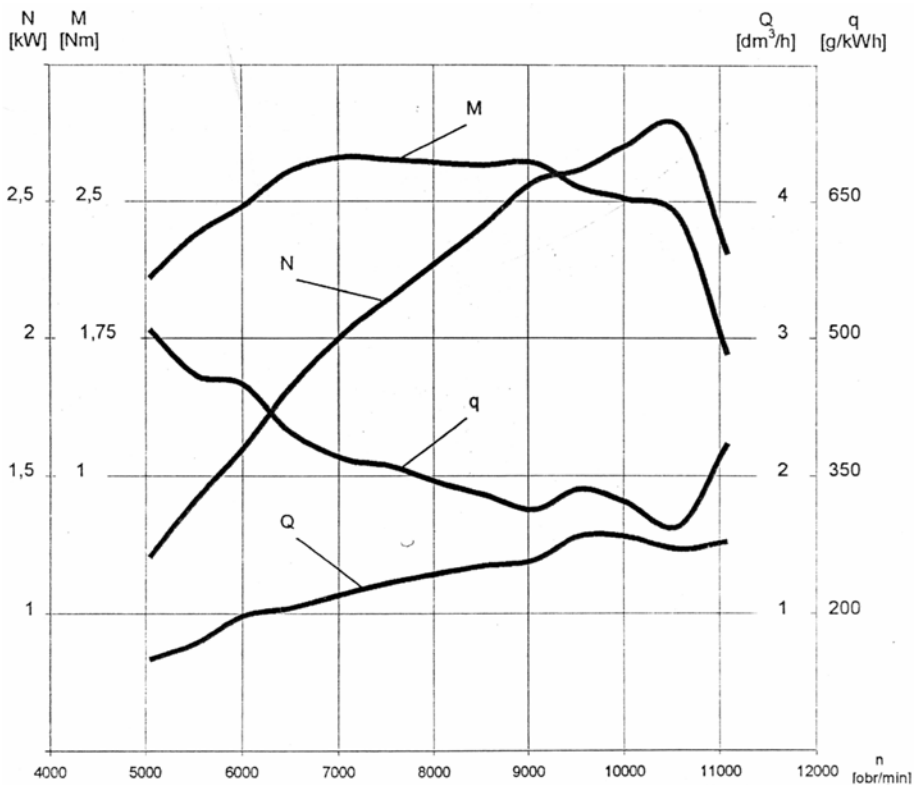
Im mniejsze są te wskaźniki, tym lepsze własności eksploatacyjne ma silnik pilarki. Dla silników spalinowych zakresy wskaźników elastyczności są następujące [Gendek 2005]: $e_M = 1,1 \div 1,3$, $e_n = 1,3 \div 2,0$, $e = 1,5 \div 2,5$. Charakterystyka eksploatacyjna silnika pilarki Solo 644 podana jest na rys. 4.1. Zgodnie z wykresami wskaźnik elastyczności momentu obrotowego dla tego silnika wynosi $e_M = 1,094$, wskaźnik $e_n = 1,414$, a wskaźnik $e = 1,457$.

Zasygnalizujemy w tym miejscu podstawowe (obok wymienionych) wskaźniki eksploatacyjne całych pilarek. Moment obrotowy na wale silnika (M) i siła obwodowa na pile łańcuchowej (P_0), wynikające z mocy efektywnej silnika (N_e) i prędkości kątowej wału (ω); a więc i z prędkości obrotowej wału ($n = 30\omega/\pi$), zużywane są na pokonanie oporów piłowania (R):

$$M = \frac{N_e}{\omega} = \frac{30N_e}{\pi n} \quad (4.4)$$

$$P_0 = \frac{M}{r_0} \geq R \quad (4.5)$$

gdzie: r_0 – promień obliczeniowy kółka napędowego.



Rys. 4.1. Charakterystyka eksploatacyjna silnika pilarki Solo 644 [Więsik 2002]: M – moment obrotowy, N – moc, Q – godzinowe zużycie paliwa, q – jednostkowe zużycie paliwa

Opory piłowania zależą od rodzaju, stanu i grubości piłowanego drewna, konstrukcji i stanu urządzenia tnącego, techniki pracy pilarką. Wszystkie te wymienione wyżej czynniki (i inne, omówione później przy omawianiu elementów teorii skrawania drewna) wpływają na takie wskaźniki eksploatacyjne pilarek jak: powierzchniowa i objętościowa wydajność skrawania, objętościowa wydajność ścinki, okrzesywania lub wyrzynki sortymentów, jednostkowy czas pracy pilarek przy ścinie, okrzesywaniu lub wyrzynce.

Powierzchniowa wydajność skrawania pilarką (W_p) jest równa powierzchni rzazu (F) [cm^2] wypiłowanego w jednostce czasu:

$$W_p = \frac{F}{t} \quad [\text{cm}^2/\text{s}] \quad (4.6)$$

przy tym wskaźnik ten określa wartość średnią, a nie chwilową podobnie jak dalsze, niżej wymienione wskaźniki.

Objętościowa wydajność skrawania pilarką (W_v) jest równa objętości rzazu (V) [cm^3] wypilowanego w jednostce czasu i zależy od powierzchniowej wydajności (W_p) i szerokość rzazu (g) [cm]:

$$W_v = \frac{V}{t} = W_p g \quad [\text{cm}^3/\text{s}] \quad (4.7)$$

Objętościowa wydajność ścinki pilarką (Q_s) jest równa objętości grubizny drzew ściętych (V_d) w jednostce czasu (zwykle godziny); przy tym chodzi o łączny czas pracy pilarki lub czasu pracy pilarza przy ścinie:

$$Q_s = \frac{V_d}{t} \quad [\text{h}/\text{m}^3]; [\text{s}/\text{m}^3] \quad (4.8)$$

Analogicznie określa się objętościową wydajność okrzesywania i wyrzynki. **Jednostkowy czas pracy pilarką przy ścinie** (t_s) jest równy czasowi pracy pilarki (lub pilarza) zużytemu na ścinie drzew o łącznej miąższości 1m^3 :

$$t_s = \frac{t}{V_d} = \frac{1}{Q_s} \quad [\text{h}/\text{m}^3]; [\text{s}/\text{m}^3] \quad (4.9)$$

Pamiętać należy, że powyższe wskaźniki eksploatacyjne pilarek nie zależą jedynie od ich parametrów technicznych, które w praktyce deklarują dopuszczalny czas pracy pilarką [Sowa 1982, Sowa 1998], ale i od sposobu pracy pilarką, rodzaju i wieku drzewostanu, rodzaju pozyskiwanych sortymentów itp. [Szyber 1963, 1997, 1998, 200, 2005].

4.2. Korpus i układ korbowo-tłokowy

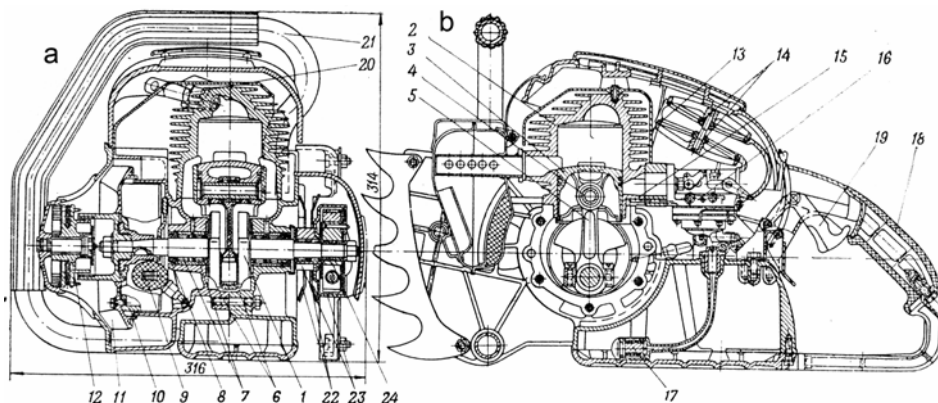
Korpus silnika, to część silnika, do której mocowane są pozostałe elementy silnika, zespołu tnącego i sterującego. Składa się z uźebrowanego po stronie zewnętrznej cylindra, jedno- lub dwuczściowego karteru, a w niektórych konstrukcjach z pokrywy skrzyni korbowej i podstawy silnika. Usytuowania korpusu w pilarce pokazane są na przekrojach pilarek Stihl Contra i MP-5 „Ural” (rys. 4.2, 4.3). W obu przypadkach oś cylindra jest prostopadła do osi podłużnej prowadnicy piły. Jak w większości przypadków silniki te są jednocylindrowe, dwusuwowe. We współczesnych konstrukcjach głowica cylindra stanowi jedną całość z cylindrem. W głowicy znajduje się otwór do świecy zapłonowej. Cylinder i karter jest odlany ciśnieniowo z lekkich stopów. Wprasowywana w odlew tuleja stanowiąca gładzie cylindra jest chromowana lub niklowo-krzemowana w celu uzyskania odpowiednio wysokiej odporności na ścieranie i trwałości.

W dolnej części korpusu silnika znajduje się szczelna **skrzynia korbowa**, którą od góry tworzy dolną część cylindra, a od dołu karter. Wewnątrz skrzyni korbowej znajduje się wał korbowy z korbowodem. Szczelność skrzyni korbowej jest warunkiem pracy silnika dwusuwowego, do niej bowiem zasysana jest mieszanka

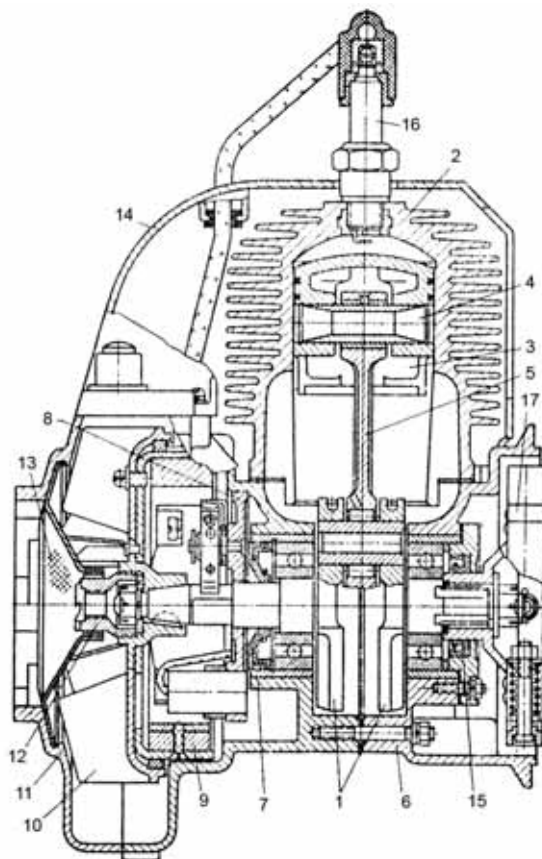
paliwowa przy ruchu tłoka do góry (rys. 4.4) i ze skrzyni przelewana (tłoczona) nad tłok.

Mechanizm korbowo-tłokowy składa się z tłoka z jednym lub dwoma pierścieniami uszczelniającymi, korbowodu, wału korbowego, łożyskami i kołem zamachowym (stanowiącym jedną całość z wirnikiem z łopatkami wentylatora), oraz cylindra, – w którym wodzony jest tłok. **Tłok** wykonywany jest (odlewany ciśnieniowo) z lekkich stopów (na przykład aluminiowych). Denka tłoka bywają płaskie lub lekko wypukłe. Pomiędzy bocznymi ściankami tłoka i cylindra istnieje szczelina (z uwagi na nagrzewanie się tłoka w czasie pracy) wynosząca 0,1–0,15 mm. **Pierścienie tłokowe** wykonuje się tak, by na końcach pierścieni był odstęp równy, co najmniej 0,2–0,3 mm – również z uwagi na nagrzewanie się. Przekroje pierścieni zwykle są prostokątne, o wysokości 1–2,5 mm; bywają jednak węższe pierścienie – o wysokościach 0,6 mm. Grubość pierścieni zależy od średnicy cylindra i wynosi od 1,9–2,5 mm. Grubsze pierścienie są bardziej sprężyste i trwalsze i zwiększają odprowadzenie ciepła od tłoka.

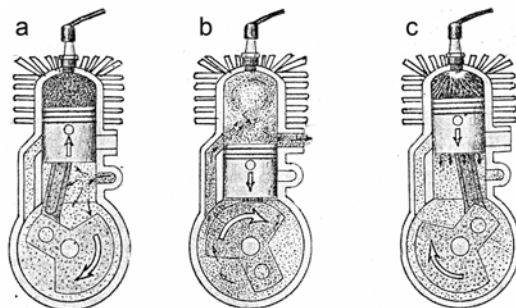
Korbowód jest prętem, który górnym końcem zwanym główką zamocowany jest w tłoku, a dolnym (stopką) – zamocowany na wale korbowym. Wykonany jest ze stopów lub ze stali. Przekrój korbowodu jest zwykle dwuteowy. Stopka we współczesnych pilarkach bywa zwykle nierozdzielna (rys. 4.5); może być też rozdzielna (rys. 4.6). Korbowód jest połączony z tłokiem za pomocą **sworznia tłokowego**. Główka korbowodu nasadzona jest na sworzeń za pomocą łożyska igielkowego, sworzeń zaś zablokowany jest w tłoku z obu stron przy pomocy pierścieni osadycznych. Stopa osadzona jest na czopie wału korbowego za pośrednictwem łożyska rolkowego.



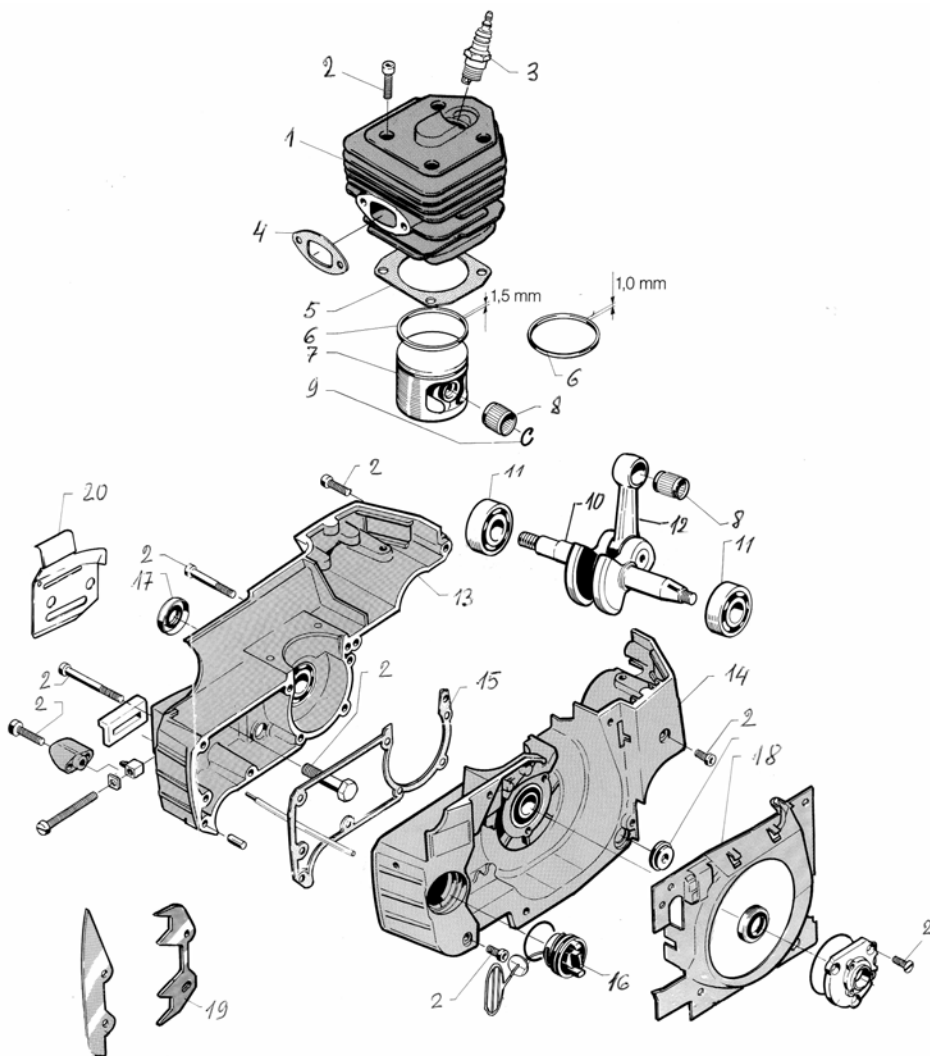
Rys. 4.2. Poprzeczny (a) i podłużny (b) przekrój pilarki Stihl Contra [Poliszczuk 1970]: 1 – wał korbowy, 2 – cylinder, 3 – tłok, 4 – sworzeń tłokowy, 5 – korbowód, 6 – karter, 7 – łożysko wału, 8 – pierścień uszczelniający, 9 – podstawa iskrownika, 10 – koło zamachowe, 11 – wentylator, 12 – rozrusznik, 13 – osłona cylindra, 14 – filtr powietrza, 15 – przesłona, 16 – gaźnik, 17 – smok paliwa, 18 – uchwyt tylny, 19 – manetka gazu, 20 – świeca zapłonowa, 21 – uchwyt przedni, 22 – ślizgacze piły, 23 – bęben sprzęgła, 24 – tarcza sprzęgła



Rys. 4.3. Przekrój podłużny pilarki MP-5 „Ural” [Poliszczuk 1970]: 1 – wał korbowy, 2 – cylinder, 3 – tłok, 4 – sworzeń tłoka. 5 – korbowód, 6 – karter, 7 – pierścień uszczelniający, 8 – podstawa iskrownika, 9 – koło zamachowe, 10 – wentylator, 11 – pokrywa karteru, 12 – końcówka wału, 13 – siatka ochronna, 14 – osłona cylindra, 15 – pierścień uszczelniający, 16 – świeca zapłonowa, 17 – tarcza sprzęgła

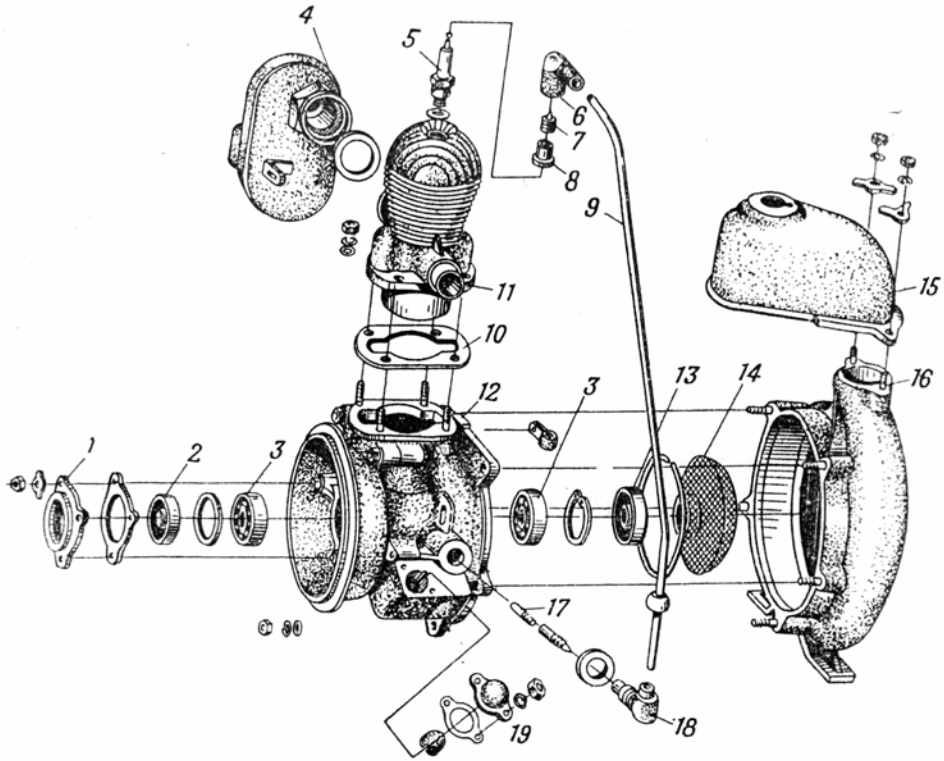


Rys. 4.4. Zasada działania silnika dwusuwowego [Skovteknik 1970]: a – sprężanie, zassanie, b – przelanie, wydech, c – spalanie (praca)



Rys. 4.5. Korpus i układ tłokowo-korbowy pilarki Husqvarna 254 [instrukcja obsługi]:

- 1 – cylinder, 2 – wkręt, 3 – świeca zapłonowa, 4 – uszczelka gaźnika, 5 – uszczelka cylindra, 6 – pierścienie tłokowe, 7 – tłok, 8 – igielkowe łożysko korbowodu, 9 – pierścień osadczy sworznia, 10 – wał korbowy, 11 – łożyska wału, 12 – korbowód, 13 – karter lewy, 14 – karter prawy, 15 – uszczelka zbiornika paliwa i skrzyni korbowej, 16 – korek zbiornika paliwa, 17 – pierścień uszczelniający, 18 – pokrywa karteru, 19 – ostroga, 20 – ślizgacz



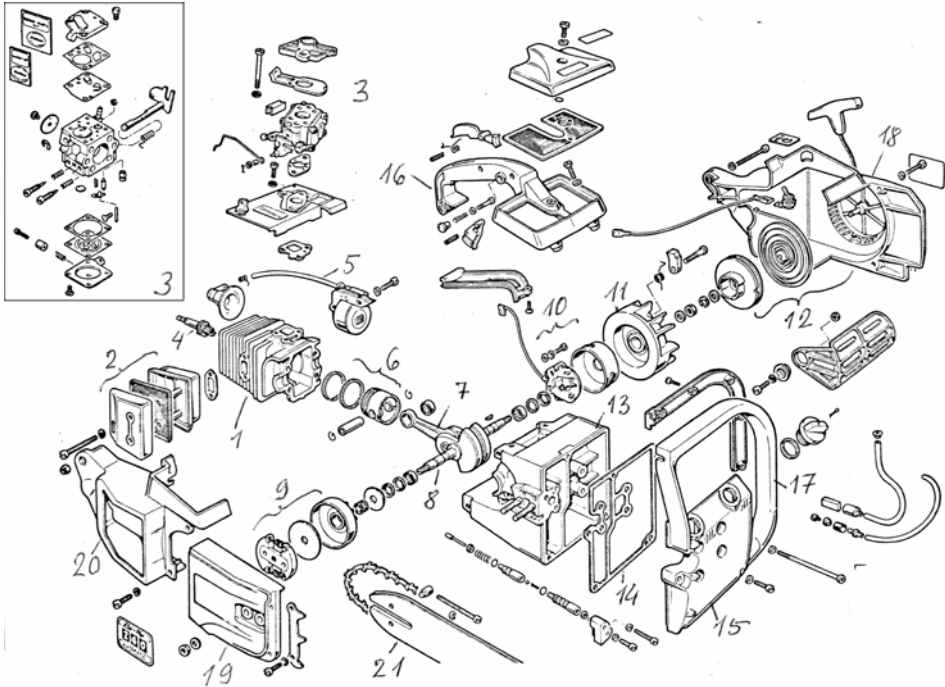
Rys. 4.6. Cylinder i elementy karteru pilarki „Druźba-4” [Poliszczuk 1970]: 1 – pokrywa łożyska, 2 – pierścień uszczelniający, 3 – łożyska wału korbowego, 4 – tłumik, 5 – świeca zapłonowa, 6 – nasadka świecy zapłonowej, 7, 8 – śruba i tuleja nasadki, 9 – przewód wysokiego napięcia, 10 – uszczelka cylindra, 11 – cylinder, 12 – karter dwuczęściowy (połączony), 13 – pierścień uszczelniający, 14 – siatka wentylatora, 15 – pokrywa cylindra, 16 – korpus wentylatora, 17 – styk ze sprężyną, 18 – nasadka końcówki przewodu wysokiego napięcia, 19 – pokrywa

Wał korbowy może mieć konstrukcję jednoczęściową lub może być złożony z kilku elementów. Przy niedzielonej stopie korbowodu wał korbowy wykonany jest najczęściej z trzech części – z dwóch czopów bocznych z ramionami oraz z czopu korbowego, połączonego na wcisk w otwory ramion czopów bocznych, po założeniu nań łożyska rolkowego i stopy korbowodu. Na ramionach czopów bocznych znajdują się przeciwcieżary, równoważące mimośrodowe (względem osi obrotu wału) położenie czopu korbowego i stopy korbowodu. W wałach dwuczęściowych czop korbowy stanowi jedną całość z ramieniem jednego z czopów bocznych.

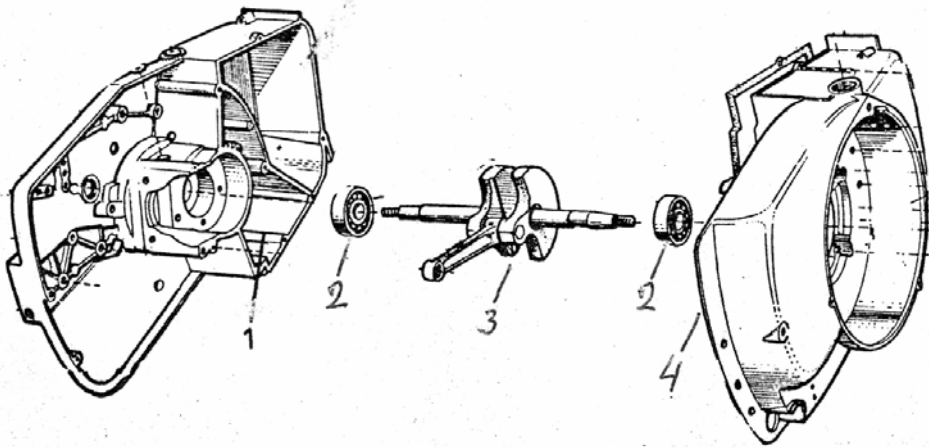
Na końcu jednego z czopów bocznych osadzone jest koło zamachowe z łopatkami wentylatora, a na końcu drugiego z czopów bocznych – tarcza sprężła (rys. 4.2, 4.3, 4.7). Koło zamachowe służy do wyprowadzenia tłoka z martwych punktów i równomiernej prędkości wału korbowego. Moment bezwładności koła zamachowego daje silnikowi możliwość pokonania krótkotrwałych przeciążeń przy piłowaniu drewna. Przypomina się, że martwe punkty mechanizmu to takie położenie

ogniw mechanizmu, przy których określony ruch ogniwa napędowego nie wywołuje jednoznacznie określonego ruchu innych ogniw. W mechanizmie korbowo-tłokowym martwe punkty to skrajne – górne i dolne położenie tłoka (np. ruch tłoka w dół powodować może obrót wału w lewo lub w prawo).

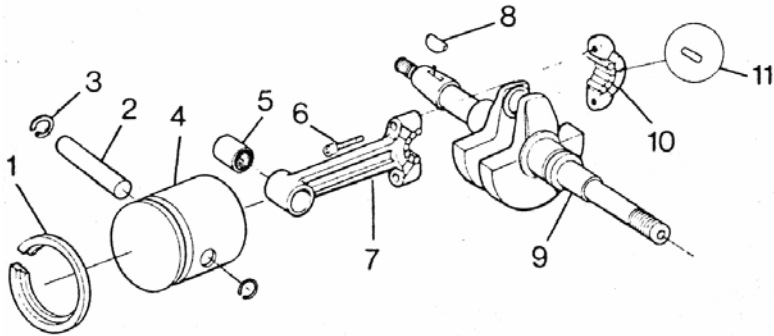
Oprócz typowych jednocylindrowych dwutaktowych silników pilarek istniały pilarki z innymi silnikami spalinowymi. Pilarka Sachs–Dolmar MKS 4 wyposażona była w silnik Wankla (marki Sachs–Wankel) – rys. 4.10, o pojemności skokowej 58 cm^3 , mocy 3 kW, z gaźnikiem Tillotsona. Pilarka Solo Twin wyposażona była w dwucylindrowy dwutaktowy silnik umożliwiający większą równomierność prędkości obrotowej wału silnika, mniejszy hałas, przytłumione drgania pilarki.



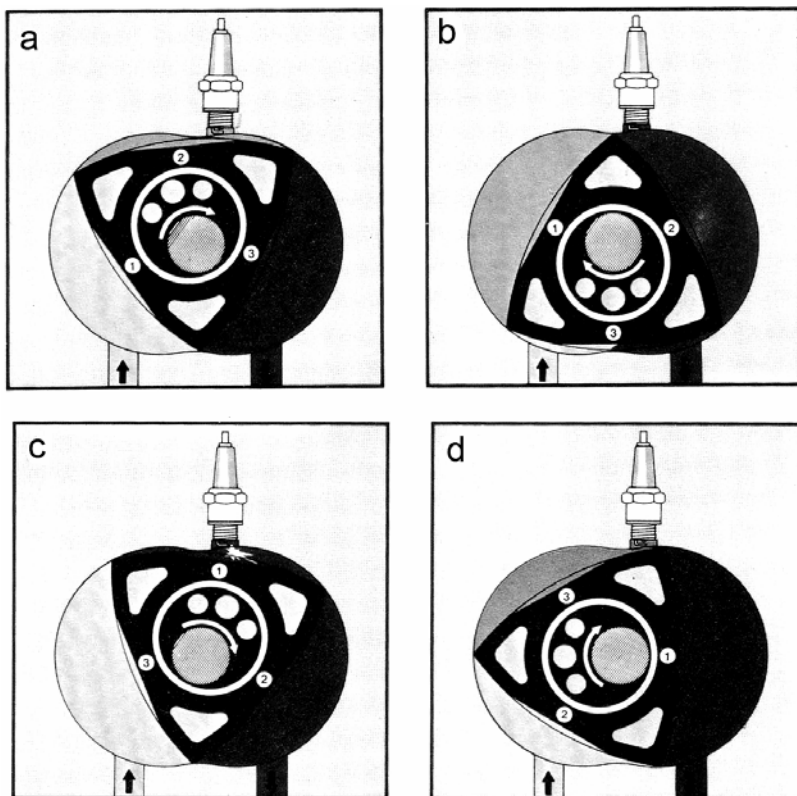
Rys. 4.7. Elementy pilarki Oleo–Mac 240 [instrukcja obsługi]: 1 – cylinder, 2 – filtr powietrza, 3 – gaźnik, 4 – świeca zapłonowa, 5 – moduł zapłonowy z przewodem wysokiego napięcia, 6 – tłok z pierścieniami i sworzniem, 7 – korbowód, 8 – wał korbowy, 9 – sprzęgło, 10 – iskrownik, 11 – wentylator, 12 – rozrusznik, 13 – podstawa silnika, 14 – uszczelka, 15 – pokrywa skrzyni korbowej, 16 – uchwyt przedni, 17 – uchwyt tylny, 18 – pokrywa rozrusznika, 19 – pokrywa sprzęgła, 20 – boczna pokrywa cylindra, 21 – prowadnica z piłą łańcuchową



Rys. 4.8. Kartery i wał korbowy pilarki JOBU [Glantz 1978]: 1 – karter lewy, 2 – łożyska, 3 – wał korbowy z korbowodem, 4 – karter prawy



Rys. 4.9. Układ korbowo-tłokowy pilarki HOMELITE z dzieloną stopą korbowodu [Glantz 1978]: 1 – pierścień tłokowy, 2 – sworzeń tłokowy, 3 – pierścień osadczy, 4 – tłok, 5 – łożysko główki korbowodu, 6 – śruby stopy korbowodu, 7 korbowód, 8 – klin ustalający, 9 – wał korbowy, 10 – dokręcana część stopy, 11 – rolki łożyska stopy



Rys. 4.10. Zasada działania silnika „Sachs–Wankel” pilarki Sachs–Dolmar MKS–4 [Reklama]:
a, b, c, d – kolejne cykle pracy silnika

4.3. Układy zasilania i wydechowy

Układ zasilania silnika dwusuwowego ma zadanie dostarczenie do cylindra silnika odpowiedniej ilości mieszanki paliwowo-powietrznej, zmieszanej w odpowiednim stosunku oraz zapewnienie dostatecznej ilości smaru mechanizmowi korbowo-tłokowemu. W odróżnieniu od silników czterotaktowych, wyposażonych w oddzielny układ smarowania, silniki dwutaktowe smarowane są olejem dodawanym do paliwa. Schemat blokowy układów zasilania i wydechowego podano na rys 4.11.

Układ zasilania składa się ze zbiornika paliwa, smoka z filtrem paliwa – do pobierania paliwa ze zbiornika, przewodu doprowadzającego paliwo do pompy, zaworu paliwowego, pompy paliwowej, gaźnika i filtru powietrza.

Stosowane są dwa sposoby podawania paliwa do gaźnika: wymuszony (za pomocą pompy paliwowej) i niewymuszony, wymagający umieszczenia zbiornika paliwa (wypływającego pod własnym ciężarem) nad gaźnikiem. Ten ostatni sposób, znacznie rzadszy zastosowany został na przykład w pilarce „Družba – 4”. Pierwszy sposób, z pompą paliwową, pozwala na pracę pilarki w dowolnej pozycji – przy zastosowaniu pompy membranowej i membranowego gaźnika.

Zbiornik paliwa to naczynie o pojemności pozwalającej na 20–35 (45) minut ciągłej pracy pilarką. Przerwy w czasie pracy pilarki, związane z napełnieniem zbiornika wykorzystywane są zwykle na sprawdzenie zbiornika oleju do smarowania piły, do podostrzenia piły i są okazją do wypoczynku rąk pilarza narażonego w czasie pilowania na drgania. Najmniejsze pilarki mają zbiorniki paliwa o pojemności ok. $0,4 \text{ dm}^3$, a największe o pojemności skokowej 120 cm^3 – zbiorniki $1,3 \text{ dm}^3$. W większości pilarek zbiornik paliwa jest umieszczony przy zespole sterującym (rys. 4.12). Zbiorniki paliwa zaopatrzone są w zawory powietrzne (rys. 4.13) przeciwdziałające powstawaniu podciśnienia w zbiorniku paliwa, w miarę zużywania paliwa (przy zakręconym korku wlewowym).

W zbiorniku paliwa na elastycznym przewodzie umieszczony jest zasysacz (smok) z siatkowym filtrem (rys. 4.14). Filtr rurowy może też być umieszczony w zbiorniku na stałe.

Gaźnik z pompą paliwową

W obecnych konstrukcjach pilarek spalinowych stosowany jest zwykle **gaźnik membranowy**, pozwalający na pracę pilarki w różnych pozycjach. Części gaźnika membranowego z membranową pompą paliwową pokazano na rys. 4.15. Schemat gaźnika membranowego z pompą podano na rys. 4.16. Uprozczone przedstawienie zasady działania gaźnika membranowego jest podane niżej w oparciu o rys. 4.17.

Membrana pompy paliwowej (rys. 4.17a), połączona kanałem z wnętrzem skrzyni korbowej silnika wykonuje drgania związane z okresowymi podciśnieniami i nadciśnieniami w skrzyni korbowej. Powoduje to okresowe pod- i nadciśnienia w komorze pompy pod membraną, oraz zasysanie paliwa do komory paliwowej i przetłaczanie go do gaźnika właściwego (rys. 4.17b). Paliwo dostaje się do komory nad membraną główną gaźnika w ilości uwarunkowanej ciśnieniem w komorze gaźnika – a więc w zależności od intensywności wylotu paliwa przez dysze gaźnika. Wnętrze gaźnika jest naczyniem połączonym. Strumień powietrza, przelatując do wnętrza cylindra silnika (w czasie suwu ssania), ma największą prędkość (i podciśnienie) w gardzieli komory mieszania (przy dyszy głównej) – przy otwartej przepustnicy, lub przy dyszy biegu jałowego – przy przymkniętej przepustnicy. Porywa on z powierzchni dysz cząsteczki paliwa, tworząc mieszanekę paliwowo – powietrzną. Regulacja składu mieszanki odbywa się za pomocą śruby regulacyjnej dyszy głównej – przy otwartej i półotwartej przepustnicy lub za pomocą śruby regulacyjnej dyszy biegu jałowego – przy przymkniętej przepustnicy (do pracy silnika na biegu jałowym).

Studując literaturę dotyczącą gaźników membranowych Czytelnik może się spotkać z podziałem gaźnika na trzy sekcje, z uwagi na funkcjonowanie gaźnika: komorę paliwową (pompę), komorę dozowania i komorę mieszania. Taki podział pokazano na przykładzie gaźnika „Tillotson” (rys. 4.18).

Gaźnik ma za zadanie dostarczenie do cylindra odpowiedniej do potrzeb ilości mieszanki paliwowo–powietrznej o odpowiednim składzie. Potrzeby te wynikają z różnych stanów silnika. Wyróżnia się zwykle cztery stany pracy silnika pilarki: 1) rozruch (gdy silnik jest zazwyczaj zimny i należy masom korbowo–łokowym

nadać odpowiednią prędkość, poczynając od stanu spoczynku), 2) praca silnika na wolnych obrotach i bez obciążenia (na biegu jałowym), 3) praca przy średnich obrotach i przy przyspieszaniu, 4) praca podczas maksymalnej prędkości obrotowej lub maksymalnym obciążeniu.

W zasadzie można by było przypuszczać, że skład mieszanki paliwowej powinien być taki, by całe paliwo zostało spalone w komorze spalania nad tłokiem. Do całkowitego spalania 1 kg benzyny potrzeba około 15,5 kg powietrza. Jeżeli powietrza jest mniej, to mieszanka jest **za bogata**, a jeżeli więcej – to **za uboga**. Tak jak przy spalaniu każdego paliwa tę cechę mieszanki określamy tzw. **współczynnikiem nadmiaru powietrza** obliczanym z ilorazu ilości powietrza znajdującego się w mieszance do ilości powietrza, rzeczywiście niezbędnego do całkowitego spalania paliwa znajdującego się w mieszance w cylindrze tuż przed zapłonem.

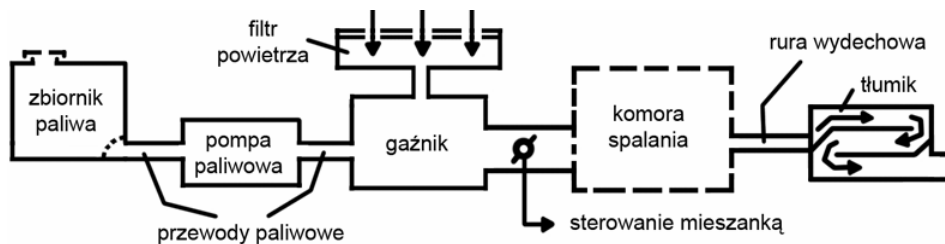
Współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki za bogatej jest mniejszy od jedności, a mieszanki za ubogiej – większy od jedności. Wprawdzie zapalenie mieszanki w cylindrze jest możliwe przy współczynniku zawartym w granicach 0,5–1,3, ale prędkość spalania przy wartościach współczynnika nadmiaru powietrza, mniejszych i większych od 0,8–0,9 maleje. Ponadto przy mieszance za ubogiej prężność gazów spalinowych jest mniejsza. Silniki pilarek to silniki szybkoobrotowe i zmniejszanie się prędkości spalania ma w nich istotne znaczenie.

Podczas rozruchu, zwłaszcza przy zimnym silniku, niezbędna jest mieszanka za bogata, ponieważ przy wolnych obrotach podciśnienie przy rozpylaczach jest niedostateczne, a ponadto część paliwa osiada na ściankach komory zmieszania i skrzyni korbowej. W celu wzbogacenia mieszanki zwiększa się podciśnienie powietrza w komorze zmieszania przymykając przesłonę powietrza (rys. 4.19). Następuje wtedy rozpylenie powietrza z dyszy głównej i z dysz wolnych obrotów. Po uzyskaniu prędkości wału znamiennej dla biegu jałowego przesłonę powietrza należy otworzyć.

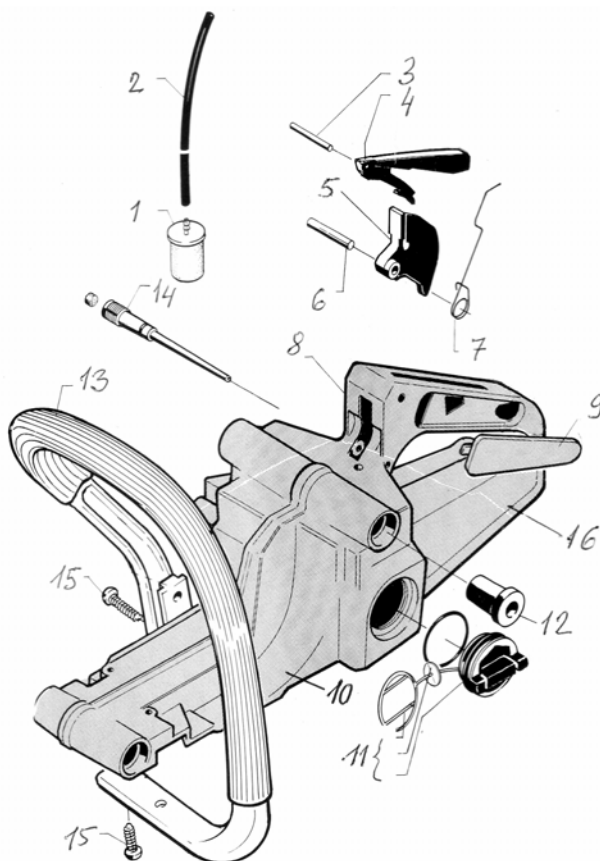
Podczas biegu jałowego (na wolnych obrotach) przepustnica mieszanki jest przymknięta (rys. 4.19b), jeden z rozpylaczy wolnych obrotów znajduje się po stronie skrzyni korbowej, a drugi – po stronie filtru powietrza. Powietrze niezbędne do pracy silnika dostaje się otworem w przepustnicy oraz przez rozpylacz po stronie filtru i wylatuje drugim z rozpylaczy biegu jałowego. Regulacji wolnych obrotów dokonuje się zmieniając przepustowość dyszy biegu jałowego i wielkość szczeliny na obwodzie przepustnicy mieszanki.

Podczas średnich obrotów i przyspieszaniu do dużych przepustnica mieszanki jest otwierana, zwiększa się szczelina powietrza przy jej obwodzie oraz ilość i prędkość przepływającego powietrza. Ponieważ oba rozpylacze wolnych obrotów znajdują się po stronie skrzyni korbowej i pod wpływem podciśnienia w skrzyni, to z obu tych rozpylaczy wypływa paliwo (rys. 4.19c).

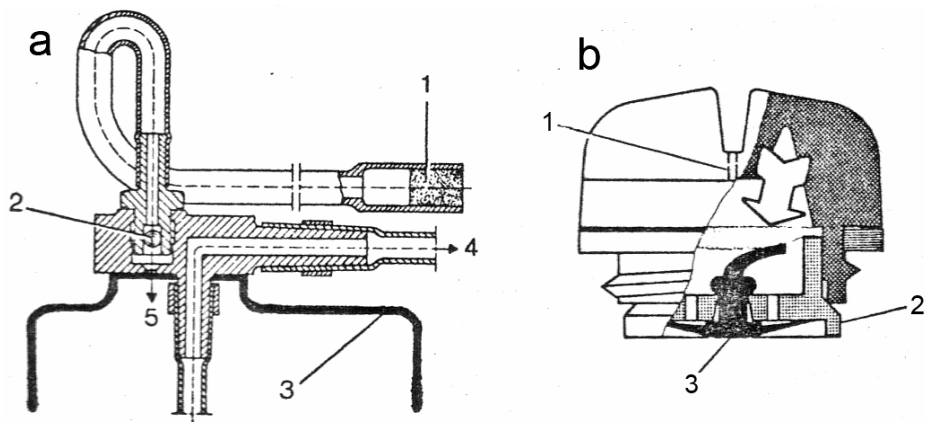
W stanie pracy, przy maksymalnej prędkości lub obciążeniu przepustnica mieszanki jest w pełni otwarta (rys. 4.19d), w gardzieli gaźnika wytworzone jest duże podciśnienie, co wymusza wylot paliwa ze wszystkich rozpylaczy, głównie jednak z rozpylacza głównego.



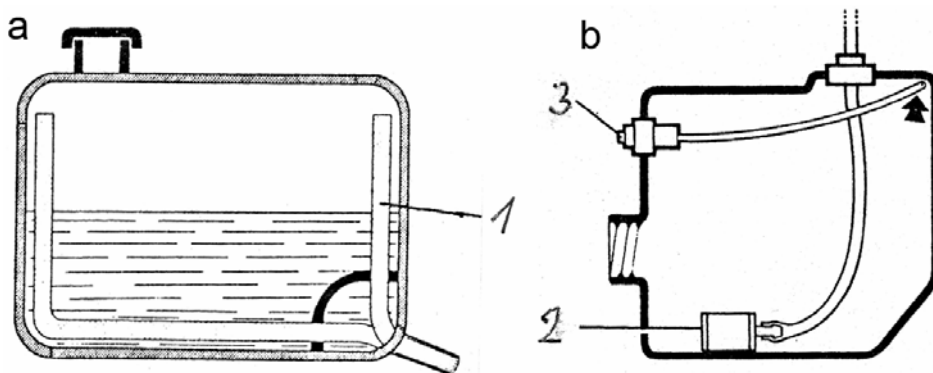
Rys. 4.11. Schemat blokowy układów zasilania i wydechowego



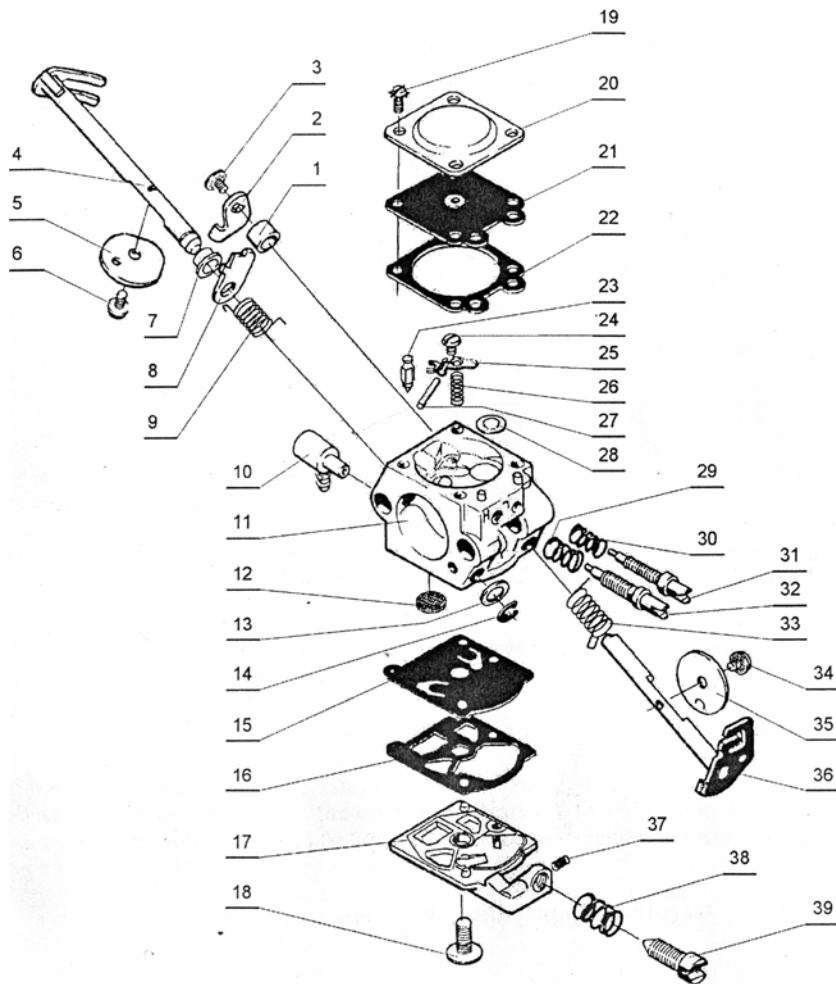
Rys. 4.12. Zespół sterujący pilarki Husqvarna 254 [instrukcja obsługi]: 1 – smok, 2 – przewód paliwa, 3 – sworzeń zapadki, 4 – zapadka blokowania manetki gazu, 5 – manetka gazu, 6 – sworzeń manetki, 7 – sprężyna manetki, 8 – rekojeść uchwyt tylny, 9 – pokrywa uchwytu, 10 – zbiornik paliwa, 11 – korek wlewu paliwa, 12 – amortyzator gumowy, 13 – uchwyt przedni, 14 – śruba mocująca, 15 – wkręty, 16 – osłona dolna uchwytu tylnego



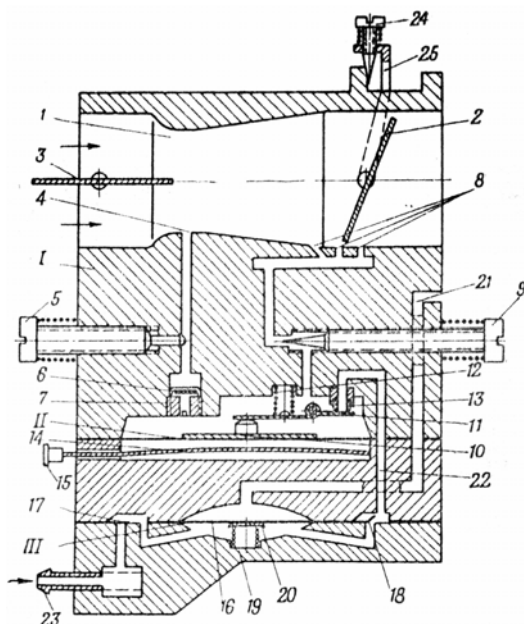
Rys. 4.13. Zawory powietrzne zbiorników paliwa [Glantz 1978]: a – zawór powietrzny pilarki Jonsered: 1 – filtr powietrzny, 2 – zawór kulkowy, 3 – zbiornik paliwa, 4 – przewód paliwa (do gaźnika), 5 – kanałek powietrzny zbiornika, b – zawór powietrzny w korku wlewowym Husqvarny: 1 – kanałek powietrzny, 2 – korpus zaworu, 3 – grzybek zaworu



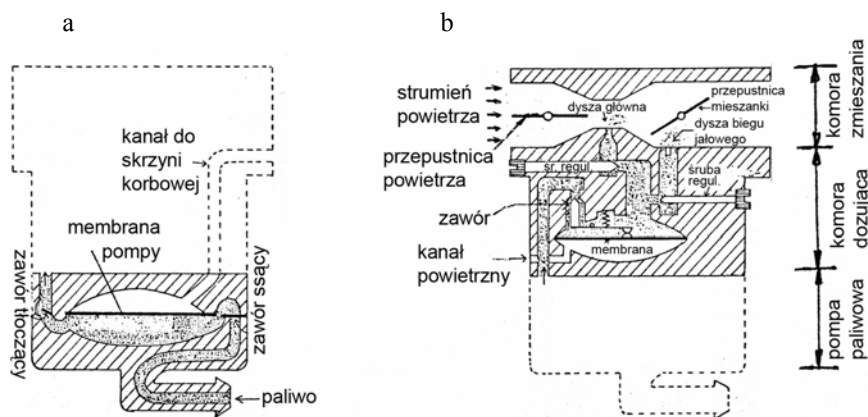
Rys. 4.14. Przykład rozmieszczenia filtrów paliwa w zbiornikach paliwa [Glantz 1978]: 1 – filtr paliwa, 2 – smok, 3 – zawór powietrzny



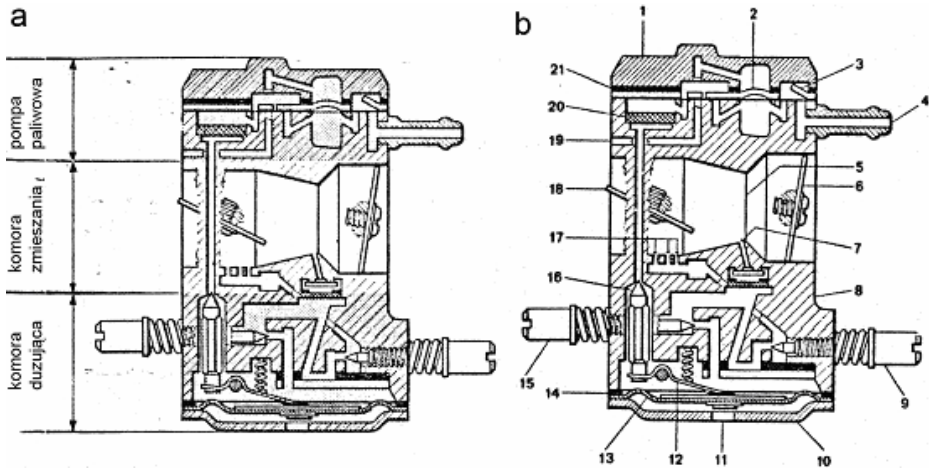
Rys. 4.15. Elementy składowe gaźnika membranowego z pompą paliwową [Więsik 2002]:
 1 – tuleja dystansowa, 2 – dźwignia przepustnicy, 3 – śruba, 4 – oś przesłony, 5 – tarcza przesłony, 6 – śruba mocująca tarczę przesłony, 7 – tulejka, 8 – dźwignia przesłony, 9 – sprężyna dźwigni przesłony, 10 – króciec, 11 – korpus gaźnika, 12 – filtr paliwa, 13 – podkładka, 14 – zapinka, 15 – membrana pompy, 16 – uszczelka pompy, 17 – pokrywa pompy, 18 – śruba pokrywy,
 19 – śruba pokrywy membrany sterującej, 20 – pokrywa membrany sterującej, 21 – membrana sterująca, 22 – uszczelka membrany, 23 – iglica, 24 – śruba dźwigenki, 25 – dźwigenka zaworu iglicowego, 26 – sprężyna zaworu iglicowego, 27 – oś dźwigenki, 28 – podkładka,
 29 i 30 – sprężyny śrub regulacyjnych, 31 – śruba regulacyjna dyszy wolnych obrotów,
 32 – śruba regulacyjna dyszy głównej, 33 – sprężyna przepustnicy, 34 – śruba mocująca tarczę przepustnicy, 35 – tarcza przepustnicy, 36 – oś przepustnicy, 37 – wkręt blokujący, 38 – sprężyna śruby nastawczej przepustnicy, 39 – śruba nastawcza przepustnicy



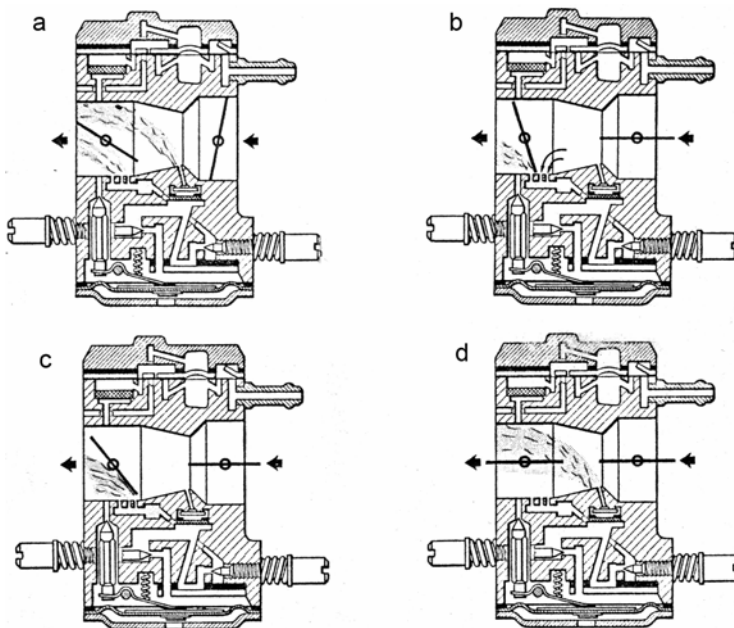
Rys. 4.16. Schemat gaźnika membranowego pilarki z pompą paliwową [Poliszczuk 1970]:
 I – korpus, II – gaźnik właściwy, III – pompa paliwowa; 1 – komora mieszania, 2 – przepustnica, 3 – przesłona powietrza, 4 – dysza główna, 5 – śruba regulacyjna dyszy głównej, 6, 7 – zawory zwrotne, 8 – rozpylacz wolnych obrotów (biegu jałowego), 9 – śruba regulacyjna dyszy wolnych obrotów, 10 – membrana paliwowa, 11 – dźwignia zaworu paliwowego, 12 – sprężyna zaworu, 13 – gniazdo zaworu, 14 – płytka dociskowa, 15 – przycisk wzbogacania mieszanki, 16 – membrana pompy, 17 – zawór wlotu paliwa (ssący), 18 – zawór wylotu paliwa (tłoczący), 19 – sprężyna kompensacyjna membrany, 20 – płytka oporowa, 21 – kanał powietrzny, 22 – kanał impulsowy, 23 – króciec paliwowy, 24 – śruba dociskowa przepustnicy mieszanki, 25 – dźwignia przepustnicy mieszanki



Rys. 4.17. Zasada działania gaźnika membranowego [Jachwitz 1967]: a – pompa paliwa, b – gaźnik właściwy



Rys. 4.18. Budowa gaźnika TILLOTSON [Glantz 1978]: a – sekcje gaźnika, b – ogólna budowa: 1 – pokrywa pompy, 2 – membrana pompy, 3 – zawór ssący, 4 – króciec paliwowy, 5 – gardziel, 6 – przepustnica, 7 – dysza główna, 8 – korpus gaźnika, 9 – śruba regulacji dyszy biegu jałowego, 10 – pokrywa membrany głównej, 11 – kanalik powietrzny, 12 – dźwignia membrany, 13 – membrana główna, 14 – uszczelka, 15 – śruba regulacyjna dyszy głównej, 16 – zawór paliwa, 17 – dysze biegu: jałowego, średnich obrotów i przyspieszenia, 18 – przepustnica mieszanki, 19 – kanał do skrzyni korbowej, 20 – filtr paliwa, 21 – uszczelka



Rys. 4.19. Etapy pracy gaźnika membranowego [Glantz 1978]: a – w czasie rozruchu pilarki, b – podczas biegu jałowego, c – przy średnich obrotach i przyspieszeniu, d – podczas maksymalnych obrotów (lub maksymalnym obciążeniu pilarki)

Gaźnik pilarki jest przymocowany w komorze silnikowej do cylindra, najczęściej za pomocą łącznika (rys. 4.20), niekiedy dodatkowo oddzielony osłoną termiczną. Do gaźnika zamocowany jest filtr powietrza, służący do oczyszczania powietrza zasysanego do gaźnika. Wkłady robocze filtra składają się z drucianej siatki o drobnych oczkach i porowatych materiałów – tkanin, papieru lub sztucznej pianki. Metaliczne elementy filtra mocowane są na gaźniku, niemetaliczne na elementach korpusu silnika. Zanieczyszczenie filtra zmniejsza przepustowość powietrza przez filtr, powoduje zmniejszenie mocy silnika i zwiększenie zużycia paliwa.

Układ wydechowy silnika służy do odprowadzania gazów spalinowych do atmosfery, do skierowania ich ku przodowi od pilarza, do zmniejszenia ich hałasu i toksyczności. Do spełnienia tych zadań służy **tłumik** (rys. 4.21). W otoczeniu pilarza stężenie tlenku węgla (CO) nie powinno przekraczać $0,03 \text{ mg/dm}^3$, dwutlenku węgla (CO_2) – $1,97 \text{ mg/dm}^3$, par benzyny nieetylizowanej – $0,3 \text{ mg/dm}^3$. Spełnienie tych norm zależy od rodzaju paliwa, sprawności układu zasilania i tłumika.

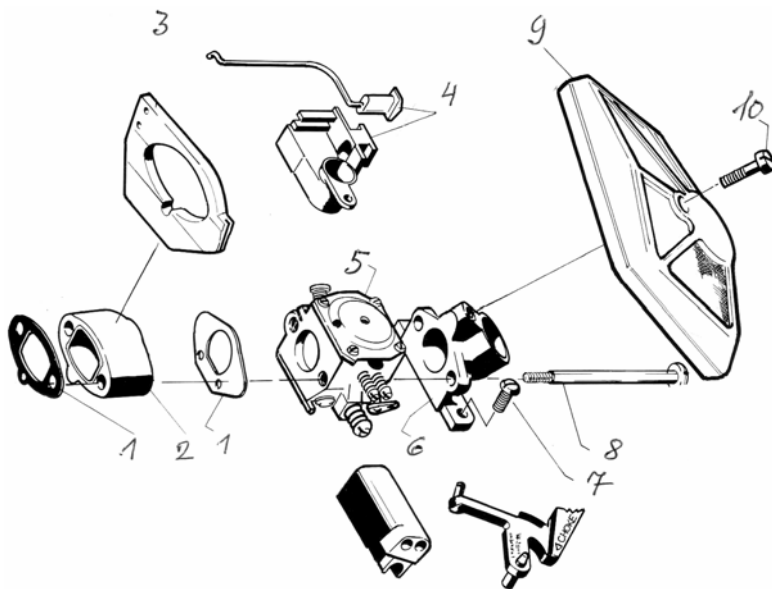
Tłumik ogranicza hałas powodowany przez spaliny wydalone z silnika. W tłumikach objętościowych stosowanych w pilarkach wbudowane są przegrody (rezonatory) dzielące wnętrze na komory tłumiące. Objętość tłumika jest od 2,2 do 10 razy większa od pojemności skokowej cylindra. Najlepsze rezultaty w wygłuszeniu hałasu osiąga się przy tłumikach o dużych objętościach.

Zmniejszanie hałasu polega na rozpraszaniu (tłumieniu) energii fal dźwiękowych przez wielokrotną zmianę kierunku tych fal przy odbijaniu się o perforowane przegrody. Podobnie jak w pojazdach i w pilarkach istnieje możliwość zastosowania tłumików z katalizatorami, w których dopalane są duże ilości szkodliwych składników gazów wylatujących z komory spalania (głównie nie spalonych w cylindrze węglowodorów).

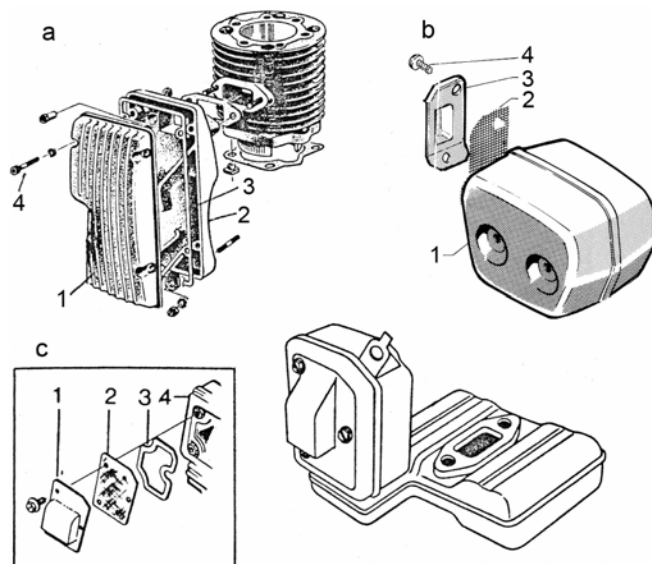
4.4. Układ zapłonowy i elektryczny pilarki

Układ zapłonowy ma za zadanie wywołanie iskry elektrycznej między elektrodami świecy zapłonowej i zapalenie mieszanki paliwowej w takim położeniu tłoka, aby było możliwe uzyskanie maksymalnego efektu spalania, a w konsekwencji maksymalnej mocy silnika. W jednocylindrowych dwusuwowych silnikach iskra musi się pojawić raz na jeden obrót wału silnika, gdy tłok zbliża się do górnego martwego punktu (GMP). **Wyprzedzenie** zapłonu, mierzone kątem, o jaki wał musi się obrócić, by dojść do pozycji odpowiadającej GMP, powinno być takie, aby cała mieszanka zdążyła się spalić, nim tłok zacznie ruch powrotny. Kąt wyprzedzenia zapłonu dla silników pilarek wynosi $24\text{--}30^\circ$ i zależy od paliwa, stopnia sprężania mieszanki, temperatury.

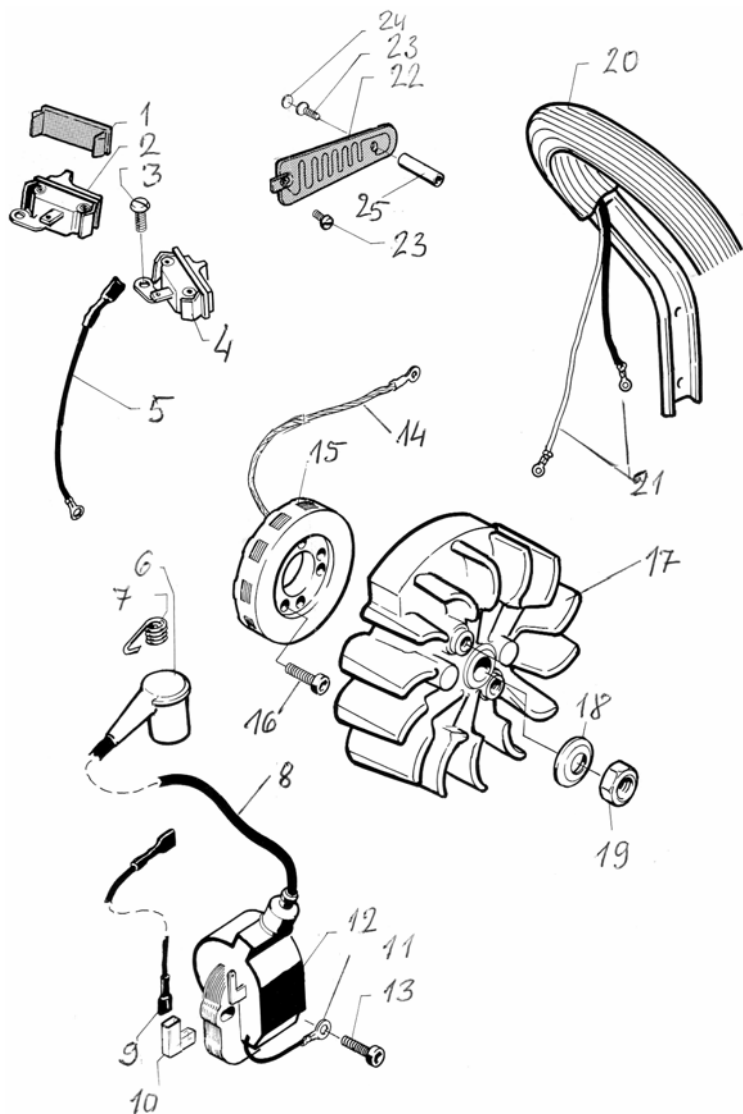
Zadaniem **układu elektrycznego**, stosowanego w nowoczesnych pilarkach, jest wytworzenie prądu do zasilania ogrzewania uchwytów pilarki i ewentualnie gaźnika. Grzejniki te nie są niezbędne do działania pilarki i do niedawna nie były znane. Części składowe układów – zapłonowego i elektrycznego pokazano na rysunku 4.22. W pilarkach stosowane są układy zapłonowe iskrownikowe z wirującym magnesem trwałym. Sterowanie chwilą zapłonu dokonywane jest najczęściej elektronicznie (modułem zapłonowym), a rzadziej – w prosty sposób – uzwojeniem pierwotnym cewki zapłonowej.



Rys. 4.20. Elementy mocowania gaźnika i filtra powietrza pilarki Husqvarna 254 [instrukcja obsługi]: 1 – uszczelki, 2 – łącznik, 3 – osłona termiczna gaźnika, 4 – elementy sterowania (ciągnio przepustnicy), 5 – gaźnik, 6 – podstawa filtra, 7 – wkręt podstawy, 8 – śruba gaźnika, 9 – filtr powietrza, 10 – śruba mocowania filtra



Rys. 4.21. Tłumiki spalin [instrukcja obsługi]: a – pilarki Partner: 1 – pokrywa zewnętrzna, 2 – pokrywa wewnętrzna, 3 – wkładki tłumiące, 4 – śruby łączące; b – pilarki Husqvarna 254: 1 – obudowa, 2 – siatka przeciwiskrowa, 3 – podkładka, 4 – śruby łączące; c – pilarki Homelite: 1 – pokrywa, 2 – wkładka przeciwiskrowa, 3 – podkładka, 4 – komora tłumika



Rys. 4.22. Części składowe układów zapłonowego i elektrycznego pilarki Husqvarna 253 [instrukcja obsługi]: 1 – zasłonka otworu pod wyłącznik, 2 – wyłącznik zapłonu, 3 – śruba mocująca wyłącznik, 4 – wyłącznik ogrzewania uchwytu, 5 – przewód wyłącznika, 6 – nasadka świecy zapłonowej, 7 – sprężyna nasadki, 8 – przewód wysokiego napięcia, 9 – przewód niskiego napięcia, 10 – nasadka końcówki przewodu, 11 – przewód masy, 12 – moduł zapłonowy, 13 – śruba mocowania modułu, 14 – przewód prądnicy, 15 – prądnica, 16 – śruba mocowania prądnicy, 17 – dmuchawa, 18 – podkładka, 19 – nakrętka mocowania dmuchawy, 20 – uchwyt przedni, 21 – przewody uchwytu, 22 – płytka grzejna uchwytu tylnego, 23 – wkręty mocowania płytki, 24 – zaślepka, 25 – tuleja dystansowa

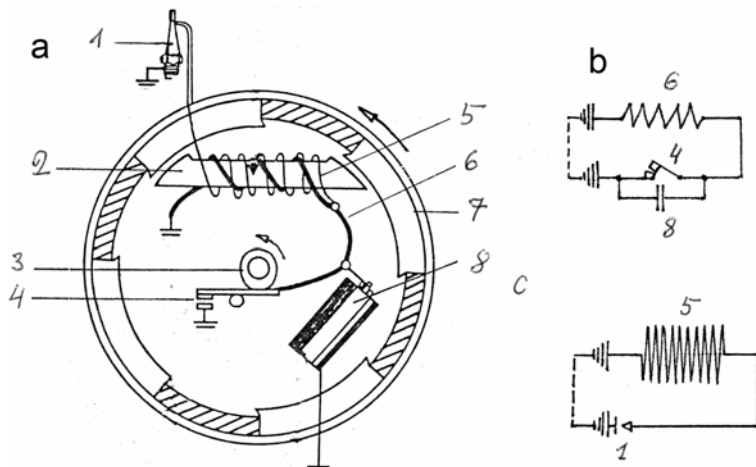
Zanim przejdziemy do omawiania bardziej złożonych układów zapłonowych, zapoznamy się z zasadą działania iskrownika sterowanego uzwojeniem pierwotnym cewki zapłonowej (rys. 4.23). Wyróżnimy dwa obwody prądu – pierwotny (rys. 4.23b) i wtórny (rys. 4.23c). **Obwód pierwotny**: masa – przerywacz – uzwojenie pierwotne cewki – masa. Równoległe do tego obwodu podłączony jest kondensator. **Obwód wtórny**: masa – uzwojenie wtórne cewki – przewód wysokiego napięcia – świeca zapłonowa – masa. Obwód ten jest przerwany odstępem elektrod świecy zapłonowej. **Działanie**: wirujące koło magnesowe wytwarza wokół obwodów pierwotnego i wtórnego zmienne pole magnetyczne, dające małą siłę elektro–motoryczną (SEM), indukującą w zamkniętym obwodzie pierwotnym słaby **prąd pierwotny**. Rozwarcie styków przerywacza (przerwanie obwodu pierwotnego) powoduje zanik prądu pierwotnego, co stwarza wokół obu obwodów dużą SEM, indukującą w tych obwodach **prądy wtórne** – w obwodzie pierwotnym – **przeciwprąd**, a w obwodzie wtórnym – **prąd wysokiego napięcia** (12000–15000) V, powodujący przeskok iskry pomiędzy elektrodami świecy (tzn. chwilowe zamknięcie obwodu wtórnego).

Kondensator zbiera prąd pierwotny – powodując szybki zanik tego prądu i przeciwprąd – przeciwdziałając iskrzeniu styków przerywacza.

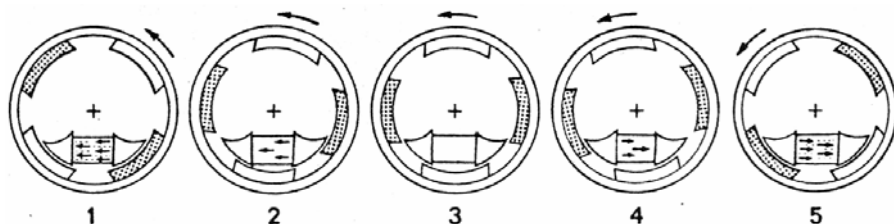
Działanie strumienia magnetycznego na cewkę zapłonową zilustrowano na rysunku 4.24. Budowę i schematy iskrowników o opisanym wyżej działaniu pokazano na rysunkach 4.25 i 4.26.

W powszechnie stosowanych obecnie układach zapłonowych (rys. 4.23) występuje tzw. **moduł zapłonowy** zawierający w jednej obudowie cewkę zapłonową z uzwojeniem pierwotnym i wtórnym, kondensator, uzwojenie ładowania kondensatora, elementy elektronicznego sterowania chwilą zapłonu. Zależnie od konstrukcji istnieją moduły zapłonowe z trzema lub dwiema cewkami, z których jedna jest cewką zapłonową prądu wysokiego napięcia do wywołania iskry na elektrodach świecy. Rozróżniamy również zapłon elektroniczny tranzystorowy (rys. 4.27) i kondensatorowy (tyrystorowy).

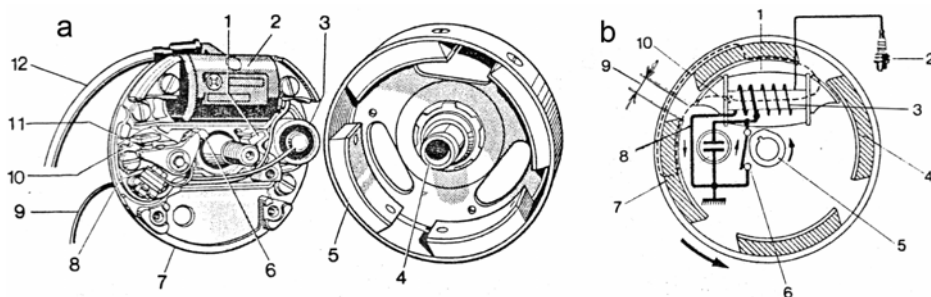
Omówimy tu szerzej zapłon kondensatorowy. Magnes trwały (NS) – rys. 6.28 zamocowany na kole magnesowym (zwykle kole zamachowym) obraca się wokół uzwojeń zamocowanych na płycie montażowej. Zależnie od położenia, magnes (NS) tworzy kolejno dwa obwody magnetyczne. W położeniu przedstawionym na rysunku 4.28 zmiany strumienia magnetycznego w pierwszym obwodzie magnetycznym (który tworzą magnes trwały, nabiegunniki i rdzenie magnetyczne elektromagnesów) powodują w obwodzie elektrycznym, na który składają się uzwojenie ładowania kondensatora (UŁ), dioda (D) i kondensator (C), przy otwartym wyłączniku zapłonu (WZ), powstanie słabego prądu w uzwojeniu ładowania. Prądem tym ładowany jest kondensator akumulujący w ten sposób znaczną energię. W tym czasie strumień magnetyczny oddziałuje również na uzwojenie cewki zapłonowej (CZ), ale w uzwojeniach tych nie może płynąć prąd, bowiem w obwodzie z uzwojeniem pierwotnym (U1) znajduje się tyrystor (T), który ma zamkniętą bramkę, a w obwodzie z uzwojeniem wtórnym cewki (U2) jest świeca zapłonowa z przerwą między elektrodami. Prąd jest zbyt słaby, by te przeszkody pokonać. Ponieważ dioda (D) uniemożliwia przepływ prądu w przeciwnym kierunku, to kondensator zachowuje nagromadzoną energię.



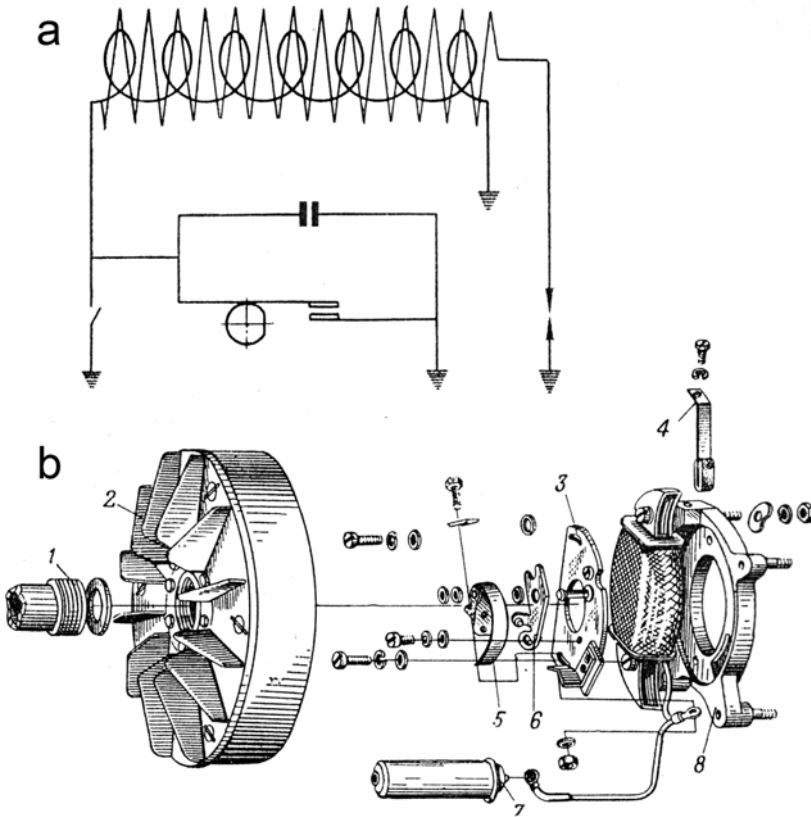
Rys. 4.23. Schemat iskrownika z wirującymi magnesami trwałymi [Strehlke 1970]: a – budowa ogólna, b – obwód pierwotny, c – obwód wtórny; 1 – świeca zapłonowa, 2 – cewka zapłonowa, 3 – krzywka, 4 – przerywacz, 5 – uzwojenie wtórne, 6 – uzwojenie pierwotne, 7 – koło magnesowe, 8 – kondensator



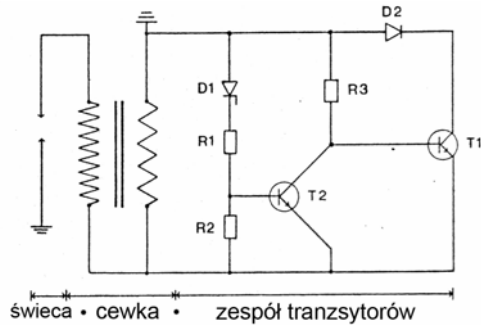
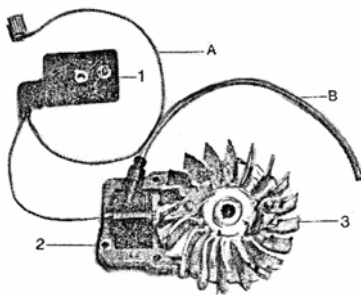
Rys. 4.24. Działanie strumienia magnetycznego na cewkę, w zależności od położenia magnesów [Glantz 1978]



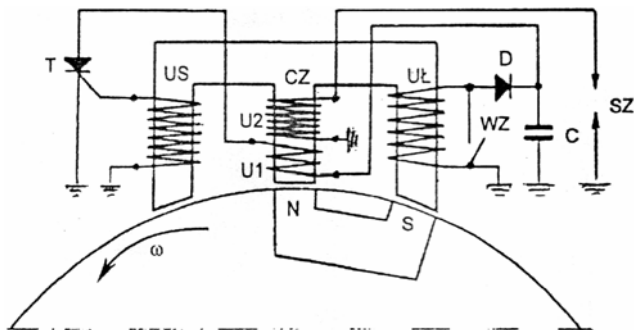
Rys. 4.25. Iskrownik Boshy [Glantz 1978]: a – obudowa: 1 – smarownica, 2 – cewka zapłonowa, 3 – kondensator, 4 – łożysko koła magnesowego, 5 – magnesy stałe, 6 – krzywka, 7 – płytka iskrownika, 8 – śruba regulacji zapłonu, 9 – przewód wyłącznika zapłonu, 10 – przerywacz, 12 – przewód wysokiego napięcia.; b – schemat: 1 – cewka, 2 – świeca, 3 – rdzeń cewki, 4 – magnesy, 5 – krzywka, 6 – przerywacz, 7 – kondensator, 8 – uzwojenie pierwotne, 9 – odstęp cewki i magnesu, 10 – strumień magnetyczny działający na cewkę



Rys. 4.26. Schemat iskrownika pilarki „Družba-4” [Poliszczuk 1970]: a – schemat działania, b – elementy układu zapłonowego; 1 – końcówka wału korbowego, 2 – koło zamachowe z łopatkami wentylatora i magnesami trwałymi, 3 – płytki iskrownika, 4 – smarownicza filcowa, 5 – dźwignia, 6 – płytki kontaktowa, 7 – kondensator, 8 – podstawa iskrownika.



Rys. 4.27. Zapłon tranzystorowy (Bosch) [Glantz 1978]: a – części składowe: 1 – zespół tranzystorów (ET – pakiet), 2 – cewka zapłonowa, 3 – koło magnetyczne, A – przewód wyłącznika, B – przewód do świecy zapłonowej; b – schemat działania: D1 i D2 – diody, T1 i T2 – tranzystory, R1, R2, R3 – opory czynne



Rys. 4.28. Kondensatorowy układ zapłonowy pilarki spalinowej z trzema cewkami [Więsik 2002]: C – kondensator, D – dioda, T – tyrystor, NS – magnes trwały, CZ – cewka zapłonowa, U1 – uzwojenie pierwotne cewki zapłonowej, U2 – uzwojenie wtórne cewki zapłonowej, SZ – świeca zapłonowa, UŁ – uzwojenie ładowania, US – uzwojenie sterujące, WZ – wyłącznik zapłonu

Z chwilą, gdy magnes (NS) przesunie się w lewo pod uzwojenie sterowania, strumień magnetyczny wywoła prąd w drugim obwodzie elektrycznym składającym się z uzwojenia sterującego (US) i tyrystora (T). Prąd ten spowoduje otwarcie bramki tyrystora i uaktywnienie nowego obwodu prądu z kondensatorem (C), uzwojeniem pierwotnym cewki zapłonowej (U1) i tyrystorem (T). Rozładowujący się kondensator wywoła duży prąd w uzwojeniu pierwotnym. Uzwojenie pierwotne (U1) zadziała jak elektromagnes, w obrębie którego powstaje prąd o tak dużym napięciu, że nastąpi przeskok iskry elektrycznej pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej i zapłonu mieszanki. Zatrzymanie pracy silnika następuje przez zwarcie styków wyłącznika zapłonu (WZ), co powoduje zaprzestanie ładowania kondensatora.

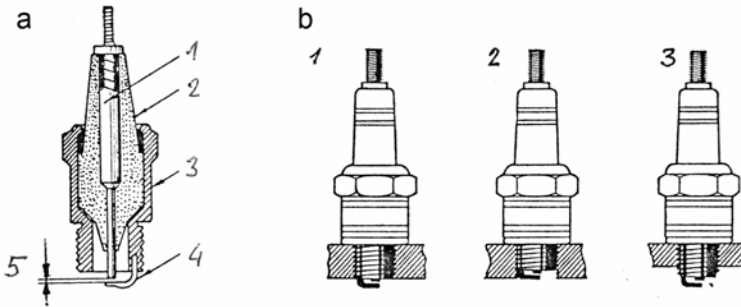
Świeca zapłonowa służy do wywołania w komorze spalania cylindra wyładowania elektrycznego (iskry), zdolnego do zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. Głównymi elementami świecy zapłonowej są: korpus, izolator, elektroda środkowa i elektroda boczna (rys. 4.29). Dolna część korpusu świecy ma kształt walca i jest nagwintowana. W silnikach pilarek jest to najczęściej gwint drobnozwojowy M14x1,25. Elektroda środkowa to pręt o średnicy 2–2,6 mm, wykonany ze stopów niklu z magnezem lub krzemem. Elektroda boczna wykonana jest zwykle ze stopów niklochromowych.

Głównym parametrem świecy jest tzw. wartość cieplna. **Wartość cieplna świecy** to temperatura świecy, po przekroczeniu której świeca ma skłonność do żarowego zapłonu mieszanki (niekontrolowanego zapalania mieszanki). Temperatura świecy waha się od -25°C do $+900^{\circ}\text{C}$. Ze strony komory spalania działa na świecę temperatura $2000^{\circ}\text{--}2800^{\circ}\text{C}$ i ciśnienie 1,5–2,5 MPa. Przedział temperatury, jaką powinna mieć świeca w czasie pracy, wynosi $500\text{--}900^{\circ}\text{C}$. Odstęp elektrod – $h = 0,4\div 0,5\text{ mm}$.

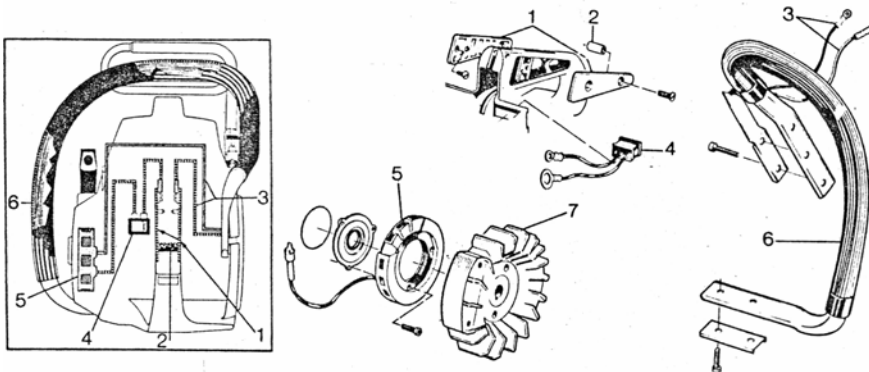
Prawidłowo dobrana do silnika świeca powinna utrzymywać podczas pracy temperaturę końcówek elektrod w przedziale $500\text{--}800^{\circ}\text{C}$, ze względu na zdolność

oczyszczania się z nagaru. Rozróżnia się **świece zimne** i **świece gorące**. W pilarkach stosuje się świece zimne, mające mniejszą skłonność do nagrzewania się.

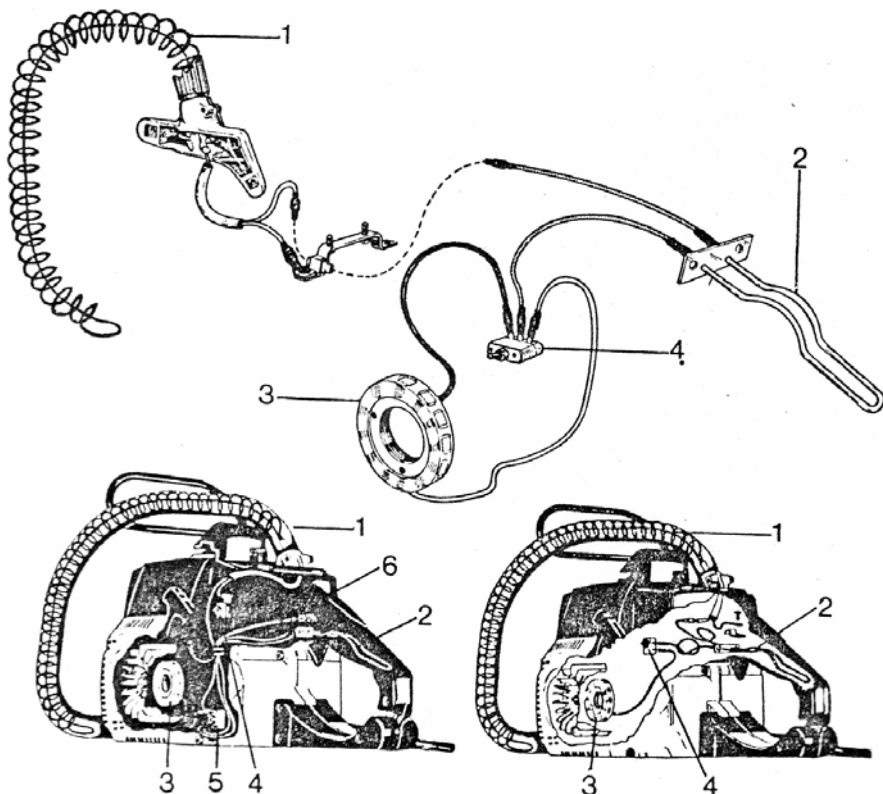
Grzejniki uchwytów pilarek to główne, jak dotychczas, odbiorniki prądu w układzie elektrycznym pilarek. Grzejnik uchwytu tylnego składa się z dwóch płytek (rys. 4.22). Grzejnik uchwytu przedniego składa się z prostych przewodów lub spiral umieszczonych w rurze uchwytu (rys. 4.30, 4.31). Niektóre pilarki wyposażone są też w grzejnik gaźnika. Opór grzejnika uchwytu tylnego wynosi 3–7 omów, uchwytu tylnego 0,7–2,5 Ω , a gaźnika 5–8 Ω [62]. Prądnicą zasilająca grzejniki powinna mieć moc około 100 W. Spotykane jest też ogrzewanie uchwytów spalinami (rys. 4.32).



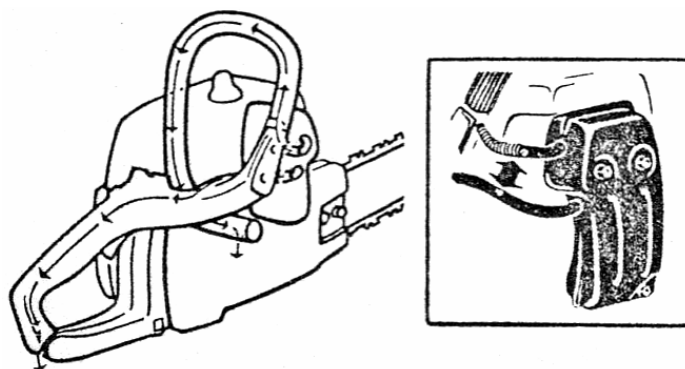
Rys. 4.29. Świeca zapłonowa [Glantz 1978]: a – budowa świecy; 1 – elektroda środkowa, 2 – izolator, 3 – korpus z gwintem, 4 – elektroda boczna, 5 – odstęp elektrod; b – 1 – prawidłowe i 2, 3 – złe osadzenie świecy



Rys. 4.30. Elektryczne ogrzewanie uchwytów w pilarce HUSQVARNA [Jachwitz 1967]: 1 – okładki izolacyjne uchwytu, 2 – tuleja łącząca, 3 – przewody prądowe od prądnicy i uchwytów, 4 – wyłącznik prądu, 5 – prądnicą, 6 – uchwyt, 7 – koło wentylatora



Rys. 4.31. Elektryczne ogrzewanie uchwytów pilarki JONSERED [Jachwitz 1967]:
 1 – spirala ogrzewcza uchwytu rurowego, 2 – element ogrzewczy uchwytu tylnego, 3 – prądnicą,
 4 – wyłącznik prądu, 5 – łącznik, 6 – przewód ogrzewczy



Rys. 4.32. Ogrzewanie uchwytów spalinami w pilarence PARTNER [Glantz 1978]

4.5. Układ chłodzenia silnika pilarki

Zadaniem układu chłodzenia silnika pilarki jest utrzymanie właściwej temperatury elementów silnika z uwagi na ich funkcjonalność, sprawność i trwałość. W pilarkach spalinowych stosuje się chłodzenie powietrzem. Do tego celu służy uźebrowanie cylindra i głowicy (rys. 4.2, 4.3), wentylator (dmuchawa) – rys. 4.7, 4.23, 4.27, pokrywa silnika i pokrywa wentylatora.

Niezbędna powierzchnia zewnętrzna uźebrowania zależna jest od mocy silnika i powinna wynosić 810–870 cm²/kW, tak by ścianki cylindra miały temperaturę nie wyższą od 220–250°C [Więsik 2002]. Łopatki wentylatora umieszczone są zwykle na kole zamachowym, odlane ze stopów lekkich, z zatopionymi po wewnętrznej stronie magnesami trwałymi. Pokrywa dmuchawy jest w postaci siatki, przez którą zasysane jest powietrze. Strumień powietrza, napędzany łopatkami, specjalną wkładką jest kierowany na uźebrowanie cylindra i głowicy, pod pokrywą cylindra.

4.6. Rozrusznik pilarki

Uruchomienie silnika spalinowego wymaga kilkakrotnego obrócenia wału silnika z prędkością umożliwiającą zassanie mieszanki paliwowo–powietrznej do cylindra, jej sprężanie i spalanie. Wymagana do tego celu prędkość obrotowa wału wynosi około 300 obr/min. Przy obracaniu wału korbowego z mniejszą prędkością zachodzą duże wypływy mieszanki, co jest powodem niedostatecznego stopnia sprężenia mieszanki w komorze spalania cylindra. Oprócz tego wolne obracanie wału powoduje powstanie zbyt ubogiej mieszanki z powodu za małego podciśnienia w okolicy rozpylaczy oraz za słabe iskrzenie na elektrodach świecy. Wszystko to obniża możliwość otrzymania pierwszych zapłonów mieszanki.

Do rozruchu stosowane są specjalne urządzenia zwane **rozrusznikami**. W pilarkach stosowane są rozruszniki ręczne zwykle, zamocowane bezpośrednio przy silniku, niekiedy zaś zdejmowane. Siła niezbędna do rozruchu silnika pilarki jest różna, zależy bowiem od wielkości silnika, stopnia sprężania, wymiarów koła linowego rozrusznika, temperatury silnika i innych czynników. Pomiar siły rozruchu dokonane na zimnym silniku przy temperaturze otoczenia 18°C [Poliszczuk 1970] wykazały następującą zależność do tej siły od pojemności silnika:

Pojemność skokowa silnika [cm ³]	50–60	61–75	76–100	powyżej 101
Siła niezbędna do rozruchu [N]	20–25	26–35	36–40	powyżej 40

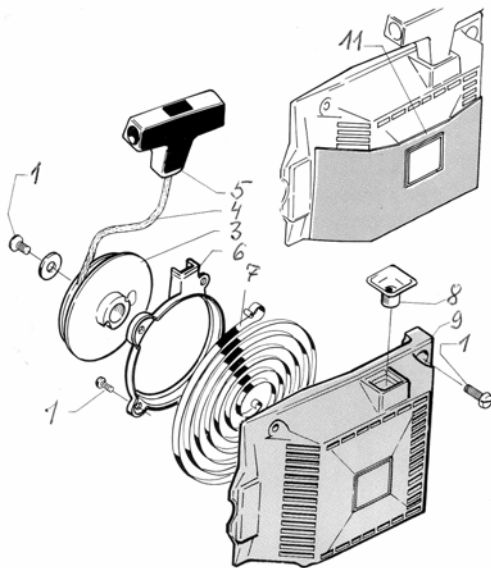
Do rozruchu silnika z siłą powyżej 35 N niezbędne są odpowiednia technika i trening pilarza.

Na rysunkach 4.33 i 4.34 pokazano elementy rozruszników pilarek. Zasade działania rozrusznika omówimy na przykładzie rozrusznika pilarki Husqvarna (rys. 4.35). Zamocowane wahliwie na tarczy koła zamachowego (1) zabieraki (3) dociskane są do środka za pomocą sprężyn (4). Podczas odciągania linki rozrusznika, znajdujące się na tarczy kółka linowego (11) zaczepy (10) wchodzą w zagłębienia zabieraków, przenosząc ruch obrotowy kółka na koło zamachowe silnika. Po uru-

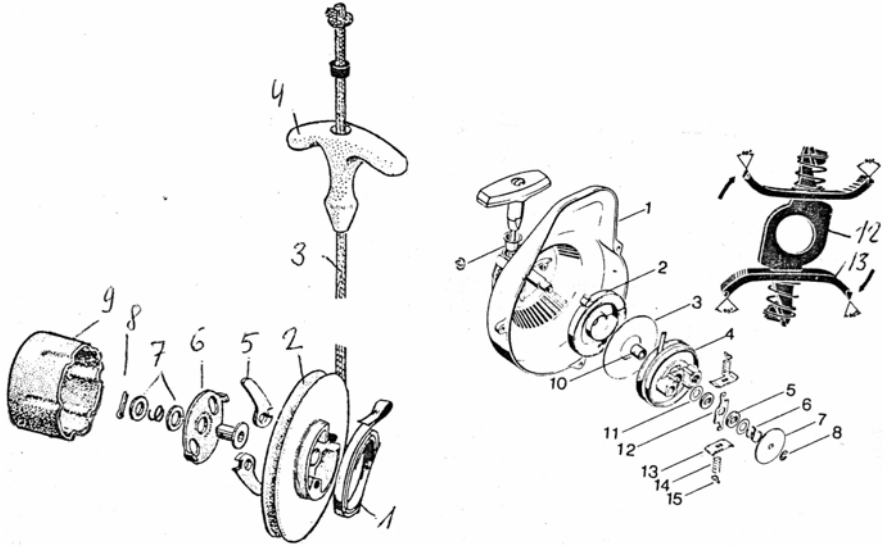
chomieniu silnika i zwiększonej prędkości obrotowej koła zamachowego z zabierakami, siła odśrodkowa odchyła zabieraki aż do oparcia się ich końców o kołki (6); w położenie zaznaczone na rysunku 100 linią przerywaną. Odłączenie się zabieraków umożliwia ich powrót do położenia wyjściowego, wymuszony sprężyną powrotną (9) i nawinięcie się linki na kółko linowe.

W celu zmniejszenia siły niezbędnej do odciągania linki podczas rozruchu zwłaszcza przy dużych pilarkach, niektóre pilarki wyposażone są w **dekompresor**. Zasada działania dekompresora polega na tym, że podczas obrotu kółkiem linowym komora sprężania jest połączona z powietrzem atmosferycznym. Zmniejsza to parcie gazów na tłok w czasie sprężania. Natychmiastowy przyrost ciśnienia gazów w cylindrze zamyka połączenie komory z atmosferą.

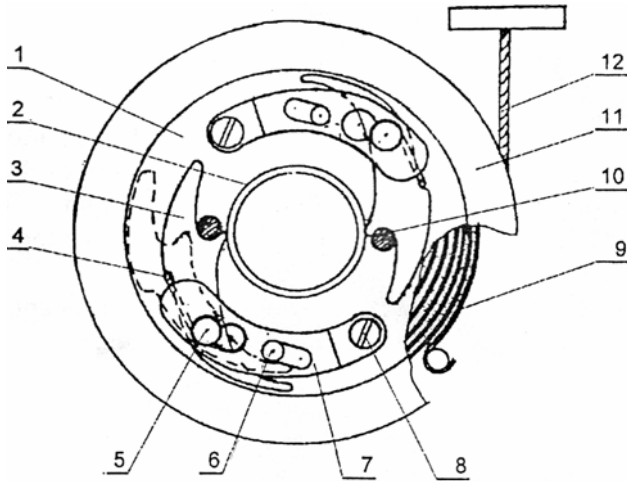
Dekompresor jest specjalnym zaworem (rys. 4.36) wmontowanym w górną część ścianki cylindra silnika. Podczas rozruchu trzonek z grzybkim zaworu jest odciągnięty i komora sprężania kanałami w korpusie dekompresora połączona jest z powietrzem atmosferycznym. Po zapłonie przyrost ciśnienia gazów w cylindrze powoduje przesunięcie się trzonka aż do oparcia grzybka o gniazdo zaworu i zamknięcie komory sprężania.



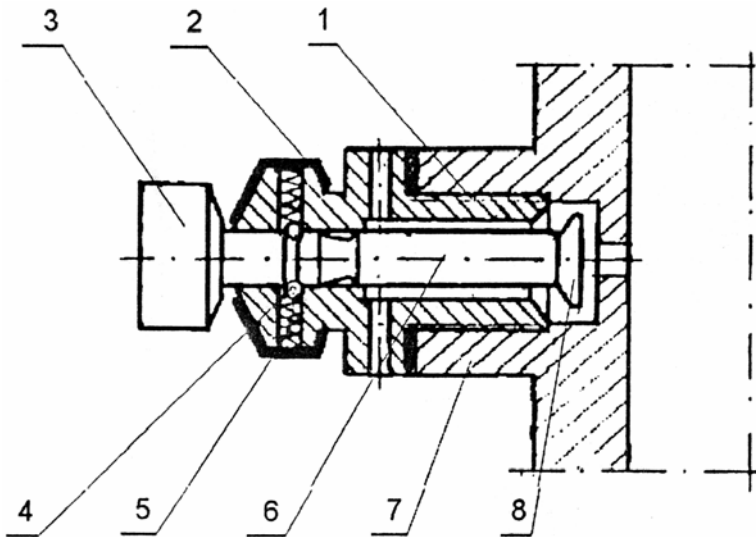
Rys. 4.33. Elementy rozrusznika pilarki Husqvarna 254 [instrukcja obsługi]: 1 – wkręty, 2 – podkładka, 3 – kółko linowe, 4 – linka rozrusznika, 5 – uchwyt linki, 6 – obsada sprężyny, 7 – sprężyna powrotna linki, 8 – prowadnica liny, 9 – pokrywa wentylatora, 10 – osłona zimowa



Rys. 4.34. Elementy rozruszników pilarek: a – Jobu [Glantz 1978, Jobu 1980]: 1 – sprężyna powrotna, 2 – kółko linowe, 3 – linka, 4 – uchwyt linki, 5 – zabierak, 6 – tarcza, 7 – sprężyna i podkładki, 8 – zawlecзка, 9 – bęben; b – Stihl []: 1 – osłona rozrusznika, 2 – sprężyna powrotna, 3 – tarcza dociskowa, 4 – kółko linowe, 5 – podkładka, 6 – sprężyna zabieraka, 7 – kółko sterujące, 8 – zawlecзка, 9 – prowadnica linki, 10 – tuleja, 11 – podkładka, 12 – zabierak, 13 – płytkę ciarna, 14 – sprężyna, 15 – opora sprężyny



Rys. 4.35. Schemat rozrusznika pilarek Husqvarna [Więksi 2002]: 1 – tarcza koła zamachowego, 2 – piasta koła zamachowego, 3 – zabierak, 4 – sprężyna zabieraka, 5 – oś zabieraka, 6 – kołek, 7 – nakładka, 8 – wręć, 9 – sprężyna powrotna linki, 10 – zaczep, 11 – kółko linowe, 12 – linka

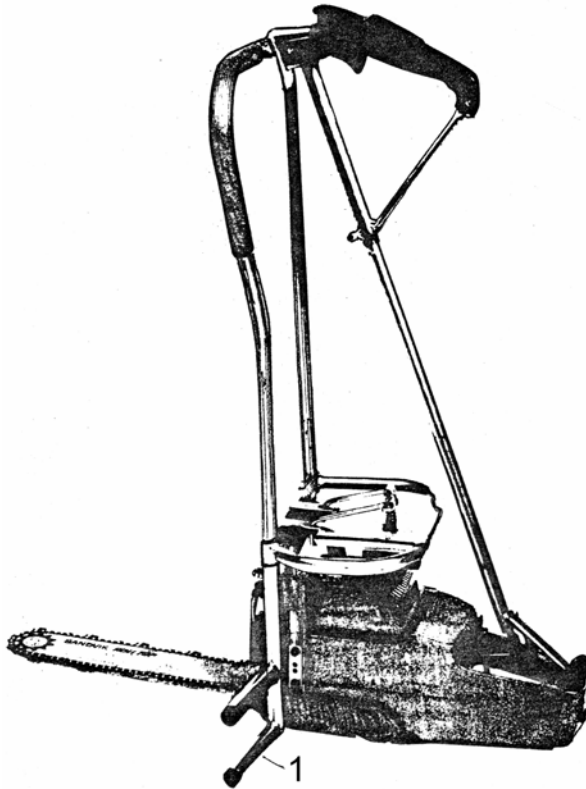


Rys. 4.36. Schemat dekompresora [Wiesiek 2002]: 1 – korpus, 2 – zakuwka, 3 – uchwyt, 4 – kulka, 5 – sprężyna, 6 – trzonek, 7 – cylinder silnika, 8 – grzybek

5. ZESPÓŁ STERUJĄCY PILARKI

5.1. Ogólna budowa zespołu sterującego

Na zespół sterujący składają się wszystkie te elementy, które umożliwiają pilarzowi trzymanie pilarki podczas piłowania we właściwym położeniu, nadanie pile siły posuwu i właściwej prędkości skrawania. Do zespołu sterującego zalicza się uchwyty – przedni i tylny, elementy sterowania gaźnikiem i amortyzatory ograniczające wpływ drgań pilarki na pilarza. Elementy zespołu sterującego pokazano na rys. 4.12. Możliwe rozmieszczenie uchwytów pilarek i okrzesywarek pokazano na rys. 3.2. Uchwyty pilarek są najczęściej na różnych poziomach – uchwyt przedni (rurowy) jest nad pokrywą silnika, a uchwyt tylny jest na poziomie podstawy pilarki. W niektórych pilarkach oba uchwyty były na tym poziomie ponad silnikiem (np. w pilarce „Družba-4”, MP-5 „Ural”, Husqvarna 340 – rys. 5.1). Pilarki te obecnie nie są już produkowane, chociaż takie rozwiązanie konstrukcyjne nie było pozbawione zalet.



Rys. 5.1. Pilarka Husqvarna 340 z uchwytami pozwalającymi na pracę w pozycji stojącej [Reklama]. Uchwyty ustawione na wysokości 60–85 cm: 1 – występ do przytrzymywania stopą pilarki w czasie ścinki (podczas czyszczeń późnych i trzebieży wczesnych)

5.2. Amortyzatory pilarki

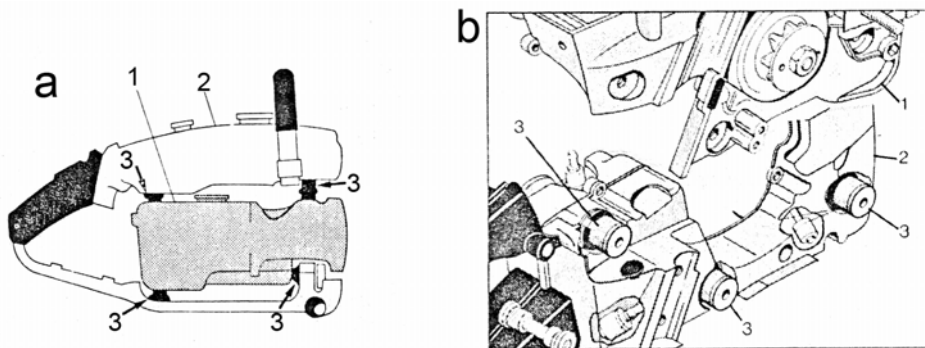
Głównymi przyczynami drgań pilarek napędzanych jednocylindrowymi dwusuwowymi silnikami spalinowymi są siły bezwładności mas w ruchu posuwisto-zwrotnym, siły bezwładności mas w ruchu obrotowym powstałe w wyniku nierównoważenia tych mas i nierównomierności momentu obrotowego na wale silnika. Oprócz tego w urządzeniach tnących pilarek powstają siły wzbudzające drgania, wynikające z nierównomierności ruchu piły łańcuchowej, ze specyfiki skrawania drewna piłą, a także z defektów urządzenia tnącego. Pod działaniem tych wszystkich sił pilarki wykonują drgania wymuszone. Amplituda tych drgań zależy od wielkości sił, masy silnika i urządzenia tnącego, masy uchwytów, charakteru powiązań tych mas ze źródłami wzbudzenia, od rozłożenia mas i miejsc przyłożenia sił, środka ciężkości mas i uchwytów. Amplitudy drgań elementów pilarki są małe. Częstotliwości drgań głównych harmonicznym leżą w przedziale 80–300 Hz. Drgania te ocenia się na podstawie ich amplitudy [m], prędkości [m/s] i przyspieszenia [m/s²].

Drgania korpusu pilarki mają wartość przyspieszenia 100÷120 m/s², natomiast dopuszczalne przyspieszenia drgania na uchwytach nie powinny przekraczać **11,2 m/s²**. Zmniejszenia drgań można dokonać na kilka sposobów:

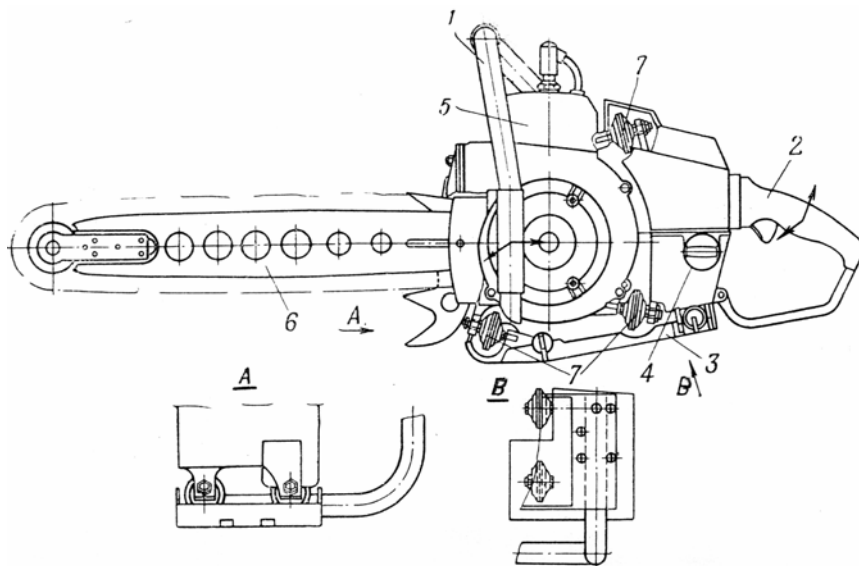
1. Najprostszym i najtańszym sposobem tłumienia drgań jest umieszczenie pomiędzy uchwytami pilarki a silnikiem sprężystych amortyzatorów. Te sprężyste elementy nie powinny utrudniać sterowania pilarką, lecz umożliwiać pracę i zminimalizowanie wydatku energetycznego pilarka przy sprężystych przemieszczeniach uchwytów. Z tego względu amortyzatory muszą mieć odpowiednią sztywność, ale poziom drgań powinien być obniżony do normatywnie dopuszczalnego.
2. Obniżenie drgań na uchwytach można dokonać obniżając stopień przekazywania drgań. Osiąga się to wtedy, gdy iloraz ω/ω_0 (częstość wymuszonych drgań korpusu pilarki ω do częstości drgań własnych podwieszonych masy z uchwytami ω_0) ma największą wartość. Oznacza to konieczność zwiększenia podatliwości amortyzatorów zawieszenia.
3. Obniżenie drgań na uchwytach można też osiągnąć wyważeniem; zrównoważeniem sił wymuszających drgania silnika. W tym celu w konstrukcji silnika można wykorzystać różne schematy dynamicznych mechanizmów wyważeniowych, zwłaszcza dotyczących elementów będących w ruchu posuwisto-zwrotnym, które wymagają wyposażenia silnika w układy kół zębatach. Zwiększa to jednak koszty i masę pilarki.
4. Obniżenie drgań uchwytów osiągnąć można wykorzystując do napędu piły silnik dwucylindrowy z cylindrami położonymi naprzeciw siebie. Wtedy równoważą się siły bezwładności pierwszego rzędu.

Tak więc dla pilarek, narzędzi o małej masie zmniejszenie drgań na uchwytach osiąga się zwykle przez oddzielne mocowanie każdego z uchwytów do korpusu silnika za pośrednictwem amortyzatorów, albo oba uchwyty umieszczone są na korpusie zespołu sterującego (lub ramie) i to korpus zespołu sterującego połączony jest z korpusem silnika za pomocą amortyzatorów. Taki zespół jest na przykład w

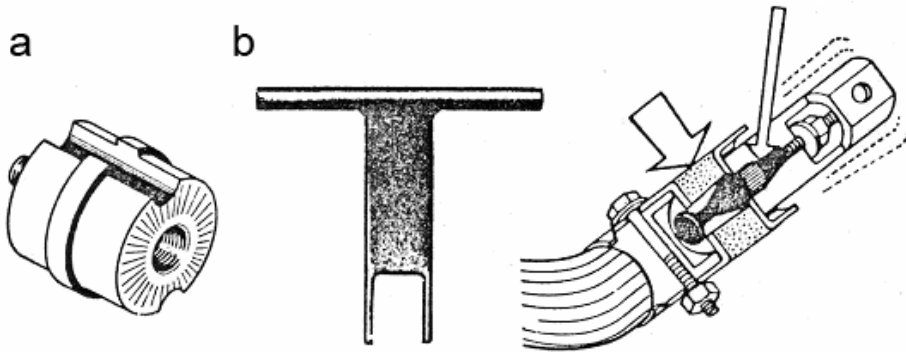
pilarence Stihl Contra (rys. 5.2), w pilarkach Husqvarny (rys. 6.12), Mc Culloch i Dolmar (rys. 5.2) – ze zbiornikiem paliwa lub bez zbiornika, jak w pilarence „Tajga” (rys. 5.3). Zespół sterujący stanowi w takim przypadku rodzaj zawieszenia, o którym było wyżej wspomniane przy omawianiu sposobów zmniejszenia drgań na uchwytach. Umieszczenie zbiornika paliwa przy zespole sterującym zwiększa masę tłumiącą drgania. Amortyzator połączenia zbiornika paliwa z korpusem silnika i amortyzator uchwytu rurowego pokazano na rys. 5.4.



Rys. 5.2. Sposoby amortyzowania pilarek [Glantz 1978]: a – umiejscowienie amortyzatorów w pilarence Mc Culloch; 1 – korpus silnika, 2 – zespół sterujący ze zbiornikiem paliwa i uchwytami, 3 – amortyzatory; b – umiejscowienie amortyzatorów w pilarence Dolmar 122 L; 1 – silnik (masa drgająca), 2 – zbiornik paliwa z uchwytem tylnym (masa tłumiąca), 3 – amortyzatory



Rys. 5.3. Schemat pilarki „Tajga” z ramą tłumiącą drgania na uchwytach pilarki [Poliszczuk 1970]: 1, 2 – uchwyty, 3 – pręt ramy, 4 – zbiornik paliwa, 5 – silnik, 6 – urządzenie tnące, 7 – amortyzatory



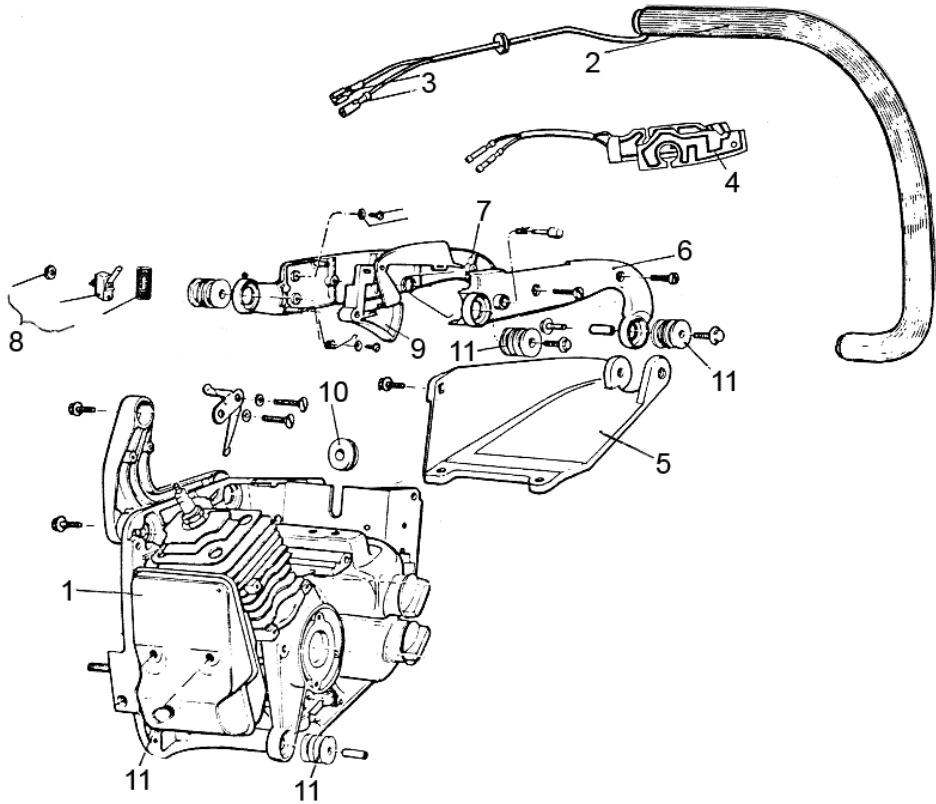
Rys. 5.4. Amortyzatory [Glantz 1978]: a – amortyzator połączenia zbiornika paliwa z korpusem silnika, b – amortyzator uchwytu przedniego (rurowego) pilarki Partner

5.3. Uchwyty pilarki

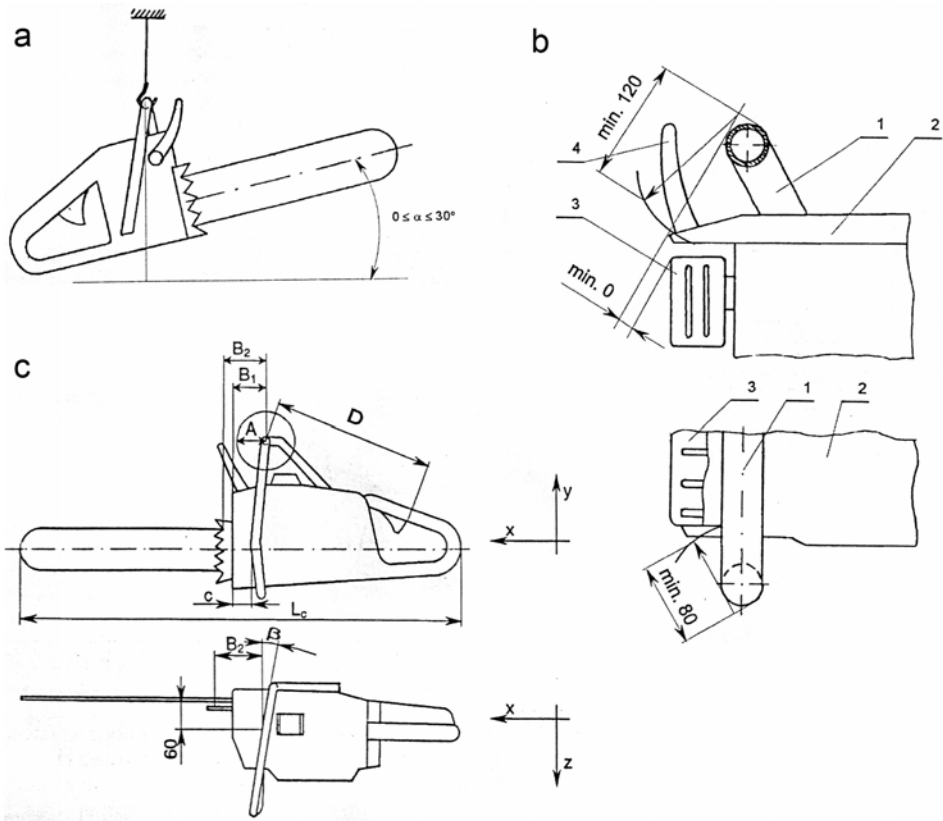
Uchwyt przedni pilarki ma kształt pałaka wygiętego przestrzennie, więcej (rys. 4.12) lub mniej (rys. 5.5) rozwartego. Kształt i usytuowanie uchwytu przedniego w pilarce powinny zapewnić możliwość wygodnego utrzymywania pilarki podczas piłowania w różnych płaszczyznach i podczas przenoszenia pilarki. Uchwyt powinien być w bezpiecznej odległości od gorącego tłumika, być lekki, wytrzymały, o nieśliskiej powierzchni – z uwagi na bezpieczeństwo pilarza. Z tego względu wykonywany jest w postaci rury z lekkich stopów, o średnicy 21–26 mm i grubości ścianki 1,5 mm [Więsik 2002]. Z zewnątrz rura jest pokryta wykładziną z tworzywa, rowkowaną wzdłuż uchwytu.

Określone normami położenie uchwytu przedniego względem środka mas pilarki, tłumika, osłony ręki (dźwigni hamulca piły), czoła korpusu pilarki lub ostrogi podano na rysunku 5.6

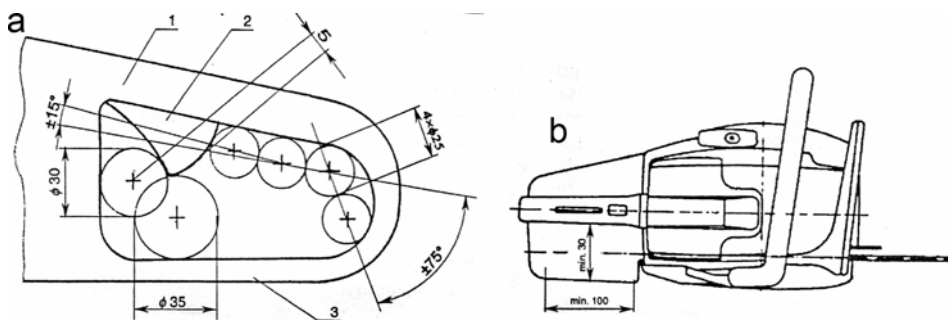
Uchwyt tylny pilarek jest najczęściej na stałe połączony z korpusem zespołu sterującego (4.12) i w dolnej części ma osłonę chroniącą dłoń pilarza. W niektórych pilarkach uchwyt tylny jest dokręcany do korpusu zespołu sterującego (rys. 5.5). Górna część uchwytu (właściwa rękojeść) jest całkowicie lub częściowo rozbieralna, zwłaszcza w przypadku wyposażenia jej w grzałkę. W rękojeści uchwytu tylnego są wmontowywane: manetka gazu i zapadka blokowania manetki. Kształt i wymiary wewnętrzne uchwytu powinny pozwalać na dogodne sterowanie manetką. Są one normowane (rys. 5.7). Prześwit dla palca, przy zwolnionej manetce powinien wynosić, co najmniej 30 mm i w uchwycie powinny się mieścić cztery palce pilarza.



Rys. 5.5. Silnik i elementy zespołu sterującego pilarki Jobu LP 5 BV [instrukcja obsługi]:
 1 – silnik, 2 – chwyt przedni, 3 – przewody ogrzewania uchwytu, 4 – grzałka uchwytu tylnego,
 5 – korpus zespołu sterującego, 6 – lewa część uchwytu tylnego, 7 – prawa część uchwytu tylnego,
 8 – wyłącznik zapłonu, 9 – manetka gazu, 10 – wkładka amortyzująca, 11 – amortyzatory



Rys. 5.6. Normatywne położenie uchwytu przedniego pilarki (według norm ISO: 8334, 11684, 7914) [Więsik 2002]: a – kontrola położenia górnej części uchwytu przedniego z uwagi na środek mas pilarki, b – minimalne odległości od tłumika, c – minimalne odległości górnej części uchwytu od czoła korpusu pilarki lub ostrogi ($B_1 \geq 40$ mm) i bocznej części uchwytu ($c \geq 25$ mm), $\beta \cong 8^\circ$



Rys. 5.7. Wymiary uchwytu tylnego pilarki (według norm ISO 7914, 11681) – za [Więsik 2002]: a – wymiary wewnętrzne, b – wymiary osłony dolnej uchwytu

5.4. Układ sterowania silnikiem pilarki

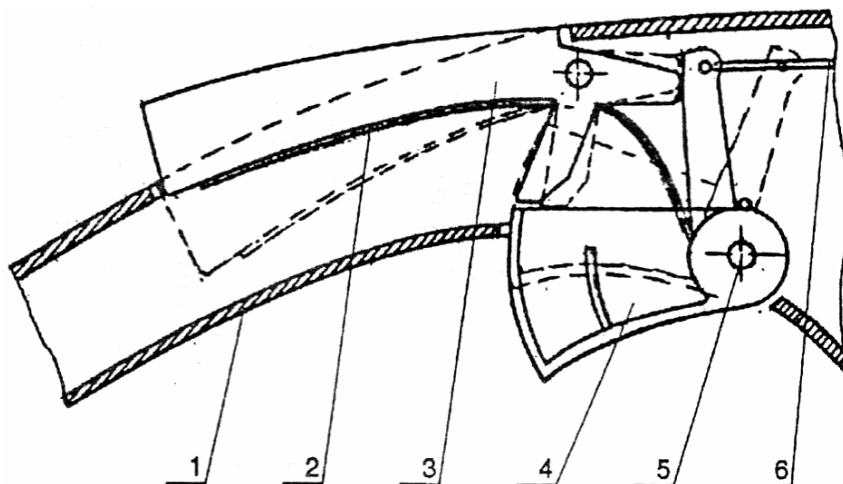
Układ sterowania silnikiem służy do nastawienia wyłącznika zapłonu w pozycję umożliwiającą zapłon, nastawienie gaźnika kolejno w stan rozruchu, wolnych obrotów, przejścia do średnich i od średnich do wysokich obrotów i w stan pracy silnika przy wysokiej prędkości obrotowej wału i dużym obciążeniu, wreszcie do zatrzymania silnika. Do tych celów służy wyłącznik zapłonu, przełącznik położenia przesłony powietrza, dźwignia gazu (manetka) – sterująca położeniem przepustnicy mieszanki (i prędkością obrotową silnika), zapadka blokująca manetkę, przycisk blokady rozruchowej.

Wyłącznik zapłonu umożliwia zapłon, gdy jego styki są rozwarne i kondensator jest ładowany przez uzwojenie ładowania. Zwarcie styków wyłącznika kieruje prąd uzwojenia ładowania na masę i kondensator nie jest dostatecznie ładowany, w wyniku czego silnik przestaje pracować. Wyłącznik znajduje się najczęściej po lewej stronie rękojeści na tylnej ściance korpusu sterującego, podobnie jak przełącznik położenia przesłony.

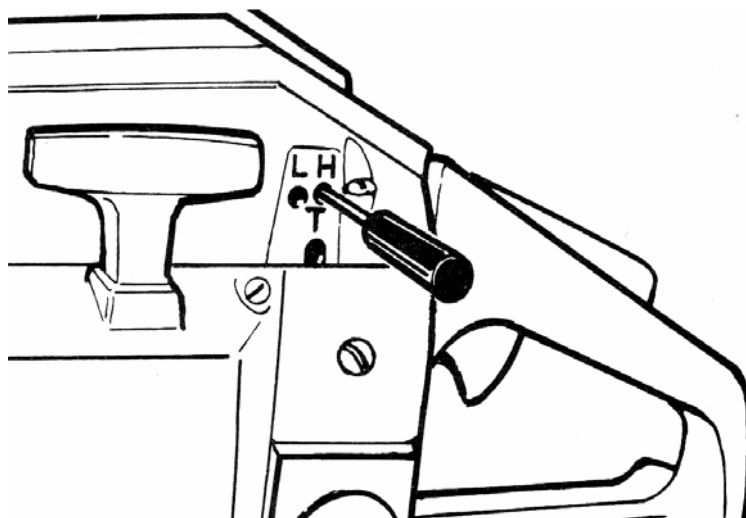
W czasie rozruchu przesłona powietrza powinna być przymknięta, co dokonuje się przez ustawienie przełącznika w położenia ssania. Manetka gazu umieszczona jest w rękojeści uchwytu tylnego wraz z zapadką blokującą manetkę i przyciskiem blokady rozruchowej.

Schemat jednego z rozwiązań układu sterowania pokazano na rysunku 5.8. W rozwiązaniu tym manetka jest połączona z przepustnicą mieszanki za pomocą cięgła. Do uzyskania mieszanki powodującej wolne obroty pomocna jest zapadka. Zapadka nie wciśnięta blokuje ruch manetki do położenia określającego wolne obroty. Wciśnięcie zapadki pozwala na dalszy ruch manetki gazu i dalsze otwieranie przepustnicy.

Do elementów sterowania pilarką zaliczyć można śruby doraźnego regulowania pracy gaźnika (rys. 5.9). Dostęp do tych śrub znajduje się zazwyczaj z lewej bocznej strony korpusu zespołu sterującego, w pobliżu uchwytu tylnego.



Rys. 5.8. Schemat układu sterowania silnikiem w pilarence Stihl 036 [Więsik 2002]:
 1 – rękojeść, 2 – sprężyna, 3 – zapadka, 4 – manetka, 5 – oś manetki, 6 – cięgło



Rys. 5.9. Śruby do regulacji gaźnika pilarki Husqvarna 254 [instrukcja obsługi]:
 L – śruba regulacji dyszy niskich obrotów, H – śruba regulacji dyszy głównej,
 T – śruba regulacji biegu jałowego

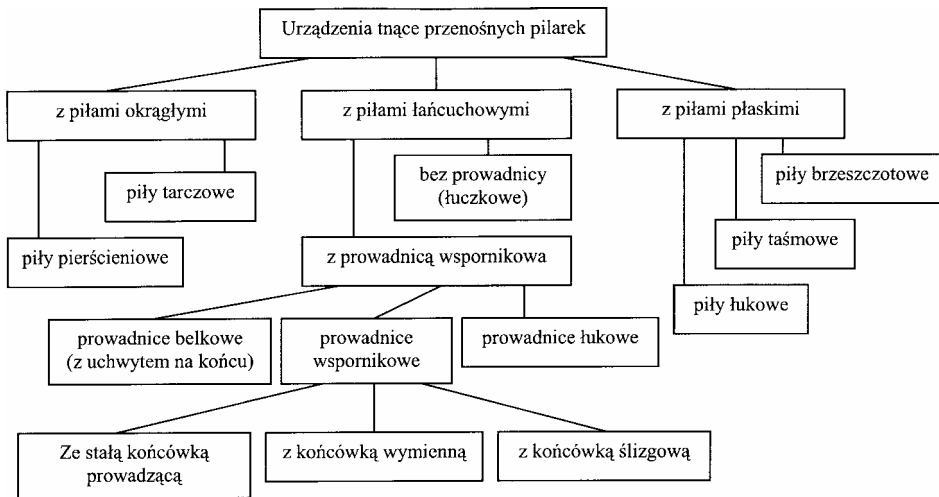
6. ZESPOŁY TNĄCE PRZENOŚNYCH PILAREK

6.1. Klasyfikacja i ogólna budowa zespołów tnących

Zespół roboczy pilarki, służący do piłowania drewna nazywa się **zespołem tnącym**. Elementem roboczym zespołu tnącego jest najczęściej piła łańcuchowa lub tarczowa. Ze względów konstrukcyjnych i funkcjonalnych w skład zespołu tnącego wchodzi ponadto elementy przeniesienia napędu z silnika na piłę: sprzęgło, reduktor, kółko napędowe, wysięgnik, elementy prowadzenia piły – prowadnica z kółkiem prowadzącym, układ smarowania piły i elementy ochrony pilarza przed urazami ze strony piły – hamulec piły, chwytacz piły, ostroga, osłona urządzenia tnącego (w przypadku pilarek wysięgnikowych).

Na rys. 6.1 przedstawiono klasyfikację urządzeń tnących pilarek. Do pozyskania drewna stosuje się powszechnie urządzenia tnące w postaci pił łańcuchowych z prowadnicą wspornikową, przymocowaną w jednym końcu do korpusu pilarki, analogicznie jak belki utwierdzone w jednym końcu – zwane wspornikami (konsolami). Ograniczone zastosowanie mają pilarki dwuosobowe z urządzeniem tnącym w postaci pił łańcuchowych z prowadnicą belkową wyposażoną w uchwyt na końcu. Pilarki z innymi piłami niż łańcuchowe okazały się przy pozyskaniu drewna nieefektywne. Z pilarek nielańcuchowych są stosowane jedynie pilarki wysięgnikowe z piłami tarczowymi, zwykle przy pozyskaniu drewna z czyszczeń późnych.

Możliwe ustawienie urządzenia tnącego w stosunku do silnika pilarki i uchwytów, z przekładniami redukcyjnymi lub bez przedstawiono na rys. 3.2.



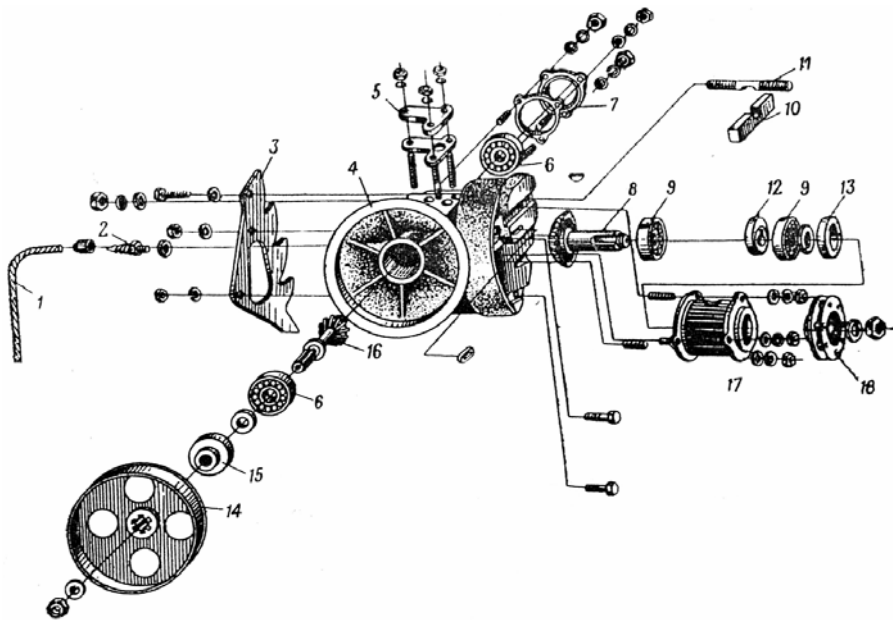
Rys. 6.1. Klasyfikacja urządzeń tnących przenośnych pilarek

6.2. Sprzęgło i reduktor pilarki

Sprzęgło pilarki przekazuje moment obrotowy z wału korbowego silnika na wał przekładni redukującej lub bezpośrednio – na kółko napędowe piły łańcuchowej. Sprzęgło służy do odłączenia urządzenia tnącego od silnika przy małej prędkości obrotowej wału silnika. Przy nagłych wzrostach obciążenia sprzęgło wpada w poślizg i chroni tym samym silnik i urządzenie tnące od przeciążeń.

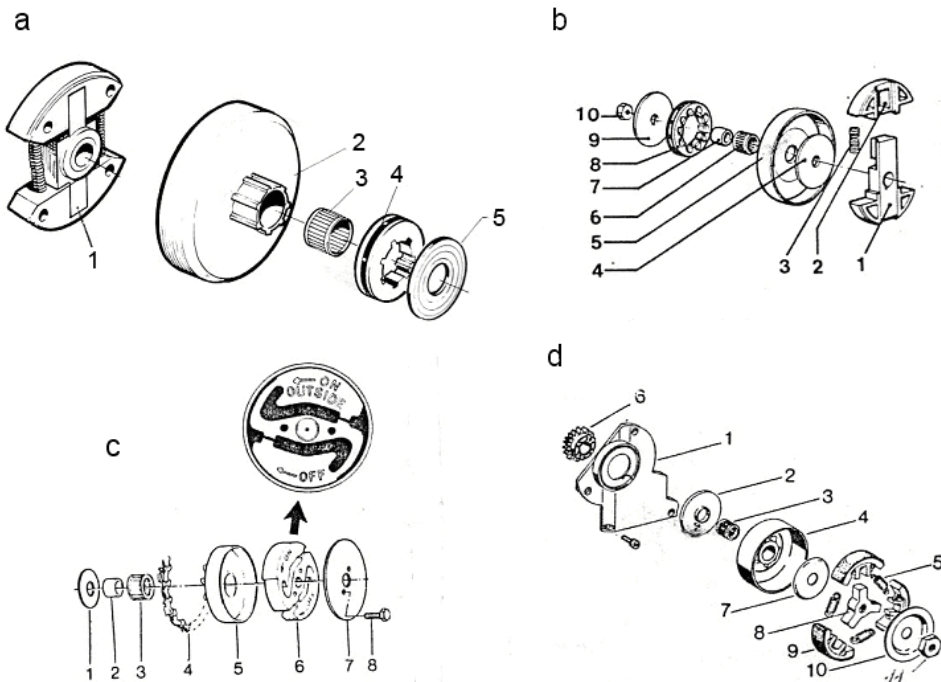
Przekładnia redukująca (reduktor) przeznaczona jest do zwiększenia momentu obrotowego przekazywanego od silnika na zębate kółko napędowe urządzenia tnącego. Zwiększenie momentu (M) jest wynikiem zmniejszenia prędkości kątowej wałka kółka zębatego, bowiem przy stałej mocy (N) mamy: $M = N/\omega$. Oprócz zmiany wartości wektora momentu obrotowego reduktor może zmienić kierunek tego wektora. Jest to konieczne, gdy oś wału silnika jest prostopadła do osi kółka napędowego (rys. 3.2e, f, g) i wtedy reduktor złożony jest z kół zębatach stożkowych. Natomiast, gdy obie osie są równoległe w reduktorach jest przekładnia złożona z kół zębatach walcowych (rys. 3.2a–d).

Reduktor z kołami zębatymi stożkowymi pokazano na rysunku 6.2. Moment obrotowy od wału silnika przekazywany jest tu przez sprzęgło odśrodkowe, parę kół stożkowych do kółka napędowego.



Rys. 6.2. Reduktor pilarki „Drużba-4” [Poliszczuk 1970]: 1 – przewód olejowy smarowania piły, 2 – osada przewodu olejowego, 3 – ostroga, 4 – korpus reduktora, 5 – pokrywa reduktora, 6 – łożysko kulkowe, 7 – pokrywa kółka stożkowego napędowego (małego), 8 – kółko stożkowe napędzane (duże), 9 – łożysko kulkowe, 10 – płytkę ustalającą, 11 – szpilka, 12 – mimośród, 13 – pierścień uszczelniający tylny, 14 – bęben sprzęgła, 15 – pierścień smarujący, 16 – kółko stożkowe napędzające (małe), 17 – korpus kółka napędzanego, 18 – kółko napędowe piły

W pilarkach stosowane są samowłączalne **sprzęgła cierne odśrodkowe**. Podstawowe elementy sprzęgieł (rys. 6.3) to tarcza i bęben. Tarcza sprzęgła jest nakręcana na gwintowany czop wału korbowego i jest elementem napędzającym (czynnym) sprzęgła. Bęben sprzęgła jest osadzony na wale za pośrednictwem łożyska igielkowego. Do bębna przymocowane jest kółko napędowe piły łańcuchowej. Kółko może być usytuowane na zewnątrz (przed tarczą sprzęgła) i takie sprzęgło nazywamy **zamkniętym** (rys. 6.3b) lub od wewnątrz (pomiędzy tarczą a korpusem silnika) i takie sprzęgło nazywamy **otwartym** (rys. 6.3a, c, d).

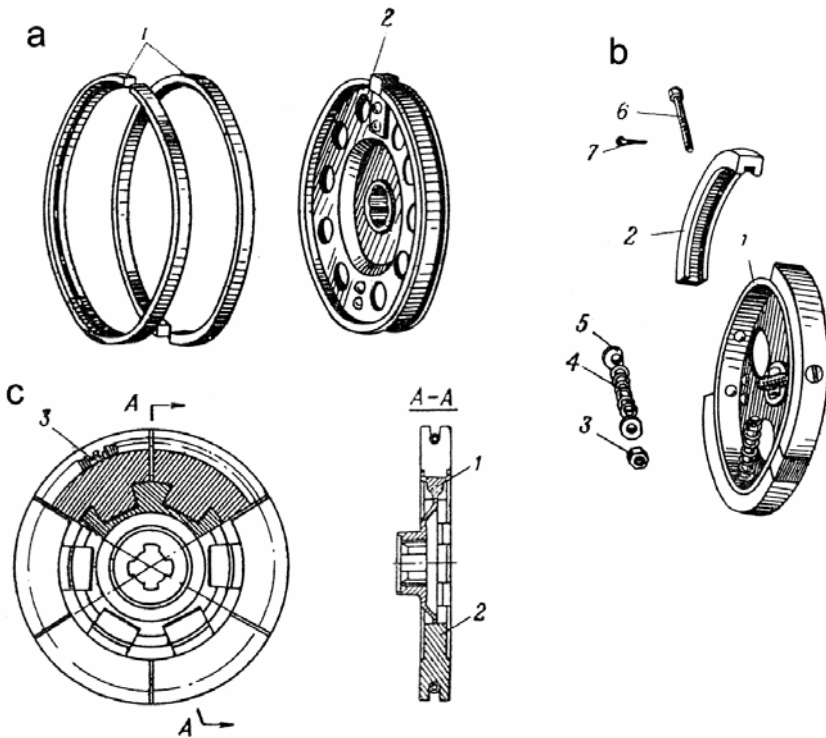


Rys. 6.3. Elementy sprzęgieł pilarek [instrukcja obsługi, Glantz 1978]: a – Husqvarna 254: 1 – tarcza kpl, 2 – bęben, 3 – łożysko igielkowe, 4 – kółko napędowe, 5 – pokrywa kółka; b – Jobu LP: 1 – prowadnica szczęk, 2 – szczęka, 3 – sprężyna szczęki, 4 – pokrywa, 5 – bęben, 6 – łożysko, 7 – pierścień wewnętrzny, 8 – kółko napędowe, 9 – pokrywa kółka, 10 – nakrętka; c – Homelite: 1 – pokrywa, 2 – pierścień wewnętrzny, 3 – łożysko, 4 – piła łańcuchowa, 5 – bęben sprzęgła z kółkiem napędowym, 6 – szczęki, 7 – pokrywa kółka, 8 – wkręt pokrywy; d – Stihl 031: 1 – korpus, 2 – pokrywa, 3 – łożysko, 4 – bęben z kółkiem napędowym, 5 – sprężyna szczęk, 6 – kółko napędowe pompy olejowej, 7 – pokrywa, 8 – prowadnica szczęk, 9 – szczęka, 10 – pokrywa, 11 – nakrętka

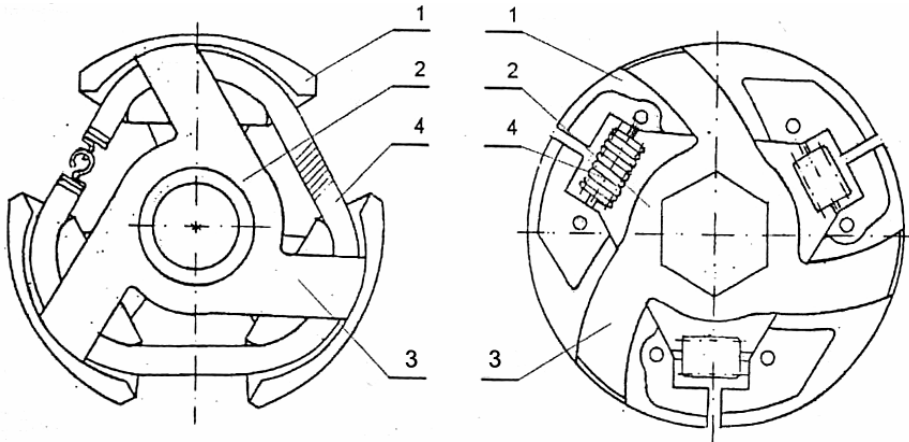
Przeniesienie momentu obrotowego z wału silnika dokonuje się z tarczy na bęben sprzęgła. Tarcze sprzęgła mogą być **jednoelementowe** (rys. 6.3c) lub **segmentowe** (rys. 6.3a, b, d, rys. 6.4) – składające się z kilku elementów roboczych (ciernych). Tarcza jednoelementowa zbudowana jest z cienkich, sprężystych blach i na

przekroju poprzecznym jest zwinięta w kształcie litery „S” tak, że zewnętrzne powierzchnie fragmentów tarczy wpisują się w okrąg.

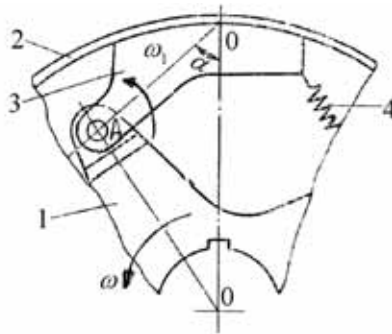
Tarcze segmentowe mają różną budowę, z uwagi na elementy cierne. Najczęściej są to tarcze **szczękowe**, rzadziej **pierścieniowe**. Przykład tarczy pierścieniowej pokazano na rysunku 6.4a. Tarcza taka składa się z tarczy właściwej z przewodnikami pierścieni i sprężystych, przeciętych w jednym miejscu pierścieni. Tarcze segmentowe szczękowe mają elementy cierne w postaci masywnych szczęk, osadzonych ruchomo na **przewodnikach**. Z uwagi na liczbę szczęk tarcze mogą być dwuszczękowe (rys. 6.3a, b), trójszczękowe (rys. 6.3d, rys. 6.4b), cztero- i sześćoszczękowe (rys. 6.4c). Z uwagi na kształt i ukierunkowanie, przewodniki mogą być **proste promieniowe** (rys. 6.3a, b, d, rys. 6.4b, c), **proste skośne** (rys. 6.5a) i **łukowe skośne** (rys. 6.5b). Właściwością tarcz z przewodnikami skośnymi jest rozłączanie sprzęgła podczas gwałtownego hamowania piły przy większej prędkości obrotowej (a więc wcześniej) niż przy przewodnikach prostych promieniowych; co jest korzystne z uwagi na bezpieczeństwo pracy pilarką. Przykład tarczy ze szczękami z kinematycznym zwiększeniem siły docisku pokazano na rys. 6.6.



Rys. 6.4. Tarcze sprzęgieł pilarek [Poliszczuk 1970]: a – tarcza z pierścieniami ciernymi: 1 – pierścienie cierne, 2 – tarcza z przewodnikami pierścieni; b – tarcza ze szczękami i ustawionymi promieniowo spiralnymi sprężynami: 1 – tarcza, 2 – szczęką cierna, 3 – nakrętka, 4 – sprężyna szczęki, 5 – podkładka, 6 – przewodnik, 7 – zawlecza; c – tarcza ze szczękami i sprężyną spiralną obwodową: 1 – tarcza, 2 – szczęką cierna, 3 – sprężyna



Rys. 6.5. Tarcze sprzęgieł [Poliszczuk 1970]: a – z przewodnikami prostymi, b – z przewodnikami łukowymi; 1 – szczęka, 2 – piasta, 3 – przewodnik, 4 – sprężyna



Rys. 6.6. Schemat sprzęgła z kinematycznym zwiększeniem siły docisku szczęki do bębna [Glantz 1978]: 1 – przewodnik szczęki, 2 – bęben sprzęgła, 3 – szczęka cierna, 4 – sprężyna

Szczęki są utrzymywane w zwartej pozycji za pomocą sprężyn. Podobną zwartość w sprzęgle z tarczą jednoelementową zapewniają siły sprężystości zwięzonych fragmentów elementu. Sprężyny usytuowane mogą być popromieniowo – na osi przewodników prostych promieniowych (rys. 6.3b, 6.4b), w tarczach dwuszcękowych mogą być równoległe do osi przewodników (rys. 6.3a), mogą być połączone w układ trójkątny (rys. 6.3d), a przy większej liczbie szczęk mogą tworzyć zamknięty obwód położony w pobliżu zewnętrznej części szczęk (rys. 6.4c). Zależnie od układu, sprężyny oddziałują na szczęki całymi siłami odkształcenia sprężystego, albo częścią tych sił.

W czasie ruchu obrotowego wału silnika i tarczy sprzęgła, na zewnętrzne fragmenty tarczy jednoelementowej, na pierścieniu cierne lub szczęki sprzęgła działa siła odśrodkowa usiłująca odchylić je na zewnątrz, w stronę bębna. Masy i przekroje elementów roboczych oraz stałe sprężyste sprężyn dobrane są tak, by przy wolnych obrotach wału silnika (2500–3000 obr/min) siły odśrodkowe były mniej-

sze od sił sprężystości; aby elementy cierne nie dotykały wewnętrznych cylindrycznych powierzchni bębna i sprzęgła nie było włączone. Przy wzroście prędkości obrotowej wału odśrodkowe siły bezwładności pokonują siły sprężystości elementów ciernych, elementy te są dociskane do wewnętrznej powierzchni bębna i trą o nie, wytwarzając na bębnie moment tarcia zależny od nacisku normalnego, współczynnika tarcia poślizgowego pomiędzy powierzchniami ciernymi (np. szczęk i bębna) i od promienia cylindrycznej wewnętrznej powierzchni bębna. W początkowej, krótkiej fazie, szczęki ślizgają się po powierzchni wewnętrznej bębna. Z chwilą, gdy moment tarcia dorówna momentowi obrotowemu, poślizg ustaje i sprzęgło jest w pełni włączone. Zależnie od sprzęgła i silnika, powinno to nastąpić przy prędkości 3200–4500 obr/min. Przy ponownym zmniejszeniu prędkości obrotowej wału sprzęgło automatycznie się wyłącza. Tak więc można zaobserwować cztery stany pracy sprzęgła, zależne od prędkości obrotowej wału (n), prędkości obrotowej początku włączania sprzęgła (n_0) i prędkości końcowej włączania sprzęgła (n_k):

1. $n < n_0$ – stan biegu jałowego silnika; sprzęgło wyłączone i urządzenie tnące odłączone od napędu ($k = 0$),
2. $n = n_0$ – początek włączania sprzęgła,
3. $n_0 < n < n_k$ – stan poślizgu sprzęgła ($0 < k < 1$),
4. $n \geq n_k$ – stan roboczy, charakteryzujący się pełnym przekazaniem momentu obrotowego wału silnika ($k \geq 1$)

Przykładową charakterystykę sprzęgła podano na rysunku 6.7. Współczynnik zapasu możliwości przenoszenia momentu obrotowego przez sprzęgło jest równy:

$$k = \frac{M_{sp}}{M_s} \quad (6.1)$$

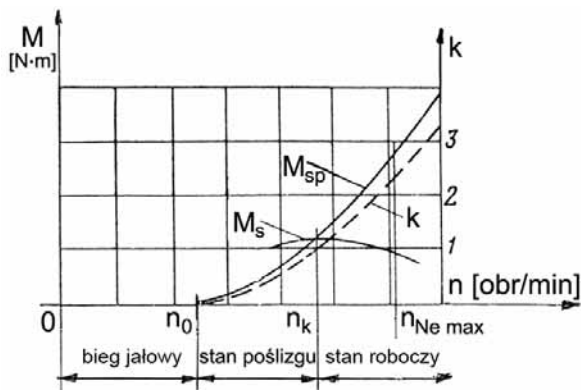
Obliczenia sprzęgieł odśrodkowych zależne są od ich konstrukcji. Sprzęgła segmentowe bez kinematycznego wzmocnienia docisku, na przykład sprzęgło wieloszczękowe z prostymi promieniowymi prowadnikami (rys. 6.8), oblicza się następująco:

Siła odśrodkowa działająca na szczękę o masie (m) przy prędkości kątowej $\omega = \pi n/30$ jest równa:

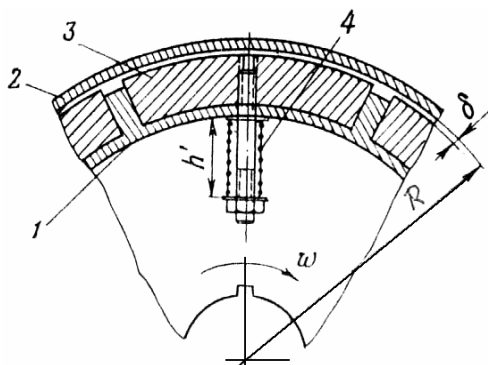
$$P_n = m\omega^2 r_0 = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 m r_0 n^2 \quad (6.2)$$

1. Siłę promieniową sprężyny, przyciskającą szczękę do środka tarczy oblicza się zależnie od konstrukcji sprzęgła (sposobu ustawienia sprężyn). Przy oddzielnych sprężynach dla każdej szczęki i ich promieniowym ustawieniu (rys. 6.8), siła sprężyny działająca wzdłuż osi prowadnika jest zależna od stałej sprężystej (k_s) i od wydłużenia (x) sprężyny, które w chwili dotknięcia szczęki powierzchnią cierną do bębna wynosi $x_{max} = \delta$.

$$F = k_s x \rightarrow F_{max} = k_s \delta \quad (6.3)$$



Rys. 6.7. Przykładowa charakterystyka sprzęgła ciernego odśrodkowego [Poliszczuk 1970]:
 M_s – średni moment obrotowy na wale silnika przy otwartej przepustnicy, M_{sp} – moment obrotowy możliwy do przeniesienia przez sprzęgło, uwarunkowany tarciem, k – współczynnik zapasu możliwości przenoszenia momentu przez sprzęgło, n_0 i n_k – prędkości obrotowe wału na początku i na końcu włączania sprzęgła, n_{Nemax} – prędkość obrotowa przy maksymalnej efektywnej mocy silnika



Rys. 6.8. Elementy i wymiary sprzęgła odśrodkowego wieloszczękowego [Poliszczuk 1970]:
 1 – prowadnik, 2 – bęben, 3 – szczeka cierna, 4 – sprężyny,
 δ – odstęp między szczękami a bębnem

Na siłę F używana jest ta część odśrodkowej siły bezwładności P_n , która powstaje przy prędkości obrotowej n_0 , znamiennej dla początkowej fazy włączania sprzęgła. Można, więc przyjąć, że dla rozpatrywanego przypadku:

$$F = P_{n1} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 m r_0 n_0^2 \quad (6.4)$$

W przypadku sprężyn ustawionych inaczej (na przykład w przybliżeniu w trójkąt przy trójszczękowej tarczy – rys. 6.9) wypadkową siłę sprężyn działających na szczękę wzdłuż osi prowadnika (F_I) obliczyć można następująco:

- maksymalne wydłużenie każdej ze sprężyn:

$$x_{\max} = 2\delta \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6.5)$$

- maksymalna siła napięcia sprężyny (przy x_{\max}):

$$F_{\max} = k_s x_{\max} = 2 \cos \frac{\alpha}{2} k_s \delta \quad (6.6)$$

- siła działająca od sprężyn na szczękę wzdłuż prowadnika:

$$F_1 = 4 \cos^2 \frac{\alpha}{2} k_s \delta \quad (6.7)$$

(przy $\alpha \cong 60^\circ$ $F_1 \approx 3k_s \delta$)

2. Moment obrotowy, jaki może przekazać sprzęgło, z uwagi na tarcie szczęk o bęben, jest równy:

$$M = i(P_n - F_1)\mu R \eta_k \quad (6.8)$$

gdzie: i – liczba szczęk ciernych,

μ – współczynnik tarcia poślizgowego powierzchni ciernych szczęk o cylindryczną powierzchnię wewnętrzną bębna (uwzględniając ślady oleju),

R – wewnętrzny promień bębna sprzęgła,

η_k – współczynnik kinetycznego wzmocnienia docisku szczęki równy:

$$\eta_k = 1 + \frac{\Delta B}{B - F_1} \quad (6.9)$$

gdzie: ΔB – wielkość kinematycznego wzmocnienia docisku szczęki przy danej sile odśrodkowej B i współczynniku tarcia μ .

Dla sprzęgieł zwykłych, z prostymi promieniowymi prowadnikami współczynnik $\eta_k \approx 1$. Przy obliczeniach sprzęgieł z kinematycznym wzmocnieniem docisku η_k określa się zależnie od konstrukcji. Dla sprzęgła przedstawionego na rysunku 6.6 współczynnik ten jest równy:

$$\eta_k = 1 + \frac{\mu \operatorname{ctg} \alpha}{1 - \mu \operatorname{ctg} \alpha} \quad (6.10)$$

Dodatkowy docisk szczęki tego sprzęgła wynika z tego, że na szczękę, obok siły odśrodkowej wynikającej z ruchu obrotowego z prędkością ω wokół osi O , działa siła odśrodkowa wynikająca z obrotu wokół osi A z prędkością kątową ω_l . Dla sprzęgieł o prostych promieniowych prowadnikach i oddzielnych sprężyn ustawionych promieniowo (rys. 6.8), z uwagi na zależność (6.4) wzór (6.8) na moment obrotowy zapisać można następująco:

$$M = i(P_n - P_{n1})\mu R \eta_k = i \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \mu m r_0 R \eta_k (n^2 - n_0^2) \quad (6.11)$$

Sprzęgło odśrodkowe i jego charakterystyka powinny być dopasowane do typu pilarki (i innych narzędzi na bazie silnika pilarki) oraz do warunków eksploatacyjnych sprzęgła. Powinny być spełnione następujące warunki:

1. We wszystkich przypadkach konieczne jest, by sprzęgło odłączało narzędzie robocze od silnika na biegu jałowym, tzn. by prędkość obrotowa włączania sprzęgła (n_0) była zawsze wyższa od minimalnej prędkości obrotowej ustalonego ruchu silnika na biegu jałowym (n_b). Ponieważ dla silników pilarek wartości n_0 i n_b mają różne wartości, a n_b zależy od wyregulowania i stanu silnika, to rekomenduje się, by spełniona była nierówność:

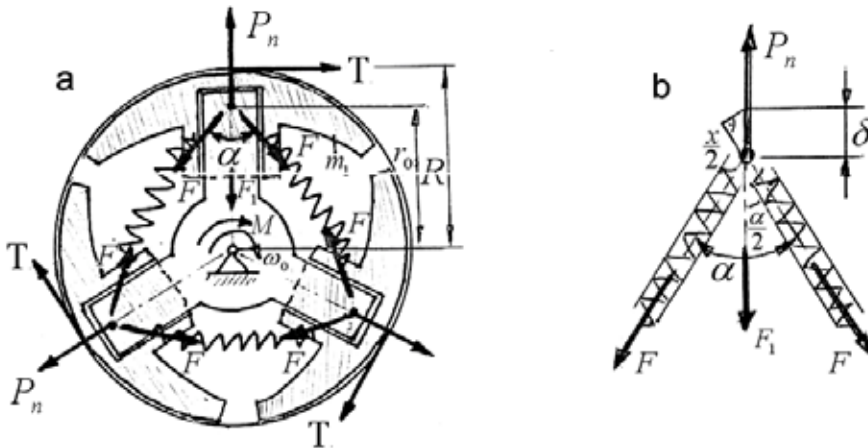
$$(n_0 - n_b) \geq 0,15n_{Ne\max} \quad (6.12)$$

2. Sprzęgło powinno przekazywać pełny średni moment obrotowy silnika w całym przedziale roboczych prędkości obrotowych. Dla pilarek przedział ten jest następujący:

$$n_{M\max} \leq n \leq 1,1n_{Ne\max} \quad (6.13)$$

Przy tym współczynnik zapasu momentu sprzęgła $k \geq 1$.

3. Przy ostrych hamowaniach (zakleszczeniach) urządzenia tnącego pilarki sprzęgło powinno ograniczać wielkość przekazywanego momentu obrotowego poprzez poślizg szczęk. Tak więc dla roboczego przedziału prędkości silnika współczynnik (k) nie powinien być za duży. Dla $n = n_{Ne\max}$ współczynnik k powinien być w przedziale $k = 1,5 \div 3,0$ z przewagą wartości 2,0–2,5 [Poliszczuk 1970]. Trzeba więc umiejętnie pogodzić wzajemnie przeciwne wymagania 2 i 3, pamiętając przy tym, że zwiększanie okresów poślizgu powoduje większe zużycie sprzęgła.



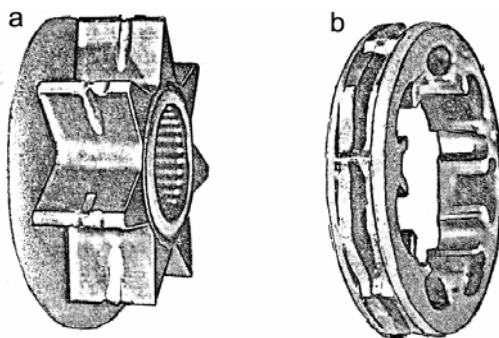
Rys. 6.9. Uproszczony schemat działania sprzęgła trójszczekowego ze sprężynami ustawionymi w trójkąt: P_n – siła odśrodkowa, F – napięcie sprężyny, F^1 – siła działająca od sprężyn na szczękę, δ – odstęp szczęk od bębna

6.3. Kółko napędowe

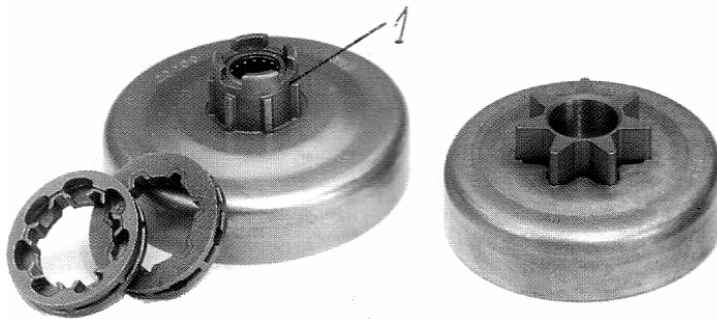
Kółko napędowe piły łańcuchowej ma za zadanie przeniesienie napędu z bębna sprzęgłowego na piłę łańcuchową. W użyciu są obecnie dwa rodzaje kółek napędowych: pierścieniowe (rys. 6.3a, b, rys 6.10b) i gwiazdkowe (rys. 6.10a). Na rysunku 6.10 pokazano kółka częściowo zużyte; widoczne są wyżłobienia powstałe w wyniku ocierania się ogniw prowadzących piły. Kółko napędowe pierścieniowe jest osadzone na tulei wielowypustowej, połączonej na stałe z bęb-
nem sprzęgła (rys. 6.11). Kółko napędowe gwiazdkowe jest połączone z bęb-
nem sprzęgła bezpośrednio.

Przekazywanie napędu przez kółko gwiazdkowe dokonuje się przez naciski zębów kółka na ogniwa piły. Kółko pierścieniowe przekazuje napęd dodatkowo przez naciski bocznych ścianek. Zmniejsza to jednostkowe naciski na styku kółko–piła, w porównaniu z kółkiem gwiazdkowym. Swobodne przesuwanie kółka pierścieniowego pozwala mu ustawić się zawsze w płaszczyźnie rowka prowadnicy, bez względu na stopień zużycia. Z tych powodów kółka pierścieniowe są trwalsze. W większości pilarek do ukierunkowania piły na kółku napędowym służą pokrywy kółek, w postaci okrągłych płytek (rys. 6.3).

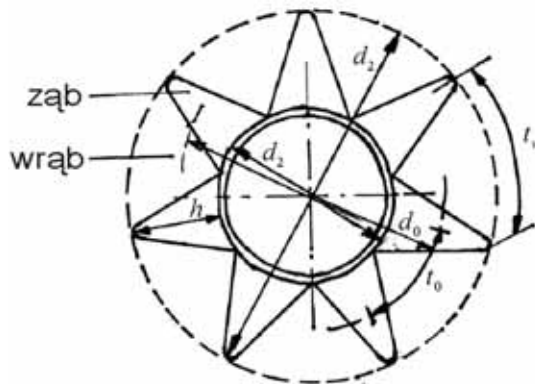
Geometria kółka napędowego gwiazdkowego pokazana jest na rys. 6.12. Parametrami charakterystycznymi kółka napędowego są podziałka, liczba zębów i liczba rowków wpustowych (u kółek pierścieniowych). Podziałka kółka musi odpowiadać podziałce piły łańcuchowej. Stąd też kółka oznaczone są tak jak podziałki **pił droбноogniwowych**: $\frac{1}{4}$ cala (6,35 mm), 0,325 cala (8,25 mm), $\frac{3}{8}$ cala (9,53 mm), 0,404 cala (10,26 mm). Mogą też być $\frac{7}{16}$ " (11,11 mm), $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) oraz $\frac{9}{16}$ " (14,29 mm). **Piły wielkoogniwe** mają podziałkę powyżej 15 mm, odpowiednio większe kółka napędowe i stosowane są do urządzeń tnących głowic ścinkowych. Liczba zębów kółka napędowego wynosi od 6 do 9 (15). Tyle też jest najczęściej rowków wpustowych w kółkach pierścieniowych. Kółka napędowe wykonywane są ze stali narzędziowej stopowej do pracy na zimno. Powierzchnie zębów są utwardzone do 46–58 (60) HRC na głębokość 0,7–1,0 mm, a rdzeń kółka ma twardość 26–40 HRC.



Rys. 6.10. Kółka napędowe piły łańcuchowej pilarek [Nedkvitne, Arversen 1978]:
a – gwiazdkowe, b – pierścieniowe



Rys. 6.11. Sposoby mocowania kółek napędowych Oregon Omark na bębnie sprężła [Katalog]:
a – kółka pierścieniowego, b – kółka gwiazdkowego; 1 – tuleja wielowypustowa



Rys. 6.12. Geometria kółka napędowego: d_2 – średnica wierzchołków zębów (zewnątrzna),
 d_1 – średnica dna wrębu, d_0 – średnica podziałowa, $h = d_1 - d_2$ – wysokość zębów, t_w – podziałka
wierzchołków zębów, t_0 – średnia podziałka zębów

Dobór parametrów konstrukcyjnych kółka napędowego oparty jest o znajomość prędkości skrawania, podziałki piły, wymiarów końca wewnętrznego prowadnicy piły (od strony kółka napędowego), przeznaczenie pilarki. Zewnętrzna średnicę kółka zaleca się przyjmować nieco większą od wewnętrznego końca prowadnicy. Pilarki przeznaczone do prac amatorskich mają kółka mniejsze (najmniejsze o średnicy zewnętrznej 32 mm i 9 zębach oraz podziałce $\frac{1}{4}$ "). Kółko w pilarce profesjonalnej o podziałce 0,404" ma średnicę 45 mm i 8 zębów.

Podstawy projektowania kółka napędowego gwiazdkowego

Aby zapewnić normalną pracę kółka i piły łańcuchowej oraz równomierne zużycie wszystkich współpracujących elementów, należy zaprojektować, w miarę możliwości, optymalny stosunek liczby zębów kółka napędowego do liczby zębów kółka prowadzącego oraz liczby ogniwi piły do odległości (l_0) pomiędzy osiami obrotu kółek napędowego i prowadzącego. Odległość l_0 oblicza się na podstawie

potrzebnej długości prowadnicy. Dla normalnej pracy kółka i piły odległość pomiędzy osiami obrotu kółek napędowego i prowadzącego powinna spełniać warunek:

$$l_0 = (30 \div 50) t \quad (6.14)$$

gdzie: t – podziałka piły.

W celu zorientowania Czytelnika jakie obecnie używa się prowadnice, w tabeli 6.1 przytoczono całkowite długości prowadnic oferowanych w 2005 roku przez firmy Stihl i Husqvarna, w zależności od podziałki piły.

Tabela 6.1

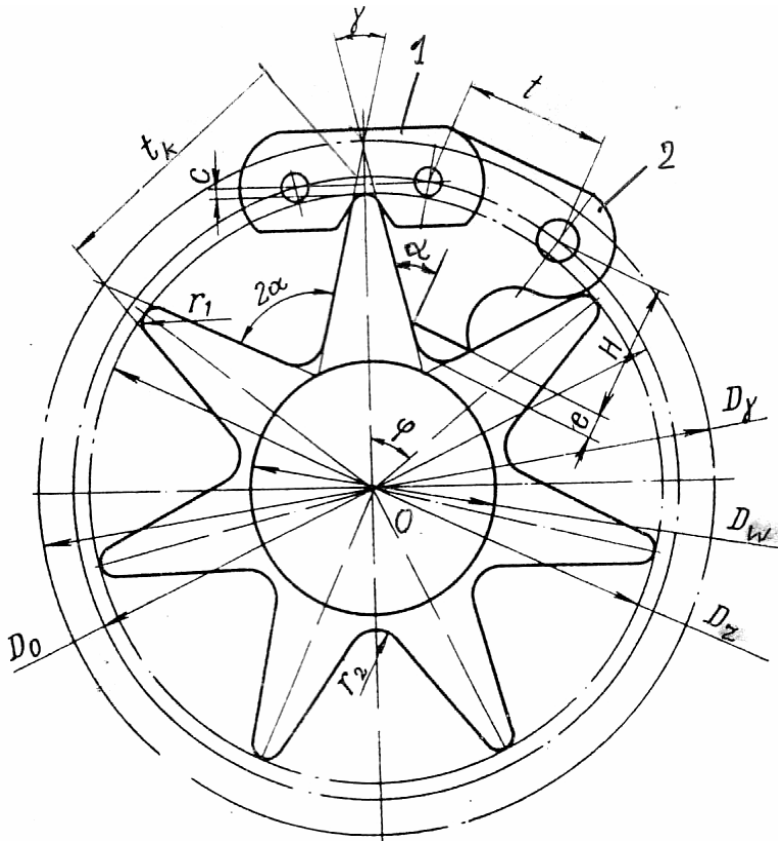
Długości prowadnic oferowanych przez firmy Stihl i Husqvarna w 2005 roku [Katalog]

Podziałka piły łańcuchowej [cale]	Długości oferowanych prowadnic przez firmę	
	Stihl	Husqvarna
3/8	30, 35, 40, 45, 50, 63, 75	25, 30, 35, 38, 40, 45, 50, 60, 72
0,325	32, 37, 40	33, 38, 40, 45, 50
0,404	53, 63, 75	60, 72, 75, 90, 105

Przy ruchu dowolnego przegubu łańcucha po zamkniętym torze (a takimi przegubami są sworznie piły łańcuchowej) ważne jest, aby przegub w równych odstępach czasu pracował ze wszystkimi zębami kółka napędowego. Sprzyja to równomiernemu zużyciu wszystkich ogniw przekładni łańcuchowej, jaką jest piła z kółkami napędzającym i prowadzącym. Liczba zębów określona jest czynnikami kinematycznymi (prędkością) piły łańcuchowej i szerokością wewnętrznego końca prowadnicy.

Zwiększenie prędkości piły przy danej mocy silnika za pomocą zwiększenia liczby zębów kółka prowadzi do zwiększenia wymiarów i masy kółka, zmniejszenia dopuszczalnego zużycia piły z uwagi na warunki zazębienia i zmniejszenia przekazywanego na piłę momentu obrotowego. W celu stworzenia warunków do równomiernego zużycia, w miarę możliwości należy przyjąć nieparzystą liczbę zębów kółka napędowego.

Rozpatrzmy projektowanie podstawowych elementów kółka napędowego gwiazdkowego dla piły łańcuchowej z ogniwami prowadzącymi (rys. 6.13), znając podziałkę piły (t), liczbę zębów kółka (z), wysokość stopki (dolnego występu) ogniwa prowadzącego (H), kąt (α), jaki robocza krawędź stopy tworzy z prostopadłą do osi piły – wyznaczonej przez linię łączącą środki nitów, oraz odległość środkowego wgłębienia ogniwa łączącego od linii łączącej środki nitów tego ogniwa (c) i zakładając odstęp między dolną podstawą stopy ogniwa prowadzącego a dnem wrębu kółka (e). Zwykle $e = 0,08t$, a kąt α zawarty jest w przedziale $\left\langle \frac{180^\circ}{z}; 55^\circ \right\rangle$.



Rys. 6.13. Podstawowe parametry do projektowania kształtu kółka napędowego [Poliszczuk 1970]: t – podziałka piły, t_k – podziałka kółka, D_z – średnica zewnętrzna (wierzchołków zębów), D_w – średnica wewnętrzna, D_0 – średnica toru środków nitów na kółku, D_γ – średnica wierzchołków kątów zaostrenia zębów, γ – kąt zaostrenia zębów, ϕ – kąt obrotu ogniwa piły na zębach kółka przy zazębieniu; 1 – ogniwo łączące, 2 – ogniwo prowadzące

1. Obliczamy wartości średnic D_γ i D_w oraz wykreślamy współśrodkowe okręgi o tych średnicach:

$$D_w = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z}} - 2(H + e) \quad (6.15)$$

$$D_\gamma = \frac{D_w \sin \alpha}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (6.16)$$

gdzie: $\gamma = 2\alpha - 2\phi$, $\phi = 180^\circ / z$

- Okrąg o średnicy D_γ dzielimy na $2z$ równych odcinków,
- Każdy punkt przecięcia łączymy z środkiem okręgow O (środkiem kółka),
- Łączymy punkty przecięcia powstałych promieni z okręgiem o D_w z co drugim punktem przecięcia się tych promieni z okręgiem o D_γ (otrzymując zarys zębów o kątach ostrza γ i zarys wrębów o kącie 2α),
- Obliczamy średnice D_0 i D_z i rysujemy okręgi o tych średnicach:

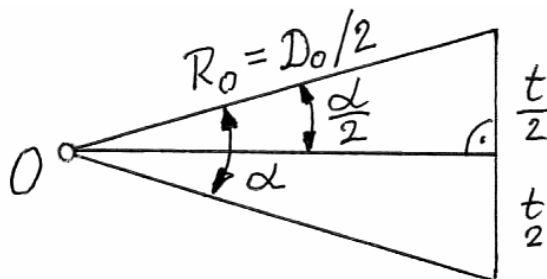
$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \quad (6.17)$$

$$D_z = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z} - 2c} \quad (6.18)$$

- Promieniami dobranymi zgodnie z konstrukcyjnymi regułami zaokrąglamy wierzchołki zębów i dna wrębów kółka.

Wyprowadzenie przytoczonych wzorów jest proste. Dla przykładu wzór na średnicę D_0 (rys. 6.14) przy założeniu że $\alpha = 180^\circ/z$ wyprowadza się następująco:

$$\frac{t}{2} = R_0 \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{D_0}{2} \sin \frac{90^\circ}{z} \Rightarrow D_0 = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}$$



Rys. 6.14. Schemat do obliczenia średnicy D_0

6.4. Piły łańcuchowe

Piła łańcuchowa to wieloostrowe narzędzie tnące w postaci łańcucha zamkniętego w obwód bez końca, składające się z różnego rodzaju ogniwi połączone sworzniami (zwanymi nitami). Część ogniwi (ogniwa tnące) spełnia rolę roboczą – skrawanie drewna, część – rolę łączącą (ogniwa łączące), a część (ogniwa prowadzące) rolę napędzającą i prowadzącą – przekazuje napęd z kółka napędowego na piłę i prowadzi piłę w rowku prowadnicy, stabilizując piłę podczas piłowania w jednej płaszczyźnie.

Rozróżniamy dwa rodzaje pił łańcuchowych – o zębach tnących żłobikowych – tzw. **żłobikowe piły łańcuchowe** i o zębach klinowych – tzw. **klinowe piły łańcuchowe** (rys. 6.15), mające zastosowanie w niektórych dużych pilarkach i głowicach ścinkowych. Budowa piły żłobikowej pokazana jest na rys. 6.16. Piły żłobikowe mają budowę trójrzędową. Ogniwa środkowe (prowadzące) mają możliwość obracać się na sworzniach. Rzędy zewnętrzne składają się z ogniwn tnących lewych i prawych oraz ogniwn łączących.

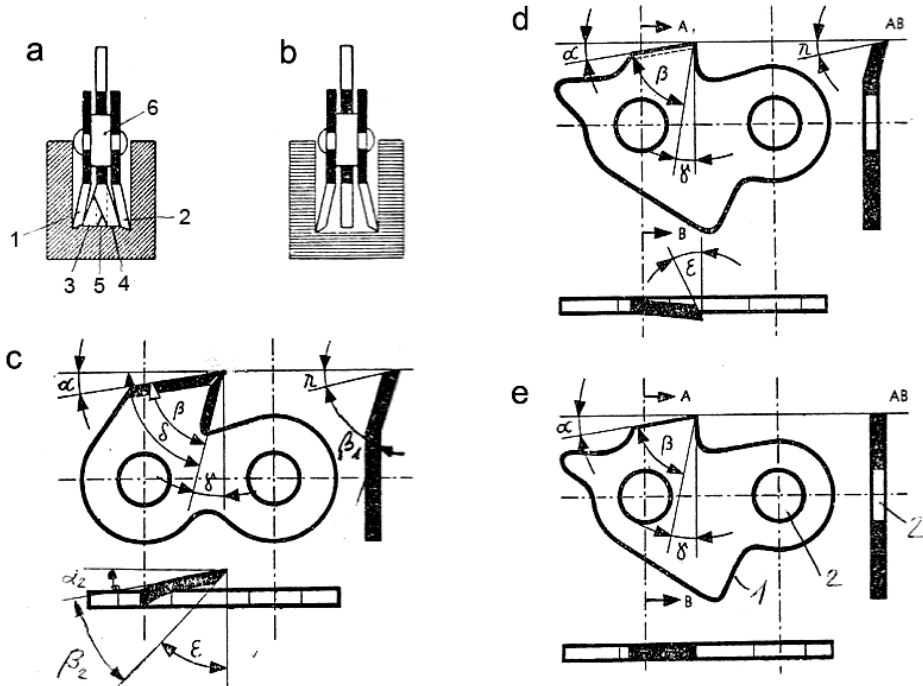
Piły łańcuchowe składają się z sekcji. **Sekcją piły** nazywamy zespół ogniwn stale się powtarzający. Piła posiada zwykle całkowitą krotność sekcji. W piłach żłobikowych w skład sekcji wchodzi dwa ogniwa (zęby) tnące – lewy i prawy i mniej lub więcej ogniwn łączących i prowadzących. Na rysunku 6.17 pokazane jest sekcja standardowa, w której ogniwa tnące rozdzielone są tylko jedną parą ogniwn łączących. Ta sekcja ma więc 2 ogniwa tnące, 4 prowadzące i 6 łączących, a jej długość (t_s) jest równa ośmiu długościom podziałki piły (t): $t_s=8t$.

Podstawowe parametry piły łańcuchowej żłobikowej to: podziałka, grubość ogniwa prowadzącego, typ ogniwn tnących, budowa sekcji i długość piły.

W zasadzie w pile, zwłaszcza w klinowej, rozróżnić możemy szereg podziałek – podziałkę zębów tnących, ogniwn prowadzących, sworzni. W piłach żłobikowych współcześnie oferowanych mamy przemienny rozstaw sworzni; bliżej siebie są nity w ogniwie prowadzącym, a nieco dalej w ogniwie łączącym. Stąd też za **podstawową podziałkę piły żłobikowej** (t) (w skrócie **podziałkę piły**) przyjęto połowę odległości między środkami trzech kolejnych nitów (rys. 6.18). Wartość podziałki piły podaje się w calach. Wartości stosowanych podziałek pił podano w podrozdziale 6.3, omawiając kółka napędowe. **Grubością ogniwa prowadzącego** (g) nazywamy grubość stopki tego ogniwa. Parametr ten jest ważny z uwagi na niezbędną szerokość rowka prowadnicy. Grubość ogniwa prowadzącego wynosi zwykle 1,1, 1,3, 1,5, 1,6 mm (odpowiednio 0,043, 0,050, 0,058 i 0,063 cala). Długość piły oznaczana jest zwykle długością prowadnicy i liczbą ogniwn prowadzących. W piłach o sekcjach standardowych określa to długość piły jednoznacznie (łącznie z podziałką). I tak na przykład piły o typie H 30 Low Vib, o podziałce 0,325” do prowadnic o długościach 33, 38, 40, 45 i 50 cm mają odpowiednio 56, 64, 66, 72 i 80 ogniwn prowadzących. Różne profile zębów tnących żłobikowych firmy Carlton, wraz z charakterystyką firmową przytoczono na rys. 6.19. Budowę ogniwa tnącego piły łańcuchowej żłobikowej pokazano na rys. 6.20. Ostrze tnące tego ogniwa jest wygięte; krawędź tnąca ma 2 odcinki – poziomy i zbliżony do pionowego. Przejście pomiędzy tymi odcinkami może być łagodne, profilowane – znamienne dla ogniwn tnących typu **standardowego** (rys. 6.19a) albo mniej lub bardziej ostre. W tym ostatnim przypadku ogniwo jest typu **dłutowego** (rys. 6.19d, 6.21b). Promień zaokrąglenia krawędzi tnącej zęba standardowego, przy przejściu od poziomej części do pionowej wynosi około 3,5 mm, zębów typu **półdluto** – 1,4 mm, a u zębów typu **dłuto** istnieje ostre naroże.

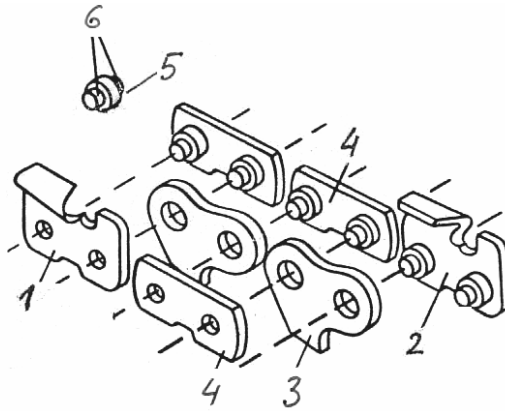
Pracę zębów tnących standardowych i dłutowych pokazano na rysunku 6.21. Ząb standardowy pionową ściankę rzazu dokonuje przez kilkakrotne przekrawanie zaokrągloną częścią krawędzi tnącej tego samego słoja drewna (przyrostu późne-

go), podczas gdy ząb dłutowy dokonuje tego tylko raz. Opór skrawania, pionowy i boczny odpór drewna (rys. 6.26) jest w przypadku zęba standardowego większy, a stateczność zęba w rzazie mniejsza. Wymaga to od pilarza wytworzenia większej siły posuwu. Z tych względów zęby typu dłuto uważane są za bardziej przydatne dla pił profesjonalnych, wymagają jednak bardziej fachowych umiejętności przy ostrzeniu.

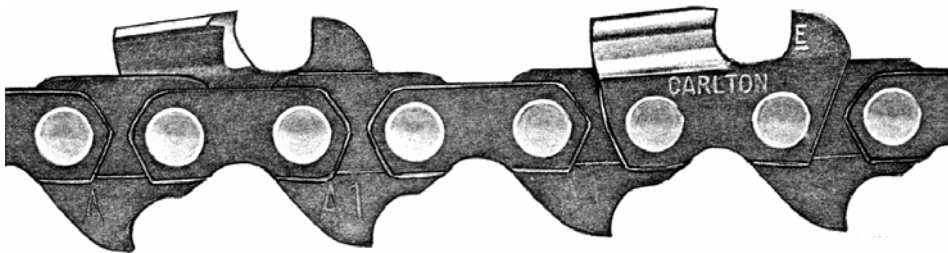


Rys. 6.15. Budowa pił łańcuchowych klinowych [Douda 1965]: a – piła klinowa trójwarstwowa pięciozębna: 1 – ząb podcinający prawy, 2 – ząb podcinający lewy, 3, 4 – lewy i prawy ząb podcinający wewnętrzny, 5 – ząb uprzątający. Zęby 3, 4 i 5 spełniają rolę ogniów prowadzących, 6 – sworzeń (nit); b – piła klinowa trójwarstwowa 3-zębna; c – geometria zewnętrznego zęba podcinającego klinowego: α – kąt przyłożenia zęba tnącego, η – kąt przyłożenia krawędzi poziomej, β_1 – kąt ostrza krawędzi tnącej poziomej, β – kąt ostrza zęba tnącego, δ – kąt skrawania zęba tnącego, γ – kąt natarcia zęba tnącego, ε – kąt natarcia pionowej krawędzi, β_2 – kąt ostrza krawędzi pionowej, α_2 – kąt przyłożenia krawędzi pionowej*; d – geometria wewnętrznego zęba podcinającego; e – geometria zęba uprzątającego: 1 – stopka prowadząca, 2 – otwór pod sworzeń (nit)

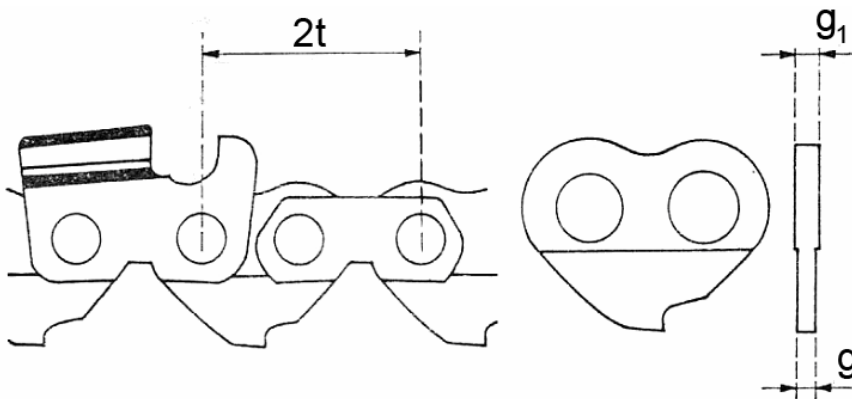
* UWAGA: rzeczywiste kąty skrawania mierzy się w płaszczyźnie prostopadłej do krawędzi tnącej (kąty spoczynkowe) lub w płaszczyźnie wektora prędkości skrawania (dynamiczne kąty skrawania)



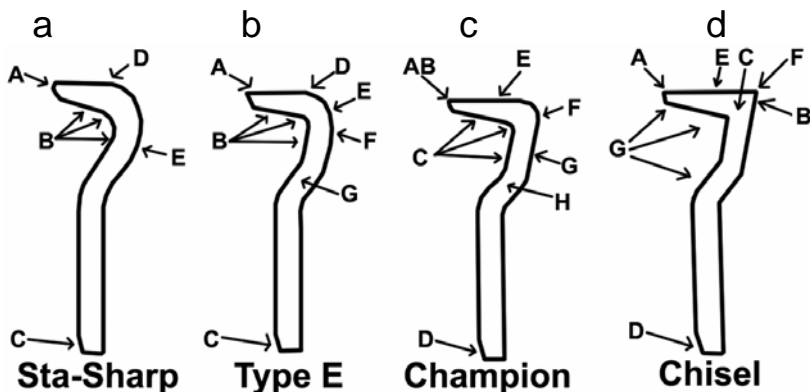
Rys. 6.16. Budowa piły zębikowej [Nedkvitne, Arversen 1978]: 1 – ząb tnący prawy, 2 – ząb tnący lewy, 3 – ogniwo prowadzące, 4 – ogniwo łączące, 5 – sworzień (nit), 6 – czopy ogniwi bocznych sworznia (piasty)



Rys. 6.17. Sekcja piły łańcuchowej CARLTON [Reklama]



Rys. 6.18. Podziałka piły i grubości ogniwi prowadzących [Rössel, Schulz 1975]



Rys. 6.19. Profile zębów tnących żłobikowych pił CARLTON w zależności od przeznaczenia piły [Katalog].

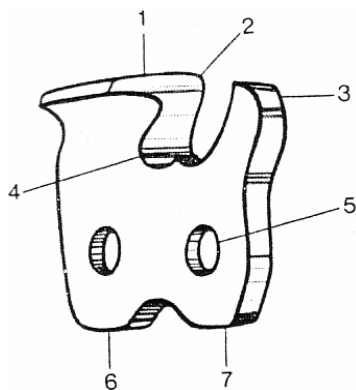
a – typ standardowy (Sta-Sharp): na wszystkie warunki skrawania, do prowadnic krótkich i średnich (o czym decyduje profil B dający w miarę gładki wiór). Zwężony koniec A – dla zmniejszenia oporu drewna. Ścięcie C – dla eliminacji zacierania się ogniwa. Warstwa chromu D pomaga w utrzymaniu ostrości. Zaokrąglenie E pomaga w utrzymaniu ostrości w różnych warunkach skrawania.

b – typ standardowy ulepszony (Type E), do użycia zawodowego lub amatorskiego, w gorszych warunkach. 0,15% większa gładkość wióra, spowodowana profilem B. Zwężona, płaska boczna krawędź E – do eliminacji tarcia bocznej ścianki rzazu.

c – typ półdłuto (Champion) do pił łańcuchowych zawodowych, do długich prowadnic, cechuje się dużą (o 20% większa niż w Sta-Sharp) gładkością wióra spowodowaną profilem C i dużą statecznością piły spowodowaną małym promieniem zaokrąglenia grzbietu F.

Wygięcie H redukuje wleczenie wióra.

d – typ dłuto (Chisel) – do pił zawodowych, do długich prowadnic o dużej stateczności pracy. Profil G daje dużą (o 30% większa niż dla Sta-Sharp) gładkość wióra i niewleczenie go ostrzem. Ostre naroża A i F/B dają dużą stateczność. Ostre naroże F powoduje pojedyncze przecinanie włókien przy tworzeniu bocznej ścianki rzazu. Pochylenie bocznej krawędzi B – eliminuje tarcie o ściankę rzazu. O 12% dłuższa pozioma krawędź tnąca o ok. 12% przedłuża trwałość ostrza

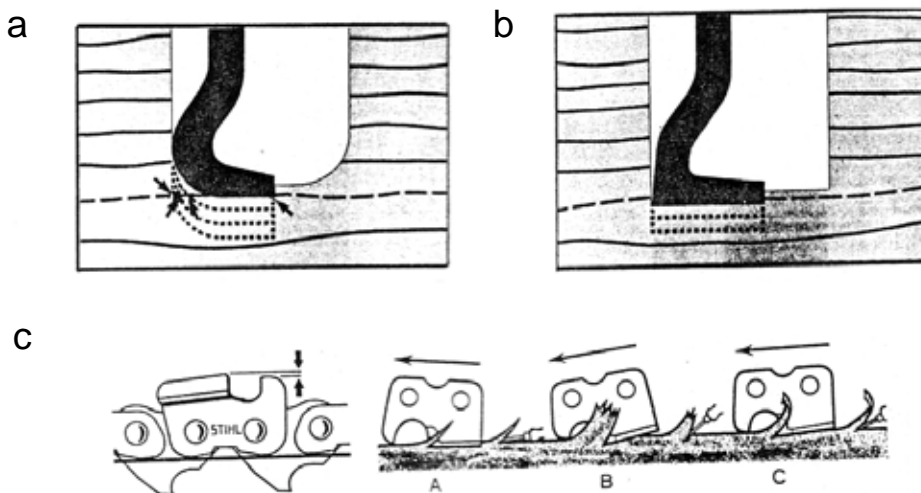


Rys. 6.20. Budowa ogniwa (zęba) tnącego żłobikowego [Glantz 1978]: 1 – ostra zęba, 2 – krawędź tnąca (pozioma, przechodząca płynnie w pionową, boczną), 3 – ogranicznik posuwu, 4 – wrąb, 5 – otwór na sworzeń, 6 – piętką, 7 – stopka

Ogniwa tnące wykonane są ze stopowej stali narzędziowej np. chromowo-niklowo-wanadowej lub chromowo-niklowo-molibdenowej. Na ostrza tnące nakładana jest powłoka chromowa, a nawet węgliki spiekane chromu grubości 10–12 μm . Pozostałe elementy piły wykonane być mogą ze stali chromowej; elementy tnące utwardzane są do 56–62 HRC, a ogniwa łączące do 48–52 HRC.

Istotną funkcję przy skrawaniu drewna piłami spełnia **ogranicznik posuwu** (zwany też ogranicznikiem grubości wióra). Jego zadaniem jest ograniczanie grubości wióra do wartości zawartych w przedziale (0,8; 1,4 mm). Przeciwdziała on wypłycaaniu ostrza z drewna i zbyt niemu zagłębieniu się w dno rządu (rys. 6.21c), powodującemu przeciążenia piły i silnika pilarki aż do nagłego zgaśnięcia silnika.

Przeźren przyzębna pomiędzy ostrzem zęba tnącego a ogranicznikiem zwana **wrębem** służy do pomieszczenia odskrawanego wióra podczas znajdowania się zęba w rzazie zanim po wyjściu z rządu wiór nie zostanie wyrzucony na zewnątrz. Objętość jednorazowo zeskrwanego wióra zależy od siły posuwu, zniżenia ogranicznika, rodzaju skrawanego drewna i jego wilgotności. Zbyt mała powierzchnia wrębu mogłaby nie pomieścić wióra i spęczony wiór mógłby unosić ostrze z dna rządu. Tak więc wymiary wrębu przewidziane są tak, by ten aspekt pracy zęba uwzględnić. Ponadto uwzględnić należy średnicę pilnika do ostrzenia zębów tnących (tabela 6.2). Wymiary wrębu powinny być o 20% większe od średnicy pilnika.



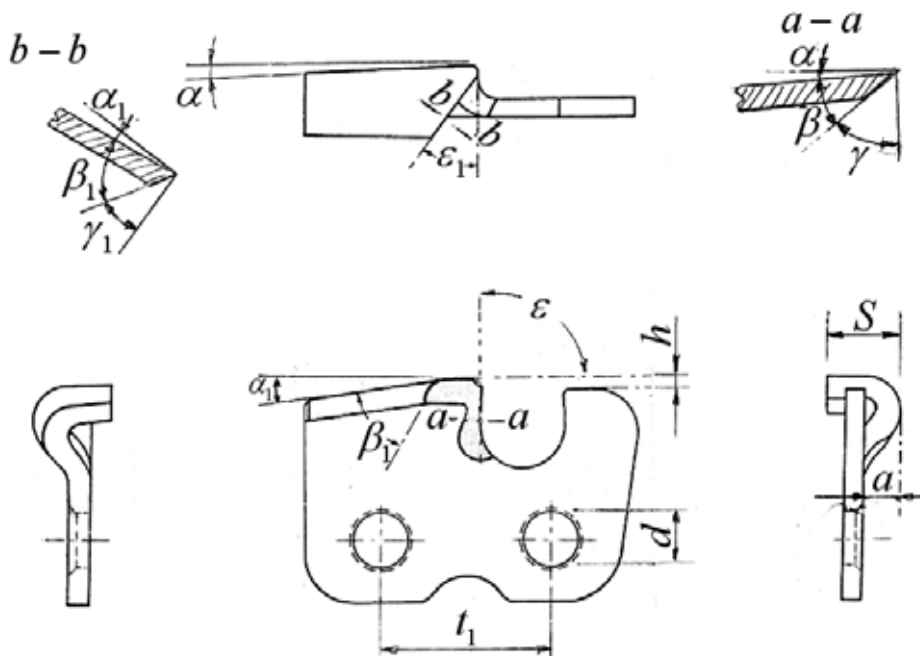
Rys. 6.21. Praca zęba żłobikowego w rzazie [Glantz 1978]: a – zęba typu standardowego, b – zęba typu dłutowego, c – wpływ zniżenia ogranicznika na pracę zęba w rzazie; A – ogranicznik za wysoki, B – ogranicznik za niski, C – poprawna wysokość ogranicznika

Tabela 6.2

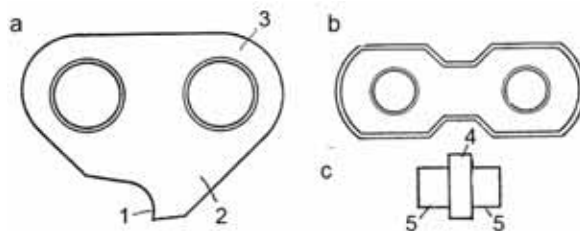
Wymiary zębów tnących żłobikowych w zależności od podziałki piły [Katalog]

Podziałka (t) piły		Średnia pilnika		Zniżenie ogranicznika	
cale	mm	cale	mm	cale	mm
1/4	6,35	5/32	3,97	0,025	0,64
.325	8,25	3/16	4,76	0,025	0,64
3/8 *)	9,32	7/32	5,55	0,025	0,64
.404	10,26	7/32	5,55	0,030	0,76
7/16	11,11	7/32	5,55	0,030	0,76
1/2	12,70	1/4	6,35	0,040	1,02
3/4	19,05	5/16	7,94	0,060	1,52

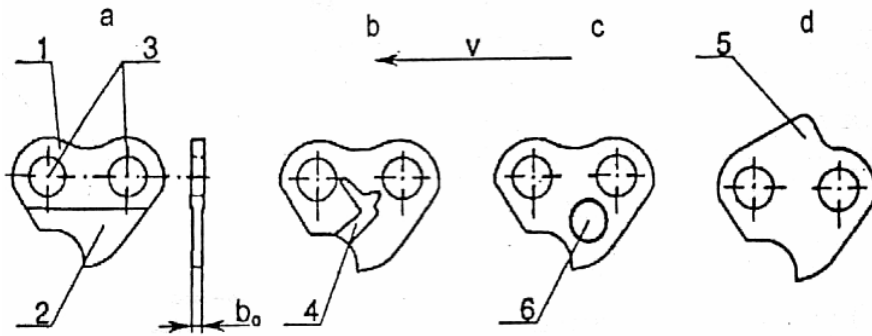
Geometrię zęba tnącego żłobikowego pokazano na rysunku 6.22. Kąt przyłożenia ostrza pionowego (α) wynosi około 2° , kąt zaostrenia $\beta = 58-73^\circ$, kąt natarcia $\gamma = 15-30^\circ$, kąt ustawienia pionowej krawędzi tnącej $\varepsilon = 50-90^\circ$. Odpowiednie kąty dla poziomego odcinka ostrza: $\alpha = 9-10^\circ$, $\beta = 50-51^\circ$, $\gamma = 30^\circ$, $\varepsilon = 10-35^\circ$ [60]. Budowa ogniwi prowadzącego i łączącego oraz sworznia (nita) pokazana jest na rysunku 6.23. Niektóre konstrukcje ogniwi prowadzących i łączących pokazane są na rysunkach 6.24 i 6.25. W ogniwach prowadzących wyróżnić możemy korpus i stopkę (występ dolny). W ogniwach antyodbiciowych mamy ponadto występ górny. W ogniwach łączących wyróżnić można korpus z otworami na piasty sworzni stopkę (z przodu) i piętę. Jak wcześniej zaznaczono, otwory na sworznie i ogniwa łączące mają różne podziałki. Poprawia to płynność wchodzenia piły w ząbienie z kółkiem napędowym z powodu mniejszych uderzeń elementów piły o zęby kółka. Zmniejsza się przy tym zużycie elementów piły i kółka.



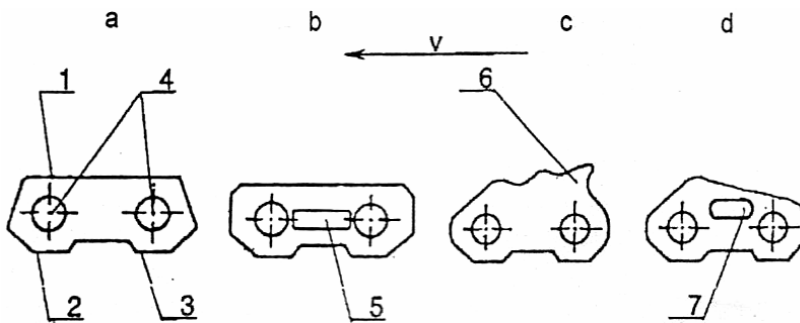
Rys. 6.22. Geometria zęba tnącego żłobikowego [Glantz 1978]: α – kąt przyłożenia ostrza pionowego, ϵ_1 – kąt ustawienia poziomej krawędzi tnącej ϵ (zwany też kątem nachylenia), α_1 – kąt przyłożenia ostrza poziomego, β_1 – kąt zaostrenia poziomego odcinka ostrza, ϵ – kąt ustawienia (kąt nachylenia) pionowej krawędzi tnącej, β – kąt zaostrenia pionowego odcinka ostrza, h – zniżenie ogranicznika, d – średnica otworu pod sworznie, t_1 – podziałka otworów pod sworznie zęba tnącego, s – szerokość zęba tnącego, a – boczne odchylenie zęba tnącego



Rys. 6.23. Budowa pozostałych elementów piły żłobikowej [Więsik 2002]: a – ogniwo prowadzące, b – ogniwo łączące, c – sworzień (nit); 1 – występ rozprowadzający smar i zgarniający nadmiar smaru z rowka prowadnicy, 2 – stopka ogniwa prowadzącego, 3 – korpus ogniwa prowadzącego, 4 – czop ogniwa prowadzącego (bieżnia), 5 – czopy ogniw bocznych (piasty) – tnących i łączących



Rys. 6.24. Przykłady ogniwi prowadzących piły łańcuchowej [Więsik 2002]: a – standardowe, b – z rowkiem smarowym, c – z otworem zasobnikowym, d – antyodbiciowe; 1 – korpus, 2 – występ dolny, 3 – otwory na bieżnie nitów, 4 – rowek smarowy, 5 – występ antyodbiciowy, 6 – otwór zasobników smaru



Rys. 6.25. Przykłady ogniwi łączących piły łańcuchowej [Więsik 2002]: a – standardowe, b – z wgłębieniem smarowym, c – antyodbiciowe, d – antyodbiciowe z otworem zmniejszającym masę ogniwa; 1 – korpus, 2 – stopka, 3 – piętka, 4 – otwory na nity, 5 – wgłębienie smarowe, 6 – występ antyodbiciowy, 7 – otwór

6.5. Elementy obliczeń pił łańcuchowych

Na rysunkach 6.26 i 6.27 pokazano uproszczone schematy układów sił działających na krawędź tnącą i inne elementy ogniwa tnącego podczas piłowania. Aby proces piłowania przebiegał normalnie, konieczne jest, by suma momentów sił względem punktu B (rys. 8.26) była dodatnia ($\Sigma M_B \geq 0$):

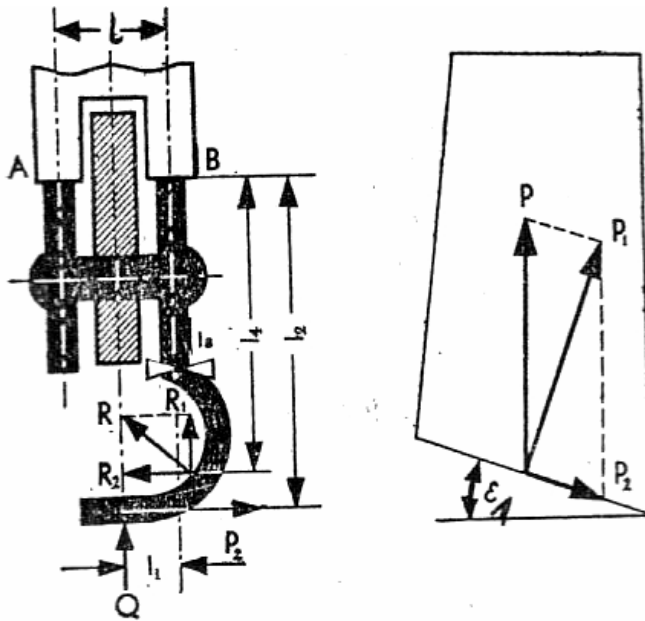
$$\Sigma M_B = Ql_1 - P_2l_2 - R_1l_3 + R_2l_4 \geq 0 \quad (6.19)$$

Ponieważ jednak $P_2 = P \sin \varepsilon_1$, to ze względu na stabilność pracy zęba w rzazie kąt ε_1 powinien być jak najmniejszy. W czasie piłowania na ząb tnący w płaszczyźnie pionowej działają: siła skrawania P i siła posuwu R_1 (rys. 6.27), normalne reakcje N_1 i N_2 dna rzazu na ogranicznik i gładzi prowadnicy na piętce zęba, styczne reakcje T_1 i T_2 równe $T_1 = N_1\mu_1$, $T_2 = N_2\mu_2$ (siły tarcia) i napięcie wzdłużne piły S .

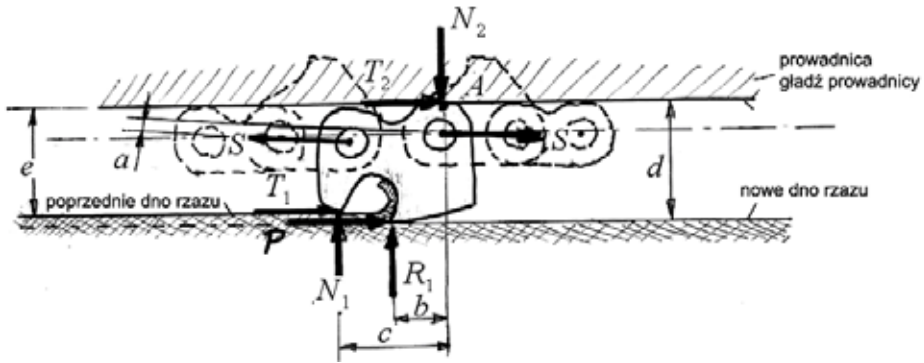
Dla stanu stabilizacji zęba suma momentów tych sił względem punktu A powinna być równa zero:

$$\Sigma M_A = Sa + R_1b + N_1c - Pd - T_1e = 0 \quad (6.20)$$

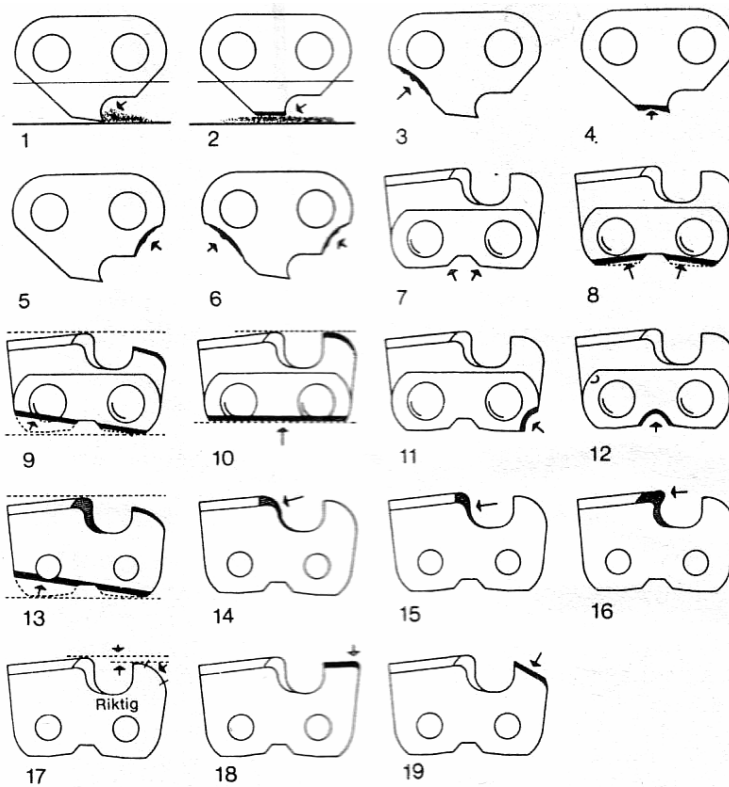
Z równania (6.20) wynika ważna rola wstępnego napięcia piły łańcuchowej, stanowiącego główną część siły napięcia wzdłużnego S piły. Zużycie ogniw tnących (rys. 6.28) zawsze sprowadza się do zmiany geometrii tych ogniw. Rozróżnić przy tym należy naturalne, technologiczne zużywanie się elementów ogniwa – w wyniku ostrzenia i obniżania ogranicznika, zużywanie wynikające z nieprawidłowej współpracy kinematycznej elementów piły, kółka napędowego, kółka prowadzącego ostrzy i prowadnicy oraz awaryjne zużycie – na przykład z powodu zakleszczania się piły w rzazie; zrywania piły z tego powodu lub nierównomierności jakościowej (w tym wytrzymałościowej) ogniw piły.



Rys. 6.26. Siły działające na krawędź tnącą zęba piły w czasie piłowania [Douda 1965]



Rys. 6.27. Siły działające na ząb tnący w płaszczyźnie podłużnej pionowej (schemat uproszczony)



Rys. 6.28. Rodzaje zużycia się przez ścieranie (lub szlifowanie) elementów piły łańcuchowej [Glantz 1978]: 1 – prawidłowe działanie niezuczonego występu zgarniającego ogniwa prowadzącego, 2 – nieocyszczanie rowka prowadnicy przez starty występ stopki, 2–6 – rodzaje zużycia ogniwa prowadzącego wynikające ze współpracy ogniwa z prowadnicą, kółkiem wodzącym i napędzającym, 7–10, 13 – starcie ogniw bocznych o prowadnicę, 11–12 – starcie ogniw bocznych o kółko napędowe, 14–16 – zużycie się krawędzi tnącej, 17–19 – zużycie się ogranicznika posuwu

Obliczanie długości piły łańcuchowej opiera się na znajomości odległości środków obrotu kółka napędowego i kółka prowadzącego; ewentualnie środka zaokrąglenia ślizgowej końcówki prowadnicy (l_0), średnicy kółka napędowego (D_0) i kółka prowadzącego (ewentualnie zaokrąglenia końcówki prowadnicy) (D_p):

$$l = 2l_0 + \frac{\pi}{2}(D_0 + D_p) \quad (6.21)$$

Jak już zaznaczano, każda piła w zasadzie powinna składać z pełnych sekcji. Zasada ta nie jest na przykład zachowana w przypadku, gdy piłę o danej podziałce, używanej zwykle do kółka napędowego siedmioletniego, chcemy użyć do pilarki z kółkiem gwiazdkowym ośmioletnim. Musimy wtedy do piły dodać jedno ogniwo prowadzące. Przy piłę zbudowanej z pełnych sekcji, liczbę sekcji możemy obliczyć na podstawie długości piły. Jeżeli są to sekcje standardowe o długości sekcji $t_s = 8t$ to:

$$n = \frac{l}{8t} \quad (6.22)$$

Kierując się zasadą pełnych sekcji piły i pamiętając, że długości piły $l = nt_s$, odległość (l_0) środków kółka napędowego i krzywizny zewnętrznej końcówki prowadnicy obliczymy ze wzoru:

$$l_0 = \frac{n}{2}t_s - \frac{\pi}{4}(D_0 + D_p) \quad (6.23)$$

Obliczenia wytrzymałościowe elementów piły łańcuchowej [Poliszczuk 1970]

Na aktualnie roboczą (od strony rzazu) część piły działa siła rozciągająca (R) równa:

$$R = S + P_{sp} + B_n + P_d \quad (6.24)$$

gdzie: S – napięcie wstępne piły,

P_{sp} – całkowita siła piłowania,

B_n – napięcie piły spowodowane siłami odśrodkowymi,

P_d – napięcie piły spowodowane obciążeniami dynamicznymi.

Na **całkowitą siłę piłowania** (P_{sp}) składa się siła skrawania (P) i siła tarcia piły o prowadnicę (T), wywołana siłą posuwu (P_n):

$$P_{sp} = P + T \quad (6.25)$$

Siła skrawania (P) zależy od szerokości rzazu (b) mierzonej odstępem bocznych ścianek rzazu, wysokości rzazu (h), prędkości skrawania (v), a więc prędkości przesuwania się ogniwa piły wzdłuż dna rzazu i prowadnicy, prędkości posuwu (u) w kierunku prostopadłym do bieżni piły oraz od właściwej prędy skrawania (k):

$$P = kbh \frac{v}{\nu} \text{ [N]} \quad (6.26)$$

Wysokością rzazu (h) nazywamy rzut długości dna rzazu na płaszczyznę prostopadłą do wektora prędkości posuwu.

Właściwa praca skrawania (k) [J/cm^3] jest to praca niezbędna do wykrawaniu 1 cm^3 rzazu, określona doświadczalnie lub za pomocą nomogramów.

Siła tarcia (T) piły o prowadnicę, prostopadła do wektora prędkości skrawania, praktycznie jest równa iloczynowi siły oporu drewna, jako reakcji na siłę posuwu (nacisku prowadnicy na dno rzazu – (P_u)) i współczynnika tarcia piły o prowadnicę:

$$T = P_u \mu \text{ [N]} \quad (6.27)$$

Można przyjąć, że dla ostrej piły $P_u = k_u P = (0,4 \div 0,6) P$, a dla zatępionej $P_u = P$ tzn. $k_u = 4$. Współczynnik tarcia piły o prowadnicę $\mu = 0,1 \div 0,15$.

Dodatkowe napięcie piły spowodowane siłami odśrodkowymi nie zależy od średnicy kółka napędowego. Oblicza się je ze wzoru:

$$B_n = \mu_l v^2 \quad (6.28)$$

gdzie: μ_l – masa 1 metra piły [kg/m], a więc gęstość liniowa piły,
 v – prędkość skrawania.

Wzór ten wyprowadzony jest przy braniu pod uwagę sił odśrodkowych działające na piłę na odcinku jej styku z kółkiem napędowym (rys. 6.29), przy założeniu, że takie same siły działają na piłę z drugiego końca prowadnicy:

1. Obieramy elementarny odcinek piły z części piły stykającej się z kółkiem napędowym i obliczamy jego masę:

$$\frac{dm}{d\alpha} = \frac{\mu_l \pi D_0}{2\pi} \Rightarrow dm = \frac{\mu_l D_0}{2} d\alpha$$

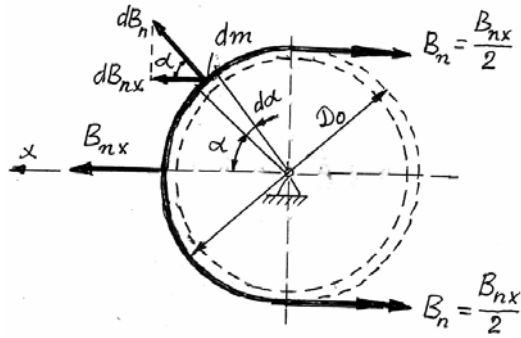
2. Obliczamy elementarną odśrodkową siłę bezwładności i jej składową na kierunku x (oś podłużną prowadnicy):

$$dB_n = a_n dm = \frac{v^2}{r} dm = \frac{2v^2}{D_0} \cdot \frac{\mu_l D_0}{2} d\alpha = \mu_l v^2 d\alpha,$$

$$dB_{nx} = dB_n \cos \alpha = \mu_l v^2 \cos \alpha d\alpha$$

3. Obliczamy wypadkową siłę (B_{nx}) jako sumę elementarnych sił (dB_{nx}) z części piły stykającej się z kółkiem:

$$B_{nx} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \mu_l v^2 \cos \alpha d\alpha = 2\mu_l v^2 \Rightarrow B_n = \frac{B_{nx}}{2} = \mu_l v^2$$



Rys. 6.29. Schemat do obliczenia napięcia piły spowodowanego siłami odśrodkowymi

Wstępne napięcie piły wpływa na wydajność piłowania i na **stateczność piły**, polegającą na szczelnym przyleganiu piły do prowadnicy i utrzymywaniu ogniw w płaszczyznach równoległych do płaszczyzny prowadnicy. Napięcie wstępne jest w ściślejszej zależności od napięcia spowodowanego siłami odśrodkowymi i dla statecznej pracy siły powinny spełniać nierówność:

$$S > \mu_1 v^2 \quad (6.29)$$

Uwzględniając (8.29) **napięcie wstępne** (S) piły, łącznie ze spowodowanym siłami odśrodkowymi (B_n), można obliczać ze wzoru:

$$S = k_s \mu_1 v^2 \quad [\text{N}] \quad (6.30)$$

gdzie: k_s – współczynnik proporcjonalności równy 5–7, przy tym mniejsze wartości przyjmuje się dla pił o podziałce $t < 12,7$ mm, a większe dla pił o podziałce $t \geq 12,7$ mm.

Napięcie piły spowodowane siłami dynamicznymi wynikającymi z nierównomierności ruchu piły:

$$P_d = \frac{\pi_1 l n^2 t}{360} \quad (6.31)$$

gdzie: l – długość piły ($\mu_1 l = m$ – masa piły),
 n – prędkość obrotowa kółka napędowego [obr/min],
 t – podziałka piły.

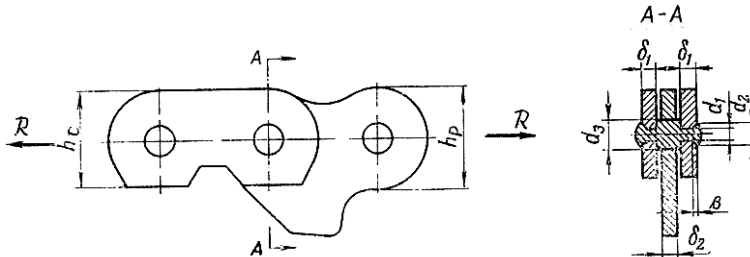
Tak więc siłę rozciągającą piłę obliczać można za pomocą wzoru:

$$R = k_s \mu_1 v^2 + kbh \frac{u}{v} + P_u \mu + \frac{\mu_1 l n^2 t}{360} \quad (6.32)$$

Wartość R , obliczoną za pomocą wzoru (6.32), przy obliczeniach wytrzymałościowych piły mnoży się przez współczynnik bezpieczeństwa (n_r) uwzględniający obciążenia awaryjne, takie jak zakleszczenie piły w rzazie przy pracującym silniku, nagły wzrost siły posuwu, natrafienie w rzazie na metalowe wtrącenia. Zaleca się współczynnik bezpieczeństwa $n_r=1\div 3$.

Płytkowe elementy piły oblicza się z warunku bezpieczeństwa na rozciąganie. Warunek ten dla ogniwa łączącego (rys. 6.30) ma postać:

$$\sigma_{r \max} = \sigma_{A-A} = \frac{R n_r}{2 \left[h - \delta_1 - \frac{d_1 + d_2}{2} b - (\delta_1 - b) d_1 \right]} \leq k_{rz} \quad (6.33)$$



Rys. 6.30. Schemat do obliczeń wytrzymałościowych piły [Poliszczuk 1970]

Dopuszczalne naprężenia na rozciąganie, uwzględniające zmęczenie materiału ogniwa, (k_{rz}) szacowane jest na $k_{rz} \approx 45\div 50$ MPa.

Warunek bezpieczeństwa na rozciąganie ogniwa prowadzącego (rys. 6.30) ma postać:

$$\sigma_{r \max} = \frac{R n_r}{(h_p - d_3) \delta_2} \leq k_{rz} \approx 45\div 50 \text{ MPa} \quad (6.34)$$

Warunek bezpieczeństwa sworznia na ścinanie:

$$\tau_t = \frac{2 R n_r}{\pi d_1^2} \leq k_{tz} \approx 50 \text{ MPa} \quad (6.35)$$

Warunek bezpieczeństwa sworznia na zgniatanie:

$$\sigma_z = \frac{R n_r}{2 d_1 \delta_1} \leq k_z \approx 150 \text{ MPa} \quad (6.36)$$

Jednostkowo naciski na sworznię, z uwagi na ścieranie, powinny być mniejsze od $p = 45$ MPa, co sprowadza się do spełnienia warunku:

$$p = \frac{R}{d_3 \delta_2} \leq p_{dop} \approx 45 \text{ MPa} \quad (6.37)$$

Obliczenia parametrów eksploatacyjnych piły

Moc silnika potrzebną na pokonanie siły piłowania (P_{sp}) równej sumie siły skrawania (P) i siły tarcia piły o dno rzazu i prowadnicę (T) – wzory (6.25–6.27), zwaną **mocą piłowania** obliczać można ze wzoru:

$$N = P_{sp} v \quad (6.38)$$

gdzie: v – prędkość skrawania.

Pamiętając, że siła posuwu (P_u) jest proporcjonalna do siły skrawania (P):

$$P_u = k_u P \quad (6.39)$$

siłę piłowania obliczymy ze wzoru:

$$P_{sp} = P + T = kbh \frac{u}{v} (1 + k_u \mu) \quad (6.40)$$

a moc piłowania:

$$N = kbhu(1 + k_u \mu) \quad (6.41)$$

Objętość wiórów (q) wytworzonych w ciągu 1 s obliczamy jako iloczyn szerokości rzazu (b), wysokości rzazu (h) i prędkości posuwu (u):

$$q = bhu \quad [\text{m}^3] \quad (6.42)$$

Tak więc siła i moc piłowania są proporcjonalne do objętości wiórów wytworzonych podczas piłowania $\left(P_{sp} = \frac{k}{v} (1 + k_u \mu); \quad N = kq(1 + k_u \mu) \right)$.

Przy przerynke drewna okrągłego o średnicy (d) przy ręcznym wymuszaniu posuwu, we wzorach (6.40), (6.41) uwzględnia się średnią prędkość posuwu (u_{sr}) i średnią wysokość rzazu, przyjmowaną zwykle za równą $h_{sr} \approx 0,8d$.

Jak wiemy, powierzchniową wydajność (W_p) pilarek łańcuchowych mierzy się powierzchnią rzazu (F) wypiłowanego w jednostce czasu. Przy stałej wysokości rzazu (h) **powierzchniowa wydajność piłowania** zależy od prędkości posuwu (u):

$$W = \frac{F}{t} = \frac{hut}{t} = hu \quad (6.43)$$

Technicznie możliwa wydajność pilarki wyznaczona jest mocą silnika (N), szerokością rzazu (b) i jednostkową pracą skrawania (k); ze wzoru (41) na moc piłowania mamy bowiem:

$$W = \frac{N}{kb(1 + k_u \mu)} \quad (6.44)$$

Wydajność piłowania zależy od takich czynników jak: konstrukcja ogniwi, geometria zębów tnących, podziałka piły, prędkość skrawania, siła posuwu, wysokość i szerokość rzazu, gatunek i wilgotność drewna, sposób posuwu, stan piły łańcuchowej – w tym głównie zatępienie zębów tnących i smarowanie piły.

Tendencja do zmniejszania podziałki w konstrukcjach pił związana jest z powszechnym stosowaniem zębów żłobikowych i wzrostem prędkości skrawania. Zmniejszanie podziałki obniża obciążenia udarowe piły i zużywanie się piły na sworzniach, a także zwiększa wydajność piłowania. Zwiększanie prędkości skrawania w większości przypadków zwiększa wydajność piłowania. Jednak przy praktycznie stałej mocy silnika przy prędkościach roboczych, wzrost prędkości skrawania pociąga za sobą zmniejszenie momentu obrotowego na wale silnika, a co za tym idzie – obwodowej siły na pile (siły skrawania). Dlatego też powinno się prędkość skrawania uzależniać od mocy silnika. Zaznaczyć należy, że zmiana prędkości skrawania nie wpływa na siłę skrawania i jednostkową pracę skrawania.

Zwiększenie siły posuwu, do pewnych granic, proporcjonalnie zwiększa wydajność piłowania. Przy tym jednostkowa praca skrawania praktycznie się nie zmienia. Wzrost wydajności ze zwiększeniem siły posuwu ustaje w przypadku pił z zębami klinowymi, przy wypełnieniu przestrzeni międzyzębnych, a w przypadku pił z zębami żłobikowymi – z uwagi na stosowane zniżenie ograniczników.

Wydajność piłowania jest wprost proporcjonalna do wysokości rzazu (h) i prędkości posuwu (u) – patrz wzór (6.43). Jednak oba te czynniki są do siebie opozycyjne, bowiem ze wzrostem wysokości rzazu zwiększa się liczba ogniwi tnących jednocześnie znajdujących się w rzazie, w rezultacie czego zmniejsza się nacisk przypadający na pojedynczy ząb tnący, zmniejsza grubość wióra, co przeciwdziała zwiększeniu wydajności.

Wydajność piłowania drewna gatunków twardych (dąb, klon, grab, grochodrzew) w porównaniu z wydajnością piłowania drewna miękkiego (np. sosnowego) jest mniejsza średnio o 40–50%, a zapotrzebowanie mocy – większe o 100–120%. Ze zmniejszaniem się wilgotności drewna opory piłowania wzrastają. Rozróżnić możemy dwa podstawowe sposoby posuwu urządzenia tnącego, zależnie od nacisków i ruchów wykonywanych prowadnicą – postępowy i wahadłowy. **Ruch postępowy prowadnicy** oznacza się stałą, równoległą do dna rzazu pozycją gładzi prowadnicy (i roboczego odcinka piły). **Ruch wahadłowy (dźwigniowy) prowadnicy** zmienny jest tym, że prowadnica wykonuje ruch obrotowy (w swojej płaszczyźnie) wokół osi przechodzącej przez miejsce zaczepienia pilarki ostrogą o drzewo. W pierwszym przypadku posuw nadajemy siłą posuwu, a w drugim poprawniej jest mówić o momencie obrotowym. Sposób dźwigniowy, szeroko stosowany przy przerzynce, powoduje kinematyczne zmniejszenie wysokości rzazu, co obniża zapotrzebowanie mocy o 20–30%, a zwiększa wydajność piłowania do 20%.

W piłach łańcuchowych największemu zużyciu w trakcie eksploatacji ulegają zęby tnące i sworznie. Obok tarcia, zużycie zębów tnących wiąże się z ich zatępieniem, bezpośrednio wpływającym na proces piłowania, co przejawia się najwidoczniej w obniżeniu wydajności piłowania. Obniżenie się wydajności piłowania (W_p) ze wzrostem zatępienia piły wyrazić można za pomocą wyrażenia:

$$W_p = W_{p0} - aF \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (6.45)$$

gdzie: W_{p0} – wydajność piłowania w początkowym okresie po zaostreniu zębów piły,

F – pole powierzchni rzazu,

a – współczynnik, zależny od odporności ostrzy zębów na zatępienie, określany doświadczalnie.

Przy zatępieniu piły siła skrawania (P) zmniejsza się, jeżeli skrawanie zachodzi ze stałą siłą posuwu:

$$P = P_0 + a_1 F \quad (6.46)$$

albo zwiększa się, jeżeli skrawanie zachodzi ze stałą prędkością posuwu:

$$P = P_0 + a_2 F + a_3 F^2 \quad (6.47)$$

gdzie: P_0 – siła skrawania przy pile ostrej,

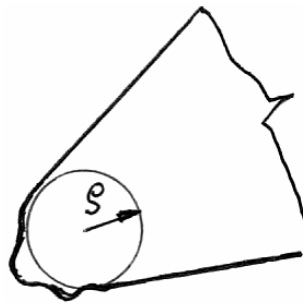
a_1, a_2, a_3 – współczynniki określane doświadczalnie.

Przy wszystkich reżymach piłowania jednostkowa praca skrawania zwiększa się ze wzrostem zatępienia.

Za eksploatacyjne kryterium zatępienia piły przyjętą można procentowy spadek wydajności piłowania:

$$K_z = \frac{W_0 - W}{W_0} \cdot 100\% \quad (6.48)$$

Za zatępioną sugeruje się przyjąć piły o $K_z \geq 25\%$. Innym kryterium zatępienia ostrzy, fizycznym, jest wielkość promienia zatępienia (ρ) krawędzi tnącej (rys. 6.31). Jest to promień okręgu, który można wpisać w przekrój krawędzi tnącej widziany pod mikroskopem. Zagadnienia te czytelnik pozna przy studiowaniu teorii skrawania drewna.



Rys. 6.31. Promień zatępienia krawędzi tnącej ostrza

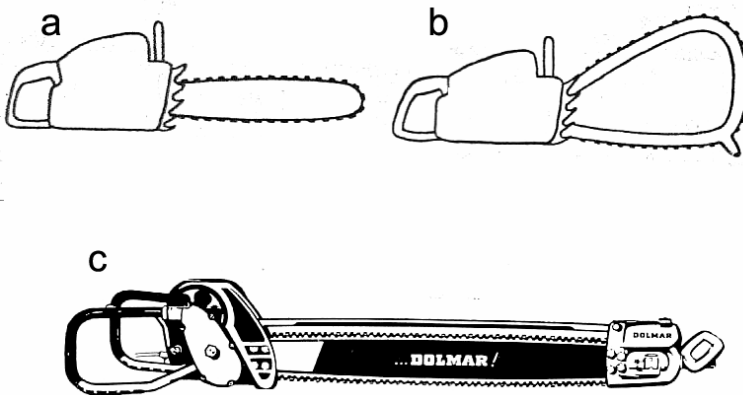
Za kryterium zużycia piły przyjmujemy bezwzględny przyrost podziałki piły (Δt_s), który może być obliczony ze wzoru:

$$\Delta t_s = \frac{t_s - t_{s0}}{n} \quad [\text{m}] \quad (6.49)$$

gdzie: t_s – długość sekcji piły eksploatowanej,
 t_{s0} – długość sekcji piły nowej,
 n – liczba sekcji piły.

6.6. Prowadnice pił łańcuchowych

Prowadnica piły łańcuchowej służy do ukierunkowania ruchu piły podczas piłowania, stabilizacji pracy piły w jednej płaszczyźnie (w płaszczyźnie potencjalnego rzazu) i do przeniesienia na piłę wartości i kierunku siły posuwu. Rodzaje prowadnic pokazane są na rysunku 6.32. Najczęściej stosowane są prowadnice wspornikowe. Ich zalety to prostota konstrukcji, niewielki ciężar, możliwość piłowania drewna o średnicy dwukrotnie przewyższającej roboczą długość prowadnicy, możliwość piłowania dowolną częścią obwodu prowadnicy, włącznie z zewnętrzną końcówką (przy wykonywaniu tzw. rzazu sztyletowego), możliwość piłowania wzdłużnego. Ograniczone zastosowanie mają prowadnice belkowe (rys. 6.32c), zwane też „wspornikowymi z uchwytem na końcu” (oczywiste jest, że pręt podparty w obu końcach nie jest wspornikiem). Nazwa ta o tyle jest usprawiedliwiona, że zwykle uchwyt końcowy jest zdejmowalny. Prowadnice te są długie (80–200 cm) i wymagają silników o większej mocy i masie. Na przykład pilarka Dolmar D-2 ma silnik o mocy 9,4 kW i masę, zależnie od długości prowadnicy równą 44–78 kg.



Rys. 6.32. Rodzaje prowadnic pił łańcuchowych [Strehlke 1970, Katalog]: a – prowadnica wspornikowa, b – łukowa, c – belkowa (wspornikowa z uchwytem na końcu)

Prowadnice łukowe (rys. 6.32b) wyszły już z użycia. Miały one swoje zalety. Niewielka szerokość listwy ukierunkowującej ruch piły pozwalała z powodzeniem stosować je przy przerzynce, bez zakleszczania. Jednak ich wymiary, niedostateczna uniwersalność i mniejszą wydajność w porównaniu z piłami z prowadnicami wspornikowymi, sprawiły, że wycofano się z ich produkcji.

Prowadnicom pił łańcuchowych stawia się następujące wymagania eksploatacyjne: dostateczna robocza długość z uwagi na wymiary piłowanego drewna, dostateczna wytrzymałość i sztywność, wysoka wytrzymałość na ścieranie elementów prowadzących piłę, ograniczona do niezbędnego minimum szerokość w celu zmniejszenia możliwości zakleszczeń w rzazie i rozszerzenia możliwości stosowania klinów obalających, niewielka masa.

W dalszych rozważaniach zagadnienia prowadnic będziemy zajmowali się prowadnicami wspornikowymi. Budowę prowadnicy łukowej Czytelnik może przestudiować samodzielnie na przykładzie pokazanym na rysunku 6.33.

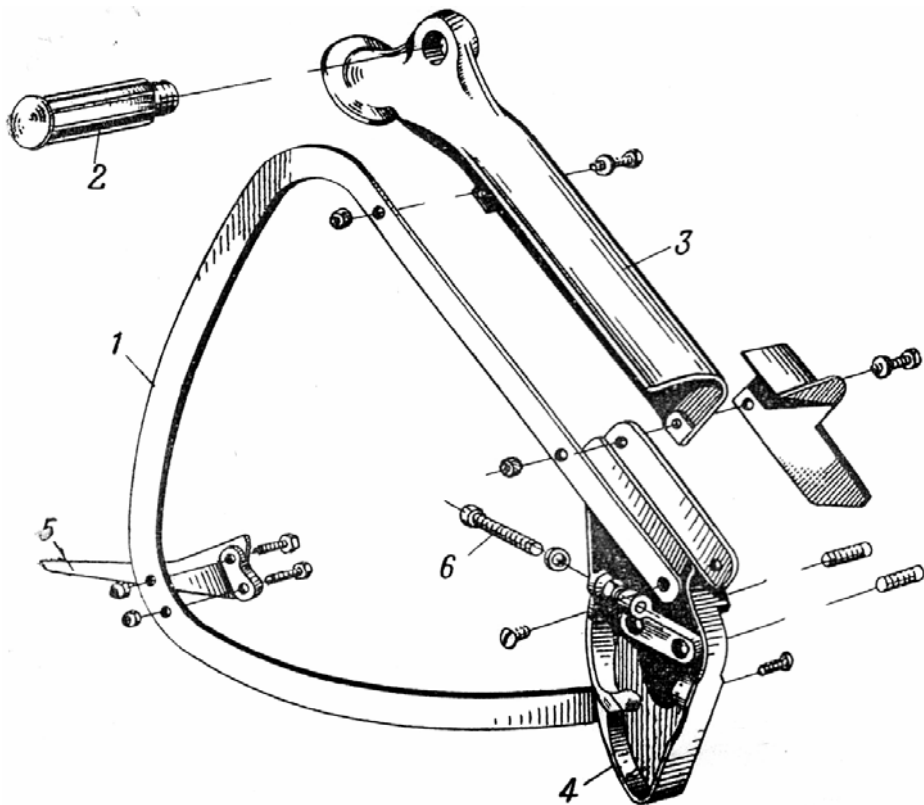
Prowadnica wspornikowa (rys. 6.34) składa się z korpusu w kształcie listwy, na wewnętrznym końcu której (przy silniku) znajduje się podłużny otwór szerokości 8–10 mm na kołki ustalające prowadnicę w korpusie silnika i otwory do regulacji napięcia piły, a zewnętrzny koniec prowadnicy jest zaokrąglony (tzw. końcówka ślizgowa) lub zaopatrzone w kółka prowadzące gwiazdkowe. Na obwodzie prowadnica ma rowek wodzący, służący do prowadzenia piły. Mocowanie prowadnicy dokonuje się przez jej dociśnięcie do korpusu silnika pokrywą sprzęgła za pomocą śruby.

Wszystkie wymiary prowadnicy są ściśle związane z parametrami piły, do jakiej jest przeznaczona. Listwa prowadnicy ma kształt wąski lub nieco owalny i zbudowana jest z trzech warstw (tzw. prowadnica trójwarstwowa) lub dwóch warstw (prowadnica do pilarek amatorskich) – rys. 6.35a. Środkowa warstwa prowadnicy trójwarstwowej jest zwykle cieńsza i może mieć otwory do zmniejszenia masy – puste lub wypełnione lekkim tworzywem (np. poliamidem zbrojonym włóknami szklanymi, jak w prowadnicy Stihl Rollomatic E-light). Warstwy prowadnicy wykonane są ze stali wysokogatunkowej, np. chromowo–malibdenowej i połączone są przez zgrzewanie punktowe. Listwy mogą być lite albo laminowane.

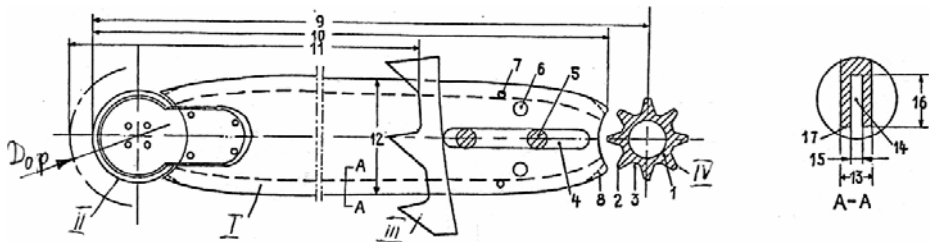
Końcówka ślizgowa prowadnicy może być symetryczna (np. 6.36a) lub asymetryczna (bananowa), o większym lub mniejszym promieniu zaokrąglenia np. 28,5, 33,8, 41,8 mm. Końcówki o mniejszym promieniu zaokrąglenia stosowane są w pilarkach amatorskich z uwagi na niebezpieczeństwo odbicia pilarki przy łagodniej zaokrąglonych końcówkach. Prowadnice symetryczne, o osi symetrii pokrywającej się z osią podłużną prowadnicy mają tę zaletę, że można je obracać o kąt 180° względem tej osi, przedłużając trwałość prowadnicy 1,5–2 razy. Dla zwiększenia odporności na ścieranie końcówki ślizgowe są laserowo napawane stellem.

Końcówka prowadnicy z kółkiem wodzącym gwiazdkowym (rys. 6.35) może być zamocowana do listwy na stałe lub może być wymienna (rys. 6.34). Kółko osadzone jest w łożysku rolkowym (rys. 6.35c). Liczba zębów wynosi od 7 do 12. Z uwagi na podziałkę zębów kółka, odpowiadającą podziałce piły, przy większej liczbie zębów kółka jego średnica jest również większa.

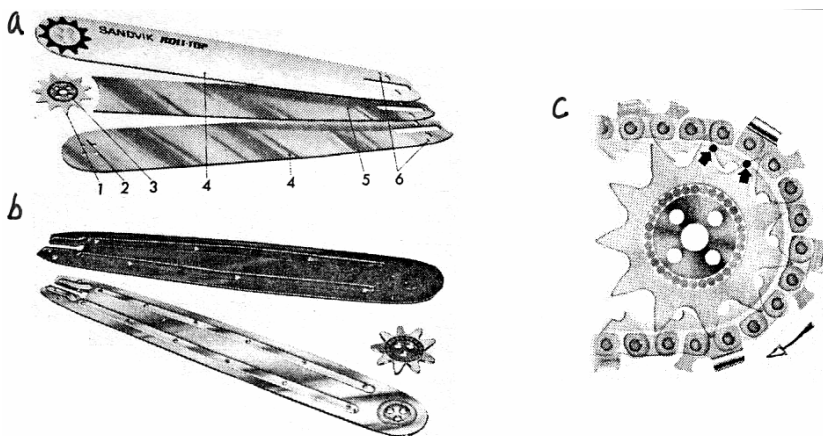
Rowek wodzący prowadnicy (rys. 6.34) powinien mieć szerokość i głębokość dostosowaną do stopki ogniwa prowadzącego. Mamy więc prowadnice o rowkach szerokości o 0,1 mm większą od grubości spotykanych ogniw prowadzących (1,1, 1,3, 1,5, 1,6 mm). Głębokość rowka jest o co najmniej 2 mm większa od wysokości stopki ogniwa prowadzącego. Konsekwencją tego jest grubość listwy, która dla lekkich i średnich pilarek wynosi 4,3–4,5 mm (przy szerokości 65–70 mm i długości 30–45 cm) dla dużych 5 mm (przy szerokości 90–100 mm i długości 40–70 cm) i bardzo dużych 5,3–6,0 mm (przy szerokości 100–120 mm i długości 45–105(120) cm). Właściwa geometria rowka wodzącego wpływa dodatnio na kinematykę piłowania (rys. 6.36b, c).



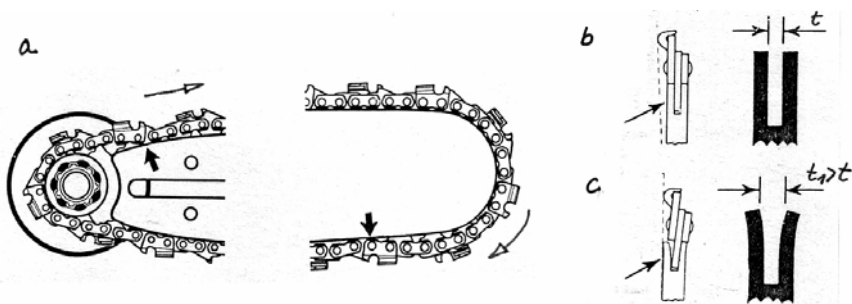
Rys. 6.33. Budowa prowadnicy łukowej [Poliszczuk 1970]: 1 – prowadnica, 2 – uchwyt, 3 – osłona, 4 – wspornik, 5 – uchwyt zdejmowalny, 6 – śruba regulacji napięcia piły



Rys. 6.34. Budowa prowadnicy wspornikowej [Glantz 1978]: I – listwa, II – kółko prowadzące (końcówka zewnętrzna), III – ostroga, IV – kółko napędowe; 1 – wieniec kółka, 2 – wierzchołek zęba, 3 – dno wrębu, 4 – wycięcie do kołków ustalających, 5 – kołek ustalający, 6 – otwór, 7 – otwór do wycieku nadmiaru smaru, 8 – ścięcie ścianki prowadnicy, 9 – całkowita długość urządzenia tnącego, 10 – długość prowadnicy, 11 – robocza długość prowadnicy, 12 – szerokość prowadnicy, 13 – grubość prowadnicy, 14 – rowek wodzący, 15 – szerokość rowka wodzącego, 16 – głębokość rowka wodzącego, 17 – ścianki rowka wodzącego



Rys. 6.35. Prowadnice Sandvika [Glantz 1978]: a – trójwarstwowa prowadnica, b – prowadnica dwuwarstwowa niezawodowych pilarek, c – praca kółka wodzącego



Rys. 6.36. Przewodzenie piły łańcuchowej w rowku prowadnicy [Glantz]. Strzałkami zwrócono uwagę na związane z dynamiką pracy piły lokalne uderzenia ogniw bocznych o gładzie prowadnicy (rys. a). b – prawidłowe przewodzenie piły w rowku prowadnicy, c – przechylenie się piły łańcuchowej przy nadmiernie rozchylonym (zużyтым) rowku prowadnicy

Wykreślenie linii konturowych wewnętrznej i zewnętrznej końcówki przewodnicy. Od właściwego zaprojektowania konturu przewodnicy zależy płynność pracy piły i zużywanie się elementów urządzenia tnącego. Największe zużycie przewodnicy występuje w miejscach wchodzenia roboczego odcinka piły na kółko napędzające i jałowego odcinka piły na końcówkę zewnętrzną przewodnicy, a także w miejscach wychodzenia piły z tych elementów. Zabezpieczenie płynności tych etapów ruchu piły zależy od kształtu linii konturowych końcówek przewodnicy. Wyjaśnić należy, że **roboczym odcinkiem piły** nazywamy tę część piły, która aktualnie znajduje się po stronie, którą dociskamy do skrawanego drewna i której zęby tnące skrawają drewno. **Jałowy odcinek piły** znajduje się wtedy po przeciwnej stronie przewodnicy (analogicznie do nazewnictwa liny bez końca kolejki do zrywki drewna).

W celu zmniejszenia początkowego (przy wejściu z kółka na przewodnicę) uderzenia piły o przewodnicę (rys. 6.36), wewnętrzna końcówka przewodnicy powinna mieć szerokość równą średnicy zewnętrznego okręgu kółka napędowego. Dotyczy to również równości szerokości zewnętrznej końcówki przewodnicy ze średnicą zewnętrzną kółka prowadzącego. Najbardziej korzystne warunki powstają przy równych prędkościach kątowych kółek napędowego i prowadzącego, tzn. przy równości ich średnic $D_0 = D_{0p}$ (rys. 6.13 i 6.34). W celu zmniejszenia zużycia ślizgowej końcówki przewodnicy w przewodnicach do pilarek zawodowych koniec ten się poszerza.

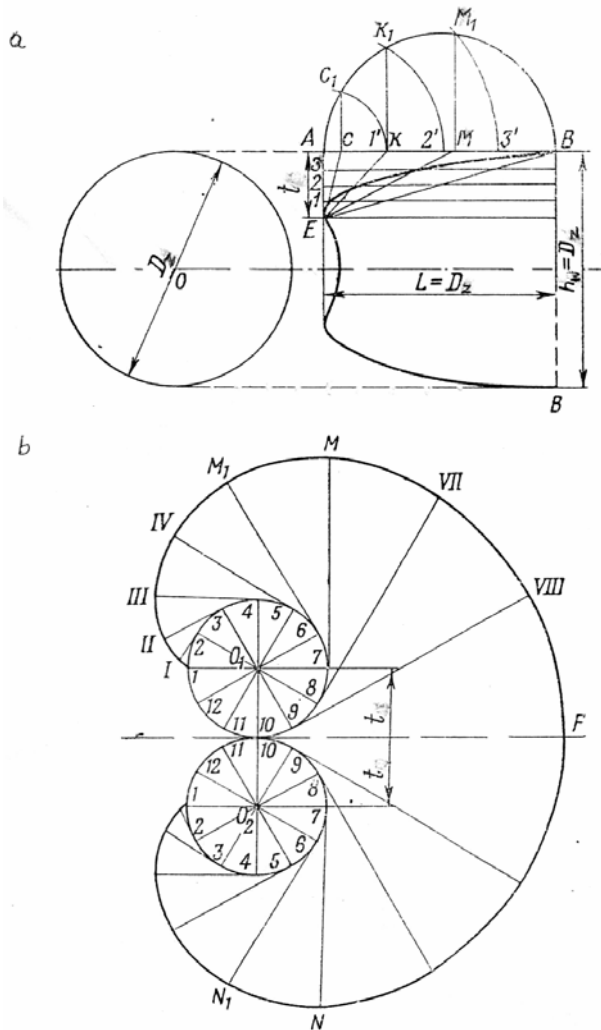
Wykreślenie konturu wewnętrznej części przewodnicy sprowadza się do wykreślenia paraboli trzeciego stopnia na bazie odcinka AB przewodnicy (rys. 6.37a) usytuowanego na poziomie zewnętrznego okręgu kółka napędowego – o szerokości (h_w) równej średnicy D_z (wzór 6.18) tego okręgu i odcinka AE, prostopadłego do AB, równego podziałce (t) piły. Mamy więc $h_w = D_z$, $\overline{AE} = t$:

1. Wykreślamy odcinki AB i AE,
2. Odcinki AB i AE dzielimy na jednakową liczbę części, otrzymując punkty 1, 2, 3,..... oraz 1', 2', 3',.....,
3. Punkty 1', 2', 3',..... przenosimy na półokrąg o podstawie AB, za pomocą łuków o środku w punkcie A, otrzymując punkty C₁, K₁, M₁,.....,
4. Z punktów C₁, K₁, M₁,..... wystawiamy linie prostopadłe do odcinka AB, otrzymując punkty C, K, M,....., które łączymy prostymi z punktem E,
5. Rysujemy proste równoległe do osi przewodnicy z punktów 1, 2, 3,..... Na przecięciu się tych prostych z odcinkami EC, EK, EM,..... otrzymujemy punkty, które łączymy otrzymując linię konturową żądanej paraboli.

Linie konturową końcówki ślizgowej przewodnicy, umożliwiającej płynny ruch piły o znanej podziałce (t) wykreślamy w kształcie dwóch ewolwent bazujących na okręgach o promieniu równym t (rys. 6.37):

1. Rysujemy dwa okręgi o promieniach równych t i środkach O_1 i O_2 prostopadłych do osi podłużnej przewodnicy.
2. Okręgi dzielimy na dowolną liczbę równych części, oznaczając punkty podziału liczbami 1, 2, 3,.....
3. Z punktów 2, 3, 4,..... wystawiamy styczne do okręgów skierowane w jedną stronę.

4. Rysujemy odcinek, równy długości okręgów (2π) i dzielimy go na taką samą co okręgi liczbę równych części.
5. Odkładamy na pierwszej stycznej jedną część podzielonego wyżej odcinka, na drugiej stycznej – dwie części, na trzeciej – trzy itd.
6. Otrzymujemy punkty I, II, III, IV....., które łączymy linią ciągłą będącą linią konturową MFN ślizgowej końcówki przewodnicy.
7. Odcinki MM_1 i NN_1 są krzywymi przejściowymi od konturu końcówki do linii konturowych wewnętrznych części przewodnicy. Te ostatnie wykonuje się w kształcie odcinków okręgów o promieniu równym 2900–3000 mm.



Rys. 6.37. Wykreślenie konturu końcówek przewodnicy [Poliszczuk]: a – wewnętrznej, przy kółku napędowym, b – zewnętrznej ślizgowej

6.7. Elementy obliczeń wytrzymałościowych prowadnic

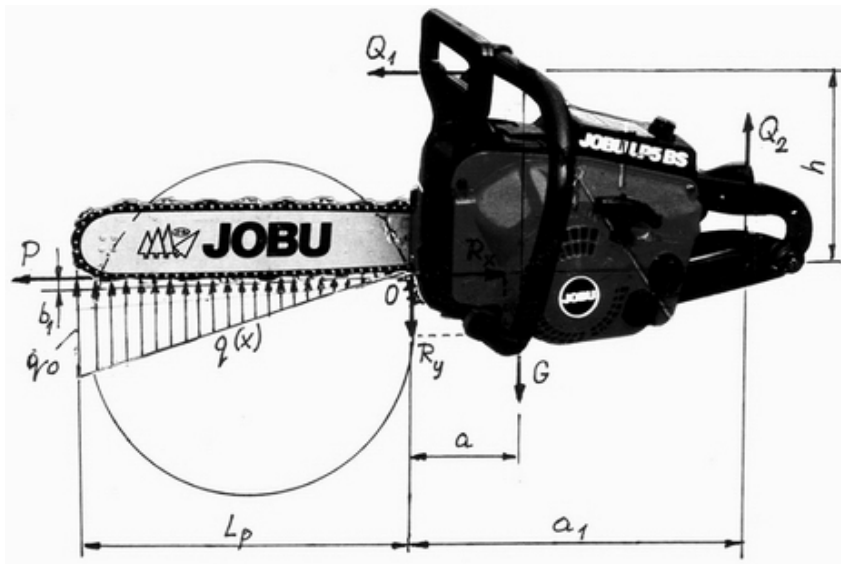
Zwykle uważa się, że w normalnych warunkach eksploatacji prowadnice mają duże współczynniki bezpieczeństwa, a ich odkształcenia zachodzą w granicach sprężystości materiału. Jednak przy pozyskaniu drewna większość prowadnic przedwcześnie nie nadaje się do użycia w rezultacie nadłamań, a nie zużycia. Podstawową przyczyną jest nieprawidłowa ich eksploatacja. Zanim przejdziemy do obliczeń wytrzymałościowych zajmiemy się określeniem obciążeń prowadnic.

Podstawowym obciążeniem prowadnicy w normalnych warunkach jest reakcja (odpór) ze strony drewna na siłę posuwu. Odpór drewna jest rozłożony wzdłuż prowadnicy i działa w jej płaszczyźnie. Rozkład tych nacisków $q(x)$ zależy od sposobu prowadzenia prowadnicy. Przy ruchu dźwigniowym, dla uproszczenia można przyjąć, że jest to rozkład trójkątny; przy ostrodze równy zero (w osi obrotu prowadnicy), a największy przy zewnętrznej końcówce (rys. 6.38).

Intensywność rozłożenia nacisków $q(x)$ zależy głównie od siły oddziaływania pilarza na uchwyty. Siły te, z uwagi na bhp, nie powinny przekraczać 100-160 N, jednak zbadano że dochodzą do 300 N. Przy zakleszczeniu w rzazie prowadnica może pracować na zginanie i skręcanie i być rozciągana przy wyciąganiu z rzazu. Przy obliczeniach wytrzymałościowych prowadnicę można rozpatrywać jako wspornik obciążony siłą skupioną w pobliżu zewnętrznej końcówki. Obliczenie momentów gnących działających na prowadnicę są o tyle trudne, że mają one przypadkowy charakter.

Przyjmując naprężenia dopuszczalne należy uwzględniać okresowy charakter obciążeń, a więc wytrzymałość zmęczeniową. Schemat obciążeń działających na pilarkę przy przerzynie pokazano na rysunku 6.38. Pilarz działa na uchwyt przedni siłą (Q_1), a na tylny siłą (Q_2). Do sił zewnętrznych czynnych zaliczyć trzeba też ciężar piły (G) i siłę skrawania (P). Siły reakcji to reakcja drewna (R) w miejscu przyłożenia ostrogi i rozłożone siły $q(x)$ reakcji drewna na piłę. Nieznane są wartości maksymalnych nacisków jednostkowych (q_0) i kierunek reakcji R ($\bar{R} = \bar{R}_x + \bar{R}_y$). Określamy je z równań statyki:

$$\begin{aligned}\sum X_i &= Q + P - R_x = 0 \Rightarrow R_x = Q + P, \\ \sum Y_i &= -G - R_y + \frac{q_0 L_p}{2} + Q_2 = 0 \Rightarrow R_y = \frac{q_0 L_p}{2} - G + Q_2, \\ \sum M_0 &= Q_1 h + Q_2 a_1 - Ga + Pb_1 - \frac{q_0 L_p^2}{3} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow q_0 = \frac{3(Q_1 h + Q_2 a - Ga + Pb_1)}{L_p^2}\end{aligned}$$



Rys. 6.38. Schemat sił zewnętrznych działających na pilarkę przy przerzynce

Jak widać z powyższego, obciążenie prowadnicy w płaszczyźnie listwy zależy od jednego czynnika – maksymalnych jednostkowych nacisków (q_0). Przy obliczeniach wytrzymałościowych prowadnice trójwarstwowe z otworami w środkowej warstwie zmniejszającymi masę prowadnicy, można traktować jak ramę utwierdzoną w jednym końcu w korpusie silnika i swobodną w drugim. Prowadnice bez otworów zmniejszających ich masę można rozpatrywać jak belki o przekroju prostokątnym, obciążone siłami rozłożonymi $q(x)$. Wpływ okrągłych otworów można uwzględniać za pomocą współczynnika koncentracji naprężeń.

Analiza obciążeń działających w płaszczyźnie prowadnicy wykazała, że nie wywołują one w przekrojach prowadnicy naprężeń przekraczających dopuszczalne. Dlatego główną uwagę należy zwrócić na obliczenia prowadnicy ze względu na siły działające w płaszczyźnie prostopadłej do listwy (w płaszczyźnie najmniejszego wskaźnika wytrzymałości na zginanie).

Przy zakleszczeniu w rzucie na prowadnicę wspornikową działają momenty – gnący i skręcający, wywołane naciskami pilarza i ciężarem pilarki. Zaleca się obliczać parametry prowadnicy z warunku sztywności z uwzględnieniem dopuszczalnego promienia krzywizny, który określa się możliwością bocznych wygięć piły łańcuchowej z uwagi na luzy na sworzniach i między ogniwami piły. Przy sworzniu o średnicy 6 mm luz pomiędzy sworzniem a ogniwem prowadzącym wynosi $\delta_{dop} = 0,015$ mm. Przy grubości ogniw prowadzącego równej (e) dopuszczalny kąt przekosu bez zaklinowania sworznia wynosi:

$$\alpha = \text{arc tg} \frac{\delta_{dop}}{e} \quad (6.50)$$

Dopuszczalny promień krzywizny wygięcia bocznego piły przy podziałce piły (t) jest równy:

$$R_{dop} = \frac{te}{\delta_{dop}} \quad (6.51)$$

Przy większym wygięciu bocznym piły zachodzić może zaklinowywanie się sworzni i ich zużycie. Znając dopuszczalny promień bocznej krzywizny prowadnicy (R) i moment gnący (M_g), pomijając wpływ sił poprzecznych, można określić niezbędną (minimalną) sztywność zginania piły (EJ_{min}) lub minimalny moment bezwładności jej przekroju poprzecznego (J_{min}):

$$\frac{1}{R_{dop}} \geq \frac{M_g}{EJ_{min}} \Rightarrow [EJ_{min}]_{dop} \geq M_g R_{dop} \quad (6.52)$$

gdzie: E – moduł Younga.

Przy zakleszczeniu piły w rzazie, a także przy wyłamywaniu klina z drewna przy ścince (przy wykonywaniu podcięcia) na prowadnicę działa moment skręcający od sił przyłożonych przez pilarza do uchwytów (M_s) i moment gnący (M_g). Warunek bezpieczeństwa prowadnicy na skręcanie ma postać:

$$\tau_{s\max} = \frac{M_s}{W_s} \leq k_s \quad (6.53)$$

gdzie: W_s – wskaźnik wytrzymałości na skręcanie; który dla wąskiego prostokąta o stosunku boków $h_0:b_0=m$ można obliczać ze wzorów:

$$W_s = \frac{(m-0,63)b_0^3}{3} \approx \frac{mb_0^3}{3} \quad (6.54)$$

(z uwagi na to, że stosunek (m) szerokości (h_0) do grubości (b_0) prowadnicy dla małych pilarek wynosi ok. 15,5, dla średnich i dużych pilarek 19–20, a dla bardzo dużych 18–20).

Uwzględniając zginanie i skręcanie prowadnicy, naprężenia zastępcze według hipotezy Hubera i warunek bezpieczeństwa zapiszemy w postaci:

$$\sigma_{zast} = \sqrt{\sigma_g^2 + 3\tau_s^2} = \frac{\sqrt{M_g^2 + 0,75M_s^2}}{W_g} \leq k_r \quad (6.55)$$

Analogiczna jak dla prętów o przekrojach kołowych postać wzoru (6.55), wynika z praktycznie takiej samej relacji między wskaźnikami wytrzymałości na zginanie (W_g) i skręcanie (W_s):

$$W_g = \frac{h_0 b_0^2}{6} = \frac{m b_0^3}{6}; \quad W_s \approx \frac{m b_0^3}{3} \quad \Rightarrow \quad W_s \cong 2W_g$$

Warunek bezpieczeństwa ze względu na naprężenia normalne, od zginania momentem (M_g) i rozciągania siłą (P) przy wyciąganiu piły z zakleszczenia zapiszemy w postaci:

$$\sigma_{r \max} = \sigma_r(N) + \sigma_{gr}(M_g) = \frac{N}{F} + \frac{M_g}{W_g} \quad (6.56)$$

Siła wzdłużna (N) może w tym przypadku dochodzić do 400–500 N.

Przy rzazach sztyletowych (końcówką prowadnicy) prowadnica pracuje na wyboczenie sprężyste, a warunek wytrzymałościowy oparty jest o wzór Eulera na krytyczną siłę ściskającą:

$$P_{\max} < \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu L_p)^2 n} \quad (6.57)$$

gdzie: μ – współczynnik obliczeniowej długości wyboczeniowej pręta pracującego na wyboczenie, dla prowadnicy równy $\mu = 0,7$ – z uwagi na to, że traktujemy wewnętrzny koniec prowadnicy za utwierdzony, a zewnętrzny koniec za podparty przegubowo. Przy dokładnym utrzymywaniu kierunku rzazu sztyletowego można by przyjąć nawet $\mu = 0,5$.

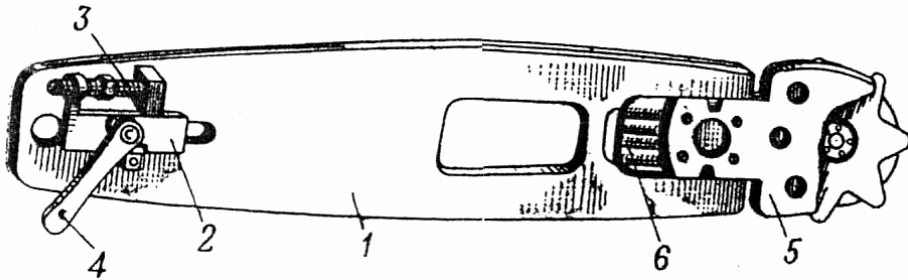
6.8. Urządzenie napinające piłę łańcuchową

Właściwe wstępne napięcie piły łańcuchowej na prowadnicy ma na celu zapewnienie bocznej stateczności ogniwn tnących w czasie piłowania, a w konsekwencji utrzymywania płaszczyzny rzazu równoległej do płaszczyzny listwy i właściwą pracę zębów tnących. Zęby tnące zbyt luźnej piły nie utrzymują właściwego położenia, co wymaga stosowania większych sił posuwu, zwiększa tarcie ogniwn piły o prowadnicę, zwłaszcza przy częściowo zużytych rowku prowadnicy (rys. 6.36). W granicznych przypadkach zbyt luźna piła może spaść z prowadnicy. Napinanie piły na prowadnicy dokonuje się za pomocą urządzenia napinającego którym dokonuje się przemieszczenia prowadnicy wzdłuż jej osi podłużnej. Stosowane też były urządzenia sprężynowe, amortyzujące, umieszczone pomiędzy prowadnicą a końcówką zewnętrzną zaopatrzoną w kółko prowadzące. Urządzenia te również napinały piłę (rys. 6.39), ale obecnie nie są stosowane.

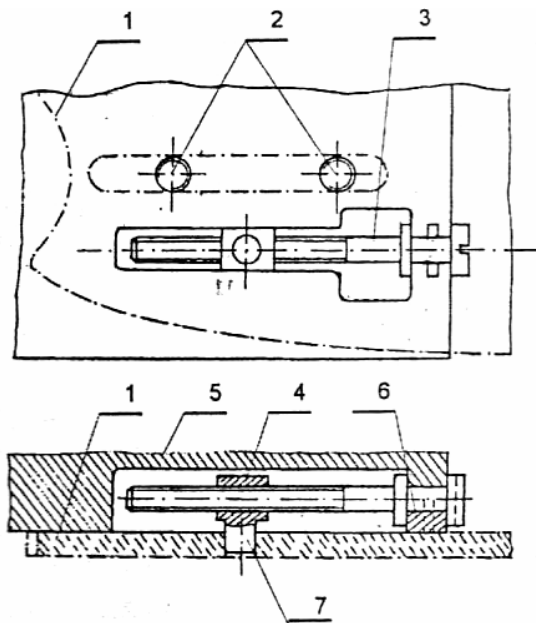
We współczesnych pilarkach wyróżnia się trzy rodzaje urządzeń napinających piłę na prowadnicy: czołowe, boczne, szybkiej regulacji za pomocą mechanizmów: śrubowych, przekładni zębatych, kołowych i kołowo-listwowych. Omówimy pokrótce dwa pierwsze z tych urządzeń.

Urządzenie napinające zwane **czołowym**, z racji dostępu do śruby regulacyjnej od czoła korpusu silnika, działa na zasadzie pary kinematycznej śruba–nakrętka (rys. 6.40). Śruba osadzona jest w korpusie silnika. Nakrętka znajdująca się na śrubie umieszczona jest w podłużnym rowku, bez możliwości obrotu. Przy obrocie

śruby za pomocą wkrętaka nakrętka przemieszcza się wzdłuż osi śruby, a wraz z nią przesuwa się prowadnica, sprzężona z nakrętką za pomocą zaczepu, co powoduje napinanie lub rozluźnianie piły.



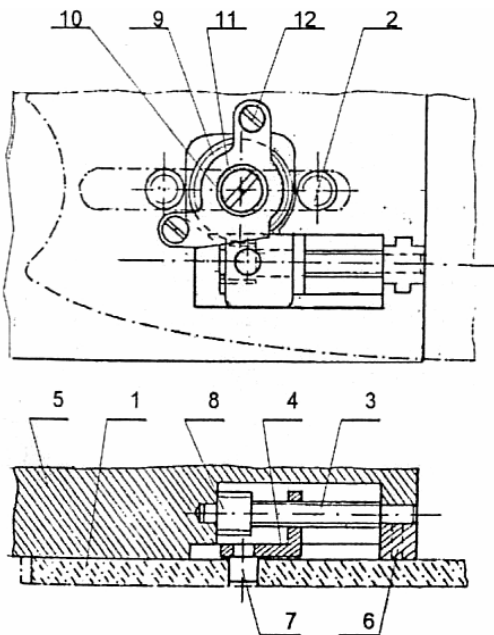
Rys. 6.39. Prowadnica z napinaczem piły i amortyzatorem kółka prowadzącego [Poliszczuk 1970]: 1 – prowadnica wspornikowa, 2 – płyta napinacza, 3 – śruba napinacza, 4 – korba, 5 – gwiazdkowe kółko prowadzące, 6 – amortyzator



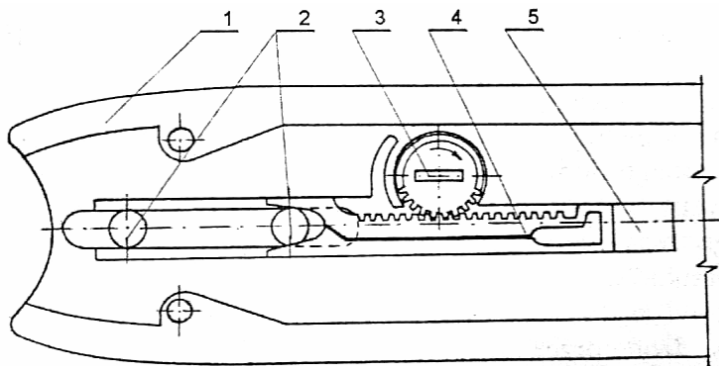
Rys. 6.40. Urządzenie napinające czołowe [Więsik 2002]: 1 – prowadnica, 2 – śruby mocujące prowadnicę, 3 – śruba napinająca, 4 – nakrętka, 5 – korpus silnika, 6 – nakładka, 7 – zaczep

Napinacz boczny ma dostęp do regulacji napięcia piły z boku korpusu. Mechanizm napinacza może się składać z mechanizmu śrubowego i połączoną z nim przekładnią zębatą (rys. 6.41) albo tylko z mechanizmu zębatego (koła i listwy zębatej – rys. 6.42). Pierwsze urządzenie napinające ma śrubę napinającą zamocowaną z obu końców w korpusie pilarki. Na śrubie znajduje się nakrętka połączona

zaczepem z prowadnicą i umieszczone na stałe kółko zębate (napędzane), które tworzy z drugim kołem (napędzającym) przekładnię zębatą śrubową o skośnych zębach i prostopadłych do siebie osiach obrotu. Przesuwanie prowadnicy dokonuje się przez pokręcanie za pomocą wkrętaka wału koła napędzającego przekładni.



Rys. 6.41. Urządzenie napinające boczne z przekładnią zębatą [Więsik 2002]: 1 – prowadnica, 2 – śruby mocujące prowadnicę, 3 – śruba napinająca, 4 – nakrętka, 5 – korpus silnika, 6 – nakładka, 7 – zaczep, 8 – koło zębate napędzane, 9 – koło zębate napędowe, 10 – wał koła napędowego, 11 – obsada koła napędowego, 12 – śruby mocujące obsadę



Rys. 6.42. Urządzenie napinające boczne z mechanizmem zębatkowym [Więsik 2002]: 1 – prowadnica, 2 – śruby mocujące prowadnicę, 3 – koło zębate, 4 – listwa zębata, 5 – kanał w środkowej płycie prowadnicy

Mechanizm zębatkowy drugiego bocznego urządzenia napinającego jest wbudowany w trójwarstwową prowadnicę. W środkowej płycie prowadnicy znajduje się kanał na listwę zębatą i przestrzeń dla koła zębatego. Obrót wału koła zębatego powoduje przesuwanie się listwy, a z chwilą jej oparcia się o śrubę mocującą prowadnicy – również przesuwanie się prowadnicy.

Normatywne napięcie piły na prowadnicy bada się, mierząc odchylenia piły w połowie prowadnicy pod obciążeniem odważnika o masie 1 kg. Dopuszczalna wartość tego odchylenia zależy od długości prowadnicy (L_p) i wynosi $0,017 L_p$.

6.9. Układ smarowania piły

Niezbędnym elementem zespołu tnącego pilarki jest układ smarowania piły. Zabezpiecza on snízenie strat na skutek tarcia pomiędzy bieżniami sworzni piły a ogniwami prowadzącymi, na powierzchniach styku ogniw piły z prowadnicą oraz oczyszczanie elementów urządzenia tnącego z substancji żywicznych i garbnikowych. Smarowanie urządzenia tnącego zwiększa więc znacznie jego trwałość, obniża zużycie cierne i zwiększa sprawność. Układ smarowania piły powinien dostarczyć na powierzchnie tnące tylko niezbędną ilość oleju, bowiem i tak do środowiska leśnego przy pozyskaniu 1 m^3 drewna trafia $0,21 \text{ dm}^3$ oleju, co w przeliczeniu na 1 ha powierzchni, z której pozyskiwano by 400 m^3 drewna dałoby 84 dm^3 oleju. Szacuje się [Więsik 2002], że w ciągu roku z układu smarowania do gleby leśnej w Polsce dostaje się $3,5\text{--}4,5 \text{ mln dm}^3$ oleju.

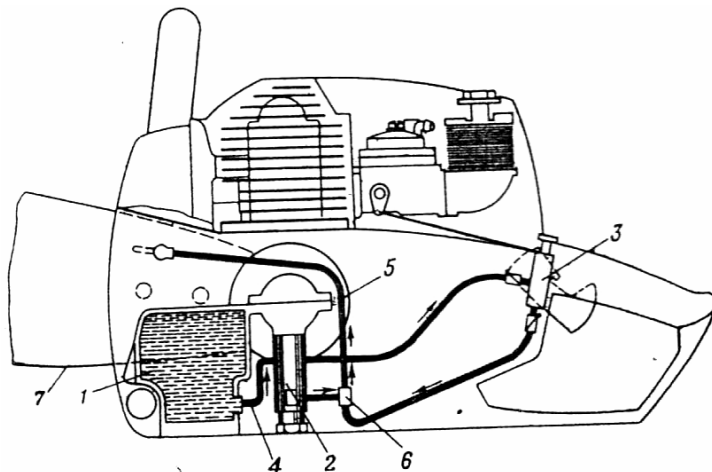
Układ smarowania piły (rys. 6.43) składa się ze zbiornika oleju, smoka z filtrem, przewodów olejowych, pompy olejowej. Elementy usprawniające rozrząd oleju przewidziane są w konstrukcji piły i prowadnicy.

Zbiornik oleju (6.44) znajduje się przy korpusie silnika. Pojemność zbiornika jest proporcjonalna do pojemności skokowej silnika i wynosi $0,5\text{--}0,7 \text{ dm}^3$ i jest około dwa razy mniejsza od zbiornika paliwa. Pojemność zbiornika oleju oblicza się tak, by jego napełnianie odbywało się przy okazji napełniania zbiornika paliwa. Wydatek oleju do smarowania urządzenia tnącego wynosi $200\text{--}800 \text{ g/h}$ pracy pilarką i zależy od mocy silnika, jego obciążenia, prędkości skrawania i rodzaju piłowanego drewna.

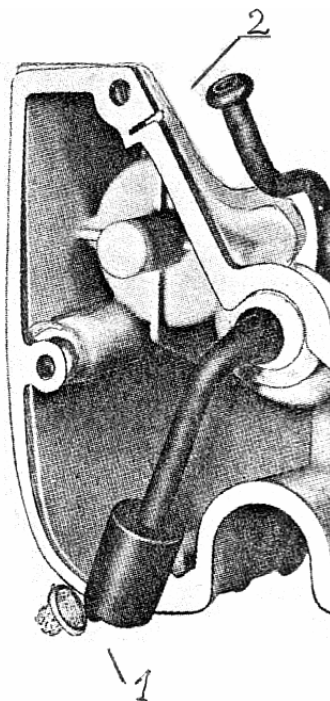
Zbiornik oleju wyposażony jest w odpowietrzacz (rys. 6.44) umieszczony u góry zbiornika i smok z filtrem do pobierania oleju, umieszczony przy dnie zbiornika.

Zadaniem pompy olejowej jest zassanie oleju ze zbiornika i przetłoczenie go pod zwiększonym ciśnieniem do przewodów olejowych. Pilarki małe wymagają pompy o wydajności $3\text{--}7 \text{ cm}^3/\text{min}$, średnie $3\text{--}10 \text{ cm}^3/\text{min}$, duże $4\text{--}19 \text{ cm}^3/\text{min}$, a bardzo duże – do $50 \text{ cm}^3/\text{min}$. Niezbędna wydajność tłoczenia oleju jest proporcjonalna do długości prowadnicy.

We współczesnych pilarkach prawie powszechnie stosowane są pompy olejowe automatyczne; bywają też konstrukcje, w których obok pompy automatycznej zamontowana jest równolegle pompa ręczna, tłoczkowa, tłocząca olej przy naciśnięciu tłoczka przez pilarza (rys. 6.43). Sens takiego rozwiązania polega na tym, że pompa automatyczna, wyregulowana jest na minimalną wydajność oleju, a pompą ręczną doraźnie koryguje się smarowanie w zależności od konkretnej sytuacji.



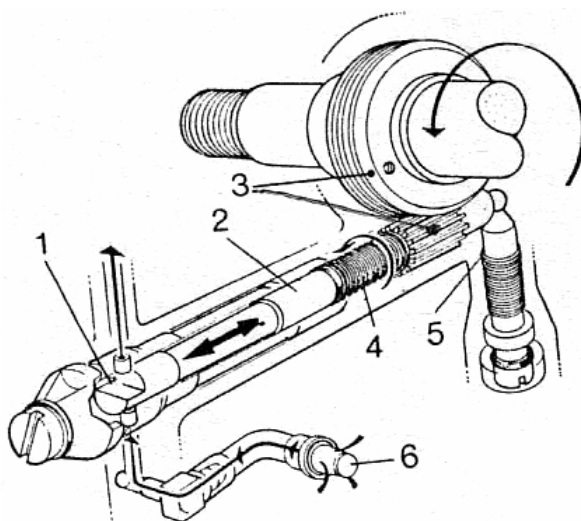
Rys. 6.43. Schemat układu smarowania urządzenia tnącego pilarki łańcuchowej [Poliszczuk 1970]: 1 – zbiornik oleju, 2 – pompa automatyczna, 3 – pompa ręczna, 4 – przewody olejowe niskiego ciśnienia, 5 – przewody olejowe wysokiego ciśnienia, 6 – zawór trójdrożny, 7 – prowadnica



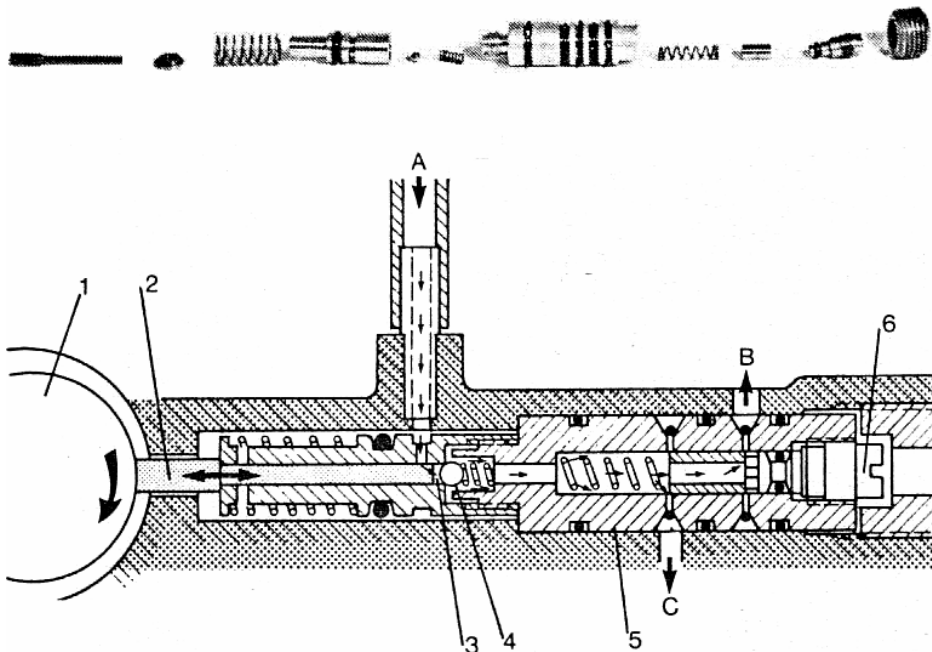
Rys. 6.44. Zbiornik oleju pilarki Dolmar [Glantz 1978]: 1 – smok z wkładką filtrującą, 2 – szczelina odpowietrzająca

Budowę automatycznych pomp olejowych tłoczkowych pokazano na rysunkach 6.45 i 6.46. Są to pompy zaworowe, napędzane bezpośrednio od wału silnika (rys. 6.46) za pomocą mimośrodowo umocowanego na wale albo bezzaworowe z przekładnią ślimakową, napędzaną od bębna sprzęgła (rys. 6.45). Ciśnienie tłoczenia wytwarzane jest za pomocą tłoczka. W rzadziej spotykanych pompach olejowych membranowych napęd jest od okresowych zmian ciśnienia w skrzyni korbowej silnika. W pompach napędzanych bezpośrednio od wału olej jest tłoczony od chwili uruchomienia silnika. W pompach napędzanych od bębna sprzęgła, znacznie oszczędniejszych, tłoczenie rozpoczyna się od momentu włączenia sprzęgła.

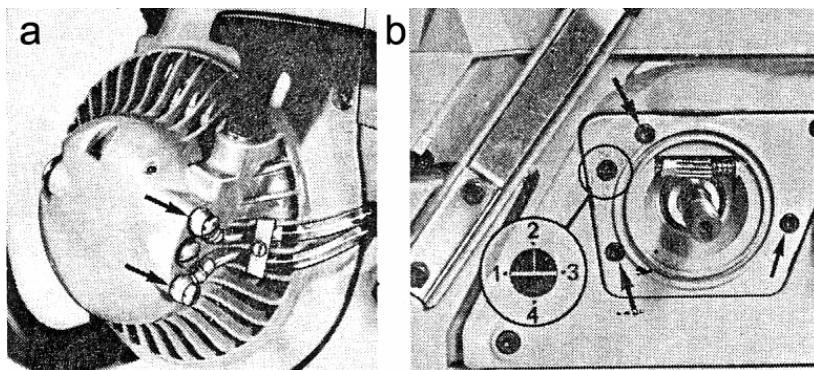
Zasadę działania pompy olejowej tłoczkowej omówimy na przykładzie pompy napędzanej od wału (rys. 6.46). Tłoczek pompy wykonuje ruch posuwisto-zwrotny wzdłuż osi podłużnej, wymuszony krzywką i sprężyną powrotną. Przy ruchu tłoczka do krzywki (w lewo) odsłonięte jest połączenie (A) ze zbiornikiem oleju, w cylindrze jest podciśnienie i olej jest zasysany do cylindra. Przy ruchu tłoczka od krzywki (w prawo) otwiera się zawór kulkowy i olej tłoczony jest kanałem (C) do prowadnicy i piły. Nadmiar oleju wraca do zbiornika kanałem przelewowym (B). Wydatek pompy reguluje się śrubą odpowiednio regulującą wypływ oleju przez kanały (B) i (C). Położenie i liczba śrub regulacji pompy olejowej może być różne (rys. 6.47).



Rys. 6.45. Pompa olejowa pilarki Partner, napędzana przekładnią zębatą (ślimakową) [Glantz 1978]: 1 – tłoczek pompy, 2 – popychacz, 3 – przekładnia napędowa, 4 – sprężyna dociskowa, 5 – śruba regulacyjna, 6 – dysza wentylacyjna



Rys. 6.46. Pompa olejowa tłoczkowa pilarki Jonsereds [Krohn 1977]: 1 – krzywka na wale pilarki, 2 – tłoczek pompy, 3 – cylinder pompy, 4 – zawór kulkowy, 5 – cylinder rozdzielacza oleju, 6 – śruba regulacyjna, A – przewód do zbiornika oleju, B – kanał przelewowy (do zwrotu nadmiaru oleju do zbiornika), C – kanał do piły łańcuchowej



Rys. 6.47. Miejsca regulacji wydatku pompy olejowej [Glantz 1978]: a – w pilarce Dolmar, b – w pilarce Husqvarna: położenie 1 – wydatek pompy $3 \text{ cm}^3/\text{min}$, 2 – $6 \text{ cm}^3/\text{min}$, 3 – $9 \text{ cm}^3/\text{min}$, 4 – $12 \text{ cm}^3/\text{min}$

6.10. Hamulec piły łańcuchowej

Z uwagi na bezpieczeństwo pracy pilarką nieodzowne jest wyposażenie pilarki w hamulec bębna sprzęgła, a więc i hamulec piły łańcuchowej. Hamowanie to stosuje się zwykle w przypadkach awaryjnych, gdy ręka pilarza trzymająca za uchwyt rurowy ma tendencję do ruchu w stronę piły łańcuchowej (rys. 6.48), co jest szczególnie niebezpieczne przy odbiciu pilarki. Zahamowanie piły przez zahamowanie bębna sprzęgła dokonywane jest najczęściej za pomocą hamulca taśmowego (rys. 6.49), znacznie rzadziej – klockowego (rys. 6.50).

Hamulec taśmowy piły składa się z pary ciernej – bębna sprzęgła i opasującej go taśmy, układu wstępnego napięcia taśmy (sprężyny), dźwigni awaryjnego napięcia taśmy (w czasie hamowania). W stanie niezahamowanym pomiędzy bębniem i taśmą panuje luz, bowiem sprężyna wstępnego napięcia jest w pozycji zablokowanej. Nacisk na dźwignię hamulca odblokowuje sprężynę i zwiększa napięcie taśmy do wielkości (S_0). Na obwodzie bębna sprzęgła wytwarza się wtedy obwodowa siła tarcia (T), obliczana ze wzoru na tarcie opasania (tarcie cięgien o powierzchni cylindryczne):

$$T = S_0(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (6.58)$$

wytwarzająca względem osi obrotu bębna (i kółka napędowego) moment tarcia (M_T) hamujący piłę:

$$M_T = T \frac{D_b}{2} = 0,5 S_0 D_b (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (6.59)$$

gdzie: e – podstawa logarytmów naturalnych,

μ – współczynnik tarcia poślizgowego taśmy hamulca o bęben,

α – kąt opasania, równy kątowi środkowemu wyznaczającemu część obwodu bębna będącą w styczności z taśmą hamulca,

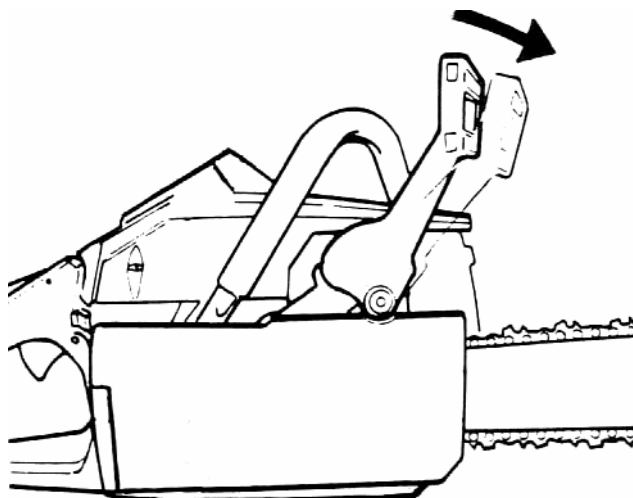
D_b – zewnętrzna średnica bębna sprzęgła.

Kąt opasania wynosi zwykle $\alpha = \frac{3}{2}\pi \div 2\pi$. Przy współczynniku tarcia taśmy o

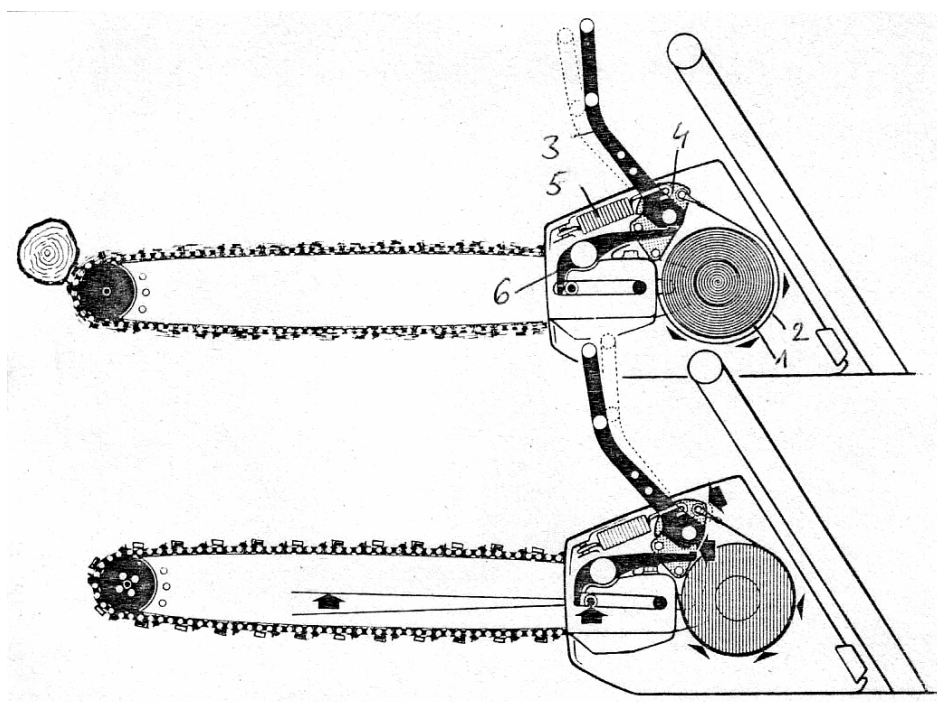
bębniem równym $\mu = 0,2$ oznacza to, że w porównaniu z siłą napięcia wstępnego S_0 siła tarcia wynosić może $T = S_0(1,56 \div 2,51)$. Pamiętać przy tym należy, że nacisk ręki na dźwignię powoduje siłę (S_0) zwielokrotnioną o przełożenie dźwigni hamulca.

Moment tarcia hamulca klockowego wywołany jest siłą tarcia posuwistego. Jeżeli nacisk normalny klocka o bęben wynosi (N), to moment tarcia obliczymy ze wzoru:

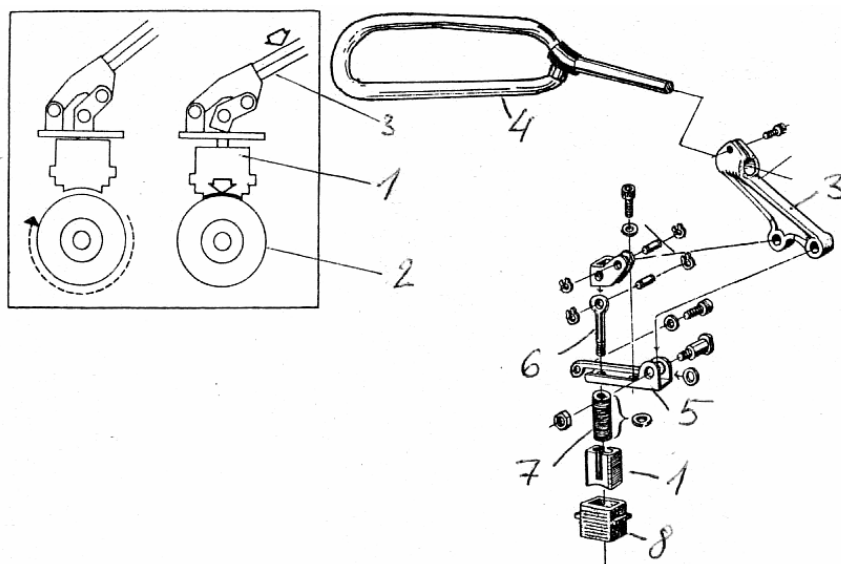
$$M_T = T \frac{D_b}{2} = 0,5 N \mu D_b \quad (6.60)$$



Rys. 6.48. Uruchamianie hamulca piły przez obrót dźwigni hamulca (dźwigni osłony ręki)
[Instrukcja obsługi]



Rys. 6.49. Hamulec piły pilarki Partner [Krohn 1976]: 1 – bęben sprzęgła, 2 – taśma hamulca, 3 – dźwignia osłony ręki, 4 – korpus dźwigni, 5 – sprężyna, 6 – dźwignia napinacza taśmy hamulca



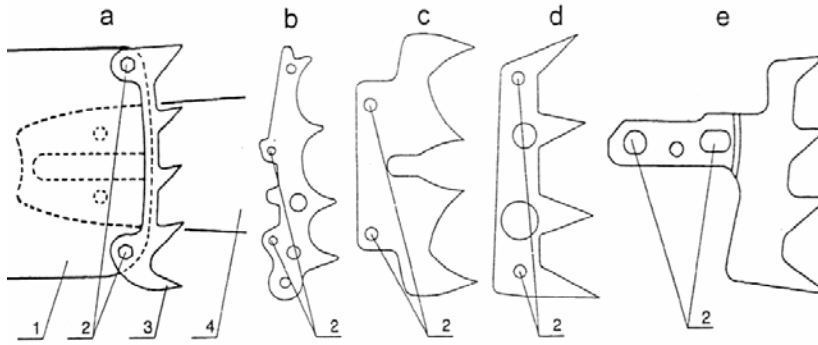
Rys. 6.50. Klockowy hamulec pilarki JONSERED [Glantz 1978]: 1 – kłoczek hamulcowy, 2 – bęben sprzęgła, 3 – dźwignia hamulca, 4 – osłona ręki (przedłużenie dźwigni 3), 5 – wspornik dźwigni, 6 – popychacz, 7 – sprężyna powrotna, 8 – prowadnica klocka hamulca

6.11. Pozostałe elementy zespołu tnącego

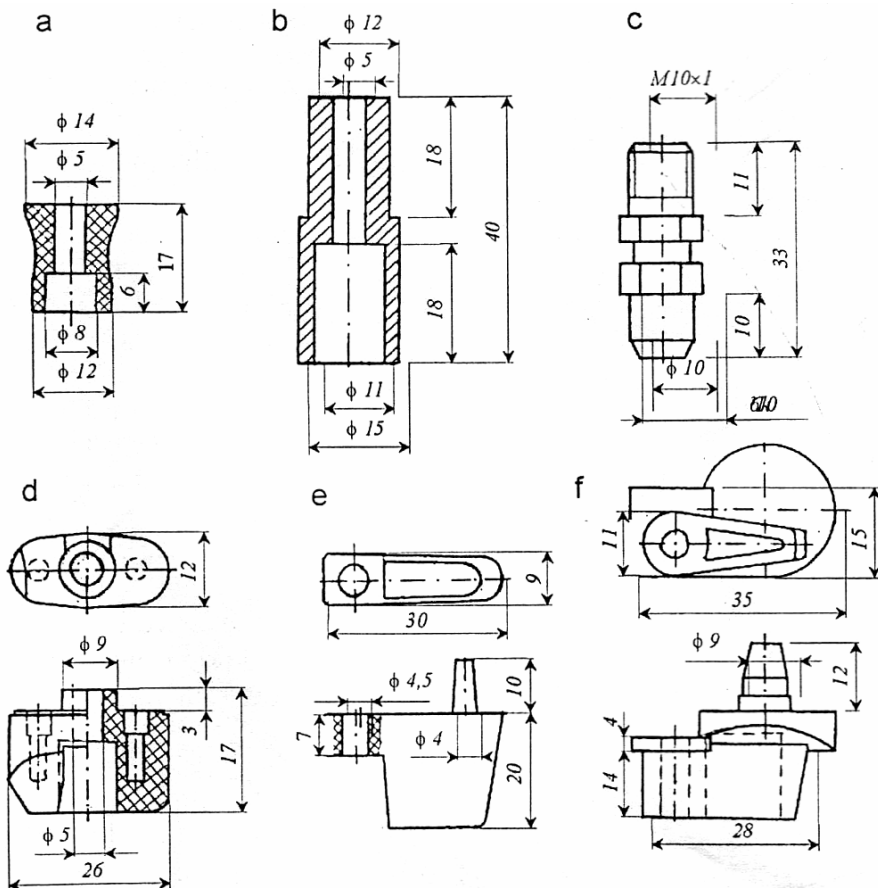
W zaproponowanym wykładzie na temat zespołu tnącego pilarki omówimy jeszcze takie elementy, jak ostroga, chwytacz piły, ślizgacze i osłony wiórów, ważne z uwagi na bezpieczeństwo pracy pilarką.

Ostroga (zębatka oporowa) to płytkę metalowa zaopatrzona w zęby, przymocowana do korpusu, rzadziej, w małych pilarkach zakładana pod pokrywę sprzęgła i przymocowywana śrubami pokrywy. Przy ścinie i przerzynce wahadłowym ruchem prowadnicy ostrogą opiera się pilarkę o drewno. Stanowi ona wtedy punkt obrotu pilarki. Ostrogi mogą być tylko z jednej strony prowadnicy albo z obu stron (w dużych pilarkach). Zwykle robocza powierzchnia ostrogi jest zakrzywiona, o promieniu krzywizny 160–200 mm, lub prosta. Wysokość zębów wynosi 20–30 mm. Zaleca się [38], by kąt pomiędzy osią podłużną prowadnicy a styczną poprowadzoną do środkowej części obrysu zębów wynosił 100–115°, a odległość końcowego dolnego punktu ostrogi od osi prowadnicy wynosiła 100–150 mm. Kształt ostróg różnych pilarek pokazano na rysunku 8.51.

Chwytnicem nazywamy drobny element zamocowany do bocznej ścianki korpusu silnika tak, by wystawał co najmniej 5 mm za płaszczyznę środkowej warstwy listwy prowadnicy. Chwytnice mają ochraniać pilarkę przed urazami ze strony zerwanej piły. Piła powinna zatrzymać się na chwytaczu, nie dosięgając ręki pilarkę. Kształty i wymiary chwytaczy są różne (rys. 6.52), wymagane jest tylko, by wytrzymały uderzenie o energię równą $7,5 \pm 0,3$ J. Z uwagi na uszkodzenie zębów piły chwytacze wykonuje się z materiału o mniejsze twardości niż piły (z metali lekkich lub tworzyw).



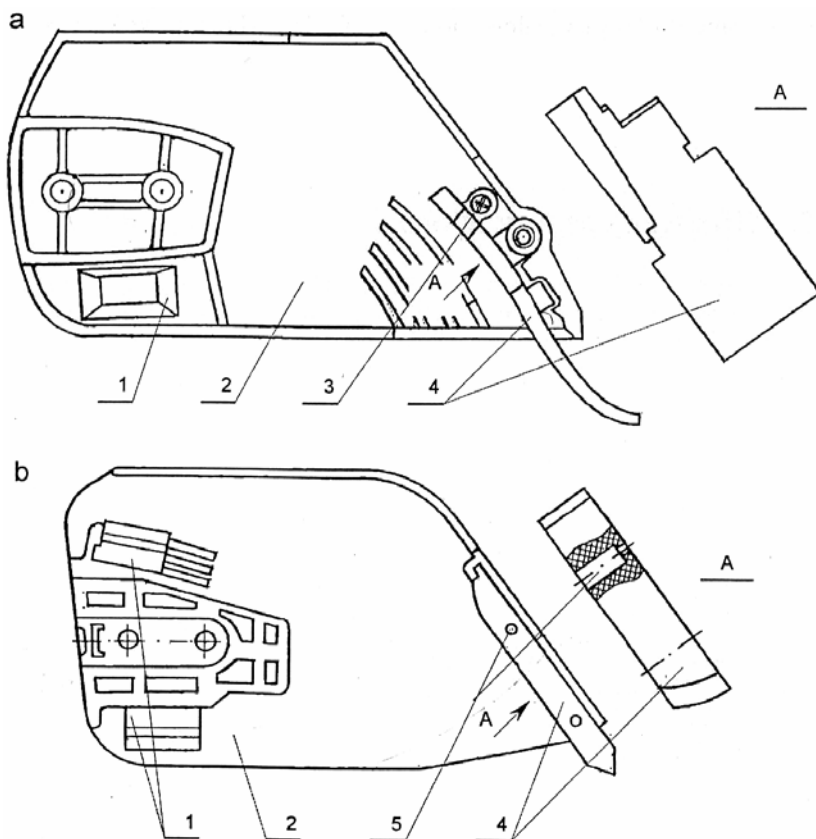
Rys. 6.51. Ostrogi pilarek spalinowych [Więsik 2002]: a – firmy Stihl, b i e – firmy Husqvarna, c – firmy Jonsered, d – firmy Partner, 1 – korpus silnika lub osłona sprzęgła, 2 – otwory mocujące ostrogę do korpusu, 3 – ostroga, 4 – prowadnica pilarki



Rys. 6.52. Chwytnice pił w pilarkach [Więsik 2002]: a – Alpina, b – Solo 647, c – Jonsered, d – Husqvarna 242, e – Husqvarna 40, f – Husqvarna 51

Ślizgacze (rys. 6.53) są to odpowiednio ukształtowane płytki z tworzywa sztucznego do wyłożenia nimi dolnej części korpusu silnika i pokrywy sprzęgła, na wysokości zębów tnących. Mają one zadanie zapobiegać uszkodzeniom korpusu i pokrywy sprzęgła w przypadku nadmiernego luzu piły na prowadnicy.

Oslony wiórów są to płytki wykonane z gumy lub tworzywa przymocowywane do tylnej części pokrywy sprzęgła lub do korpusu silnika (rys. 6.53). Mają one za zadanie ukierunkować skrawane podczas piłowania wióry ku dołowi, tak by jak najmniej wiórów dostało się pod pokrywy sprzęgła i silnika.



Rys. 6.53. Pokrywa sprzęgła pilarek [Więsik 2002]: a – Husqvarna 365, b – Stihl 026;
 1 – ślizgacze, 2 – pokrywa, 3 – śruba mocująca osłonę, 4 – osłona wiórów,
 5 – otwory do osadzenia osłony

7. OBSŁUGA TECHNICZNA PILAREK

7.1. Materiały do eksploatacji pilarek

Do eksploatacji pilarek z silnikami spalinowymi niezbędne jest paliwo do silników, środki smarne (oleje) do urządzenia tnącego oraz środki do czyszczenia i konserwacji pilarek. Większość pilarek spalinowych ma silniki dwusuwowe, pracujące na mieszance benzynowo–olejowej w odpowiedniej proporcji.

Benzyna jest mieszaniną ciekłych węglowodorów; głównie parafinowych, naftenowych, aromatycznych i nienasyconych; wrzących w zmiennych temperaturach 35–215°C, najczęściej otrzymana w wyniku destylacji ropy naftowej. Benzyna jest cieczą bezbarwną, nierozpuszczalną w wodzie, o gęstości $\rho = 0,70\text{--}0,75 \text{ g/cm}^3$, łatwopalną, o wysokiej wartości opałowej zawartej w przedziale 44–47 kJ/g. Dalsze uszlachetnianie takiej benzyny prowadzi do otrzymania różnych gatunków benzyn, o różnych parametrach i przeznaczeniu.

Podstawowym parametrem benzyn silnikowych jest **liczba oktanowa**, która jest miarą odporności na detonację paliw do silników z zapłonem iskrowym. Detonacja (spalanie detonacyjne, stukanie) to nienormalny przebieg spalania w silniku z zapłonem iskrowym, znamienne tym, że po okresie normalnego rozprzestrzeniania się płomienia, zapoczątkowanego przez iskrę następuje detonacyjne (wybuchowe) spalanie pozostałej części paliwa. Występuje to wtedy, gdy temperatura nieopalonej części paliwa przekroczy temperaturę samozapłonu i spalanie zachodzi z prędkością wielokrotnie większą od prędkości spalania normalnego [Encyklopedia „Budowa maszyn” 1969]. W czasie tych detonacji rozlegają się charakterystyczne stuki.

Liczba oktanowa oznacza procentowo-objętościową zawartość izooktanu C_8H_{18} , takiej mieszanki z n-heptanem C_7H_{16} , która ma taką samą odporność na detonację jak badane paliwo. Liczba oktanowa LO może się zmieniać od zera (czyści n-heptan o bardzo niskiej odporności na detonację do 100 (LO izooktany o bardzo wysokiej odporności na detonację) Do benzyn dodaje się środki przeciwdziałające nadmiernej skłonności do detonacji (stuków), zwane **środkami przeciwstukowymi**. Do środków przeciwstukowych należy czteroetyłek ołowiu (PbO_3)₄, alkohole, związki bromu. Benzynę z czteroetylkem ołowiu nazywamy ołowiową (**etyliną**). Benzyny silnikowe bez tego środka nazywamy **bezołowiowymi**; są to benzyny wysokooktanowe.

Do ważnych parametrów benzyn silnikowych należy **prężność par nasyconych** i **indeks lotności**. Określają one właściwości paliw w czasie uruchamiania silnika, zwłaszcza w warunkach zimowych. Na lato powinno stosować się benzyny o prężności 45–70 kPa i indeksie 900, a na zimę o prężności 60–90 kPa i indeksie 1100.

Z uwagi na zdrowie pilarza i środowisko leśne ważna jest znajomość ilości substancji toksycznych zawartych w benzynie takich jak ołów, siarka, benzen, związki aromatyczne. W czasie pracy silnika wydalone są one do atmosfery, przy tym przez pewien czas utrzymują się przy stanowisku pracy pilarza, zwłaszcza podczas czysz-

czeń i trzebieży wczesnych. Obok substancji nieszkodliwych wydalanych ze spalania, wydalone są z silnika substancje szkodliwe – tlenek węgla, tlenki azotu, dwutlenek siarki, siarkowodor i wymienione wyżej węglowodory. Benzyna do pilarek, z uwagi na pilarka i środowisko, powinna zawierać niemal śladowe ilości ołowiu ($<0,02 \text{ g/dm}^3$), siarki ($<0,001\%$ masy), związków aromatycznych ($<0,1\%$ objętości), benzenu ($<0,01\%$ objętości), alkenów ($<0,01\%$ objętościowo); podczas gdy benzyna bezołowiowa o liczbie oktanowej 95, dostępna w kraju, zawiera odpowiednio $<0,05 \text{ g/dm}^3$ ołowiu, $<0,05\%$ siarki, 35% związków aromatycznych, $3,5\%$ benzenu, 11% alkenów [Więsik 2002]. Etyliny do pilarek się stanowczo nie zaleca.

W trakcie długotrwałego (powyżej miesiąca) przechowywania benzyny może dojść do jej **starzenia się**, polegającego na rozpadzie węglowodorów. Powoduje to osadzanie się żywic na elementach układu zasilania, zakłócenie pracy silnika i obniżenie wartości opałowej paliwa.

W mieszance paliwowej drugim składnikiem jest **olej silnikowy**; mineralny, półsyntetyczny lub syntetyczny. Oleje mineralne otrzymuje się przez destylację próżniową ropy naftowej, następnie rafinację (usunięcie części węglowodorów parafinowych) oraz hydorafinację (usunięcie związków tlenu, siarki i azotu). Oleje półsyntetyczne i syntetyczne otrzymuje się przez syntezę węglowodorów i innych związków organicznych; są one mniej lotne od olejów mineralnych i łatwiej się rozkładają w ściółce leśnej.

Funkcja olejów silnikowych w mieszance paliwowej polega na tym, że smarują one pary cierne w silniku, zmniejszając siły tarcia, ubytek (ścieranie) trących się części, zmieniają rodzaj tarcia na płynne lub półpłynne (bez oleju mogłoby dojść do tarcia suchego, przegrzania się powierzchni trących i zatarcia silnika), a ponadto uszczelniają silnik, tłumią drgania, chronią przed korozją i chłodzą.

Wszystkie te funkcje oleje silnikowe mogą spełniać po ich uszlachetnieniu. Do olejów otrzymanych z rafinacji dodaje się substancje uszlachetniające:

- **wiskozytory**, poprawiające lepkość oleju i zależność lepkości od temperatury,
- **inhibitory utleniania i korozji** tworzące warstwy ochronne na powierzchni elementów silnika,
- **detergenty**, zmywające osady z powierzchni elementów,
- **środki przeciwpienne**, zmniejszające tendencję do spieniania się warstwy oleju stykającej się z powietrzem,
- **środki alkaliczne**, neutralizujące kwaśne produkty spalania paliwa i utleniania oleju,
- środki zwiększające **biodegradowalność** (zdolność rozkładu oleju, podczas jego przelegiwania w środowisku biologicznym).

Do pilarek zaleca się stosowanie olejów klasy TC lub TE (tabela 7.1) o podwyższonej smarowości i zdolności do samorozkładu. Ponadto producenci pilarek zalecają własne oleje silnikowe. Oleje firmowe, zalecane przez producentów, miesza się z benzyną w stosunku jak 1:50 (udział oleju 2%), a oleje inne – w stosunku 1:25 (4%). Instrukcje obsługi stanowczo przestrzegają przy tym przed stosowaniem olejów uniwersalnych (10 W–30).

Tabela 7.1

Klasyfikacja API olejów silnikowych do smarowania mieszankowego

Oznaczenie klasy oleju	Przeznaczenie olejów
TA	Motorynki i inne małe silniki (o pojemności 50 cm ³)
TB	Skutery i inne wysoko obciążone małe silniki (50–200 cm ³)
TC	Różnorodne silniki o dużym obciążeniu (20–500 cm ³)
TD	Duże silniki zaburtowe
TE	Poprawiona klasa TD (lepsza smarność i biodegradowalność)

Zgodnie z obowiązującymi zasadami bezpieczeństwa benzyna i olej powinny być przechowywane w specjalnie przeznaczonych do tego pojemnikach, oznaczonych symbolem UN. Takim pojemnikiem jest na przykład kanister kombinowany (rys. 7.1) na 5 l mieszanki benzyny z olejem i 2 l oleju do smarowania urządzenia tnącego. Można przy tym oba pojemniki rozłączyć. Pomiędzy pojemnikami jest miejsce na pilniki i klucze. Dołączone do kanistra końcówki do wylewu paliwa (wylewki), zabezpieczają paliwo i olej przed przelaniem.

**Rys. 7.1.** Kombinowany kanister na paliwo i olej do smarowania piły [katalog]

Olejem do smarowania łańcuchowego urządzenia tnącego stawia się kilka wymagań z uwagi na trwałość urządzenia i ochronę środowiska. Trwałość zespołu tnącego pilarki zależy przede wszystkim od jakości smarowania pary kinematycznej piła – prowadnica. Pamiętać należy, że prędkość skrawania może nawet przekraczać 20 m/s. W tym choćby aspekcie układ smarowania powinien być właściwie skonstruowany; pompa olejowa, przewód i kanaliki olejowe powinny pracować właściwie, a cały układ powinien być często czyszczony i udroźniany. Od samych

olejów wymaga się, by miały dużą smarność, stabilną wysoką lepkość, zawierały rozpuszczalniki żywic i garbników, były odporne na starzenie się, nieszkodliwe dla zdrowia pilarza i środowiska (szybko rozkładały się w glebie).

Wymagania te spełniają przede wszystkim oleje maszynowe półsyntetyczne i syntetyczne. Główny składnik olejów półsyntetycznych – olej mineralny po pierwszej rafinacji, jest praktycznie pozbawiony substancji szkodliwych dla środowiska. Ponadto oleje półsyntetyczne zawierają wspomniane wyżej dodatki uszlachetniające. Z uwagi na ochronę środowiska leśnego powstały oleje specjalne przeznaczone do urządzeń tnących pilarek, na bazie olejów roślinnych (głównie oleju rzepakowego), zwane olejami biologicznymi (Bioolejami). Ich największą zaletą jest nieszkodliwość (nie toksyczność) dla pilarza i lasu, szybki kilkudniowy rozkład w glebie, odporność na starzenie i lepkość niezależna od temperatury otoczenia [Więsik 2002].

Do smarowania łożyska kółka gwiazdkowego, łożyska sprzęgła i rozrusznika pilarki używa się smarów plastycznych. Smary te składają się w 70–90% z olejów mineralnych syntetycznych lub poliglikoli (faza rozpraszająca), 5–30% mydeł, bentonitów i krzemionki (faza zagęszczająca) i 0–20% dodatków i wypełniaczy (dwusiarczku molibenu, grafitu, teflonu lub proszków metali). Smary plastyczne obniżają siły tarcia i temperaturę trących się powierzchni – chroniąc tym samym od zatarcia, chroniąc przed korozją, zmniejszając hałas łożysk i przekładni.

Do konserwacji i czyszczenia elementów pilarek stosuje się środki czyszcząco-konserwujące. Do ochrony przed wilgocią i pyłem drzewnym do filtrów powietrza stosuje się specjalny olej. Do czyszczenia z żywic służą specjalne rozpuszczalniki. Stosuje się też uniwersalne środki zmywające i natłuszczające, przeważnie w formie aerozoli.

7.2. Ogólne zagadnienia obsługi. Sprzęt do obsługi i naprawy pilarek

Eksploatacja pilarek, tak jak każdego obiektu technicznego, składa się z **systemu użytkowania** i **systemu obsługi**, polegającego na utrzymaniu pilarki w stanie sprawności. Obsługiwanie podzielić można na trzy podsystemy: obsługi, diagnostyki i naprawy. **Obsługa** obejmuje zbiór czynności przeprowadzanych w zaplanowanych odstępach czasu, mających na celu zmniejszenie zużycia pilarki i utrzymania jej w stanie zapewniającym prawidłowe jej użytkowanie.

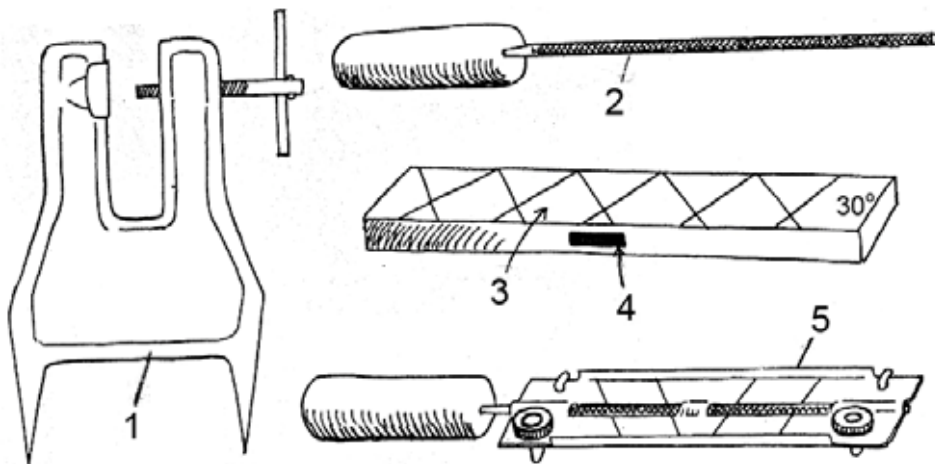
Stan techniczny pilarki to określony za pomocą parametrów technicznych stopień przydatności technicznej pilarki. Ocenie podlega pilarka jako całość i elementy pilarki. Wyróżnić przy tym możemy szereg stanów zdatności pilarki jako systemu. Dwa z nich określone są jednoznacznie – zdatna (w pełni sprawna do użytkowania), niezdatna (niesprawny jest co najmniej jeden element pilarki decydujący o możliwości pracy pilarką; np. zerwana piła, zatarte kółko prowadzące, zatarty silnik). Stany pośrednie są trudne do rozróżnienia, dla każdego elementu mogą być różne miary niesprawności i różny wpływ tej niesprawności na zdatność całej pilarki. Dlatego też najczęściej mówimy o obiektach, co najwyżej trójstanowych, ze **stanem pośrednim** określonym dla obiektu nie w pełni sprawnego. I tak zresztą teoretyczna analiza obiektów złożonych trójstanowych jest bardzo złożona i nie w pełni opanowana. W związku z tym wyróżniamy parametry techniczne pilarki **podsta-**

wowe i parametry drugorzędne, których wartości pośrednie (pomiędzy granicznymi stanami sprawności) nie decydują o zdatości pilarki do użytkowania. Pilarka z zatepioną piłą nie jest w pełni sprawna, lecz zdatna do użytku, pilarka z piłą z pękniętym ogniwem jest niesprawna z uwagi na bezpieczeństwo pilarza, a przy zerwanej pile – niesprawna z uwagi na stan techniczny piły.

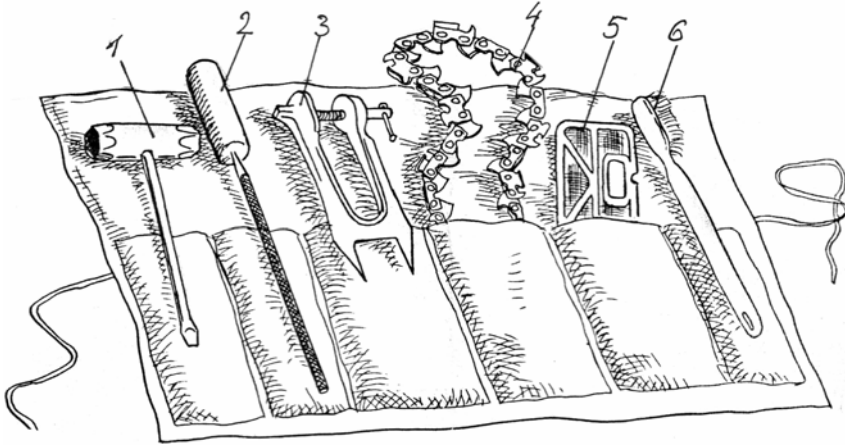
Użytkownika pilarki bezpośrednio dotyczy codzienna obsługa techniczna w czasie docierania nowej pilarki, codzienna obsługa techniczna w czasie normalnej eksploatacji, okresowa obsługa techniczna i drobne naprawy bieżące. Diagnostykę i naprawy główne prowadzić powinien warsztat serwisowy.

Narzędzia do codziennej obsługi pilarek i inne elementy wyposażenia pilarza pokazano na rysunkach 7.2 i 7.3. W zestawie tym zabrakło wkrętaka i smarowniczeki do łożyska kółka prowadzącego i łożyska sprzęgła. **Klucz uniwersalny** służy do odkręcania i przykręcania pokrywy sprzęgła, świecy zapłonowej, pokrywy silnika, do napinania piły. Wkrętak służy do regulacji gaźnika, a szczotka – do czyszczenia filtra paliwa, prowadnicy, pokrywy sprzęgła, osłony wentylatora i uźebrowania cylindra.

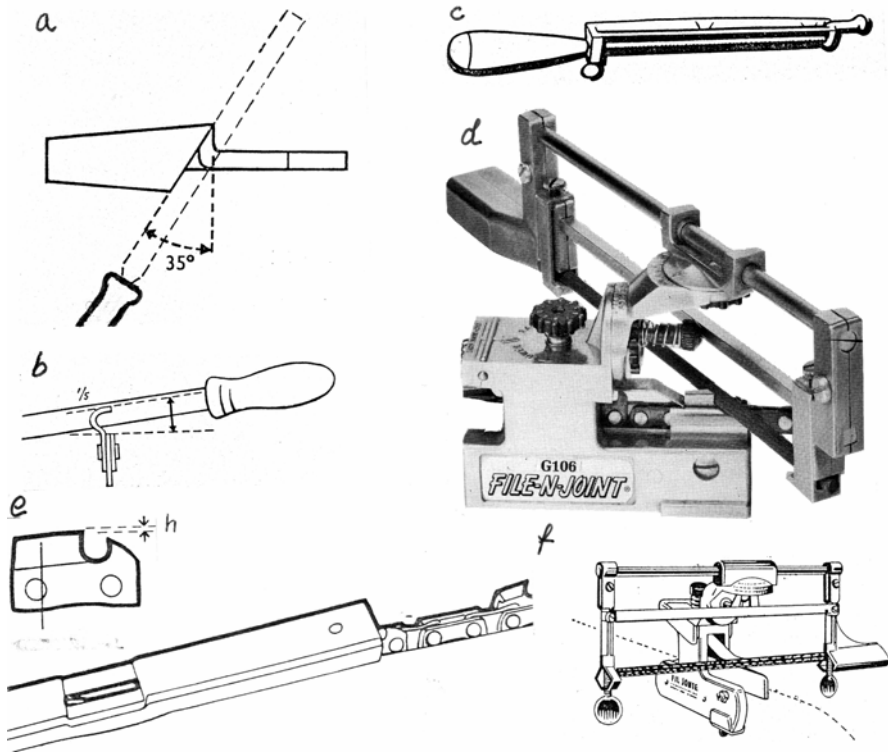
Ręczne przyrządy do pomiaru i korekty uźebienia, ostrzenia zębów tnących, roznitowania i nitowania piły stosowane przez pilarza w podręcznym warsztacie pokazano na rysunkach 7.4–7.6. Pomiar ogniw czujnikiem i suwmiarką, ostrzenie przy pomocy pilników prowadzących w precyzyjnych prowadnicach pozwalają dokładniej na utrzymanie geometrii zębów tnących, w porównaniu z narzędziami stosowanymi na zrębie.



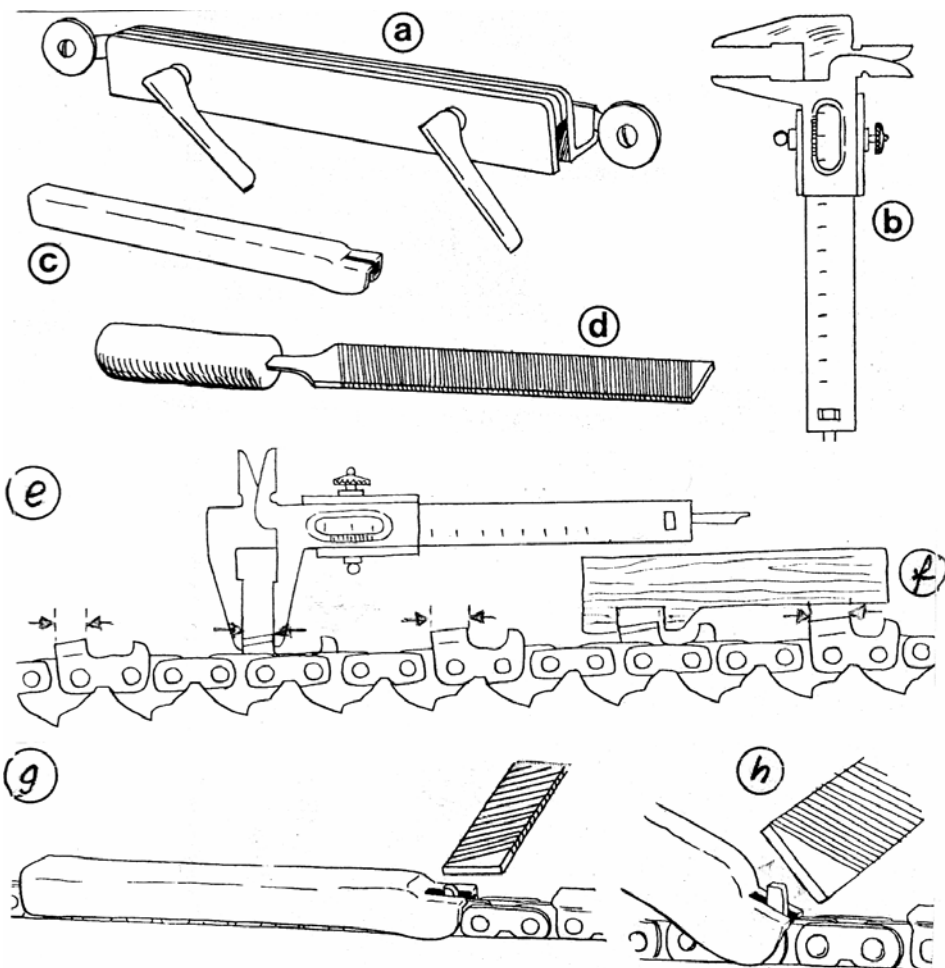
Rys. 7.2. Zrębowe narzędzia do ręcznego ostrzenia piły [Chainsaws 1980]: 1 – imadelko do prowadnicy, 2 – pilnik, 3 – przykładnica z magnesem, 4 – magnes, 5 – pilnik z prowadnicą



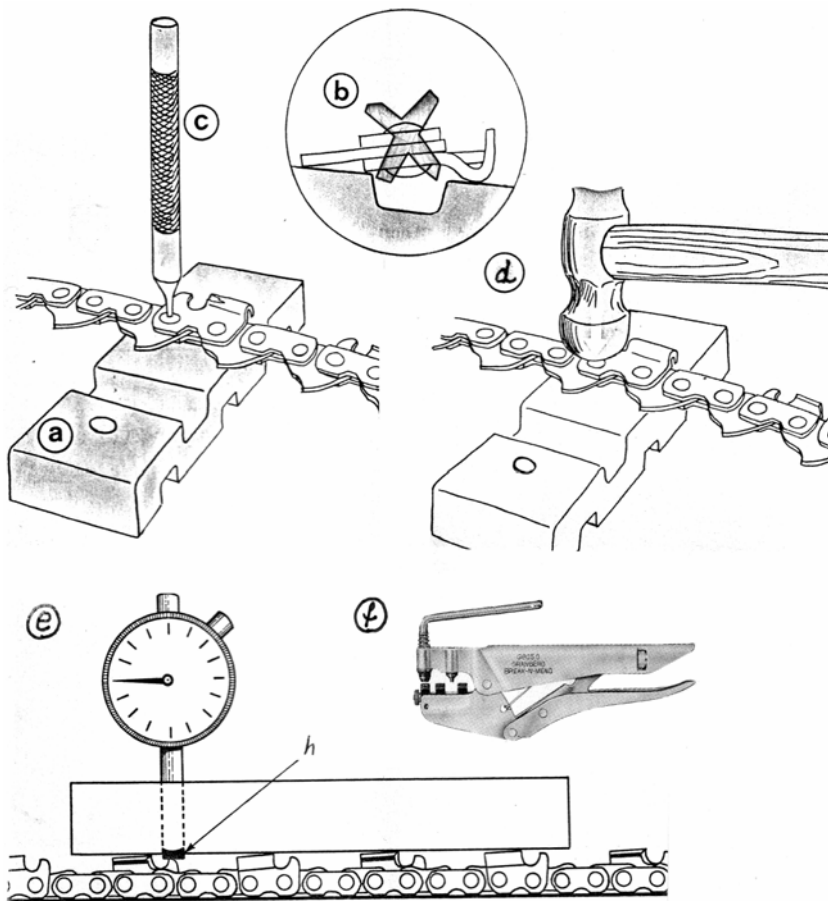
Rys. 7.3. Zwykłe wyposażenie pilarza w czasie pracy [Chainsaws 1980]: 1 – klucz uniwersalny, 2 – pilnik, 3 – imadłko, 4 – zapasowa piła, 5 – zapasowy filtr powietrza, 6 – szczotka



Rys. 7.4. Ręczne narzędzia do ostrzenia pił żłobkowych [Katalog]: a, b – kąty ostrzenia, c – pilnik Oregon z prowadnicą, d – precyzyjna prowadnica pilnika File-N-JOINT, e – przyrząd do mierzenia zniżenia ograniczników, f – prowadnica pilnika

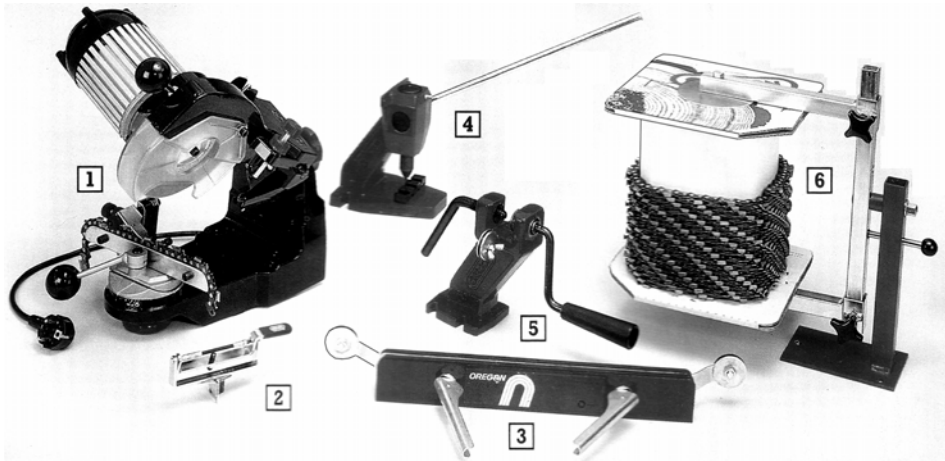


Rys. 7.5. Narzędzia do korekty uzębienia łańcuchów łańcuchowych [Chainsaws 1980]: a – imadelko, b – suwmiarka, c – przymiar do ograniczników, d – pilnik płaski, e – pomiar długości zębów suwmiarką albo przymiarem drewnianym (f), g – zniżanie ogranicznika, h – zaokrąglenie krawędzi ogranicznika



Rys. 7.6. Przyrządy do wybijania i zagławiania nitów [Chainsaws 1980]: a – podstawka do roznitowania, b – niedopuszczalne położenie ogniwa tnącego do roznitowania, c – wybijać, d – zagławianie młotkiem, e – sprawdzanie czujnikiem zegarowym wysokości zniżenia ogranicznika, f – szczypce Break-N-Mend do roznitowywania i nitowania pił łańcuchowych do 5/8"

W warsztatach stosuje się ostrzarki z silnikiem elektrycznym na 230 V. Ostrzarka Oregona „Jolly” (rys. 7.7-1) pobiera prąd 1,3 A, prędkość obrotowa jej tarczy 2800 obr/min, masa 6,1 kg. Ostrzarka ta wyposażona jest w 3 tarcze ostrzące: jedną 145x6x22 mm – do ogranicznika posuwu, drugą 145x3x22 mm – do ostrzy zębów tnących pił o podziałkach 1/4", 0,325" i trzecią 145x4x22 mm – dla pił 3/8", 0,404". Ostrzarka „Nick the Grinder” (rys. 7.8) pobiera prąd 0,11 A, ma prędkość 4900 obr/min i masę 2,2 kg. W warsztatach stosuje się dźwigniowe urządzenia do roznitowania (rys. 7.7-4) do pił o podziałkach 1/4" – 0,404", urządzenia korbowe na statywach do nitowania (rys. 7.7-5) z kompletami do tych samych pił. Na potrzeby warsztatów, po cenach hurtowych można nabyć piły łańcuchowe w rolkach po 7,5–30 m. Rolki te można umieścić w specjalny statywie (rys. 7.7-6).



Rys. 7.7. Zestaw narzędzi warsztatowych do urządzenia tnącego firmy Oregon Omark Inds. [katalog]: 1 – szlifierka do ostrzenia pił (ostrzarka), 2 – diamentowa wyrównarka profilu tarcz ostrzarki, 3 – imadelko do piły, 4 – praska do roznitowywania, 5 – niciarka, 6 – statyw do rolki piły łańcuchowej



Rys. 7.8. Ostrzarka do pił żłobkowych „Nick the Grinder” (do pił o podziałce od 1/4" do 0,404") w czasie pracy [katalog]

Diagnostyką i naprawą pilarek, z wyjątkiem drobnych napraw bieżących nie będziemy się tu zajmowali. W kursach techniki rolnej i leśnej zajmujemy się tym zwykle oddzielnie. Wspomnimy tu tylko jakie naprawy dokonuje się w pilarkach przenośnych, które zespoły są najczęściej uszkodzane awaryjnie lub uszkodzone w wyniku specyfiki pracy w lesie i jaka jest organizacyjna strona napraw.

Naprawę i diagnostykę pilarek dokonuje się zwykle w specjalnych warsztatach serwisowych, prowadzonych przez firmę produkującą pilarki lub dealerską. Część wyposażenia firmowego ma charakter uniwersalny, ale istnieje część osprzętu dostosowanego do napraw tylko oferowanego do sprzedaży zastawu firmowego. Do zestawu wyposażenia diagnostycznego silników pilarek należą:

- obrotomierze z odczytem cyfrowym,
- przyrząd do kontroli szczelności gaźnika i skrzyni korbowej,
- urządzenie do kontroli układu zapłonowego.

Do demontażu i montażu silnika niezbędny jest zestaw kluczy, ściągacz uniwersalny, ściągacz i prasa do demontażu i montażu sprzęgła, oraz koła zamachowe, ściągacz do pierścieni uszczelniających, zestawy do wymontowania i montowania wału korbowego, szczypce, klucze do sprzęgła, przymiary do zdejmowania i zakładania zabezpieczeń, oraz regulacji zapłonu, narzędzia do montażu elementów nagwintowanych, uchwyt montażowy.

Najczęstszą przyczyną uszkodzeń silnika jest niewłaściwa eksploatacja pilarki. Dotyczy to również zatarcia silnika, prowadzącego do konieczności kosztownej naprawy głównej (wymiany pary cylinder-tłok i wału korbowego wraz z łożyskami). Dzieje się to w wyniku:

- stosowania niewłaściwej benzyny i oleju i niewłaściwego ilościowego składu mieszanki paliwowej,
- złej regulacji gaźnika, prowadzącej do niewłaściwego składu mieszanki; zwłaszcza z uwagi na niedostateczne smarowanie silnika,
- złej obsługi filtra powietrza i powierzchni chłodzących silnika.

Inne, najczęstsze przyczyny niedomagań silnika, dotyczą układu zasilania; nieuszczelności gaźnika, cylindra i skrzyni korbowej, zanieczyszczenia gaźnika, złego wyregulowania gaźnika, uszkodzenia świecy zapłonowej. Często też uszkodzony jest rozrusznik pilarki w wyniku pęknięcia lub osłabienia sprężyny powrotnej, zanieczyszczenia kółka linowego, uszkodzenia zabieraka.

Niebezpieczne dla pilarka i nadmiernie obciążające silnik i piłę mogą być uszkodzenia hamulca: zużycia taśmy hamulca, pęknięcia sprężyny dźwigni hamulca, zużycia taśmy hamulca, pęknięcia sprężyny, zużycia mechanizmu uruchamiania hamulca. Niebezpieczne też są te uszkodzenia sprzęgła, które prowadzą do obrotów kółka napędowego na biegu jałowym silnika. Przyczyną tego może być zbyt słaba sprężyna, szczęk sprzęgła. Włączanie sprzęgła przy zbyt wysokiej prędkości obrotowej wału świadczyć może o zużyciu szczęk lub zatarciu się szczęk w prowadnikach, zatarciu się lub zużyciu bębna sprzęgła może być przyczyną nadmiernego hamowania piły, uszkodzenia łożyska sprzęgła i tarczy sprzęgła.

Uszkodzenia kółka napędowego piły polegają na zużyciu powierzchni zębów (rys. 8.10) i najczęściej traktowane jako zużycie naturalne. Nadmierne starcie ele-

mentów piły łańcuchowej (rys. 6.28) – ogniów prowadzących i łączących stopy i piętki ogniów tnących, bieżni i rowka prowadnicy (rys. 6.36b, c) są najczęściej wynikiem nieprawidłowego napięcia piły, niewłaściwego smarowania, nieprawidłowego naostrzenia i zniżenia ograniczników posuwu. Awaryjne zużycie się końcówki prowadnicy z kółkiem kierunkowym polegają na pęknięciu kółka, przepaleniu końcówki lub jej rozwarstwieniu spowodowane być może niewłaściwą techniką piłowania, zbyt luźną piłą, brakiem smaru w łożysku kółka.

W zespole sterującym może nieprawidłowo działać manetka gazu – w przypadku zanieczyszczeń, pękniętej sprężyny powrotnej przy gaźniku, pęknięcia manetki, niesprawnego połączenia manetki z przepustnicą. Mogą też być zużyte sprężyny i gumowe amortyzatory drgań, uszkodzony wyłącznik zapłonu. Nadmierny hałas silnika pilarki świadczy o uszkodzonym lub zużytym tłumiku.

7.3. Codzienna i okresowa obsługa pilarek

Codzienną obsługę pilarek najlepiej jest przeprowadzać w podręcznym warsztacie pilarsza, po powrocie z pracy. Na obsługę codzienną składa się kilka czynności dotyczące silnika pilarki i znacznie więcej – urządzenia tnącego. Czynności dotyczące silnika wg Więsika [2002] to:

- oczyszczenie komory gaźnikowej,
- wymiana filtra powietrza na czysty oraz umycie w detergentach i osuszenie zdemontowanego filtra używanego w danym dniu,
- oczyszczenie kanału odpowietrzającego zbiornik paliwa,
- sprawdzenie działania manetki gazu,
- sprawdzenie działania rozrusznika i stanu linki rozrusznika,
- sprawdzenie wyłącznika zapłonu,

Obsługując urządzenie tnące należy:

- odkręcić śrubę, zdjąć pokrywę sprzęgła i ją wyczyścić,
- wyczyścić urządzenie napinające,
- wyczyścić hamulec piły, sprawdzić jego działanie przy nieruchomym silniku,
- zdjąć prowadnicę i oczyścić; zwłaszcza rowek i otwory smarujące; sprawdzić ich drożność,
- nasmarować łożysko kółka kierunkowego prowadnicy,
- sprawdzić stan kółka napędowego i w razie potrzeby wymienić (obowiązywać powinna zasada, że przy zmianie kółka zmienia się też piłę),
- sprawdzić stan chwytacza piły; ewentualnie wymienić,
- sprawdzić stan piły, zwracając uwagę na pęknięcia i zużycie zębów tnących,
- zamontować urządzenie tnące; w przypadku prowadnicy symetrycznej obrócić ją o 180°, napiąć piłę, naostrzyć zęby i sprawdzić wysokość ograniczników,
- uruchomić piłę, sprawdzić smarowanie prowadnicy i czy sprzęgło się nie włącza na wolnych obrotach,
- zatrzymać piłę i sprawdzić dokręcenie śrub.

Raz na tydzień dokonujemy dodatkowo następujących czynności:

- zdejmujemy pokrywę silnika i oczyszczamy uźebrowanie cylindra,
- sprawdzamy odstęp pomiędzy elektrodami świecy,
- sprawdzamy stan amortyzatorów; zużyte amortyzatory mogą być splekane, a guma sparciała,
- sprawdzamy działanie rozrusznika i stan sprężyny powrotnej,
- smarujemy łożyska bębna sprzęgła,
- sprawdzamy tłumik; oczyszczamy siatkę przeciwiskrową tłumika, sprawdzamy stan katalizatora spalin,
- kontrolujemy stan rowka i bieżni prowadnicy, wyrównujemy krawędzie bieżni.

Co miesiąc oprócz powyższych czynności zaleca się:

- oczyścić z zewnątrz gaźnik,
- przemyć benzyną zbiornik paliwa i oleju,
- sprawdzić i ewentualnie wymienić filtr paliwa na smoku,
- sprawdzić stan sprzęgła (bęben, szczęki, sprężyny); ewentualnie naprawić,
- sprawdzić hamulec (stan dźwigni i taśmy); ewentualnie naprawić,
- sprawdzić przewody elektryczne (stan izolacji i taśmy); ewentualnie naprawić,
- sprawdzić przewody elektryczne (stan izolacji, kontakty, mocowanie na złączach).

7.4. Indywidualne środki ochrony drwala

W czasie ścinki, okrzesywania i wyrzynki drwale narażeni są na wiele szkodliwych czynników. Dotyczy to głównie drwala motorniczego, zwanego tu **pilarzem**. Do czynników tych należą: zanieczyszczenie stanowiska pracy spalinami pilarek, obciążenie dużym wysiłkiem fizycznym, narażenie na hałas i drgania pilarki, na urazy fizyczne ze strony urządzenia tnącego pilarki, pni i elementów korony pozyskiwanych drzew.

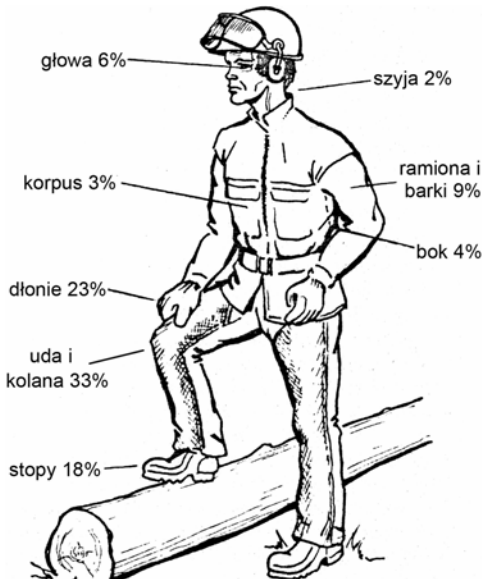
Najpoważniejszymi i najczęstszymi czynnikami chorobowymi pilarzy są drgania mechaniczne, przekazywane na pilarza w styku bezpośrednim (z uchwytów pilarki na ręce). W wyniku tzw. choroby wibracyjnej, występują zaburzenia ukrwienia rąk pilarza, nieodwracalne zmiany (zwyrodnienia) kostno-stawowe (głównie dłoni), niezłyty żołądka. Na chorobę wibracyjną zapada 35% pilarzy [Skarżyski 2002].

Halasem nazywamy drgania akustyczne o wyższej niż wibracje częstotliwości, o dowolnym charakterze akustycznym, przekazywane od ośrodka drgającego (jakim jest w naszym przypadku pilarka), za pośrednictwem powietrza na organizm pilarza; głównie do organu słuchu i odczuwane jako niepożądane, dokuczliwe i szkodliwe. Hałas upośledza słuch i może prowadzić do głuchoty, niekorzystnie oddziałuje na układ nerwowy, krążenie, oddychanie i trawienie. Cały kompleks tych zmian tak narasta z wydłużeniem się stażu pracy na stanowisku pilarza, że u pracowników ze stażem pracy 17–31 lat (średnio w wieku 50 lat) upośledzeniem słuchu objęte było 55% pilarzy, a zmianami wibracyjnymi – aż 91% [Skarżyski 2002].

Poziom hałasu współczesnych pilarek ciągle jeszcze jest za wysoki i wynosi 97–115 dB (dla pilarek Husqvarny i Stihla 100–103 dB), podczas gdy zaleca się, by nie przekraczał 85 dB. Spośród kilku parametrów wibracji (amplituda, prędkość drgań i przyspieszenie drgań) drgania pilarek najczęściej charakteryzowane są przyspieszeniami [m/s^2], za pomocą tzw. średniokwadratowej ważonej wartości przyspieszeń drgań [Więsik, Wójcik 2001]. Przyspieszenie drgań pilarek, mierzone na uchwytach waha się w granicach 3–28 m/s^2 , zależnie od marki, stanu technicznego i sposobu pracy pilarką [Sowa 1998], podczas gdy zalecane są drgania nie przekraczające w czasie zmiany roboczej wartości 2,8 m/s^2 .

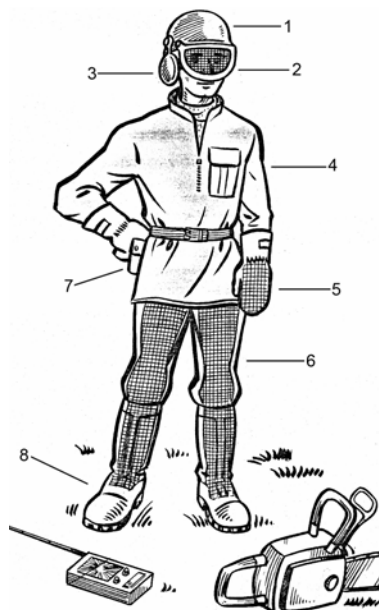
Podstawowym zaleceniem higieny i bezpieczeństwa pracy pilarką jest nieprzekraczanie **dopuszczalnego dziennego czasu pracy** pilarką, głównie z uwagi na wibracje. Czas ten jest zależny nie tylko od pilarki, ale i od rodzaju operacji i miąższości grubizny strzały drzewa. Na przykład dla pilarek Husqvarna przy wykonywaniu samej ścinki dopuszczalny dzienny czas pracy pilarką wynosi 40–65 min, przy okrzesywaniu 43–87 min, a przy wyrzynce 48–102 min [Więsik, Wójcik 2001]. Ze wzrostem przyspieszeń drgań pilarki czas ten maleje z 2 godzin do 20 minut. W zasadzie graniczne wartości drgań, powyżej których pilarka nie powinna być dopuszczona do pracy to drgania korpusu pilarki równe 150 m/s^2 , którym odpowiadają drgania na uchwytach o przyspieszeniu równym 11,2 m/s^2 [Skarżyski 2002].

Zaobserwowano pewną prawidłowość w częstości urazów pilarza, podczas głównych operacji pozyskania drewna przy pomocy pilarki. Ze statystyk skandynawskich z lat 1973–76 wynika, że najbardziej narażone są uda i kolana (33% urazów – rys. 7.9), a w dalszej kolejności: dłonie (23%), stopy (18%), barki i ramiona (9%) [Skovteknik 1979].

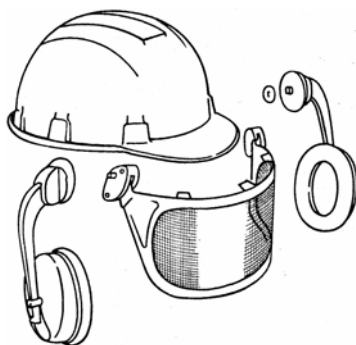


Rys. 7.9. Częstotliwość urazów przy pozyskaniu drewna pilarkami [Skovteknik 1979]

Ochronny ubiór pilarza pokazano na rysunku 7.10. Przed urazami głowy chroni pilarza kask przeciwuderzeniowy, wraz z osłoną twarzy i oczu (rys. 7.11), w jaskrawym, najczęściej pomarańczowym kolorze. Konstrukcja takiego kasku jest zgodna z polskimi i europejskimi normami. Jest on wykonany z tworzywa odpornego na uszkodzenia mechaniczne. Osłona twarzy jest wykonana z tworzywa; może być przezroczysta lub siatkowana (z siatką nylonową lub stalową). Kask jest wyposażony w szczeliny wentylacyjne i opaskę przeciwpotową ze sztucznej skóry.



Rys. 7.10. Odzież ochronna drwala [Skovteknik 1979]: 1 – kask przeciwuderzeniowy, 2 – ochrona oczu i twarzy (z siatką), 3 – ochronniki słuchu, 4 – kurtka ochronna, 5 – rękawice, 6 – spodnie (lub nogawice) z wkładkami antyprzebieciowymi, 7 – pakiet pierwszej pomocy, 8 – buty z wzmocnionymi noskami



Rys. 7.11. Kask przeciwuderzeniowy, osłona twarzy i ochronniki słuchu pilarza [katalog]

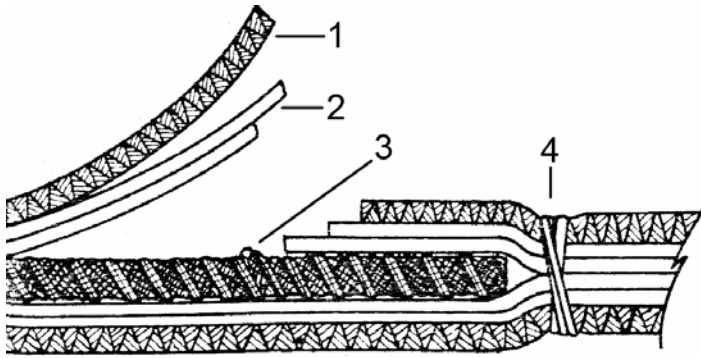
Nowoczesne ochronniki słuchu (nauszniki przeciwhałasowe) połączone są najczęściej pałąkiem (rys. 7.12), mogą być wyposażone w radio FM z możliwością łączności GSM (telefon trzyma się w kieszeni lub w torbie) w odległości do 10 m od ochronników. W wersji dla pilarzy ograniczają one wysokie i średnie natężenie dźwięku o 30–34 dB(A), a niskie o 22 dB(A).

Odzież ochronna – kurtki, spodnie (do paska lub „ogrodniczki”), nogawice zabezpieczają przed utratą ciepła i przed urazami mechanicznymi. Są przewiewne w wyniku wyposażenia w liczne zakryte otwory wentylacyjne umożliwiające wyparowanie wilgoci, a niegromadzenie się jej pod odzieżą. Wykonana jest ona z dwuwarstwowej tkaniny o dobrych właściwościach izolujących – na zewnątrz z poliamidu odpornego na zabrudzenia, działanie wody i wiatru, a od wewnątrz bawełny. W wersji dla pilarzy odzież ochronna i buty wyposażone są we wkładki antyprzepięciowe. Przykład wielowarstwowej budowy takiej wkładki pokazano na rysunku 7.13. Działanie wkładki polega na tym, że gdy piła łańcuchowa przetnie pierwszą z nylonowych warstw materiału z wkładki wyrywane zostają wiązki włókien (rys. 7.14), hamujące kółko napędowe piły, powodując jej zatrzymanie, a tym samym znaczne zmniejszenie ryzyka i wymiarów urazu. Tkanina wkładek antyprzepięciowych jest testowana i podzielona na klasy w zależności od możliwości zahamowania piły: dla odzieży – przy prędkościach piły od 20 m/s (klasa bezpieczeństwa 1), a dla butów – do 24 m/s (klasa 2) i do 28 m/s (klasa 3) [Katalog].

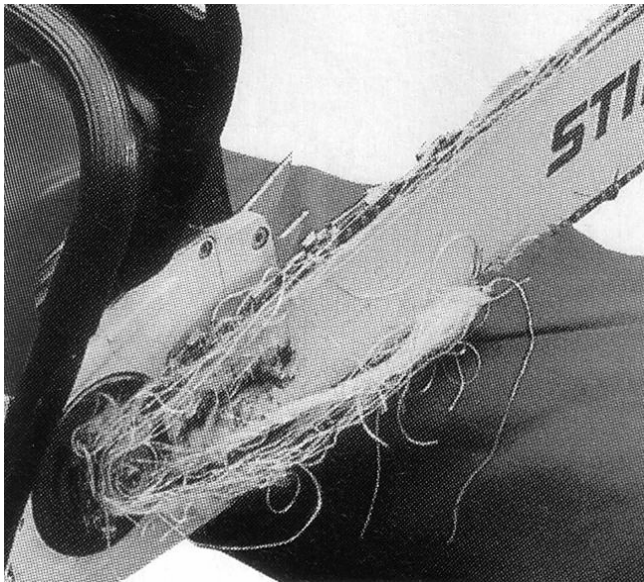
Dla pilarzy przewidziane są specjalne buty gumowe i skórzane lub z tworzyw sztucznych z wkładką antyprzepięciową lub noski stalowe, z osłoną kostki, wyściółką (wkładką ortopedyczną), profilowanymi podeszwami z głębokim bieżnikiem, ze skóry bydlęcej bez pokrycia lub z dodatkowym pokryciem poliuretanem (z uwagi na wodoszczelność).



Rys. 7.12. Ochronniki słuchu pilarza [katalog]



Rys. 7.13. Struktura wkładki antyprzebieciowej odzieży ochronnej pilarzy [katalog]:
 1 – mocny drelich bawełniany, 2 – warstwy nylonu (ballistic nylon),
 3 – pleciona taśma nylonowa, 4 – element pikowania tkaniny



Rys. 7.14. Hamowanie kółka napędowego piły włóknami wkładki antyprzebieciowej [katalog]

8. TECHNIKA PRACY PRZENOŚNĄ PIŁĄ ŁAŃCUCHOWĄ Z SILNIKIEM SPALINOWYM

8.1. Zasady bezpieczeństwa na zrębie, prace przygotowawcze

Pozyskanie drewna jest najbardziej niebezpieczną pracą w leśnictwie. Co roku na świecie dochodzi do około 10 tys. wypadków, w tym 0,2 % to wypadki śmiertelne (tab. 1.1). W latach 1960–1964 wypadki śmiertelne w leśnictwie na świecie stanowiły średnio 2,08 promila ogólnej liczby wypadków [Lindberg, Skaaret 1966]. Okres ten był znamieny dla pozyskania drewna na poziomie technicznym ręczno–maszynowym. W Polsce poziom ten do dzisiaj jest powszechny, ale cechuje się znacznie większym promilem wypadków śmiertelnych. W latach 2000–2003 wynosił on średnio 9,05 promila, a w rekordowym 2002 roku aż 14,9 promila [Internet]. Wyniki kontroli przeprowadzonej przez Państwową Inspekcję pracy w 2003 roku w nadleśnictwach LP wykazały, że w 24,7% kontrolowanych zakładach nie przeprowadzono wstępnego instruktażu, w 23,0% – nie przeprowadzono wstępnego szkolenia, 395 zakładów nie posiadało instrukcji bhp przy pozyskaniu drewna, w 61,5% zakładów było brak oceny ryzyka zawodowego i było brak środków ochrony osobistej lub stosowane były niewłaściwe środki ochrony, 147 pilarzy z 37,4 % kontrolowanych zakładów stosowało złą technikę ścinki i obalania drzew, w 4,4% prowadzono dalsze prace przy pozyskaniu drewna pomimo zawieszenia obalanego drzewa, w 19,2% prowadzono prace bez wymaganego sprzętu pomocniczego, w 26,9% zakładów pracowano pilarkami o złym stanie technicznym (77 pilarzy) [Internet]. Ta zatrważająca statystyka tłumaczy czterokrotnie większą śmiertelność niż na świecie i jest w znacznej części wynikiem braku permanentnej kontroli nad Zakładami Usług Leśnych w zakresie bhp.

Tabela 8.1

Wypadki w leśnictwie w latach 1960–1964 (oparte na statystykach światowych)
[Lindberg, Skaaret 1966]

Rok	Liczba wypadków	W tym liczba śmiertelnych
1960	9768	23
1961	10659	20
1962	10016	24
1963	8663	14
1964	8961	19
Suma:	48067	100
Przeciętna roczna:	9613	20

Ujęte w przepisach resortowych zasady pracy pilarką przy pozyskaniu drewna [Więsik 2002] można skrótowo przedstawić następująco:

1. Pozyskiwanie drewna pilarką tylko przez jednego pilarza może być prowadzone wtedy, gdy w pobliżu znajduje się druga uprawniona osoba (przynajmniej w kontakcie głosowym).
2. W warunkach normalnych pozyskanie powinno być codziennie uzgodnione z osobą nadzorującą (na początku lub pod koniec zmiany roboczej).
3. Pozyskanie drewna ze złomów i wywrotów, grubych drzew zrosniętych, dziuplastych i pochylonych, zawieszonych powinno być dokonywane pod stałym nadzorem osoby uprawnionej.
4. W **strefie niebezpiecznej** (w promieniu 5 m od miejsca pilarki) może przebywać tylko pilarz, jego pomocnik i osoba nadzorująca.
5. **Strefa zagrożenia** (urazami lub utratą zdrowia) obejmuje strefę niebezpieczną i strefę padania drzewa przy obalaniu lub pod powierzchnią drzewem zawieszonym (w odległości ok. 2 wysokości drzewa). W strefie tej również nie powinno być osób postronnych.
6. Pozyskanie drewna pilarką (zwłaszcza ścinki) nie można wykonywać:
 - bez sprawdzenia czy w strefie zagrożenia znajdują się nieuprawnione osoby i bez uprzedniego ostrzeżenia głosem o ścinie i obalaniu,
 - podczas porywistego wiatru mogącego zmienić kierunek obalania i spowodować rozszczepianie odziomka,
 - podczas intensywnych opadów atmosferycznych,
 - przy braku widoczności (w gęstej mgle i ciemnościach),
 - przy temperaturze poniżej -20°C (z uwagi na zmianę własności mechanicznych drewna ze sprężysto–ciągliwych na kruche).

Do powyższych zasad pracy pilarką przy pozyskaniu, dotyczących uniknięcia doraźnych wypadków należy dodać raz jeszcze (podrozdział 7.4) zasadę najważniejszą, dotyczącą dopuszczalnego całkowitego czasu pracy pilarką w czasie zmiany roboczej. W czasie pracy pilarka emituje drgania, przenoszące się na ręce pilarza, hałasy, spaliny. Nawet trzymanie pilarki nieuruchomionej jest dużym obciążeniem. Jak wykazały badania [Wójcik 2004], dopuszczalny dzienny czas pracy pilarką, z uwagi na drgania zależy od rodzaju operacji, miąższości drzew, masy, mocy i stanu technicznego pilarki i zawarty jest w przedziale (40; 100 (120) minut). Ze wzrostem masy pilarki dopuszczalny dzienny czas pracy maleje; dla lekkich i średnich pilarek jest on najmniejszy przy ścinie, a największy – przy wyrzynce sortymentów lub okrzesywaniu. Dla ciężkich mocnych pilarek jest niemal odwrotnie – najmniejszy dopuszczalny czas pracy pilarką przy okrzesywaniu, a największy przy ścinie. Tak więc należy pamiętać o właściwym doborze pilarki, bezwzględny przestrzeganiu dopuszczalnego czasu pracy pilarką, utrzymywaniu pilarki w dobrym stanie technicznym i używaniu przez pilarza osobistych środków ochronnych.

Zrąb powinien być odpowiednio przygotowany. Przed przystąpieniem do ścinki drzew należy:

1. Wyznaczyć i oznaczyć szlaki zrywkowe, jeżeli uprzednio nie były wykonane. W tym przypadku wykonanie szlaków dokonuje się razem z pozyskaniem drewna z powierzchni.
2. W przypadku pracy na zrębie kilku zespołów roboczych – podzielić powierzchnię cięć na działki robocze tak, by odległości miejsc pracy zespołów były większe od dwukrotnej wysokości drzew. Granice działek powinny być wyraźnie oznaczone.
3. Wyznaczyć ogólne kierunki obalania drzew, biorąc pod uwagę: metodę pozyskania drewna, nachylenie terenu, pochylenie większości drzew, przebieg szlaków operacyjnych, kierunek zrywki (rys. 8.1) i rodzaj środków zrywkowych, ochronę młodników, upraw i samosiewów. W terenach górskich zaleca się drzewa obalać na stok [Poradnik użytkownika lasu 1998], lub w dół stoku [Więsik 2002]. Pamiętać należy, że na stoku drzewa często są odchylone i ich obalanie na stok może sprawiać trudność.
4. Zapoznać drwali i osoby nadzorujące z zagrożeniami związanymi z powierzchnią cięć, kierunkiem obalania, metoda pozyskania drewna.
5. Zamknąć dla ruchu publicznego drogi i ścieżki leśne przebiegające przez powierzchnię cięć i w jej pobliżu, z podaniem na tablicach przyczyny zakazu i ustawić tablice ostrzegawcze na 100–150 m od granic powierzchni cięć. Przy zamknięciu dróg publicznych muszą być wyznaczone objazdy uzgodnione z władzami komunikacyjnymi.
6. W razie potrzeby ustawić przy powierzchni cięć schron zrębowy, odpowiednio wyposażony (zgodnie z instrukcją bhp).
7. Ustalić położenie składnic przyzrębowych, przygotować miejsce pod składnicę.
8. Oczyścić powierzchnię cięć z roślinności i przedmiotów utrudniających prace zrębowe. W przypadku zrębów zupełnych wykarczować podszyt.

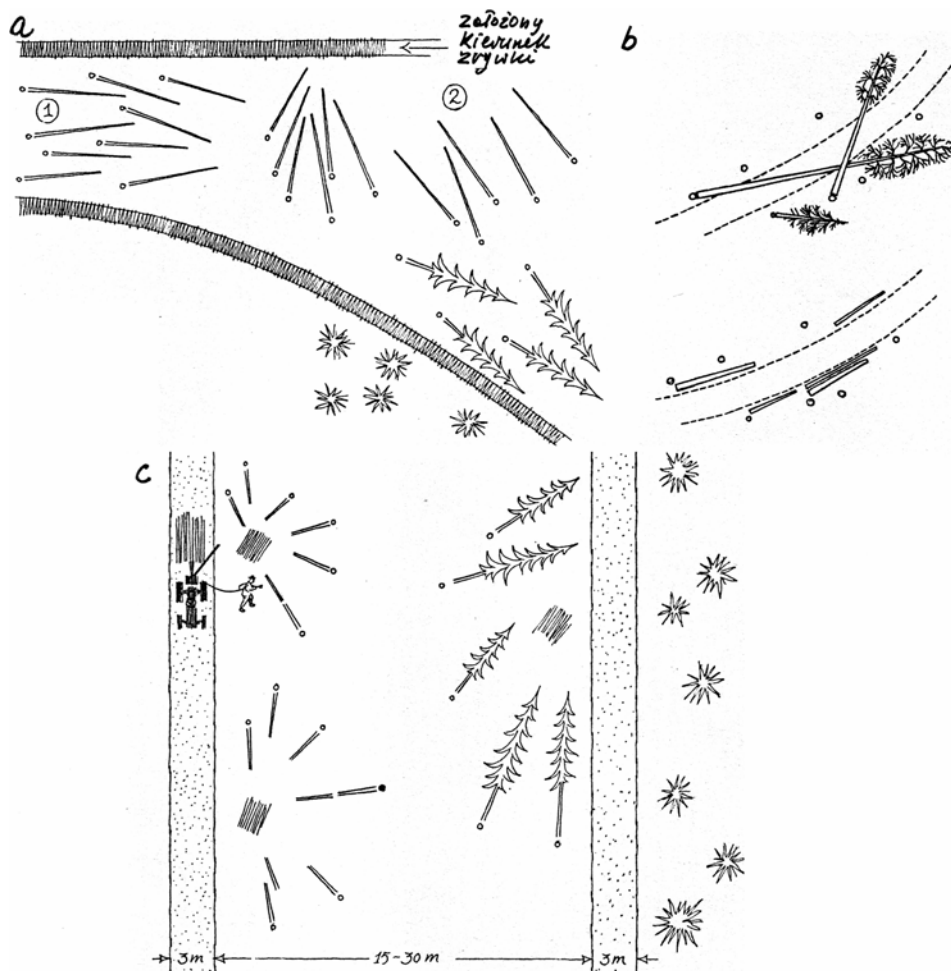
8.2. Technika ścinki i obalania drzew

Ścinkę drzew na powierzchni zaleca się [Poradnik użytkownika lasu 1998] wykonywać w następującej kolejności:

- drzewa stwarzające szczególne zagrożenie (wywroty, złomy, hubiaste),
- drzewa, które można obalić zgodnie z przyjętym kierunkiem obalania,
- pozostałe drzewa, których obalanie na przyjętym kierunku sprawiałoby trudności.

Przed przystąpieniem do ścinki należy przygotować drzewo i stanowisko robocze. Pilarz musi dokonać oceny drzew i ustalić indywidualny kierunek obalania (rys. 8.2), w miarę możliwości zgodny z ogólnym kierunkiem obalania dla całej powierzchni. Ocenic również należy konfigurację terenu, pochylenie drzewa, kształt korony (zwłaszcza jej asymetryczność). Przygotowanie stanowiska polega na oczyszczeniu okolicy drzewa przeznaczonego na ścięcie z gałęzi leżących i ro-

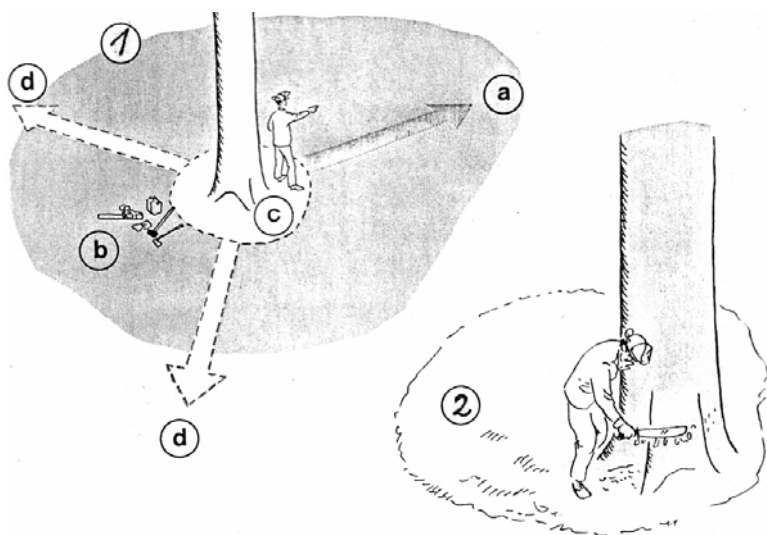
snących do wysokości barków pilarza, usunięciu runa wokół pnia, ustaleniu i oczyszczeniu ścieżek oddalania (rys. 8.3) na odległość co najmniej 5 m, odrzuceniu śniegu z otoczenia drzewa i ścieżek, skruszenia lodu wokół drzewa. Ścieżki oddalania powinny być poprowadzone pod kątem około 135° do kierunku obalania, a w terenie górskim na bok (równoległe do warstwic). Narzędzia pilarza powinny być odsunięte na bok.



Rys. 8.1. Kierunki obalania drzew, ze względu na dalsze operacje pozyskania drewna [Jachwitz 1967]: a – kierunek do szlaku zrywkowego: 1 – odziomkiem, 2 – czubem, b – kierunek równoległe do szlaku, c – promieniowo do miejsca gromadzenia drewna stosowego



Rys. 8.2. Ocena warunków ścinki do wyboru wariantu i indywidualnego kierunku obalania [Lindberg, Skaaret 1966]



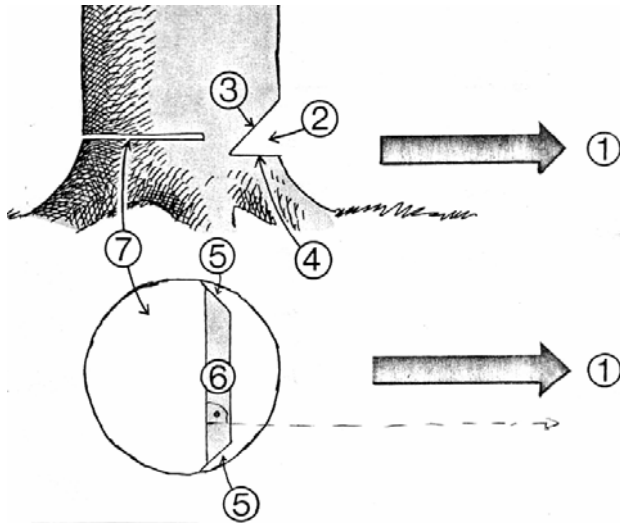
Rys. 8.3. Przygotowanie stanowiska do ścinki (1) i oczyszczenie odziomka pnia (2) [Chainsaws 1980]: a – obranie kierunku obalania, d – ustalenie kierunków oddalania, b – usunięcie narzędzi, c – oczyszczenie miejsca wokół drzewa

Ogólnie w czasie ścinki drzew rozróżnić możemy kilka faz: odcięcie napływów korzeniowych, wykonanie podcicia, wykonanie rzazu ścinającego (obalającego), obalenie drzewa przez jego pochylenie przy pomocy klinów, tyczek kierun-

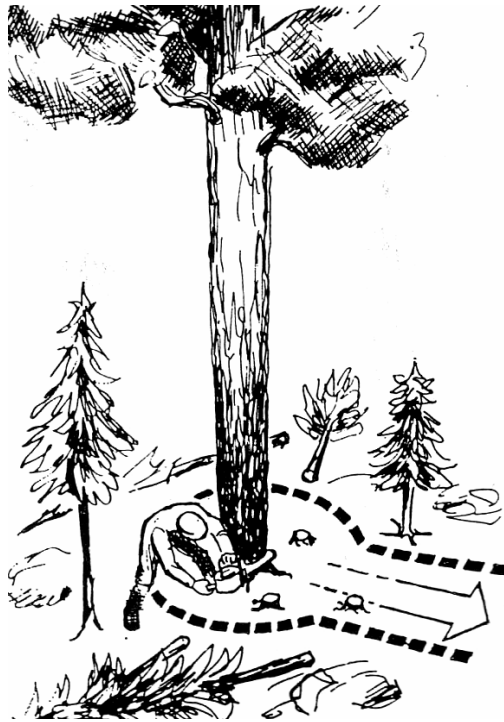
kowych. W przypadku zawieszenia drzewa na koronach drzew sąsiednich konieczne jest jeszcze ściągnięcie drzewa z pniaka i odciągnięcie do tyłu lub jego obrót, aż do spowodowania jego obalenia.

Ogólne zasady ścinki i obalania typowych drzew, oprócz tych, które już wcześniej wymieniono, podane w skrótovej formie, są następujące:

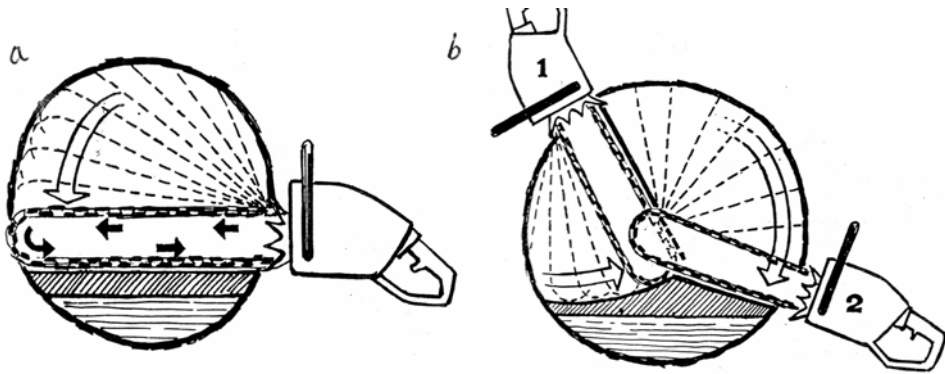
1. Nie wolno podchodzić do drzew zawieszonych na urządzeniach elektrycznych bez wyłączenia, ani ścinać drzew, które mogą dotrzeć tych urządzeń, bez nadzoru właściciela urządzeń.
2. Ścinkę i obalanie drzew o średnicy w miejscu cięcia mniejszej niż 20 cm można wykonać pilarką bez sprzętu pomocniczego jednym rzazem poziomym podcinającym i jednym rzazem ścinającym.
3. Rzaz podcinający powinien być wykonany jak najniżej, aby wysokość pniaka nie była większa niż 1/4 jego średnicy. Głębokość rzazu podcinającego wynosi najczęściej od 1/4 do 1/3 średnicy pnia.
4. Ścinkę i obalanie drzew grubszych; o średnicy w miejscu cięcia większej niż 20 cm należy wykonać pilarką przy pomocy sprzętu pomocniczego do ukierunkowania obalania (dźwigni, klinów, tyczek kierunkowych). Podcięcie wykonuje się dwoma rzazami poziomymi z wybicciem płyty albo jednym rzazem skośnym, a drugim poziomym (tzw. **podcięcie klinowe**) – rys. 8.4; dno rzazów podcinających powinno być prostopadłe do kierunku obalania (rys. 8.5).
5. Rzaz ścinający powinien być poprowadzony w płaszczyźnie normalnej do osi pnia, powyżej dolnej płaszczyzny rzazu podcinającego (2,5–5 cm). Podczas wykonywania rzazu ścinającego należy pozostawić niedociętą część pnia – zwaną **niedopiłem** albo **zawiasą** o szerokości równej 1/10 średnicy pnia w miejscu cięcia.
6. Pod koniec rzazu ścinającego niedopił nie może być podcięty do końca z jednej strony, by zawiasa była na całej długości prostopadła do kierunku obalania, a drzewo nie obróciło się na pniu w niepożądaną stronę.
7. Rzaz ścinający należy w miarę możliwości wykonywać ruchem wahadłowym (rys. 8.6), nie wykonując bez potrzeby rzazu sztyletowego; co jest możliwe przy drzewach o średnicy w miejscu cięcia nie przekraczającej podwójnej użytecznej długości prowadnicy. Dalsze uwagi dotyczące ścinki drzew grubszych od 20 cm zilustrowano na rysunku 8.7.
8. Ścinkę drzew grubych i z napływami korzeniowymi, o średnicy w miejscu cięcia przekraczającej dwukrotną użyteczną długość prowadnicy, należy rozpocząć od oceny wpływu napływów na przebieg ścinki i obalania. W razie konieczności, przeszkadzające napływy należy ściąć pionowymi i poziomymi rzazami (rys. 8.8). Wyjątkowo duże napływy mogą wymusić kierunek obalania (rys. 8.9);
9. Przy wykonywaniu cięcia sztyletowego należy pamiętać o odbijaniu prowadnicy. Sposób rozpoczynania tego cięcia pokazano na rysunku 8.10;
10. Przy ścinie drzew typowych kierunek oddziaływania narzędzi pomocniczych powinien być zgodny z kierunkiem obalania (prostopadły do zawiasy – rys. 8.11).



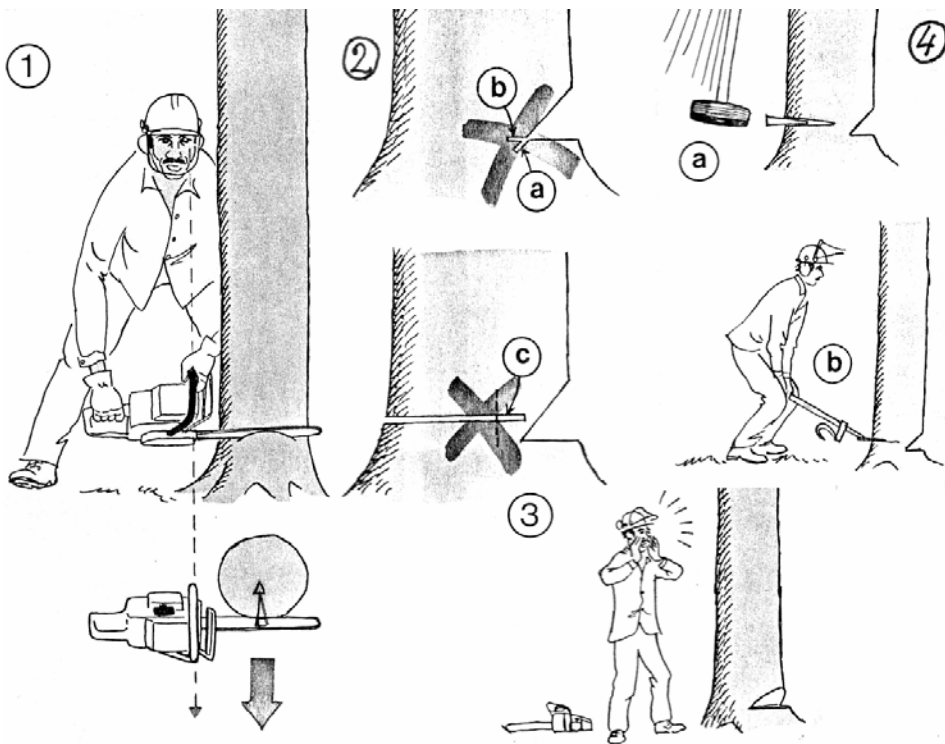
Rys. 8.4. Ścinka drzew grubszych (o średnicy powyżej 20 cm) [Chainsaws 1980]:
 1 – kierunek obalania, 2 – podcięcie klinowe, 3 – skośny rżaz podcięcia, 4 – poziomy rżaz podcięcia, 5 – boczne nacięcia skracające niedopił (w przypadku drzew podatnych na pęknięcie odziomka), 6 – niedopił (zawiasa), 7 – rżaz ścinający (obalający)



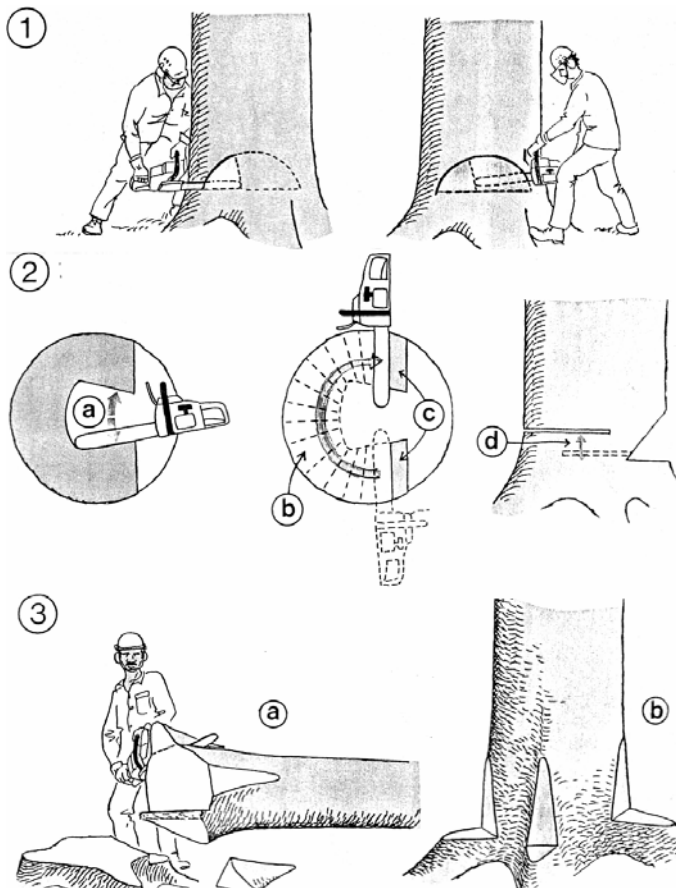
Rys. 8.5. Wykonywanie podcięcia [Lindberg, Skaaret 1966]



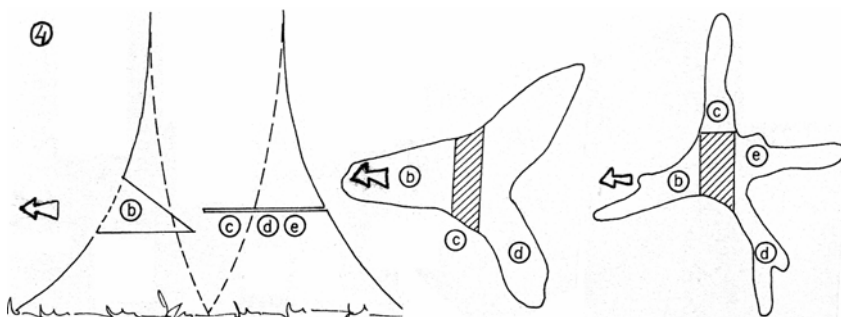
Rys. 8.6. Wykonywanie rzałów ścinających [Lindberg, Skaaret 1966]: a – przy średnicy drzewa nie przekraczającej użytecznej długości prowadnicy, b – przy średnicy nie przekraczającej podwójnej użytecznej długości prowadnicy



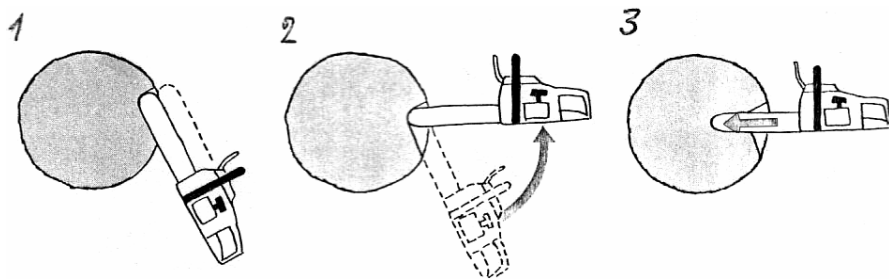
Rys. 8.7. Uwagi do ścinki grubszych drzew [Chainsaws 1980]: 1 – podcięcie wykonuje się stojąc przodem do kierunku obalania, 2 – nieprawidłowe podcięcie (a, b) i rzał ścinający (c), 3 – po wykonaniu podęcia należy uprzedzić głośno o obalaniu, 4 – obalanie za pomocą klina (a) lub dźwigni



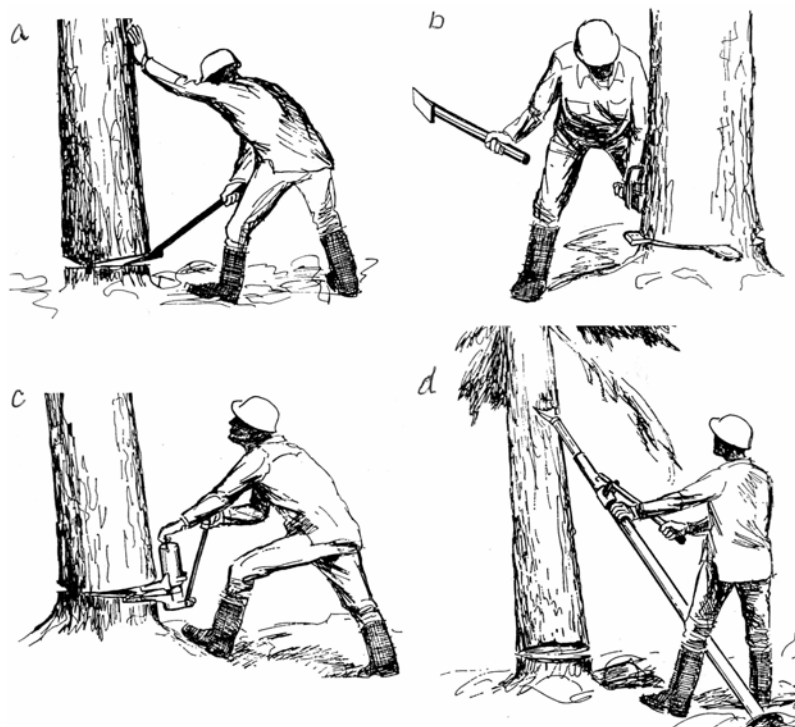
Rys. 8.8. Ścinka drzew grubych i z napływami korzeniowymi [Chainsaws 1980]: 1 – wykonanie podcięcia, 2 – wykonanie rzażu ścinającego: a – rozpoczęcie rzażem sercowym cięciem sztyletowym, b – rzaż obwodowy rozpoczęty cięciem sztyletowym, c – niedopił, różnica poziomów podcięcia i rzażu ścinającego; 3 – odcinanie napływów korzeniowych: a – na ściętym drzewie, b – przed wykonaniem ścinki



Rys. 8.9. Obieranie kierunku obalania z uwagi na napływy korzeniowe [Jachwitz 1967]



Rys. 8.10. Kolejność wykonywania cięcia sztyletowego [Chainsaws 1980]



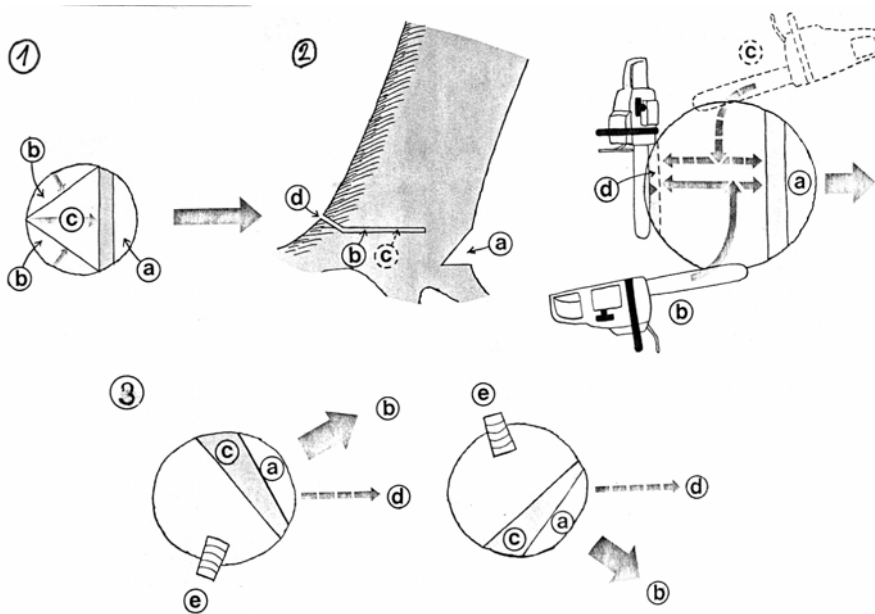
Rys. 8.11. Obalanie drzewa przy pomocy ręcznych narzędzi [Lindberg, Skaarek 1966]:

- a – przy pomocy dźwigni, b – klina (pobijanego najczęściej obuchem siekiery),
- c – podnośnika (klina hydraulicznego), d – tyczki kierunkowej

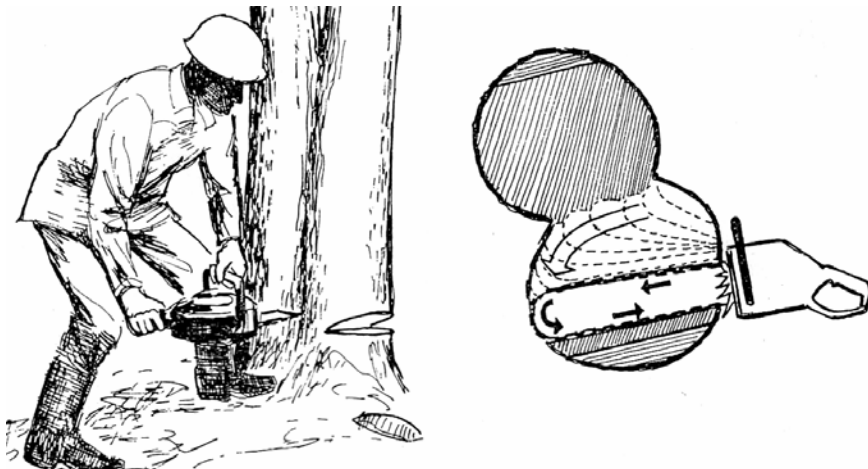
Przy ścinie i obalaniu drzewa silnie pochylonego istnieje możliwość rozłupania pnia. To samo uszkodzenie może nastąpić w wyniku ścinki przy bardzo silnym wietrze działającym na kierunku obalania. Technikę ścinki zapobiegającą rozłupaniu odziomka pokazano na rysunku 8.12. Przy cienkich drzewach, po dokonaniu podcięcia, rżaz ścinający dzieli się na 3 sekcje – dwie boczne tnie się najpierw, a trzecią środkową na końcu. Przy grubych drzewach podcięcie nie powinno przekraczać 1/4 średnicy pnia w miejscu przy wykonywaniu podcięcia. Rżaz ścinający

rozpoczyna się od cięcia sztyletowego z jednego boku. Przy grubszych drzewach cięcie takie dokonuje się i z drugiego boku. Niedopił zabezpieczający rozłupaniu (tzw. listwę podtrzymującą) tnie się na końcu. Drzewo pochylone można obalać w kierunku odchylnym od kierunku pochylenia o 30°. W tym przypadku podcięcie powinno być wykonane prostopadłe do kierunku obalania, ale niedopił powinien być cieńszy od strony pochylenia drzewa, a grubszy – ze strony, na którą drzewo zamierzamy obalić. Dodatkowo klin umieszczony powinien być od strony pochylenia, by pomóc w uzyskaniu zamierzonego kierunku obalania. Pamiętać należy, że w zasadzie drzewa silnie pochylone obala się w kierunku pochylenia. Ścinka lekko pochylonego drzewa na kierunek przeciwny do pochylenia lub pionowego na kierunek przeciwny do kierunku wiatru wymaga dokonania dobrego podcięcia, pozostawienia właściwego niedopiłu i użycia dźwigni lub klina.

Drzewa podwójne lub o większej liczbie pni ścinamy, traktując każdy pień jak oddzielne drzewo, dobierając indywidualnie sposób ścinki. Pnie ścina się kolejno, rozpoczynając od najłatwiejszego do ścinki (rys. 8.13). Drzewo rozwidlone od wysokości mniejszej niż 1,3 m rozcinamy razem pionowym na drzewa podwójne. Przy rozwidleniu rozpoczynającym się powyżej 1,3 m należy wszystkie pnie, możliwe wysoko, opasać razem i ścinać jak pojedyncze drzewo. Obalać należy w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wyznaczonej przez pnie o największej masie.



Rys. 8.12. Technika ścinki drzewa pochylonego, zapobiegająca rozłupaniu odziomka drzewa [Chainsaws 1980]: 1 – cienkiego, pochylonego na kierunku obalania, a – podcięcie, b – sekcje boczne rzazu ścinającego, c – sekcja środkowa rzazu ścinającego; 2 – grubego, pochylonego na kierunku obalania; a – podcięcie, b, c – rzazy ścinające rozpoczynane cięciami sztyletowymi, d – listwa podtrzymująca; 3 – obalanie drzewa pod kątem do kierunku pochylenia: a – podcięcie, b – kierunek obalania, c – niedopił, d – kierunek pochylenia drzewa, e – klin



Rys. 8.13. Ścinanie drzewa podwójnego [Lindberg, Skaaret 1966]

Przy ścinie **drzew zmurszałych i dziuplastych**, obok ogólnych, uwzględnia się następujące zasady:

- przy widocznym miejscu występowania grzyba lub dziupli podcięcie wykonuje się od ich strony,
- podejrzewając wystąpienie murszu i dziupli w środku pnia, podcięcie wykonuje się na taką głębokość, by niedopił był położony w drewnie zdrowym (rys. 8.14); kliny obalające wbija się na kierunkach równoległych do kierunku obalania.

Sz szczególnie niebezpieczne jest pozyskanie drewna z drzew złamanych w wyniku okiści (śniegołomów), silnego wiatru (wiatrołomów), nieumiejętnej ścinki drzew sąsiednich (złomów zrębowych). Niebezpieczne są też wiatrowały; zwłaszcza przy częściowo naderwanym systemie korzeniowym. Technika ścinki takich drzew zależna jest od rodzaju złamania. Ścinka prowadzona jest zwykle przez dwie osoby, z których jedna spełnia rolę pomocnika i obserwatora.

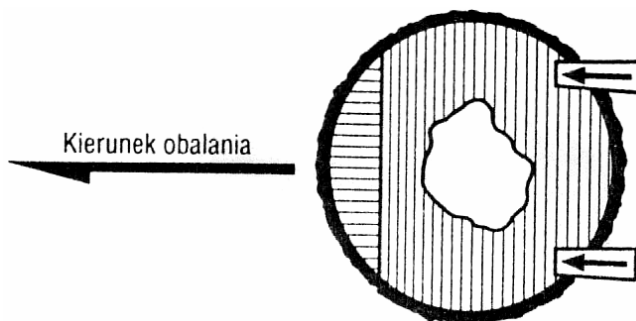
Odrębnym, trudnym zadaniem jest **ściągnięcie drzew zawieszonych**. Drzewa takie stanowią duże zagrożenie i powinny być jak najszybciej obalone. Wyróżnia się sześć rodzajów zawieszania drzew [Więsik 2002]:

- **czołowe**, gdy drzewo zawieszone jest oparte całą koroną o koronę drzewa stojącego,
- **czołowe przednie**; przy oparciu się drzewa koroną o pień drzewa stojącego poniżej jego korony,
- **czołowe tylne**, przy oparciu się drzewa pniem o koronę drzewa stojącego,
- **boczne**, przy oparciu się drzewa gałęziami o pień lub dolną część korony drzewa stojącego,
- **widlaste**, przy wpadnięciu drzewa w rozwidlenie konarów drzewa stojącego,
- **kleszczowe**, gdy ścinane drzewo wpadnie między dwa drzewa stojące prawie w jednej linii na kierunku obalania.

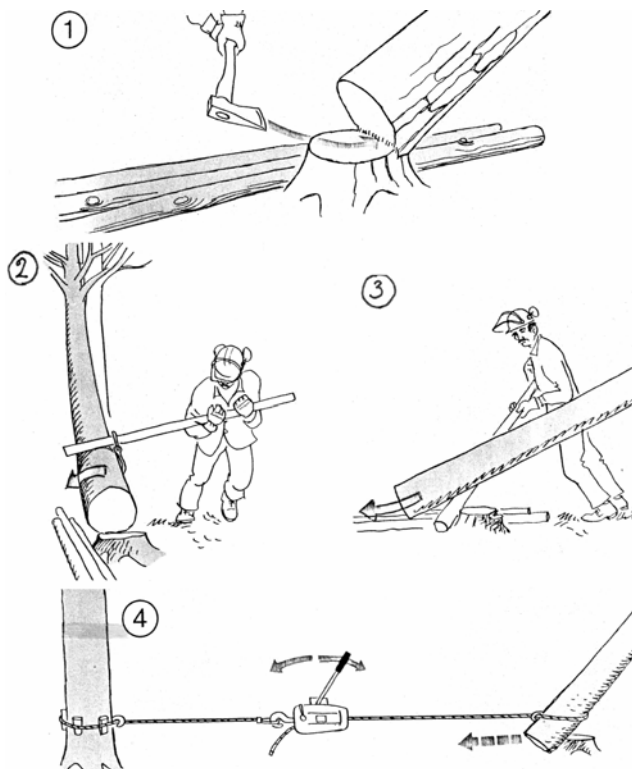
Jeżeli drzewo zawieszane nie zerwało zawiasy, należy najpierw przeciąć siekierą zawiasę (rys. 8.15–1). Drzewa cienkie; o średnicy w miejscu cięcia nie przekraczającej 20 cm, należy odciągnąć od pniaka ręcznie lub za pomocą draga, przy zawieszaniach czołowych odciąga się je za pomocą dwóch dragów, w sposób podany na rysunku 8.16. Jeszcze grubsze drzewa ściągamy za pomocą ciągnika, lub wciągarki (rys. 8.15–4). Przy zawieszaniach bocznych często wystarczy obrócić drzewo za pomocą obracaka (rys. 8.15–2). Do ściągnięcia drzew zawieszonych widlasto należy stosować wyłącznie wciągarki i ciągniki.

Błędy przy ścinie i wyniki z nich uszkodzenia drewna przy ścinie zilustrowano na rysunkach 8.17 i 8.18. Stratę drewna powoduje pozostawienie za wysokiego pniaka, wyrwanie włókien drzewnych z odziomka na szerokości niedopiłu (powstaje wtedy tzw. „broda”) spowodowane niedostatecznym podcięciem, lub złym poziomem rzazów – podcinającego i ścinającego, rozłupanie pnia spowodowane zbyt małym podcięciem lub złą techniką ścinki drzew pochylonych. Przy obalaniu pnie drzew mogą ulec złamaniom, padając na wgłębienie (rys. 8.18–1), wystające skały (rys. 8.18–2) lub pnie drzew uprzednio powalonych (rys. 8.18–3). Uniknięcie tych uszkodzeń jest często możliwe przez odpowiedni dobór kierunku obalania przez pilarza, pamiętając, że nawet pochylone drzewa można obalać w kierunku $\pm 30^\circ$ różnym od pochylenia; oraz przez uporządkowane obalanie – w jednym kierunku po uprzednim usunięciu (wyróbce) wcześniej ściętych drzew.

Pozostawienie za wysokiego pniaka jest usprawiedliwione tylko w specjalnych przypadkach – zgnilizny pnia, niebezpiecznego kształtu pnia, napływów korzeniowych, zrostów pni itp. Pniak powinien być możliwie jak najniższy również z uwagi na zrywkę drewna i odnowienie lasu.



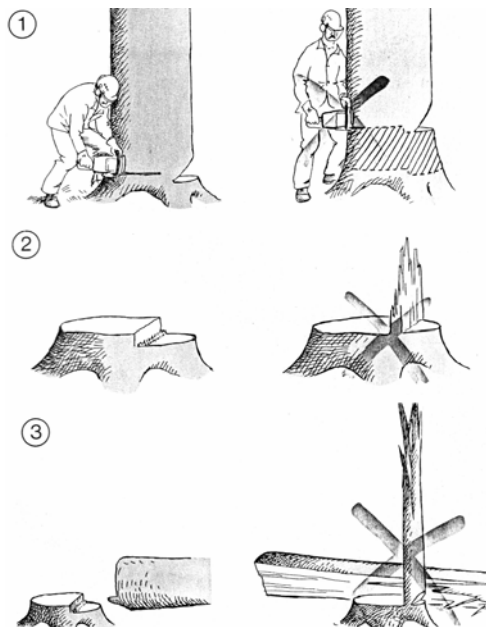
Rys. 8.14. Ścinka drzewa ze środkowym marszem lub dziuplą [Więsik 2002]



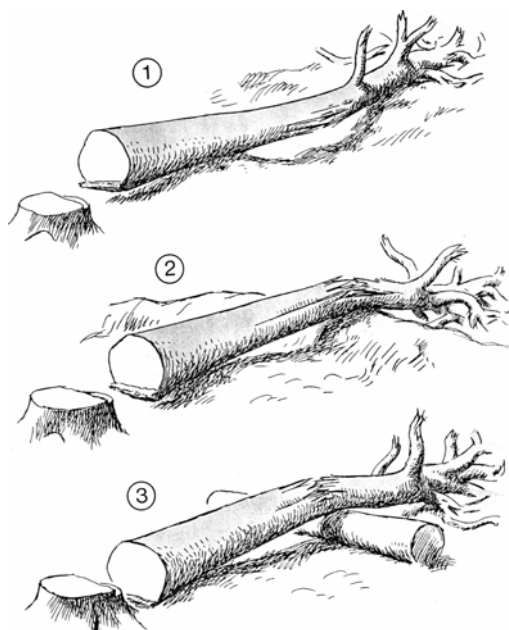
Rys. 8.15. Ściąganie małych drzew zawieszonych [Chain saws 1980]: 1 – docięcie siekierą niedopiłu, 2 – obrót drzewa przy zawieszeniu bocznym, 3 – odciąganie drzewa przy użyciu drążka, 4 – odciąganie drzewa przy użyciu ściągacza linowego



Rys. 8.16. Ściąganie drzew o miąższości do 0,5 m³ [Chainsaws 1980]: a – za pomocą dwukółki zrywkowej, b – za pomocą dwóch drążków; jednego użytego jak prowadnicę (1), a drugiego – jak dźwignię (2)



Rys. 8.17. Błędy przy ścince [Chainsaws 1980]: 1 – za wysoki pniak, 2 – „broda” wyrwana z czoła odziomka, 3 – rozszczępienie pnia



Rys. 8.18. Uszkodzenia pni drzew przy obalaniu [Chainsaws 1980]: 1 – przy upadku na wgłębienie terenu, 2 – przy upadku na skały, 3 – przy upadku na uprzednio ścięte drzewa

8.3. Technika okrzesywania drzew pilarką

Pozbawienie pnia drzewa gałęzi i sęków, zwane **okrzesianiem** na poziomie ręcznym i ręczno–maszynowym można wykonać siekierą, tasakiem, łopatką i pilarką. Trzech pierwszych narzędzi używa się zwykle przy okrzesywaniu cienkich drzew, o gałęziach grubości do 5 cm przy nasadzie. Przy grubszych gałęziach znacznie większą wydajność okrzesywania osiąga się za pomocą pilarki.

Wyróżnia się 4 klasy jakości okrzesywania w zależności od długości nasad gałęzi pozostawionych po okrzesywaniu:

- okrzesywanie bardzo dobre – równo z powierzchnią drewna,
- okrzesywanie dobre – pozostawione są sęki i nasady gałęzi o długości do 3 cm,
- okrzesywanie dostateczne (pozostawione są sęki i nasady gałęzi do 5 cm długości),
- okrzesywanie zgrubne (odcięte są tylko ugięte lub ulistnione części gałęzi).

Ogólne zasady okrzesywania pilarką [Poradnik użytkownika lasu 1998], podane w skróconej formie, są następujące:

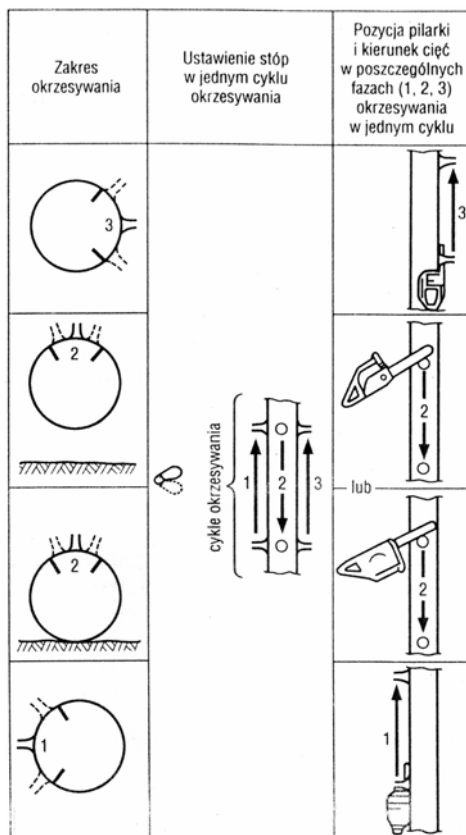
1. Jedno drzewo powinno być okrzesywane tylko przez jednego robotnika.
2. Za wyjątkiem przypadków usuwania wiatrowałów i wywrotów, okrzesywać należy drzewa leżące po upewnieniu się, że mają stabilną pozycję.
3. Jeżeli zachodzi potrzeba, należy zabezpieczyć drzewo przed przemieszczeniem, odrzucić przeszkadzające w czasie okrzesywania gałęzie,
4. Drzewo obalone w dół stoku należy okrzesywać od odziomka, obalone wzdłuż warstwy – okrzesywać przemieszczając się powyżej niego, obalone w górę stoku – okrzesywać od wierzchołka.
5. Nie okrzesywać nie całkiem widocznych gałęzi; np. przysypanych śniegiem.
6. Podczas okrzesywania nie opierać stopy o drzewo, nie stawać na drzewie lub siadać na pniu okrakiem.
7. Nie okrzesywać gałęzi naprężonych; usunięcie naprężenia dokonuje się, skracając gałąź w połowie wygięcia.
8. Przy okrzesywaniu drzew grubych należy stać po tej samej stronie, po której znajduje się odcinana gałąź.

Okrzesywania dokonujemy najczęściej jedną z trzech technik: wahadłową, dźwigniową trójfazową i dźwigniową sześćfazową. **Technika wahadłowa** (rys. 8.19) stosowana jest najczęściej w młodych drzewostanach świerkowych (o drzewach z cienkimi gałązkami, gęstych okółkach, położonych blisko siebie). Technika ta składa się z trzech cykli: drwał znajduje się po lewej stronie pnia i w pierwszym cyklu odcina górną stroną prowadnicy boczne gałęzie po swojej stronie z kilku okółków, posuwając się naprzód 80–100 cm. W drugim cyklu, zawracając, górną stroną prowadnicy obcina gałęzie na górnej części pnia. W trzecim cyklu znowu posuwa się do przodu, odcinając górną stroną prowadnicy gałęzie z prawego boku pnia.

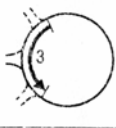
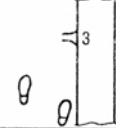
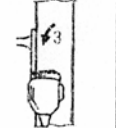

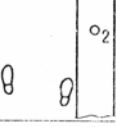
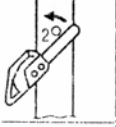

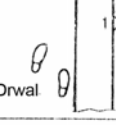
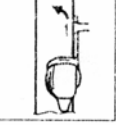
Technika dźwigniowa cechuje się nadawaniem posuwu prowadnicy ruchem dźwigniowym prowadnicy. **Technika dźwigniowa trójfazowa** stosowana jest najczęściej przy dużych odległościach między okółkami (powyżej półtorej długości

przewadnicy). W technice tej na cykl składa się obcięcie wszystkich dostępnych gałęzi z jednego okółka. W pierwszej fazie cyklu, stojąc z lewej strony pnia, obcinamy gałęzie z prawego boku pnia (rys. 8.20) górną stroną prowadnicy, w drugiej fazie obcinamy gałąź górną okółka po ułożeniu prowadnicy płasko na pniu, w trzeciej fazie obcinamy gałęzie z lewej strony pnia dolną stroną prowadnicy.

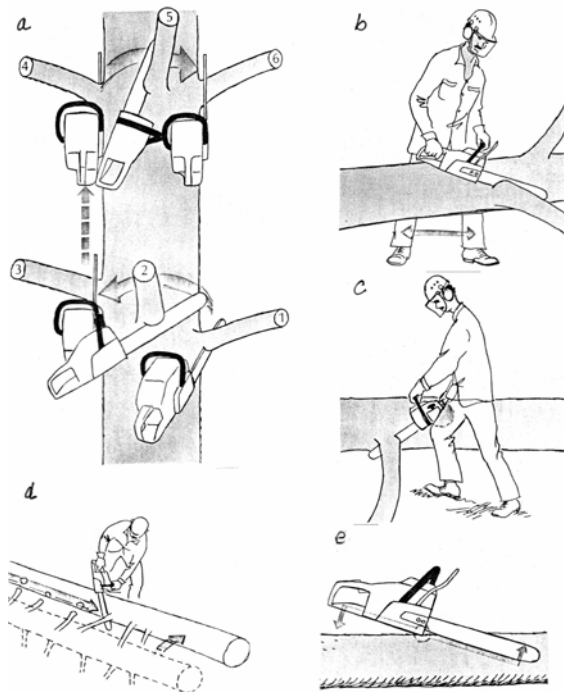
Technikę dźwigniową sześciofazową (rys. 8.21) stosujemy do okrzesywania średnich drzew iglastych przy mniejszej niż poprzednio odległości między okółkami. We wszystkich metodach okrzesywania może wystąpić dodatkowa faza, jeżeli istnieją możliwości odcinania gałęzi przylegających do ziemi. W dalszej kolejności drzewo należy obrócić obracakiem tak, by gałęzie nie odcięte były z boku pnia i je odciąć (rys. 8.21d).



Rys. 8.19. Wahadłowa technika okrzesywania drzewa [Poradnik użytkownika lasu 1998]:
1–3 – kolejność cięć

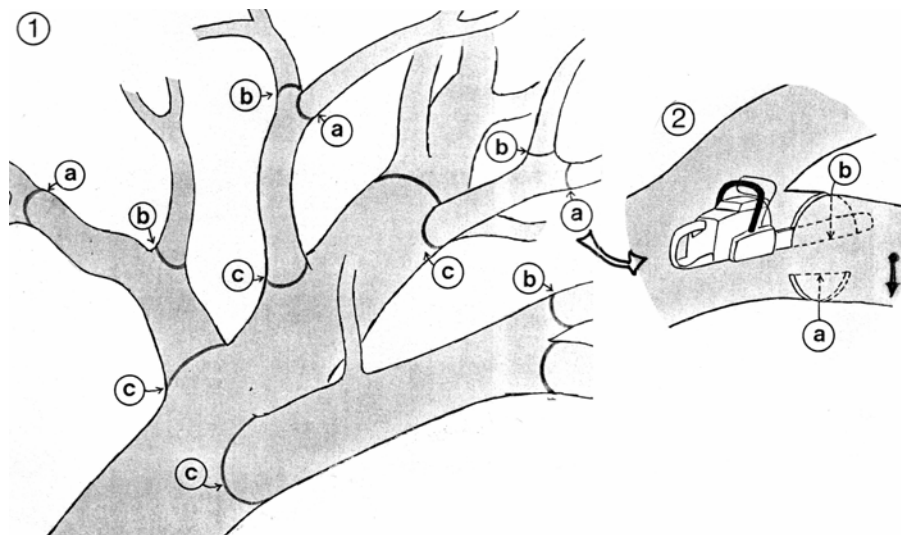
Zakres okrzyszowania	Ustawienie stóp	Pozycja pilarki i kierunek cięć w jednym cyklu
		
		
		

Rys. 8.20. Dźwigniowa trójfazowa technika okrzyszowania drzewa [Poradnik użytkownika lasu 1998]: 1-3 – kolejność faz

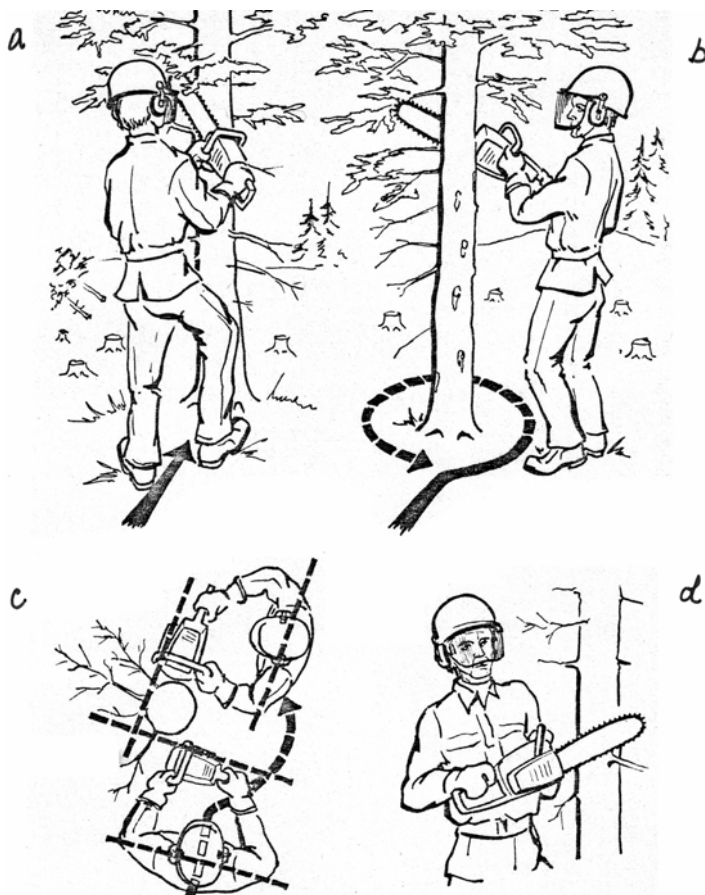


Rys. 8.21. Dźwigniowa sześćfazowa technika okrzyszowania średnich drzew iglastych [Chain saws 1980]: a – kolejność cięć, b – stanie w stabilnej pozycji, w miarę możliwości za pniem, c – odcinanie gałęzi przy oparciu pilarki o udo, d – odcinanie pozostałych gałęzi po obróceniu pnia, e – użycie ciężaru piły do wywarcia siły nacisku na prowadnicę.

Opisane wyżej techniki okrzyszowania dotyczą właściwie drzew wytwarzających strzałę. W przypadku drzew nie wytwarzających strzały, o krótkim pniu i grubych konarach podstawową zasadą jest kilkustopniowe przecinanie gałęzi, zanim odetnie się je przy pniu (rys. 8.22). Zwracać też należy uwagę, która strona odcinanej gałęzi jest naprężona. Przecięcie dzieli się wtedy na dwie fazy – podcięcie od strony włókien ściskanych i docięcie od strony włókien rozciąganych. Pilarką dokonywane jest też podkrzesywanie pni drzew stojących. Zasady tego podkrzesywania zilustrowano na rys. 8.23.



Rys. 8.22. Okrzyszowanie liściastych i dużych iglastych [Chain saws 1980]: 1 – należy odcinać gałęzie w kilku częściach; przy niebezpieczeństwie pęknięć i odłamań – poczynając od cieńszego końca gałęzi – w kolejności a, b, c... 2 – w zależności od naprężenia gałęzi należy podcięcie wykonać od góry lub od dołu, a docięcie ze strony przeciwnej, na rysunku – podcięcie (a), docięcie (b)



Rys. 8.23. Technika podkrzesywania pnia pilarką [Nedkvitne, Arversen 1978]: a, b – należy zachować jeden kierunek obchodzenia pnia przy podkrzesywaniu; z jednego miejsca rozpoczynać należy odcinanie gałęzi od góry. Prowadnicę należy trzymać równoległe do barków (c), oddzielając się od piły łańcuchowej pniem i silnikiem, a pilarkę w miarę możliwości utrzymywać na podkurczonych rękach (d)

8.4. Technika przerzynki pni drzew pilarką

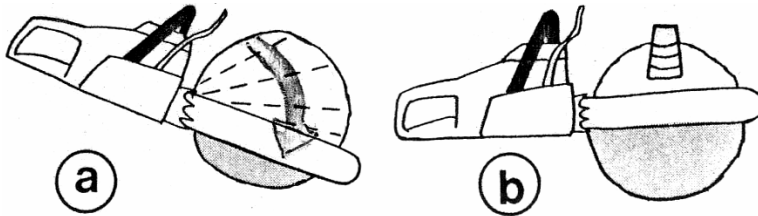
Przed przystąpieniem do przerzynki drzew należy sprawdzić, czy drewno nie będzie mogło po przerzynce się stoczyć lub przesunąć. Należy je przed tym stoczeniem zabezpieczyć albo przynajmniej przerzynać od strony przeciwnej. Należy też uprzątnąć gałęzie i śnieg z miejsca przerzynki, a w przypadku konieczności rządu od dołu zrobić wolne miejsce pod pniem. Technika przerzynki zależy od grubości drzewa i położenia stref rozciąganych i ściskanych na przerzynanym przekroju. Przerzynka drewna cienkiego nie naprężonego, o średnicy mniejszej od użytecznej długości prowadnicy, wykonywana jest jednym cięciem ruchem wahadłowym lub postępowym prowadnicy (rys. 8.24). Przerzynki pni grubszych nie naprężonych, o

średnicy mniejszej od podwójnej długości prowadnicy, wykonuje się dzieląc rzaz na sekcje, ewentualnie zabezpieczając się klinami (rys. 8.25).

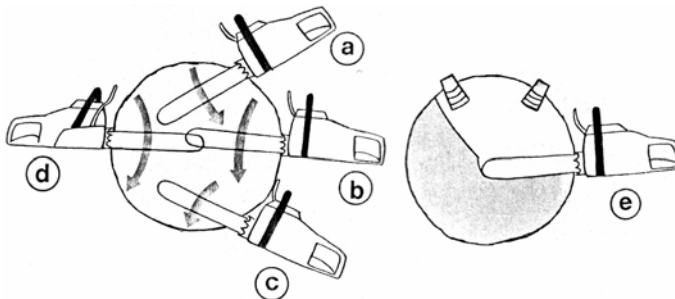
Przerzynkę drewna cienkiego w miejscu naprężonym rozpoczyna się od strony włókien ściskanych, a kończy od strony włókien rozciąganych (rys. 8.26–1). Jeżeli grube drzewo jest naprężone w miejscu przerzynki (rys. 8.26–2, 3) najpierw wykonuje się rzaz (a) ze strony bocznej, potem rzaz (b) ze strony ściskanej obserwując, czy prowadnica nie zaczyna być zaciskana. W trzeciej kolejności wykonuje się rzaz boczny (c) z drugiej strony, a w czwartej – rzaz docinający (d) ze strony rozciąganej.

Odcinanie karpki od pnia przy przerzynce wywrotów jest niebezpieczne, wywroty są bowiem często naprężone, a miejsce przerzynki ciasne. Odcięcie karpki w cięższych przypadkach należy poprzedzić obróceniem pnia za pomocą drażków (a), (b) – rys. 8.27–1 lub liny (c) wciągarki ewentualnie ściągacza. Przy odcinaniu karpki (rys. 8.27–2, 3) wykonuje się najpierw cięcie (a) ze strony ściskanej, a potem rzaz docinający (b) – ze strony rozciąganej. Ten drugi rzaz powinien być 2–5 cm bliżej pniaka, jeżeli drzewo ma tendencję do obrotu w górę (rys. 8.27–2) lub 2–5 cm dalej od pnia przy tendencji odziomka do opadnięcia (rys. 8.27–3).

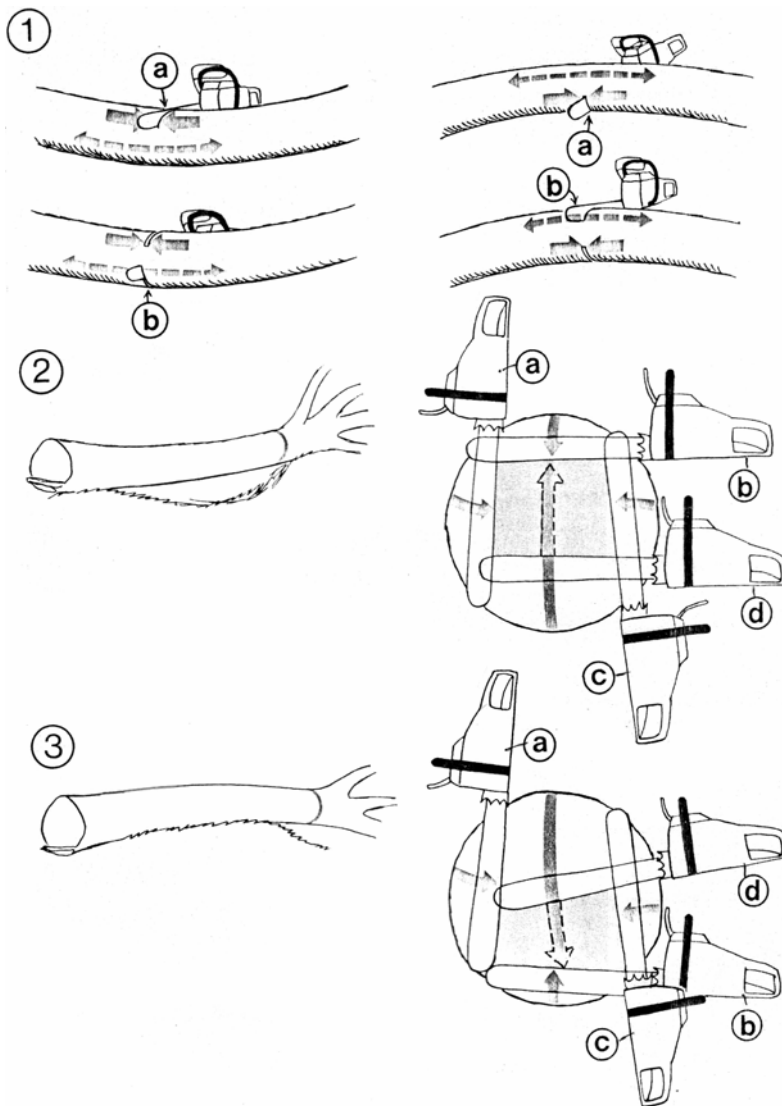
Najczęstsze uszkodzenia drewna przy przerzynce to rozszczepienia pnia wynikające z rozpoczęcia przerzynki ze strony silnie rozciąganej (rys. 8.28–1, 2) i odłupania drewna od odziomka przy odcinaniu karpki od pnia przy wywrotach (rys. 8.28–3) – również spowodowane rozpoczęciem przerzynki od strony rozciąganych włókien drzewnych. W przypadku braku miejsca do rozpoczęcia przerzynki od strony ściskanej (b) należy odkopać miejsce na prowadnicę i oczyścić pień z gleby.



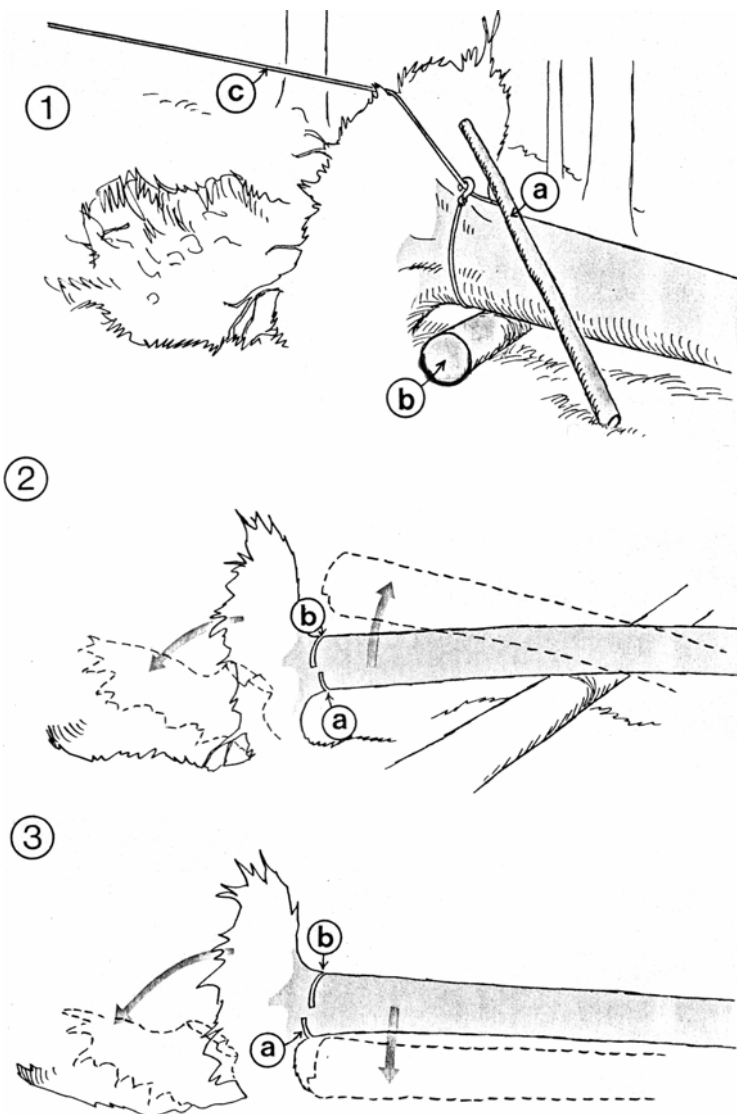
Rys. 8.24. Przerzynka drewna cienkiego w miejscu nie naprężonym [Chainsaws 1980]:
a – ruchem wahadłowym prowadnicy, b – ruchem postępowym prowadnicy



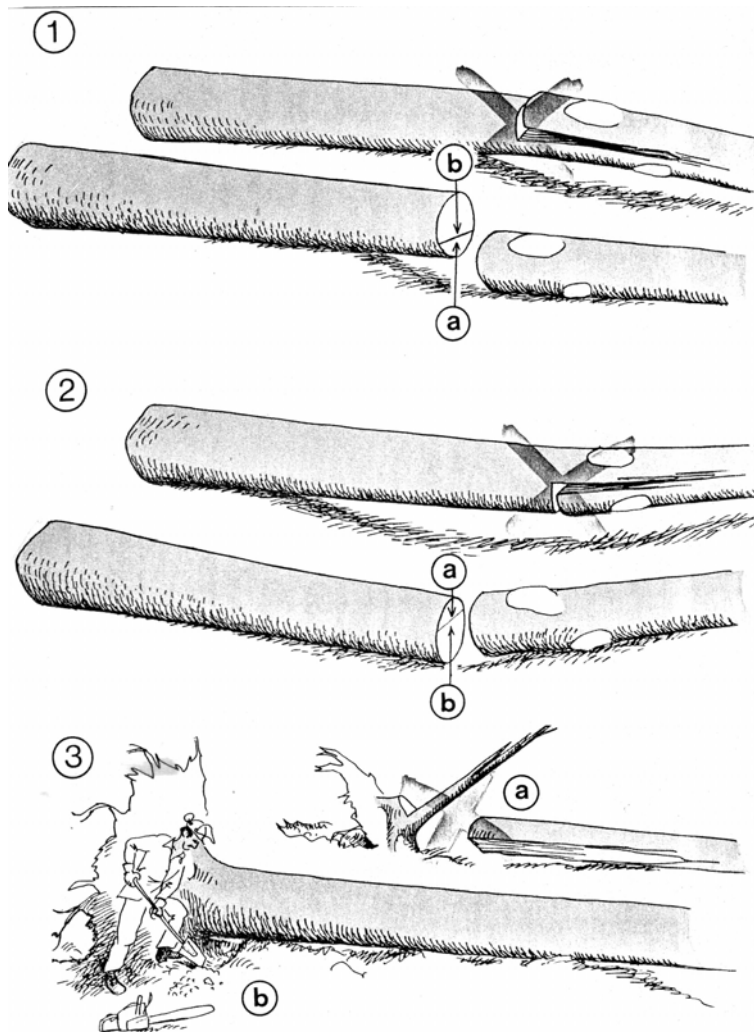
Rys. 8.25. Przerzynka drewna grubego w miejscu nie naprężonym [Chainsaws 1980]:
a-d – sekcje rzazu, e – zabezpieczenie się klinami



Rys. 8.26. Przerzynka drzewa w miejscu naprężonym [Chainsaws 1980]:
 1 – drzew cienkich, 2, 3 – drzew grubych



Rys. 8.27. Odcinanie karpki przy przerzynie wywrotów [Chainsaws 1980]:
 1 – obrót pnia, 2, 3 – przypadki odcinania karpki



Rys. 8.28. Uszkodzenia drewna przy przerzynce [Chainsaws 1980]: 1, 2 – rozszczepienia pnia, 3 – odłupanie drewna od odziomka przy odcinaniu karpy przy wywrotach: a – ściskana część przekroju, b – rozciągnięta część przekroju

8.5. Obliczanie sił niezbędnych do obalania drzewa przy ścinie [Matwejkó 1980]

Obalenie ściętego drzewa składa się z dwóch etapów: pierwszy to przechylenie drzewa (działając na nie siłami zewnętrznymi) do pozycji, przy której moment obalający nieznacznie przewyższy moment stateczności drzewa, a drugi to swobodne padanie drzewa, najczęściej ruchem obrotowym wokół osi przechodzącej przez zawiąsę, spełniającą rolę przegubu walcowego.

Podstawowe czynniki wpływające na wartość momentu obalającego w początkowej fazie obalania to: kształt, objętość i masa pnia, wielkość, kształt i masa korony – wpływające na ciężar i położenie środka ciężkości części naziemnej drzewa, mechaniczne własności drewna w odziomkowej części pnia, wiatr, śnieg na koronie, parametry niedopiłu (zawiasy). Zakładając, że wszystkie siły i momenty działają w płaszczyźnie padania drzewa (wyznaczonej torami punktów osi pnia) moment obalający M_0 powinien być większy od momentu oporu M_u :

$$M_0 > \sum M_u = M_Q + M_w + M_z \quad (8.1)$$

gdzie: M_Q – moment ciężaru części naziemnej drzewa,

M_w – moment parcia wiatru,

M_z – moment jaki stwarza zawiasa.

Przy uwzględnianiu parcia wiatru, śniegu można nie uwzględniać, ponieważ wiatr zdmuchuje większość śniegu z korony.

Przyjmując, że oś obrotu drzewa przebiega przez środek zawiasy (przez punkt 0 na rysunku 8.29) moment M_Q jest równy:

$$M_Q = \pm Ql \quad (8.2)$$

gdzie: l – odległość punktu O od prostej działania siły ciężkości Q naziemnej części drzewa. Znak „plus” we wzorze (8.2) stawiamy w przypadku drzewa pionowego (rys. 8.29a) lub nachylonego w kierunku przeciwnym do zamierzonego kierunku obalania (rys. 8.29b), a znak „minus”, gdy drzewo jest nachylone w kierunku obalania (rys. 8.29c).

Ciężar naziemnej części drzewa obliczymy ze wzoru:

$$Q = V_{pn} \gamma_{pn} + V_k \gamma_k k_l \quad (8.3)$$

gdzie: V_{pn} , V_k – odpowiednio – objętość pnia i korony,

γ_{pn} , γ_k – odpowiednio – ciężar objętościowy pnia i korony,

k_l – współczynnik uwzględniający ciężar ulistnienia drzewa (igliwia i listowia), przyjmowany za równy dla sosny i świerka $k_l = 1,4-1,5$, dla gatunków liściastych latem $k_l = 1,1-1,2$, zimą $k_l = 1$.

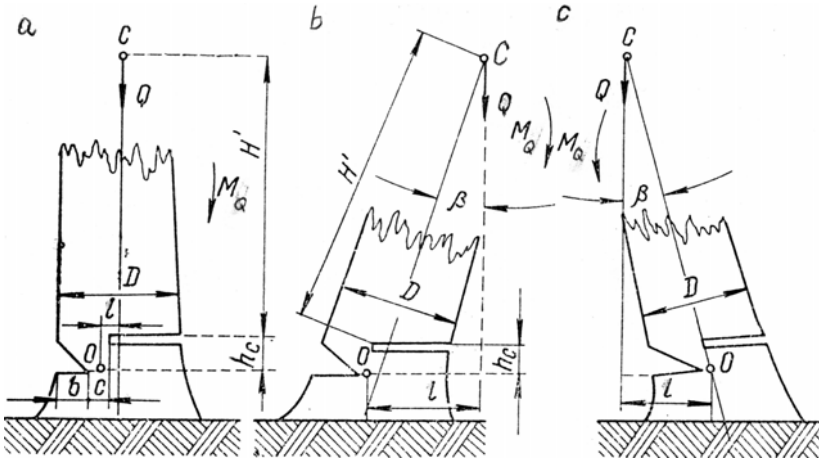
Ciężar (i masa) korony zależy od jej wymiarów i gęstości i jest różny. Można przyjąć, że średnio wynosi on 10–20% ciężaru pnia. Dla pionowo stojącego drzewa odległość (l) punktu O (osi obrotu drzewa) od kierunku działania siły ciężkości drzewa (rys. 8.29a) wynosi:

$$l = \frac{D}{2} - b - \frac{c}{2} \Leftrightarrow l = \frac{1}{2}(D - c - 2b) \quad (8.4)$$

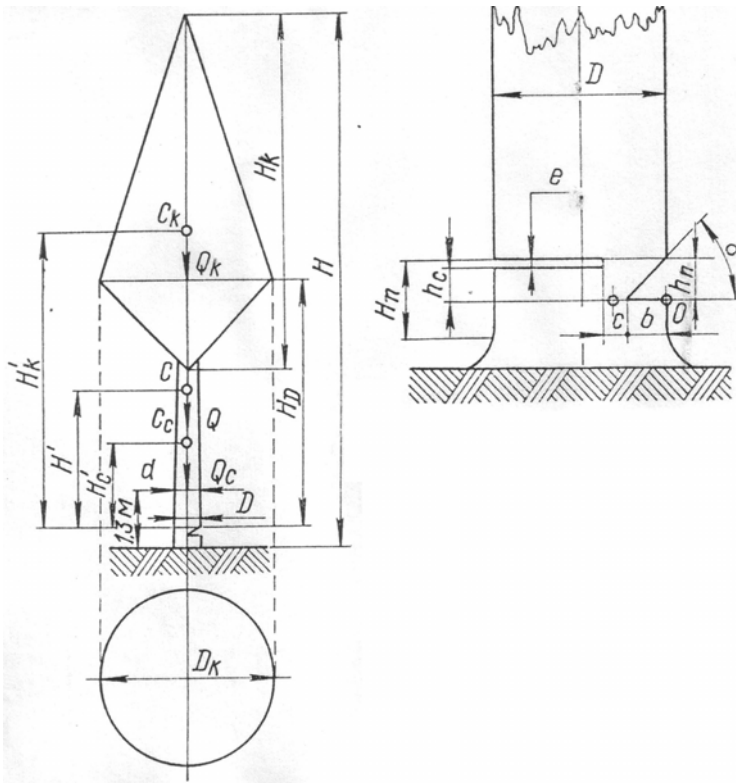
gdzie: D – średnica pnia w miejscu ścięcia,

c – średnia szerokość zawiasy,

b – głębokość podcięcia.



Rys. 8.29. Schemat do określenia momentu stateczności drzewa w początkowej fazie obalania drzewa [Matwejkó 1980]: a – przy pionowej pozycji drzewa, b – przy pochyleniu drzewa w kierunku przeciwnym do obalania, c – przy pochyleniu drzewa zgodnie z kierunkiem obalania



Rys. 8.30. Schemat kształtu i wymiarów części drzewa do obliczeń momentu parcia wiatru [Matwejkó 1980]

Dla drzewa nachylonego w płaszczyźnie obalania (rys. 8.29b, c):

$$l = \frac{1}{2 \cos \beta} [H' \sin 2\beta + 2h_c \sin \beta \pm (D - c \cos \beta - 2b \cos \beta)] \quad (8.5)$$

gdzie: β – kąt odchylenia osi pnia od pionu,

H' – odległość od płaszczyzny rządu ścinającego do środka ciężkości nadziemnej części drzew ($H' \cong 0,33-0,4$ wysokości drzewa),

h_c – odległość od płaszczyzny rządu ścinającego do płaszczyzny rządu poziomego (dolnego) podcięcia.

Znak „plus” we wzorze (8.5) dotyczy przypadku pochylenia drzewa przeciwnie do kierunku obalania (rys. 8.29b), a znak „minus” – przypadku pochylenia drzewa zgodnie z kierunkiem obalania (rys. 8.29c). Stąd moment stateczności drzew (moment ciężaru drzewa względem zawiasy) jest równy:

$$M_Q = \pm \frac{Q}{2 \cos \beta} [H' \sin 2\beta + 2h_c \sin \beta - (D - c \cos \beta - 2b \cos \beta)] \quad (8.6)$$

Parcie wiatru na koronę obliczamy ze wzoru:

$$P_w = P_{wk} + P_{wpm} = \frac{S_k \rho C_{x1} k_d v_w^2}{2} + \frac{S_k \rho C_{x2} k_d v_w^2}{2} \quad (8.7)$$

gdzie: P_{wk} , P_{wpm} – odpowiednio – wypadkowe parcia wiatru na koronę i pień,

S_k , S_{pn} – odpowiednio – pola czołowej powierzchni oporu korony i pnia na działanie wiatru [m^2],

k_d – współczynnik uwzględniający dynamiczny charakter parcia wiatru; $k_d \approx 1,2$,

v_w – prędkość wiatru [m/s],

ρ – ciężar właściwy powietrza; $\rho \approx 1,25 \text{ N/m}^3$,

C_{x1} , C_{x2} – odpowiednio – współczynniki czołowego oporu korony i pnia; $C_{x1} \approx 1,11 \text{ s}^2/\text{m}$, $C_{x2} = 0,34 \text{ s}^2/\text{m}$.

Pole czołowej powierzchni oporu korony może być obliczone ze wzoru:

$$S_k = \varepsilon_1 \varepsilon_2 H_k D_k \quad (8.8)$$

gdzie: ε_1 – współczynnik kształtu korony; dla świerka $\varepsilon_1 = 0,5$; dla sosny $\varepsilon_1 = 0,67$; dla brzozy i osiki $\varepsilon_1 = 0,785$,

ε_2 – współczynnik gęstości korony; dla świerka $\varepsilon_2 = 0,75$; dla sosny $\varepsilon_2 = 0,5-0,6$; dla brzozy i osiki latem $\varepsilon_2 = 0,5-0,6$ a zimą $\varepsilon_2 = 0,1-0,2$.

H_k – wysokość korony [m], którą możemy orientacyjnie obliczyć na podstawie tabeli 11.2, znając wysokość (H) drzewa (rys. 8.30),

D_k – średnica korony w najszerszym miejscu [m]; (tabela 8.2).

Tabela 8.2

Orientacyjne wymiary korony w zależności od gatunku i wysokości (H) drzewa [Matwejko 1980]

Gatunek drzewa	Wysokość korony H_k	Średnica korony D_k
Świerk	$(0,5-0,75) H$	$(0,2-0,25) H_k$
Sosna	$(0,2-0,3) H$	$0,3 H_k$
Brzoza	$(0,3-0,5) H$	$0,5 H_k$
Osika	$(0,25-0,35) H$	$(0,5-0,7) H_k$

Moment parcia wiatru, względem zawiasy jest więc równy:

$$M_w = \pm \frac{1}{2} k_d \rho v_w^2 \cos(\gamma + \beta) \left[C_{x1} \varepsilon_1 \varepsilon_2 H_k^i D_k (H'_k + h_c) + \frac{1}{2} C_{x2} (H - H'_k)^2 d_1 \right] \quad (8.9)$$

gdzie: γ – kąt odchylenia osi wzdłużnej pnia drzewa od początkowego położenia przy obalaniu; praktycznie $(\gamma + \beta) \approx \beta$ (tzn. $\gamma \approx 0$),

H'_k – odległość środka ciężkości korony od płaszczyzny rządu ścinającego,

d_1 – średnia średnica części pnia drzewa podlegająca parciu wiatru [m].

Moment spowodowany zawiasą (rys. 8.31) można obliczyć ze wzoru:

$$M_z = \frac{Ec^2 \sqrt{\frac{D}{\cos \beta} \left(b + \frac{c}{2} \right) - \left(b + \frac{c}{2} \right)^2}}{3(h_c + h_z)} \quad (8.10)$$

gdzie: E – moduł sprężystości drewna przy statycznym zginaniu wzdłuż włókien [Pa],
 h_z – wysokość zawiasy [m].

Powyższy wzór jest możliwy do stosowania przy kątach γ nie większych od 10–15°.

Znając moment obalający (M_0), przy którym zaczyna się swobodne padanie drzew (obalanie), obliczyć można siłę konieczną do obalenia drzewa w obranym kierunku. Jeżeli urządzenie obalające działa w płaszczyźnie ścinania (np. klin, dźwignia obalająca – rys. 8.32a) i oddziałuje na górną ściankę rządu siłą P , to siła ta powinna wytworzyć moment równoważący M_0 :

$$M_0 = Pl_1 \cos \omega$$

gdzie: l_1 – odległość osi obrotu drzewa (przebiegającej przez środek zawiasy) od punktu przyłożenia siły obalającej (P); a właściwie wypadkowej sił rozłożonych, działających na drewno:

$$l_1 = D - b - \frac{c}{2} - \frac{a_1}{2} = \frac{1}{2}(2D - 2b - c - a_1),$$

ω – kąt pochylenia ścinanego drzewa, przy którym rozpoczyna się jego swobodne padanie;

- dla drzew stojących pionowo: $\omega = 0,034\text{--}0,068 \text{ rad} = (2\text{--}4^\circ)$,
- dla drzew pochylonych $\omega_{\text{oblicz}} = \omega \pm \beta$

Maksymalna wartość M_0 jest przy $\omega = 0$, stąd:

$$M_0 = \frac{1}{2} P(2D - 2b - c - a_1)$$

Stąd siła obalająca, przyłożona na poziomie rzazu ścinającego:

$$P = \frac{2M_0}{2D - 2b - c - a_1} \quad (8.11)$$

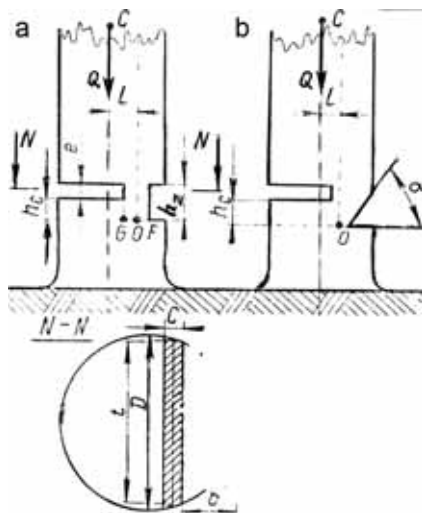
Kiedy siła obalająca przyłożona jest wyżej od płaszczyzny zawiasy (rys. 8.32b), np. za pomocą tyczki kierunkowej, to:

$$M_0 = P_1 L + P_2 l_1 = PL \cos \alpha + P l_1 \sin \alpha \quad \Rightarrow \quad P = \frac{M_0}{L \cos \alpha + l_1 \sin \alpha} \quad (8.12)$$

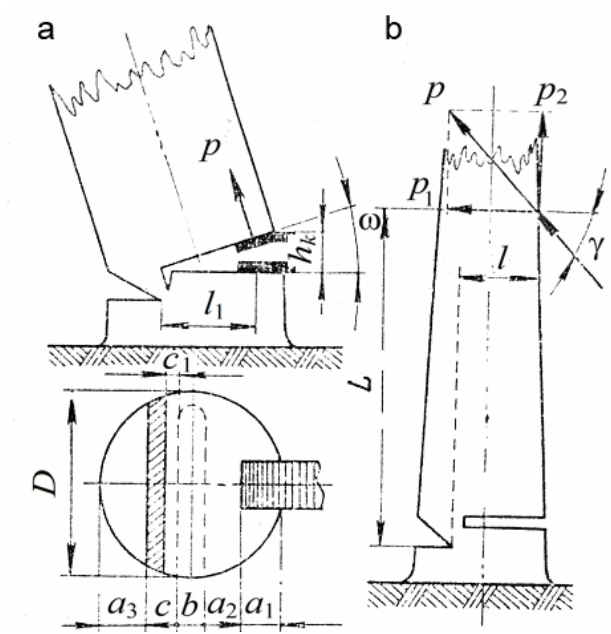
Aby piła nie została uszkodzona przez zetknięcie się z urządzeniem obalającym, pomiędzy nimi powinien być dostateczny odstęp. Wychodząc z powyższego warunku, przy stosowaniu urządzenia obalającego zagłębianego w rząz na głębokość (a_1), przy szerokości urządzenia tnącego (np. piły łańcuchowej i prowadnicy) równej (a) i szerokości zawiasy – (c), średnica drzewa w miejscu ścinania powinna być równa:

$$D \geq a_1 + a_2 + a + c_1 + c + b \quad (8.13)$$

gdzie: a_2 – odstęp obu urządzeń ($a_2 = 15\text{--}20 \text{ mm}$).



Rys. 8.31. Schemat do określenia momentu opory zawiasy przy obalaniu [Matwejko 1980]:
a – przy podcięciu prostokątnym, b – przy podcięciu klinowym



Rys. 8.32. Schemat do określenia sił niezbędnych do obalania w obranym kierunku [Matwejkó 1980]: a – za pomocą klina, b – za pomocą tyczki kierunkowej

Część III. Technika i technologia maszynowego pozyskania drewna

9. KLASYFIKACJA I OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA MASZYN DO POZYSKANIA DREWNA

9.1. Uwagi ogólne

Operacje procesu technologicznego pozyskania drewna można podzielić na robocze (obróbkowe) i transportowe. W wyniku **operacji roboczych** (ścinki drzew, okrzesywania, wyrzynki sortymentów) zmienia się kształt i wymiary przedmiotu operacji, a w wyniku **operacji transportowych** (obalania drzew, podawania do rębarki, formowania pni i sortymentów w pakiety, stopy, mygły, dociągania drewna do szlaku zrywkowego, zrywki, wywozu drewna, itp) zmienia się położenie przedmiotu pracy. Operacje transportowe można podzielić na dwie grupy: ściśle związane z operacjami roboczymi (podawanie drewna do urządzeń roboczych maszyn, przemieszczanie drewna w czasie formowania pakietów) i nie związane z operacjami roboczymi (zrywka, załadunek, transport, rozładunek i inne).

Maszyny stosowane przy maszynowym pozyskaniu drewna, można podzielić na jednooperacyjne i wielooperacyjne. Do tych pierwszych zaliczyć można na przykład maszyny ścinowe (ścinarki), przewoźne okrzesywarki, korowarki, rębarki i łuparki. Maszyny wielooperacyjne wykonują co najmniej dwie operacje (na przykład jedną roboczą i jedną transportową – tak jak maszyny ścinowo–układające (pakietujące) lub ścinowo–zrywkowe. Maszyny do kilku operacji obróbczych – na przykład okrzesywania i przerzynki drzew albo ich korowania po ścięciu drzew innym narzędziem lub maszyną, znane są pod nazwą **procesorów**. Najbardziej wyspecjalizowane są maszyny wielooperacyjne zwane **harwesterami**. Wykonują one wszystkie operacje zrębowe (ścinkę, okrzesywanie wyrzynkę i układanie). Układanie drzewi sortymentów dokonywane być może na różne sposoby. Może to być położenie pojedynczych drzew bezpośrednio na ziemi, w zasięg urządzenia zrywkowego, ułożenie na ziemi grupy drzew lub stosu sortymentów, układanie drzew na maszynie w celu okrzesywania i wyrzynki sortymentów lub do transportu, pakowanie sortymentów w specjalne pojemniki umieszczone z boków maszyny. Mówi się wtedy o **pakiecie** – w którym sortymenty są zwykle luźne lub powiązane w **wiązki**.

Maszyny wykonujące ścinkę są wyłącznie maszynami samojezdnymi lub zawieszonymi na ciągnikach. Maszyny wykonujące inne operacje – maszynami samojezdnymi, przewoźnymi lub stacjonarnymi.

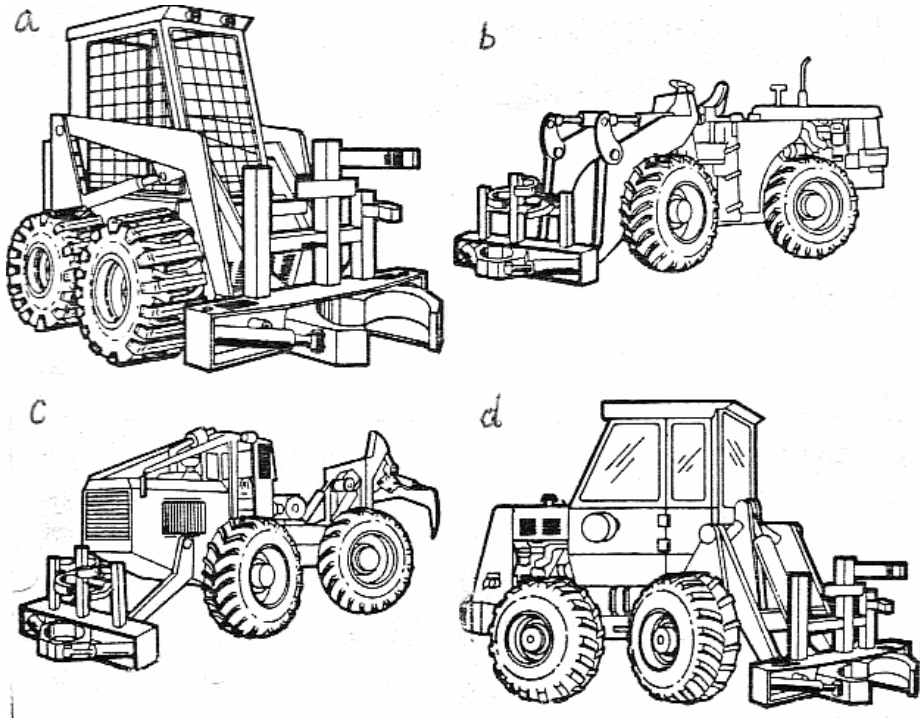
Maszyny do pozyskania drewna można podzielić na maszyny wąskiego zasięgu i szerokiego zasięgu. Szerokość pasa roboczego maszyny jest ważnym parametrem

trem technologicznym maszyny, wpływającym na proces technologiczny, uszkodzenia podrostu i podszytu itp. Maszyny te można podzielić też ze względu na położenie urządzenia roboczego na trzy typy: manipulatorowe, czołowe i boczne. **Manipulator** to urządzenie do manipulowania, tj. podawania, przesuwania itp., stosowane w pracach zmechanizowanych.

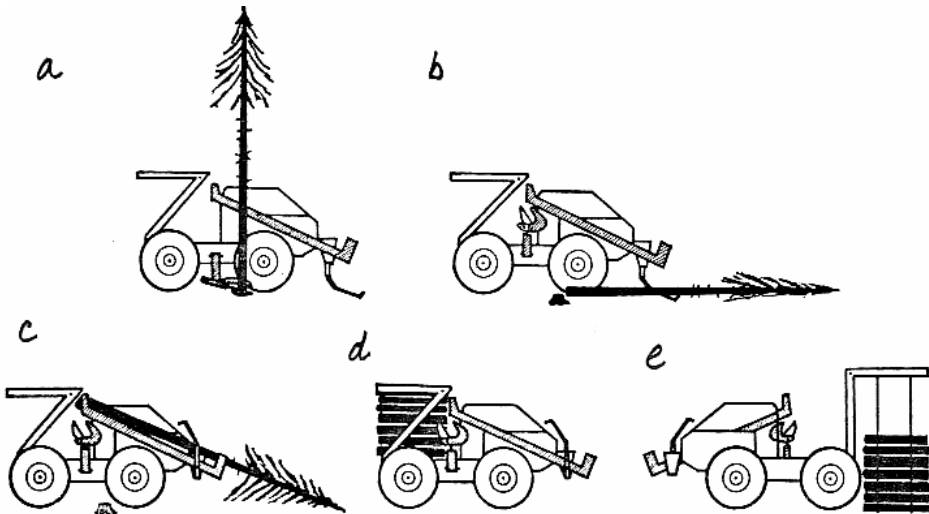
Maszyny typu **manipulatorowego** mają urządzenie robocze zamocowane na wysięgniku żurawia (manipulatora), za pomocą którego urządzenie robocze (np. głowica ścinkowa) jest dosuwane do drewna, a ścięte drzewo przenoszone i układane. Maszyny typu manipulatorowego mają duży zasięg; mogą ścinać drzewa z obu stron, oraz z przodu maszyny, co czyni zbędnym wcześniejsze przygotowanie szlaków operacyjnych. Drzewa mogą być przemieszczane za pomocą manipulatora zarówno sposobem podwieszonym, jak i półpodwieszonym. Przemieszczanie sposobem podwieszonym wymaga dużej masy maszyny w celu zagwarantowania jej stateczności. Istnieją dwa warianty maszyn typu manipulatorowego zwane w literaturze fachowej **jednochwytakowymi** i **dwuchwytakowymi**. Terminy te autor w odniesieniu do procesorów i harwesterów uważa za nieściśle, odnoszą się bowiem tylko do maszyn zrywkowych. Maszyną jednochwytakową nazywamy maszynę zrywkową zaopatrzoną w żuraw z chwytakiem zamocowanym na jego końcu. Maszyna zrywkowa, dwuchwytakowa oprócz chwytaka na wysięgniku żurawia ma jeszcze chwytak umieszczony na podwoziu maszyny zaciskający się na drewnie w czasie zrywki. **Procesor** może być **jednogłowicowy**, jeżeli chwytanie drzewa, jego okrzesywanie i przerzynka odbywają się za pomocą głowicy roboczej umieszczonej na wysięgniku żurawia, a **procesor dwugłowicowy** (a właściwie chwytakowo-głowicowy) ma na żurawiu chwytak, a na podwoziu maszyny głowicę okrzesyującą. Podobnie rzecz się ma z harwesterami. **Harwester dwugłowicowy** (starszego typu – rys. 9.4, 9.6, 9.12, 9.18) ma głowicę ścinkową na żurawiu, głowicę okrzesyującą – na podwoziu. **Harwester jednogłowicowy** (rys. 9.10) zaopatrzone jest w tzw. **głowicę harwesterową**, umieszczoną na końcu żurawia, z układami roboczymi: podtrzymującymi i układającymi drzewo, ścinającym, przesuwającym drzewo i okrzesyującym.

Maszyny typu czołowego są zwykle węższego zasięgu niż typu manipulatorowego, a szerokość maszyny – nieco węższa od szerokości pasa roboczego. Przykładem mogą być ciągniki z głowicami ścinkowymi zawieszonymi z przodu lub z tyłu (rys. 9.1). Maszyny czołowe wąskiego zasięgu mogą mieć z boku lub z tyłu kosze na wałki drewna stosowego. Mają one zastosowanie tam, gdzie zastosowanie maszyn szerokiego zasięgu jest utrudnione (np. w trzebieżach).

Maszyny bocznego typu mają urządzenie robocze (np. głowicę ścinkową) z boku (rys. 9.14), w wyniku czego mogą wykonywać prace zrębowe pasami, na skraju drzewostanu, co deklaruje odpowiednią technologię pozyskania drewna. W przypadku maszyn, które mają możliwość magazynowania w swoich pojemnikach wyrobione sortymenty i zrywania ich do drogi wywozowej można mówić o **maszynach typu kombinowanego**. Takie poszerzenie możliwości maszyny pozwala, na obecnym etapie rozwoju maszyn do pozyskania drewna, w pełni zmechanizować operacje robocze i transportowe, nie zapewnia jednak wysokiej wydajności pracy.



Rys. 9.1. Sposoby zawieszania głowicy ścinkowej firmy Morbark na ciągnikach [reklama]: a – ramię wydzwigu łyżki spychacza, b, d – z tyłu ciągnika na podnośniku, c – z przodu ciągnika



Rys. 9.2. Operacje dokonywane przez maszynę typu S+O+W+P+Z marki Bush Combine [Logging 1980]: a, b – ścinka, c – okrzytywanie i wyrzynka, d – zrywka, e – wyładunek pakietu

9.2. Klasyfikacja maszyn wielooperacyjnych

Podstawowe operacje przy pozyskaniu drewna oznaczyć można symbolami:

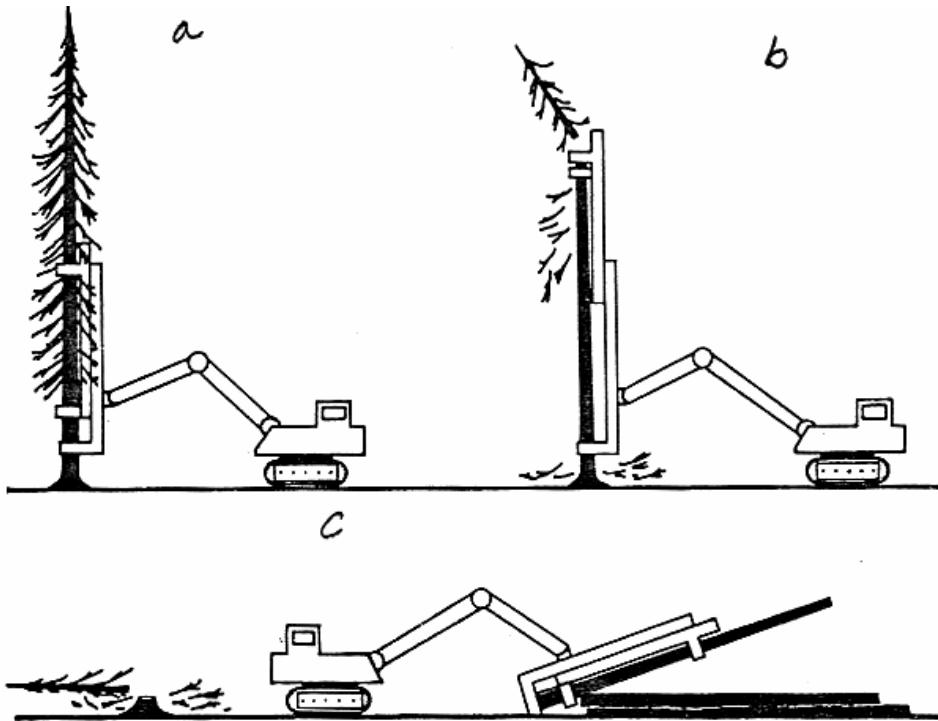
ścinka	S	rąbanie (rozdrabnianie)	R
okrzesywanie	O	pakietowanie (układanie)	P
wyrzynka	W	zrywka drewna	Z
korowanie	K	wywóz drewna	Wz

W oparciu o te operacje i symbole można przewidzieć następujące kombinacje **maszyn wielooperacyjnych**:

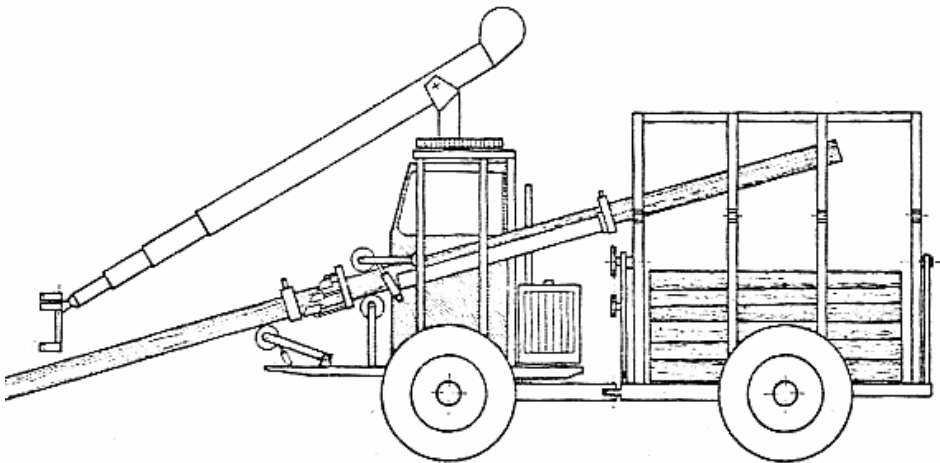
- 1 – S + P – ścinkowo–pakietująca (układająca) – ang. faller buncher
- 2 – S + Z – ścinkowo–zrywkowa (faller skidder)
- 3 – S + O + P – ścinkowo–okrzesywająca
- 4 – S + O + W + P – ścinkowo–okrzesywająco–sortymentująca
- 5 – S + P + Z – ścinkowo–pakietująca–zrywkowa
- 6 – S + O + W + P + Z – ścinkowo–okrzesywająco–sortymentująco–zrywkowa
- 7 – O + P – okrzesywająco–układająca
- 8 – O + W + P – okrzesywająco–sortymentująca
- 9 – O + W + P + Z – okrzesywająco–sortymentująco–zrywkowa
- 10 – O + K + P – okrzesywająco–korująca
- 11 – O + K + W – okrzesywająco–korująco–sortymentująca
- 12 – O + K + W + P + Z – okrzesywająco–korująco–sortymentująco–zrywkowa
- 13 – S + R – ścinkowo–rąbiąca
- 14 – S + R + Z – ścinkowo–rąbiąco–zrywkowa
- 15 – R + Z – rąbiąco–zrywkowa
- 16 – R + Wz – rąbiąco–wywożąca
- 17 – W + P – sortymentująco–układająca

Przykłady operacji wykonywanych przez maszyny wielooperacyjne zilustrowano na rysunkach 9.2–9.12. Uwagę zwrócić należy na różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych maszyn, rzutującą na ich wydajność i technologię pracy. Maszyny przedstawione na rysunkach 9.2, 9.4, 9.6, 9.7, 9.12, mają program znamieny dla harwesterów, a dodatkowo wykonują zrywkę wyrobionych sortymentów. Włączenie zrywki do programu tych maszyn ma dwa aspekty. Po pierwsze zmniejsza to wydajność pozyskania drewna (tak wysoko wyspecjalizowanymi maszynami), a po drugie – eliminuje udział pracy ludzkiej na etapie zrywki, co przynosi efekty ekonomiczne tylko przy drogiej sile roboczej, czego w naszym kraju nie ma miejsca.

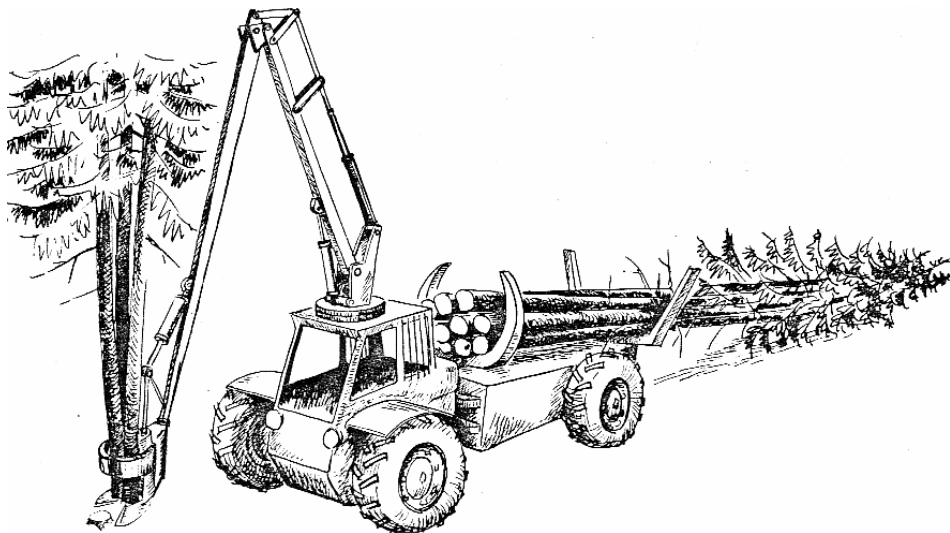
Harwester pokazany na rysunku 9.3 znamieny jest tym, że w procesie technologicznym pozyskania drewna za jego pomocą odwrócona jest zwykła kolejność operacji, najpierw wykonywane jest nim okrzesywanie, na drzewie stojącym, a dopiero później ścinka. Zwykle najpierw dokonuje się ścinkę – jak w harwesterze z rysunku 9.10. Ścinka nie jest wykonywana procesorem pokazanym na rysunku 9.7, który poza tym wykonuje wszystkie pozostałe operacje zwykle wykonywane w drzewostanie.



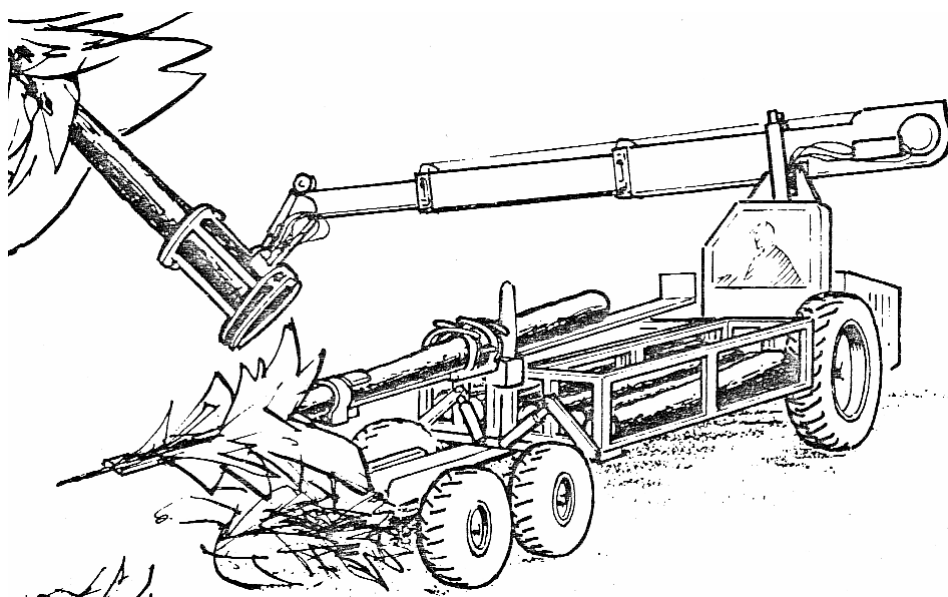
Rys. 9.3. Operacje dokonywane przez Beloit Tree Harvester, maszynę wielooperacyjną typu O+S+P [Logging 1980]: a – okrzesywanie na drzewie stojącym, b – odcięcie wierzchołka i śinka, c – układanie



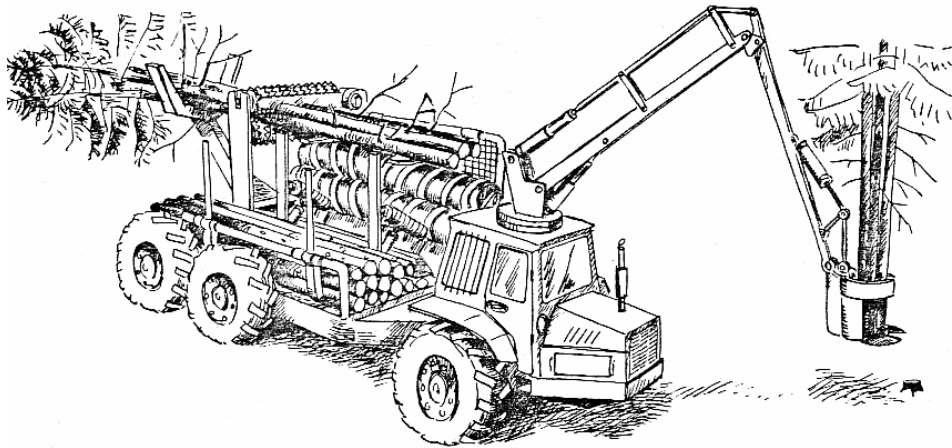
Rys. 9.4. Maszyna śinkowo-okrzyszująca-sortymentująca-zrywkowa dwugłowicowa [Myhrman 1976]



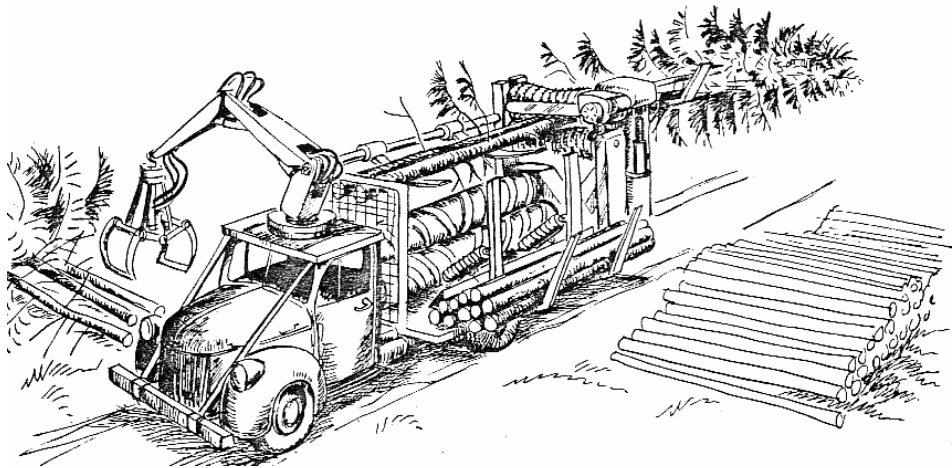
Rys. 9.5. Maszyna ścinkowo-pakietująco-zrywkowa; ścina po kilka drzew, przeznaczona do trzebieży [Myhrman 1976]



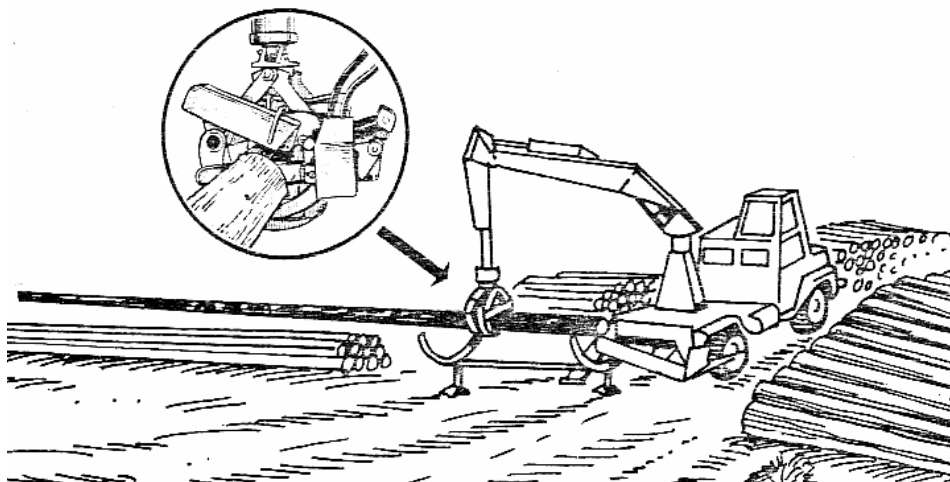
Rys. 9.6. Maszyna do pozyskania drewna stosowego, typu S+O+W+P+Z [Nedkvitne, Arversen 1978]



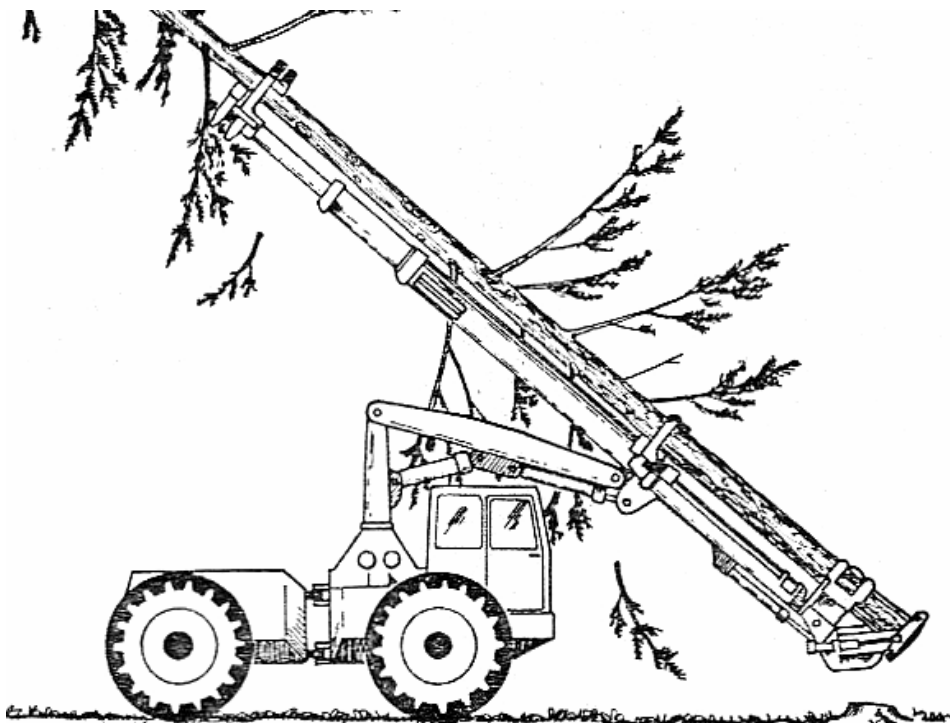
Rys. 9.7. Maszyna typu S+O+W+P+Z [Bredberg 1973]



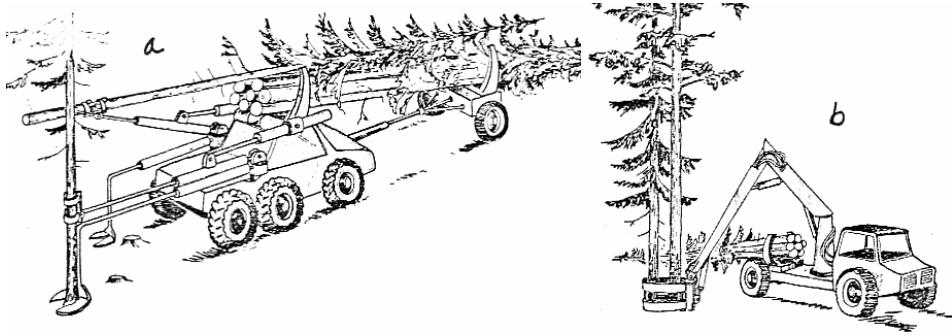
Rys. 9.8. Maszyna typu O+W+P+Z [Bredberg 1973]



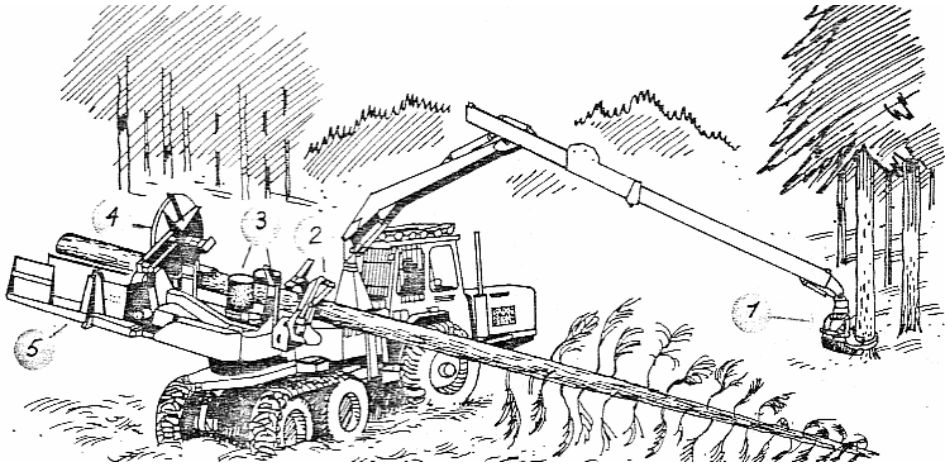
Rys. 9.9. Maszyna sortymentująco-układająca W+P z pilarką łańcuchową o napędzie hydraulicznym zamontowana na chwytaku żurawia hydraulicznego [Nedkvitne, Arversen 1978]



Rys. 9.10. Maszyna ścinkowo-okrzesująca-układająca [Nedkvitne, Arversen 1978]



Rys. 9.11. Maszyny ścinkowo-układająco-zrywkowe [Nedkvitne, Arversen 1978]:
a – dwugłowicowa, b – jednogłowicowa



Rys. 9.12. Maszyna ścinkowo-okrzesująco-sortymentująca [Nedkvitne, Arversen 1978]:
1 – głowica ścinkowa, 2 – noże okrzesujące, 3 – walce posuwowe,
4 – tarczowa piła do przerzynki, 5 – sortownik (zasobnik)

Maszyny ścinająco-układająco-zrywkowe (rys. 9.5, 9.11) przeznaczone są do pozyskania na zrębie całych nadziemnych części drzew; pozostałe operacje – okrzesywanie, wyrzynka sortymentów i ewentualnie korowanie wykonywane są na składnicach manipulacyjnych. Na rysunku 9.9 pokazany jest procesor sortymentująco-pakietujący (W + P). Procesory takie ustąpiły miejsca procesorom okrzesująco-sortymentująco-układającym (O + W + P), które z kolei prawdopodobnie ustąpią miejsca harwesterom.

9.3. Ogólna budowa maszyn do pozyskania drewna

Maszyny do pozyskania drewna, zwykle samojezdne, składają się z kilku podstawowych układów, powtarzających się w różnych odmianach, w zależności od typu i przeznaczenia maszyny i stanowiących o głównych parametrach maszyny.

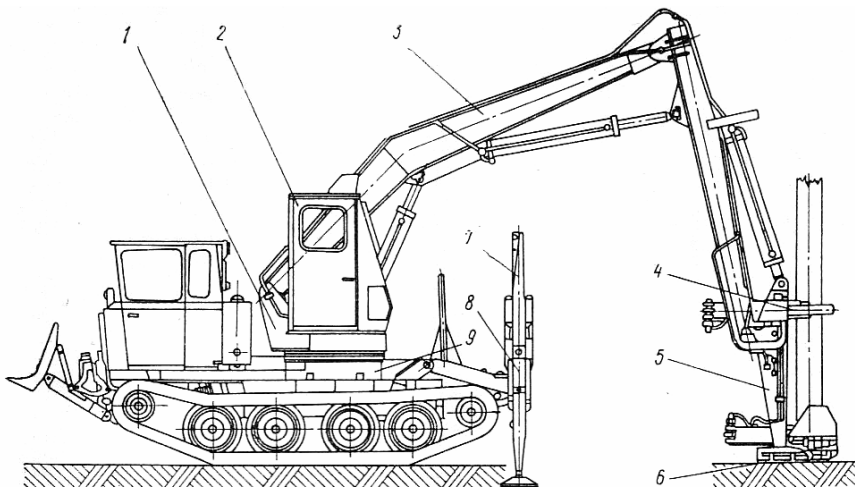
Pokazane jest to na przykładzie maszyny ścinkowo–układającej LP–2 (rys. 9.13), składającej się z:

- podwozia maszyny, zwykle samojezdnego (9), rzadziej doczepianego, zwanego też „bazą”,
- układu nośnego urządzenia roboczego, np. manipulatora (3),
- kabiny operatora (2),
- urządzenia roboczego (np. głowicy ścinkowej (4–6) głowicy ścinkowo–okrzesującej, piły do przerzynki itp.).

Jako podwozia maszyn do pozyskania używane są podwozia samojezdnymi kołowych żurawi i koparek, stosowanych głównie w USA i Skandynawii lub gąsienicowych – głównie w Rosji, ciągników kołowych (w USA i Skandynawii) i gąsienicowych (w Rosji i Kanadzie) oraz specjalnych podwozi kołowych (w Skandynawii). Ciągniki dwuosiowe wykorzystywane są jako bazy lekkich, o dużej manewrowości maszyn ścinkowo–układających z urządzeniem roboczym zamocowanym na podnośniku lub żurawiu (manipulatorze) o małym wysięgu. Specjalne podwozia są zwykle uniwersalne lub tylko do pozyskania drewna, wyposażone w nośniki różnego rodzaju urządzeń roboczych do pozyskania – do ścinki, okrzesywania, wyrzynki sortymentów, zrywki.

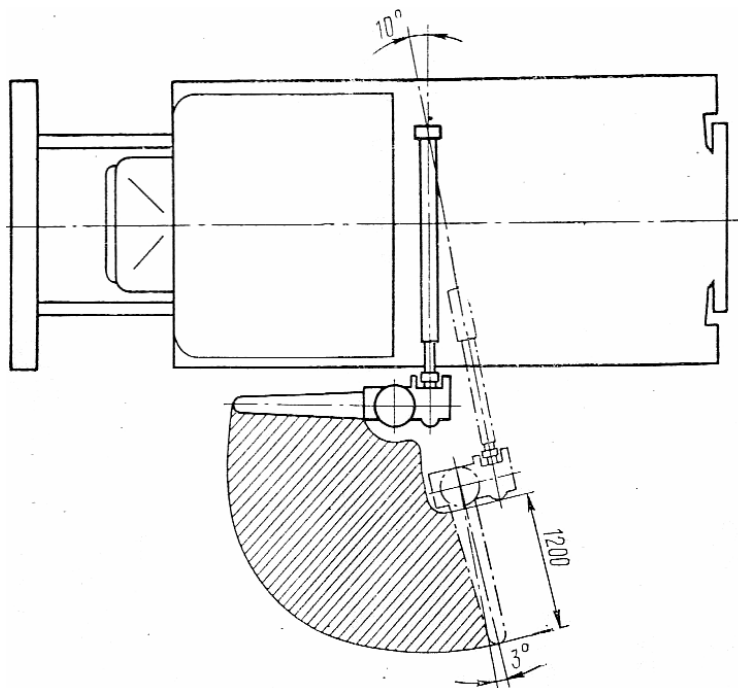
Z uwagi na typ układu nośnego urządzenia roboczego maszyny do pozyskania dzielią się na trzy grupy:

1. o pełnoobrotowym ruchu przemieszczania narzędzia (maszyny typu manipulatorowego),
2. niepełnoobrotowym ruchu przemieszczania narzędzia (maszyny typu czołowego i bocznego),
3. nieobrotowe.



Rys. 9.13. Budowa maszyn do pozyskania drewna na przykładzie maszyny ścinkowo układającej LP–2 [Winogorow 1981]: 2 – kabina, 3 – wysięgnica manipulatora (żurawia), 4 – chwytak górny, 5 – zawieszania głowicy, 6 – urządzenie tnące, 7, 8 – podpora, 9 – podwozie

Maszyny pełnoobrotowe wyposażone są w platformę obrotową umożliwiającą obrót o kąt 360° . **Niepełnoobrotowe maszyny** wykonują obrót za pomocą kolumny obrotowej, która wprawdzie jest zdolna wykonać pełen obrót, ale ruch ten jest ograniczony poziomym obrysem maszyny (rys. 9.14). **Nieobrotowe maszyny** mają narzędzie robocze zawieszane na podnośnikach (zwykle ciągnikowych) i zmiana położenia narzędzia w płaszczyźnie poziomej dokonywana jest ruchem całego podwozia (rys. 9.1, 9.15).



Rys. 9.14. Strefa robocza urządzenia tnącego ścinarki WM4 w płaszczyźnie poziomej [Winogorow 1981]

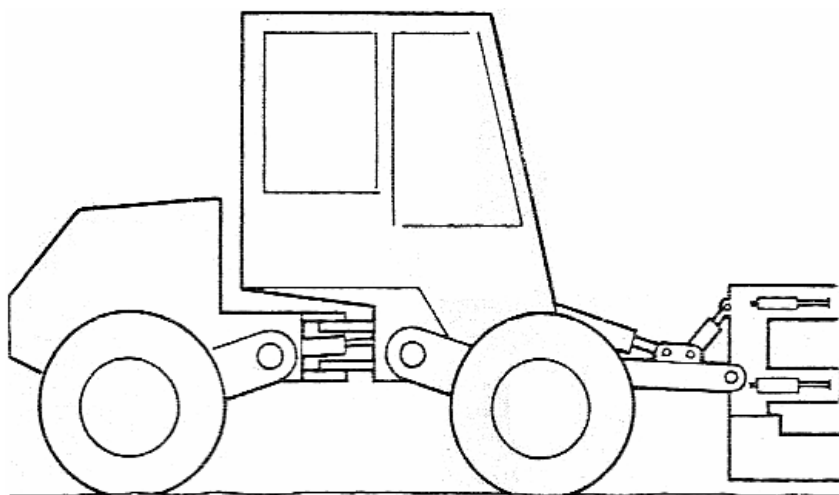
Bazą pełnoobrotowych maszyn do pozyskania drewna są żurawie hydrauliczne i hydrauliczne jednoczerpakowe koparki. Narzędzia do pozyskania drewna mocowane są w tych przypadkach na miejscu chwytaków i czerpaków. Wysięgniki koparek będących podstawą konstrukcji maszyn do ścinki drzew pokazano na rys. 9.16. Wysięgniki z ramionami jednoblokowymi są zwykle lżejsze o 10–20% od wieloelementowych, jednak te ostatnie mają tę zaletę, że ich elementy są zunifikowane i mogą posłużyć do różnych narzędzi roboczych.

Rodzaje wysięgników żurawi hydraulicznych, stanowiących bazę maszyn do pozyskania drewna przedstawiono na rysunkach 9.17, 9.18. Na rysunku 9.19. pokazano schematy konstrukcyjnych ostojnicy żurawi używanych jako manipulatory maszyn leśnych. Ostojnicy obrotowe zwiększają strefę roboczą żurawia. Wysięgniki teleskopowe i dźwigniowe dalekiego zasięgu przeznaczone są do czyszczeń i

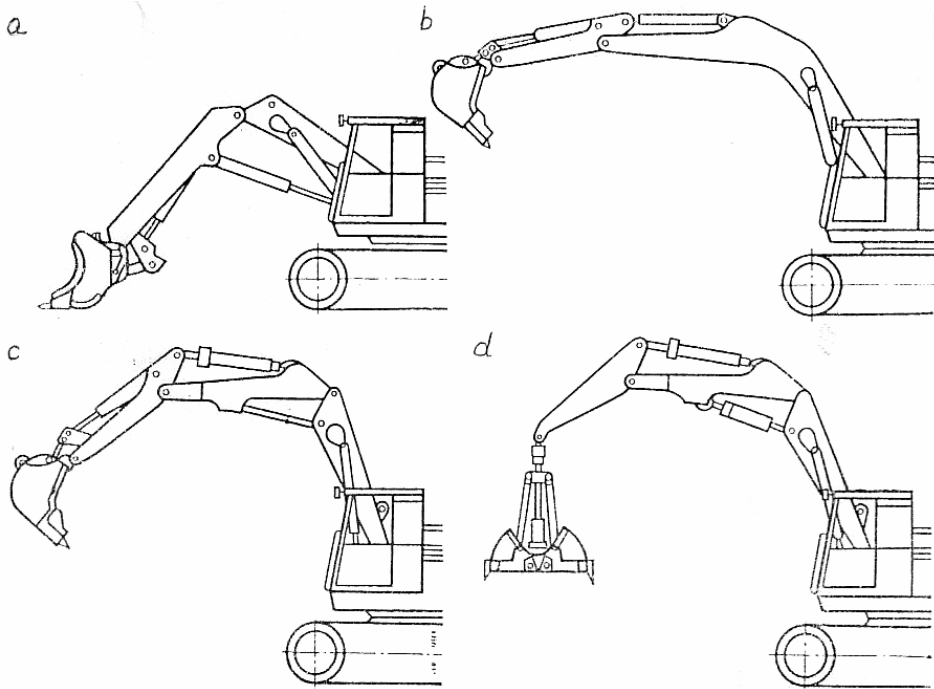
trzebieży wczesnych dokonywanych ze szlaku operacyjnego. Zaopatrzenie głowicy ścinkowej umieszczonej na końcu dźwigniowo–teleskopowego wysięgnika w kółko jezdne (rys 9.20) pozwala wydłużyć zasięg maszyny. Jest to istotne z uwagi na ochronę naturalnych podrostów (odnowień) i wyeliminowanie ręcznego dociągania drewna do szlaku zrywkowego. Wysięgnik umieszczony jest na kolumnie obracającej się z ławą pokrętną na trzonie i podstawie. W maszynach pełnoobrotowych z manipulatorem kabina operatora umieszczona jest zwykle na platformie pokrętnej i obraca się razem z manipulatorem (rys. 9.21e, f). W niepełnoobrotowych maszynach kabina umieszczona jest na podwoziu niezależnie od manipulatora (rys. 9.21a, b). W niektórych maszynach manipulator umieszczony jest na dachu kabiny (rys. 9.21c).

W Skandynawii maszyny do pozyskania często budowane są na bazie trójosiowych kołowych ciągników przegubowych (najczęściej procesory i harwestery) lub dwuosiowych kołowych ciągników przegubowych (najczęściej maszyny ścinkowo–układające). Maszynę ścinkowo–układającą Valmet 901.3 pokazano na rysunku 9.24, a procesor ÖSA 706/250 na rysunku 9.25.

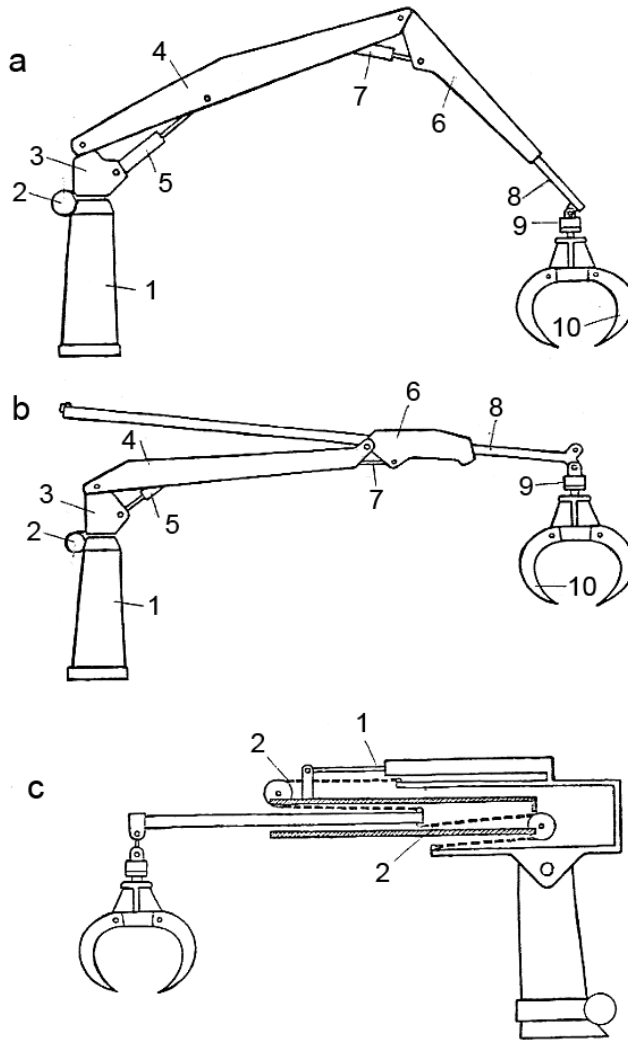
Wspomnieć należy o próbach pełnej mechanizacji pozyskania drewna z czyszczeń późnych i trzebieży wczesnych opartych na suwnicy bramowej (rys. 9.24) i żurawiu wieżowym (rys. 9.25), których główną ideą była maksymalna ochrona siedliska leśnego. Mankamenty tych maszyn wiązały się głównie z ich montowaniem, przemieszczaniem i kosztami. Wymagały terenu równinnego, dokładnego wyznaczenia i wykonania szlaków zrywkowych. Z tych względów te maszyny i urządzenia nie wyszły poza stadium eksperymentu.



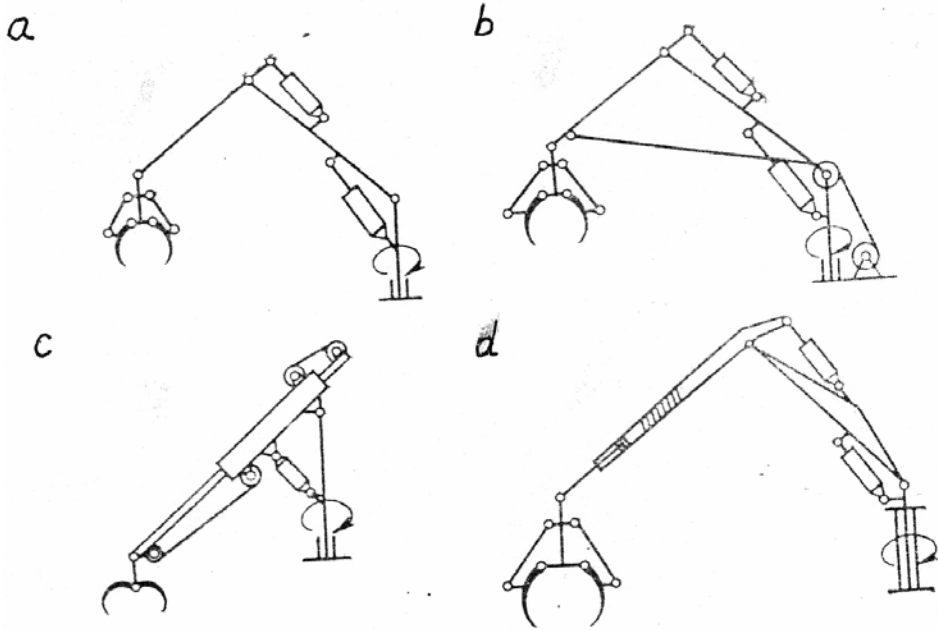
Rys. 9.15. Zawieszenie głowicy ścinkowej na podnośniku hydraulicznym ciągnika
[Myhrman 1976]



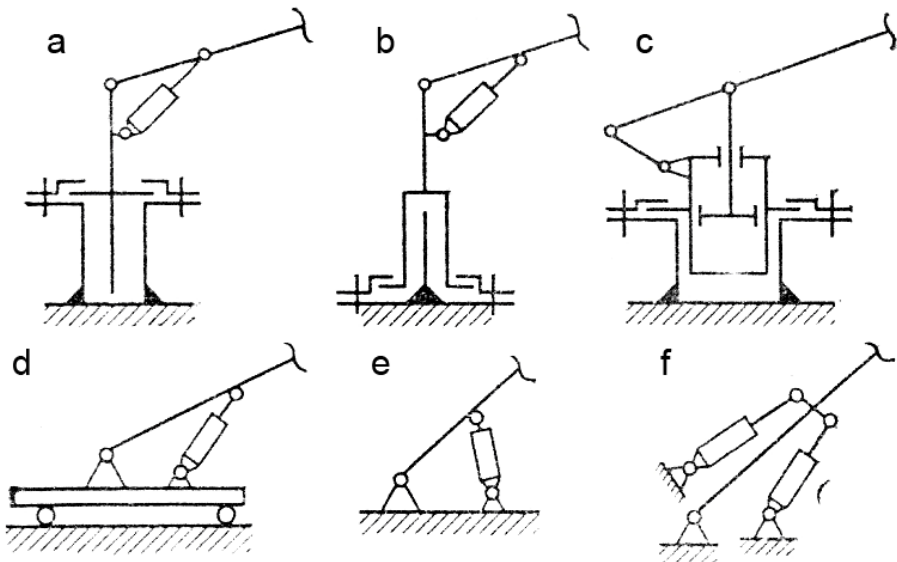
Rys. 9.16. Rodzaje wysięgników jednoczerpakowych koparek [Zajczik 1976]:
 a – o jednoblokowych prostych ramionach podnoszenia i operacyjnym,
 b – o jednoblokowym wygiętym ramieniu podnoszenia i jednoblokowym prostym ramieniu operacyjnym, c, d – o wieloelementowych ramionach



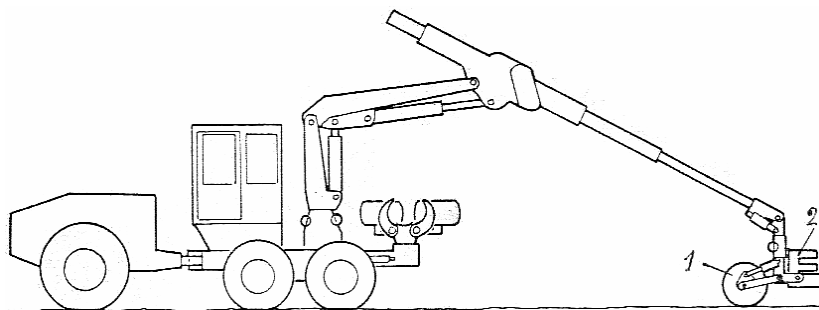
Rys. 9.17. Rodzaje żurawi hydraulicznych stosowanych jako manipulatory maszyn do pozyskania drewna [Hampreys 1980]: a – o wysięgniku dźwigniowym z teleskopowym ramieniem chwytaka: 1 – kolumna, 2 – siłownik obrotu, 3 – wspornik obrotowy, 4 – ramię ponoszenia, 5 – siłownik hydrauliczny, 6 – ramię operacyjne, 7 – siłownik, 8 – ramię chwytaka wysuwane teleskopowo, 9 – rotor, 10 – chwytak szczękowy; b – o wysięgniku dźwigniowym dalekiego zasięgu z belkowym ramieniem operacyjnym (boom): 1–7, 9–10 jw., 8 – ramię chwytaka przesuwane zwykle linowo (wciągareczką o napędzie hydraulicznym).; c – o wysięgniku teleskopowym: 1 – siłownik hydrauliczny, 2 – łańcuch przekładni napędowej



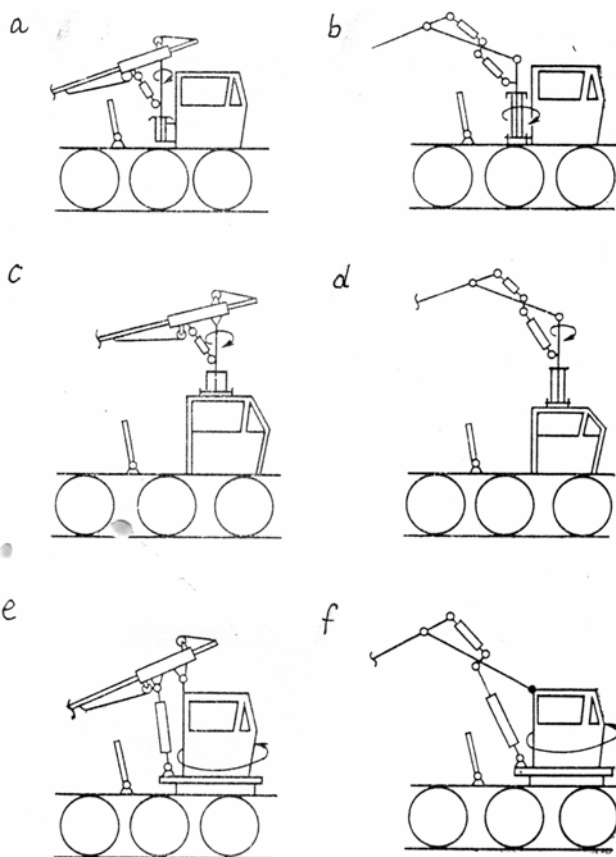
Rys. 9.18. Schematy konstrukcyjne manipulatorów maszyn leśnych [Zajczik 1976]



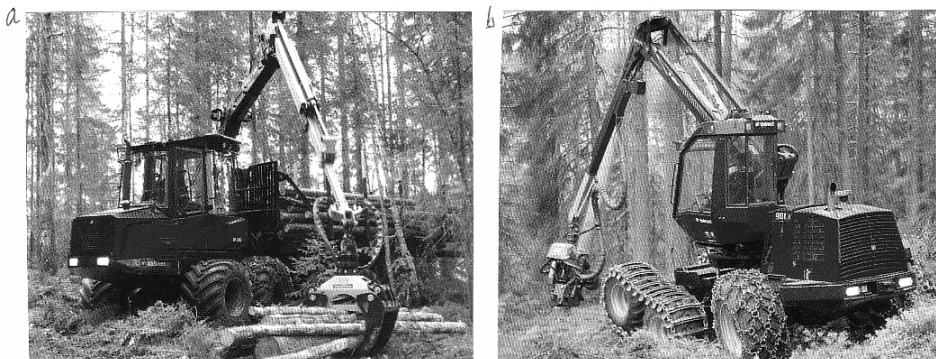
Rys. 9.19. Schematy konstrukcyjne ostojnic żurawi maszyn leśnych [Zajczik 1976]:
a, b, c – obrotowych, d, e, f – nieobrotowych



Rys. 9.20. Zastosowanie żurawia o wysięgniku dźwigniowym z belkowym ramieniem chwytaka przedłużonym teleskopowo do maszyn ścinkowo układających przeznaczonych do czyszczeń i trzebieży wczesnych ze szlaku operacyjnego [Myhrman 1976]: 1 – kółko jezdne głowicy, 2 – głowica ścinkowa, 3 – głowica okrzesująca



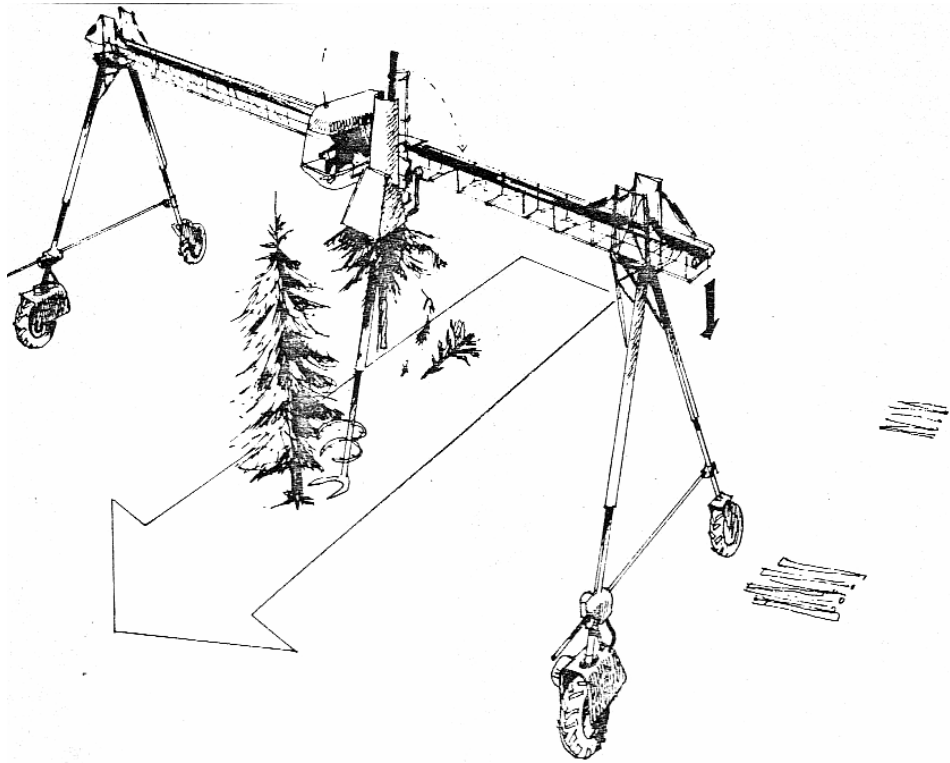
Rys. 9.21. Schematy umieszczenia manipulatora żurawiego na maszynie leśnej [Zajczik 1976]:
a, b – na platformie niezależnie od kabiny, c, d – na dachu kabiny
e, f – na platformie pokrętej razem z kabiną



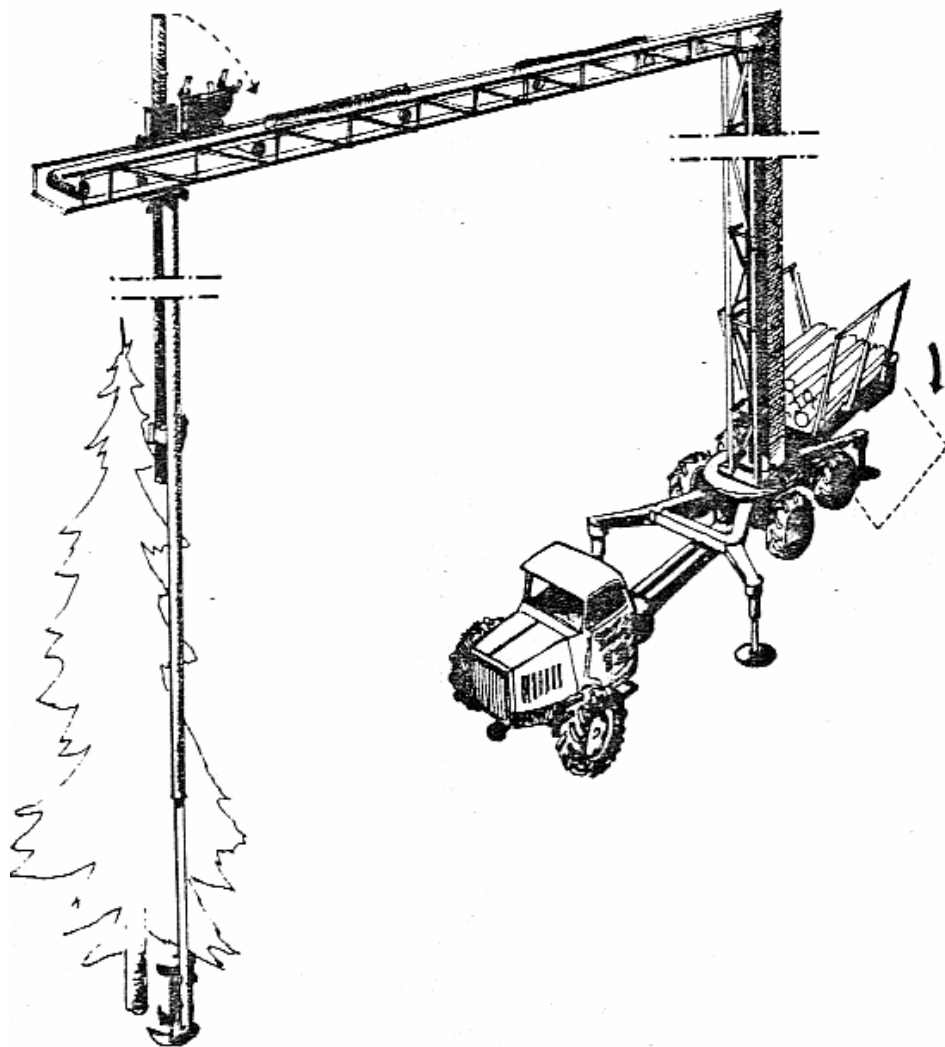
Rys. 9.22. Maszyny do pozyskania drewna firmy Valmet [Reklama]: a – forwarder 830.1, b – maszyna ścinkowo-układająca lub harvester 901.3 (zależnie od zamontowanej głowicy)



Rys. 9.23. Procesor ÖSA 706/250 o podwoziu dwuosiowym przegubowym [Reklama]



Rys. 9.24. Bramowa maszyna ścinkowo-okrzesująco-sortymentująca-zrywkowa do trzebieży [Myhrman 1973]



Rys. 9.25. Maszyna ścinkowo-okrzesująca-sortymentująca-zrywkowo-układająca do trzebieży wczesnych o konstrukcji opartej na żurawiu wieżowym [Myhrman 1973]

10. GŁOWICE ŚCINKOWE MASZYN ŚCINKOWYCH I WIELOOPERACYJNYCH

10.1. Sposoby maszynowej ścinki i obalania drzew

Głowice ścinkowe są podstawowym narzędziem roboczym maszyn ścinkowych, ścinkowo–pakietujących, ścinkowo–zrywkowych, harwesterów. Składają się z urządzenia tnącego typu nożowego lub piłowego, napędzanego hydraulicznymi siłownikami lub silnikiem i z chwytaka podtrzymującego drzewo w czasie ścinki i służącego jako chwytak manipulatora (żurawia) w czasie przemieszczania drzewa (rys. 10.1). Przedstawiona na tym rysunku głowica ma podwójne urządzenie tnące: łańcuchowe, z piłą o podziałce 1/2" i możliwości ścinki drzew o średnicy do 58 cm w miejscu cięcia oraz dodatkowo urządzenie nożycowe do drzew o średnicy do 20 cm.

Istnieje wiele sposobów maszynowej ścinki drzew, możliwych do zrealizowania różnorodnymi konstrukcjami urządzeń tnących głowic ścinkowych. Ścinka może być wykonana za pomocą jednego urządzenia tnącego (rys. 10.2), za pomocą dwóch urządzeń tnących działających w jednej płaszczyźnie (rys. 10.3), za pomocą dwóch lub trzech urządzeń tnących działających w dwóch płaszczyznach (rys. 10.4).

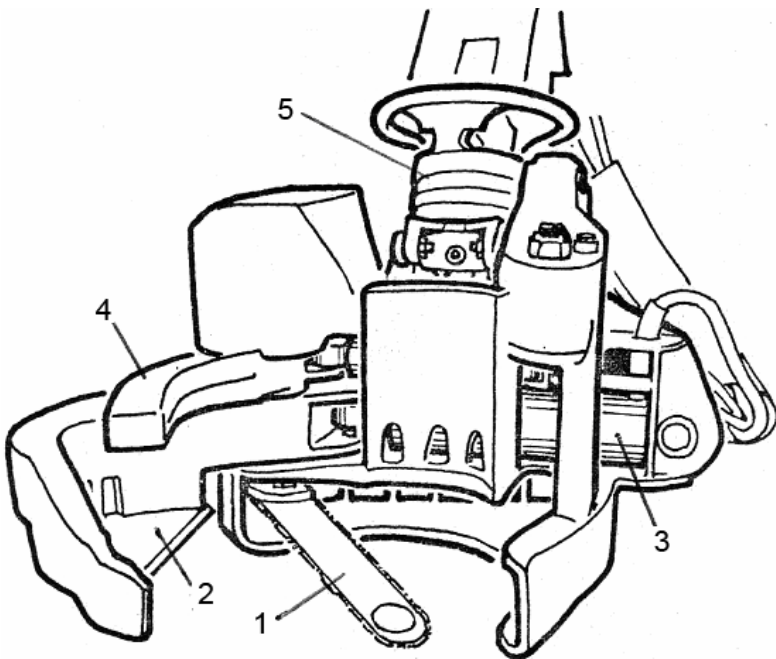
Przy ścinie maszynowej można wyróżnić trzy fazy – pierwsza to **ścianie drzewa** do takiego położenia urządzenia tnącego, przy którym grubość zawiasy (niedocięcia, niedopiłu) jest taka, że możliwe jest jej zerwanie i zsuniecie odziomka z pniaka. W czasie tej fazy konieczne jest podtrzymanie drzewa w pierwotnym położeniu, by uniknąć zakleszczenia urządzenia tnącego i zapobiec odchyleniom drzewa w dowolnym kierunku. Druga faza to **zsuwanie drzewa z pniaka**. W czasie tej fazy drzewo przechylane jest w stronę obalania do momentu zerwania zawiasy, a na drzewo działa siła obalająca od urządzenia obalającego. Trzecia faza to swobodny upadek drzewa (przy ścinie maszynami ścinkowymi) lub przenoszenie i **układanie drzewa** (przy ścinie maszynami ścinkowo–układającymi). Dwa ostatnie etapy (bez układania) przy ścinie pilarkami nazywaliśmy obalaniem drzewa i tak też opisano drugą fazę na rysunkach (10.2–10.4). Przy ścinie pilarkami zerwanie zawiasy następuje przy zetknięciu się poziomego i skośnego rządu podcięcia.

Sposoby ścinki i obalania za pomocą jednego urządzenia tnącego jednym rzazem (rys. 10.2) są najprostsze. Urządzenie tnące w tych przypadkach jest nieskomplikowane, jego ustawienie w pozycję roboczą przy drzewie nie wymaga złożonych manipulacji. Trudne natomiast jest zabezpieczenie zsuwania drzewa z pnia bez uszkodzenia odziomka (przez odłupanie drewna) i zapobieganie niepożądanym kierunkom obalania. Odłupywanie drewna zmniejsza opora z ostrzem (1) – rys. 10.2, wciskana od strony niedopiłu i działająca jak kontrnóż oraz przykładanie siły obalającej (spychającej odziomek z pnia) nie wyżej niż 1,3–1,5 m ponad powierzchnią ścięcia. Obustronne obciążenie odziomka przy zrywaniu niedopiłu (rys. 10.2f) zmniejsza przenoszenie obciążeń na manipulator maszyny. Ścinka bez

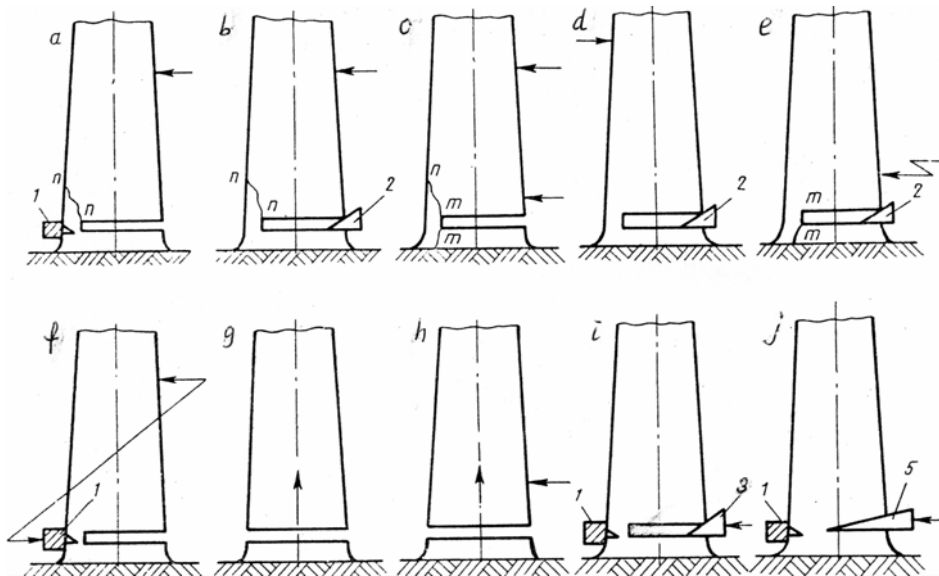
pozostawienia zawiasy (rys. 10.2g, h) stosowana w maszynach ścinkowo-układających, jest bez strat drewna, ale wymaga, by maszyna i manipulator miały dużą masę zwiększającą stateczność.

Sposoby ścinki i obalania za pomocą dwóch urządzeń tnących działających w jednej płaszczyźnie, z pozostawieniem zawiasy (rys. 10.3) zapewniają chwilową stateczność ścinanego drzewa (w czasie ścinki), właściwe ukierunkowanie obalania i zsuwanie odziomka z pnia bez uszkodzeń drewna. Sposoby te wymagają starannej konstrukcji i wykonania urządzenia tnącego. Jedno z urządzeń tnących wykonuje rżaz analogiczny do podcięcia przy ścince pilarkami. Przy dostatecznej szerokości zawiasy proces ścinki składa się z trzech faz – ścinania drzewa, pochylenia drzewa do zerwania zawiasy i swobodnego padania. Przy wąskiej zawiasie można wyróżnić cztery fazy – ścinanie, pochylenie drzewa do zetknięcia się ścianek rżazu „podcięcia”, zerwanie zawiasy i padanie drzewa.

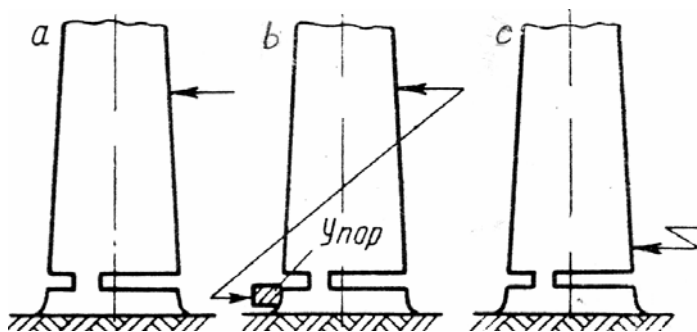
Niezakleszczania urządzenia tnącego i brak uszkodzeń drewna jest zapewnione przy ścince dwoma lub trzema urządzeniami tnącymi działającymi w dwóch płaszczyznach (rys. 10.4). W przedstawionych na tym rysunku sposobach ścinki, chwilowa stateczność drzewa może być osiągnięta nawet przy ścinaniu bez pozostawienia zawiasy, z uwagi na dwupoziomowość rżazów. Przy tym zapewnione jest spychanie odziomka z pnia bez uszkodzeń drewna, bowiem ścinanie drewna pomiędzy rżazami (n–n i m–m) nie narusza drewna odziomka.



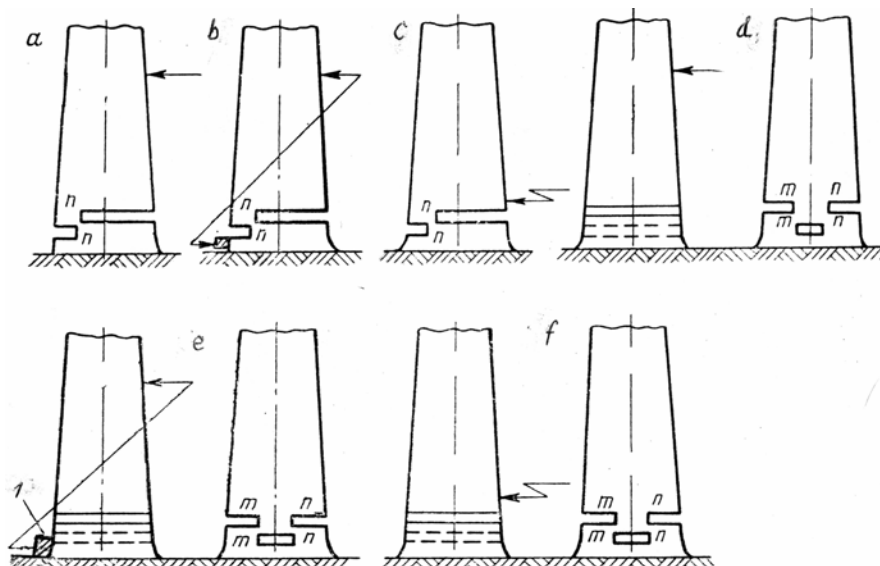
Rys. 10.1. Głowica ścinkowa łańcuchowo-nożowa Volvo BM-Valmet [Logging 1980]:
1 – prowadnica z piłą łańcuchową, 2 – nóż, 3 – silownik, 4 – ramię chwybaka, 5 – rotor



Rys. 10.2. Sposoby ścinki i obalania drzew za pomocą jednego urządzenia tnącego [Orłow 1973]:
 a – ścinka piłą łańcuchową, piłą tarczową lub frezem walcowym (przy frezie niezbędna opora 1); obalanie dźwignią, b – ścinka jw., podtrzymywanie drzewa klinem, obalanie dźwignią, c – ścinka jw., obalanie dźwigniowe z przyłożeniem sił w dwóch miejscach, d – ścinka jw., podtrzymywanie drzewa klinem 2, obalanie dźwignią w stronę klina, e – ścinka jw., podtrzymywanie drzewa klinem, obalanie przez spychanie odziomka w stronę przeciwną do kierunku obalania, f – ścinka jw. lub nożem płaskim, podtrzymywanie i ściąganie drzewa z pniaka za pomocą opory 1 i dźwigni, g – ścinka jak w przypadku f, lecz bez pozostawienia zawiasy, podtrzymywanie i obalanie manipulatorem maszyny, h – ścinanie piłą tarczową, podtrzymywanie i ściąganie drzewa z pnia manipulatorem maszyny, i – ścinanie piłą łańcuchową lub nożem płaskim z kontrnożem (opora 1), podtrzymywanie i obalanie klinem 3, j – ścinka i obalanie nożem klinowym z kontrnożem
 1; n-n, n-m, m-m – miejsca odłupania drewna z odziomka



Rys. 10.3. Sposoby ścinki i obalania drzewa za pomocą dwóch urządzeń tnących działających w jednej płaszczyźnie, z pozostawieniem niedopiłu [Orłow 1973]: a – ścinka piłami łańcuchowymi na dwóch prowadnicach, obalanie dźwignią, b – ścinka jw., obalanie dźwignią z oporą – przez oporę, c – ścinka piłą z dwoma prowadnicami lub nożycami (dwoma nożami płaskimi), obalanie uderzeniem w odziomek



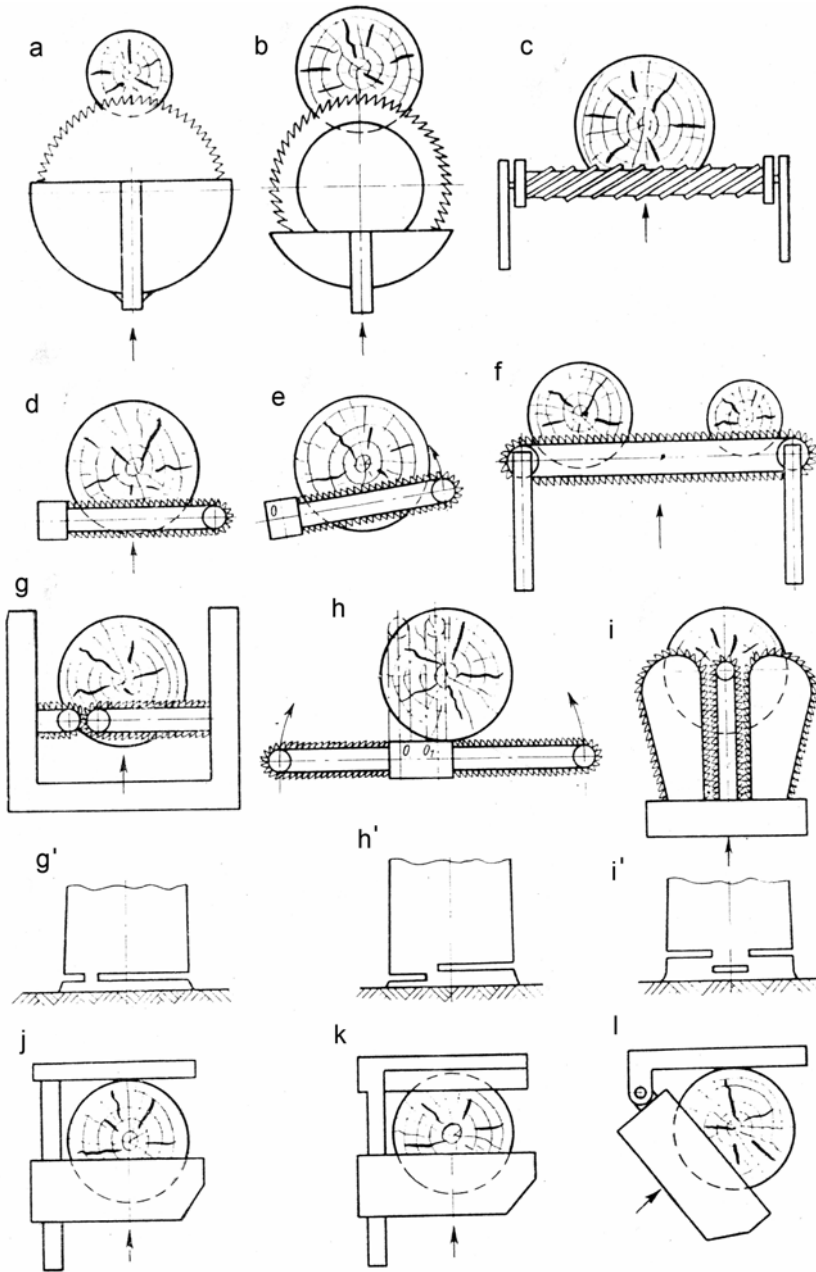
Rys. 10.4. Sposoby ścinki i obalania drzew za pomocą dwóch lub trzech urządzeń tnących, działających w dwóch płaszczyznach [Orłow 1973]: a – ścinka jedno- lub dwuprowadnicowa piłą łańcuchową, obalanie dźwignią, b – ścinka jw., obalanie dźwignią z oporą, w stronę opory, c – ścinka jw., obalanie uderzeniem, d – ścinka urządzeniem o trzech prowadnicach, obalanie dźwignią, e – ścinka jak w przypadku d, obalanie dźwignią z oporą w stronę opory, f – ścinka jak w przypadku d, obalanie uderzeniem; n–n, m–m – miejsca odłupywania drewna z odziomka

10.2. Urządzenia tnące głowic ścinkowych

Przykłady urządzeń tnących głowic ścinkowych pokazano na rysunkach 10.5–10.7. **Piły tarczowe** (10.5a) z uwagi na możliwości przerzynki drzew tylko o małych średnicach mają zastosowanie do głowic maszyn do pozyskania drewna z młodszych drzewostanów. Można do nich stosować napędy o dużej mocy i dlatego cechują się dużą wydajnością piłowania. Jednak tarcze łatwo się uszkadzają i wymagają pewnej ochrony.

Frezy tarczowe (rys. 10.5b) mogą mieć napęd nie przechodzący przez ich środek, dzięki czemu mają możliwości ścinki drzew o większej średnicy niż piły tarczowe, można wykorzystywać do ich napędu silniki o dużej mocy, mają dużą wydajność skrawania. Przy skrawaniu drewna frezami tarczowymi szerokość rządu jest znaczna, co powoduje duże zużycie energii na skrawanie. Frezy te są trwałe, a wykonane z właściwych materiałów, przy właściwej obróbce mogą długo pracować bez ostrzenia i cechują się dużą sztywnością.

Frezy walcowe do ścinki drzew (rys. 10.5c) dla zapewnienia dostatecznej sztywności powinny być o stosunkowo dużej średnicy (80–100 mm), co wymaga napędu o dużej mocy, dużych prędkości obrotowych frezy, zwiększa masę i wymiary konstrukcji układu napędowego. Zaletami frezów wałowych są: duża wytrzymałość, możliwość czołowej ścinki bez zawiasy i bez obawy o zakleszczenie, mała masa samego narzędzia i niezawodność pracy.



Rys. 10.5. Schematy urządzeń tnących głowic ścinkowych [Orłowski 1973]: a – piła tarczowa, b – frez tarczowy, c – frez tarczowy, c – frez walcowy, d – piła łańcuchowa (o posuwie prostopadłym do osi podłużnej prowadnicy), e – piła łańcuchowa (o posuwie wynikającym z obrotu prowadnicy), f – prowadnica belkowa z piłą łańcuchową, g – piła z dwoma prowadnicami (o posuwie prostopadłym do osi podłużnych prowadnic)

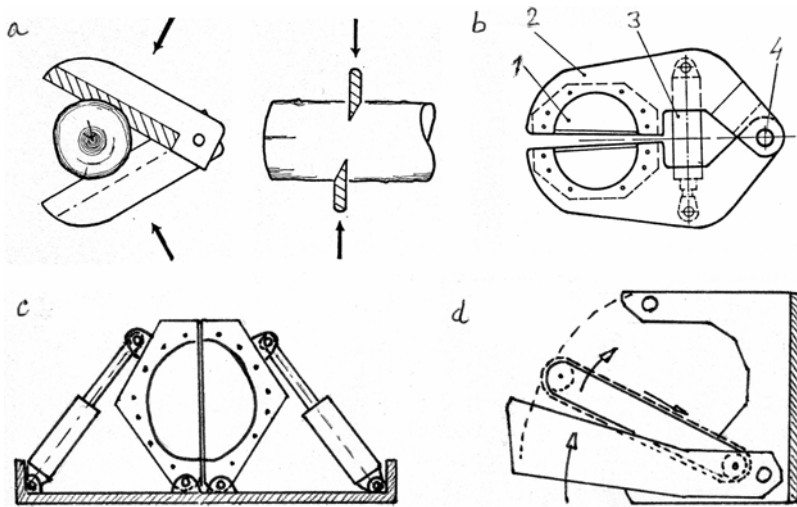
Piły łańcuchowe (rys. 10.5d–i, 10.6d) są najczęstszymi urządzeniami tnącymi głowic. Urządzenia na rysunkach 10.5d,e i 10.6d, typu wspornikowego, używane są w głowicach maszyn ścinkowo–układających. Wadą tych urządzeń jest możliwość odłupania drewna i rozszczępienia odziomka przy ściąganiu odziomka z pniaka. Przeciwdziała się temu, obniżając miejsce przyłożenia siły spychającej pień i pozostawiając wąską zawiase. Urządzenie tnące z piłą łańcuchową na prowadnicy belkowej, może mieć dużą szerokość roboczą, pozwala na jednoczesną ścinkę kilku cienkich drzew i jest stosowane w maszynach ścinkowych typu czołowego. Problemy konstrukcyjne w tym przypadku wynikają przy opracowaniu sprawnych mechanizmów obalania drzew. Zasadę pracy urządzenia tnącego dwuprowadnicowego (można też w takim przypadku mówić o dwóch urządzeniach tnących głowicy) pokazano na rys. 10.5g, h. W pierwszym przypadku posuw dokonywany jest ruchem postępowym prostopadle do podłużnej osi prowadnic, a rzazy są w jednej płaszczyźnie. W drugim przypadku posuw dokonywany jest obrotowym ruchem prowadnic wokół osi O i O_1 , a rzazy są na różnych poziomach; rzaz „podcinający” dokonywany lewą prowadnicą położony jest niżej.

Na rysunku 10.5i pokazano urządzenie tnące z trzema prowadnicami, do realizacji ścinki drzewa rzazami leżącymi w dwóch płaszczyznach, co zabezpiecza chwilową stateczność drzewa i spychanie odziomka z pniaka bez uszkodzeń drewna. Stosowanie głowic z dwoma lub trzema urządzeniami tnącymi, cechuje się dużą wydajnością i wąskim niedopilem. Właściwa praca skrawania skrajnych pił urządzenia trójprowadnicowego jest o 15–20%, a środkowej o 30–45% większa od właściwej pracy skrawania jednym urządzeniem tnącym.

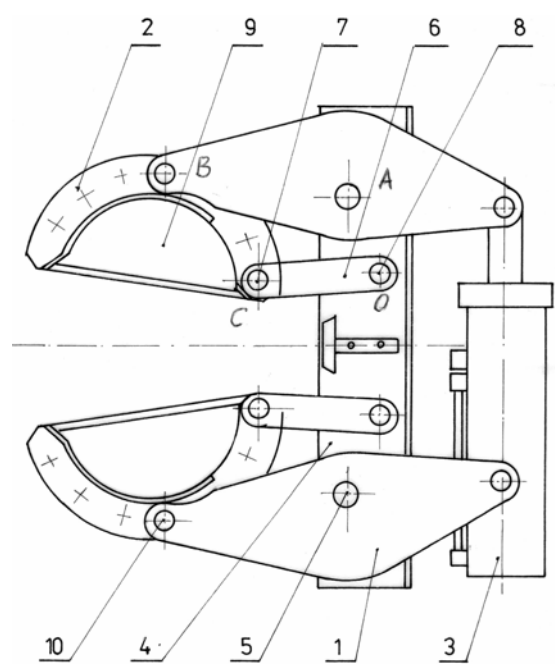
Nożowe urządzenia tnące (rys. 10.5j–l, 10.6b, c) są proste w konstrukcji. Noże mogą być płaskie i klinowe, a urządzenia jedno- lub dwunożowe. Przy jednym nożu rolę kontrnoża spełnia nieruchoma opora, a ruch noża jest postępowy (rys. 10.5j) lub obrotowy (rys. 10.5l). Urządzenia dwunożowe mogą mieć jeden noż ruchomy, poruszający się ruchem postępowym, a drugi (kontrnoż) nieruchomy (rys. 10.5k) albo też oba noże ruchome poruszające się ruchem obrotowym (rys. 10.6b, c) lub płaskim (kombinacją ruchu postępowego i obrotowego). To ostatnie urządzenie nazywa się też **nożycami ścinkowymi**. Noże klinowe oprócz przecinania drewna spełniają rolę klinów obalających. W praktyce nożowe urządzenia tnące stosowane są do ścinania drewna cienkiego, w drzewostanach jednowiekowych. Przy ścince tymi urządzeniami grubych drzew niezbędne są duże siły, rzędu kilkuset kiloniuutonów, w wyniku czego głowice ścinkowe są masywne i ciężkie.

Z omówionych wyżej konstrukcji urządzeń tnących próbie czasu ostały się tylko niektóre rozwiązania nożyc ścinkowych o możliwościach piły łańcuchowej w ruchu wahadłowym prowadnicy (rys 10.5e).

O możliwościach urządzeń tnących, oprócz rodzaju urządzenia, decyduje również konstrukcja mechanizmu przenoszenia napędu. Przykładem może być urządzenie tnące dwunożowe (10.6), o złożonym obrotowo–wzdłużnym ruchu noży, wynikającym z kinematyki czworoboków przegubowych i dźwigni, za pomocą których przekazywane są siły od parcia tłoka siłownika hydraulicznego. Głowica z tym urządzeniem mocowana jest na podnośniku ciągnika i pozwala na ścinkę drzew do 25–30 cm, a więc więcej niż przy prostych nożycach ścinkowych (rys. 10.7).

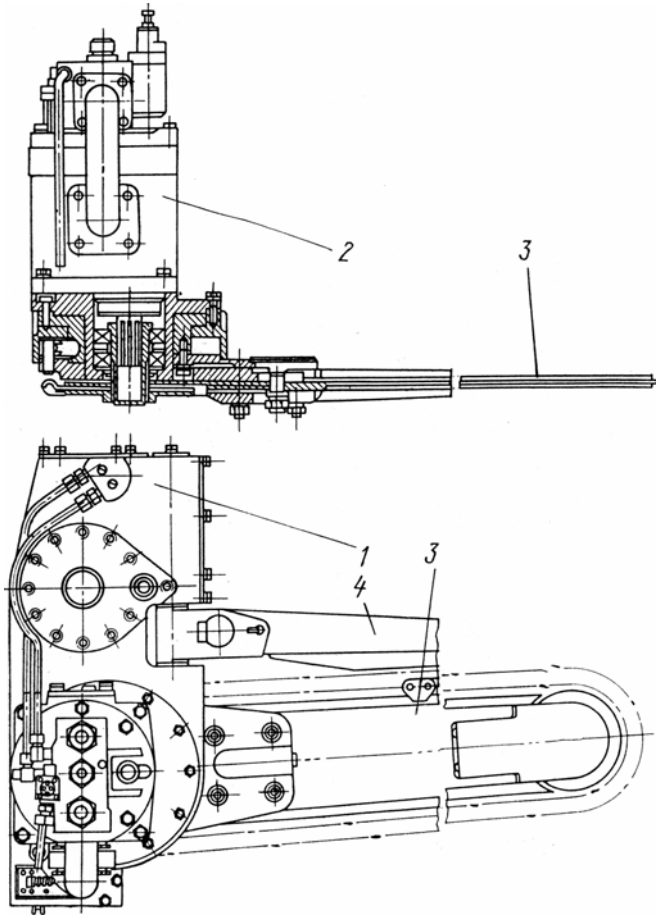


Rys. 10.6. Schematy urządzeń tnących głowicy ścinkowej [instrukcja]: a - zasada działania noży prostych, b - urządzenie dwunożowe nożycowe z jednym siłownikiem hydraulicznym; 1 - nóż, 2 urządzenie dwunożowe dwusilownikowe, d - głowica z piłą łańcuchową na obrotowej prowadnicy

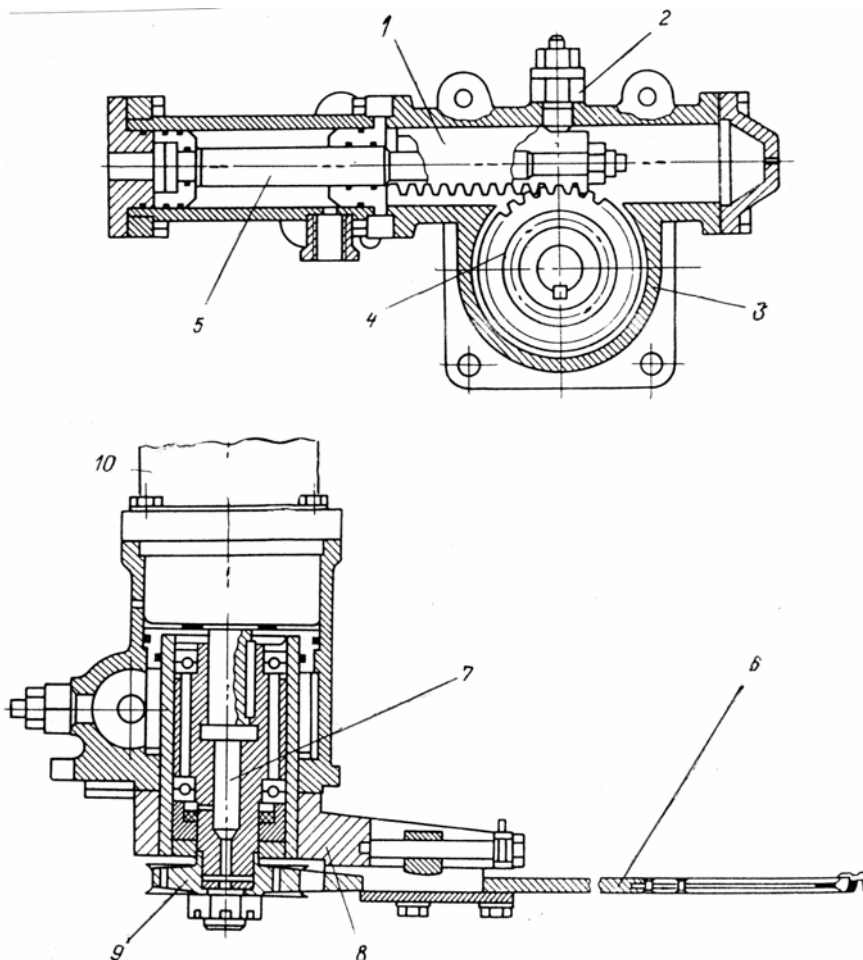


Rys. 10.7. Schemat urządzenia tnącego głowicy ścinkowej N5 konstrukcji J. Więsika (SGGW) [Instrukcja]: 1 - dźwignia dwuramienna, 2 - obudowa noży, 3 - siłownik hydrauliczny, 4 - rama, 5 - sworzeń dźwigni, 6 - ramię czworoboku przegubowego OABC, 7, 8 - sworznie ramienia OC, 9 - nóż, 10 - sworzeń dźwigni

Schematy konstrukcyjne urządzeń tnących z piłą łańcuchową i wspornikową prowadnicą oraz napędu urządzeń pokazano na rysunkach 10.8 i 10.9. Oba urządzenia napędzane są silnikami hydraulicznymi. Działanie napędu piły takich urządzeń opisać można na przykładzie głowicy maszyny ścinkowo-układającej LP-2 (rys. 10.9). Po przełączeniu sekcji rozdzielacza hydraulicznego na piłowanie, wał silnika hydraulicznego (10) zaczyna się obracać i za pomocą wałka (7) i kółka napędowego (9) wprawia w ruch piłę łańcuchową. Jednocześnie płyn roboczy z układu hydraulicznego dostaje się do siłownika hydraulicznego (5) mechanizmu posuwu prowadnicy i listwa zębata (1) zaczyna się przesuwac, wprawiając w ruch kółko zębate (4) (znajdujące się w korpusie (3) mechanizmu). Do kółka zamocowany jest wspornik (8) z prowadnicą piły (6). W rezultacie tego piła wydostaje się z ramy i rozpoczyna się piłowanie drewna (przy ruchu obrotowym prowadnicy).



Rys. 10.8. Schemat konstrukcyjny urządzenia tnącego i jego napędu głowicy ścinkowej maszyny ścinkowo-zrywkowej WTM-4 [Matwejko 1980]: 1 – silnik hydrauliczny, 2 – korpus, 3 – prowadnica, 4 – osłona prowadnicy



Rys. 10.9. Schemat urządzenia tnącego i jego napędu głowicy maszyny ścinkowo-układającej LP-2 [Matwejko 1980]: 1 – listwa zębata, 2 – wyłącznik ograniczający posuw listwy, 3 – korpus mechanizmu napędu piły i posuwu prowadnicy, 4 – kółko zębate, 5 – siłownik hydrauliczny mechanizmu obrotu prowadnicy, 6 – prowadnica piły, 7 – wałek silnika, 8 – wspornik prowadnicy, 9 – kółko napędowe piły, 10 – silnik hydrauliczny

10.3. Urządzenia obalające głowic ścinkowych

Oprócz urządzenia tnącego głowice ścinkowe zaopatrzone są w chwytaki do przytrzymywania drzewa podczas ścinki i ewentualnego układania drzewa i w urządzenia obalające, służące do pochylenia drzewa, zerwania zawiasy i zepchnięcia drzewa z pniaka. Przykłady urządzeń obalających maszyn ścinkowych pokazano na rysunkach 10.10 i 10.11.

Urządzenia do obalania-spychania odziomka z pniaka lub zdjęcia drzewa z pniaka podzielić można na dwie grupy: urządzenia przejmujące na siebie (na ma-

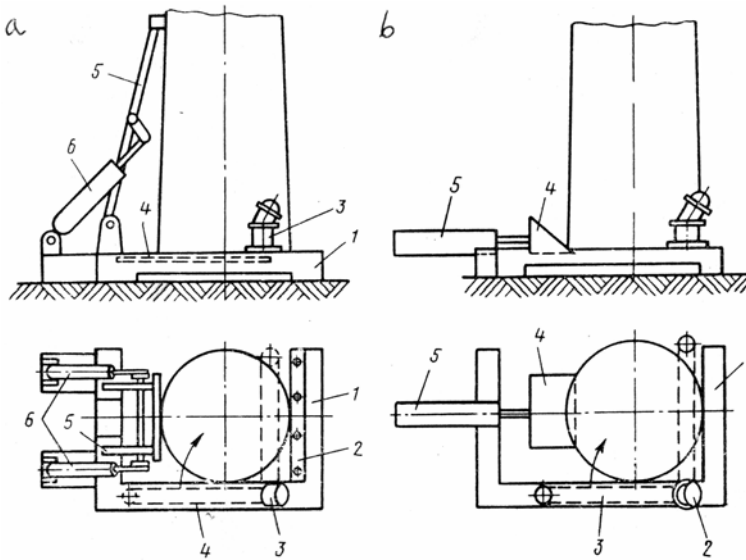
szynej) reakcję obalania drzewa i nie przejmując tej reakcji. Urządzenia pierwszej grupy mogą być dźwigniowe (drażkowe), działające tak jak tyczki kierunkowe do obalania lub typu manipulatorowego (żurawiowego). Przy dźwigniowych urządzeniach obalających, drzewo spychane jest z pnia za pomocą siły przyłożonej powyżej płaszczyzny ścinania; istnieje przy tym możliwość odłupania drewna od odziomka. Urządzeniami typu manipulatorowego drzewo zdejmuje się z pnia; manipulator działa jak żuraw hydrauliczny i przy ścinie wymaga maszyn ścinkowych o dużej masie.

Urządzenia obalające drugiej grupy, bez przejmowania przez głowicę i maszynę ścinkową reakcji drzewa można podzielić na typu dźwigniowego, klinowego i manipulatorowego. Przy tych urządzeniach obalanie przeprowadza się przy oparciu urządzenia o pniak, który przejmuje reakcję drzewa. Przykład urządzenia dźwigniowego drugiej grupy pokazano na rys. 10.10a. Rama (1) tego urządzenia wykorzystywana jest jako ustalacz skrajnego położenia prowadnicy piły (4), a zamontowanie kontrnoża (2) pozwala na podcięcie włókien drzewnych z przeciwnej do dźwigni strony, pod działaniem reakcji drzewa na spychanie z pnia. W czasie ścinki drzewo jest podtrzymywane za pomocą drażka obalającego z uwagi na niskie ciśnienie płynu hydraulicznego. Przełączenie na pełne ciśnienie płynu dokonuje się w chwili przełączenia prowadnicy na ruch powrotny, co powoduje zwiększenie nacisku dźwigni na pień drzewa. Opisany mechanizm może być wykorzystany w maszynach ścinkowych bocznego typu.

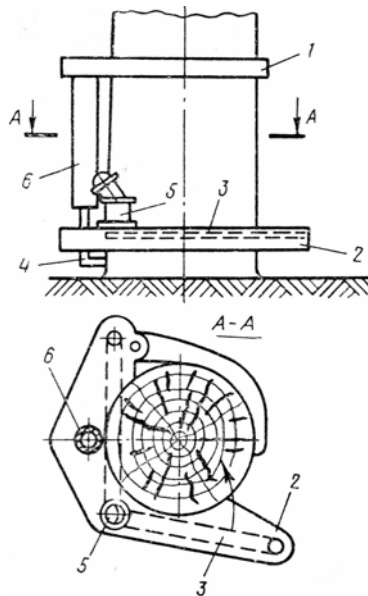
Urządzenie obalające typu klinowego (z drugiej grupy urządzeń) jest pokazane na rys. 10.10b. Drzewo obala się za pomocą klina (4), wciskanego w rżaz za pomocą siłownika hydraulicznego (5), do którego w czasie ścinania podaje się płyn o małym ciśnieniu. Klin obalający spełnia wtedy rolę klina ścinkowego, podtrzymującego drzewo w celu uniknięcia zakleszczenia urządzenia tnącego (3). Po skończeniu ścinania drzewa, po dojściu prowadnicy do ramy (1) następuje zatrzymanie piły i przełączenie zasilania układu hydraulicznego na siłownik (5), który zwiększa nacisk klina na drewno. Urządzenie to przeznaczone jest do głowic maszyn ścinkowych bocznego typu.

W urządzeniu przedstawionym na rys. 10.11 drzewo zdejmowane jest z pniaka za pomocą podnośnika hydraulicznego, wbudowanego w głowicę ścinkową. Drzewo jest utrzymywane chwytakami (1) i (2), a opora podnośnika (4) wbija się w pniak, poniżej płaszczyzny ścinania. Po włączeniu piły drzewo jest napinane działającą w górę siłą parcia tłoka siłownika hydraulicznego podnośnika. Powoduje to podnoszenie drzewa na wysokość 3–4 cm po przecięciu drzewa. Po oddzieleniu od pnia, drzewo razem z głowicą jest pochylane w stronę obalania albo przenoszone w pozycji pionowej do pakietowania.

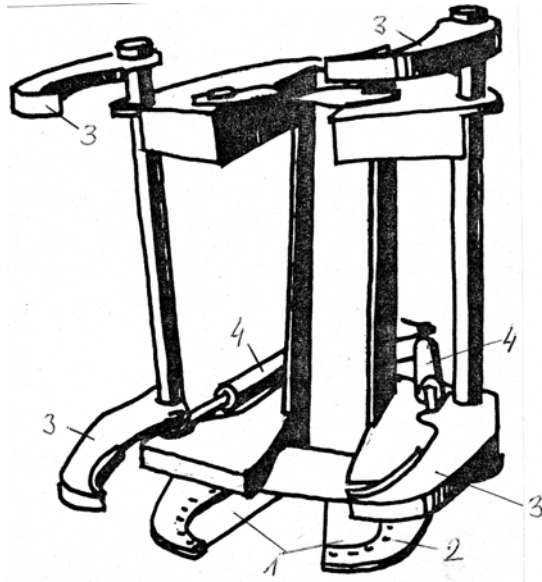
Ramiona chwytaków głowicy mogą być ruchome lub też część z nich jest stała, a część ruchoma. Napęd ramion jest zazwyczaj hydrauliczny (rys. 10.12, 10.13). Schemat napędu hydraulicznego górnego chwytaka głowicy N–5 pokazano na rysunku 10.14. Ogólna budowa głowic ścinkowych maszyn LP–49 i LP–17 pokazana jest na rysunkach 10.15 i 10.16. Głowice ścinkowe firm Morbark (USA) i Makeri (Finlandia) w czasie ścinki przedstawiono na rys. 10.17 i 10.18.



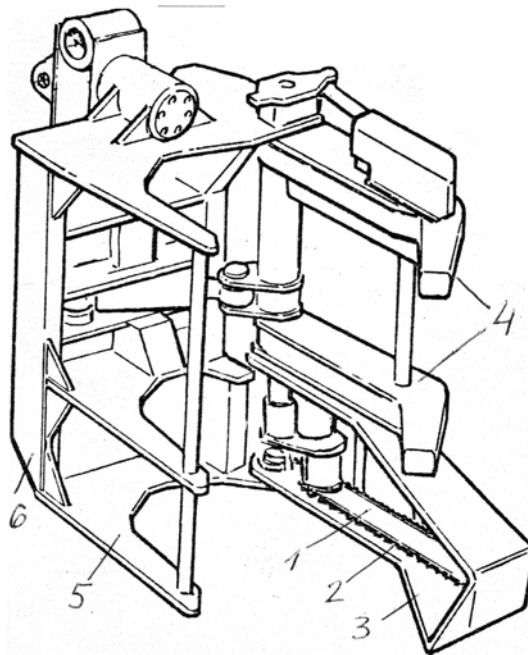
Rys. 10.10. Schematy mechanizmów do obalania drzew głowic ścinkowych [Orłow 1973]:
 a – z dźwignią obalającą; 1 – rama, 2 – kontrnóż, 3 – silnik hydrauliczny, 4 – prowadnica piły łańcuchowej, 5 – ramka dźwigni obalającej, 6 – siłowniki hydrauliczne dźwigni;
 b – z klinem obalającym: 1 – rama, 2 – silnik hydrauliczny, 3 – prowadnica piły łańcuchowej, 4 – klin, 5 – siłownik hydrauliczny klina



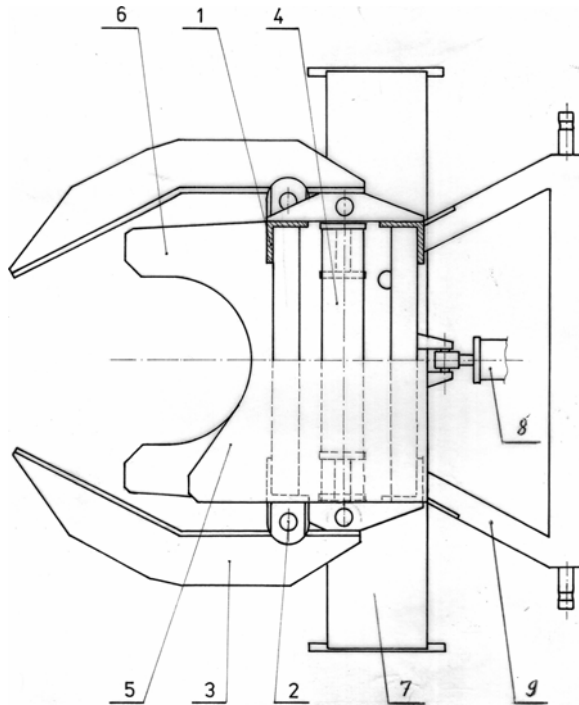
Rys. 10.11. Schemat mechanizmu do obalania drzew głowicy ścinkowej [Orłow 1973]:
 1 – górny chwytak głowicy, 2 – dolny chwytak, 3 – piła łańcuchowa, 4 – opora podnośnika,
 5 – silnik hydrauliczny, 6 – siłownik hydrauliczny teleskopowy podnośnika



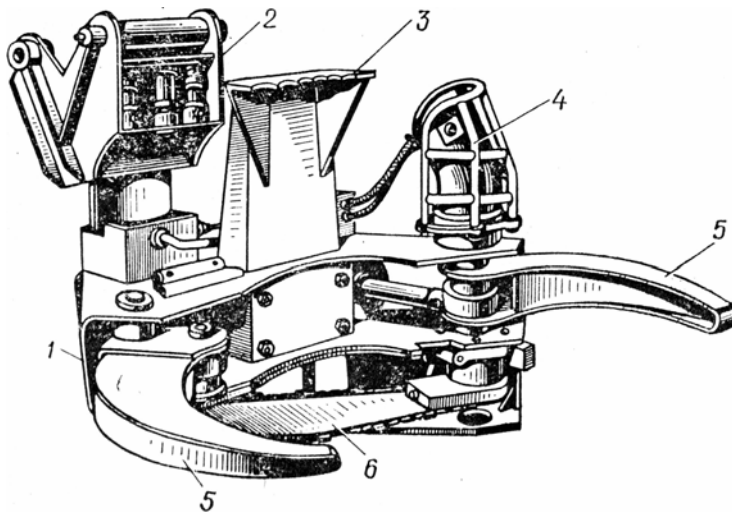
Rys. 10.12. Głowica ścinkowa nożycowa, do układania kilku drzew naraz [Myhrman 1973]:
 1 – nóż, 2 – oprawa noży, 3 – ramiona chwytaka, 4 – siłownik hydrauliczny chwytaka



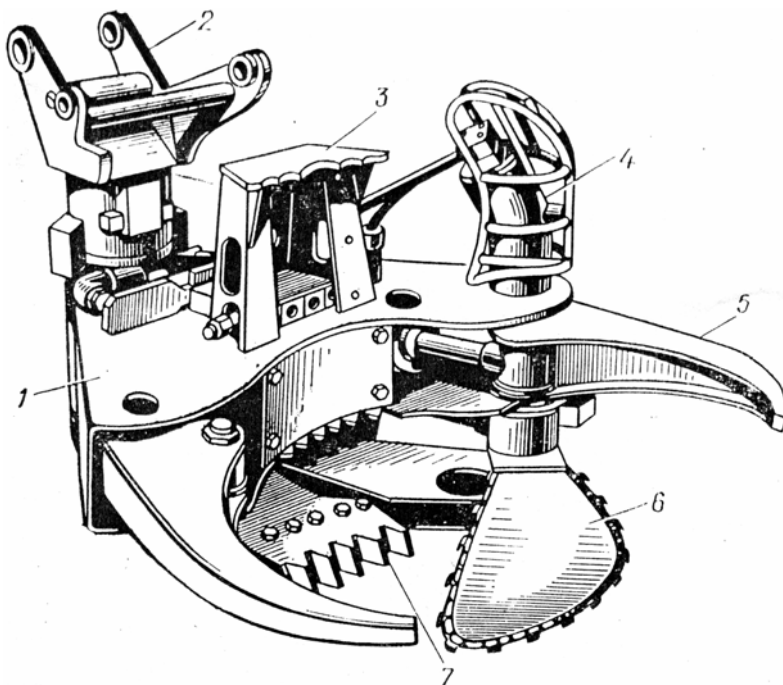
Rys. 10.13. Głowica ścinkowa Jonsered 55 z piłą łańcuchową [Myhrman 1973]: 1 – prowadnica piły, 2 – piła łańcuchowa, 3 – ramię ruchome przytrzymujące drzewo, 4 – ramiona chwytaka, 5 – ramię stałe, 6 – rama głowicy



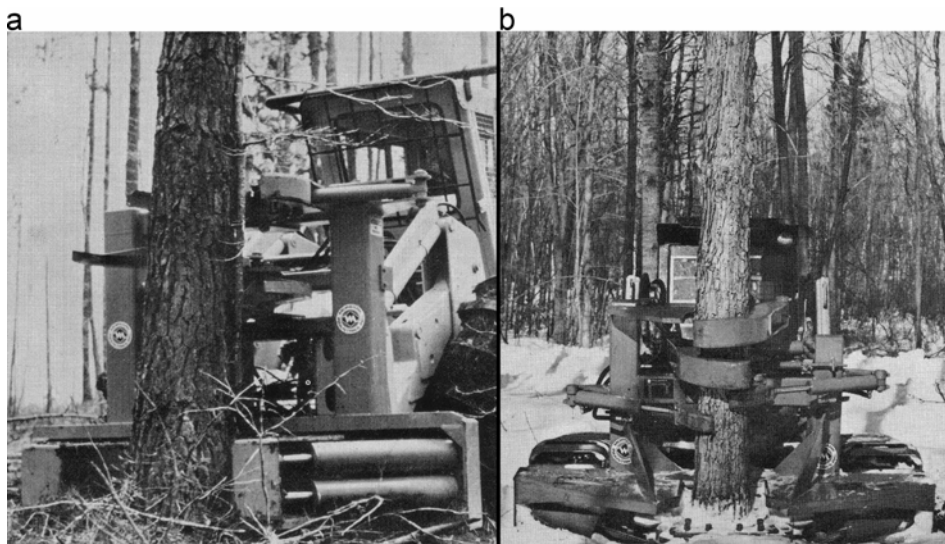
Rys. 10.14. Schemat chwytaka górnego głowicy N5 [instrukcja]: 1 – płyta, 2 – sworzeń, 3 – ruchoma obejma (ramię) chwytaka, 4 – siłowniki hydrauliczne (na różnych poziomach), 5, 6 – stała obejma chwytaka, 7 – belka ramy, 8 – ciągnio zawieszenia, 9 – rama zawieszenia



Rys. 10.15. Głowica ścinkowa maszyny LP-49 [Winogorow 1981]: 1 – rama, 2 – zawieszenie, 3 – opora, 4 – silnik hydrauliczny, 5 – łapy zaciskowe chwytaka, 6 – piła łańcuchowa z prowadnicą



Rys. 10.16. Głowica ścinkowa maszyny LP-17 [Winogorow 1981]: 1 – rama, 2 – zawieszenie, 3 – opora, 4 – silnik urządzenia tnącego, 5 – łapy zaciskowe chwytaka, 6 – prowadnice z piłą, 7 – podnośnik



Rys. 10.17. Głowice ścinkowe Morbark [reklama]: a – 20", b – 14"



Rys. 10.18. Głowica ścinkowa Makeri [reklama]

11. MASZYNY ŚCINKOWE, ŚCINKOWO–UKŁADAJĄCE I ŚCINKOWO–ZRYWKOWE

11.1. Pakietowanie ściętych drzew

Podstawowe elementy omawianych w tym rozdziale maszyn to samojezdne podwozie, głowica ścinkowa, manipulator głowicy i urządzenie do formowania pakietu drzew. Zaletą maszyn ścinkowo–zrywkowych jest wyeliminowanie wysiłku drwali przy zrywce, natomiast wadą – niewykorzystanie około 50% czasu zmiany roboczej przez głowicę, ponieważ w czasie tym maszyna wykonuje operację transportową – zrywkę.

Główną operacją formowania pakietów ściętych drzew na zrębie jest przemieszczanie drzewa od miejsca ścinki do urządzenia formującego maszyny lub miejsca układania drzewa przy szlaku zrywkowym. Drzewa można przemieszczać w różny sposób; głównie w sposób podwieszony lub półpodwieszony. Przy formowaniu pakietu sposobem półpodwieszonym drzewo podawane jest do urządzenia formującego wleczeniem za odziomek lub wierzchołek. Aby zapobiec możliwości zsunięcia się drzew z urządzenia, w czasie układania drzew następnych, drzewa już ułożone należy zamocować. Wyładowywanie pakietu odbywa się zwykle przez wyjechanie maszyny spod pakietu przy otwartych łapach zaciskających maszyny. Przy formowaniu pakietu przez przemieszczanie drzew sposobem podwieszonym, wszystkie drzewa dostarczane są do maszyny stojącej w jednym miejscu, każdorazowo zamocowywanie formowanego pakietu jest zwykle zbędne, a rozładowywanie odbywa się przez nachylenie ruchomych kłonic i zrzucanie drzew na bok maszyny.

Gdy ścinka wykonywana jest maszyną, której promień działania urządzenia tnącego jest mały, maszyna musi podjeżdżać pod każde ścinane drzewo i wtedy przemieszczanie drzewa do maszyny jest na krótkich odległościach. Przy zrębach zupełnych pozyskanie drewna takimi maszynami dokonuje się wąskimi pasami.

Pozyskanie drewna szerokimi pasami możliwe jest maszynami o dużym promieniu działania urządzenia tnącego (wynikającego z umieszczenia głowicy na wysięgniku manipulatora), a ścięte drzewo trzeba przemieszczać do maszyny z dużych odległości.

Istnieją następujące sposoby przybliżania ściętego drzewa do maszyny ścinkowej:

- obalanie drzewa bezpośrednio na urządzenie formujące,
- podniesienie drzewa, obrót i ułożenie drzewa w urządzeniu formującym,
- obalanie drzewa na belkę odbiorczą maszyny i przesunięcie po niej odziomka do urządzenia formującego,
- podciąganie drzewa do urządzenia formującego za odziomek lub wierzchołek za pomocą manipulatora,
- obalanie drzewa na leżącą na ziemi dźwignię odbiorczo–załadowniczą i załadunek drewna przez obrót dźwigni,
- przenoszenie drzewa i ułożenie w urządzeniu formujących za pomocą manipulatora

Przykładem urządzenia formującego pakiet drzew jest ława pokrętna z kłonicami maszyny ścinkowo układającej LP-2 (rys. 11.1). Przy przejeździe z jednego miejsca roboczego na drugie, zaciskowe części kłonic służą do przytrzymywania formowanego pakietu. Kąt obrotu ławy $\pm 20^\circ$. Oprócz takiego urządzenia formującego, z jedną parą kłonic bywają urządzenia o dwóch parach kłonic, przyczepy, platformy załadownicze. Najczęściej jednak maszyny ścinkowo-układające nie mają urządzenia formującego, a formowanie pakietu odbywa się drogą układania pojedynczych drzew na ziemi.

Sposoby zrywki półpodwieszanej drzew i związane z nimi sposoby układania pakietów drzew pokazane są na rysunku 11.2. Jak widać najczęściej urządzenia formujące pakiety składają się z ław pokrętnych z kłonicami. Natomiast przy braku takiego urządzenia i przy układaniu drzew na ziemi, pakiet jest zrywany albo za pomocą ciągnika zrywkowego z chwytakiem hydraulicznym szczękowym (rys. 11.2e), albo podwieszony do samozaciskającej się liny wciągarki ciągnika. W tych przypadkach zarówno chwytak ciągnika zrywkowego (grapple skidder) jak i krążek kierunkowy liny wciągarki ciągnika zrywającego za pomocą liny (chocker skidder) umieszczone są na wysięgnikach (1).

Ciągniki zrywkowe mają ograniczoną ładowność, a stosunkowo dużą siłę uciągu, co pozwala na zrywkę za wierzchołki pakietów o dużej miąższości (rys. 11.2a). Oprócz tego, przy układaniu okrzesywanych pni drzew za wierzchołki, można dokonywać ściągania drzew z większych odległości; szerszym pasem roboczym ze stanowisk na szlaku zrywkowym, jednak pas ścinki ograniczony jest wysięgnikiem manipulatora.

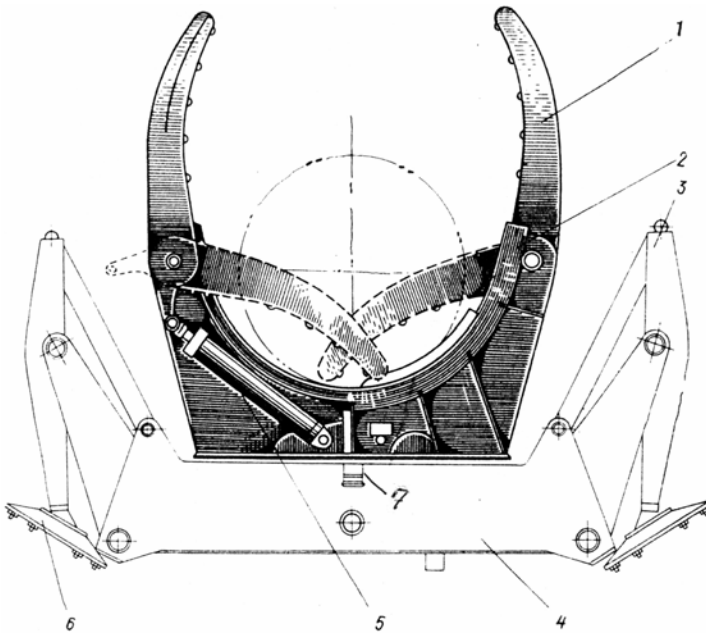
Ścinka, układanie i zrywka drzew odziomkami do przodu na wyposażonej w zaciskowe kłonicie ławie ciągnika, za pomocą manipulatora z głowicą ścinkową (rys. 11.2b), dokonywana może być w następujących po sobie fazach. Przy wyodrębnieniu zrywki w oddzielną operację, układanie drzew w pakiety może być dokonywane albo ciągnikiem z manipulatorem (żurawiem z chwytakiem szczękowym), albo maszyną ścinkowo-układającą. Podobnie jest przy urządzeniu formującym w postaci dwukółki zrywkowej (11.2f). Na rysunku 11.2c pokazany jest sposób zrywki odziomka do przodu na ławie ciągnika, wyposażonej w zaciskowe kłonicie. W celu uchwycenia ułożonego wcześniej pakietu kłonicie obracają się w dół wokół poziomej poprzecznej osi (1), a następnie wraz z pakietem umieszczone są na ławie. Przy tym sposobie czoła odziomków powinny być równo ułożone. Przy zrywce ciągnik może natrafiać na trudności przy skrętach, a podwozie może być przeciążane. Wyładowanie pakietu dokonuje się przez zwolnienie zacisków i wyjazd ciągnika spod pakietu.

Urządzenia formujące pakiet do zrywki podwieszanej wymagają dwóch ław, z których jedna może być na ciągniku (rys. 11.5a), obie na przyczepie (rys. 11.3b) lub obie na maszynie ścinkowo-zrywkowej (rys. 11.3c).

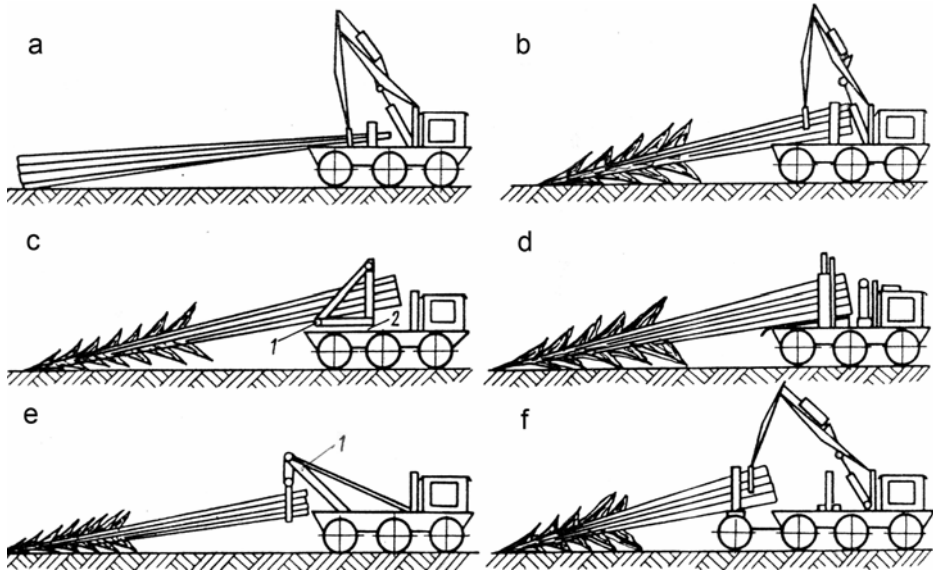
Na rysunkach 11.4–11.7 pokazano sposoby formowania pakietów ściętych drzew za pomocą maszyn o małym promieniu działania urządzenia tnącego. Na rysunku 11.4 pokazano sposoby bezpośredniego obalania drzew na urządzenie formujące. Przy układaniu drzew do zrywki półpodwieszanej wykorzystuje się urządzenie

formujące o jednej parze kłonic. Tym sposobem z jednego stanowiska maszyny można ścinać i ułożyć jedno, rzadziej dwa drzewa położone blisko siebie, w strefie działania manipulatora głowicy ścinkowej i urządzenia obalającego. Sposób ten może być wykorzystany w maszynach o możliwościach ścinki z biegu. Maszyna taka powinna być wyposażona w bardzo wytrzymałe urządzenie tnące i udarowe urządzenie obalające. Zaletą bezpośredniego obalania drzew ściętych na ławę pokrętną maszyny, do przemieszczania drzewa w sposób półpodwieszony, jest prostota oprzyrządowania technicznego, krótki okres układania drzew, możliwość pracy bez uprzedniego przygotowania szlaków operacyjnych. Wadami sposobu jest mała szerokość pasa roboczego i trudność w układaniu drugiej warstwy drzew w urządzeniu formującym, bowiem odziomki drzew pierwszej warstwy stają się przeszkodami przy obalaniu drzew drugiej warstwy.

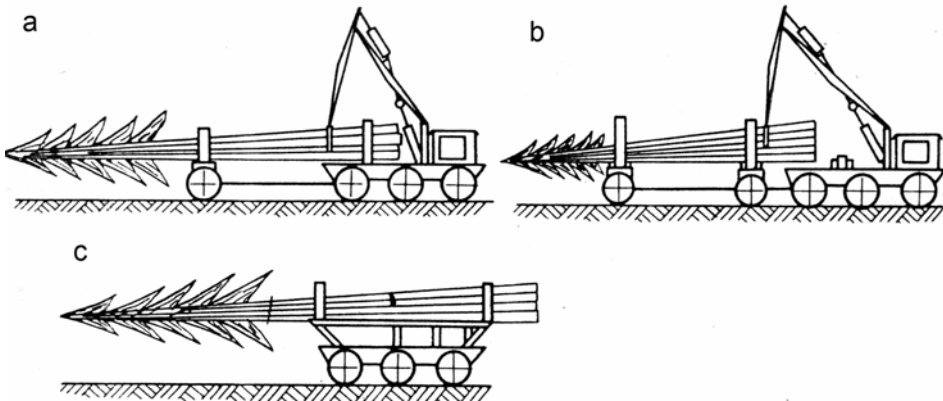
Cykl pracy maszyn przy ścinie i układaniu drzew omawianych sposobem składa się z następujących faz: rozchylenie zaciskowych części kłonic, ścinka drzewa (rzadko dwóch drzew), obalanie drzewa na urządzenie formujące, zamknięcie kłonic, przejście maszyny na następne stanowisko. Po uformowaniu pakietu następuje przejazd maszyny na składnicę przyzrębową i rozładowanie – sposobem wyjazdu maszyny spod pakietu (przy zrywce półpodwieszony rys. 11.4a) lub zrzuceniem pakietu na bok maszyny (przy zrywce podwieszony – rys. 11.4b).



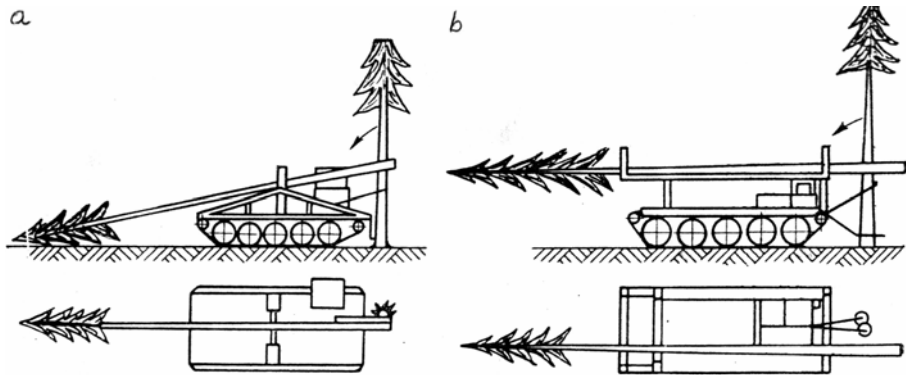
Rys. 11.1. Schemat ławy pokrętniej z kłonicami maszyny ścinkowo-układającej LP-2 [Winogorow 1981]: 1 – zaciskowe końce (dźwignie) kłonic, 2 – rama, 3 – składane opory, 4 – rama, 5 – siłownik hydrauliczny, 6 – płyty oporowe, 7 – sworzeń (oś obrotu ławy)



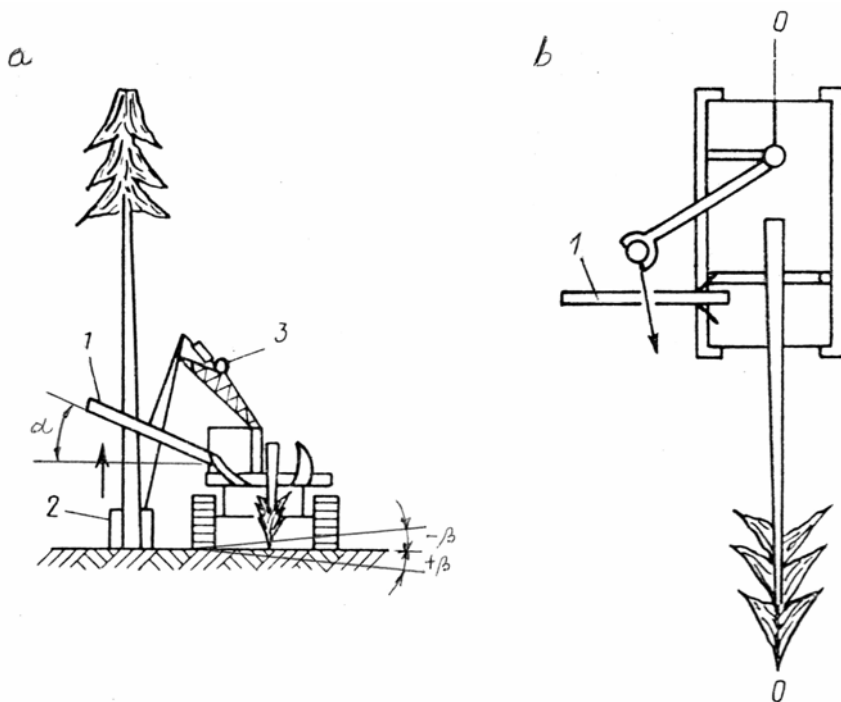
Rys. 11.2. Sposoby zrywki drewna w położeniu półpodwieszonym [Orłowski 1973]: a – wierzchołkami strzał do przodu; b – do przodu odziomkami na ławie ciągnika z manipulatorem; c – odziomkami do przodu na ławie ciągnika z chwytakiem wyposażonym w łapy zaciskowe (ang. clambunk); 1 – oś obrotu, 2 – ława z kłonicami, d – do przodu odziomkami na urządzeniu formującym maszyny ścinkowo-zrywkowej (ang. faller skidder), e – do przodu odziomkami w hydraulicznych chwytakach ciągnika zrywkowego (ang. Grapple skidder); 1 – wysięgnik chwytaka; f – odziomkami do przodu na dwukółce zrywkowej doczepianej do ciągnika zrywkowego



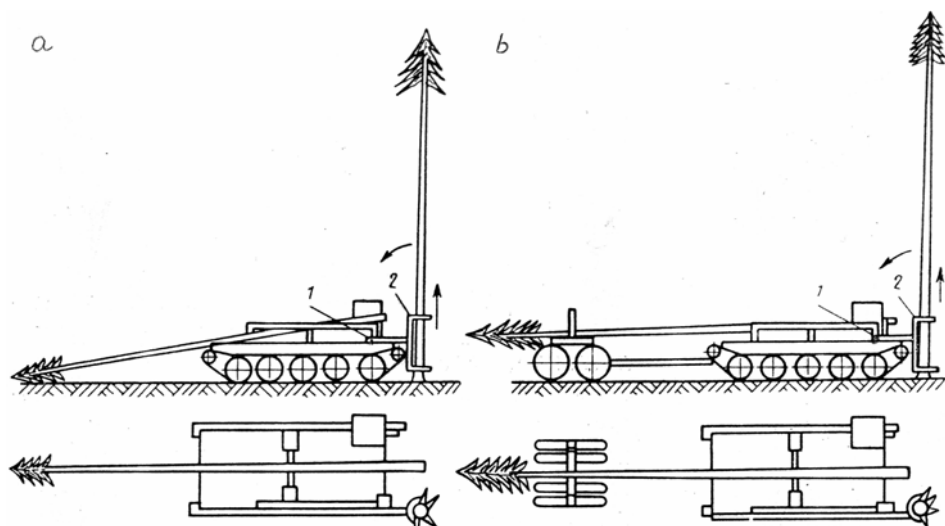
Rys. 11.3. Sposoby zrywki drewna w położeniu podwieszonym [Orłowski 1973]: a – na ciągniku z dwukółką, b – na przyczepie, 3 – na maszynie ścinkowo-zrywkowej



Rys. 11.4. Schematy formatowania pakietu drzew sposobem obalania drzew na urządzenie formujące maszyny [Orłowski 1973]: a – do przemieszczania drzew sposobem półpodwieszonym, b – do przemieszczania drzew sposobem podwieszonym



Rys. 11.5. Schemat układania drzewa przez jego obalenie na belkę odbiorczą i przesuwania odziomka po belce do urządzenia formującego, przy przemieszczaniu drzewa sposobem półpodwieszonym [Orłowski 1973]: 1 – belka odbiorcza, 2 – głowica ścinkowa, 3 – manipulator



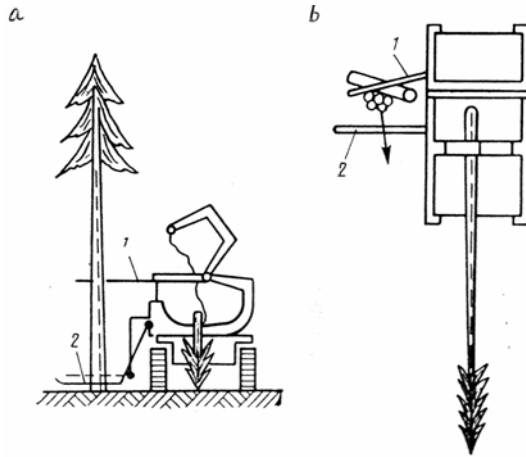
Rys. 11.6. Schemat układania drzew ściętych sposobem ich podniesienia, i ułożenia w urządzeniu formującym przez obrót wraz z chwytakiem głowicy ścinkowej [Orłow 1973]: a – w położenie półpodwieszono, b – w położenie podwieszono; 1 – oś obrotu głowicy, 2 – głowica z chwytakiem

Na rysunku 11.5. pokazano sposób układania drzew przez ich obalenie na belkę urządzenia formującego i przesuwanie odziomka drzewa po belce odbiorczej w urządzenie formujące, jak po równi pochyłej. Belka odbiorcza powinna być wyżej od wierzchołków rozwartych kłonic, a jej kąt nachylenia do poziomu dostatecznie duży. Z prostego rozkładu sił na równi pochyłej wynika następujący warunek zsuwania się odziomka po belce odbiorczej:

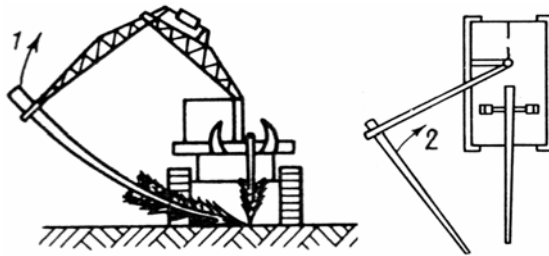
$$\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) > \mu \quad (11.1)$$

gdzie: α – kąt nachylenia belki do płaszczyzny ławy pokrętnej maszyny,
 β – kąt poprzeczne nachylenia terenu na stanowisku maszyny,
 μ – współczynnik tarcia poślizgowego drewna o belkę.

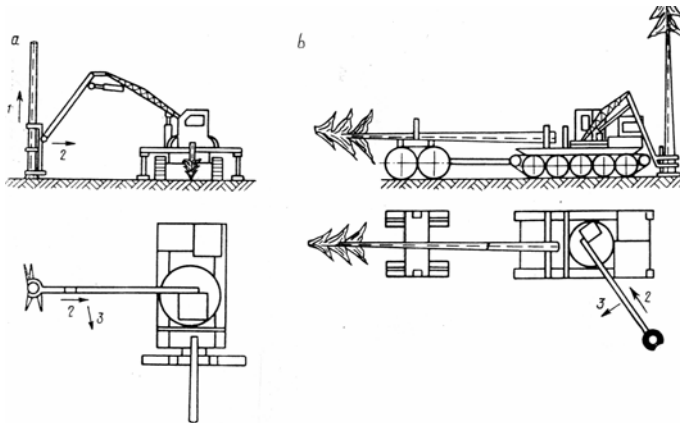
Przy tych wymogach szerokość pasa roboczego maszyny wynosi tylko 3–4 m. W celu rozszerzenia pasa roboczego można montować belki odbiorcze z obu stron maszyny. Fazy cyklu technologicznego przy omawianym sposobie pakietowania są następujące: rozwarcie zacisków (końcówek kłonic), kolejna ścinka, obalenie na belkę i przesuwanie między kłonic drzew znajdujących się w zasięgu maszyny z danego stanowiska, ustawienie oprzyrządowania w pozycję do przejazdu maszyny, zaciśnięcie formowanego pakietu kłonicami i przejazd na następne stanowisko. Rozładowywanie – w ten sam sposób jak przy pierwszym omawianym sposobie. Zaletą tego sposobu jest prostota oprzyrządowania technicznego i wykonywanie w jednym czasie obalania i pakietowania; natomiast głównymi wadami są wąski pas roboczy i brak możliwości wykonywania ścinki od czoła maszyny.



Rys. 11.7. Schemat układania drzewa za pomocą dźwigni odbiorczo-załadowniczej [Orłow 1973]:
1 – dźwignia obalająca, 2 – dźwignia odbiorczo-załadownicza



Rys. 11.8. Schemat układania drzewa za pomocą manipulatora [Orłow 1973]:
1, 2 – kolejność faz układania.



Rys. 11.9. Schemat układania drzew w urządzeniu formującym za pomocą manipulatora [Orłow 1973]: a – w położeniu półpodwieszonym, b – w położeniu podwieszonym, 1–3 – kolejność faz cyklu roboczego; strzałkami zaznaczono kierunki przemieszczania drzew

Na rysunku 11.6 pokazano układanie drzew przez ich podniesienie, obrót i położenie odziomka lub całego drzewa w urządzenie formujące. Głowica ścinkowa z dwiema parami łap chwytnych (2) może obracać się wokół poziomej osi (1), poprzecznej do osi podłużnej maszyny i przy ścinie ustawiona jest pionowo, a w położeniu transportowym – poziomo. Oś (1) może być nieruchoma i wtedy należy za pomocą maszyny ustawić się dokładnie na wprost drzewa i wtedy szerokość robocza maszyny wynosi 2 m, albo oś może przemieszczać się w kierunku poprzecznym, co zwiększa szerokość pasa roboczego do 3–4 m.

Przy pracy takich maszyn z jednego stanowiska ścina się i układa zazwyczaj jedno drzewo. Uderzenia drzew o urządzenie formujące w tym przypadku są mniejsze niż przy omawianych wcześniej, drzewa układane równiej częścią odziomkową, co ułatwia układanie dużych pakietów. Poważną wadą omawianych maszyn jest wspomniana już konieczność dokładnego najazdu maszyny na ścinane drzewo, zwłaszcza przy nieruchomej osi obrotu urządzenia roboczego, co uniemożliwia ich zastosowanie do wycinki drzew przy wykonywaniu szlaków zrywkowych.

Cykl pracy maszyny z jednego stanowiska przy omawianym sposobie ścinania i układania drzew składa się z następujących faz: rozchylenie łap chwytnych, podjazd do drzewa i ustawienie maszyny w pozycji do ścinania, zaciśnięcie łap na pniu drzewa, ścinanie, poniesienie drzewa i obrót na ławę urządzenia formującego, rozluźnienie łap chwytnych, zaciśnięcie kłonic na formowanym pakiecie, przejazd maszyny na następne stanowisko robocze.

Na rysunku 11.7 pokazano schemat ułożenia drzewa przez podniesienie jego odziomka na ławę urządzenia formującego za pomocą dźwigni odbiorczo-załadowniczej. Ścięte drzewo obala się za pomocą dźwigni obalającej (1) na położoną na ziemi dźwignię odbiorczo-załadowniczą (2) tak, by wierzchołek drzewa po upadku znajdował się na linii przechodzącej przez oś podłużną maszyny, a odziomek – na dźwigni (2). Załadunek odziomka dokonywany jest przez obrót dźwigni (2). Szerokość robocza maszyny 2–3 m. Z jednego stanowiska można ścinać i załadować jedno drzewo. Kolejność faz jednego cyklu: otwarcie ramion urządzenia zaciskowego (końcówki kłonic), najazd maszyny na pozycję do ścinania, ścinanie i obalenie drzewa na dźwignię odbiorczo-załadowniczą, podniesienie odziomka i wrzucenie go do urządzenia formującego przez obrót dźwigni, zaciśnięcie kłonic na formowanym pakiecie, przejazd maszyny na następne stanowisko. Rozładunek całego pakietu przez wyjechanie maszyny spod pakietu. Podstawowe wady – jak w poprzednim sposobie; zaletą jest prostota technicznego oprzyrządowania.

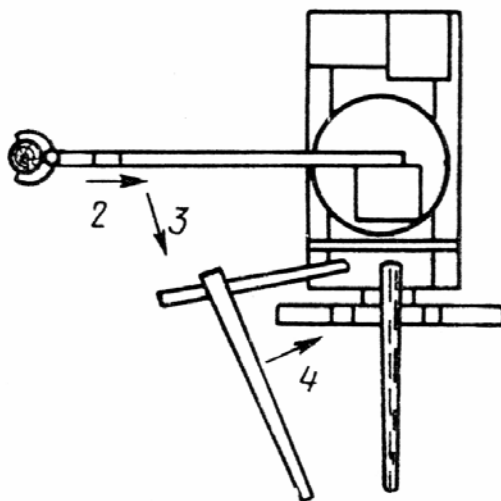
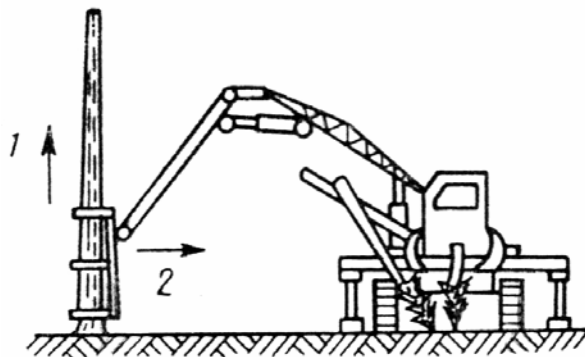
Ścinanie i układanie drzewa przy szerokim pasie roboczym dokonywane są przez maszyny wyposażone w manipulator – zwykle żuraw. Jeżeli drzewa są ścinane z obu stron maszyny, to szerokość pasa roboczego może dochodzić do 20–25 m. Przy dużych wysięgach manipulatora ważne jest, by reakcja drzewa na spychanie go z pniaka nie była przejmowana przez głowicę ścinkową i manipulator. Na rysunku 11.8 pokazano schemat układania odziomka drzewa na urządzeniu formującym do przemieszczania drzewa sposobem półpodwieszonym, za pomocą manipulatora (żurawia) z głowicą ścinkową. Drzewo po ścięciu spychane jest z pnia tak, by jego wierzchołek upadł na linii przechodzącej przez oś podłużną maszyny. Po upadku drzewa odzio-

mek podnoszony jest za pomocą manipulatora i przenoszony do urządzenia formującego maszyny. Wyróżnić możemy następujące fazy pracy maszyny z jednego stanowiska roboczego (na szlaku operacyjnym): rozwarcie zacisków urządzenia formującego, ustawienie maszyny w robocze położenie, a dalej kolejno – ścinka, przysunięcie drzewa do maszyny, ułożenie na maszynie odziomków drzew znajdujących się w zasięgu manipulatora, ustawienie manipulatora w położenie transportowe (przejazdowe) dociśnięcie drzew formowanego pakietu, przejazd maszyny na następne stanowisko. Rozładunek – przez wyjazd maszyny spod pakietu drzew. Przy dużym wysięgu manipulatora celowe jest wykorzystywać maszynę jako ścinkowo–układającą, przy małym wysięgu – jako maszynę ścinkowo–zrywkową. Przy zrywce tymi maszynami manipulator z głowicą staje się balastem, obniżającym zrywkowe parametry ciągnika. Zaletą takiego sposobu jest możliwość pozyskania drewna szerokim pasem, oszczędzanie odnowień naturalnych i gleby leśnej.

Na rysunku 11.9 przedstawiony jest sposób układania drzew ściętych na urządzenie formujące, za pomocą manipulatora z głowicą, którymi ściąga się drzewo z pniaka, przenosi w pionowej pozycji i obracając układa między kłonicami. Drzewo w czasie ścinania jest lekko rozciągane (podnoszone do góry), by uniknąć zakleszczania urządzenia tnącego. Z uwagi na to, że drzewo przenosi się w pozycji pionowej, masa maszyny powinna być dostatecznie duża, by zapewnić jej stateczność. Masę maszyny można obniżyć, zwiększając jej koła jezdne. Umieszczenie manipulatora na pełnoobrotowej platformie zapewnia ścinkę szerokim pasem.

Fazy cyklu roboczego omawianego sposobu układania drzew są następujące: rozchylenie zacisków urządzenia formującego, obrót platformy manipulatora w kierunku drzewa przeznaczonego do ścinki, przystawienie głowicy do drzewa, zaciśnięcie łap chwytaka na pniu, ścinka drzewa, podniesienie drzewa (z czym się łączy zerwanie ewentualnej zawiasy), przeniesienie drzewa w pobliże maszyny, ustawienie manipulatora (przez obrót platformy) do układania, nachylenie drzewa i ułożenie na urządzeniu formującym, powtórzenie tych czynności przy ścinie kolejnych drzew znajdujących się w strefie roboczej maszyny, zaciśnięcie kłonic na pakiecie, ustawienie manipulatora w pozycję przejazdową, przejazd maszyny na następne stanowisko. Rozładowanie pakietu odbywa się przez wyjazd maszyny spod pakietu, lub zrzucenie go na bok maszyny przez nachylenie ruchomych części kłonic. Zalety sposobu – jak przy poprzednim.

Na rysunku 11.10 pokazano kombinowany sposób układania ściętych drzew. Ścinka drzewa, jego podniesienie, przeniesienie w pobliże maszyny i ułożenie na belce odbiorczej (jak na rysunku 11.5) odbywa się za pomocą manipulatora z głowicą, a ułożenie drzewa w urządzeniu formującym – przez zsuniecie się drzew pod własnym ciężarem po belce odbiorczej, jak po równi pochyłej. Sposób ten zmniejsza kąt obrotu drzewa przy układaniu i tym samym czas cyklu.



Rys. 11.10. Schemat kombinowany sposobu układania drzewa; ułożenie odziomka na belce odbiorczej urządzenia formującego i zsuniecie się drzewa między kłonicie [Orłow 1973]:
1–4 kolejność faz układania

11.2. Parametry technologiczne maszyn ścinkowo–układających i ścinkowo–zrywkowych

Efektywne stosowanie maszyn ścinkowych wiąże się ze spełnieniem przez nie następujących warunków:

1. Zapewnienia wysokiej wydajności pozyskania drewna i jak najpełniejszego stopnia mechanizacji operacji pozyskania; co wiąże się z możliwościami operowania całymi drzewami i strzałami, dużej szerokości pasa roboczego itp.,
2. Cechowania się dużymi zdolnościami trakcyjnymi (terenowością), unifikacją układów i części, trwałością i niezawodnością, prostotą w obsłudze i eksploatacji, istnieniem bazy serwisowej.

3. Jak najpełniejszego odpowiadania warunkom przyrodniczo-leśnym i przyjętemu sposobowi pozyskania drewna.
4. Spełniania wymogów bhp; zwłaszcza dotyczących możliwości urazów ciężkich, widoczności, drgań, hałasu, zabezpieczenia przed uciążliwością warunków atmosferycznych.
5. Spełniania wymogów ochrony środowiska leśnego; ochrony podrostów, runa i gleby, pozostawianych na zrębie drzew stojących itp.
6. Cechowania się większymi efektami ekonomicznymi (w porównaniu z innymi maszynami i narzędziami), wynikającymi z kosztów zakupu i odpisów amortyzacyjnych, energochłonności i kosztów paliw i smarów, kosztów obsługi i napraw, płacy operatorów.

Powyższe warunki charakteryzowane są parametrami technicznymi i technologicznymi maszyny dotyczącymi: całej maszyny, samojezdnego podwozia (bazy), układu nośnego narzędzia roboczego (głowicy); najczęściej manipulatora, rodzaju i osiągnięć narzędzia roboczego.

Wysoka wydajność pracy maszyną, obok czynników niezależnych od maszyny, uwarunkowana jest rodzajem samojezdnego podwozia (sprawnością poruszania się maszyny na zrębie), masą maszyny (z uwagi na jej stateczność w czasie układania), parametrami manipulatora (głównie udźwigiem i wysięgiem), rodzajem urządzenia roboczego, właściwymi dla maszyny sposobami pozyskania drewna.

Zdolności trakcyjne maszyny ścinkowej, z uwagi na ich pracę w terenie leśnym, związane są z masą maszyny i rodzajem układu jezdny (z uwagi na naciski kół jezdnych lub gąsienic na glebę), sterownością maszyny, mocą silnika, rodzajem układu napędowego, prześwitem maszyny, zdolnością poruszania się w terenie pochyłym przy ruchu wzdłuż i w poprzek stoku, zdolnością pokonywania przeszkód terenowych (pniaków, skał, uskoków terenu). Wiele z tych parametrów zależy od tego czy podwozie jest gąsienicowe, kołowe dwuosiove bezprzegubowe, kołowe dwuosiove przegubowe (o przednim i tylnym moście połączonych przegubem), kołowe trójosiowe przegubowe itp.

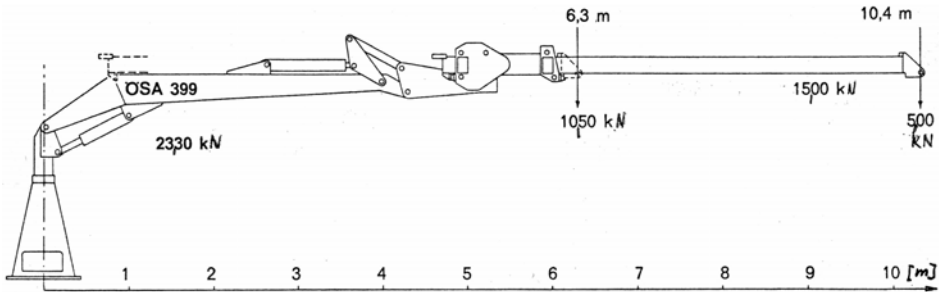
Przydatność maszyny do pracy według założonego sposobu (i systemu) **pozyskania** oraz spełnianie wymogów ochrony środowiska wynika z zastosowanego rodzaju i parametrów urządzenia roboczego (głowicy), możliwych sposobów układania drzew, rodzaju urządzenia formującego pakiet drzew.

Spełnianie wymogów bhp związane jest z zastosowaniem barier i osłon ochronnych, budową kabiny – jej amortyzowaniem, wygłuszeniem, ocieplaniem, widocznością otoczenia z okien kabiny (zwłaszcza głowicy przy dużym wysięgu manipulatora), poziomem automatyzacji układu sterowania maszyną.

Udźwig jest parametrem dotyczącym układu nośnego urządzenia roboczego, charakteryzującym zdolność układu do podnoszenia i przenoszenia drzewa (lub sortymentów drzewnych) w płaszczyźnie poziomej. Przy stałej długości ramion dźwigających, na przykład podnośnika hydraulicznego ciągnika, udźwig wyrażany jest **siłą udźwigu** P_n [N], a przy zmiennej długości ramion dźwigających (właściwie ramienia wypadkowej siły ciężkości elementów układu nośnego, głowicy i układanego drzewa względem osi obrotu) – jak w maszynach ścinkowych z manipulatorem takim jak w

żurawiach i koparkach – udźwig jest wyrażany **momentem udźwigu** M_u [N·m]. Siła udźwigu zmniejsza się ze wzrostem wysięgu manipulatora (rys. 11.11).

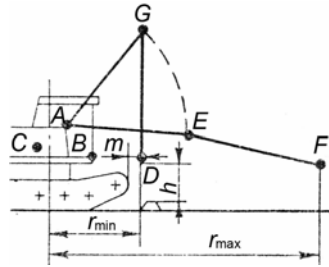
Wysięg manipulatora jest to mierzona w poziomie odległość końca ramienia operacyjnego manipulatora od pionowej osi kolumny obrotowej manipulatora. Roboczy wysięg manipulatora jest równy różnicy wysięgu maksymalnego (r_{\max}) i minimalnego (r_{\min} – rys. 11.12). Minimalny wysięg ograniczony jest takim położeniem ramienia operacyjnego GD manipulatora, przy którym możliwa jest ścinka drzewa położonego najbliżej maszyny ścinkowej. Wtedy ramię operacyjne jest ustawione pionowo, a w punkcie D zawieszona jest głowica. Punkt D jest w odległości (h) od płaszczyzny ścinania i w odległości (m) od podwozia maszyny. Odległości te są głównymi wyznacznikami długości ramienia podnoszenia AG i ramienia operacyjnego GD. Maksymalny wysięg manipulatora, przy stałych ramionach jest w przybliżeniu równy sumie długości tych ramion, poza przypadkami ramienia operacyjnego rozsuwanego teleskopowo lub w postaci belki przesuwanej w jarzmie umieszczonym na końcu ramienia podnoszenia (rys. 11.11). Od punktów mocowania manipulatora zależy jego długość, położenie i parametry siłowników hydraulicznych i odległość od środka ciężkości maszyny – ważne z uwagi na jej stateczność.



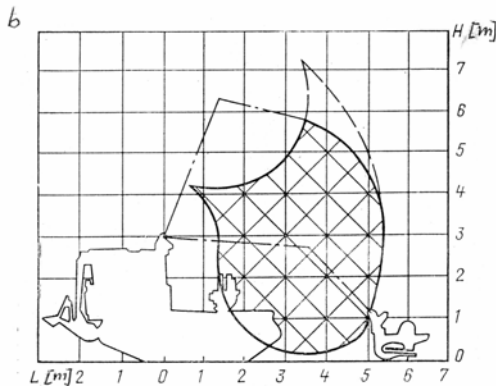
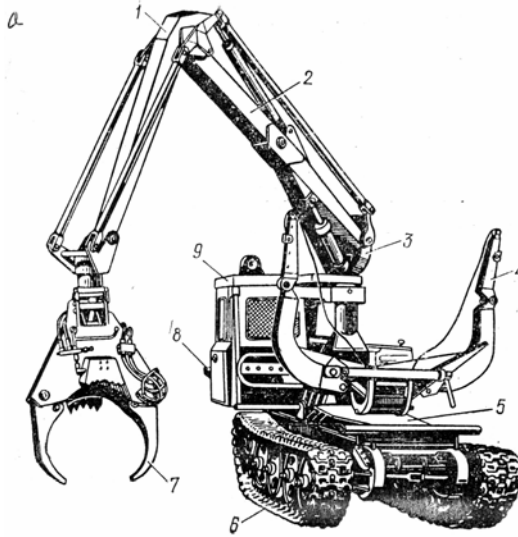
Rys. 11.11. Budowa wydłużonego wysięgnika żurawia ÖSA 306 i zależność siły udźwigu od wysięgu [katalog]

Wysięg manipulatora w płaszczyźnie poziomej i pionowej najpełniej charakteryzowany jest za pomocą diagramów wysięgu (diagramów stref roboczych manipulatora w płaszczyźnie pionowej i poziomej). Diagramy te są cechą indywidualną manipulatorów i w poglądowy sposób pozwalają na zorientowanie się w możliwościach maszyny, w tym o szerokości pasa roboczego i manewrach przy układaniu drzewa lub drewna.

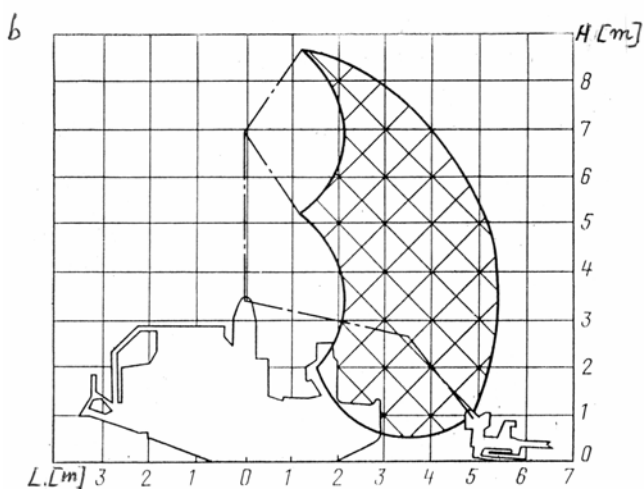
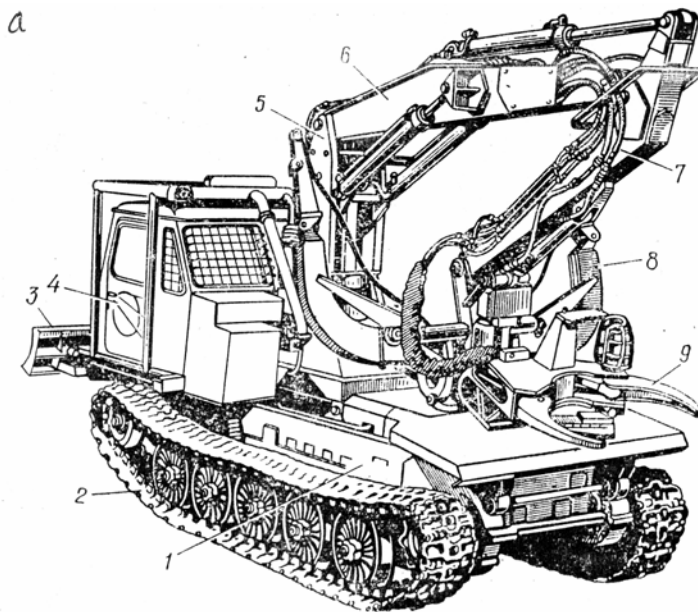
Na rysunkach 11.13–11.16 pokazano maszyny ścinkowo-zrywkowe LP-17 i LP-49, diagramy wysięgu w płaszczyźnie pionowej, diagramy wysięgu w płaszczyźnie poziomej (zwane też diagramami strefy roboczej maszyny), kinematyką głowicy ścinkowej maszyny LP-49. Podstawowe parametry przedstawionych maszyn podano w tabeli 11.1. Strefy robocze obu maszyn są niewielkie; drzewa można ścinać z lewej strony i z tyłu maszyn. Na rysunku 11.15 najwygodniejsze do ścinki części stref zakratkowano.



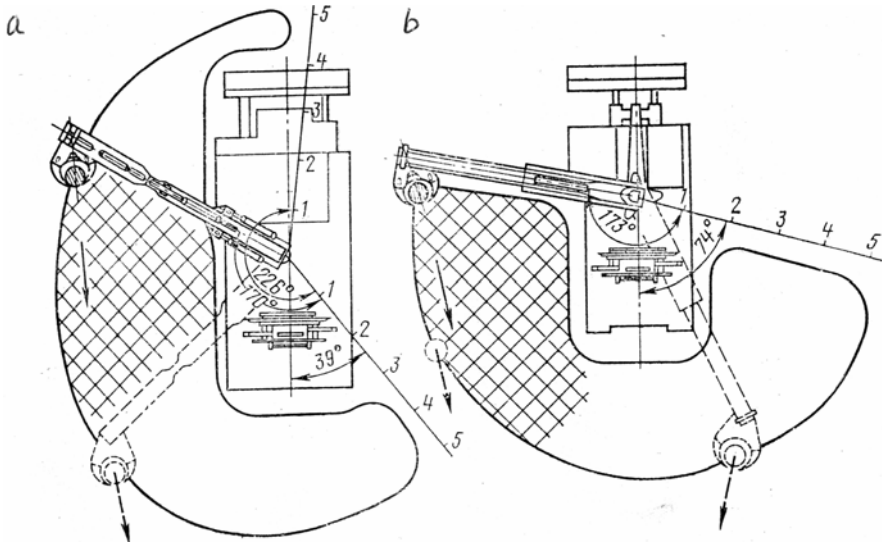
Rys. 11.12. Ograniczenia wsięgu manipulatora [Winogorow 1981]:
punkty A, B, C – najczęstsze miejsca mocowania manipulatora



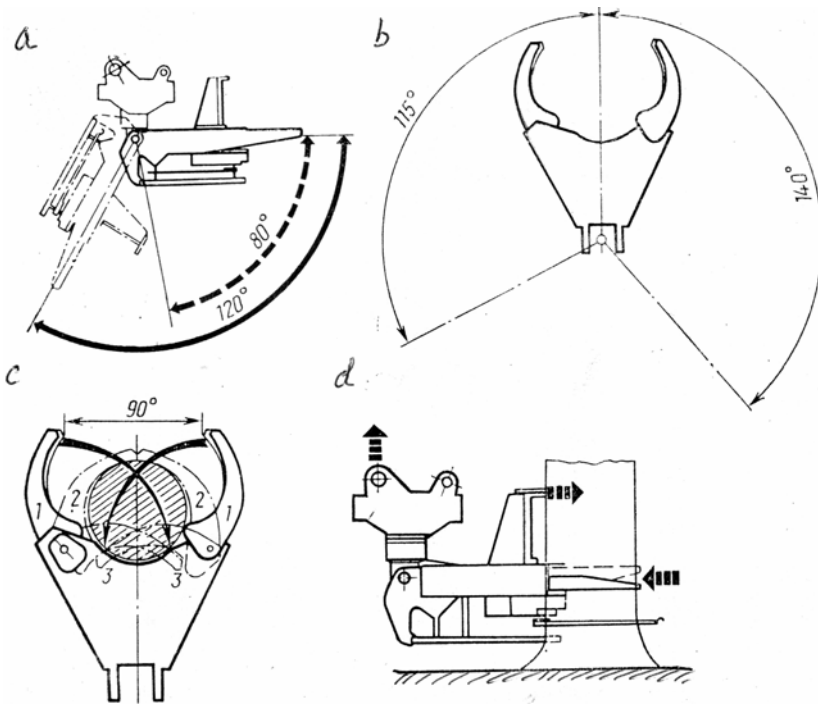
Rys. 11.13. Maszyna ścinkowo-zrywkowa LP-17 [Winogorow 1981]: a – widok ogólny,
b – diagram wsięgu manipulatora w płaszczyźnie pionowej: 1 – ramię operacyjne manipulatora,
2 – ramię podnoszenia, 3 – kolumna obrotowa, 4 – ława pokrętna, 5 – rama, 6 – podwozie,
7 – głowica ścinkowa, 8 – łyżka spychacza, 9 – kabina



Rys. 11.14. Maszyna ścinkowo-zrywkowa LP-49 [Winogorow 1981]: a – widok ogólny, b – diagram wysięgu manipulatora w płaszczyźnie pionowej; 1, 2 – podwozie z ramą, 3 – łyżka spychacza, 4 – kabina, 5 – kolumna obrotowa, 6 – ramię podnoszenia, 7 – ramię operacyjne, 8 – kłonicie, 9 – głowica ścinkowa



Rys. 11.15. Diagramy stref roboczych (zasięgu w płaszczyźnie poziomej), maszyn ścinkowo-zrywkowych: a – LP-49, b – LP-17 [Winogorow 1981]



Rys. 11.16. Kinematyka głowicy ścinkowej maszyny LP-49 [Winogorow 1981]:
 a – obrót w płaszczyźnie pionowej, b – obroty w płaszczyźnie poziomej,
 c – ruchy łap chwytaka, d – kierunek nacisków przy obalaniu

Maksymalny wysięg manipulatora (zwykle żurawia lub koparki) jest jednym z ważniejszych czynników decydujących o polu powierzchni strefy roboczej, miąższości układanych pakietów, masie maszyny, czasie trwania cyklu roboczego, zużyciu energii, oddziaływaniu maszyny na środowisko leśne, własnościach trakcyjnych maszyny.

Pole powierzchni strefy roboczej maszyny ścinkowej o pełnoobrotowym manipulatorze równe jest polu pierścienia o promieniach równych minimalnemu (r_{\min}) i maksymalnemu (r_{\max}) wysięgowi (rys. 11.17a):

$$S_{\max} = \pi(r_{\max}^2 - r_{\min}^2) \quad (11.2)$$

Jednak taka powierzchnia realizowana jest w dwóch przypadkach: przy poruszaniu się maszyny po szlaku operacyjnym i bez szlaku – gdy maszyna może przemieścić się w głąb drzewostanu na tyle, by ścinać drzewa wkoło siebie. W praktyce, w przypadku braku uprzednio wykonanych szlaków maszyna ścina drzewa przed sobą na niewielkiej powierzchni ograniczonej maksymalnym wysięgiem manipulatora (r_{\max}) i odległością pomiędzy kolejnymi stanowiskami (l). Jeżeli maszyna może się przesuwać do przodu tylko po powierzchni wolnej od drzew, to $l \leq r_{\max} - r_{\min}$ i pole powierzchni rzeczywistej strefy roboczej (rys. 11.17b) wyniosłoby:

$$S = \pi r_{\max}^2 \left(1 - \frac{\alpha}{180}\right) + \frac{l}{2} \sqrt{4r_{\max}^2 - l^2} \quad (11.3)$$

gdzie: α – kąt środkowy wyznaczający skrajne punkty nowej strefy roboczej.

Można przyjąć, że przy $l = 0,4r_{\max} - \alpha = 160^\circ$, przy $l = 0,56r_{\max} - \alpha = 150^\circ$. Jeżeli $l > r_{\max} - r_{\min}$ (rys. 11.17c), to pole powierzchni strefy roboczej jest równe polu obliczonemu według (11.3) pomniejszonemu o pole powierzchni zajmowanej przez maszynę, ograniczone częścią okręgu o promieniu r_{\min} . Strefę roboczą maszyny ścinkowej LP-19, odpowiadającą przypadkowi z rysunku 11.17b, pokazano na rysunku 11.18.

Przy pracy maszyny ze stanowisk położonych na uprzednio wykonanym szlaku operacyjnym i ścince drzew z boków i z tyłu maszyny, z uproszczonego schematu strefy roboczej maszyny (rys. 14.19) wynika, że odległość kolejnych stanowisk wynosi $l = r_{\max}$, a pole powierzchni strefy (DACDEFO) wynosi:

$$S = 2r_{\max}^2 \cos \alpha - br_{\max} \quad (11.4)$$

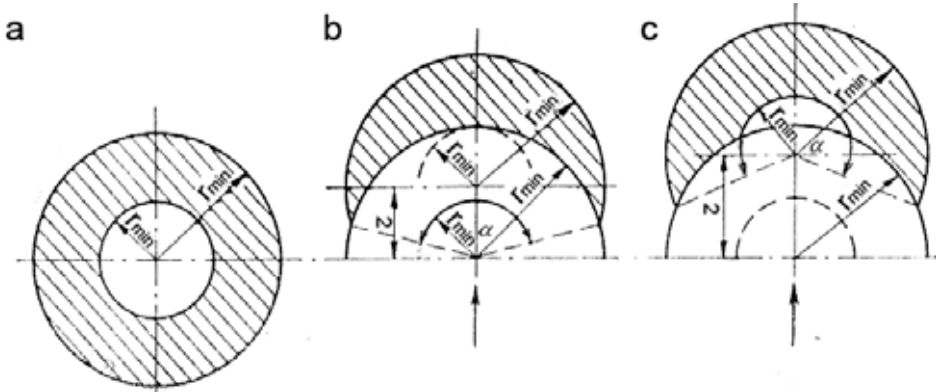
szerokość pasa roboczego:

$$B = 2r_{\max} \cos \alpha - b \quad (11.5)$$

Ważnym parametrem maszyny ścinkowej jest **masa maszyny** (m). Zależy ona od czynników wytrzymałościowych i dynamicznych, jednak najbardziej od założonego udźwigu (P), i wysięgu (r_{\max}) manipulatora, z uwagi na stateczność maszyny:

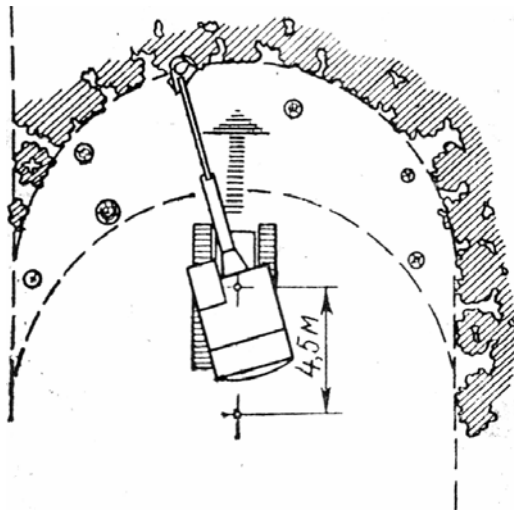
$$m = \frac{k Pr_{\max} g}{d} \quad (11.6)$$

gdzie: d – odległość środka ciężkości maszyny od skrajnych punktów podpór maszyny, mierzona w płaszczyźnie poziomej,
 k – współczynnik stateczności,
 g – przyspieszenie ziemskie.

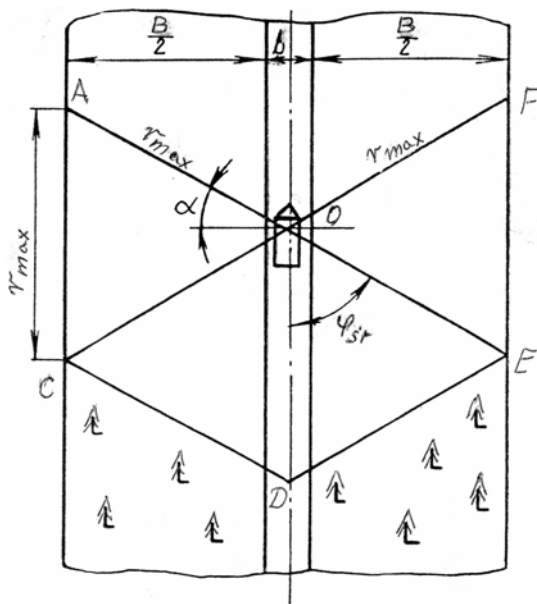


Rys. 11.17. Strefy robocze pełnoobrotowej maszyny ścinkowo-układającej przy warunkach:

$$a - l \geq r_{\max}, \quad b - l \geq r_{\max} - r_{\min}, \quad c - 2r_{\max} \geq l \geq r_{\max} - r_{\min} \quad [\text{Winogorow 1981}]$$



Rys. 11.18. Strefa robocza maszyny ścinkowej LP-19 [Winogorow 1981]



Rys. 11.19. Schemat strefy roboczej maszyny ścinkowej z jednego stanowiska na szlaku operacyjnym, przy ścinie z boków i z tyłu maszyny [Orłowski 1973]

Oporą w tym przypadku mogą być koła jezdne, gaśienice lub specjalne, wysuwane hydraulicznie z płytami oporowymi opory (jak na rys. 11.1). Ich większe rozstawienie zwiększa stateczność maszyny. Obliczeniowy wysięg manipulatora zależy nie tylko od konstrukcji manipulatora, ale od pochylenia podnoszonego drzewa w kierunku do i od maszyny. Na przykład przy odchyleniu drzewa o wysokości 35 m o kąt 30° od pionu w stronę od maszyny, ramię siły ciężkości drzewa zwiększyć się może o 4 m w porównaniu z ramieniem przy pionowo rosnącym drzewie.

Dla równoważenia momentu obalającego (Pr_{\max}) w wielu konstrukcjach maszyn ścinkowych silnik umieszczony jest jako przeciwcieżar, po przeciwnej stronie niż manipulator (rys. 11.23, 11.24), a platforma i kolumna manipulatora umieszczone są tak, by zwiększać moment stateczności maszyny. Pracując na zrębie maszyna natrafia na lokalne pochyłości i uskoki gruntu; w jednym miejscu koła mogą opierać się o twarde suche podłoże, w drugim o miękkie, ale uzbrojone korzeniami drzew, a w trzecim – na bagniste. Z tego względu, zwłaszcza maszyny o pełnoobrotowym manipulatorze powinny cechować się statecznością we wszystkich kierunkach i możliwością podparcia się manipulatorem w przypadku utraty stateczności – ponieważ obalenie maszyny praktycznie jest możliwe tylko w stronę manipulatora.

11. 3. Przegląd maszyn ścinkowo–układających

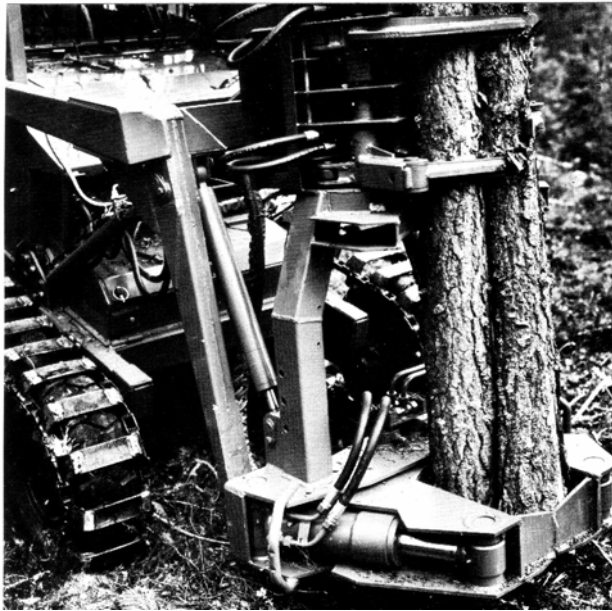
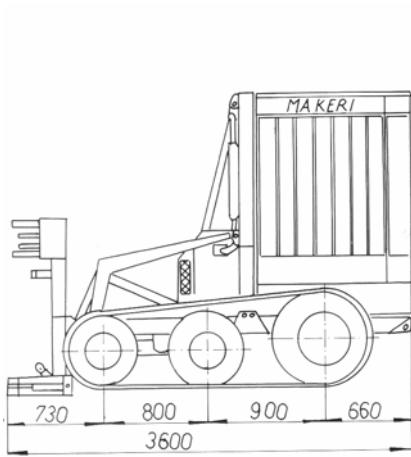
Przykładem lekkich maszyn ścinkowo–układających, przeznaczonych do trzebięzy wczesnych jest nie produkowana już maszyna Makeri (rys. 11.20), produkcji

fińskiej. Podwozie maszyny jest trójosiowe bezprzegubowe, koła zaopatrzone w gąsienicę, zmniejszającą naciski na głębę do 25 kPa, szerokość maszyny 1600 mm (duże maszyny ścinkowe mają szerokość 2300–3000 mm), długość 3600 mm, wraz z głowicą dwunożową (nożycami ścinkowymi), wyposażoną w dwa siłowniki hydrauliczne, maksymalna średnica cięcia – 25 cm, pakietowanie do 6 drzewek naraz. Głowica zawieszona jest z przodu maszyny na obrotowej ramie, poruszanej hydraulicznie, masa maszyny – 2500 kg.

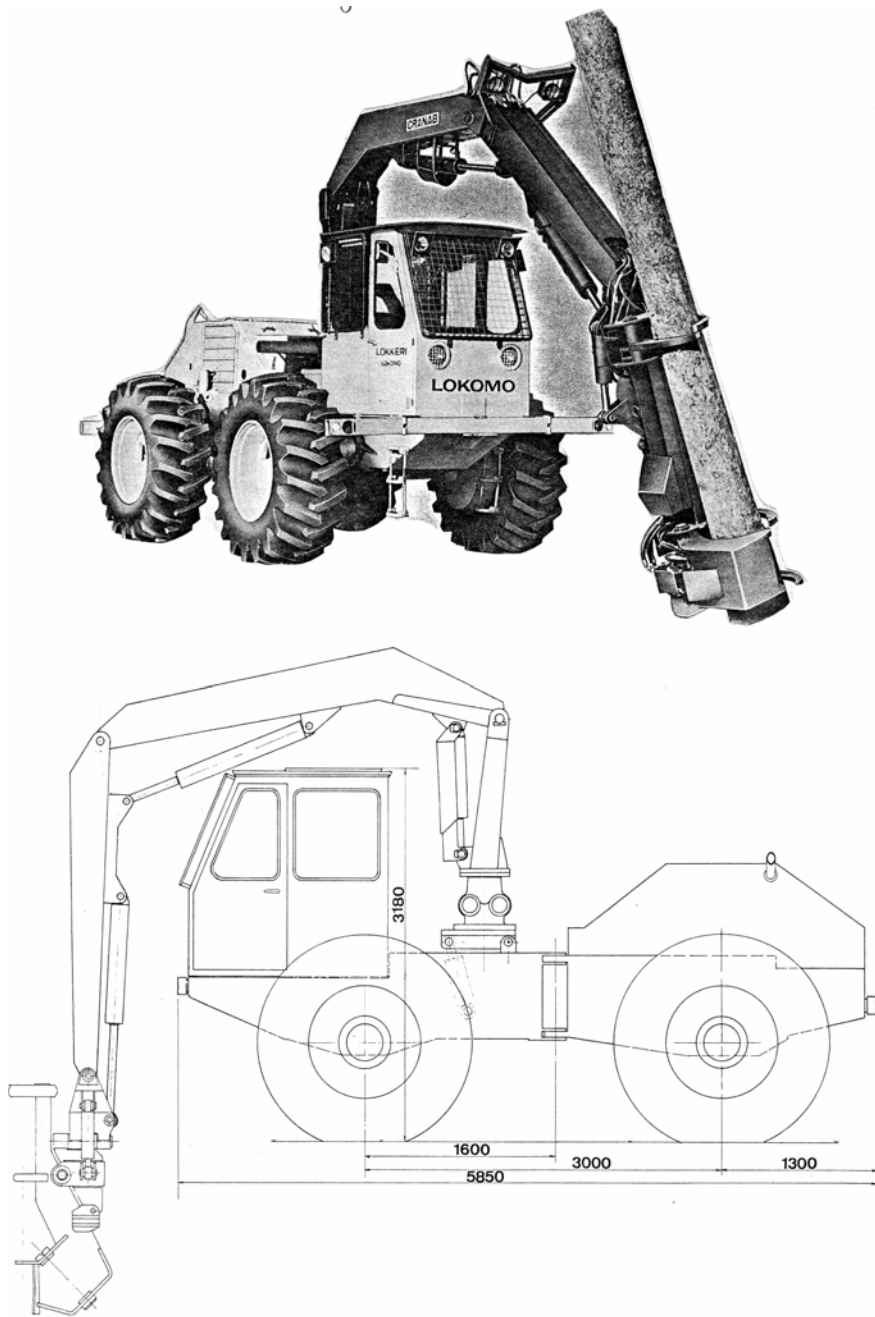
Na rysunku 11.21 pokazano maszynę ścinkowo–układającą Lokkeri również produkcji fińskiej, przeznaczoną do ścinki drzew na zrębach trzebieżowych późnych i zrębach zupełnych, przy średnicy drzew do 50 cm w miejscu cięcia. Podwozie samojezdne dwuosiove kołowe przegubowe, silnik Perkins sześciocyldrowy, o mocy 96 kW przy 2800 obr/min i maksymalnym momencie obrotowym 392 N·m przy 1500 obr/min, masa maszyny 12500 kg, nacisk na przednią oś 75 kN, na tylną – 50 kN, długość 5,9 m, szerokość – 3,0 m, wysokość 3,6 m, odległość osi – 3,0 m, prześwit – 0,7 m, minimalny promień skrętu – 5,3 m, napęd oprzyrządowania – hydrauliczny, manipulator – żuraw Cranab 9050 o udźwigu 140 kN i wysięgu 7,5 m, głowica z piłą łańcuchową 1/2".

Inna maszyna ścinkowo–układająca Lokkeri (rys. 11.22) z tym samym silnikiem, o tym samym przeznaczeniu, zaopatrzona w głowicę ÖSA–620 z hydraulicznymi nożycami ścinkowymi ścinać może drzewa o średnicy 46 cm, a z piłą łańcuchową – o średnicy 56 cm. Podwozie kołowe przegubowe, masa maszyny 11000 kg, długość 6300 mm, szerokość 2960 mm, wysokość 3200 mm, rozstaw osi 3200 mm, prześwit 740 mm, dopuszczalny kąt skrętu na przegubie 30°. Maszyna wyposażona jest w żuraw ÖSA–380 o momencie udźwigu 79 kN·m, wysięgu 6,5 m i kącie obrotu w płaszczyźnie poziomej 300°. Głowica z nożycami ma masę około 500 kg, a z piłą – około 600 kg. W tylnej części jest zamontowana ława pokrętna „Bear Hug” z kłonicami zaciskowymi napędzanymi dwoma siłownikami hydraulicznymi, sterowanymi elektrycznie; kąt obrotu ławy ±90°, a masa około 1300 kg. Na uwagę zasługuje bezpieczna kabina wygłuszona i ocieplona, ogrzewana, z klimatyzacją powietrzną, otwieranymi bocznymi oknami, amortyzowanym siedziskiem, z oparciem. Z przodu maszyna zaopatrzona jest w łyżkę spychacza spełniającą rolę mygłownicy. W opcji jest wciągarka, łańcuchy śniegowe, podgrzewacz oleju do silnika i hydraulicznego układu napędowego.

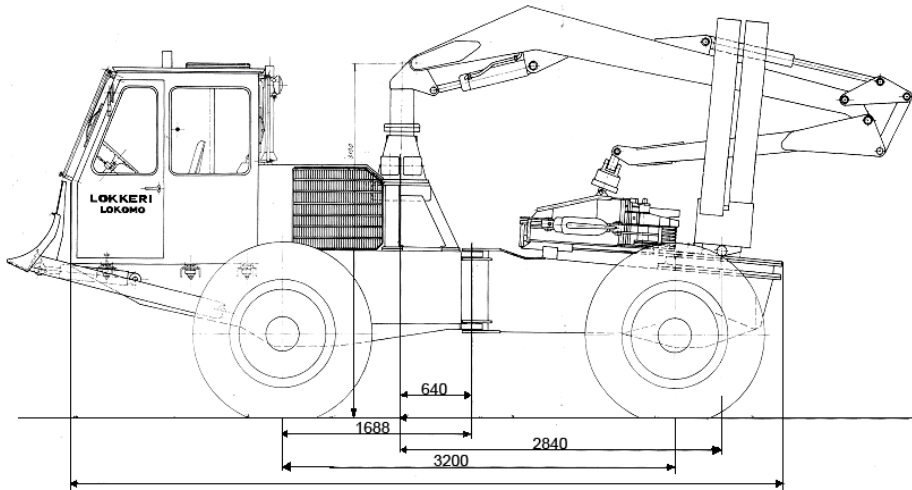
Na dwuosiowym przegubowym podwoziu kołowym oparta jest konstrukcja maszyny ścinkowo–układającej Kockums 880 (rys. 11.23); masa maszyny 15500 kg, naciski na głębę przednich kół 58 kPa, tylnych kół 87–95 kPa, silnik Scania D8 o mocy 127 kW przy 2400 obr/min i momencie obrotowym 520 N·m przy 1500 obr/min, rozstaw osi 3100 mm, wysokość 3460 (z manipulatorem w położeniu transportowym – 4685 mm), promień skrętu 6 m, manipulator–żuraw dźwigniowy hydrauliczny o udźwigu 150 kN·m i wysięgu 6,2 m, maksymalna średnica ścinki 58 cm.



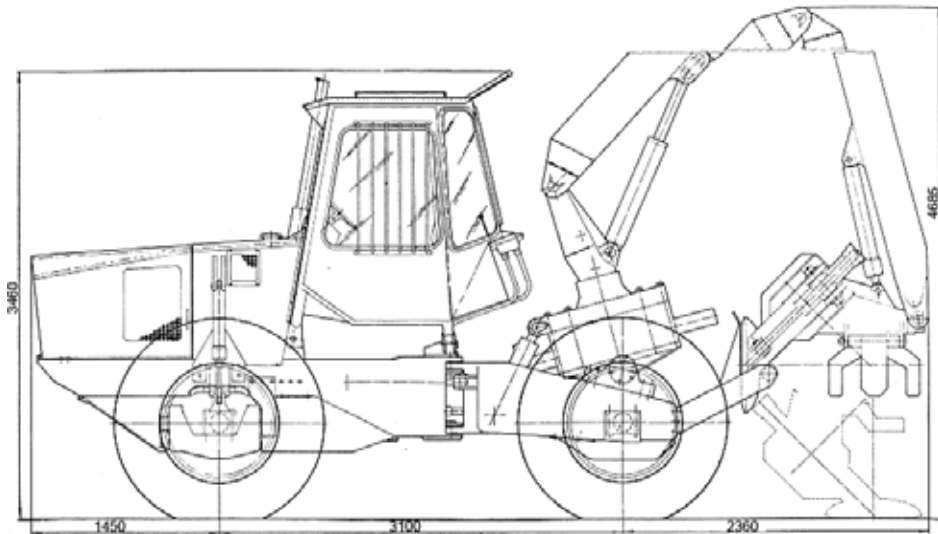
Rys. 11.20. Maszyna ścinkowo-układająca MAKERI [reklama]



Rys. 11.21. Maszyna ścinkowo-układająca Lokkeri firmy Lokomo Rauma-Repolo OY, Finlandia [reklama]



Rys. 11.22. Maszyna ścinkowo–układająca Lokkeri [reklama]



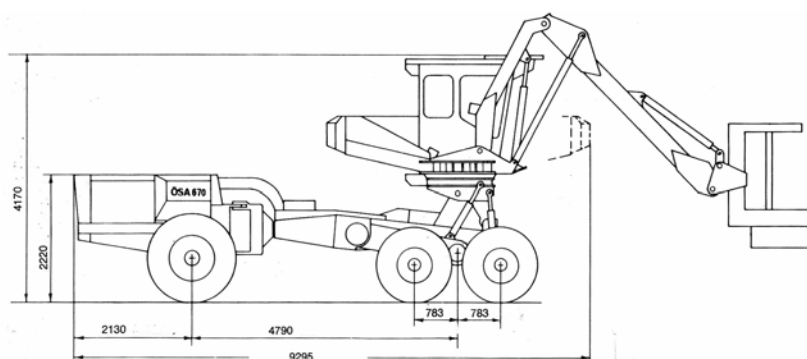
Rys. 11.23. Maszyna ścinkowo–układająca Kockums 880, produkcji szwedzkiej [reklama]

Przykładem maszyny ścinkowo–układającej na podwoziu trójosiowym kołowym przegubowym jest maszyna ÖSA–670 (rys. 11.24–11.26). Należy ona do nielicznych maszyn ścinkowych mogących pracować na stromych zboczach, dzięki automatycznemu poziomowaniu kabiny i podstawy manipulatora (rys. 11.25), hydraulicznemu napędowi i sterowaniu. Kabina i manipulator umiejscowione są na wspólnej platformie obrotowej umieszczonej na dwuosowym tylnym moście. Pozostałe dane: silnik Scania D8, o mocy 120 kW przy 2340 obr/min, momencie obrotowym 560 N·m przy 150 obr/min, duży zbiornik paliwa (550 l), koła przedniego

mostu większe – 23,5x25", tylnego – 17,5x25", kąt skrętu $\pm 40^\circ$, zbiornik oleju układu hydraulicznego – 200 l, manipulator dźwigniowy z równoległobokiem przegubowym na ramieniu podnoszenia, specjalnie skonstruowany dla 670, wysięg 7,5 m, głowica z piłą łańcuchową o podziałce 0,404" i masie około 900 kg, do ścinki drzew o średnicy do 56 cm, w opcji głowica do ścinki drzew do 70 cm średnicy, masa maszyny 21900 kg (łącznie z przeciwcieżarem o masie 1600 kg), masa przedniego mostu 7540 kg, tylnego 14360 kg, naciski na glebę odpowiednio 75 i 55 kPa, szerokość 2900 mm, rozstaw przedniej i środka tylnych osi 4800 mm, kabina przestronna z klimatyzacją powietrzną i doskonałą widocznością.

Tylko nieliczne fabryki produkują całą gamę maszyn do pozyskania drewna, zwykle na bazie jednego lub kilku samojezdných podwozi. Do tej grupy należą ÖSA i Valmet. O gamie maszyn ÖSA będzie wspomniane przy omawianiu przeglądu maszyn ścinkowo–zrywkowych. Maszyny firmy Valmet Komatsu Forest pokazano na rys. 11.27, 11.28. Są to forwardery, maszyny ścinkowe, ścinkowo–układające lub harwestery – zależnie od zamontowanej głowicy, kołowe i gąsienicowe. Valmet oferuje 10 głowic ścinkowych i ścinkowo–okrzesująco–przerzynających (harwesterskich) własnej produkcji o łańcuchowym urządzeniu tnącym, do drzew o maksymalnej średnicy 48, 60, 65 i 70 cm. Szczegółową budowę i parametry tych maszyn poznamy omawiając harwestery.

Maszyna ścinkowo–układająca na podwoziu gąsienicowym Timberjack (obecnie firmy John Deere) produkowana jest w dwóch wersjach; na tereny nizinne 608B i górskie 608L (rys. 11.29). Ta ostatnia cechuje się samoczynnym układem poziomowania kabiny. Silniki maszyn Cummins 6BTA 5,9 o mocy 125 kW, maszyny o sile ucięcia 192 kN, prześwit 760 mm, jednostkowe naciski gąsienic na glebę przy standardowej szerokości 61 cm – 47 kPa, a przy szerokości 91 cm (opcja) – 33 kPa, głowica ścinkowa z piłą tarczową Koehring Waterons KW S547 o średnicy ścinki do 46 cm (w opcji KW S566 do ścinki drzew o średnicy do 56 cm), szerokość (z gąsienicami 61 cm) 2920 mm, długość (bez manipulatora) – 4060 mm, masa z głowicą KW S547–20404 kg, manipulator o wysięgu 7,2 m. Zakresy poziomowania kabiny: do przodu 21° (przy nachyleniu stoku 51%), na boki – 20° (36%), do tyłu – 10° (18°).



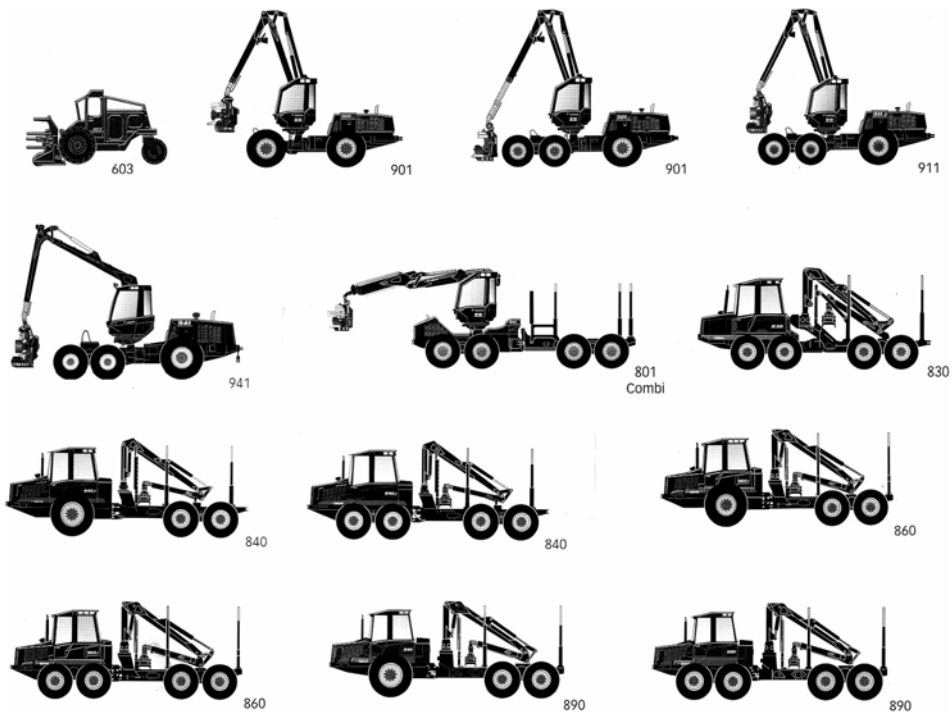
Rys. 11.24. Maszyna ścinkowo–układająca ÖSA 670 produkcji Östbergs Fabriks AB, Szwecja [reklama]



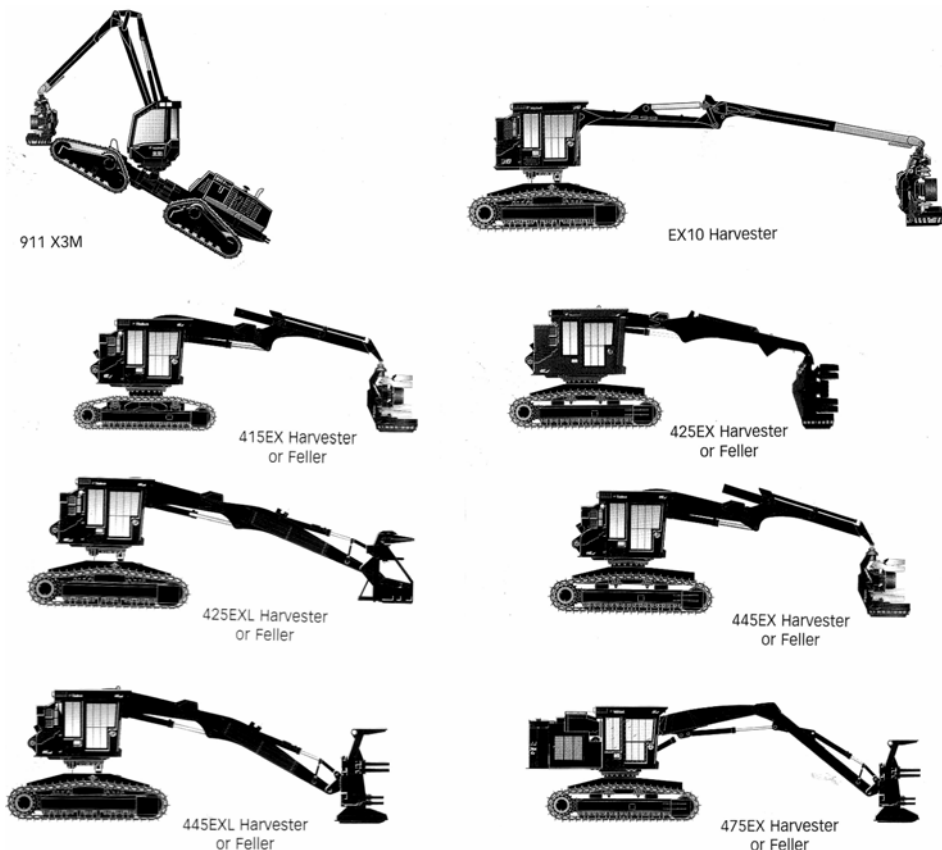
Rys. 11.25. Maszyna ÖSA 670 w czasie pracy [reklama]



Rys. 11.26. Maszyna ÖSA 670 w czasie układania drzewa [reklama]



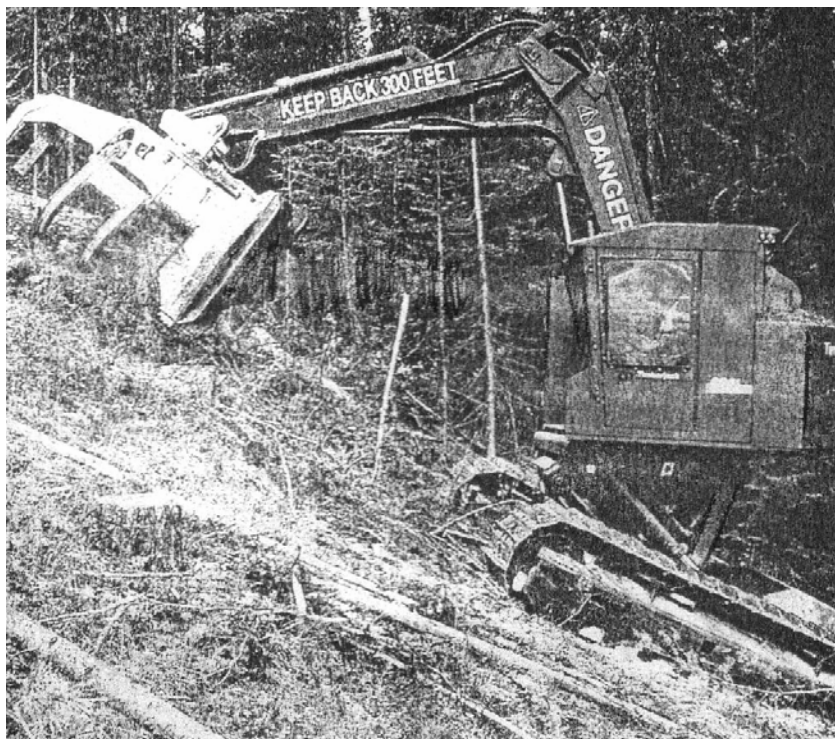
Rys. 11.27. Kołowe maszyny do pozyskania drewna firmy Valmet [Reklama]: 830, 840, 860, 890 – forwardery, 603 – maszyna ścinkowa, 801 Combi, 901, 911, 941 – maszyny ścinkowo-układające lub harwestery – zależnie od zamontowanej głowicy



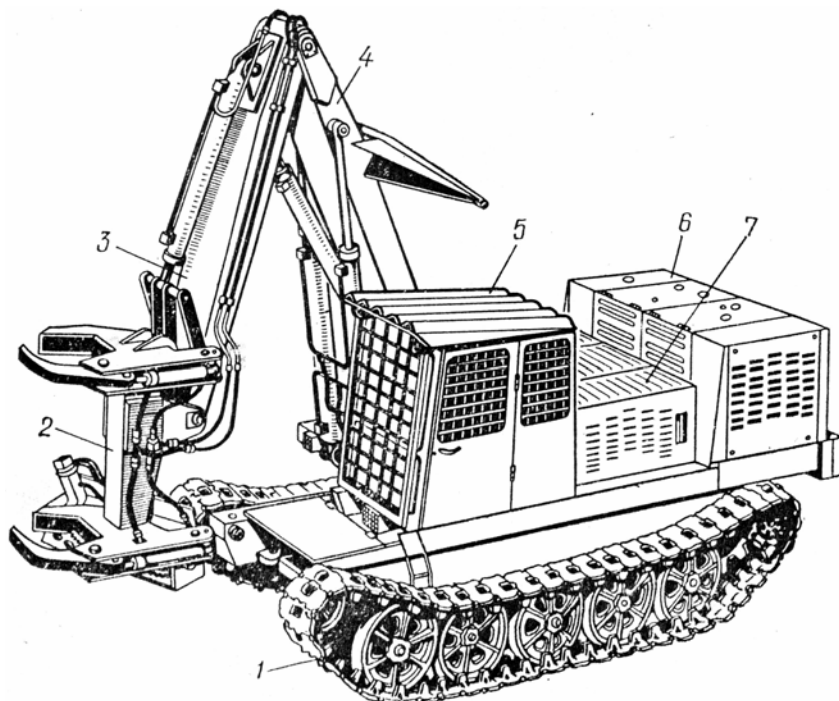
Rys. 11.28. Gąsienicowe maszyny do pozyskania drewna firmy Valmet [reklama]

Na bazie gąsienicowego ciągnika TDT-55 jest zbudowana maszyna ścinkowo-układająca LP-2 (rys. 9.13) przeznaczona do trzebieży i zrębów zupełnych drzew o pierśnicy do 40 cm (55cm w miejscu ścinki). Oprzyrządowanie techniczne maszyny składa się z zamocowanego na pełnoobrotowej platformie manipulatora dźwigniowego o maksymalnym udźwigu 12 kN i minimalnym 6,37 kN, maksymalnym wysięgu 7,5 m, minimalnym – 1,5 m, z głowicą ścinkową z piłą łańcuchową napędzaną silnikiem hydraulicznym (rys. 10.9) i z chwytakiem, z urządzeniem formującym w postaci ławy pokrętnej z kłonicami o zaciskających się końcach (rys. 11.1). Maszyna wyposażona jest w składane opory, rozkładane w czasie pracy, aby zwiększyć stateczność maszyny, pozwalające na uformowanie pakietu o objętości do 8 m³. Kąt obrotu ławy $\pm 20^\circ$ ($\pm 0,35$ rad), rozstawienie opór w czasie pracy 3,4 m, masa maszyny 13600 kg; z przodu maszyna ma mygłownicę (w postaci łyżki spychacza). Kabina operatora umieszczona jest na platformie obrotowej obok manipulatora. Mechanizm obrotu platformy składa się z wieńca zębatego i zazębionego z nim koła zębatego (ślimacznicy) przekładni redukującej ślimakowej.

Również gąsienicowa jest maszyna ścinkowo–układająca LP-19 (rys. 11.30), wykonana na bazie koparki hydraulicznej EO-4121; z silnikiem A-01M o mocy 95,7 kW, wymiary maszyny: szerokość 3000 mm, długość w położeniu transportowym 8280 mm, wysokość w położeniu transportowym 5400 mm, prześwit 505 mm, prędkość jazdy 2,2 km/h (0,61 m/s), manipulator dźwigniowy o zasięgu maksymalnym 8 m, minimalnym – 3,5 m i udźwigu 32 kN; głowica z piłą łańcuchową na prowadnicy długości 90 cm. Maszyna przeznaczona jest do ścinki drzew o miąższości strzał 0,4–0,7 m³, w terenie nizinym i lekko falistym (na skłonach do 10°).



Rys. 11.29. Maszyna ścinkowo–układająca Timberjack 608L z automatycznym układem poziomowania kabiny [reklama]



Rys. 11.30. Maszyna ścinkowo–układająca LP–19 [Winogorow 1981]: 1 – podwozie, 2 – głowica ścinkowa, 3 – ramię operacyjne manipulatora, 4 – ramię podnoszenia, 5 – kabina , 6 – osłona, 7 – osłona układu hydraulicznego

11.4. Przegląd maszyn ścinkowo–zrywkowych

Dużą maszyną ścinkowo–zrywkową na bazie trójosiowego, kołowego przegubowego forwardera jest Lokkeri (rys. 11.31), o masie 13500 kg, długości 8780 mm, szerokości 2470/2670 mm (zależnie od opon), wysokości 3500 mm, prześwicie 740–850 mm (przód–tył), ładowności 150 kN, kącie skrętu $\pm 30^\circ$. Silnik maszyny Perkins o mocy 96 kW przy 2800 obr/min, manipulator – żuraw ÖSA–380 o momencie udźwigu 79 kN·m i wysięgu 6,5 m, z głowicą ścinkową ÖSA–620 albo z nożycami hydraulicznymi, o maksymalnej średnicy ścinki 46 cm, kącie obrotu w płaszczyźnie poziomej 300° i masie 500 kg, albo z piłą łańcuchową 3/4" do drzew o średnicy 56 cm i masie 600 kg. Maszyna wyposażona jest w ławę pokretną „Bear Hug” – jak maszyna ścinkowo–układająca tej firmy i w taką samą kabinę. Prędkość transportowa 8–30 km/h.

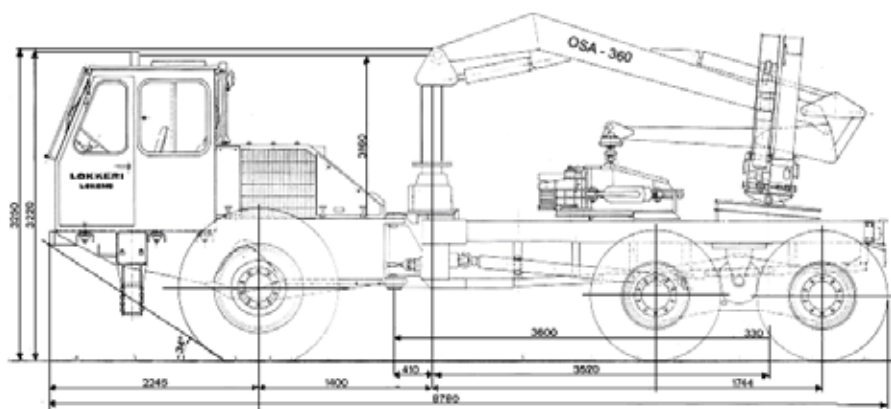
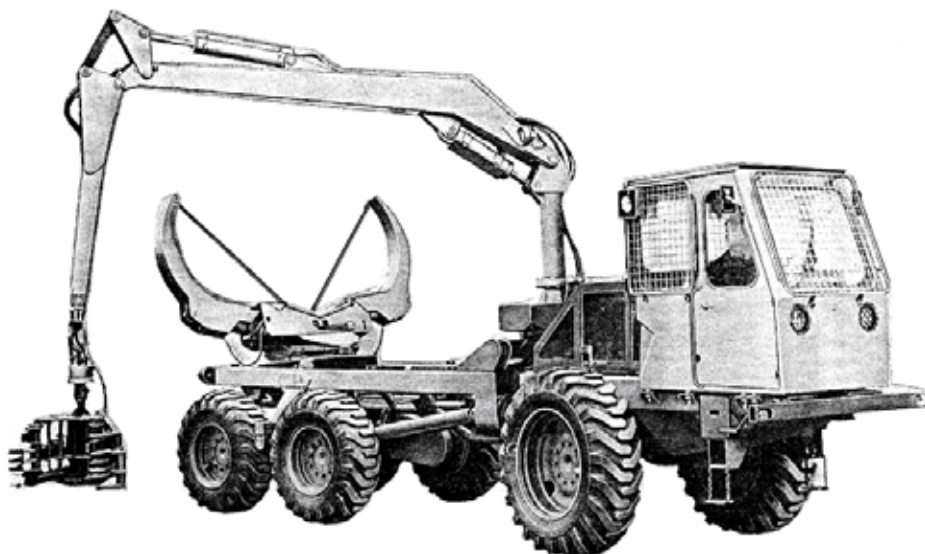
W poprzednim podrozdziale podano przykład całej serii maszyn do pozyskania drewna opartych na trzech samojezdnym podwoziach i różnych urządzeniach roboczych firmy Valmet. Podobnie jest z maszynami firmy ÖSA. Na podwoziu trójosiowego przegubowego forwardera ÖSA 260 wyprodukowano na przykład dzie więć maszyn; w tym klembank, maszynę ścinkowo–zrywkową (rys. 11.32), procesor, harwester. Maszyna ścinkowo–zrywkowa wyposażona jest w manipulator ÖSA

395 i głowicę ścinkową ÖSA 642 (rys. 11.33). Masa podwozia bez manipulatora, głowicy i ławy pokrętnej 15500 kg, długość 8923 mm, wysokość 3430 mm, rozstaw osi (przedniej i środka obu osi tylnego mostu) 4785 mm, prześwit 610–620 mm, szerokość 2480 lub 2700 mm, silnik Scania D8, 123 kW; prędkość maszyny: terenowa 0–8 km/h, drogowa 0–25 km/h, przednie koła – większe 23,1x34"/14, tylne – mniejsze 17,5x25"/16, kąt skrętu 40°, minimalny promień skrętu 8,45 m. Kabina maszyny z gumowymi amortyzatorami, izolacją dźwiękową i ciepłą, wyposażoną w pasy bezpieczeństwa, klimatyzację powietrzną i wycieraczki.

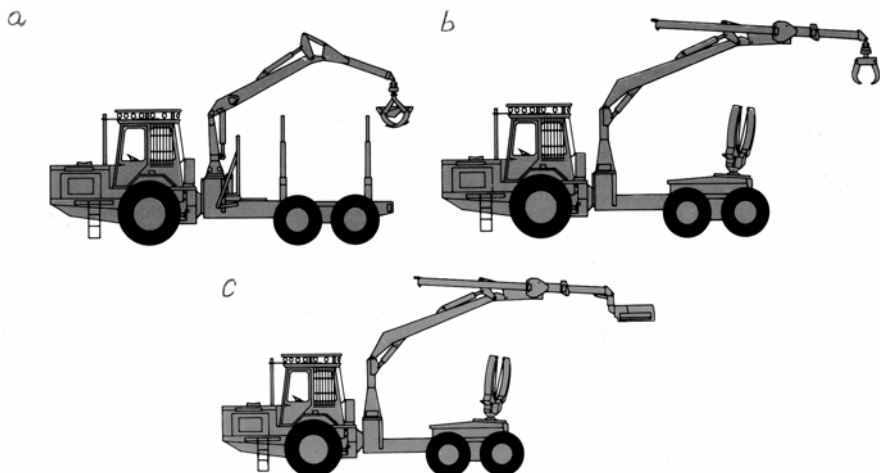
Manipulator maszyny to żuraw ÖSA 395 o masie 2350 kg (bez głowicy i urządzenia kontrolnego), udźwigu przy pełnym wysunięciu belki ramienia operacyjnego 5,9 kN, przy wsuniętej belce – 12,5 kN, siła wysuwu belki 19,6 kN, moment udźwigu 130 kN·m, moment obrotowy belki ramienia operacyjnego 22,9 kN·m, kąt obrotu belki 380°, prędkość wysuwania belki 0,8 m/s, wsuwania – 1,5 m/s. Kolumna manipulatora wysokości 1970 mm. Głowica ścinkowa o urządzeniu tnącym łańcuchowym z piłą łańcuchową o podziałce 10,3 mm, maksymalna średnica cięcia 56 cm, minimalna wysokość pniaka 50 mm, prędkość skrawania 30 m/s, kąt obrotu rotora 330°, moment obrotowy rotora 3 kN·m, masa głowicy razem z rotorem 540 kg.

W podrozdziale 11.2 omówiono już gąsienicowe maszyny ścinkowo-zrywkowe LP-17 (rys. 11.13) i LP-49 (rys. 11.14), przy omawianiu diagramów zasięgu manipulatora i stref roboczych maszyny (rys. 11.15, 11.16). W porównaniu z przedstawionymi wyżej maszynami strefy robocze maszyn LP-17 i LP-49 są mniejsze, co wynika z konstrukcji i parametrów manipulatora.

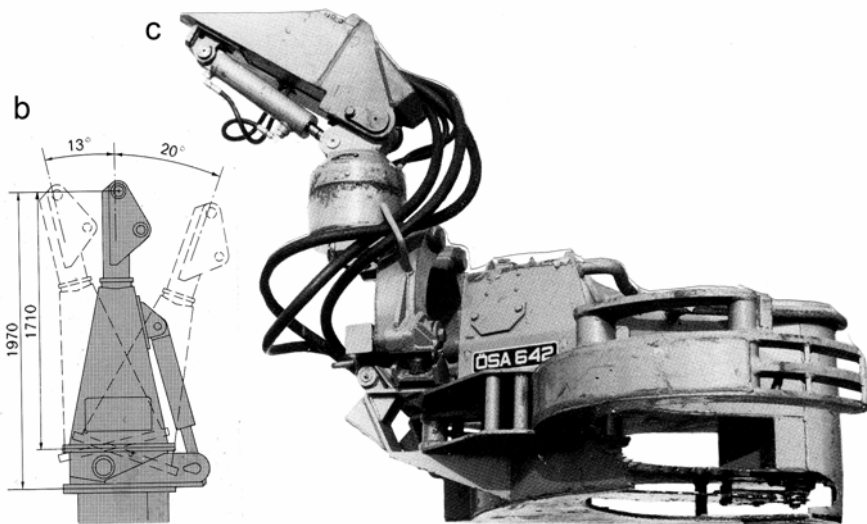
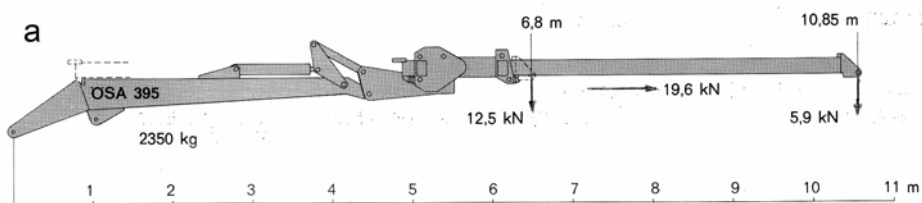
Omówione wyżej maszyny ścinkowe praktycznie w Polsce nie pracowały; głównie z uwagi na taniość siły roboczej i nikłe możliwości finansowe Lasów Państwowych i małych przedsiębiorstw (ZUL-i). Obecnie zarówno maszyny ścinkowe jak i procesory okrzesywujące ustępują miejsca harwesterom (których kilka jest w kraju) i to o tych ostatnich dowiedzieć się można więcej z targów leśnych i internetu.



Rys. 11.31. Maszyna ścinkowo-zrywkowa Lokkeri [reklama]



Rys. 11.32. Maszyny do pozyskania drewna ÖSA 260 na bazie forwardera trójosiowego przegubowego [reklama]: a – forwarder, b – skidder z chwytakową łąwą pokrętną (klembank), c – maszyna ścinkowo-zrywkowa (feller skidder)



Rys. 11.33. Żuraw ÖSA 395 i głowica ścinkowa ÖSA 642 maszyny ścinkowo-zrywkowej ÖSA 260 [reklama]: a – wysięgnik żurawia, b – kolumna żurawia, c – głowica ścinkowa

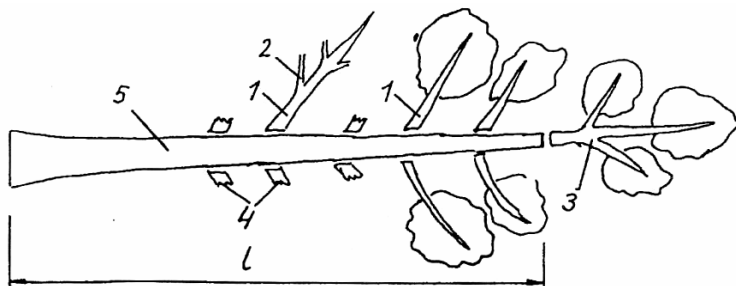
12. OKRZESYWARKI, PROCESORY I HARWESTERY

12.1. Ogólne zagadnienia okrzyszowania

Okrzyszowaniem nazywamy oczyszczanie pnia drzewa z gałęzi i sęków. W przypadku drzew wytwarzających pień w postaci strzały przez okrzyszowanie rozumiemy oczyszczenie strzały z żywych i martwych gałęzi, sęków oraz odcięcie wierzchołka (rys. 12.1). Zabieg ten dokonuje się przez odpiłowanie, odcięcie lub odłamanie gałęzi. Umiejscowiony on jest w różnych miejscach i w różnej kolejności procesu pozyskania drewna: na zrębie i szlaku operacyjnym, po ścinie i przed wyrzynką sortymentów, po zrywce całych nadziemnych części drzew – na składnicy przyrzębowej, na składnicy manipulacyjno–spedycyjnej lub docelowej.

Na zrębie i szlaku operacyjnym okrzyszowania dokonuje się za pomocą ręcznych narzędzi – siekier, pilarek, okrzyszowarek motorowych, i okrzyszowarek wielooperacyjnych – harwesterów; na składnicy przyrzębowej – za pomocą maszyn samojezdnych (okrzyszowarek lub procesorów), na składnicach manipulacyjnych–spedycyjnych lub docelowych – za pomocą maszyn stacjonarnych. Na składnicach manipulacyjno–spedycyjnych, na których dokonuje się całkowity lub częściowy wyrób sortymentów i spediuje się je do odbiorcy istnieją najwygodniejsze warunki do mechanizacji i automatyzacji okrzyszowania, wyrzynki i sortowania drewna. Okrzyszowanie na tych składnicach ma jednak tę wadę, że związane jest z usuwaniem z drzewostanu dużej ilości biomasy, a utylizacja nagromadzonych na składnicy odpadów stwarza dodatkowe problemy. Dlatego też drewno iglaste i liściaste tworzące strzały wywozi się z drzewostanu w postaci strzał (a więc po okrzyszowaniu). Jeżeli zrywa się całe ścięte nadziemne części drzewa, a wywozi z lasu okrzysane strzały – to okrzyszowanie dokonywane jest na składnicy przyrzębowej.

Okrzyszowanie to jedna z najbardziej pracochłonnych operacji pozyskania drewna, zwłaszcza że z okrzyszowaniem wiąże się problem oczyszczenia zrębu z gałęzi i ich utylizacji. Rozwiązanie wszystkich problemów związanych z okrzyszowaniem wymaga wiadomości dotyczących liczby gałęzi, ich wymiarów, rozmieszczenia na pniu, geometrii nasady gałęzi, własności mechanicznych gałęzi. Parametry te związane są z gatunkiem drzew, bonitacją siedliska, zabiegami hodowlanymi.



Rys. 12.1. Schemat grubizny strzały i korony: 1 – żywe i martwe gałęzie pierwszego stopnia, 2 – gałęzie drugiego stopnia, 3 – wierzchołek, 4 – sęki (tylce po uschłych i odłamanych gałęziach), 5 – grubizna strzały [Szyber 1998]

Liczba gałęzi. Z głównych krajowych gatunków drzew największą liczbę gałęzi ma świerk, u którego gałęzie ułożone są w okółki (po 4–6 gałęzi w okółku), dlatego też liczba gałęzi na drzewie jest proporcjonalna do wysokości i pierśnicy drzewa. Proporcjonalność ta zachodzi do czasu zahamowania przyrostu świerka na wysokość (co odpowiada pierśnicy 35–60 cm). Po tej kulminacji liczba gałęzi na ogół maleje z powodu ich odłamywania się. Dolna część pnia (odziomek) świerka pokryta jest zwykle suchymi sękami (tylcami po uschłych i odłamanych gałęziach) o średnicy 1–1,5 cm, które lekko same się odłamują przy ścinie lub zrywce i praktycznie nie wymagają odkrzesywania. Liczba zdrowych sęków i gałęzi u świerka waha się od 50 do 280 [Winogorow 1981] i zależy od pierśnicy drzewa.

Znacznie mniejszą liczbą gałęzi charakteryzuje się sosna. Gałęzie sosny również ułożone są w okółki. Liczba gałęzi sosny w niewielki sposób zależy od jej wieku, z uwagi na to, że sosna, gatunek światłolubny gubi dolne gałęzie. Dolne gałęzie pozbawione dostatecznego dostępu promieni słonecznych usychają i odłamują się. Średnio sosna ma 10–18 gałęzi, nie licząc gałęzi na odcinanym wierzchołku.

W przybliżeniu taką samą liczbę gałęzi jak sosna mają brzoza i osika; średnio po 12–17. Liczba ta praktycznie nie zależy od pierśnicy drzewa. U większości drzew liściastych gałęzie nie układają się w okółki. Pnie drzew liściastych rosnących w zwarciu zwykle są bez gałęzi. Gałęzie i wystające sęki charakteryzują się następującymi parametrami: grubością (średnicą u nasady gałęzi) (d_g), kątem osadzenia gałęzi (α), powierzchnią okrzesywania (F_g), którą można przyjąć za elipsę – rys. 12.2, długością wzajemnie prostopadłych średnic powierzchni okrzesywania (d_1) i (d_2), długością gałęzi i masą. Powierzchnia okrzesywania jest równa:

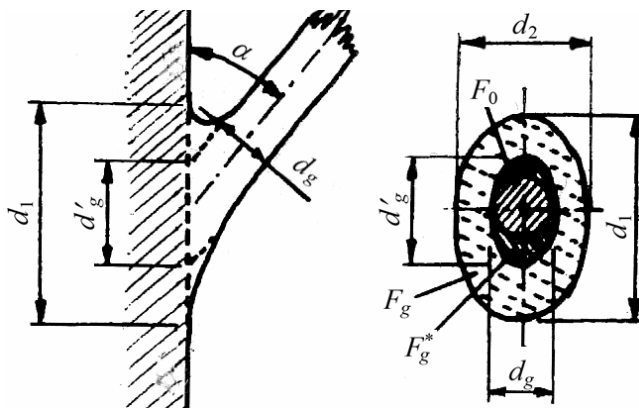
$$F_g = \frac{\pi d_g^2 \eta}{4 \sin \alpha} \quad (12.1)$$

gdzie: η – współczynnik uwzględniający zgrubienie nasady gałęzi.

Tak obliczona powierzchnia F_g jest znamieną dla bardzo dobrej klasy okrzesywania; równo z powierzchnią pnia.

Dla świerka charakterystyczne są gałęzie cienkie, o grubości nie większej od 5 cm; średnia grubość gałęzi wynosi 2,9 cm i dla drzew rosnących w drzewostanie, w wieku dojrzałości rębnej praktycznie się nie zmienia. U drzew nie rosnących w zwarciu grubość gałęzi w środkowej części korony dochodzi do 7–9 cm. Natomiast ogólna masa gałęzi świerka z wiekiem wzrasta z powodu zwiększania się ich liczby.

Sosna ma gałęzie grubsze; przy tym ich wymiary zwiększają się ze wzrostem średnicy drzewa. Średnia grubość gałęzi sosny wynosi 5–6 cm. Niekiedy gałęzie te dochodzą do grubości 15 cm. Jeszcze grubsze gałęzie ma osika – średnio 6–8 cm i gałęzie te dochodzą czasami do 20 cm. Gałęzie brzozy są nieco mniejsze; średnia ich grubość wynosi 5–6 cm, lecz czasami spotykane są gałęzie o grubości 20 cm.



Rys. 12.2. Parametry nasady gałęzi: d_g , F_0 – średnica i powierzchnia normalnego przekroju nasady, d_g , d'_g , F_g^* – osie i pola elipsy nasady gałęzi (bez uwzględnienia zgrubienia), α – kąt osadzenia gałęzi, F_g – powierzchnia okrzyszowania [Szyber 1998]

Jak wynika ze wzoru (12.1), o powierzchni okrzyszowania pojedynczej gałęzi decyduje między innymi **kąt osadzenia gałęzi** (α). Jest to kąt pomiędzy osią pnia i osią gałęzi, praktycznie równy kątowi pomiędzy powierzchnią pnia i osią gałęzi. Kąt osadzenia gałęzi dla świerka jest większy od 90° (tzn. że gałęzie świerka skierowane są głównie w dół), dla sosny średnia wartość $\alpha = 59\text{--}67^\circ$ (zależnie od drzewostanu) dla osiki $\alpha = 53^\circ$, a dla brzozy $\alpha = 30^\circ$ [Winogorow 1981]. Współczynnik (η) uwzględniający zgrubienie nasad gałęzi zależy od gatunku drzewa i bonitacji siedliska drzewostanu. Dla sosny, przy średnim kącie $\alpha = 63^\circ$, średnia wartość η na siedliskach I klasy wynosi 1,7, II klasy – 2,4, trzeciej – 2,7 a VI i V – 3,0. Sumaryczne powierzchnie okrzyszowania pojedynczych drzew różnych gatunków różnią się. Przy pierśnicy 16 cm sumaryczna powierzchnia okrzyszowania brzozy wynosi 200 cm^2 , osiki – 300 cm^2 , sosny – 260 , świerka – 400 cm^2 , a przy pierśnicy 48 cm dla brzozy – 1700 cm^2 , dla osiki – 2300 cm^2 , dla sosny – 2800 cm^2 , dla świerka – 3300 cm^2 [Winogorow 1981].

Własności mechaniczne drewna nasad gałęzi różnią się od własności drewna pnia. Twardość udarowa drewna nasad jest większa od drewna pnia; u świerka jest – 2,3–3,7 raza, brzozy i osiki 1,3–1,5 raza, sosny 1,25–1,6 raza. Gęstość drewna nasad gałęzi drewna świerka i sosny jest 1,7–1,8 razy większa od gęstości drewna pnia, a brzozy – 1,2 raza.

Kąt osadzenia gałęzi (α) ma duży wpływ na energochłonność okrzyszowania z uwagi na to, że w miarę odchylenia się gałęzi od kierunku prostopadłego do powierzchni pnia zwiększa się powierzchnia okrzyszowania. Dla konstruowania okrzyszowarek szczególnie niekorzystne są małe kąty α spotykane np. u brzozy i osiki. Z drugiej strony największy opór przekrawania (cięcia) drewna obserwujemy w poprzek włókien. Właściwa praca [J/m^3] przerzynki piłami łańcuchowymi nasad sęków i gałęzi tuż przy pniu różni się od właściwej pracy przerzynki drewna pnia. Dla świerka jest ona aż 2,7 raza większa, dla osiki – 1,1, a dla brzozy – mniejsza (0,85).

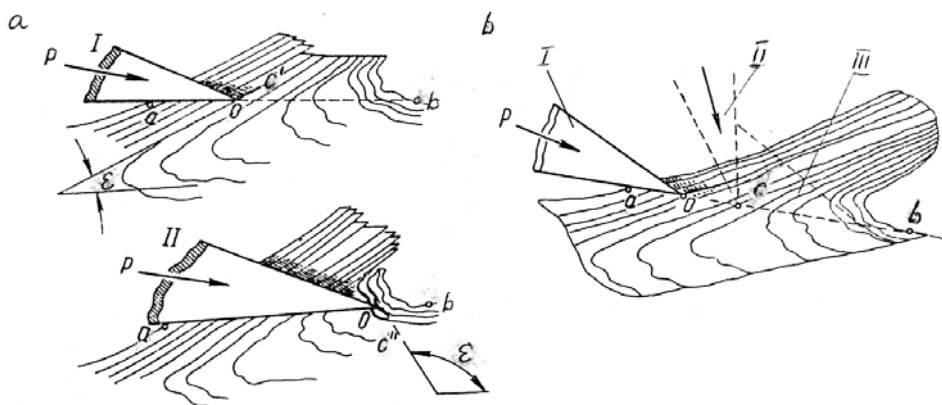
12.2. Sposoby okrzesywania i rodzaje urządzeń okrzesywujących

Okrzesania można dokonać przez:

- 1) skrawania wiórowe narzędziem wieloostrzowym – piłą łańcuchową, piłą brzeszczotową, tarczową (przez piłowanie) lub frezem walcowym (frezowanie) nasad gałęzi,
- 2) skrawanie bezwiórowe (przekrawanie, cięcie) jednoostrzowym narzędziem w postaci klina (np. siekierą do okrzesywania),
- 3) skrawanie bezwiórowe narzędziem wieloostrzowym w postaci pętli nożowej,
- 4) obłamywanie gałęzi.

Rozróżniamy ponadto okrzesywanie pojedynczych drzew i okrzesywanie grupowe, okrzesywanie drzew leżących, po ścinie i drzew stojących. Ten ostatni sposób dotyczy nie tylko zabiegu hodowlanego (podkrzesywania), ale także operacji poprzedzającej ścinę drzew niektórymi harwesterami.

Z uwagi na zmianę kierunku włókien drzewnych u nasady gałęzi, zwykle proste skrawanie drewna klinem płaskim, staje się skrawaniem złożonym – poprzecznym, wzdłużnym włókien i prostopadłym do włókien – zmieniającym się w czasie odcinania pojedynczej gałęzi (rys. 12.3b). Mogą mieć przy tym miejsce dwa przypadki: odcinanie krótkich sęków – tyłców, odłamanych lub uprzednio uciętych (skróconych) gałęzi (rys. 12.3a) lub odcinanie gałęzi długich. W pierwszym przypadku uszkodzenie drewna pnia najczęściej nie występują, ponieważ opór włókien drzewnych na przecinanie i ścinanie wzdłuż włókien (w płaszczyźnie słoju drzewnych $0c'$) jest mniejszy od sił wciągających ostrze w drewno (w płaszczyźnie $0c''$). Przy odcinaniu całych gałęzi lub długich sęków nie zachodzi ścinanie przeciętych włókien w płaszczyźnie słoju drzewnych i możliwe są częstsze uszkodzenia drewna pnia. Przy okrzesywaniu skrawaniem wiórowym uszkodzenia drewna pnia nie zachodzą.



Rys. 12.3. Odcinanie gałęzi ostrzem klinowym [Matwejko 1980]: a – odcinanie sęków, b – odcinanie gałęzi

Na proces odcinania gałęzi istotnie wpływają: gatunek drzewa, wymiary nasady gałęzi oraz geometria noża. Siła odcinania gałęzi ostrzem klinowym jest wprost proporcjonalna do grubości gałęzi, grubości noża i kąta ostrza. Do przecinania nasady gałęzi świerka o grubości 3 cm konieczna jest siła 3,5–5 kN, gałęzi sosny o średnicy 4 cm – 6–8 kN, a o średnicy 9 cm 25–27 kN. Przy przecinaniu nasady gałęzi brzozy siły zwiększają się o 30–40%.

Okrzesywanie wiąże się z dwoma ruchami, które wykonać może zarówno drzewo jak i narzędzie robocze – zwykle ostrze tnące – z **ruchem roboczym** i ruchem pomocniczym – **posuwem**.

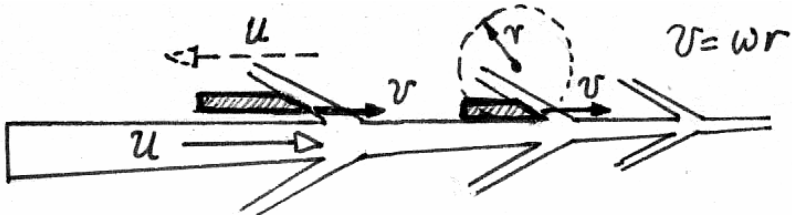
Posuw – z prędkością U dokonywać może zarówno drzewo, jak i narzędzie (rys. 12.4). Odbywa się on wzdłuż strzały. **Ruch roboczy** – cięcie lub obłamywanie gałęzi u ich nasady może wynikać z ruchu postępowego lub obrotowego narzędzia i dokonuje się z prędkością V .

Maszynowe okrzesywanie jest efektywne w przypadku jednoczesnego odcinania wszystkich gałęzi z okółka. Dużą jakość okrzesywania zapewnia głowica okrzesywująca z urządzeniem tnącym wieloostrowym, kopiującym obrys pnia. Sposoby rozwiązań takich urządzeń tnących pokazano na rys. 12.5–12.10. Minimalna liczba noży sztywnych tworzących kontur okrzesywujący to trzy (rys. 12.10), ale wtedy, przy nożach o niewielkim zakrzywieniu pozostawione są duże miejsca ewentualnego niedokrzesania.

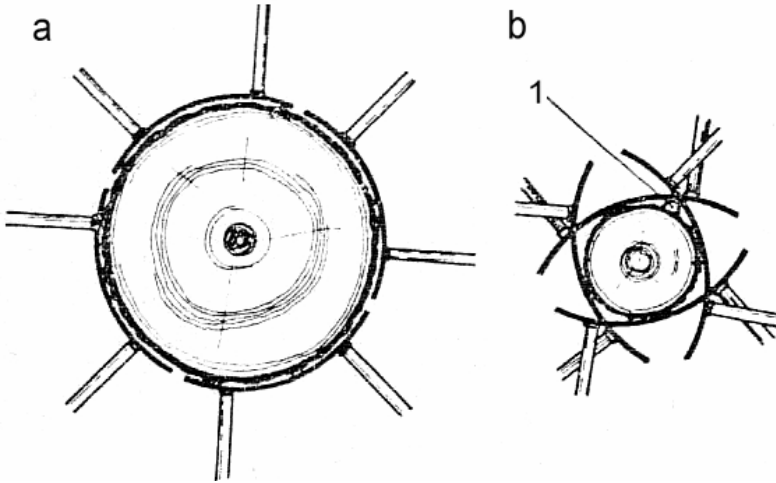
Cztery sztywne noże okrzesywujące okrzesywują dokładniej, jeżeli są wygięte w kształcie ćwiartek okręgu (rys. 12.8), mają możliwość obrotu na przegubach i zbliżania się do siebie par naprzeciwległych noży. Urządzenie okrzesywujące pokazane na rysunku 12.8 napędzane jest sześcioma siłownikami hydraulicznymi i zależnie od grubości pnia może dokonywać okrzesywania jednego lub dwóch drzew jednocześnie. Jeszcze większe możliwości dostosowania się do obrysu przekroju pnia ma urządzenie okrzesywujące ośmionożowe (rys. 12.9) – o dwóch nożach stałych i sześciu ruchomych, dociskanych do pnia za pomocą siłowników hydraulicznych.

Dokładne kopiowanie obwodu pnia zapewnia giętka pętla nożowa (rys. 12.7) lub układ wielu profilowanych noży dociskanych radialnie do pnia (rys. 12.5a). Zastosowanie do okrzesywania sztywnych walcowych frezów – obrotowych (rys. 12.6) stwarza możliwości miejscowego niedokrzesania, ale zmniejsza praktycznie do zera uszkodzenia drewna pnia, towarzyszące nożowym urządzeniom korującym.

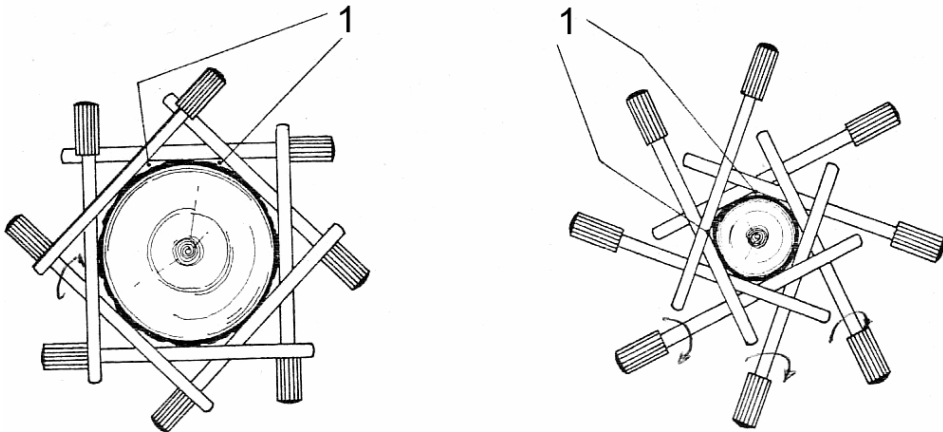
Opisane wyżej urządzenia okrzesywujące stosowane są w maszynach do okrzesywania – **okrzesywarkach** lub w maszynach do kilku operacji pozyskania – w **procesorach** (okrzesywujących i sortymentujących drzewa ścięte innymi środkami) i w **harwesterach** wykonujących wszystkie główne operacje pozyskania drewna. Do okrzesywania ręczno-maszynowego służą najczęściej pilarki z piłą łańcuchową. Istnieje również grupa okrzesywarek ręcznych z silnikiem spalinowym lub elektrycznym, z narzędziem tnącym w postaci piły łańcuchowej na prowadnicy lub piły tarczowej na wysięgniku, jak np. w przypadku okrzesywarki elektrycznej RES–2 (rys. 12.11). Przekładnia redukująca składająca się z koła stożkowego napędzającego i płaskiego koła napędzanego, pozwala na niewielkie odchylenie płaszczyzny tarczy od osi wysięgnika (o kąt 30°). Żłobikowe zęby tnące piły umiejscowione są na specjalnych wieńcach – lewym i prawym. Dzięki napędowi zewnętrznemu piły tarczowej odcinać można gałęzie o grubości do 2/3 średnicy piły.



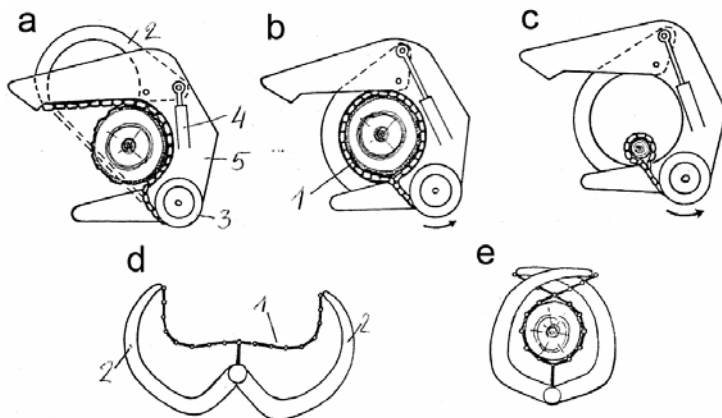
Rys. 12.4. Główne elementy kinematyki okrzyszowania



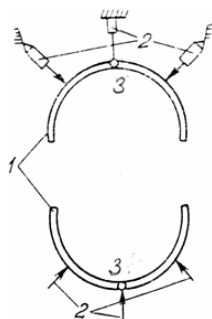
Rys. 12.5. Sposób utworzenia zamkniętego obrysu noży sztywnych głowicy okrzyszującej wokół obwodu pnia [Nedkvitne, Arversen 1978]: a – obrys dokładnie kopiujący obrys pnia, b – obrys noży pozostawiający miejsca ewentualnego niedokrzesania (1)



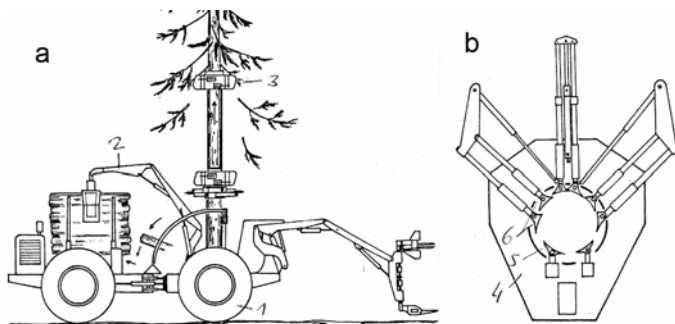
Rys. 12.6. Sposób utworzenia obrysu kopiującego obwód drzewa przy pomocy sztywnych frezów obrotowych głowicy okrzyszującej [Nedkvitne, Arversen 1978]:
1 – miejsca ewentualnego niedokrzesania



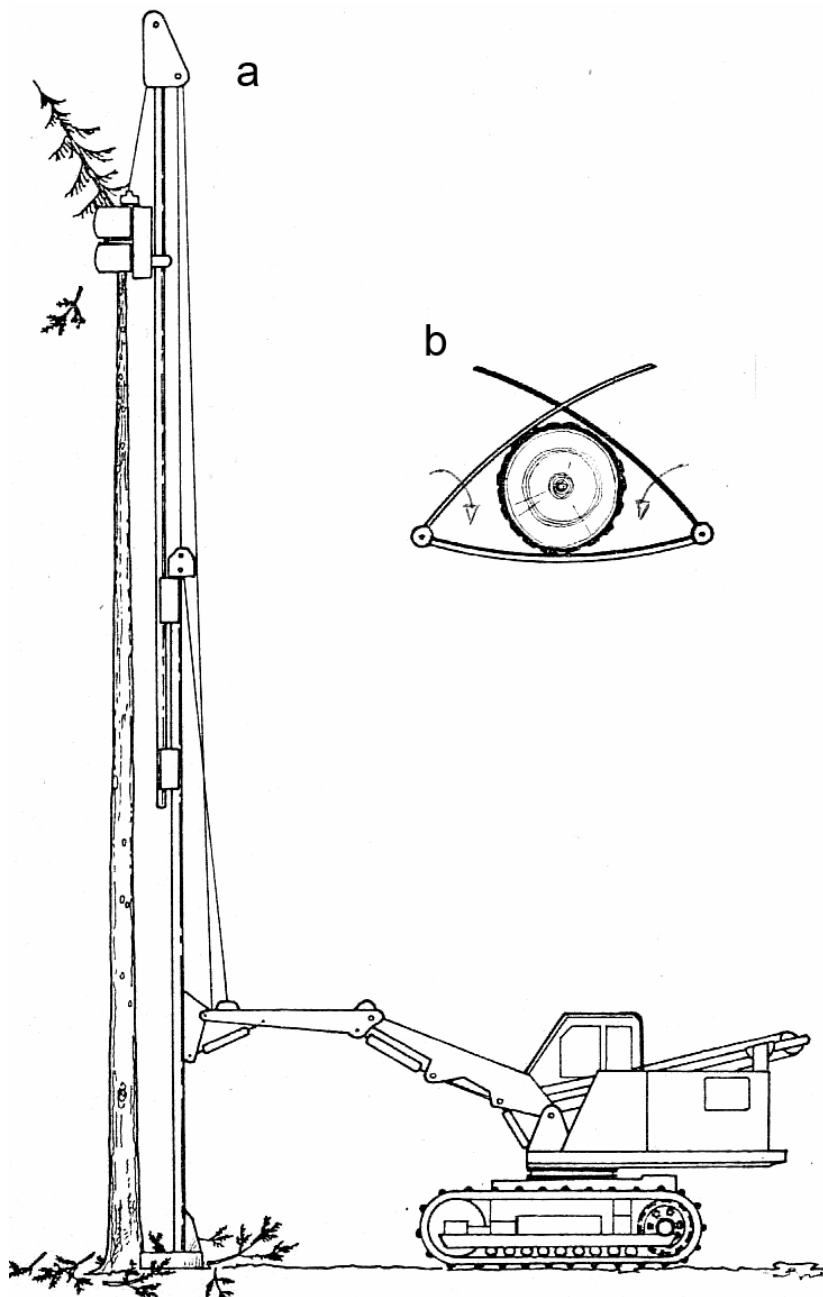
Rys. 12.7. Sposoby tworzenia obrysu kopiującego obwód pnia za pomocą giętkiej pętli nożowej głowicy okrzesującej [Nedkvitne, Arversen 1978, Skovteknik 1979], a, b, c – głowica okrzesywarki Busch Combine, d, e – prosta pętla nożowa: 1 – noże giętkie, 2 – ramię dociskowe, 3 – rolka noża, 4 – siłownik hydrauliczny, 5 – korpus głowicy okrzesującej



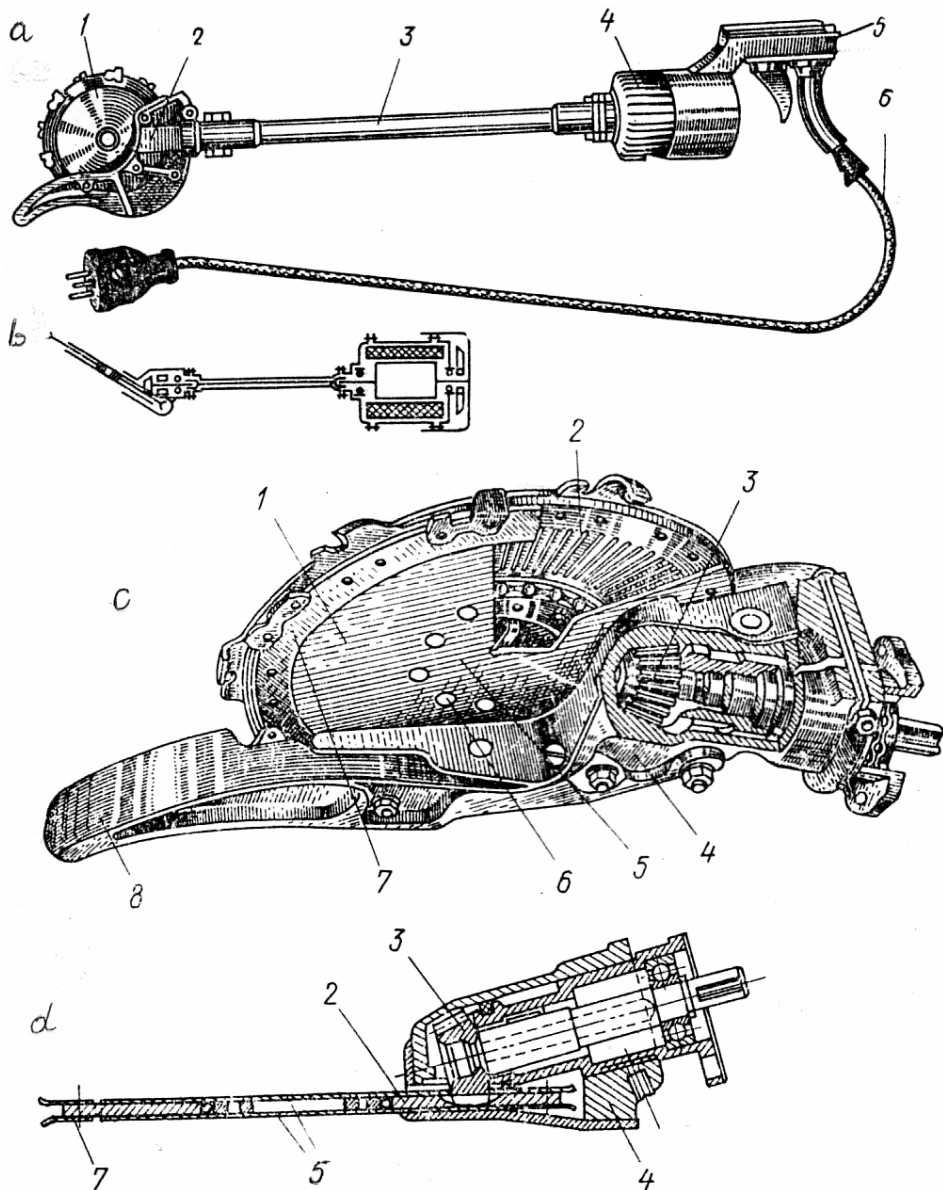
Rys. 12.8. Nożowe urządzenie okrzesujące (patent USA): 1 – noże, 2 – siłowniki hydrauliczne, 3 – przeguby



Rys. 12.9. Okrzesywarka do drzew stojących wielooperacyjnej maszyny Koehring-Waterous Pulpwood Harvester (do pozyskania papierówki) [Nedkvitne, Arversen 1978]: a – widok ogólny, b – głowica okrzesująca: 1 – podwozie samojezdne, 2 – żuraw, 3 – głowica okrzesująca, 4 – korpus, 5 – nóż dolny stały, 6 – noże górne ruchome

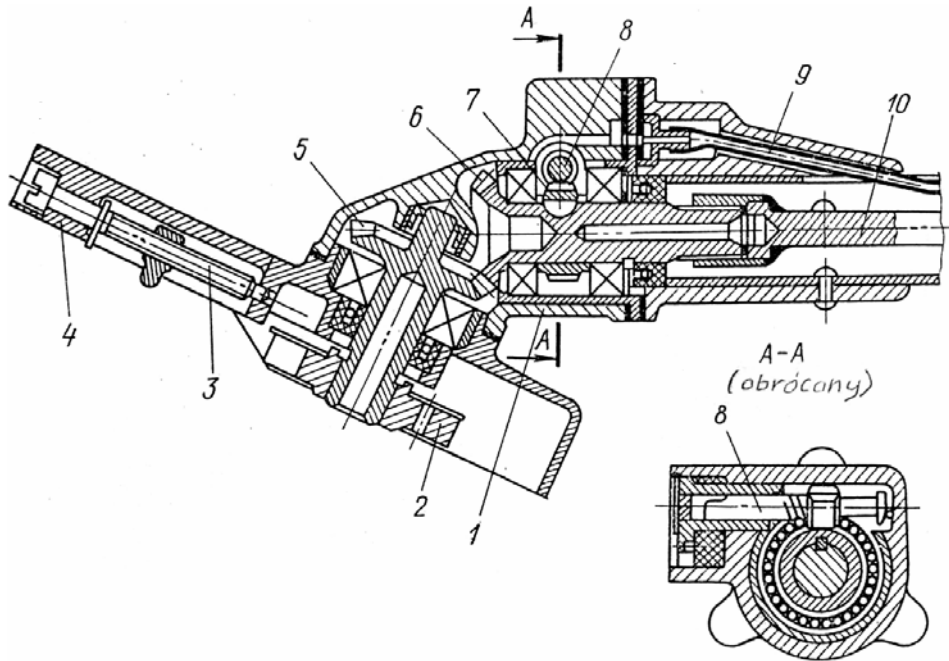


Rys. 12.10. Sposób okrzyszowania drzewa stojącego przez okrzyszowarkę Beloit Tree Harvester [Nedkvitne, Arversen 1978]: a – widok ogólny, b – zasada pracy noży okrzyszujących



Rys. 12.11. Okrzesywarka elektryczna RES-2 [Matwejko 1980]: a – budowa ogólna: 1 – piła tarczowa, 2 – osłona z oporą piły, 3 – wysięgnik, 4 – silnik, 5 – uchwyt z wyłącznikiem, 6 – przewód prądowy; b – schemat kinematyczny, c – urządzenie tnące z reduktorem, d – przekrój urządzenia tnącego o reduktora: 1 – piła tarczowa, 2 – kółko zębate napędzane, 3 – kółko zębate napędzające, 4 – korpus reduktora, 5 – osłony kółka 2 i piły, 6 – nity, 7 – wieniec tnący piły, 8 – opora piły

Okrzesywarki z urządzeniem tnącym typu konsolowego, z piłą łańcuchową umieszczoną na wysięgniku, również zaopatrzone są w przekładnię redukującą kątową, lecz w postaci dwóch kół stożkowych, jak na przykład w okrzyszwarce BS-1 (rys. 12.12). Przy reduktorze umieszczona jest pompa olejowa układu smarowania piły, typu nurnikowego, napędzana od kółka napędzającego reduktora za pomocą przekładni ślimakowej.



Rys. 12.12. Reduktor okrzyszwarce BS-1 [Matwejkó 1980]: 1 – korpus, 2 – kółko napędowe piły, 3 – napinacz piły, 4 – korpus napinacza, 5 – kółko zębate napędzane, 6 – kółko zębate napędzające, 7 – przekładnia ślimakowa napędu pompy olejowej, 8 – nurnik pompy olejowej, 9 – przewód olejowy, 10 – wał napędowy

12.3. Okrzyszwarcki i procesory okrzyszujące

Okrzyszwarckom, zarówno narzędziom zmotoryzowanym, jak i maszynom, stawia się szereg wymagań związanych z bezpieczeństwem pracy, obsługą, jakością okrzyszywania i wydajnością. Okrzyszwarcki ręczne powinny być lekkie, wygodne w obsłudze i bezpieczne, o dużej wydajności, o możliwości odcinania gałęzi dowolnej grubości tuż przy powierzchni pnia, bez uszkodzenia drewna pnia. Oprócz tego powinny być proste w konstrukcji, ekonomiczne i spełniać normy dotyczące drgań i hałasu.

Maszyny okrzyszujące – coraz rzadsze już okrzyszwarcki i procesory okrzyszujące (mające w swym programie, obok innych funkcji, również okrzyszwanie) powinny być samojezdne, lub przewoźne, o możliwości szybkiej instalacji na stanowisku

roboczym, zapewniać wysoką wydajność okrzesywania – tuż przy powierzchni pnia i bez miejsc niedokrzesania i uszkodzenia drewna pnia, odcinać gałęzie różnej grubości z drzew różnej wielkości, prostych i z krzywizną pnia. Oprócz tego powinny być proste w obsłudze (co wiąże się z koniecznością dużego stopnia automatyzacji procesu okrzesywania), zapewniać mechaniczne podawanie drzew do urządzenia okrzyszującego i usuwanie odkrzyszowanych gałęzi, być bezpiecznie, ekonomicznie, spełniające normy bhp–ergonomiczne. Procesory spełniają ponadto takie funkcje jak: odcięcie wierzchołka, przerzynkę pnia na sortymenty i układanie okrzyszowanych elementów. Taką mnogość wymogów można osiągnąć tylko przy okrzyszowaniu drzew wytwarzających pień w postaci strzały; a więc gatunków iglastych i niektórych liściastych (na przykład rosnących w zwarciu brzozy, olchy).

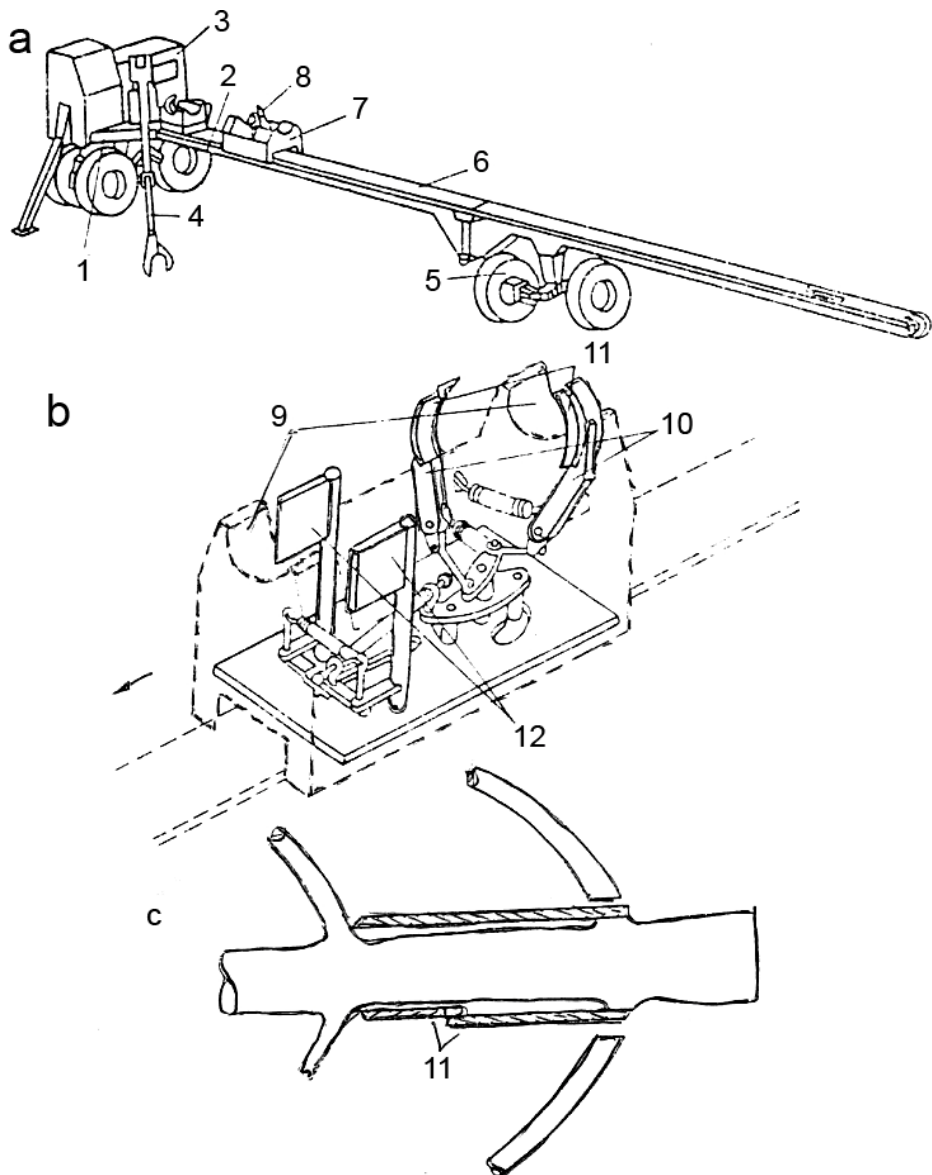
Ogólną budowę okrzyszowarki pokazano na rysunku 12.13. Składa się ona z następujących zespołów: **podwozia** – samojezdnego, na bazie ciągnika, lub doczepianego (przyczepy), **głowicy okrzyszującej**, **urządzenia do odcięcia wierzchołka** i ewentualne przerzynki pnia na sortymenty, **zespołu podającego** (posuwowego); stołu podawczego, wózka lub walców posuwowych, oraz z **manipulatora hydraulicznego**. Nowsze konstrukcje wyposażone są w układ kontrolno-pomiarowy. Na rysunkach 12.14–12.17 pokazano przykłady głowicy okrzyszowarek pojedynczych drzew.

Głowica okrzyszująca okrzyszowarki SM–2 zaopatrzona jest w trzy pięcosegmentowe noże cięcia bezwiórowego, z ruchem posuwowym drzew odziomkiem do przodu. Składa się ona z uchwytów nożowych; dwóch bocznych i jednego dolnego. Boczne uchwyty wraz z nożami umocowane są na dźwigniach i mogą się rozchyłać i zaciskać wokół pnia, tworząc zamknięty obrys kopiujący powierzchnię boczną pnia. Rozchylenie i zaciskanie noży dokonuje się za pomocą siłownika hydraulicznego. Średnice okrzyszowanych drzew 8–50 cm.

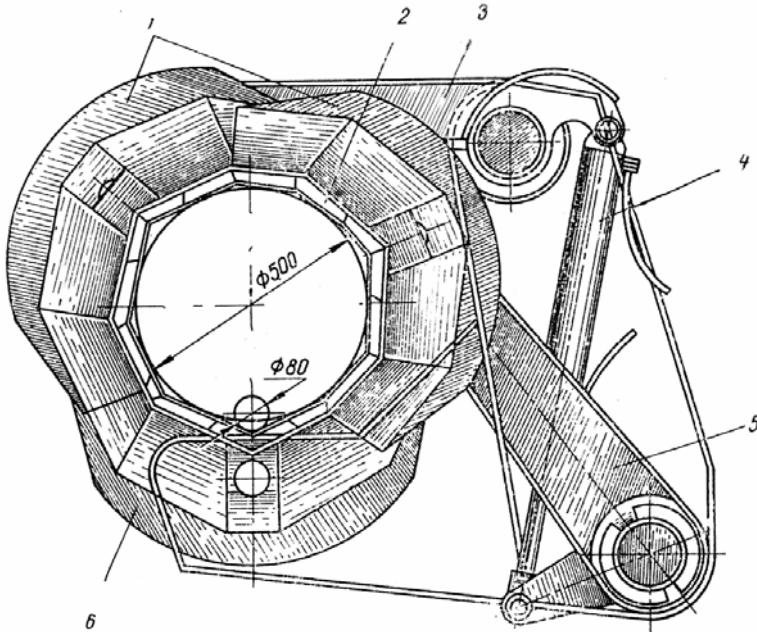
Trzy sztywne noże tnące – jeden górny stały i dwa boczne ruchome ma głowica okrzyszowarki francuskiej SEGEM (rys. 12.15). Głowica montowana jest na manipulatorze (wysięgniku) żurawia Cranab SK 2509 za pomocą wspornika. Rozchylenie i zaciskanie noży bocznych dokonywane jest za pomocą siłowników hydraulicznych. Posuw drzewa dokonywany jest za pomocą dwóch walców napędzanych silnikami hydraulicznymi. Długość głowicy 1,19 m, szerokość 1,14 m, wysokość 0,73 m, masa 520 kg, maksymalna średnica pnia 25 cm (minimalna 6 cm). Manipulator montowany jest na wysokości 2,5 m, jego udźwig 6,2 kN przy wysięgu 4 m. Podwozie maszyny to ciągnik Ford County Super 6 o masie 4500 kg, szerokości 2,2 m, długości 4,5 m, Maszyna okrzyszuje i układa drewno.

Głowica jednej z okrzyszowarek SUND wyposażona jest w osiem frezów walcowych napędzanych silnikami (rys. 12.16a), ułożonych w obrys kopiujący pień drzewa. Posuw drewna dokonywany jest za pomocą walca. Nożowa okrzyszowarka tej firmy ma nóż stały i noże ruchome oraz walce posuwowe (rys. 12.16b).

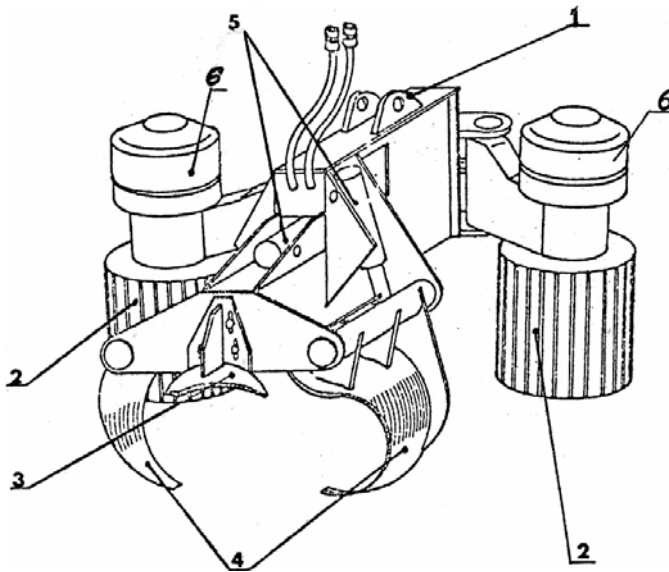
Głowice okrzyszujące z giętkimi taśmami nożowymi (rys. 12.17) mają taśmę dociskaną za pomocą ramienia dociskowego (lub dwóch ramion), napędzanego hydraulicznie. Wadą urządzenia jest zrywanie się taśmy. Na rysunku 12.17 pokazano przykłady wymuszania posuwu drewna za pomocą walców i ruchu posuwisto–zwrotnego teleskopowego wysięgnika.



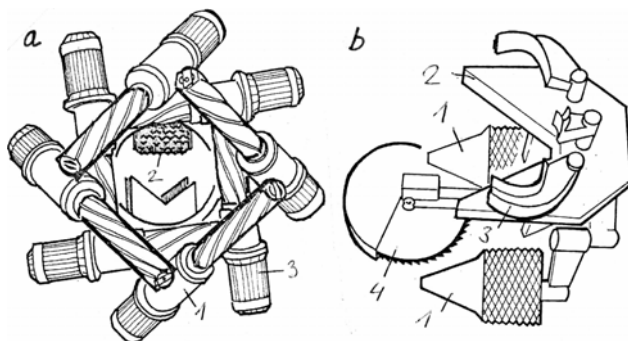
Rys. 12.13. Okrzesywarka (wg patentu USA): a – widok ogólny, b – głowica okrzesywająca i urządzenie do odcięcia wierzchołka, c – odcinanie gałęzi z pnia; 1 – samojezdne podwozie, 2 – platforma podwozia, 3 – kabina, 4 – manipulator hydrauliczny, 5 – dwukółka do podtrzymania prowadnic, 6 – prowadnice, 7 – wózek, 8 – głowica okrzesywająca, 9 – noże stałe (nieruchome), 10 – dźwignie, 11 – noże ruchome, 12 – noże do odcinania wierzchołka



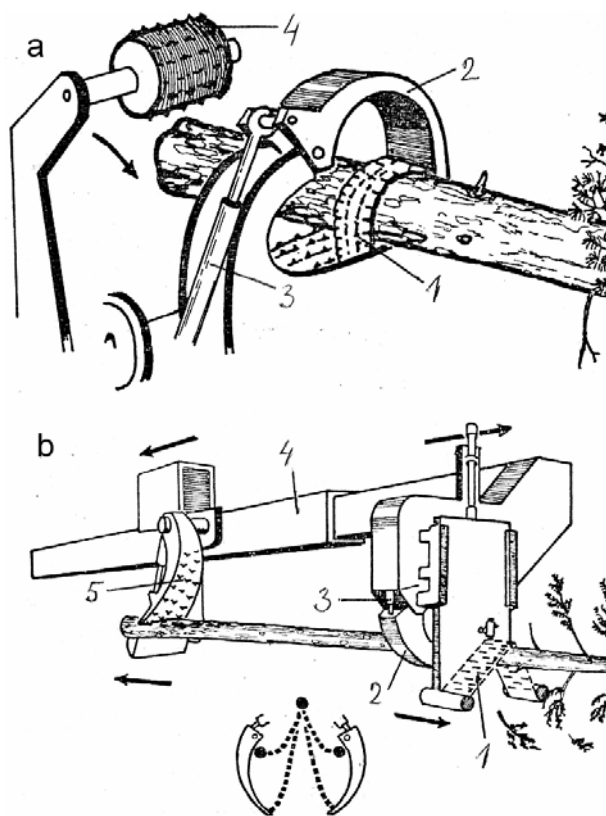
Rys. 12.14. Głowica nożowa okrzesywarki SM-2 [Matwejko 1980]: 1 – boczne osady noży, 2 – noże, 3 – dźwignia górna, 4 – siłownik hydrauliczny, 5 – dźwignia dolna, 6 – dolna osada noży



Rys. 12.15. Głowica okrzesywarki SEGEM [Nedkvitne, Arversen 1978]: 1 – wspornik montowany na manipulatorze, 2 – walce posuwowe, 3 – nóż górny, 4 – noże boczne, 5 – siłowniki hydrauliczne, 6 – silniki hydrauliczne

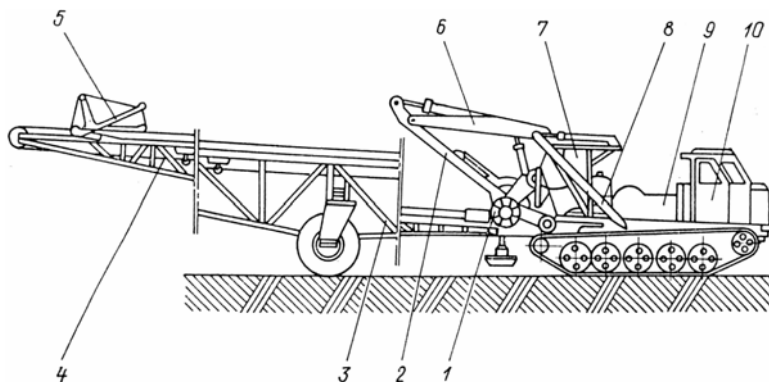


Rys. 12.16. Głowice okrzesywarek firmy Sund [Nedkvitne, Arversen 1978]: a – głowica z frezami walcowymi: 1 – frez, 2 – wałek posuwowy, 3 – silnik; b – z nożami stałymi: 1 – walce podające, 2 – nóż stały, 3 – nóż ruchomy, 4 – piła tarczowa do odcięcia wierzchołka lub przerzynki



Rys. 12.17. Okrzesywarki z giętkimi nożami [Nedkvitne, Arversen 1978]: a – okrzesywarka z walcowym urządzeniem posuwowym; 1 – taśma nożowa, 2 – ramię dociskowe, 3 – siłownik hydrauliczny, 4 – wałek posuwowy; b – okrzesywarka z urządzeniem posuwowym o ruchu posuwisto-zwrotnym: 1 – taśma nożowa, 2 – ramię dociskowe, 3 – siłownik hydrauliczny, 4 – rozsuwany wysięgnik teleskopowy, 5 – uchwyt pnia

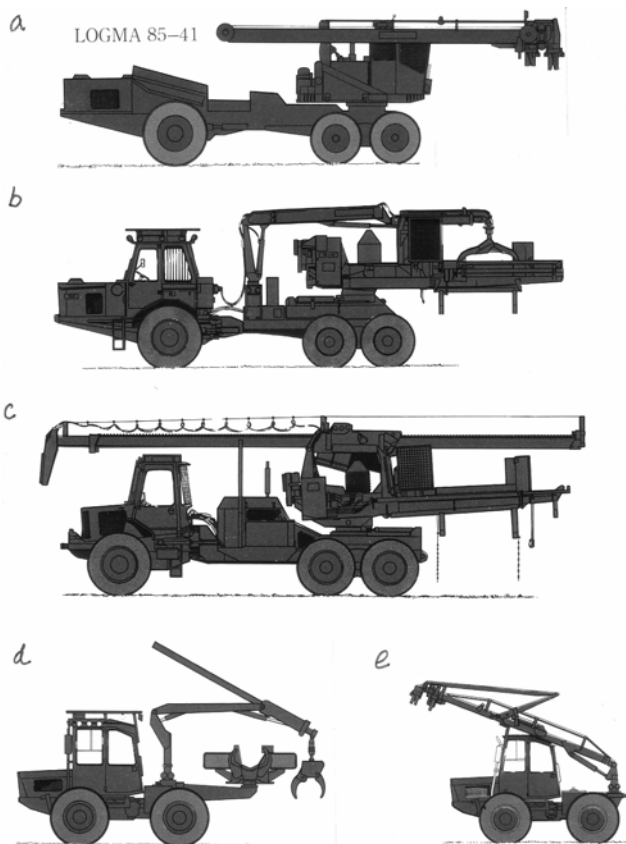
Okrzesywarka SM-2, której głowicę pokrótce już omówiono, jest zbudowana na bazie ciągnika gaśnicowego TDT-75 (rys. 12.18). Oprócz ciągnika składa się ona z głowicy okrzesującej, manipulatora, zespołu posuwowego, mechanizmu usuwania obciętych gałęzi i kabiny operatora. Głowica i zespół posuwowy umieszczone są na dwukołowej przyczepie konstrukcji kratowej, o długości 31 m, a pozostałe zespoły – na ciągniku. Manipulator dźwigniowy hydrauliczny ma udźwig przy maksymalnym wysięgu (2,7 m) równy 19,6 kN. Zespół przesuwania okrzesywanego drzewa przez głowicę składa się z prowadnic umieszczonych na kratownicy, wózka z uchwytem drzewa, układu krążków i lin oraz z dwubębnowej wciągarki. Siła uciągu bębna roboczego wciągarki – 49 kN, bębna powrotnego 29,4 kN, prędkość posuwu 1,5 m/s, maksymalna długość okrzesywanych strzał – 30 m, ciężar maszyny 183,3 kN.



Rys. 12.18. Samojezdna okrzesywarka SM-2 [Matwejko 1980]: 1 – głowica okrzesująca, 2 – ramię podnoszenia manipulatora, 3 – kratownica stołu podawczego, 4 – układ krążków i lin, 5 – wózek, 6 – ramię operacyjne manipulatora, 7 – kabina operatora, 8 – mechanizm usuwania obciętych gałęzi, 9 – dwubębnowa wciągarka, 10 – ciągnik

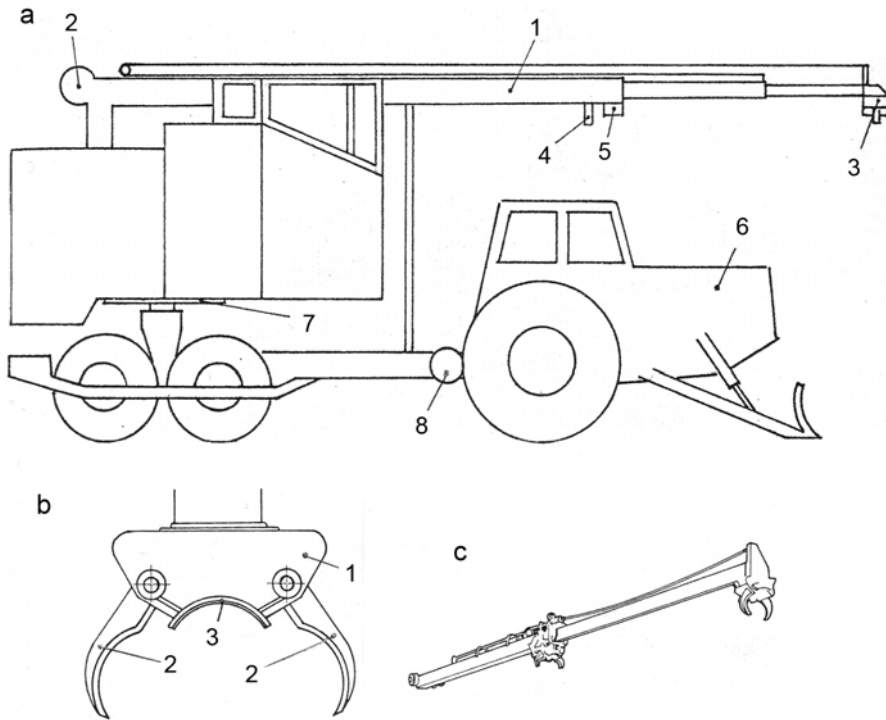
Całą serię procesorów okrzesywujących wyprodukowała firma Kockum (rys. 12.19–12.21). Większość dużych okrzesywarek tej firmy wzorowała się na okrzesywarce Logma T2 (rys. 12.20), której urządzenia robocze zamontowane były na trójosiowym ciągniku przegubowym SMV, kabina operatora wraz z manipulatorem umieszczona była na dwuosiowym tylnym moście, na platformie obrotowej, manipulator maszyny był o belkowym ramieniu podnoszenia i teleskopowym ramieniu operacyjnym, głowica trójnożowa (rys. 12.20b), drzewo uchwycone za pień przez chwytak, przesuwane było pod belką manipulatora przez nieruchomą głowicę. Dane techniczne nowszej wersji tego procesora – Logmy T-310 (rys. 12.21) są następujące: podwozie samojezdne na bazie ciągnika zrywkowego – klembanka SMV 21 (firmy Sandberg Mekaniska Verkstad, Szwecja), długość w położeniu transportowym po drogach publicznych wraz z manipulatorem – 11,3 m, długość przy przejazdach operacyjnych 13,0 m, długość bez manipulatora – 8,8 m, rozstaw osi przedniej i środkowej – 4,75 m, rozstaw osi tylnego mostu – 1,5 m, szerokość – 2,8 m, wysokość – 4,1 m, promień skrętu – 7,8 m, masa całkowita 21400 kg, naciski przedniego mostu 78,5 kN, naciski tylnego mostu, 135,5 kN silnik Volvo D-70B o mocy 121 kW, mak-

symalnym momencie obrotowym 445 N·m przy 1400 obr/min, zbiornik paliwa o pojemności 680 dm³. Wysięg manipulatora 5–12 m, wysięg teleskopowego ramienia operacyjnego 7 m, prędkość posuwu drewna 2,5 m/s, kąt podnoszenia manipulatora – 25°, kąt skrętu w płaszczyźnie poziomej – 300°, udźwig 4–20 kN, siła posuwu pnia przy poziomej belce manipulatora – 30 kN, średnica okrzesywanego drzewa 6,3–36 cm, maksymalne otwarcie chwytaka – 75 cm, maksymalna średnica odcinanego wierzchołka – 12,5 cm, maksymalna prędkość drogowa 30 km/h.

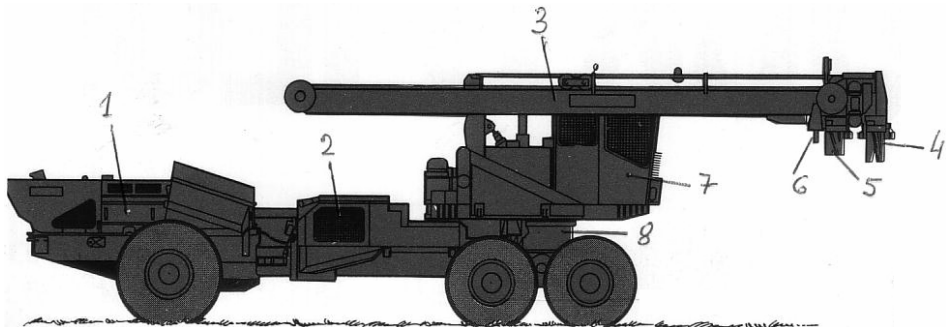


Rys. 12.19. Maszyny do okrzesywania firmy Kockum [reklama]:

- a – Logma 85–41: silnik 127 kW, wysięg manipulatora teleskopowego 12 m, maks. średnica okrzesywania 54 cm; odcinania wierzchołka 12,5, ciężar 220 kN,
- b – Kockum 850/78: ciężar 220 kN, silnik 86 kW, maks. średnica okrzesywania – 50 (57) cm
- c – Kockum 875/78: ciężar 260 kN, silnik 127 kW, maks. średnica okrzesywania – 65 cm, maks. średnica przerzynki pnia (odcinania) – 44 cm,
- d – Kockum 82–55: ciężar 99 kN, silnik 94 kW, maks. średnica okrzesywania – 55 cm, a odcinania wierzchołka – 50 cm
- e – Kockum GP822: ciężar 87,5 kN, silnik 86 kW, maks. średnica okrzesywania – 23 cm, odcinania wierzchołka 25 cm



Rys. 12.20. Procesor okrzyszujący Logma T2 firmy Kockum [Humphreys 1980]: schemat ogólny; 1 – teleskopowy manipulator, 2 – wciągarka o napędzie hydraulicznym, 3 – głowica okrzyszująca, 4 – odcinacz wierzchołka, 5 – chwytak szybkiego posuwu, 6 – ciągnik SMV, 7 – platforma obrotowa, 8 – przegub podwozia; b – głowica okrzyszująca; 1 – korpus, 2 – noże ruchome, 3 – nóż stały, c – manipulator z głowicą, chwytakiem i odcinaczem wierzchołka



Rys. 12.21. Procesor Logma T-310 [reklama]: 1 – ciągnik, 2 – silnik okrzyszownicy, 3 – manipulator teleskopowy, 4 – głowica okrzyszująca, 5 – chwytak posuwu, 6 – odcinacz wierzchołka, 7 – kabina operatora, 8 – platforma obrotowa

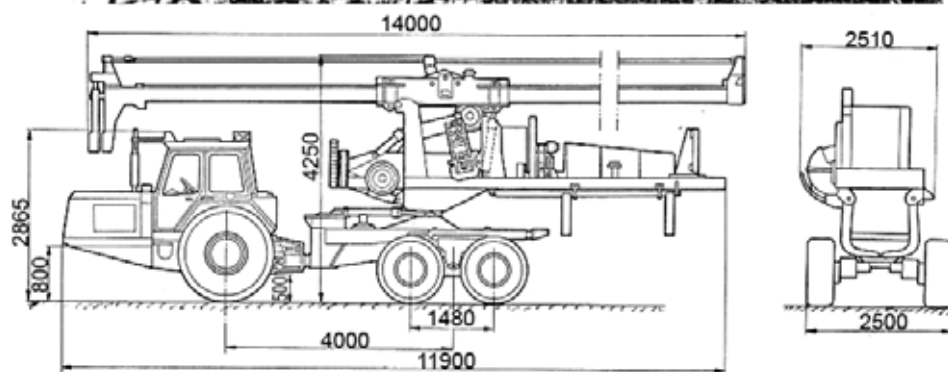
O podobnej do okrzesywarek Logma budowie i zasadzie okrzesywania jest procesor BM-Volvo SM 880. Niektóre dane techniczne tego procesora: całkowita masa – 18890 kg, przedniego mostu – 7760 kg, tylnego 11130 kg, silnik typ TD 50B o mocy 109 kW przy 2400 obr/min, moment obrotowy 450 N·m przy 1900 obr/min, pojemność zbiornika paliwa 240 dm³, pojemność zbiorników płynu hydraulicznego 120 i 115 dm³, manipulator o długości belki 14 m, prędkość posuwu 2 m/s – 18 kN, obrót manipulatora w płaszczyźnie pionowej do 5° w górę i 30° w dół, chwytak szczękowy o szerokości rozwarcia szczek do 70 cm, głowica okrzesywająca złożona z dwóch profilowanych ruchomych noży, posuw drewna za pomocą dwóch walców, maksymalna średnica okrzesywanego pnia – 65 cm, siła posuwu – 42 kN. Napęd platformy maszyny – siłownik hydrauliczny, moment obrotowy platformy – 65 kN·m, kąt obrotu platformy ± 135°, piła tarczowa do odcinania wierzchołka lub przerzynki pnia o średnicy 1000 mm, maksymalna średnica przerzynki – 42 cm.

Spośród maszyn okrzesywających firmy ÖSA poznamy bliżej procesory ÖSA 705/260 i ÖSA 710. Procesor ÖSA 705/260 (rys. 12.23) zbudowany jest na bazie forwardera ÖSA 260, trójosiowego przegubowego z manipulatorem dźwigniowym żurawia ÖSA 399, z głowicą okrzesywającą z dwiema giętkimi taśmami nożowymi, dociskowymi do pnia za pomocą sztywnych obrotowych ramion, napędzanych hydraulicznie. Od harwestera tego typu różni się manipulatorem i chwytakiem (u harwestera jest głowica harwesterowa, z układem ścinkowym i okrzesywającym). Procesor przeznaczony jest do okrzesywania, przerzynki pnia na sortymenty krótkie lub długie i pakietowania drewna.

Masa maszyny 20500 kg, naciski przednich kół na grunt 78,4 kPa, tylnych – 52,9 kPa, szerokość 2,75 m, silnik o mocy 123 kW, wysięg manipulatora dźwigniowego – 7,5 m; w opcji manipulator belkowy o wysięgu 10,4 m lub 11,0 m (żurawia ÖSA 395), udźwig przy maksymalnym wysięgu 10,2 kN, mechanizm posuwu – dwa koła gumowe lub dwa walce stalowe o średnicy 500 mm, prędkość posuwu 2,3–2,5 m/s, siła posuwu 36 kN, minimalna długość okrzesywanego drewna 1,6 m, średnica drewna 5–56 cm.

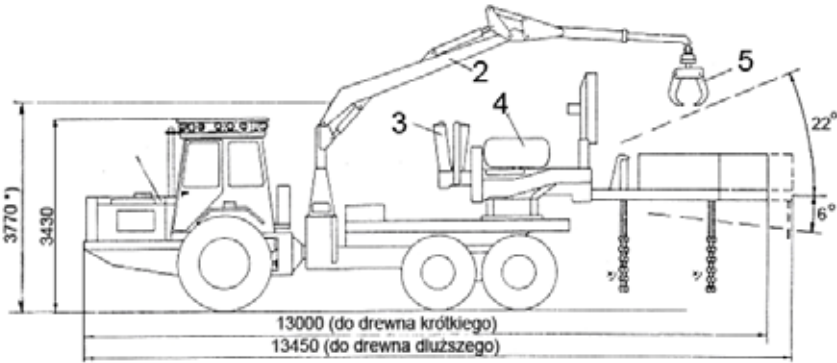
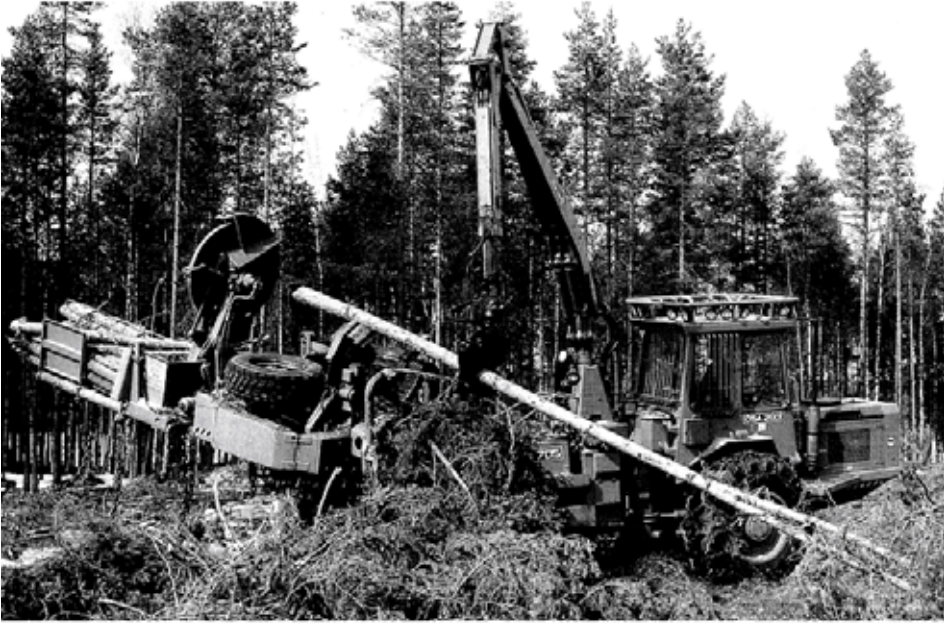
Procesor ÖSA 710 (rys. 12.24, 12.25) jest przykładem nowoczesnej uniwersalnej maszyny do pozyskania drewna, możliwej do stosowania w różnych wariantach technologicznych pozyskania drewna. W podstawowej wersji służy do okrzesywania, sortymentowania i układania drewna drzew ściętych za pomocą pilarki lub głowicy ścinkowej, ułożonych przy szlaku operacyjnym lub obalonych w jednym kierunku na zrębach zupełnych. W przypadku wyposażenia manipulatora w rotor i w głowicę harwesterową ÖSA 640 (rys. 12.26a) z urządzeniem tnącym w postaci piły, maszyna ta zmienia się w harwester o możliwości ścinki drzew o średnicy do 56 cm. Procesor ten też może pracować jak ciągnik zrywkowy z wciągarką lub ciągnik z chwytakowym urządzeniem zrywkowym, jest obsługiwany przez dwie osoby i wyposażony w niezawodny system sterowania. Jest on wyposażony w dwa silniki; silnik samojedźnego podwozia służy do napędu kół jezdnych i manipulatora, a silnik zespołu roboczego do napędu wszystkich urządzeń roboczych. Silnik maszyny bazowej – Volvo D50 o mocy 71 kW przy 2200 obr/min i maksymalnym momencie obrotowym 324

N·m przy 1500 obr/min. Maszyna ma dwa układy hydrauliczne – jeden do napędu manipulatora, a drugi składający się z trzech pomp o wydajności 60, 150 i 90 dm³/min do napędu zespołu roboczego. Zespół roboczy umieszczony jest wraz z silnikiem i kabiną operatora na dwuosiowej tylnej części podwozia. Na kabinie zamocowany jest manipulator typu ÖSA 380. W skład zespołu roboczego wchodzi układ posuwu, odcinacz wierzchołka urządzenie okrzesujące, układ pomiarowy oraz trzy zasobniki na kłody lub wałki drzewne, o sześciu wymiarach.

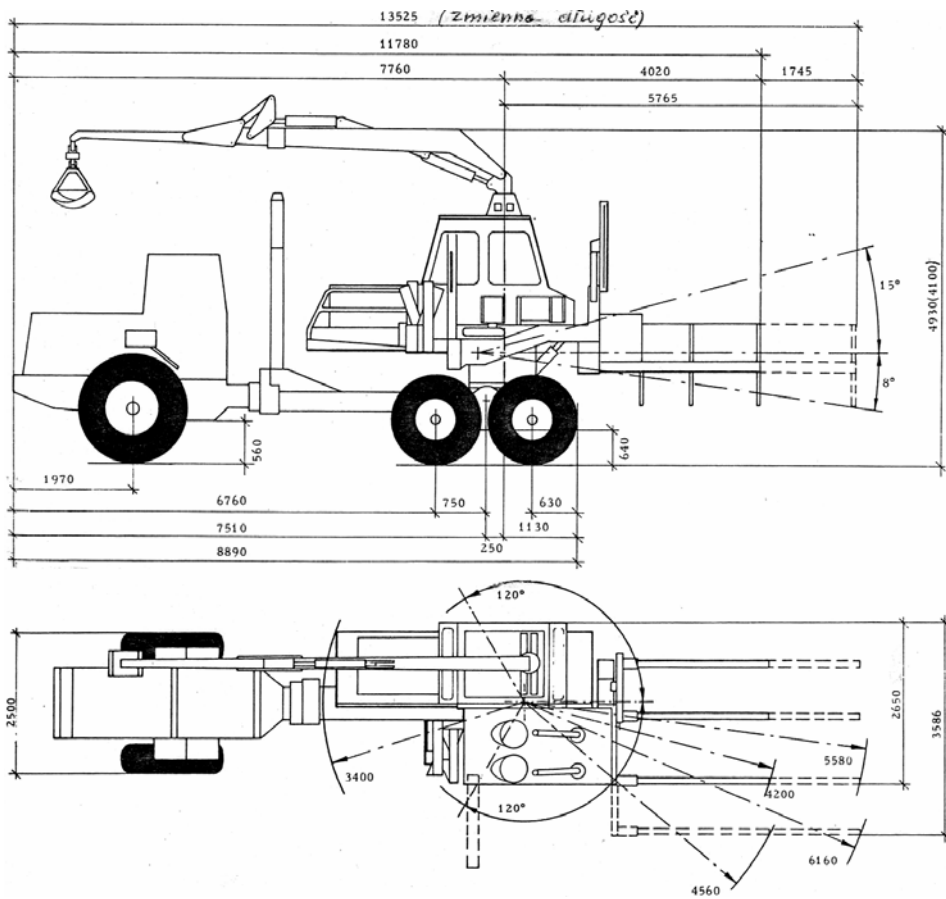


Rys. 12.22. Procesor BM–Volvo SM 880 [reklama]

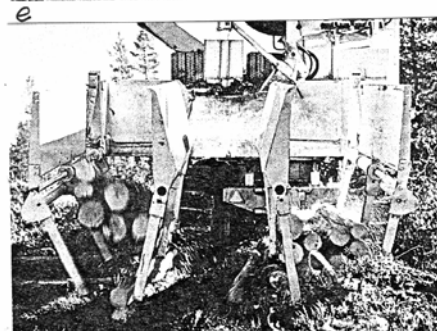
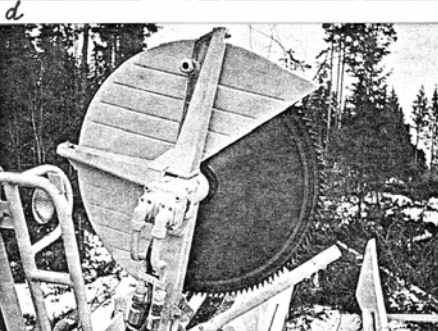
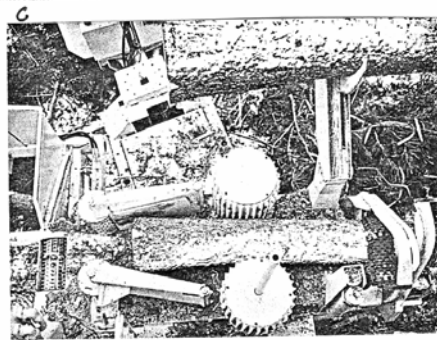
a



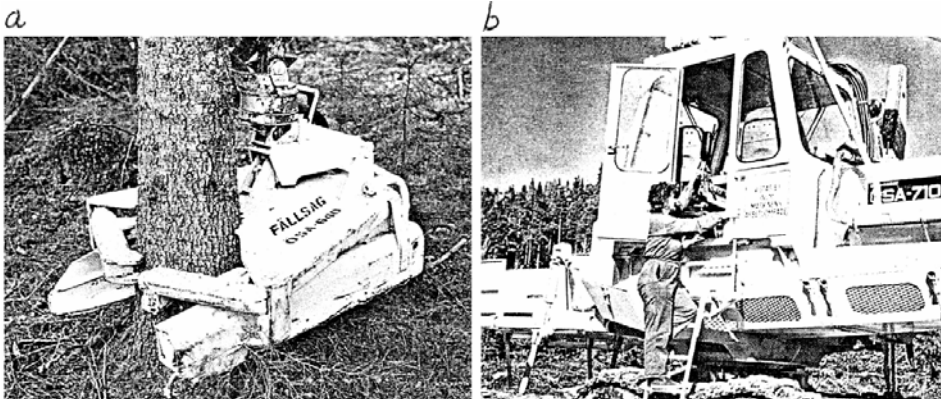
Rys. 12.23. Procesor ÖSA 705/260 [reklama]: a – przy pracy, b – schemat budowy ogólnej:
1 – forwarder, 2 – manipulator, 3 – urządzenie okrzusujące (giętkie taśmy nożowe), 4 – walce
posuwowe, 5 – chwytak, 6 – łańcuchy (tylko do drewna krótkiego)
* wysokość w położeniu transportowym



Rys. 12.24. Schemat budowy procesora ÖSA 710 [reklama]



Rys. 12.25. Procesor ÖSA 710 [reklama]: a – w czasie pracy, b – głowica okrzesująca, c – mechanizm posuwu, d – piła tarczowa, e – sortownik–zasobnik w chwili rozładowania pakietów drewna



Rys. 12.26. Głowica ścinkowa ÖSA 640 będąca w opcji procesora ÖSA 710 (rys. a) i kabina operatora tego procesora (rys. b) [reklama]

Układ posuwu drzewa składa się z lawy podawczej, z dwóch walców i dwóch dźwigni dociskających walce do pnia drzewa. Urządzenie okrzyszujące podobnie jak w procesorze ÖSA 705/260, składa się z dwóch giętkich taśm nożowych dociskanych do pnia za pomocą dźwigni (rys. 12.25b). Wyrzynka sortymentów dokonywana jest napędzana hydraulicznie piłą tarczową, o średnicy 1200 mm (rys. 12.25d) z osłoną i wahadłową dźwignią posuwu, umożliwiającą przerzynkę pni o średnicy do 500 mm. Urządzenie pomiarowe pozwala na wyznaczenie sortymentów tartacznych o pięciu długościach i trzymetrowych wałków papierówki. Odcinanie wierzchołka jest dokonywane równocześnie z wyrzynaniem ostatniego wałka papierówki. Każdy zasobnik może pomieścić 2 m³ stosowe trzymetrowych wałków papierówki. Rozładowanie zasobników następuje przez opuszczanie drewna po specjalnych pionowych prowadnikach (rys. 12.25e). Kabina standardowa (rys. 12.26b) przeznaczona jest dla dwóch operatorów, obraca się wraz z zespołem roboczym, jest klimatyzowana (klimatyzacja kontrolowana mechanizmem zegarowym, tak jak i podgrzewanie wody w chłodnicy w czasie zimy), zaopatrzona w urządzenia tłumiące hałas i amortyzujące drgania. Wymiary kabiny: długość 1970 mm, szerokość 1220 mm, wysokość 1600 mm.

Pozostałe dane techniczne procesora ÖSA 710: wysięg manipulatora dźwigniowego ÖSA 380 6,5 m (ewentualnie 8,5 m, przy zamontowaniu manipulatora belkowego ÖSA 381), średnica okrzyszowania 5–56 cm, minimalna długość okrzyszowanego pnia 1,2 m, maksymalna średnica odziomka, z uwagi na walce posuwowe – 75 cm, średnice walców 500 mm, długość 440 mm, prędkość posuwu 2 m/s, siła posuwu 24 kN, maksymalna średnica odcinanego wierzchołka 12,5 cm.

Przykładem małych procesorów, aktualnie oferowanych przez przemysł szwedzki, jest procesor Skogs Olle 40, zawieszany w czasie transportu na podnośniku ciągnika (rys 12.27) i napędzany od ciągnika; masa 980 kg, zapotrzebowanie mocy 46 kW, średnica okrzyszowanego drzewa – do 40 cm, urządzenie okrzyszujące

dwunożowe, napęd urządzenia – hydrauliczny, posuw za pomocą walców gumowych, manipulator dźwigniowy o wysięgu 5,5 m.

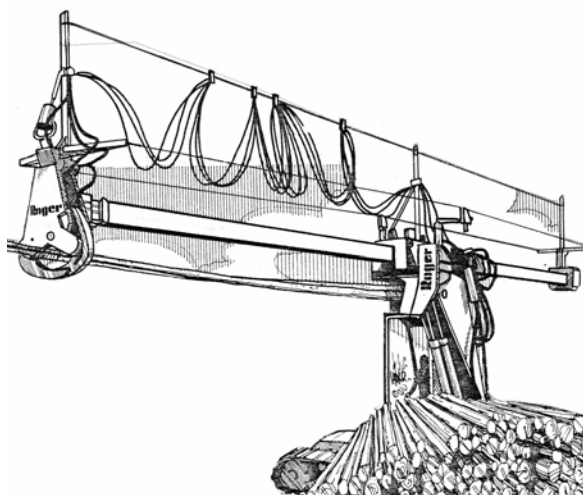


Rys. 12.27. Procesor SkogsOlle 40 zawieszony na podnośniku ciągnika [reklama]

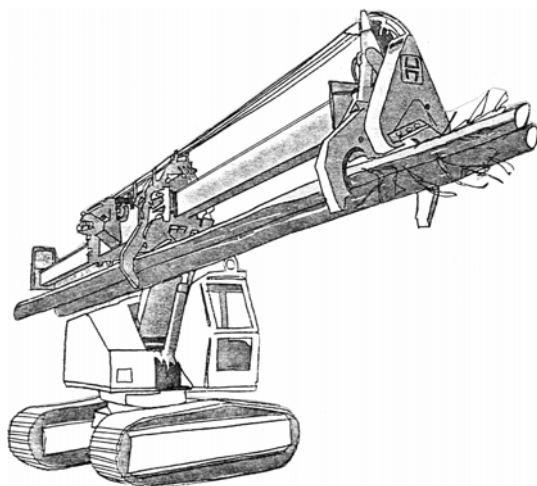
Na składnicach manipulacyjnych, obok opisanych wyżej okrzesywarek z terenowym podwoziem stosowane są również okrzesywarki stacjonarne i ciężkie, mało mobilne okrzesywarki na podwoziu gąsienicowym, jak na przykład Roger (rys. 12.28) i Harricana (rys. 12.29) produkcji kanadyjskiej. Okrzesywarki te mają belkowy manipulator, nożowe urządzenie okrzyszujące, odcinacz wierzchołka zaopatrzone w piłę łańcuchową i cechują się dużą wydajnością. Okrzesywarka Roger, przystosowana jest do okrzyszowania pojedynczych drzew, może okrzyszować drzewa o średnicy do 68 cm, a jej wydajność sięga 180 drzew na godzinę. Okrzesywarka Harricana przeznaczona jest głównie do okrzyszowania cienkich pni o miąższości grubizny strzały 0,12–0,3 m² i ma możliwość okrzyszowania kilku drzew naraz.

Typowe urządzenia do okrzyszowania całych wiązek drzew pracują na zasadzie przeciągania wiązki przez urządzenie okrzyszujące typu nożowego z nożami obrotowymi lub frezami (rys. 12.30, 12.31), albo nożami stałymi (rys. 12.32), na zasadzie przeciągania wiązki drzew przez pętlę linową (rys. 12.33), albo na zasadzie przesuwania urządzenia okrzyszującego po nieruchomej wiązce ułożonych równolegle drzew (rys. 12.34). We wszystkich przypadkach drzewa wiązki są okrzyszowane zgrubnie, a urządzenia w zasadzie przeznaczone są do drzew cienkich. Okrzesywarka LO–25 (rys. 12.32) zaopatrzone jest w noże pasywne do bezwiórowego od-

cinania gałęzi, napędzana jest od wciągarki ciągnika zrywkowego. Składa się ona z ramy, belki nożowej, mechanizmu docisku belki i układu lin i krążków. Belka nożowa jest zamocowana obrotowo na sworzniu umieszczonym w lewym słupku ramy. W prawym słupku znajduje się mechanizm docisku belki do drewna. Na belce, obok noża poziomego umieszczone jest 7–12 noży pionowych, rozdzielających poszczególne pnie i odcinających gałęzie boczne. Odziomki drzew umieszczone są w okrzesywarcie przy pionowym ustawieniu belki nożowej, po ułożeniu drzew belka jest do nich dociskana i okrzesywanie dokonywane jest przez przeciąganie wiązki wciągarką ciągnika zrywkowego.

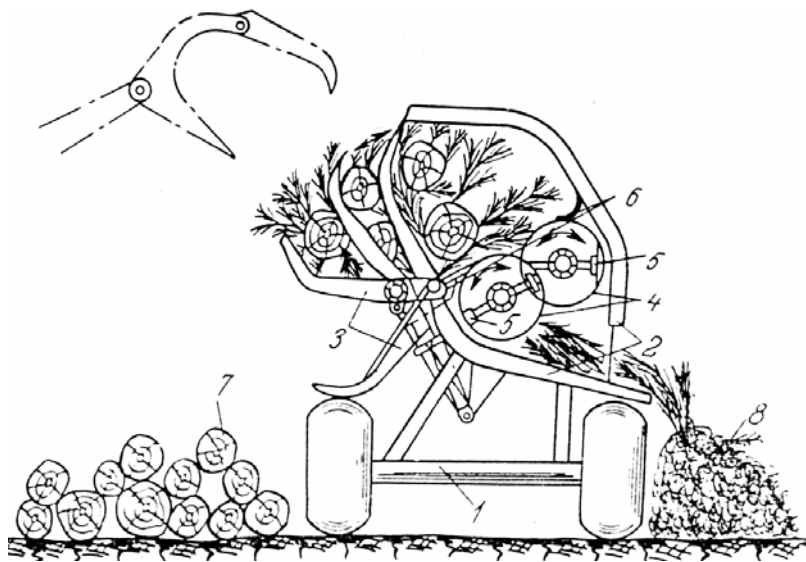


Rys. 12.28. Okrzesywarka kanadyjska Roger na podwoziu gąsienicowym [reklama]

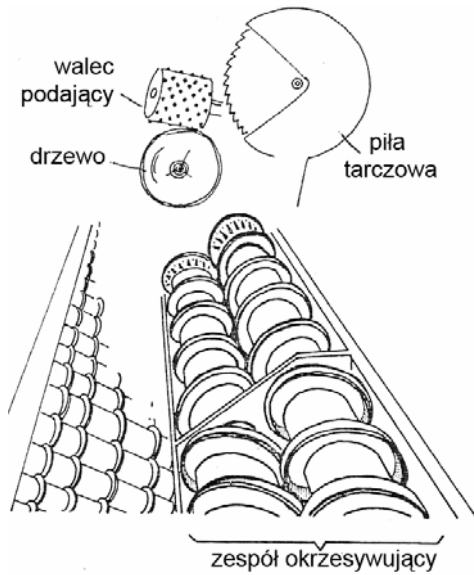


Rys. 12.29. Okrzesywarka kanadyjska Harricana na podwoziu gąsienicowym [reklama]

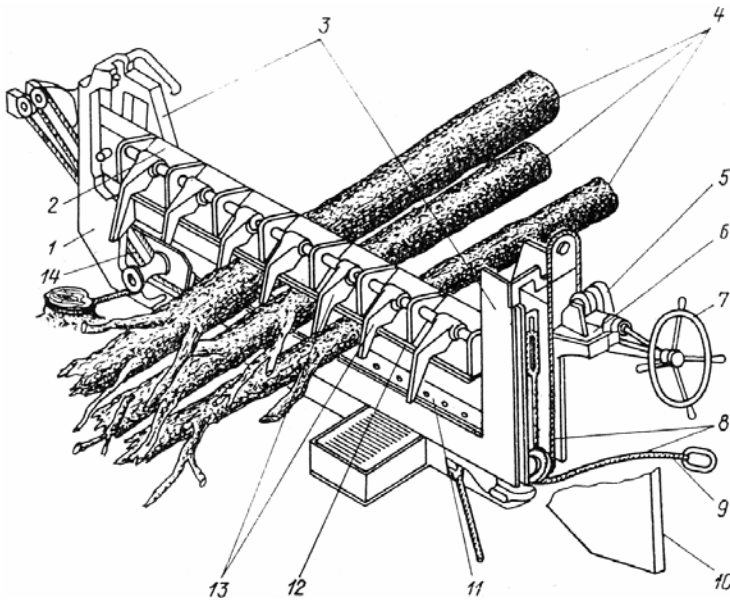
Zgrubnego okrzesywania wiązki drzew świerkowych lub jodłowych za pomocą pętli linowej (rys. 12.33) dokonuje się w warunkach zimowych przy temperaturze poniżej minus 10°C, a więc wtedy, gdy zmrożone drewno gałęzi jest kruche. Drzewa przeciągane są za odziomki przez urządzenie linowe składające się z dwóch lin roboczych wzdłużnych o długości po 6–8 m i grubości, co najmniej 17,5 mm i z kilku (5–8) linek poprzecznych długości 1,3 m i średnicy 14–16 mm, z pierścieniami na obu końcach, przełożonymi przez liny wzdłużne. Liny robocze zamocowane są do pni drzew odległych od siebie o 4–5 m. Dolna lina robocza zamocowana jest na stałe do pni, a górna jest ruchoma. Przy odchylonej linii górnej ciągnik najeżdża na urządzenie, ustawiając wiązkę drzew tuż przed dolną liną roboczą, po czym drwal przewleka pierścienie linek poprzecznych przez górną linę roboczą i mocuje ją do pni. Przy ruchu ciągnika do przodu wiązka jest przeciągana przez utworzoną pętlę i gałęzie są oblamywane. Okrzesanie jednej wiązki drzew trwa w ten sposób do 5 minut. Jeszcze prostszy jest sposób okrzesywania opatentowany w USA (rys. 12.34). Wzdłuż wiązki drzew ułożonych do siebie równolegle przemieszcza się ciągnik z przymocowaną do niego rolką, mającą możliwość ruchu pionowego. W czasie ruchu rolki po wiązce gałęzie drzew są odłamywane lub odrywane.



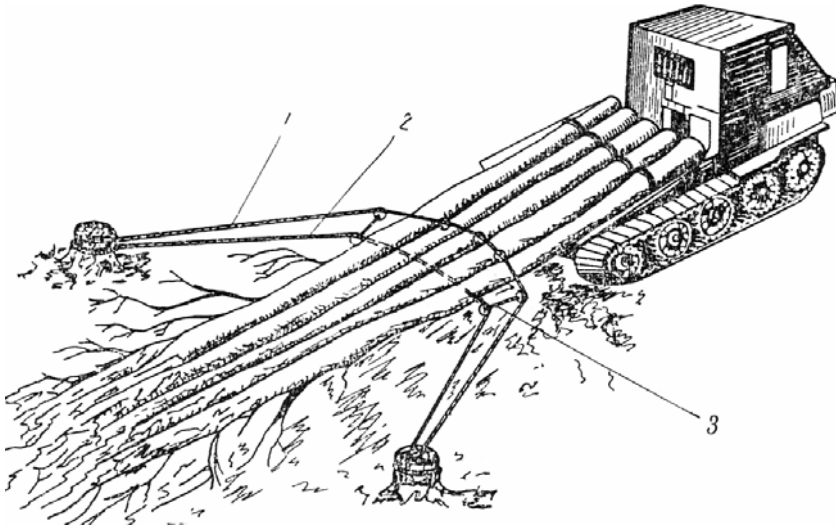
Rys. 12.30. Przewoźna okrzesywarka firmy Kockum Soderhamn AB (Szwecja) do okrzesywania wiązki (grupy) drzew ściętych [Protanskij 1965]: 1 – kołowe podwozie, 2 – zasobnik, 3 – ruchoma dźwignia do zrzucania na ziemię okrzesywanych strzał, 4 – urządzenie tnące, 5 – ruchome noże, 6 – noże stałe, 7 – okrzesywane strzały drzew, 8 – odkrzesywane gałęzie



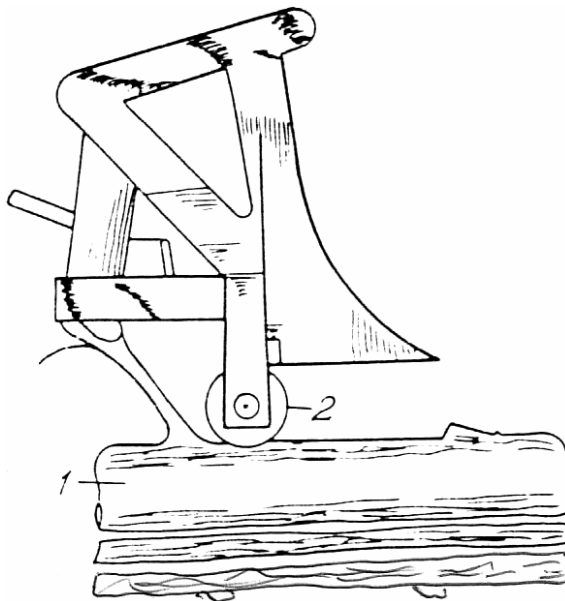
Rys. 12.31. Stacjonarna okrzesywarka do wiązki lub pojedynczych drzew firmy Kockum [Nedkvitne, Arversen 1978].



Rys. 12.32. Okrzesywarka LO-25 do wiązki drzew [Matwejko 1980]: 1 – rama, 2 – belka nożowa, 3 – słupki ramy, 4 – wiązka drzew, 5 – wciągarka napędu docisku belki (z przekładnią ślimakową), 6 – mechanizm docisku belki, 7 – koło ręcznego obrotu ślimak, 8 – układ krążków i lin (zblocze), 9 – lina, 10 – fragment osłony, 11 – nóż poziomy dolny, 12 – nóż poziomy górny, 13 – noże pionowe rozdzielające, 14 – lina urządzenia docisku belki nożowej



Rys. 12.33. Linowe urządzenie do okrzyszania wiązki drzew [Matwejko 1980]:
 1, 2 – liny pętli okrzyszującej, 3 – linki poprzeczne rozdzielające pnie



Rys. 12.34. Zasada okrzyszowania wiązki drzew przez odłamywanie lub odrywanie gałęzi (patent USA): 1 – drzewo, 2 – rolka okrzyszująca

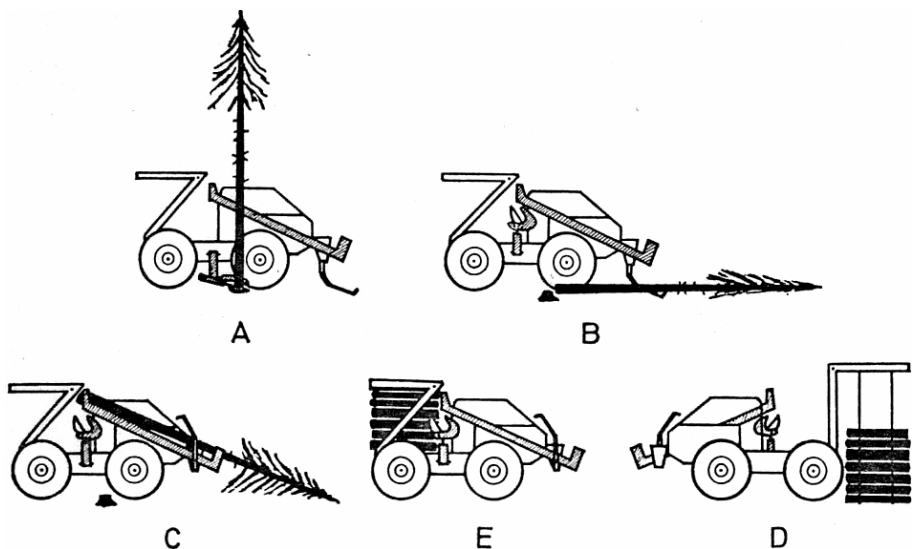
12.4. Harwestery

Jak już wspomniano, harwestery różnią się od procesorów okrzyszających tym, że wykonywać mogą również ścinę drzew. Niektóre z nich używane są też do zrywki drewna bezpośrednio po jego pozyskaniu i zapakowaniu, jak to pokazano na przykładzie harwestera Bush-Combine (rys. 12.35). Niektóre z firm produkują całą gamę harwesterów o różnym przeznaczeniu. Ogólnie rzecz biorąc, harwestery mniejsze, bardziej zwrotne, przeznaczone są do trzebieży wczesnych, a cięższe, o mocniejszych głowicach – do trzebieży późnych i cięć rębnych. Wszystkie współczesne harwestery są skomputeryzowane; zaopatrzone w systemy kontrolno-pomiarowe, sterowania głowicą i przeniesienia napędu, czasami z możliwością korzystania z map numerycznych, baz danych, GPS'u i Internetu. Zagadnienia te wymagają oddzielnego omówienia.

Dodatkowe możliwości ścinki drzew powstają często przez wyposażenie procesorów w głowicę ścinową, zamiast chwytaka mocowanego na końcu manipulatora. Przykładem jest harwester ÖSA 705/260 (rys. 12.23, 12.36), w którym zastosowano głowicę ścinową ÖSA 642 (rys. 12.37a) o łańcuchowym urządzeniu tnącym drzew o średnicy do 56 cm. Masa głowicy 540 kg, piła łańcuchowa 0,404", prowadnica typu „roll top”, prędkość piły 30 m/s. Pozostała budowa i parametry maszyny są takie jak procesora ÖSA 705/260. Do manipulatora forwarderów, ciągników zrywkowych typu klembank i samochodów do wywozu drewna zamiast zwykłych chwytaków szczękowych zastosować można głowicę składającą się z chwytaka i piły łańcuchowej, taką jak ÖSA 773 (rys. 12.37b). Chwytnak głowicy ma powierzchnię chwytania 0,35 m², piła łańcuchowa 0,404" napędzana jest silnikiem hydraulicznym, prowadnica piły ma długość 640 mm; masa głowicy – 317 kg. Głowica ta stosowana jest również do przerynki okrzyszawanego drewna, drewna przygotowanego do transportu, a ponadto zalecana do usuwania wiatrowałów przy drogach.

Przykładem firmy produkującej kilka modeli harwesterów jest John Deere Company (wcześniej Eaton Corporation). Udany modelem harwestera tej firmy był Timberjack TJ-30 przeznaczony do drewna o grubości do 30 cm, pozyskiwanego z trzebieży wczesnych (rys. 12.38). Harwester ten, w odróżnieniu od późniejszych harwesterów tej firmy, nie był wyposażony w żuraw, lecz w czołowy manipulator w postaci złożonego podnośnika dźwigniowego z dwunożową głowicą ścinającą i nożową głowicą okrzyszującą. Wydajność harwestera wynosiła 60–80 drzew/h, a zasobnik na wałki drewna przystosowany był do udźwigu masy 2270 kg. Maksymalna długość okrzyszawanego drewna wynosiła 9,8 (12,2) m; minimalna – 1,2 m. Przy grubości drewna równej 7,6 cm następowało odcięcie wierzchołka. Wyładunek drewna dokonywany był przez przechylenie na bok zasobnika (rys. 12.38e).

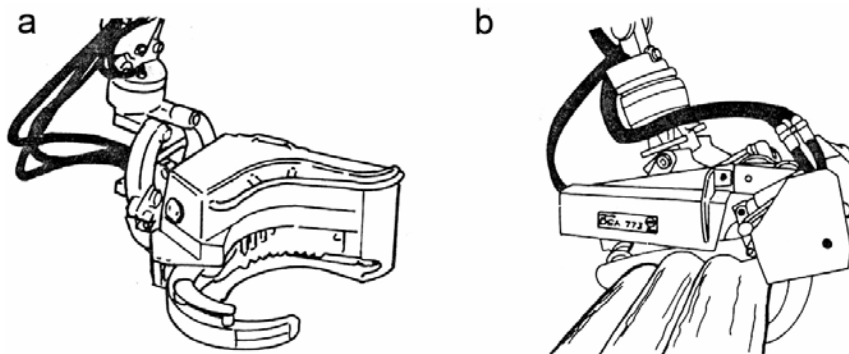
Do trzebieży wczesnych przeznaczony jest niewielki harwester Timberjack 770 D (rys. 12.39a), czteroślupowy (dwuosłupowy), przegubowy (co umożliwiło mu dużą zwrotność), odznaczający się dużą stabilnością osiową, wynikającą z umieszczenia silnika po przeciwległej do manipulatora stronie, z głowicą nożową ścinową-okrzyszującą umieszczoną na manipulatorze dźwigniowym (żurawiu TJ 140 H).



Rys. 12.35. Operacje pozyskania drewna harvesterem Bush-Combine [Strehlke 1970]:
 A – ścinka, B – obalanie, C – okrzesywanie, E – pakietowanie i zrywka, D – rozładunek



Rys. 12.36. Harvester ÖSA 705/260 [reklama]

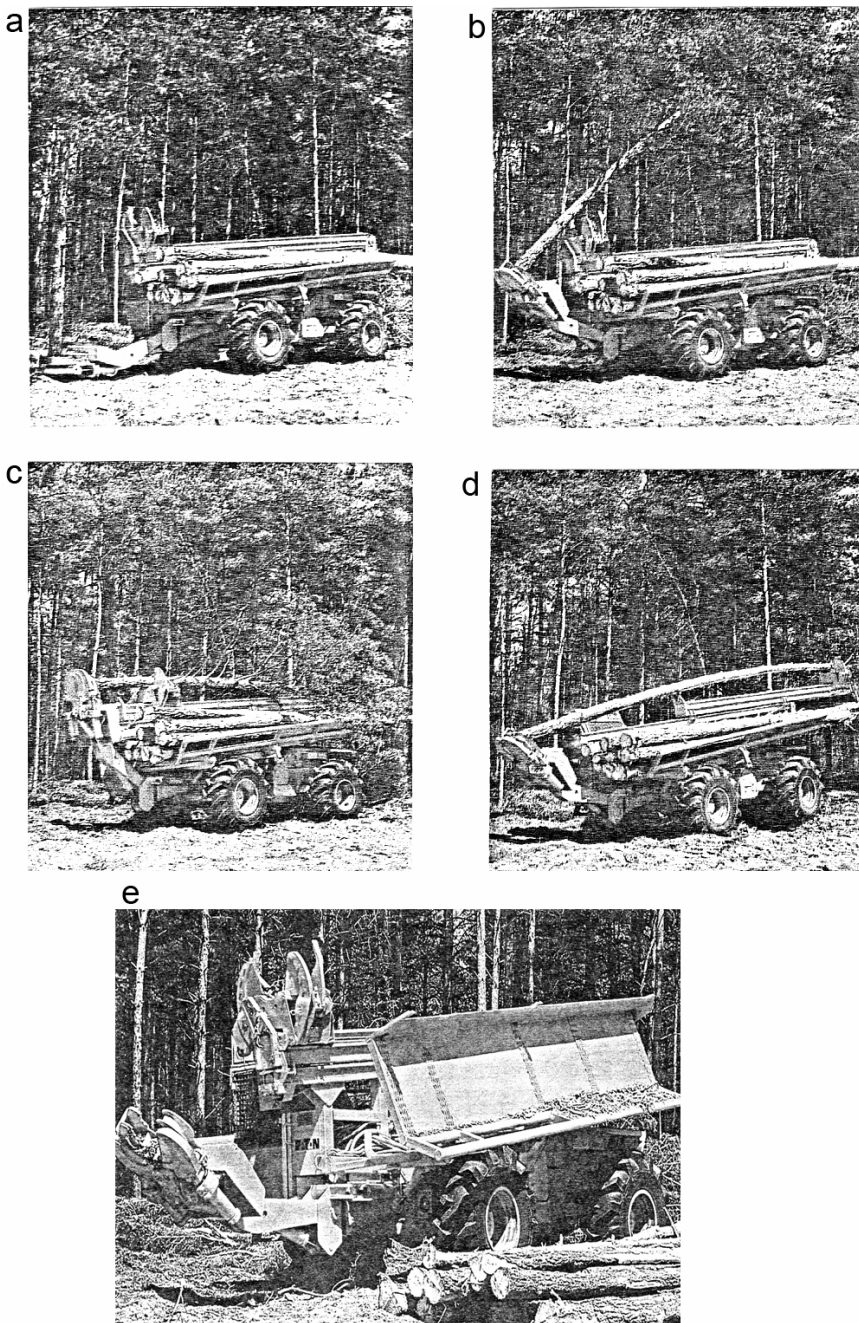


Rys. 12.37. Głowice ścinkowe firmy ÖSA [reklama]: a – ÖSA 642, b – ÖSA 773

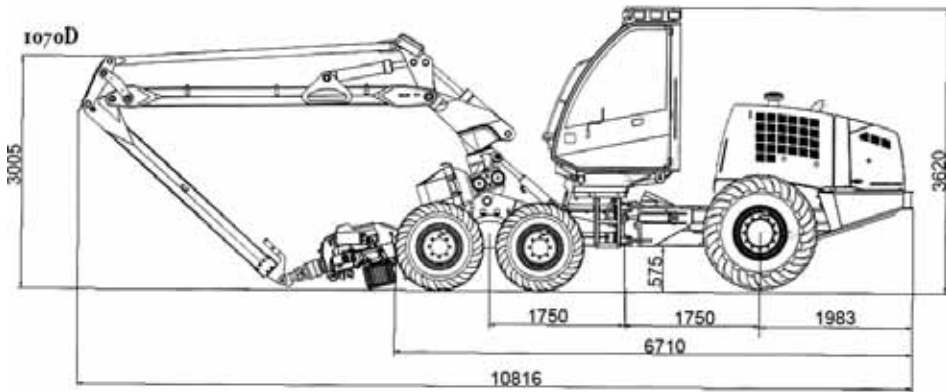
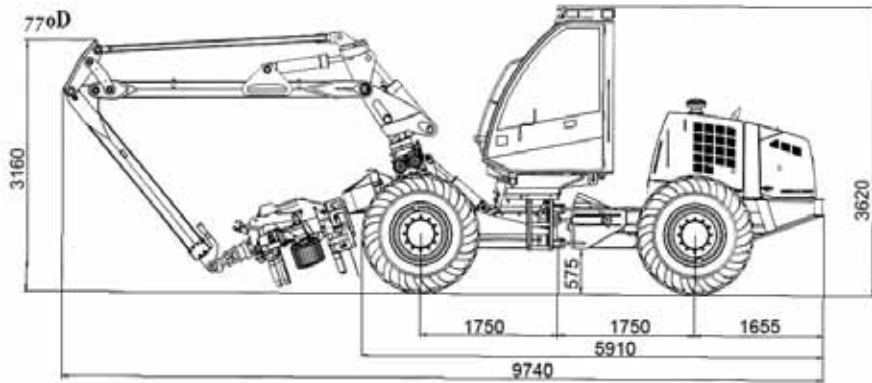
Również przegubowy jest trójosiowy harwester średniej wielkości Timberjack 1070 D (rys. 12.39b) przeznaczony zarówno do trzebieży, jak i do zrębów zupełnych. Wózek przedni tego harwestera jest dwuosiowy (oś tandemowa wychylna, typu bogie z elektrohydrauliczną blokadą mechanizmu różnicowego) o dużych kołach i nisko położonym środku ciężkości. Harwester odznacza się dużą siłą uciążu i małymi naciskami jednostkowymi kół na podłoże. Żuraw tego harwestera (TJ 180 H/83/97/110) jest o większym zasięgu i udźwigu niż żuraw harwestera 770 D.

Cieęższą, z mocniejszym silnikiem, wersją 1070 D jest harwester Timberjack 1270 D, również trójosiowy, przeznaczony do trzebieży i zrębów zupełnych, będący maszyną o układzie i gabarytach zbliżonych do układu i gabarytów 1070 D (rys. 12.40). Niektóre parametry harwesterów 770 D, 1070 D podane są w tabeli 12.1. Gabaryty maszyn podane są na rysunkach 12.39, 12.40. Wszystkie trzy omawiane harwestery Timberjack, wyposażone są w wygodne, ergonomiczne, ogrzewane kabiny. W standardzie wersji 1270 D kabina jest automatycznie poziomowana (dla pozostałych wersji jest to w opcji) i ma możliwość obrotu, kolumny żurawia są automatycznie pionowane. Ma to znaczenie zwłaszcza w terenie górzystym. Harwestery te dysponują we wszystkich wersjach systemem bezprzewodowej transmisji danych Timbermatic™ 300, zintegrowanym z modułami TMC™. Komputer maszyny automatycznie steruje głowicą ścinkowo-okrzesującą (sterowanie piłą, nakierunkowanie głowicy, dopasowanie docisku noży i rolek posuwu drewna).

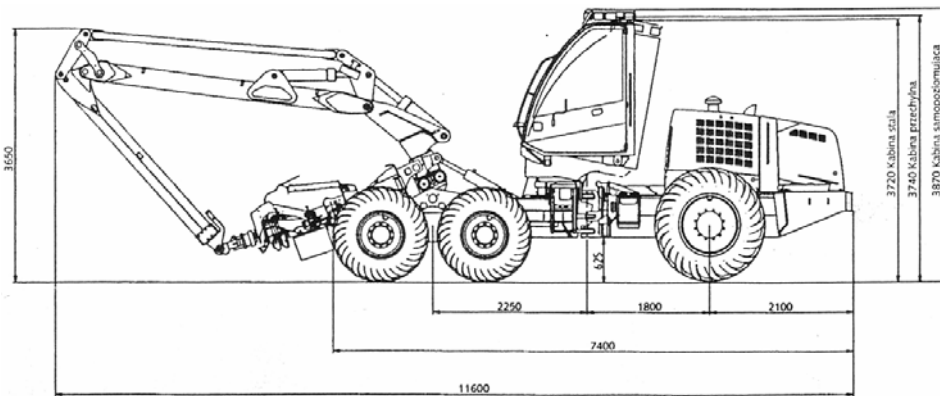
Do omawianych harwesterów Timberjack wyprodukowano całą gamę głowic ścinkowo-okrzesujących. Do modelu 770 D stosuje się głowicę H 742 (rys. 12.41a), do 1070 D – głowice 745, H 752, H 754 (rys. 12.41 b, c) z dwoma walcami (rolkami) posuwowymi i piłą łańcuchową na wspornikowej prowadnicy o ruchu obrotowym. Harwester 1270 D może być wyposażony w jedną z 6 głowic: w wymienione już wyżej 745, H 754 i inną wersję H 752 HD – przydatnych do trzebieży oraz w głowice 758, H 762, H 762 C – nadające się na zręby zupełne. Głowice 758, H 754 i 745 – o krótkiej ramie i czterech walcach posuwowych zalecane są do pozyskania drewna twardego, drzew o grubych gałęziach. Dane techniczne głowic podane są w tabeli 12.2.



Rys. 12.38. Harvester Timberjack TJ-30, etapy pracy [reklama]: a – ścinka, b – podawanie drzewa do okrzesywania, c – okrzesywanie, d – wrzucenie do zasobnika, e – wyładowanie drewna na szlak zrywkowy

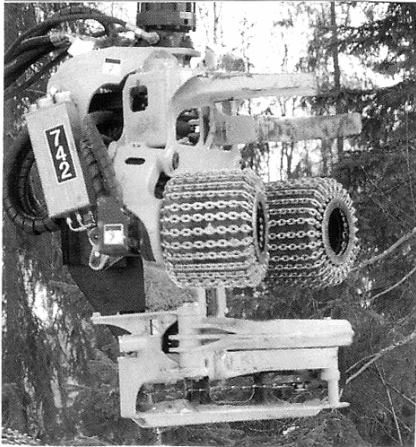


Rys. 12.39. Schematy budowy harwesterów Timberjack 770D i 1070D do pozyskania drewna z trzebieży [reklama]



Rys. 12.40. Schemat budowy harwestera Timberjack 1270 D do pozyskania drewna z trzebieży i zrębów zupełnych [reklama]

a



c



b



d



Rys. 12.41. Głowice ścinkowo-okrzesujące do harwesterów Timberjack [reklama]:
H742, b – 745, c – H754, d – 758

Najnowsze harwestery Timberjack to FMG 990 i 1470 D. Harwester Timberjack FMG 990 to nowa wersja wcześniej tu omawianych maszyn trójosiowych przegubowych przeznaczonych do trzebieży, oraz cięć rębnych, z żurawiem FMG 184 E o zasięgu 8,3/10,2 m i momencie udźwigu 155 kN·m, z głowicą 745, doskonale wygłuszoną kabiną (72 dB), z elektronicznym systemem kontroli sterowania, pomiaru i rejestracji pozyskanego surowca Lokomotiv 90. Masa harwestera 13000 kg, prędkość maksymalna 30 km/h, Silnik – Perkins 1006–6 o mocy 114 kW, pojemność zbiornika paliwa – 500 dm³. Timberjack 1470 D (rys. 12.42) zaprojektowano do prac zrębowych w najtrudniejszych warunkach terenowych; na śniegu, bagnach, stromiznach. Dużą stabilność zawdzięcza szerszemu rozstawowi kół

jezdnych, terenowość – większej średnicy kół, wyposażeniu tandemu w gaśnicę i większemu prześwitowi oraz dużej mocy silnika John Deere (tabela 12.1).

Tabela 12.1

Parametry harwesterów Timberjack 770 D, 1070 D, 1270 D i 1470 D [reklama]

Parametry harwestera	Wersja harwestera Timberjack			
	770 D	1070 D	1270 D	1470 D
Minimalna masa [kg]	10800	14100	17500	19700
Typ silnika	John Deere JD 4045 HTJ 774 5-cylindrowy	John Deere JD 6068 HTJ 774 8-cylindrowy	John Deere JD 6081 HTJ 774	John Deere JD 6081 HTJ 774
Moc silnika [kW]	86 przy 2000 obr/min	136 przy 1900 obr/min	160 przy 1400–2000 obr/min	180 przy 1200–2000 obr/min
Maksymalny moment obrotowy [N·m]	498 przy 1400 obr/min	779 przy 1400 obr/min	1100 przy 1400 obr/min	1250 przy 1400 obr/min
Pojemność zbiornika paliwa [dm ³]	250	300	480	480
Maksymalna siła uciążu [kN]	100	130	160	180
Prędkość maksymalna km/h	25	25	24	25
Kąt skrętu ramy przegubowej [°]	40	40	42	42
Ogumienie	650x26,5 lub 600x30,5	650x26,5 lub 600x30,5	650x26,5 (36) lub 600x26,5 (34)	650x30 lub 600x30,5
Ciśnienie robocze w układzie hydraulicznym [Mpa]	24	24/28	24/28	28
Wydajność pompy hydraulicznej [dm ³ /1800 obr/min]	216	250	304	
Pojemność zbiornika oleju hydraulicznego [dm ³]	170	170	220	220
Zasięg żurawia [m]	7,9 lub 9,2	8,6–11,3	9,5–11,8	8,3–10,7
Moment udźwigu [kN·m]	95	135	178	210
Kąt obrotu [°]	220	220	220	220

W skład omawianego w rozdziale 12 systemu kołowych i gaśnicowych maszyn do pozyskania drewna firmy Valmet Komatsu Forest wchodzi także harwester: Valmet 801 Combi, Valmet 901, Valmet 911. Harwester Valmet 801 Combi to ciężka maszyna przegubowa, czteroosiowa (rys. 12.43a) do prac zrębowych. Na jej dwuosiowym przednim wózku znajduje się silnik, kabina operatora, żuraw Cranab CRC 15 z głowicą Valmet 330 DUO. Na koła tandemu zakładane są gaśnice.

Tylny dwuosioowy wózek to przyczepa o maksymalnej ładowności 13000 kg. Harvester Valmet 901, zaliczany do maszyn średnich, produkowany jest w wersjach dwu- i trójosiowej (rys. 14.27) również jest przegubowy, z żurawiem Cranab CRH 15 ustawionym z boku kabiny, z możliwością zamontowania jednej z głowic Valmet 330.1, 350 lub 945.1. Harvester ten przeznaczony jest do pozyskania drewna z trzebieży i na zrębach zupełnych drzewostanów o niższym wieku rębności. Harvester Valmet 911 (rys. 12.43b), ciężki trójosiowy, przegubowy, z żurawiem Cranab CRH 18, z możliwością zamocowania jednej z głowic Valmet 360.1, 350, 945.1, z mocnym silnikiem, uważany jest za najbardziej uniwersalną maszyną do pozyskania drewna z grupy maszyn firmy Valmet Komatsu Forest. Cechuje się dużą wydajnością, a terenowością dorównuje małym i lekkim maszynom. Wszystkie wymienione typy harvesterów wyposażone są w samopoziomującą, obrotową kabinę i system komputerowy MaxiHarvester. Niektóre dane techniczne harvesterów Valmet podano w tabeli 12.3

Tabela 12.2

Dane techniczne głowic do harvesterów Timberjack [reklama]

Model głowicy	H 742	745	H 752	H 754	758	H 762	762 C
Masa głowicy z rotatorem [kg]	800	850	930	930	1080–1150	1215–1275	1270–1350
Maksymalna średnica ścinania [cm]	47	55	57	55/62	65	65	65
Prędkość piły łańcuchowej [m/s]	40	40	40	40	40	40	40
Długość prowadnicy [cm]	64	64	75	64/75	75	64/75	82,5
Maksymalne rozwarcie walców posuwowych [cm]	46	56	50	56	70	62	60,5
Maksymalna średnica odcinanych gałęzi [mm]	35	40	40	40	48	48	43
Prędkość okrzywania [m/s]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,47	0,5	0,45
Maksymalne ciśnienie robocze oleju napędu hydraulicznego [MPa]	24	24	24/28	24/28	24/28	24/28	24/28

Tabela 12.3

Charakterystyka harvesterów Valmet [reklama]

Model harwestera	801 Combi	901.3	911.3
Masa [kg]	19800	14080/14850	16900
Szerokość [mm]	2800–3000	2650–2900	2750–2900
Typ silnika	Sisu Diesel 66 EWA	Sisu Diesel 66 EWA	Sisu Diesel 74 EWA
Moc silnika [kW]	140 przy 2200 obr/min	140 przy 2200 obr/min	170 przy 1700 obr/min
Maksymalny moment obrotowy [N·m]	740 przy 1400 obr/min	740 przy 1400 obr/min	1000 przy 1400 obr/min
Zasięg z głowicą [m]		10–11	10–11



Rys. 12.42. Harvester Timberjack 1470D [reklama]



Rys. 12.43. Harwestery Valmet [reklama]: a – 801 Combi, b – 911.3

Firma Valmet Komatsu Forest produkuje 10 głowic ścinkowych i ścinkowo-okrzesujących (harwesterowych), sterowanych komputerowo, z łańcuchowym urządzeniem tnącym, nożowym urządzeniem okrzesującym i posuwem drzewa wymuszonym walcami. Parametry czterech głowic harwesterowych podano w tabeli 12.4.

Tabela 12.4

Parametry głowic harwesterowych Valmet [reklama]

Model głowicy	330.1 Duo	350	360.1	370.1
Masa [kg]	780	970	1275	1550/1650
Maks. średnica przeryzki [cm]	48	60	65	70
Szerokość otwarcia walców posuwowych [cm]	68	52	55	60
Szerokość otwarcia noży okrzesujących [cm]	46	60	64	64
Maks. siła posuwu [kN]	15,5	20–25	25,3	29/32
Maks. prędkość posuwu [m/s]	4,5	5	5	5

Cztery nowoczesne typy harwesterów i 7 głowic harwesterowych produkuje od 1992 roku fińska firma Oy Logset Ab. Ogólne rozwiązania konstrukcyjne tych harwesterów zbliżone są do harwesterów Timberjack – kabina umieszczona przy przegubie, silnik z tyłu maszyny na jednoosiowym wózku, stanowiący przeciwcieżar dla żurawia i jego obciążenia, żuraw z ramieniem podnoszenia w układzie równoległoboku przegubowego. Harwester Logset 4 podobny jest do dwuosiowego Timberjack 770D i przeznaczony jest do trzebieży. Pozostałe harwestery Logset 5H, 6H i 8H przegubowe, trójosiowe, podobnie jak Timberjack 1070 D, zalecane są do trzebieży późnych i do prac na zrębach zupełnych. Wszystkie maszyny wyposażone są w firmowe żurawie i głowice oraz w komputerowe systemy kontroli funkcji silnika, układu napędowego, żurawia, pomiaru pozyskiwanych sortymentów i kontroli głowicy harwesterowej. Niektóre parametry techniczne harwesterów Logset, podano w tabeli 12.5.

Tabela 12.5

Parametry harwesterów Logset [reklama]

Model harwestera	4H	5H	6H	8H
Masa minimalna [kg]	11000	13900	17000	18000
Szerokość [mm]	2400–2730	2450–2760	2620–2930	2780–2950
Typ silnika	Sisu 44EWA	Sisu 49EWA	Sisu 74ETA	Sisu 74ETA
Moc silnika [kW] przy 2200 obr/min	108	125	166	179
Typ żurawia	Loglift L141V	Loglift L181V	Loglift L200V	Loglift L220V
Zasięg żurawia [m]	7,6/9,1	9/10/11	8,3/10	8,3/10
Model głowicy	Logset 4M	Logset 4M/5M	Logset 5M/6M/7L	Logset 7L/8L

Siedem głowic firmy Longset, całkowicie zabezpiecza potrzeby różnorodnych warunków i techniki maszynowego pozyskania drewna. Masy głowic zawarte są w przedziale <700; 1400 kg>, maksymalne średnice ścinki <47; 73 cm>, długości prowadnic – <56; 82 cm> siła posuwu <17, 31 kN>. Wszystkie głowice zaopatrzone są w wielonożowe urządzenie okrzesujące; mniejsze w 4 noże synchronicznie

zaciskające się wokół pnia (system syncro-knife) i w ruchomy nóż dolny, a większe głowice w czteronożowy Syncro-knife oraz w dwa ruchome i jeden stały nóż dolny. Część głowic wyposażona jest w trzy alternatywne mechanizmy posuwu pnia – gąsienicowy, z kołami zębatymi i z walcami posuwowymi, a wszystkie – w jeden z trzech systemów pomiarowych.

Trudne i różnorodne warunki terenowe narzucają konieczność stosowania do harwesterów podwozi gąsienicowych lub specjalnych kołowych. Układ jezdny gąsienicowy zapewnia małe naciski jednostkowe na grunt, dużą siłę uciągu i możliwości jazdy w terenie o dużym nachyleniu. We współczesnych forwaderach i harwesterach stalowe gąsienice zastępowane są gumowymi, a stalowe wózki gąsienicowe układów jezdnych – wózkami z kołami pneumatycznymi ogumionymi. Poszczególne gąsienice mają obecnie niezależny napęd, co znacznie ułatwia skręt i zmniejsza jego promień. Tego rodzaju układ jezdny jest znacznie trwalszy i według zapewnień producentów mniej uszkadza glebę leśną, zwłaszcza na skrętach. Samoczynne poziomowanie kabin harwesterów, a dodatkowo pionowanie kolumny żurawia w połączeniu z gąsienicowym układem jezdny umożliwia pracę ciągłą harwesterów przy nachyleniu terenu 60–70%, a przy umiejętnym wykorzystaniu wciągarki krótkotrwałe przemieszczanie w pionie (przy nachyleniu 100%). Wadą gąsienicowych podwozi harwesterów jest konieczność ich transportowania na drogach publicznych na przyczepach niskopodwoziowych.

Przykładami harwesterów gąsienicowych do pozyskania drewna w warunkach górskich są harwestery Impex Mini Konigs Tiger, Impex Konigs Tiger (rys. 12.44) i Impex Hanibal (firmy Impex), przystosowane do pracy ciągłej w terenie nachylnym do poziomu pod kątem 60–70% (krótkotrwałe do 100%), wyposażone w procesory Lako, z samopoziomującymi kabinami i podstawą żurawia, zapewniającymi wysoką stabilność i wydajność maszyny, z pełnoobrotowymi kabinami, spełniającymi współczesne standardy bezpieczeństwa i ergonomii, klimatyzowane, wyposażone w elektroniczne systemy sterowania i kontroli. Dane techniczne tych harwesterów podano w tabeli 12.6.

Oddzielną grupą harwesterów do pracy w trudnym terenie są harwestery kroczące (walking harwesters). Przykładem kołowego harwestera kroczącego jest maszyna szwajcarska Manzi Muck A71, firmy Muck AG, zbudowanego na układzie jezdny koparki Kaiser, z głowicą harwesterową Woody H50. Każde koło jezdne maszyny ma niezależne zamocowanie na wysięgniku umożliwiającym płynną zmianę szerokości rozstawu kół, ich podnoszenie, zmianę prześwitu i poziomowanie kabiny. W trudnym terenie, po zablokowaniu kół, umożliwia to poruszanie się techniką kroczenia, a w terenie łatwiejszym – jazdę na kołach. Przy wykorzystaniu żurawia z głowicą jako piątej podpory maszyna może pokonywać odcinki pionowe i wejść na platformę do jej przewozu. Niektóre dane techniczne harwestera Manzi Muck A71: masa 8700 kg, silnik – Perkins o pojemności skokowej 4000 cm³ i mocy 84 kW, szerokość 2,1–6,5/4,6 m, prześwit 0–1,5 m, opony 600/55x26,5, maksymalna prędkość jazdy 10 km/h, zasięg żurawia 8,5 m, moment udźwigu 1710 N·m.



Rys. 12.44. Harwester na podwoziu gąsienicowym Impex Konigs Tiger [reklama]



Rys. 12.45. Harwester kroczący Plusstech [reklama]

Tabela 12.6

Dane techniczne harwesterów na podwoziu gaśienicowym firmy Impex [Reklama]

Model harwestera	Mini Konigs Tiger	Konigs Tiger	Hanibal
Masa [kg]	13500–16000	2800	35000
Wysokość [m]	3,1	3,36	4,8
Szerokość [m]	2,6	3,0	4,4
Szerokość gaśienic (stalowych) [m]	0,4–0,8	0,6	0,6
Liczba rolek po jednej stronie	9	9	9
Prześwit [m]	0,5	0,6	0,6
Prędkość [km/h]	3–5,9	4,2–6,0	
Model silnika	Deutz 9/125	Cummins	Deutz
Moc silnika [kW]	90	153	152
Pojemność zbiornika paliwa [dm ³]	360	600	425
Wydajność pompy hydraulicznej [dm ³ /min]	300	560	2x 325
Pojemność zbiornika płynu hydr. [dm ³]	200	400	505
Typ głowicy harwesterowej	Lako Impex VV43	Lako 63	Lako 83
Masa głowicy z rotatorem [kg]	680	1130	1860
Maks. średnica przerzynki [cm]	50	60	100
Zasięg żurawia [m]	8,9–12,8	15,0	14,0

Nożnym harwesterem krocącym, w stadium prototypu, jest maszyna fińskiej firmy Plustech Oy, powiązanej z John Deere. Harwester jest sześcionożny (rys. 12.45). Długości 6 m, z kabiną Timberjack 810 B, żurawiem – Longlift 71F, głowicą harwesterową Timberjack 743, silnikiem o mocy 88 kW. Wysokość podnoszenia nóg wynosi 1,2 m, prędkość maksymalna 4 km/h, dopuszczalne nachylenie terenu – 60 %. Sześcionożny układ kroczenia zmniejsza naciski jednostkowe na grunt i pozwala okraczać mniejsze przeszkody. Mała prędkość maszyny ograniczona jest wydolnością procesora obliczającego optymalną trajektorię ruchu nóg. Cena maszyny zwanej przez Departament Obrony USA „chodzącym robotem” jest na razie zbyt wysoka (jak na gospodarstwa leśne).

Ceny harwesterów są w ogóle zbyt wysokie, a ich eksploatacja w warunkach polskich mało opłacalna, z uwagi na małą koncentrację i małe powierzchnie zrębów i tanią siłę roboczą. Perspektywy rozwoju stoją natomiast przed następną grupą omawianych tu małych harwesterów – doczepianych i napędzanych przez ciągniki rolnicze i zawieszanych na ciągnikach. Przykładem małego doczepianego do ciągnika rolniczego harwestera jest BJM Miniharwester (rys. 12.46) szwedzkiej firmy BJM AB. Napęd maszyny – od wałka odbioru mocy ciągnika, zasilanie prądem 12 V również od ciągnika, żuraw Mowi 400 i głowica BJM 350, zasięg żurawia – 6,2 m, dodatkowe wyposażenie – wciągarka z 40 m liny o średnicy 8 mm, sterowanie radiowe. Wymiary maszyny: długość 3,3 m, szerokość – 2 m, ogumienie kół – 400x15,5; maszyna najczęściej używana jest jako procesor okrzesywujący.

Harwester 400S Stroke jest zawieszany na ciągniku rolniczym (rys. 12.47) i od niego napędzany. Masa harwestera – 300 kg, wymagana wydajność pompy hydro-

licznej 45–90 dm³/min, ciśnienie robocze 17,5–20 MPa, maksymalna średnica przerynki – 40 cm, siła okrzesywania – 24 kN. Powyższe parametry pozwalają na pozyskanie drewna z trzebieży wczesnych na terenach nizinnych.



Rys. 12.46. Miniharwester BJM [reklama]



Rys. 12.47. Zawieszany na ciągniku rolniczym harwester 400S Stroke [reklama]

12.5. Systemy komputerowe maszyn do pozyskania drewna

Od początku lat osiemdziesiątych dwudziestego wieku do maszyn ścinkowych, procesorów i harwesterów zaczęto stosować komputerowe systemy kontrolno-pomiarowe. Początkowo były to specjalistyczne komputery z własnym oprogramowaniem, kierujące pracą lub wspomagające sterowanie układów roboczych – żurawi, głowic ścinkowych, głowic okrzesujących lub głowic harwesterowych (ścinkowo-okrzesujących), sterujące układem jezdnym, pracą silnika i diagnostyką maszyny, pomiarem wyrabianych sortymentów.

Od niedawna zaczęto wprowadzać systemy komputerowe pracujące w środowisku Windows, wyposażone w twardy dysk, pamięć RAM, procesor Pentium, zestaw nowoczesnych wejść (jak np. USB), klawiaturę, drukarkę kolorową, zestaw czytników do współczesnych nośników danych, kolorowy monitor o wysokiej rozdzielczości. System taki umożliwia uruchamianie dowolnego programu komputerowego przystosowanego do działania w środowisku Windows; do pracy na komputerach osobistych, umożliwia korzystanie z Internetu, poczty elektronicznej, systemu GPS, oraz uruchamianie programów specjalistycznych takich jak sterowanie głowicą roboczą, żurawiem, poziomowanie kabiny i żurawia, pomiar grubości i długości sortymentów, optymalizacja wyrzynki i wydajność pracy, kolorowe oznaczenia sortymentów, diagnostyka maszyny, interfejs pomocy np. przy sterowaniu maszyną; sugerowanie poprzez piktogramy kolejnych etapów uruchomienia silnika, wyłączenia silnika itp.

Do harwesterów Timberjack wersji D stosowany jest komputer Timbermatic 300, bazujący na środowisku Windows, integrujący system pomiarów i sterowanie TMC (Total Machine Control). Zgodnie z danymi producenta [Reklama] charakterystyka komputera jest następująca:

1. Modułarna szyna CAN – BUS (Controller Area Network); redukuje ilość okablowania, podnosząc precyzję i niezawodność komputera.
2. Łatwo przyswajalne informacje wyświetlane są za pomocą piktogramów i dwustopniowego systemu menu na dużym kolorowym wyświetlaczu (rys. 12.48): klawiatura ze zintegrowaną myszą.
3. Oprogramowanie automatycznego sterowania agregatu harwestera z następującymi funkcjami: sterowanie cięcia piłą (systemem FlashCut), kalibrowanie agregatu harwestera, dopasowanie ciśnienia noży, systemu obcinania gałęzi, sterowanie obróbką pni, znakowania kolorami, zraszania, poziomowania kabiny.
4. Ergonomiczne wzornictwo elementów sterowania, joysticków i klawiatury, zapewniające wysoką ergonomię pracy.
5. Łatwe kalibrowanie systemu pomiaru długości i szerokości.
6. Kolorowa drukarka formatu A4 do wydruku danych produkcyjnych, raportów produkcyjnych statystyk pracy, serwisowania i napraw, nastawczych parametrów pracy.
7. Przyjazny dla użytkownika system pomocy i wyszukiwania błędów.
8. Oprogramowanie do obsługi poczty elektronicznej.
9. Program Silvia.

10. Dodatkowe oprogramowanie do obsługi elektronicznego średnicomierza (klupy).
11. Łatwa instalacja i aktualizacja oprogramowania.



Rys. 12.48. Monitor harwestera Timberjack komputera Timbermatic 300 [reklama]

Umiejscowienie komputera w kabinie operatora zapewnia wygodną pracę i komfort obsługi (rys. 12.49). Będący w opcji system cięcia FlashCut optymalnie dopasowuje prędkość skrawania piły łańcuchowej do rodzaju i stanu przerzynanego drewna, prędkość ruchu wahadłowego prowadnicy piły do prędkości obrotowej silnika piły. Prowadzi to do zwiększenia wydajności skrawania i niezawodności głowicy tnącej (przez zmniejszenie obciążeń piły i prowadnicy).

Do optymalnego wykorzystania systemu Timbermatic 300 utworzony jest pakiet programów TimberOffice, do prac związanych z pozyskaniem drewna i prowadzeniem biura.

Wersja B harwestera Timberjack (1270 B) wyposażona jest w dwa niezależne komputery – Timberjack 3000, sterujący pracą głowicy harvesterowej i komputer

TMC – kontrolujący pracę żurawia i układu napędowego. Komputer TJ 3000 umożliwia zaprogramowanie wyrzynki sortymentów, według klas jakościowo-wymiarowych. Dla sosny, świerka, buka i brzozy komputer wyróżnia 12 różnych długości kłód, 20 średnic znamionowych i 10 klas jakości.

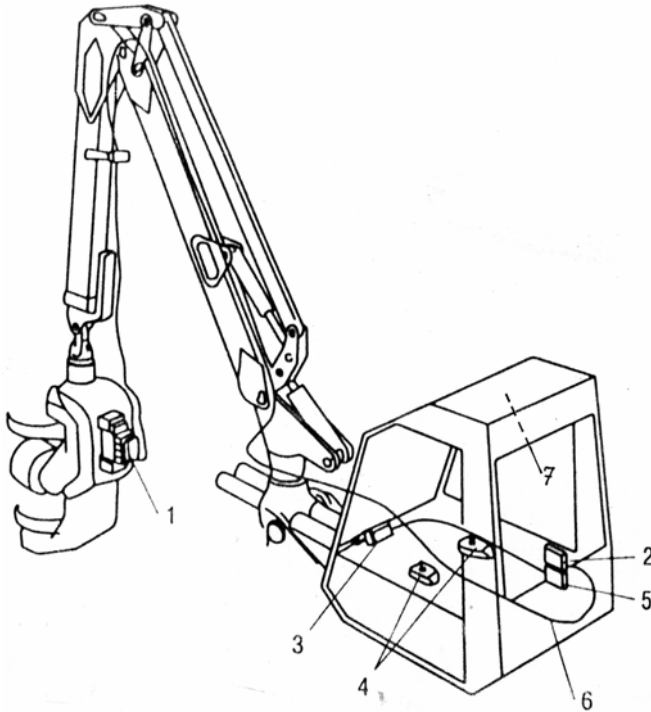


Rys. 12.49. Umieszczenie komputera w kabinie harwestera Timberjack 1270 D [reklama]

Na system komputera składa się 7 podsystemów, których rozmieszczenie pokazano na rys. 12.50. Wymiana danych następuje za pomocą kart pamięci. Pomiar długości sortymentu dokonywany jest za pomocą stalowego kółka pomiarowego, dociskanego hydraulicznie do pnia. Pomiar średnic odbywa się w oparciu o rozwarcie noży okrzesujących. Miąższość sortymentu jest obliczana z sumy miąższości sekcji o długości 10 cm lub na podstawie średnicy w połowie długości, albo też w cieńszym końcu.

Drugi komputer – TMC, sterujący harvesterem, składa się z czterech modułów, z których każdy kontroluje inny zespół maszyny:

1. Moduł informujący o funkcjonowaniu maszyny (np. o prędkości, przebytej drodze, temperaturze, stanie płynów – oleju napędowego, oleju przekładniowego),
2. Moduł przekazujący sygnały z pedałów, dźwigni sterujących, przycisków,
3. Moduł kontroli sterowania żurawiem i głównym układem hydraulicznym,
4. Moduł kontroli silnika i przekładni hydrostatycznej.



Rys. 12.50. Budowa systemu kontrolno-pomiarowego Timberjack 3000 [reklama]: 1 – moduł w głowicy harwesterowej, 2 – jednostka centralna, umieszczona w wytrzymałej, aluminiowej obudowie, 3 – wyświetlacz ciekłokrystaliczny, wymiary zewnętrzne wyświetlacza – 105x230 mm, 4 – moduły klawiatur zespolone z dźwigniami sterującymi pracą żurawia, 5 – zasilacz systemu, 6 – magistrała CAN, 7 – drukarka termiczna (zamontowana w suficie kabiny)

LITERATURA

- [1] BREDBERG C.J. 1973: Same Mechanized thinning systems. Ref. na "Elmia-Fair", Jönköping, 5, 6,
- [2] Chainsaws in tropical forests 1980, FAO Training Series, 2, Rome
- [3] DOUDA i inni 1965: Mechanizační prostředky lesnicke. Státni Zemědělské Nakladatelství, Praha
- [4] FERNALD P. 1980: Fundamentals of chisel ground chisel chain grinding outlined. Chain saw age, 5,
- [5] Fiskars for forestry 1979. Fiskars felling tools. Helsinki
- [6] GENDEK A. 2005: Wpływ parametrów sprzęgła na wydajność skrawania drewna pilarką spalinową. Maszynopis pracy doktorskiej SGGW, Warszawa
- [7] GLANTZ D. 1978: Motorsagboken. Bruk-vedlike-hold-reparasjon, Teknologisk Forlag, Oslo
- [8] HACHE F. E. 1961: Die Motorkettensäge und andere Sägemaschinen, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag, Berlin.
- [9] HAKKILA P., KALAJA H. 1980: Leikkuuhakkuri polttohakkeen korjuukoneena. Teho Työtehoseura, 7-8, (320).
- [10] HUMPHREYS N. 1980: Forest harvesting technology changes with the times. Forest and Timber, Nō 1, (16)
- [11] JACHWITZ E. 1967: Et yrke I skogen. Hogst med Motorsag. Bøndernes Forlag. Oslo.
- [12] JOBU 1980, vedlikehold av motorsag, Skogen, 10,
- [13] JODŁOWSKI K. 2000: Technologia i technika pozyskania drewna we wczesnych trzebieżach w drzewostanach sosnowych. Mat. Konf. „Stan i perspektywy badań z zakresu użytkowania lasu” IBL, Warszawa.
- [14] KOCH. P. 1976: New technique for harvesting southern ponies with raproot attached can extend pulpwood resources significantly. IUFRO Project Group P3.01, Oslo
- [15] KROHN B. 1976: Automatische Kettebremsen. Forsttechnische Informationen, 5, (28)
- [16] KROHN B. 1977: Information über DLG-FPA-geprüfte Motorsägen. Forsttechnische Informationen, 11, (29)
- [17] KUBIAK M., LAUROW Z. 1994: Surowiec drzewny, Wyd. Fundacja „Rozwój SGGW”, Warszawa
- [18] KUBIAK M., ROGALINSKI K. 1970: Użytkowanie lasu t. I, PWRiL, Warszawa
- [19] LAUROW Z. 1994: Pozyskanie drewna i podstawowe wiadomości o jego przerobieniu, Wydawnictwo SGGW, Warszawa
- [20] LINDBERG B., SKAARET G. 1966: Säker fällning. Skogsarbeten, Stockholm
- [21] Logging in Sweden 1980. Forskningsstiftelsen. Skogsarbeten.
- [22] MACIAK A. 2002: Wpływ rodzaju zużycia ogniwa tnących piły łańcuchowej żłobikowej na efekty pilowania. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej, nr 4, Warszawa
- [23] MATVEJKO A.P. 1980: Technologia i maszyny lesosiecznych i lesvosostanovitel'nych rabot, Izd. „Vyšejšaja škola”, Minsk
- [24] MATVEJKO A.P., FEDORENČIK A.S., ZAVOJSKICH G.J. 1993: Spravočnik mastera lesozagotovok, Ekologija, Moskva
- [25] MILER Z., FLOTYŃSKI J., CYBULKO T. 1990: Pozyskiwanie drewna, Wydawnictwo AR, Poznań

- [26] MOSKALIK T. 2000: Bariery rozwoju maszynowego pozyskiwania drewna w Polsce. Mat. Konf. „Stan i perspektywy badań z zakresu użytkowania lasu” IBL, Warszawa
- [27] MURAT E. 1999; Poradnik hodowcy lasu, Oficyna Edytorska „Wydawnictwo Świat”, Warszawa
- [28] MYHRMAN D. 1976: Mekaniserad fällning – samman – föring. Skogen, 8,
- [29] MYHRMAN D. 1973: Techniques for mechanized thinning Ref. na “Elmia Fair”, Jönköping 5.6.
- [30] MØLLER F. 1975: Afkvistningsmaskiner. Skov Maskiner, Ås,
- [31] NEDKVITNE K., ARVERSEN A. 1978: Skogbrukslære, Landbruksförlaget,
- [32] ORŁOV S.F., KOČEGAROV V.G. 1973; Lesosečnyje raboty bez ručnogu truda, Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [33] POLIŠČUK A.P. i inni 1970; Motornye instrumenty dlja lesozagotovok, Izd. „Lesnaja promyšlennost” Moskva
- [34] Poradnik użytkownika lasu 1998, red. Suwała M., Oficyna Edytorska „Wydawnictwo Świat”, Warszawa
- [35] Zajčik M.J. 1976, Proektirovanie i reasčet special’nych lesnych mašin. Red. Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [36] PROTANSKIJ V.V. 1965: Mašiny i mechanizmy na lesozagotovkach Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [37] ROCHAMANOV S.J., GOROCHOVSKIJ K.F. 1967; Mašiny i oborudowanie lesozagotovok, Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [38] ROCHAMANOV S.J., GOROCHOVSKIJ K.F., LIVŠIČ J.V. 1973: Osnovy rasčeta oborudovanija lesozagotovok. Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [39] RÖSSEL G., SCHULZ W. 1975; Motorsägenarbeit, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag, Berlin
- [40] Reklamy, katalogi, instrukcje obsługi
- [41] Skovteknik’ 80. 1979; Danskskovforening. København
- [42] SKARŻYŃSKI J. G. 2002: Wibroakustyczna metoda oceny stanu technicznego pilarki spalinowej i dopuszczalnego dziennego czasu pracy operatora przy pozyskiwaniu drewna, Maszynopis pracy doktorskiej, SGGW, Warszawa
- [43] SOWA J. M., 1982: Badania zmienności dopuszczalnego czasu ekspozycji na drgania mechaniczne i hałas pilarek PS-180, maszynopis pracy doktorskiej, Akademia Rolnicza w Krakowie
- [44] SOWA J.M. 1998: Analiza zagrożeń wibracyjnych operatorów pilarek spalinowych, Zastosowania Ergonomii, nr 2,
- [45] SOWA J. 2000, STAŃCZYK A., SZEWCZYK G.: Badania nad rozmiarem szkód pozyskaniowych w odnowieniach jodłowo-bukowych w drzewostanach podgórskich, Mat. Konf. „Stan i perspektywy badań z zakresu użytkowania lasu” IBL, Warszawa.
- [46] Słownik encyklopedyczny leśnictwa drzewnictwa, ochrony środowiska, łowiectwa 1996, red. Więcko E. Wydawnictwo SGGW, Warszawa
- [47] STUPNEV G.L. 1971; Puti soveršenstvovanija lesozagotovitel’nogo processa, Izd. „Lesnaja promyšlennost”, Moskva
- [48] STREHLKE E.G., STERZIK H.K., STREHLKE B. 1970: Forstmaschinenkunde, Vorlag Paul Parey. Hamburg–Berlin
- [49] SZTYBER J., 1963: Badania powierzchniowej i objętościowej wydajności skrawania przy przerzynce drewna piłami łańcuchowymi w zależności od siły docisku, maszynopis SGGW, Warszawa

- [50] SZTYBER J., 1997: Wyniki badań rzeczywistego czasu pracy pilarki przy okrzesywaniu sosny. Problemy Techniki Rolniczej i leśnej, IV Międzynarodowa Konferencja Naukowa, SGGW, Warszawa
- [51] SZTYBER J., 1998: Symulacyjna metoda badania rzeczywistej pracy pilarki przy pozyskaniu drewna sosnowego. Fundacja „Rozwój SGGW”, Warszawa
- [52] SZTYBER J., 2000: Attempt at development of simulation method for evaluation of real time work of the chain saw during pine logging. Annals of Warsaw Agricultural University – SGGW, 36, Warszawa
- [53] SZTYBER J., 2005: Zmienność własności drzew a energochłonność ich okrzesywania – Technika rolnicza, ogrodnicza, leśna, 2
- [54] WALCZYK J. 1995: Czynniki decydujące o wyborze pilarki spalinowej. Przegląd Techniki Rolniczej nr. 5, Warszawa
- [55] WIĘSIK J. 1990: Pilarki spalinowe z piłą łańcuchową – analiza podstawowych parametrów i wyposażenia technicznego. Maszyny i ciągniki rolnicze, nr 10, Warszawa
- [56] WIĘSIK J. 1990: Maszyny leśne cz. I: Maszyny do uprawy i pielęgnacji gleby. Wyd. SGGW–AR, Warszawa
- [57] WIĘSIK J. 1991: Maszyny leśne cz. II, Wyd. SGGW–AR, Warszawa
- [58] WIĘSIK J. 2000: Czy w Polsce będą użytkowane harwestery? Mat. Konf. „Stan i perspektywy badań z zakresu użytkowania lasu”, IBL, Warszawa
- [59] WIĘSIK J. i inni 2002: Pilarki przenośne – budowa i eksploatacja. Wyd. Fundacja „Rozwój SGGW”, Warszawa
- [60] WIĘSIK J., Wójcik K. 2001: Nowe rozwiązania techniczne we współczesnych pilarkach spalinowych firmy Stihl, Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej, nr 3, Warszawa
- [61] VINOOROV G.K. 1981; Lesosečnye raboty, Izd. „Lesnaja promyšlennost’”, Moskva
- [62] WÓJCIK K. 2004: Ergonomiczno–ekonomiczna metoda wyboru pilarki spalinowej do pozyskania drewna. Maszynopis pracy doktorskiej SGGW, Warszawa
- [63] ŽUKOV A. V. i inni 2001; Lesnye mašiny „Belarus”, Belarusskij Gasudarstvennyj Technologičeskij Universitet, Minsk