

海苔のロール式摘採機構の解明

矢田 貞美*・陳 家康*・戸田 勝喜*

Analysis of cutting mechanism of the roll type *Nori* harvester

Sadami YADA*, Jia Kang CHEN* and Masayoshi TODA*

Abstract: Theoretical analysis was carried out on cutting mechanism of the roll type *Nori* harvester in reference to revolution locus, cutting resistance force and velocity vector of V type knife. 1) Working boat was more easily controlled when force of the frame for picking up *Nori* net was stronger and when resistance force acting on the frame was smaller, enabling the efficiency of picking up *Nori* net and the cutting accuracy better. 2) When revolution direction of the roll type harvester and advance direction of the boat were the same, V type knife cut and pushed *Porphyra* thalli to advance direction. Largeness and direction of cutting resistance force changed as momental cutting quantity and number of operating knife changed when cutting thalli. 3) Practical cutting resistance force was reduced when the point angle of V type knife was small. 4) In the present case, a harvester equipped with triple V type knives was found to work more efficiently than that with a single knife, remaining the variation of stubble length smaller. 5) Pulling cut was approximately 70% and shearing cut approximately 30%.

1. はじめに

海苔原藻の収穫には、吸引式摘採機及びロール式摘採機が開発され、前者は小規模養殖に、後者は大規模養殖に導入されている。後者を積載した摘採船の急速な普及により、原藻の収穫作業は大幅に省力化された。その結果、短時間収穫が可能となり、原藻の加工処理までの保蔵時間が短縮され、品質の低下防止が可能になった。これまで、吸引式摘採機は経験的に実用化され（特許、1964）、既に30年にわたって使用されており、その切断機構については若干検討されている（矢田ら、1995）。一方、ロール式摘採機についても吸引式摘採機と同様の試行錯誤的に開発改良（特許、1979）されているが、理論的な解析や実証研究の報告は見当たらない。また、摘採船方式では、船首の方向制御の困難さに起因する網反りが主な原因で、摘採作業中にロール式摘採機が弛緩した養殖網を切断し、その残滓が原藻中に混入する等、摘

採作業精度はまだ十分とはいえない。

そこで、このような背景と問題点に着目し、ロール式摘採機（以後、摘採機と称する）による原藻の切断状態、並びに回転ロールに付設したV型ストレート刃（以後、V型刃と称する）の刃数、回転軌跡及び切断特性等から摘採性能について理論的に検討した。

2. 供試機の概要と解析方法

1) 供試摘採船の機構と摘採方法

Fig. 1に摘採船の概要を示す。摘採船（全長 8.5m, 4.9 GT）の装備は、船外機（115 PS）、エンジン式油圧ユニット、摘採機、並びに潜水部が三角形の潜水揚網フレーム、網移送フレーム等から構成される。航走力により、船首の潜水揚網フレームで海中の養殖網をすくい上げ、甲板上の高所に設けられた網移送フレーム上を船首から船尾までスライドさせる。その際、甲板上の摘採機で網から垂下した原藻を摘採し、摘採後の同網を船尾から海中にもどす。潜水揚網フレームの海中への出し入れ、摘採機の後方向の位置調整等の操作、及び操船は操作室のレバーによって1人で行うことができる。摘採工程の概略は以下のとおりである。摘採船は、展張配置された2枚一組の養殖網（柵と称される）を1工程で摘採

* 東京水産大学漁業工学講座
〒108 東京都港区港南 4-5-7

Laboratory of Fishing Technology and Engineering, Tokyo University Fisheries, Konan 4-5-7, Minato-ku, Tokyo, 108 Japan

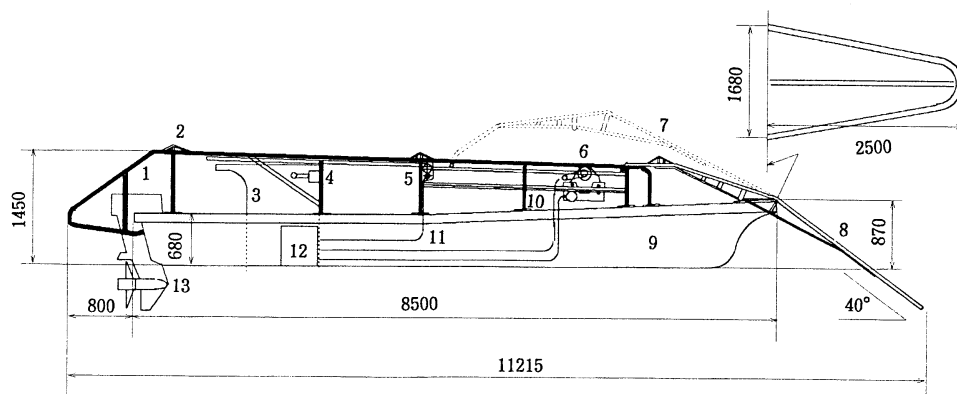


Fig. 1. Outline of boat for harvesting *Nori*. 1: frame for transporting *Nori* net, 2: guide for prevention of *Nori* net slipping sideways, 3: operation room, 4: hydraulic pressure control valve, 5: drive apparatus for sliding of diving frame, 6: *Nori* harvester, 7: diving frame for hauling net (at rest), 8: diving frame for hauling net (at work), 9: boat body, 10: hydraulic motor, 11: tube, 12: hydraulic unit, 13: outboard motor.

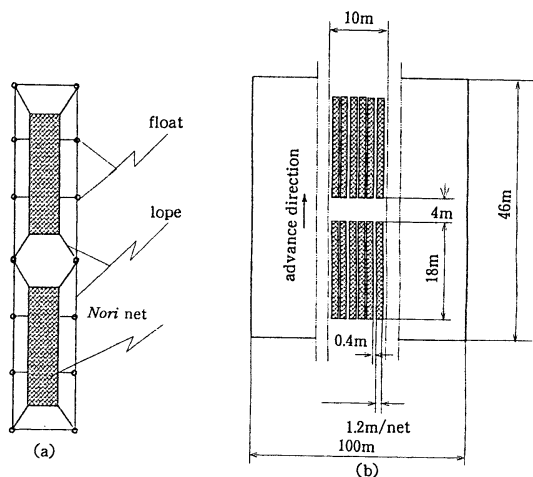


Fig. 2. Arrangement of *Nori* net (a) and nets per *Nori* farmer (b).

し、旋回して同様に繰り返して次柵を摘採する。甲板上的ステンレス鋼管製 (SUS TPA 34×3) の網移送フレームの下側に隣接する摘採機の真下のシート上に並列に配置した複数のコンテナ内に摘採原藻を収納するが、コンテナ外への遺漏原藻は前記シートにより捕集される。

2) 摘採船の摘採能率

養殖網の概要を Fig. 2(a) に、また展張配置の概要を Fig. 2(b) に示す。長さ100m、幅46m の海面に120枚の養殖網 (長さ18m、幅1.2m) が2列に展張されている。摘採作業における航走速度はほぼ 0.84 m/s で、1 柵 (長さ 46m) 当たりの航走に52秒、旋回に39秒を必要とするので、1 工程の摘採には91秒かかることになる。海

況の良否、操船・操作の熟練度等により所要作業時間は変動するが、本調査地域 (千葉県富津市) における平均的な1日当たり24柵の摘採には、1時間弱を必要とする。

3) 解析方法

前記の養殖場における摘採船による摘採作業の状況をビデオ撮影し、画像の解析から摘採船による摘採作業性能について解析した。次に、ロール式摘採機のV型刃の回転軌跡、摘採精度及び切断状態等から、切断刃の力学作用、先端角、刃先角、刃数及び切断領域等の摘採機構について理論的に検討した。

3. 結果及び考察

1) 潜水揚網フレームに作用する養殖網の抗力

潜水揚網フレームが養殖網 (全長18m) を海中から海面まですくいあげる瞬間において、養殖網に作用する抗力の関係を Fig. 3 に示す。養殖網は両端が固定されたたわみ索と考えることができる。

養殖網両端 A, B 間の張力 T 及び両端の購買 $\tan \zeta$ ($0 \leq \zeta \leq 90$) は、それぞれ(1)式及び(2)式で示される (入江・山田, 1983)。

$$T = \frac{WS}{8f} \left(1 + \frac{8f^2}{S^2} \right) \quad (1)$$

$$\tan \zeta = \frac{4f}{S} \quad (2)$$

ここで、養殖網の水中全重量を W 、養殖網の長さを S 、網の中央における最大たわみを f とする。

さらに、潜水揚網フレームが養殖網をすくいあげる力

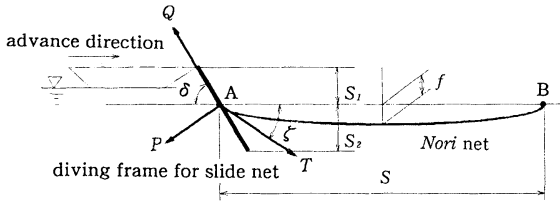


Fig. 3. Resistance force when net is picked up. Q : force when frame picks up net, T : tensile force of spread net, P : resistance when net acts on diving frame, δ : diving angle of frame for picking up net, ζ : angle between tensile direction and horizontal direction, S : length of net, f : maximum deflection of net, S_1 : distance from bow to water surface, S_2 : diving depth of frame top, A and B: both ends of net.

を Q 、網が潜水揚網フレームに作用する抗力を P 、潜水角度を δ 、張力方向と水平方向の夾角を ζ とすると、それぞれ(3)式及び(4)式が成立する。

$$Q = T \cos(\delta - \zeta) \quad (3)$$

$$P = T \sin(\delta - \zeta) \quad (4)$$

潜水揚網フレームが養殖網をすくいあげる力が大きく、潜水揚網フレームに作用する抗力 P が小さいほど、操船が容易なため揚網摘採性能は向上するものと考えられる。従って、(3)式及び(4)式より潜水角度 δ が小さいと、すくいあげる力は増大してフレームに作用する抗力は減少する。しかし、潜水角度 δ を小さくすると、網をすくい上げるフレームを長くする必要がある他、摘採船の旋回操作が困難になる。その結果、展張した養殖網と網移送フレームにかかる抵抗のアンバランスにより、回転ロール上の養殖網 (1.2m 幅) が左右に横滑りするので、有効摘採幅が減少するため、結果的に摘採率が低下することになる。

供試船の潜水揚網フレーム長は2.5m、船首先端から水面までの距離 S_1 は1.0m、潜水揚網フレームの先端の水深 S_2 は0.6m なので、潜水揚網フレームの潜水角度 δ は約40°になる (Fig. 3 参照)。また、養殖網の水中重量 W を80 kgf、養殖網の AB 間の長さ S を18m、最大たわみ f を実測値の0.3m とすると、(2)式より夾角 ζ は4°、(1)式より T は601 kgf となるので、すくいあげる力 Q は484 kgf、抗力 P は357 kgf となる。故に、摘採船には約600 kgf の合力がかかることになる。

2) 摘採機の切断機構

(1) 切断機構

Fig. 4 に摘採機の概要を示す。摘採機は回転ロール、V型刃、伝動ユニット、油圧駆動装置、間隙調整カバー

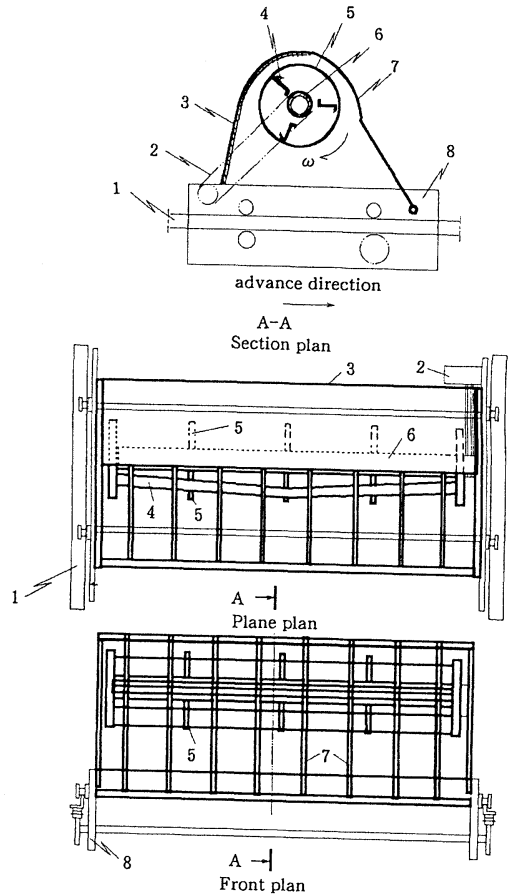


Fig. 4. Nori harvester of roll type. 1: rail, 2: belt, 3: cover, 4: V type knife, 5: roll with V type knife, 6: pulley, 7: fence to protect net, 8: roller.

等から構成される。なお、摘採機による養殖網の切断を防止するために、V型刃の上方に防止柵が設置されている。通常452rpmで回転するロール外周に、等間隔に取付けられた複数のV型刃が順次原藻を切断する。ロール回転方向と摘採船の前進方向が一致する場合 (以後、向かい刈りと称する) は、V型刃は垂下した柔軟な原藻を前進方向に跳ね飛ばしながら引きちぎるように切断 (以後、引張切断と称する) する。瞬間的には、切断量及びV型刃の作用数が変動するので、切断抵抗の大きさもロール回転に伴って変動することになる。

V型刃の刃先が原藻に作用すると、原藻は着生点を支点として前進方向に跳ね飛ばされる様子がビデオ画像で観察された。これは、養殖網から垂下した原藻は、切断時にはV型刃の回転方向に沿ってロール外周に跳ね飛ばされてV型刃が原藻に作用できなくなるので、原藻の一

部は切断困難になったり、引きちぎられるものが生じるものと考えられる。

原藻は柔軟なため、ロール回転当たりの切断基準面におけるV型刃の切断距離（以後、切断基準面の切断距離と称する）を長くすることが可能である（Fig. 8 参照）。従って、本摘採方式では、実際には広範囲な切断基準面の切断距離を使用できるので、摘採能率は船速と操船技術に左右される。

(2)切断状態

摘採機による原藻の切断状態は、引きちぎられるように切断された引張切断されたものと、切断基準面からせん断力で切り取られたもの（以後、せん断切断と称する）が見られる。現場調査によると、摘採機による切断は引張切断がほぼ70%、せん断切断が30%認められた。再生芽の成長は、せん断切断より引張切断の方が良好といわれる（石井, 1989）。引張切断では、着生力の弱いものは基部から引き抜かれて間引かれ、強いものが残る。しかし、せん断切断では着生力の弱いものも残ること、そのため過密になること等が原因で、摘採後の成長は引張切断の場合より不良になるものと推察される。再生芽はシーズン中に4~7回摘採するため、再生の良否は収量の多少に影響するので切断状態は極めて重要となる。

(3)刈残し長さ

聞き取り調査及び文献（石井, 1989）によると、再生の面から刈残し長さ（以後、目標刈残し長さと呼ぶ）は5cm程度が好適といわれる。原藻基部が摘採されると、再生芽の原基が切除されるので再生できない。摘採機の上部の間隙調整カバーの昇降により（Fig. 4 参照）、養殖網とV型刃との間隔を5cmに調整後摘採したが、目視によると刈残し長さにばらつきが認められた。その原因は長さ及び基部の太さのばらつきのある原藻に対して切断時の作用力、並びにV型刃の回転角の変動、即ちV型刃の作用部位が変動するためと考えられる。着生原藻の厚さ及び幅が均一であれば、先端より着生原藻基部の引張応力は大きいので、原藻基部が切断されやすいことになる。しかし、実際には、垂下している原藻に作用する引張応力は、原藻各部に一樣に掛かるのではなく、自重のため先端から徐々に増加して基部で最大になる。原藻の大きさや形状の不揃いなどによる基部の断面積が小さく不均一なことも、基部近辺の切断の一因と考えられる。また、刈残し長さが設定目標より長くなる原因は、摘採時の切断刃の作用部位が変動するためと推察される。

従って、本方式では原藻先端の引張応力を大きくすると、切断部位、刈残し長さ及び切断状態等の精度の向上

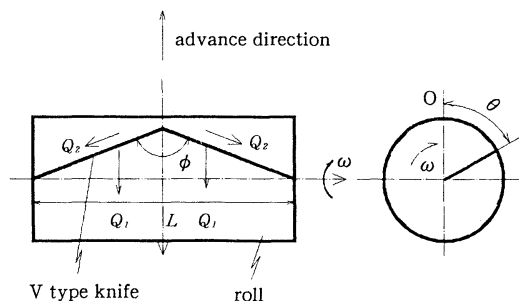


Fig. 5. Resistance force when *Porphyra* thalli act on V type knife. ϕ : point angle of V type knife, Q_1 : resistance force to revolve direction of V type knife, Q_2 : friction loss when *Porphyra* thalli slide on knife face, ω : angle velocity of roll, L : length of V type knife, θ : available cut angle, O: origin of coordinates.

が可能と推定される。具体的には、摘採箇所の上側から散水して摘採すると、垂下した原藻は付着水で自重が増加するため、本短所が軽減され、且つ前記の摘採原藻の跳ね飛ばし防止の効果が期待できるものと推察される。

(4)V型刃の作用力

V型刃の先端角：本摘採機の特徴であるV型刃における先端角 ϕ の作用力への影響について検討するため、向かい刈り時のV型刃の作用力の関係をFig. 5に示す。但し、回転軸方向をX軸、刃の回転方向をY軸と設定した。 Q_1 は刃の回転方向に生じる抵抗力、 S_2 は原藻が刃面を滑ることによって生じる摩擦力を示す。原藻と刃面との間の摩擦係数を μ とすると、 Q_2 は(5)で示される。

$$Q_2 = \mu Q_1 \sin \frac{\phi}{2} \quad (5)$$

V型刃の左右対称性により、同じ大きさの力がそれぞれ左右均等にかかるものと仮定する。このとき、刃全体に生じる抵抗力 Q のX軸、Y軸方向の各成分は以下の式で示される。但し、力の符号は図中の軸における矢印方向を正とする。

$$Q_x = 0, \quad Q_y = 2Q_1 \left(1 + \mu \sin^2 \frac{\phi}{2} \right) \quad (6)$$

(6)式の前式より、摩擦力によって生じる軸方向の抵抗力は常に零となり、切断時の抵抗力の変動にともなう軸方向の振動が起こりにくいことがわかる。また、(6)式の後式が示すように、先端角 ϕ が小さいほど回転方向の抵抗力は小さくなる。これは、先端角 ϕ の設定により、回転トルクの軽減が可能であることを示す。但し、切断ピッチや原藻の滑りの問題から、先端角 ϕ には下限が存在する。

なお、V型刃が座標原点O（Fig. 5参照）から切断を

開始する場合、V型刃の回転角度（以後、有効切断角） θ は小さいほどよく切断され、 90° に近づくとも切断できなくなるので、引張切断が多くなるものと推定される。ロール長を L 、V型刃の付設ロールの回転半径を r 、ロール回転時におけるV型刃の最大有効切断角を θ とすると、先端角 ϕ は次式で表される。

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left(\frac{L}{r \sin \theta} \right) \quad (7)$$

供試機のロール長 L は1,300mm、V型刃の回転半径 r は125mmなので、V型刃の1回転当たりの最大有効切断角 θ を 60° とすると、(7)式より先端角 ϕ は約 161° となる。

従って、V型刃は先端角 ϕ が小さく、且つロール長の中央から左右対象なV型刃が好適と推察される (Fig. 5 参照)。

V型刃の形状：刃先角 θ は、小さいと切断抵抗が小さい反面、耐久性が低下するので切断方法や被切断対象物によって刃型の形状と共に経験的に制作されている場合が多い。切断抵抗 P (kgf)はKRONENBERGの次式で示される (竹中, 1961)。

$$P = K_s \cdot q, \quad K_s = CK_s / q^{(1/\varepsilon K_s)}$$

但し、 K_s は比切断抵抗 (kgf/mm²)、 q は切断面積(mm²)、 CK_s は原藻の質やすくい角 α で決まる定数、 εK_s は原藻の質によって決まる定数である。

切断抵抗 P を減少するには、上式より切断面積 q 及び比切断抵抗 K_s を減少する必要がある。更に、比切断抵抗 K_s は原藻の質やすくい角 α などによって決まるため、原藻を切断する場合には一定である。原藻の瞬間切断面積 q は、原藻が養殖網から疎らに垂下しているのではば一定で狭い。比較的硬い陸上植物に比較して柔軟な原藻は切断抵抗が小さいので (矢田ら, 1995)、硬い異物 (流木枝、貝類等) を切断しない限り、刃物寿命に影響するような切断抵抗の増大はないものと推察される。

ロール軸に直角なV型刃の断面形状と各部の名称を Fig. 6(a)に示す。一般に、刃物の各部はすくい面 a 、ランド b 、刃の後面 c 、すくい角 α 、前逃げ角 β 、すきま角 γ 、一次すきま角 γ_1 、二次すきま角 γ_2 から構成されている。すくい角 α 、前逃げ角 β 及びすきま角 γ が大きい場合、切断抵抗は減少する。原藻は柔軟なので、すくい角 α 、前逃げ角 β がすきま角 γ を大きくすることが可能と考えられる。V型刃は平均切断抵抗が小さいが、長大 (ロール長：1300mm、回転半径：125mm) などで生育むら、原藻の粗密、挟雑物の有無等によって切断時に急激な負荷の変動を受けるものと推定される。この

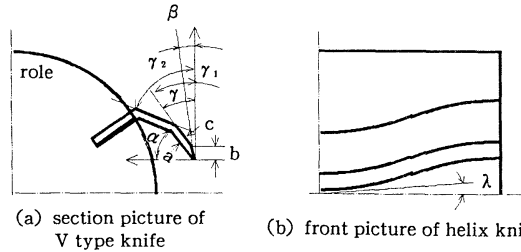


Fig. 6. Shape and various angles of V type knife (a) and helix knife (b). a: rake face, b: rand, c: back face, α : rake angle, β : end relief angle, γ_1 : angle of first clearance, γ_2 : angle of second clearance, λ : helix angle.

負荷変動の一軽減対策として、ねじれ刃が有効と考えられる。

Fig. 6 (b)にねじれ刃を示す。ここで、ねじれ角を λ とすると、刃に直角な断面におけるすくい角 α_n と前逃げ角 β_n は(8)式で示される (竹中, 1961)。

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cdot \cos \lambda, \quad \tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \lambda \quad (8)$$

(8)式より、ねじれ角 λ を大きくすると、ねじれ刃のすくい角 α_n 及び前逃げ角 β_n が増大するから切断時の抵抗と負荷変動は減少するものと推察される。ところが、刃先角 θ が小さくランドが狭いと、刃こぼれが生じやすいので自ずと限界がある。原藻の他に切断の可能性がある養殖網、浮遊草木及びロープ等の異物は、一般に柔軟である。作業中におけるV型刃の交換を回避し、且つ当日の予定面積を摘採するには、切断刃の刃先角 θ は茶摘機用の $20 \sim 23$ 度 (聞き取り調査)と同程度か、これより若干小さくすることが適当と推察される。

(5)切断時の切断抵抗

Fig. 7(a)に切断時における作用力の関係を示す。V型刃の作用点を原点 O 、V型刃の前進方向を X 軸、原藻の懸垂方向を Y 軸とする。ここで、V型刃の原藻に対する回転方向の作用力を N 、ロールの前進によって生じる作用力を T 、原藻の弾性抗力を T_r 、V型刃の作用点以下の原藻の自重を G 、回転角を θ 、飛散角度を θ_r ($0 \leq \theta_r < 90$) とすると、作用力 N の水平分力 N_x 及び垂直分力 N_y は、それぞれ(9)式及び(10)式で示される。

$$N_x = N \cos \theta + T - T_r \sin \theta, \quad (9)$$

$$N_y = N \sin \theta + G - T_r \cos \theta, \quad (10)$$

水平分力 N_x は原藻に垂直なので、原藻の自重が水平分力 N_x に対して充分大きい場合は、水平分力 N_x はせん断力として原藻に作用することになり、V型刃が回転しても原藻を前方へ跳ね飛ばさない。しかし、原藻の自重が水平分力 N_x に対して極めて小さい場合は、張力が小さいので切断されないか、または前方に跳ね飛ばされ

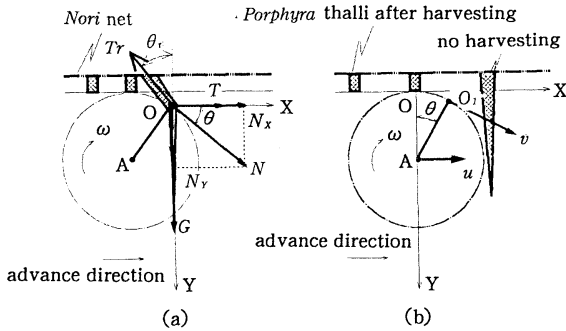


Fig. 7. Resistance force (a) and velocity vector (b) when V type knife cuts *Porphyra* thalli. A: roll center, O: origin of coordinates, θ : cut angle of revolution, ω : angle velocity, G: weight of *Porphyra* thalli, T: resistance when V type knife acts on *Porphyra* thalli, N: cutting force of V type knife, N_x : horizontal component force of N, N_y : vertical component force of N. v : peripheral velocity of V type knife edge, u : advance velocity of V type knife, θ : optional position of rotating V type knife, X: advance direction of V type knife. Y: dangling direction of *Porphyra* thalli, θ_r : scattering angle of *Porphyra* thalli, Tr : elasticity resistance force of *Porphyra* thalli.

るように引張切断される。原藻の見掛けの自重は、V型刃の作用点の移動に従って変動し、基部に近いほど重くなる。従って、一定の刈残し長さに切断するためには、前項(3)で記述したように原藻の見掛けの自重を重くする必要がある。

垂直分力 N_y の方向は原藻の垂下方向と同じなので、原藻には見掛けの引張力が作用する。柔軟な原藻は、僅かな引張力で切断される場合があるので、せん断力と引張力が同時に作用して切断されるものと推定される。

ここで、原藻の断面積を A_s とすると、原藻のせん断応力 τ 及び引張応力 σ は、それぞれ(11)式及び(12)式で示される。

$$\tau = \frac{N \cos \theta + T - Tr \sin \theta_r}{A_s} \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{N \sin \theta + Tr \cos \theta_r}{A_s} \quad (12)$$

原藻のせん断応力 τ がせん断極限強さ τ_m より大きいと、原藻はせん断力によって切断され、引張応力 σ が引張極限強さ σ_m より大きいと、引張力によって引きちぎられるものと考えられる。

(11)式及び(12)式にしめすように、 N と A_s は定数なので

せん断応力 τ 及び引張応力 σ は回転角 θ に比例するから、原藻は回転角 θ の変動によってせん断切断されたり、引張切断されたりすることになる。回転角 θ が零、即ち切断刃が原藻に直角に作用すると、原藻のせん断応力 τ は最大になり、せん断力によってのみ摘採されることになる。回転角 θ が增大すると、せん断力は小さくなり、逆に引張力は大きくなる。但し、Fig.7(b)の原点OからV型刃が回転開始する場合、回転角 θ が 90° に近づくと、V型刃は原藻に作用できなくなるので摘採が不可能になるものと推定される。

以上より、原藻は回転角 θ が小さいとせん断切断され、回転角 θ が大きいと引張切断される割合が増大するものと推定される。

3) V型刃の刃先の回転軌跡

(1) V型刃の刃先の理論軌跡

Fig.7(b)にV型刃の刃先の速度ベクトルを示す。座標原点をO、摘採船の航走速度を u (mm/min)、V型刃の角速度を ω (rad/min)、回転角を θ (rad)、回転時間を t (min)、V型刃の回転半径を r (mm)、V型刃の刃先の周速度を v (mm/min) とすると、V型刃の刃先の周速度 v の水平方向の速度成分 v_x 及び垂直方向の速度成分 v_y は、それぞれ(13)式及び(14)式で示される。

$$v_x = u + v \cos \theta, \text{ または } u_x = u + r\omega \cos(\omega t) \quad (13)$$

$$v_y = v \sin \theta, \text{ または } u_y = r\omega \sin(\omega t) \quad (14)$$

両式を積分すると、V型刃の刃先の任意点 O_1 における水平方向 X 、垂直方向 Y の回転軌跡は、それぞれ(15)式及び(16)式で表わされる。

$$X = \int v_x dt, \text{ または } X = ut + r \sin(\omega t) + c_x \quad (15)$$

$$Y = \int v_y dt, \text{ または } Y = -r \cos(\omega t) + c_y \quad (16)$$

但し、 c_x 及び c_y は積分定数である。

ところが、 t が零の時には X と Y は零となるので、(15)及び(16)式よりV型刃の任意な刃先点の運動軌跡は、それぞれ(17)及び(18)式のトロコイド曲線で表される。

$$X = \frac{u}{\omega} \cdot \theta + r \sin \theta \quad (17)$$

$$Y = r(1 - \cos \theta) \quad (18)$$

(2) 摘採機の切断領域

刈残し長さから見たV型刃の枚数：回転ロールに付設するV型刃が単数刃の場合、切断基準面の切断距離は長くなる。そのため、単数刃より切断基準面の切断距離が短い複数刃の方がロール回転当たりの切断回数は多い。

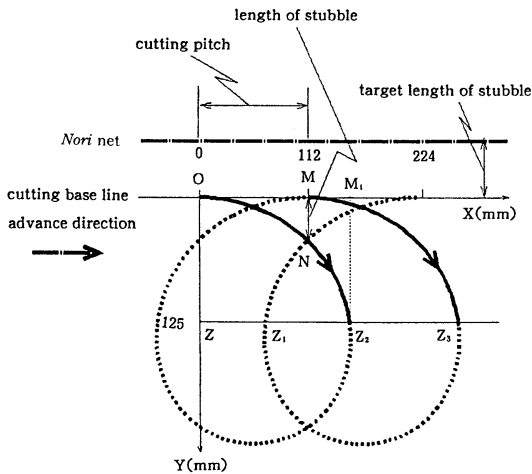


Fig. 8. Revolution loci of V type knife edge (single knife). O: origin of coordinates, Z: roller center, M_1-Z_2 : longest length of stubble. Single knife: $X=17.8\theta + 125\sin\theta$, $Y=125(1-\cos\theta)$. Double knives: $X=17.8\theta + 125\sin(\theta + 2\pi/3)$, $Y=125[1-\cos(\theta + 2\pi/3)]$. Triple knives: $X=17.8\theta + 125\sin(\theta + 4\pi/3)$, $Y=125[1-\cos(\theta + 4\pi/3)]$.

しかし、複数刃では、V型刃の前進速度及び回転数が速過ぎると、先行するV型刃が進行方向に原藻を跳ね飛ばすため、後続のV型刃は切断できないので刈残し長さがばらつくことになる。通常の前進速度 0.84m/s 及び回転数 450rpm における供試機の切断ピッチ O-M は、単数刃で 112mm、2 枚刃で 56mm、3 枚刃で 37.3mm、4 枚刃で 28mm と小さくなる (Fig. 8 参照)。刈残し長さ M-N は、単数刃で 45mm、2 枚刃で 10mm、3 枚刃で 4mm、4 枚刃で 2.5mm となる。しかし、刈残し長さ M-N が 4~5mm 以下では、垂下原藻の張力が減少するので切断は困難になるから、3 枚刃が適当と推察される。

刃先の軌跡曲線からみた単数刃と複数刃の比較：(17)式及び(18)式に、ロールの回転半径 $r=125\text{mm}$ 、航走速度 $u=0.84\text{cm/s}$ 、角速度 $\omega=47.3\text{ rad/s}$ の各実測値を代入して求めた V 型刃 1 枚の場合における刃先のトロコイド軌跡曲線を Fig. 8 に示す。ここではロールの回転方向と前進方向が一致する場合、即ち向かい刈り方式について考察する。V 型刃 1 回転の同軌跡曲線は、実線範囲の切断領域と破線範囲の無切断領域に 2 分される。

V 型刃が原点 O から回転開始する場合には刈残しは生じないが、点線矢印で示すように V 型刃の回転に伴って徐々に長くなる刈残し長さは(18)式で求められる。ここで、原藻の切断可能な範囲は前述したように第 1 象限に限ら

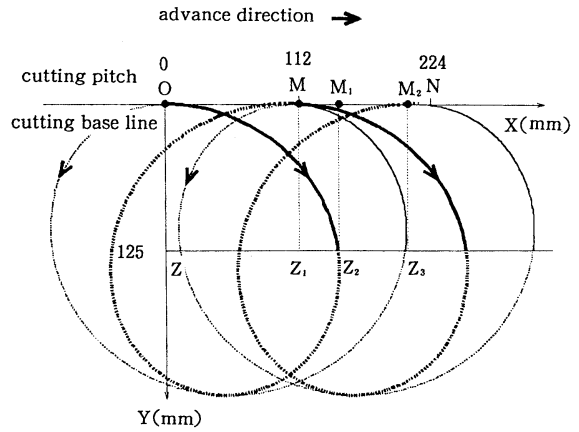


Fig. 9. Comparison of revolution loci on single V type knife edge. O-M: cutting pitch, O- M_1 : fair cut area per revolution, O- M_2 : head cut area per revolution. Thick solid line: cutting area, thick dotted line: no cutting area, thin solid line: cutting area, thin dotted line: no cutting area, thick line: revolution to right, thin line: revolution to left. Thick line: $X=17.8\theta + 125\sin\theta$, $Y=125(1-\cos\theta)$. Thin line: $X=17.8\theta - 125\sin\theta$, $Y=125(1-\cos\theta)$.

れ (Fig. 5 参照)、しかも V 型刃が原点 O から回転して 90° に近づくとき、V 型刃の刃先の作用位置が垂下原藻の先端になるので、原藻は V 型刃とともに前方へ撥ね飛ばされるから切断できない。即ち、切断可能範囲は、ただだか、 $2n\pi \leq \theta < 2n\pi + \frac{\pi}{2}$ となる。但し、 θ は回転角で、 n は整数である。

V 型刃は 1 回転すると、再度 X 軸に戻り切断を開始する。2 本目の実線 $M-Z_3$ は 2 回転目の切断範囲を示し、2 回転目における切断領域は $M-N-Z_2-Z_3$ となり、1 回転目の刈残し領域 $O-N-Z_2-M_1$ は、再切断されて刈残し長さが短くなることになる。

図示は省略したが、2 枚刃より 3 枚刃の方が切断ピッチは小さくなるので、前述のように刈残し領域は減少する。刈残し長さを齊一にするためには、見掛けの最大刈残し長さ MN を含む未切断領域 O-M-N を減少させる必要がある。その対策として複数刃にすると、未切断領域 O-M-N が減少するので刈残し長さのばらつきは減少することになる。

向かい刈りと追刈りの比較：ロールの前進方向と回転方向が反対の場合 (以後、追刈りと称する) における V 型刃の刃先の任意点の水平方向 X と垂直方向 Y の回転軌跡は、それぞれ(19)式及び前記(18)式で示される。

$$X = \frac{u}{\omega} \cdot \theta - r \sin \theta \quad (19)$$

Fig. 9 に向かい刈り方式と追刈り方式におけるV型刃の刃先の回転軌跡を示す。

養殖網の着生原藻は、回転ロールの前進、即ち摘採船の航走により摘採されるので相対速度を考慮する必要はない。切断基準面の切断距離は、向かい刈りのO-M₁が追刈りのM-M₂より長いので、無切断領域は向かい刈りO-M₁-Z₂が追刈りO-M-Zより広がる。しかし、切断領域は向かい刈りO-Z-Z₂が追刈りM-Z₁-Z₂より広がる。従って、同条件下では、切断能率は向かい刈り方式より追刈りの方が低いものと考えられる。また、追刈りは引張切断が少なくせん断切断だけなので、再生芽の生長に良好な引張切断の状態は得られない。追刈り方式では、原藻を上向きに押し上げる垂直分力が生じるので刈残し長さがばらつき、しかも摘採された原藻が跳ね飛ばされる。

以上のことから、追刈り方式より向かい刈り方式の方が適当と考えられる。

4) 摘採作業中における養殖網の切断防止

本方式による摘採作業では、摘採船の潜水揚網フレームの先端と養殖網との位置合わせに熟練を要するうえ、揚網時における網反り現象の生起が摘採精度と能率に大きく影響することになる。揚網時には、養殖網からフレームを経由して船首に過大な抵抗がかかるため、船首方向の制御が困難なので、摘採位置、即ち有効摘採幅の設定が困難となる他に、網反りが生じやすい。

これを防止するためには、潜水揚網フレームの小型化と潜水角度の増大により、船首方向の抵抗を減少させ、船首方向の制御と摘採位置の設定を容易にすることが必要と推察される。一方、揚網時に網移送フレーム上における養殖網の横滑りを防止するため、両舷に船首から船尾まで横滑り防止用ガイドを設置することにより、養殖網をV型刃上までスムーズに移送する必要がある。

摘採時に生じる原藻中の網類の切断残滓の除去は極めて困難である。網切断の主要因となる網反りは、海況の良否、操船の難易、操船技術の拙劣等が原因で揚網時の初期において発生する。この防止には、摘採機上までの移送行程における網反りの自動調整装置、V型刃の外周に網切り防止柵、並びに養殖網の横滑り防止フレーム等の設置が必要である。

なお、原藻の摘採方法(せん断切断、引張切断)と再生の良否に関する実証については、今後の課題である。

4. 要 約

養殖場における摘採船による摘採作業のビデオ画像から作業性能について解析し、またロール式摘採機のV型刃の回転軌跡から摘採機構について検討した。

- 1) 揚網フレームの養殖網をすくいあげる力が大きくて、フレームに作用する抗力Pが小さいほど、操船が容易なため揚網摘採性能は良好となる。
- 2) ロールの回転方向と摘採船の前進方向が一致している場合は、V型刃は垂下した原藻を前進方向に跳ね飛ばしながら切断する。切断時には瞬間切断量及びV型刃の作用数が変動するので、切断抵抗は大きさと向きも変動する。
- 3) V型刃の先端角φが小さいと、切断時の負荷変動は少ない。
- 4) V型刃の付設刃数は、単数刃より刈残し長さのばらつきが少ない複数刃が良好で、本供試機では3枚刃が適当である。
- 5) ロール式摘採機では、引張切断が70%、せん断切断が30%であった。
- 6) ロール式摘採機では、原藻に対するV型刃の作用部位が変動するので、刈残し長さがばらつく傾向がある。

謝 辞

本論文の現場調査では千葉県水産試験場富津分場 主任研究員 土屋 仁氏、新富津漁業協同組合長 安室 宏氏に格別の便宜とご援助を賜った。記して謝意を表す。また、本論文を取り纏めるに当たり有益なご助言とご鞭撻を賜った東京水産大学教授有賀祐勝博士に心より感謝の意を表す。

文 献

- 石井義久(1989): 高速摘採船の効用について、私達の海苔研究(38), 28-43.
 入江敏博・山田元(1983): 工業力学, 理工学社. pp. 63-66.
 竹中規雄(1961): 機械製作法(2). コロナ社. pp. 49-51.
 特許(1964): 第969787号.
 特許(1979): 第420983号.
 矢田貞美・陳 家康・戸田勝善(1995): 海苔の吸引式摘採機の切断機構に関する研究. La mer 33(3), 177-184

1995年4月28日受領
 1995年12月14日受理